

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования «Национальный исследовательский  
Томский политехнический университет»

*На правах рукописи*

ЕРМАКОВ ДМИТРИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ

**ВИБРОАКТИВНОСТЬ  
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
Дмитриев Виктор Степанович

Томск – 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА I ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	9
1.1 Объект исследования.....	9
1.2 Математическая модель электромеханического устройства.....	12
1.3 Влияние виброактивности электромеханического устройства на примере условий эксплуатации прецизионного оборудования космического назначения.....	21
1.4 Тенденции совершенствования электромеханических устройств.....	32
1.5 Достигнутые результаты практического снижения виброактивности на примере электромеханического устройства космического назначения.....	34
Выводы по главе 1.....	40
Цель и задачи исследования.....	40
ГЛАВА II ВИБРОАКТИВНОСТЬ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА.....	41
2.1 Виброактивность электромеханического устройства и источники возбуждающих воздействий.....	41
2.1.1 Электромагнитные возбуждающие силы.....	42
2.1.2 Механические возбуждающие силы.....	44
2.1.2.1 Неуравновешенность вращающихся масс.....	44
2.1.2.2 Воздействие на конструкцию электродвигателя электромеханического устройства дефектов шарикоподшипников.....	48
2.2 Виброактивность электромеханического устройства, обладающего гироскопическими свойствами.....	50
2.3 Механические силы сопротивления при демпфировании.....	55
2.4 Механическая система без демпфирования.....	58
2.5 Механическая система с демпфированием.....	59
2.6 Математическое описание механической системы с вязким и твердотельным демпфированием.....	67
Выводы по главе 2.....	69
ГЛАВА III ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА.....	70
3.1. Амортизатор роторной системы электромеханического устройства.....	71
3.2. Технические решения снижения виброактивности электромеханического устройства при использовании вязкого демпфирования.....	73

3.3. Технические решения снижения виброактивности электромеханического устройства при использовании твердотельного демпфирования.....	75
3.4. Технические решения снижения виброактивности электромеханического устройства при комбинировании вязкого и твердотельного демпфирования.....	78
Выводы по главе 3.....	81
<b>ГЛАВА IV РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ.....</b>	<b>82</b>
4.1 Виброактивность электромеханического устройства.....	82
4.1.1 Вибрационная характеристика электромеханического устройства.....	82
4.1.2 Оборудование для определения демпфирующих свойств материалов.....	87
4.2 Результаты испытаний электромеханического устройства.....	89
4.2.1 Вибрационная характеристика электромеханического устройства при применении твердотельного демпфирования.....	89
4.2.2 Вибрационная характеристика электромеханического устройства при комбинированном использовании вязкого и твердотельного демпфирования.....	99
Выводы по главе 4.....	104
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>105</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>106</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А Вибрационные характеристики электромеханического устройства с макетами демпферов.....</b>	<b>115</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б Акты внедрения.....</b>	<b>126</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ В Патенты.....</b>	<b>128</b>

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Проблемы вибрации возникают практически во всех областях современной техники. Наблюдающийся сегодня переход к прецизионным точностям оптико-электронного оборудования и наноразмерным элементам в электронном оборудовании в значительной степени обостряет указанную проблему и требует разработки новых технических решений для снижения виброактивности.

Немаловажным неблагоприятным фактором вибрационного воздействия на прецизионное оборудование является вибрация, возникающая в процессе функционирования электромеханических устройств (ЭМУ).

ЭМУ – это большой класс исполнительных механизмов, в которых движителем является электрический двигатель любого типа с установленным на валу функциональным блоком, определяемым назначением ЭМУ. Это очень широкая группа устройств от примитивного точила или дрели до прецизионных ЭМУ, устанавливаемых на космических аппаратах (КА). Общим функциональным признаком этой группы является наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего ЭМУ.

Рабочий режим ЭМУ сопровождается генерируемой вибрацией, которая негативно сказывается не только на их надежности, долговечности, но и на функциональной работе оптико-электронного или другого прецизионного оборудования находящегося в кинематической связи с ЭМУ.

Для обеспечения снижения виброактивности любого ЭМУ требуется разработка и применение, как аналитических методов, так и технических решений улучшающих вибрационную характеристику в части уменьшения амплитуды механических колебаний.

Особенно актуально проблема виброактивности для ЭМУ, применяемых в различных технических системах турбин электро- и гидроэлектростанций и т.п.

Проблемой уменьшения вибрации в настоящее время занимаются многие научно-исследовательские институты и лаборатории.

Полностью устранить виброактивность ЭМУ технически не представляется возможным [1]. Ее можно только уменьшить до приемлемого уровня работы значений. Основные способы снижения уровня – уменьшить виброактивность самой конструкции ЭМУ на этапе разработки, ограничить угловую скорость электродвигателя ЭМУ, но данный способ не является универсальным и не дает возможности использовать весь технический потенциал устройства и третий способ, разработать виброзащиту установив ее непосредственно в источник виброактивности.

**Цель работы** состоит в разработке аналитических методов и технических решений для снижения виброактивности ЭМУ.

Для достижения цели в работе **поставлены следующие задачи:**

1. Провести анализ основополагающих причин наличия виброактивности на этапах жизненного цикла ЭМУ обладающих общим функциональным признаком – наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего устройства.

2. Разработать аналитические методы регулирования уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ, учитывающие уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличения демпфирования и разведения собственных и возбуждающих частот.

3. Разработать технические решения, позволяющие снизить имеющийся уровень виброактивности ЭМУ.

4. Выполнить экспериментальное исследование процессов снижения амплитуды виброперемещений в диапазоне рабочих частот вращения ротора ЭМУ с оценкой эффективности предложенных технических решений.

**Объектом исследования** является ЭМУ в рабочем режиме.

**Предметом исследований** являются параметры вибрации рабочих режимов ЭМУ.

**Методы исследования.** Для решения поставленных задач использовались современные методы вибродиагностики, методы вычислительной математики и компьютерного моделирования с применением программного обеспечения Excel,

SolidWorks, средств измерений, персональный компьютер с установленным программным обеспечением «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор, «Подшипник» и др.

**Достоверность и обоснованность полученных результатов** обусловлена тем, что основой аналитических исследований являются основополагающие положения теории колебаний, а подтверждение теоретических результатов достигается применением при испытаниях квалифицированной измерительной аппаратуры испытательной базы.

**Научная новизна работы заключается:**

1. В усовершенствовании математической модели ЭМУ дополнением ее разделом вибрационных характеристик, позволяющего проводить регулирование уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ.

2. В теоретическом представлении взаимосвязи трех способов снижения виброактивности механических систем:

- уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий;
- увеличение степени демпфирования;
- разведение частот возбуждающих воздействий и собственных частот

в одном математическом выражении, связывающим вышеуказанные параметры.

3. В разработке алгоритма регулирования уровня виброактивности ЭМУ, с интегрированными данными, позволяющего получить минимальный уровень вибрационных характеристик на стадии проектирования.

4. В обосновании метода определения уровня виброактивности ЭМУ, обладающего гироскопическими свойствами, использованием классического математического аппарата теории колебаний.

**Практическая значимость работы** заключается в следующем:

1. Решение научно-технических задач снижения виброактивности ЭМУ методом комбинирования твердотельного и вязкого демпфирования, подтвержденных результатами испытаний (измерений).

2. Получение уменьшенных параметров виброактивности ЭМУ в расчетно-проектном этапе разработки использованием усовершенствованной математической модели ЭМУ.

3. Использование результатов проведенных научных и прикладных исследований, а также разработанных технических решений по снижению виброактивности ЭМУ.

**Реализация результатов работы.** Результаты проведенных исследований внедрены в проекте «Интеллектуальный инерциальный модуль на основе микроэлектромеханических датчиков с функциями гироскопа, акселерометра и магнитометра для систем ориентации и навигации транспортных средств с автоматизированным управлением» ФЦП «Исследование и разработка по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2021 г.г.». Соглашение №14.518.21.0232 от 26.09.17 г.

Применение в учебном процессе отделения контроль и диагностика Инженерной школы неразрушающего контроля и безопасности при изучении дисциплин «Основы контроля и диагностики» и «Неразрушающий контроль и диагностика» для подготовки бакалавров и магистров по направлениям 12.03.01, 12.04.01 «Приборостроение».

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

1. Дополненная разделом вибрационных характеристик математическая модель ЭМУ, позволяющая проводить регулирование уровня виброактивности на стадии проектирования.

2. Разработанный алгоритм снижения виброактивности ЭМУ, учитывающий уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличения демпфирования и разведения собственных и возбуждающих частот.

3. Разработанные технические решения, позволяющие снизить имеющийся уровень виброактивности ЭМУ используя механические силы сопротивления твердотельного демпфирования для безвозвратных потерь энергии вибрации.

4. Технические решения, по улучшению вибрационной характеристики ЭМУ, обеспечивающие уменьшение уровня виброактивности используя комбинирование типов демпфирования (твердотельного и вязкого).

**Апробация результатов работы.** Основные результаты проведенных исследований доложены автором и обсуждены на международных научно-практических конференциях посвященных памяти генерального конструктора ракетно-космических систем имени академика М.Ф. Решетнева «Решетневские чтения» (Красноярск, 12 – 14 ноября 2013 г., 12 – 14 ноября 2014 г., 10 – 14 ноября 2015 г., 09 – 12 ноября 2016 г., 08 – 11 ноября 2017 г., 12 – 16 ноября 2018 г., 11 – 15 ноября 2019 г.) и научно-технической конференции «Электронные и электромеханические системы и устройства» (Томск, 16 – 17 апреля 2020 г.).

**Публикации.** Результаты выполненных исследований отражены в 17 печатных работах, в том числе: 4 статьи в рецензируемых российских журналах из перечня ВАК, 2 публикации индексируемые базами Scopus или Web of Science, 8 работ в научно-технических конференциях международного и всероссийского уровней и 3 патента РФ на полезные модели.

**Структура и объем.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и заключения, списка литературы и трех приложений. Общий объем работы составляет 130 страниц машинописного текста, включая 99 рисунков, 9 таблиц, список использованной литературы из 71 наименований и 3 приложения на 16 страницах.

# ГЛАВА I. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО.

## ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 1.1 Объект исследования

Объектом исследований в данной диссертационной работе являются ЭМУ, содержащие электропривод в виде электрического двигателя, у которого вращающаяся часть (ротор) установлены на шарикоподшипниковые опоры, а на валу установлен либо передаточный узел, либо функциональное устройство (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Блок-схема ЭМУ

Необходимость заниматься виброактивностью ЭМУ возникает в связи с повышением требований по уровню вибрации целевого функционального оборудования, на которых оно устанавливается при выполнении заданных функций.

Любое ЭМУ в рабочем режиме, с точки зрения выполнения своих целевых функций (эксплуатация, условия работы целевой аппаратуры, решаемые задачи и т.д.), должно обладать минимальной по величине амплитудой собственных вибраций.

Однако на практике это не всегда осуществляется в силу наличия механических возбуждающих воздействий различной физической природы: электромагнитной, механической, аэродинамической, гидродинамической.

Основу природы механических возбуждающих воздействий составляют инерционные возмущающие силы, возникающие вследствие движения деталей механических узлов изделий, наличие соударения и трения в сочленениях узлов.

Природой возбуждающих сил и моментов электромагнитного происхождения служит взаимодействие ферромагнитных масс под влиянием переменных во времени и пространстве магнитных полей.

Вибрации аэро- и гидродинамического происхождения (вихревые, неоднородность потока, вращение деталей) – это вихреобразование в механизмах.

Таким образом, наличие вибрации в рабочих режимах устройств – это закономерный процесс рабочего состояния любого ЭМУ, в котором имеются движущие части рабочего органа (вращение, линейное перемещение).

В настоящей диссертационной работе из всего многообразия существующих воздействий рассматриваются доминирующие – механические воздействия, существующие в источниках функциональных узлов электродвигателя: шарикоподшипник, ротор, статор, крыльчатка, маховик и т.п., установленных на валу электродвигателя.

Направлением проведенных исследований является рассмотрение особенностей вибрации в механике ЭМУ из-за наличия возбуждающих воздействий и, как следствие, наличие вибрационного режима от источника выпускаемых промышленностью неидеальных шарикоподшипников с геометрическими параметрами в пределах нормативно существующих размеров в пределах допусков и посадок, а также дисбаланса, некачественной сборки и т.п.

Известно, что, несмотря на простоту конструкции, шарикоподшипник является существенным источником причин возникновения вибрационного состояния механизма в рабочем режиме из-за гранности шариков и волнистости дорожек качения, а также других дефектов.

Создание новой техники немислимо без комплексного применения анализа и синтеза. При этом создание нового изделия базируется на двух принципах:

- эволюционное изменение;
- создание нового.

Исследования, проведенные профессором В.Ф. Журавлевым и В.Б. Бальмонтом [1] по механике шарикоподшипников гироскопов техничеки убедительно показывают, что доминирующими факторами возбуждающих воздействий являются вышеуказанные гранность и волнистость, а другие факторы, хотя и считаются неосновными, но также вносят по совокупности весомый вклад в наличие вибраций.

Ими проводились теоретические исследования в области гироскопии, где требования к вибрационным режимам на 1-2 порядка жестче, чем в области общего приборостроения. Поэтому результаты их исследований однозначно распространяются на другие модификации изделий приборостроительного применения ЭМУ.

Создание новых изделий – это как творческий, так и научный процесс, т.к. его результат – появление нового, чего не было до начала этого процесса. В результате будет появление более совершенного продукта: механизма, машины, аппарата и т.п.

Поэтому требуемый уровень качества проектируемого изделия не мыслим без анализа, синтеза и оптимизации параметров в процессе его создания, что обеспечивается только наличием математической модели интегрированной в процессе автоматизированного проектирования.

На примере требований по виброактивности к ЭМУ в данной главе показана актуальность снижения виброактивности для нормального функционирования прецизионного оборудования в любой отрасли.

В настоящее время, активно проводятся исследования по созданию технических решений с целью снизить вибрационные воздействия ЭМУ на оборудование, находящегося в общей кинематической цепи с одновременным снижением массы конструкции ЭМУ и увеличением частоты вращения ротора [2].

Однако снижение массы приводит к снижению жесткости конструкции, что ведет к снижению частоты и соответственно к повышению уровня виброактивности на рабочих скоростях вращения ротора.

Следуя существующим тенденциям совершенствования ЭМУ (раздел 1.3) требование достижения минимальной виброактивности принимает уже в настоящее время все более актуальный характер. Поэтому разработка методов и способов, способствующих решению задачи снижения виброактивности ЭМУ не прекращается.

## **1.2 Математическая модель электромеханического устройства**

Разработка ЭМУ – процесс технически и интеллектуально сложный и трудоемкий. Он требует большого объема многовариантных расчетно-конструкторских проработок на этапах НИР, макетирования, изготовления и испытаний, на которых подтверждается обоснованность принятых технических решений [3–6].

В общем случае ЭМУ должен обеспечивать точность, быстродействие, линейность характеристик, оптимальные динамические качества, необходимый ресурс и надежность. Выполнение вышеуказанных противоречивых требований осложняется технически тем, что система электромеханики ЭМУ, является генератором вибрационного рабочего режима, в котором работает ЭМУ [2, 7].

В настоящее время требуемый уровень синтеза эксплуатационных характеристик обеспечивается на грани конструкторских и технологических возможностей даже при условии максимального применения информационных технологий.

На основании проведенных аналитических исследований дополнена динамическая часть математической модели ЭМУ (таблица 1.1), в которой важной составной частью общей математической модели дифференциально-алгебраического вида является раздел «основные вибрационные характеристики».

Математическая модель ЭМУ состоит из десятков уравнений и сотни параметров, входящих в эти уравнения, поэтому достижение необходимых

результатов при оптимизации невозможно решить без автоматизации расчетно-проектных работ, т.к. оптимизация не может быть проведена без многовариантного проектирования.

Если детально проанализировать весь комплекс уравнений представленной математической модели (1.1) – (1.40), то видно, что все параметры этой модели взаимосвязаны прямой или обратной зависимостью. Это техническое обстоятельство сильно осложняет проведение оптимизации параметров всей технической системы, при этом очевидно, что наличие вибрационного рабочего режима ЭМУ дополнительно осложняет процесс оптимизации.

В виду того, что расчетно-проектные этапы разработки ЭМУ определяют его технический уровень, математическая модель является, по сути, стержнем процесса проектирования.

Решение любой оптимизационной задачи основано на математической модели исследуемого объекта и вычислительного эксперимента. Проведение вычислительного эксперимента не с самим объектом, а с его параметрами дает возможность эффективно исследовать его свойства при различных сочетаниях этих параметров. Основу этого эксперимента составляет структура «модель-алгоритм-программа» [9–11].

Таблица 1.1 – Математическая модель ЭМУ

<b>Основные эксплуатационные характеристики</b>		
$\Omega = 2\pi f = \frac{\pi n}{30}$	основная рабочая частота	(1.1)
$P = 1,028 \cdot M_c \cdot \Omega$	потребляемая энергия	(1.2)
$T_{разг} = 4T_m$	время разгона	(1.3)
$T_m = \frac{H}{M_{пуск}}$	постоянная времени	
$P(t) = e^{\frac{t-a_1}{b_1}}$ $F(t) = 1 - e^{\frac{t-a_1}{b_1}}$  где: $a_1 = \hat{a} - K_1 b_1$ ; $a_1 = \frac{1}{n-1}(nt_1 - T) - K_1 b(1 - K_2)$ ; $b_1 = \hat{b}(1 - K_2)$	ресурс подшипника  функция распределения (функция Вейбулла)   коэффициенты влияния	(1.4)
$\sigma = \frac{\rho \cdot \Omega^2 \cdot R^2}{g}$	механические напряжения	(1.5)
$M_{упр} = M_{эм} + M_c$  $M_{упр} = \frac{dH}{dt} = J\dot{\Omega}$	управляющий момент	(1.6)
$M_c = (M_y + M_{ун} + M_a)$	момент сопротивления	(1.7)

$M_{um} = 1,14K_k \left( 1 + \frac{D_e}{d_u} Q_p \right)$	момент трения шарикоподшипников	(1.8)
$M_{aэp} = 2\pi\rho C_{Л(T)} \Omega^2 \Gamma_\phi$ $\Gamma_\phi = R^4 h + 2 / 3R^5$ $C_{Л} = 0,53R_e^{-0.5}$ $C_T = 0,0287R_e^{-0.2}$ $R_e = \frac{\Omega \cdot R^2}{\nu}$	момент аэродинамического сопротивления геометрический фактор ротора аэродинамические коэффициенты для ламинарного и турбулентного течения число Рейнольдса	(1.9)
<b>Основные вибрационные характеристики</b>		
$m_1 \ddot{x} + k_D \dot{x} + kx = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t) + m\omega^2 \sin \omega t + \sum_{i=1}^{\infty} m\omega^2 x_1 \sin \omega t$	уравнение динамики механической системы (ЭМУ) при суммарном периодическом, гармоническом и линейном возбуждающем воздействии	(1.10)
$x = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a}{2k} + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{a_i \cos(i\omega_e t - \varphi_i) + b_i \sin(i\omega_e t - \varphi_i)}{k\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega - \varphi_i) +$ $+ \frac{m\omega^2}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega t + \varphi) + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{m\omega^2 x_1}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega t - \varphi)$	реакция механической системы (ЭМУ) на суммарное периодическое, гармоническое и линейное механическое воздействие	(1.11)

$\frac{m_1 x}{m e} = r^2 \aleph$	<p>отношение реакции механической системы и возбуждающего воздействия</p>	<p>(1.12)</p>
$r = \frac{\omega_e}{\omega_c}$	<p>отношение частот возбуждающей к собственной</p>	<p>(1.13)</p>
$\aleph = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2) + (2\xi r)^2}}$	<p>динамический коэффициент</p>	<p>(1.23)</p>
$\omega_c = \frac{1}{\sqrt{0,5(m\alpha - J_z \beta) + \sqrt{0,25(m\alpha - J_z \beta)^2 + m J_z (\alpha \beta - \gamma^2)}}$ <p>где:</p> $\alpha = \frac{ab^2}{3EJ_{c1}} + \frac{b^3}{3EJ_{c2}}; \beta = \frac{a}{3EJ_{c1}} + \frac{b}{EJ_{c2}}; \gamma = \frac{ab}{3EJ_{c1}} + \frac{b^2}{2EJ_{c2}}$	<p>критическая скорость вращения ротора</p> <p>коэффициенты влияния</p>	<p>(1.14)</p>
$\omega_c = \frac{\pi^2 d}{4l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\pi^2 d^2}{16 l^2}}}$	<p>критическая скорость вала ротора с распределенной нагрузкой</p>	<p>(1.15)</p>
$\omega_{kp} = \frac{\pi^2 d}{4l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$	<p>критическая скорость вала с распределенной нагрузкой при <math>d/l \ll 1</math></p>	<p>(1.16)</p>
$Z = j \left( \omega m - \frac{k_y}{\omega} \right) + R$	<p>полное механическое сопротивление</p>	<p>(1.17)</p>

$\alpha_a = \frac{\sqrt{J_C(J_C\dot{\psi}_n^2 + J_B\dot{\nu}_n^2)}}{J\Omega \cos \nu_0}$ $\beta_a = \frac{\sqrt{J_B(J_C\dot{\psi}_n^2 + J_B\dot{\nu}_n^2)}}{J\Omega \cos \nu_0}$	<p>амплитуда нутационных колебаний</p>	<p>(1.18)</p>
$n = \frac{J\Omega \cos \nu_0}{\sqrt{J_B J_C}}$	<p>частота нутационных колебаний</p>	<p>(1.19)</p>
$f_6 = \frac{f}{2} \left( 1 \pm \frac{d_{uu}}{D_o} \right) \frac{z_6 z_{uu}}{q}$	<p>основная частота вибраций от соотношения числа волн и числа шариков</p>	<p>(1.20)</p>
$f_i = \frac{f}{2} \left( 1 - \frac{d_{uu}}{D_o} \right) z_{ui} i$	<p>частота вибраций от <math>i</math>-ой гармоники</p>	<p>(1.21)</p>
$f_c = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{2d_{uu}}{D+d} \right) \cos q \right] \Omega$	<p>частота вибрации, вызванная неуравновешенностью сепаратора шарикоподшипника</p>	<p>(1.22)</p>
$f_6 = 0,5 \left[ 1 + \left( \frac{2d_{uu}}{D+d} \right) \cos q \right] z\Omega$	<p>частота вибрации, вызванная дефектом внутреннего кольца шарикоподшипника</p>	<p>(1.23)</p>
$f_n = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{2d_{uu}}{D+d} \right) \cos q \right] z\Omega$	<p>частота вибрации, вызванная дефектом наружного кольца шарикоподшипника</p>	<p>(1.24)</p>
$f_{mk} = \left( \frac{d+D}{4d_{uu}} \right) \left( 1 - \frac{4d_{uu}^2}{(d+D)^2} \cos^2 q \right) \Omega$	<p>частота вибрации, вызванная дефектом тела качения шарикоподшипника</p>	<p>(1.25)</p>

$f_{o.с.} = \frac{d + D}{2d_u} z\Omega$	<p>частота вибрации, вызванная шероховатостью или овальностью тел качения шарикоподшипника</p>	<p>(1.26)</p>
$f_3 = 0,5z\Omega$	<p>частота вибрации, вызванная зазором в шарикоподшипнике</p>	<p>(1.27)</p>
$f_o = f \frac{D_0}{d_u} \left(1 - \frac{d_u^2}{D_0^2}\right) z_u$	<p>частота вибраций от овальности шариков</p>	<p>(1.28)</p>
<p><b>Основные электромагнитные характеристики (на примере вентильного электродвигателя)</b></p>		
$M_{эм} = \frac{m \cdot p \cdot W_\phi \cdot K_{о\phi} \cdot \Phi_\phi \cdot J_\phi}{\sqrt{2}}$	<p>электромагнитный момент</p>	<p>(1.29)</p>
$M_{эм} = c_m \left[ (I_{\phi 1} \sin \omega t)(\Phi_1 \sin \omega t) + (I_{\phi 2} \cos \omega t)(\Phi_2 \cos \omega t) \right]$	<p>электромагнитный момент при гармонической форме сигналов ДПР и ЭДС</p>	<p>(1.30)</p>
$P_{2н} = M_{эм} \frac{n}{9,55}$	<p>номинальная мощность электродвигателя</p>	<p>(1.31)</p>
$U_\phi = \frac{2\sqrt{2}(U_\pi - \Delta U)}{\pi} \cdot \sin \frac{\pi}{3}$	<p>фазное напряжение</p>	<p>(1.32)</p>
$B_{\delta\phi} = \frac{1}{\frac{1}{B_r} + \frac{\delta \cdot 10^6}{H_c h_\pi}}$	<p>эквивалентная магнитная индукция в воздушном зазоре</p>	<p>(1.33)</p>

продолжение Таблицы 1.1

$B_{\delta} = \frac{B_{\delta 2}}{k_{\delta}}$	магнитная индукция под полюсами	(1.34)
$\Phi_{\delta} = B_{\delta} b_m l_n$	магнитный поток в рабочем воздушном зазоре	(1.35)
$W_{\phi} = \frac{S_{\pi} p q}{a}$	число витков в фазе	(1.36)
$E_{вр} = \frac{4,44 W_{\phi} K_{об} \Phi_{\Sigma} f}{K_{\phi}}$	ЭДС вращения электродвигателя	(1.37)
$R_{\phi} = \rho \cdot \frac{L_{a.ср} W_{\phi}}{a q_{эл} n_{эл}}$	активное сопротивление фазы	(1.38)
$L_{\phi} = \frac{W_{\phi}^2 \mu_0 \left( \frac{h_{вн} + h_j}{2} \right) l_{\pi}}{\delta}$	индуктивность фазной обмотки статора	(1.39)
$I_{\phi} = \frac{I_{\phi.амп}}{\sqrt{2}}$	значение фазного тока	(1.40)

где  $R$  – наружный радиус ротора;  $r_e$  – внутренний радиус ротора;  $m_1$  – масса ЭМУ;  $\gamma$  – удельная масса материала ротора;  $h$  – высота ротора;  $D_m$  – диаметр ротора;  $\Omega$  – угловая скорость вращения;  $C$  – коэффициент работоспособности шарикоподшипников;  $Q_p$  – нагрузка;  $\eta$  – коэффициент полезного действия;  $T_m$  – постоянная времени;  $K_k$  – коэффициент трения качения;  $D_e$  – внутренний диаметр наружного кольца шарикоподшипника;  $\rho$  – плотность среды, окружающей ротор;  $R_e$  – число Рейнольдса;  $D_0$  – диаметр по центрам тел качения шарикоподшипника;  $z$  – число тел качения (шариков);  $d_{ш}$  – диаметр тела качения (шарика);  $\alpha, \beta, \xi$  – коэффициенты

влияния, определяющиеся конструкцией ротора с валом;  $a$  – расстояние от левой опоры до ротора;  $b$  – расстояние между опорами вала;  $G$  – вес ротора;  $EJ_1$  и  $EJ_2$  – жесткости сечения вала на изгиб;  $J_X, J_Y, J_Z$  – моменты инерции ЭМУ относительно соответствующих осей;  $J_{\text{э}}$  – экваториальный момент инерции ЭМУ;  $l$  – смещение центра тяжести ЭМУ;  $\varepsilon$  – угол отклонения между осью главного момента инерции ротора и осью вращения;  $\mu$  – коэффициент соотношения осевого и экваториальных моментов инерции ротора;  $D$  – диаметр наружного кольца шарикоподшипника;  $n$  – частота подшипниковых вибраций;  $\aleph$  – динамический коэффициент передачи;  $d$  – диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника;  $\omega_{\text{с}}$  – частота возбуждения колебаний;  $\omega_c$  – собственная частота;  $q$  – угол контакта тел качения;  $J_B$  и  $J_C$  – экваториальные моменты инерции относительно осей  $BB$  и  $CC$ ;  $J\Omega$  – кинетический момент;  $\nu_0$  – угол между осями  $AA$  и  $CC$ ;  $\Delta U$  – падение напряжения на силовых ключах схемы управления;  $c_m$  – коэффициент пропорциональности;  $I_{\text{ф1}}, I_{\text{ф2}}$  – амплитуды токов первой и второй фаз двигателя;  $\Phi_1, \Phi_2$  – амплитуды магнитных потоков;  $B_r$  – остаточная индукция;  $H_c$  – коэрцитивная сила магнита;  $\delta$  – воздушный зазор;  $h_{\text{п}}$  – высота полюса;  $k_{\delta}$  – эмпирический коэффициент рассеивания магнитного потока индуктора;  $b_m$  – ширина магнита;  $l_{\text{п}}$  – длина полюса;  $K_{\text{ф}}$  – коэффициент формы поля возбуждения;  $S_{\text{п}}$  – число эффективных проводников в пазу;  $a$  – число параллельных ветвей;  $\rho$  – удельная проводимость меди;  $L_{\text{а.ср}}$  – средняя длина витка обмотки статора;  $h_{\text{вн}}$  – толщина ярма внешнего индуктора;  $h_j$  – толщина ярма внутреннего индуктора;  $I_{\text{ф.амп.}}$  – амплитудное значение фазного тока;  $k = \frac{d_{\text{с}}}{D_{\text{м}}}$  – коэффициент влияния;  $k_y$  – коэффициент упругости.

### **1.3 Влияние виброактивности электромеханического устройства на примере условий эксплуатации прецизионного оборудования космического назначения**

В реальных условиях эксплуатации КА установленные на его борту ЭМУ различных систем, являясь источником периодических механических колебаний, создают вибрационные воздействия относительно базовых ортогональным осей платформы КА, а через систему жестких связей на целевую аппаратуру и механизмы, находящиеся на борту КА, что является особенно проблемным фактором для КА зондирования Земли, где виброактивность ЭМУ может существенно снизить качество снимков земной поверхности.

Для КА научного назначения, например, гравиметрических или астрофизических из-за виброактивности ЭМУ невозможно обеспечить приемлемую информативность результата научных исследований. Менее остра эта проблема для спутников связи и телекоммуникаций. Поэтому, учитывая все обстоятельства, снижение уровня вибрационных помех, передающихся через посадочную плоскость ЭМУ на КА, следует считать важной и актуальной научно-технической задачей.

КА представляет собой сложную инженерно-техническую конструкцию с множеством подвижных элементов, каждый из которых имеет собственные динамические характеристики. 4 октября 1957 года запущен первый искусственный спутник Земли «Спутник-1» и с этого времени сложность конструкции КА и уровни решаемых задач стали расти в арифметической, а в некоторых областях – в геометрической прогрессии [11–14].

Целый ряд современных КА оснащен прецизионным оборудованием целевого назначения [15]. Рассмотрим некоторые из них.

КА «Спектр-УФ» (рисунок 1.2) предназначен для проведения фундаментальных астрофизических исследований в ультрафиолетовом и видимом диапазонах электромагнитного спектра, а также для регистрации гамма-излучения, что невозможно проводить в наземных условиях из-за наличия атмосферы [8, 16]. Основным инструментом этого КА является телескоп Т-170М

с зеркалом. Требования по точности стабилизации положения исследуемых источников излучения в фокальной плоскости составляют  $0,03''$ .

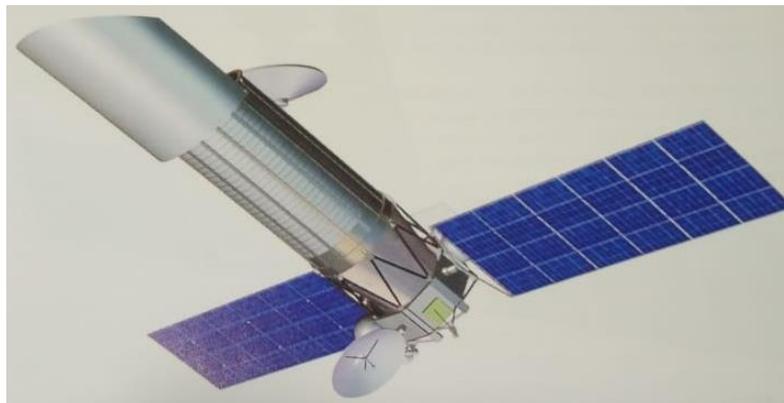


Рисунок 1.2 – КА «Спектр-УФ»

КА «Спектр-РГ» (рисунок 1.3) является международным российско-германским проектом, нацеленным на создание орбитальной астрофизической обсерватории, предназначенной для изучения Вселенной в рентгеновском диапазоне длин волн. На борту аппарата в качестве целевой научной аппаратуры используются зеркальные рентгеновские телескопы eROSITA и ART-XC. Телескоп-концентратор ART-XC предназначен для спектроскопии и временного анализа галактических и внегалактических рентгеновских источников (скопления галактик и т.д.) [8, 17].

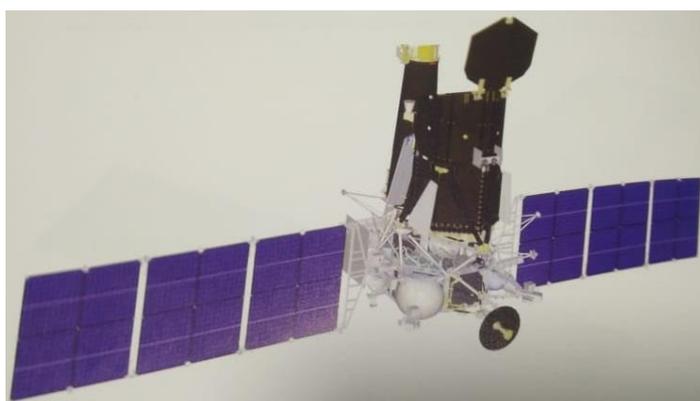


Рисунок 1.3 – КА «Спектр-РГ»

КА «Электро-Л» (рисунок 1.4) входит в состав геостационарной гидрометеорологической космической системы и предназначен для обеспечения оперативной гидрометеорологической информацией служб по мониторингу окружающей среды. КА оснащен многозональными сканирующими устройствами

гидрометеорологического обеспечения (МСУ-ГС) для получения многоспектральных изображений облачности. Требования по уровням угловых перемещений каждого из МСУ-ГС составляют не более 2,9" [8, 17].

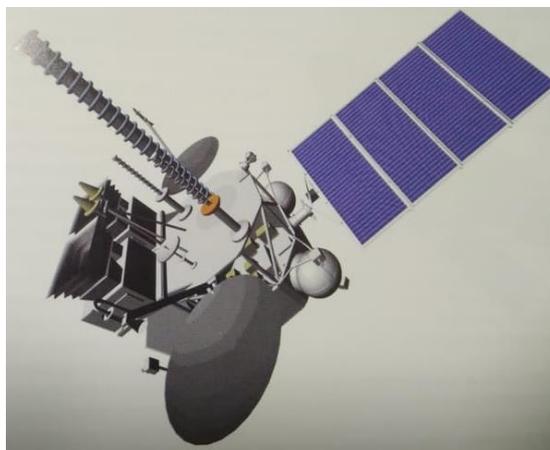


Рисунок 1.4 – КА «Электро-Л»

КА «Спектр-Р» (рисунок 1.5) предназначен для создания высокоапогейного искусственного спутника Земли с радиотелескопами для фундаментальных астрономических исследований. Для выполнения требований по точности стабилизации конструкции радиотелескопа необходимо, чтобы интегрально максимальные механические колебания всех движущихся частей на КА не превышали по амплитуде 0,25 мм [8].



Рисунок 1.5 – КА «Спектр-Р»

КА «Канопус» (рисунок 1.6) предназначен для получения панхроматических и многозональных изображений поверхности Земли. Данный аппарат включает в

свой состав целевую аппаратуру с высокими точностными требованиями: панхроматическую съемочную систему и многозональную съемочную систему [8, 18].



Рисунок 1.6 – КА «Канопус»

Таким образом, механическая активность источников вибрации, расположенных на КА, оказывает существенное негативное воздействие на работу целевого прецизионного оборудования. К основным источникам вибрации относятся: ЭМУ системы ориентации (СО), ЭМУ солнечных батарей (СБ), ЭМУ остронаправленных антенн (ОНА), системы регулирования и жизнеобеспечения и другие источники (рисунок 1.7).



Рисунок 1.7 – Основные источники виброактивности на борту КА

Приведенные ниже примеры результатов измерения виброактивности ЭМУ наглядно демонстрируют наличие вибрации, влияющей на функционирование прецизионного оборудования КА.

Для обеспечения нормального функционирования прецизионного оборудования следует постоянно вести научно-исследовательские работы по эффективному снижению виброактивности ЭМУ.

Например, разработчики КА АО «НПО им. Лавочкина» [11] проводят работы по анализу виброактивности ЭМУ с помощью стенда по измерению силомоментных характеристик (рисунок 1.8, 1.9). Ниже приведены примеры результатов измерения сил и моментов относительно осей X, Y, Z при различных скоростях вращения роторной системы ЭМУ (таблица 1.2, рисунок 1.10, 1.11).

*а**б*

Рисунок 1.8 – Пример установки на силомоментном стенде четырех ЭМУ на кронштейне (*а*) и одного на стойке (*б*)

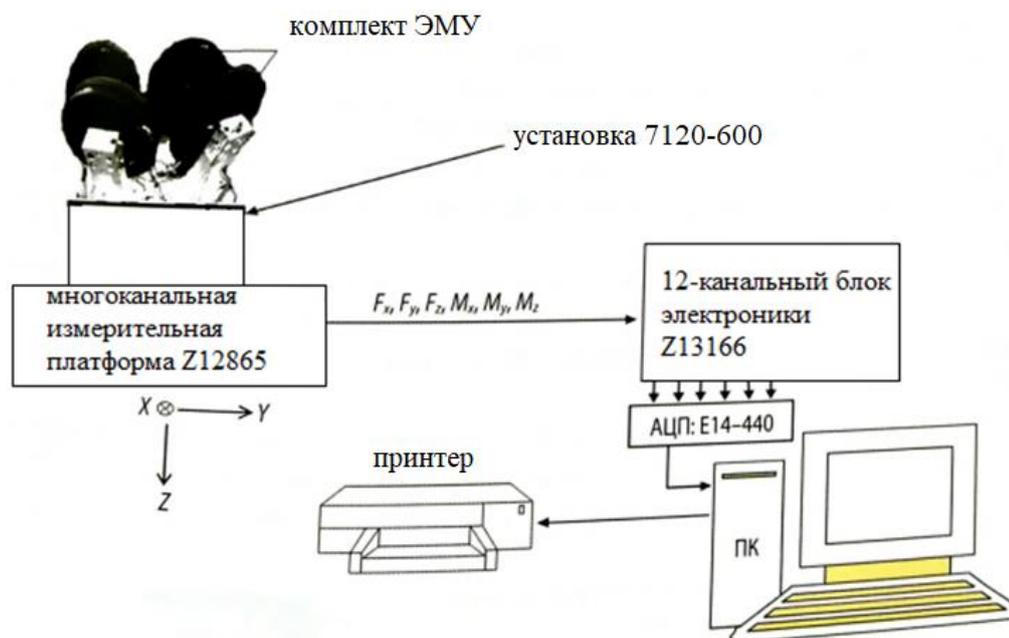


Рисунок 1.9 – Блок-схема испытаний ЭМУ на силомоментном стенде

Таблица 1.2 – Результаты измерения сил и моментов относительно осей X, Y, Z при различных скоростях вращения ротора

скорость вращения, об/мин	частота, Гц	амплит. сил по X, Н	амплит. сил по Y, Н	амплит. сил по Z, Н	амплит. моментов по X, Н·м	амплит. моментов по Y, Н·м	амплит. моментов по Z, Н·м
500	8,381	0,086	0,124	0,109	0,005	0,011	0,015
1000	16,671	0,288	0,665	0,049	0,019	0,062	0,064
1268	21,135	0,260	0,254	0,114	0,053	0,093	0,048
1487	24,778	0,418	0,343	0,282	0,039	0,120	0,121
1765	29,424	0,823	0,589	0,589	0,053	0,234	0,202
2033	33,888	0,839	0,554	0,506	0,080	0,269	0,154
2246	37,441	1,100	0,700	0,804	0,134	0,330	0,258
2383	39,718	1,622	1,052	0,749	0,130	0,435	0,272
2514	41,905	1,856	1,229	1,093	0,146	0,481	0,371
2760	46,004	2,786	2,605	0,864	0,487	1,142	0,067
2908	48,464	1,577	2,782	1,204	0,749	0,490	0,419
3274	54,568	8,151	7,317	1,902	1,297	2,160	0,584
3498	58,306	26,050	88,663	7,122	18,059	7,559	4,581

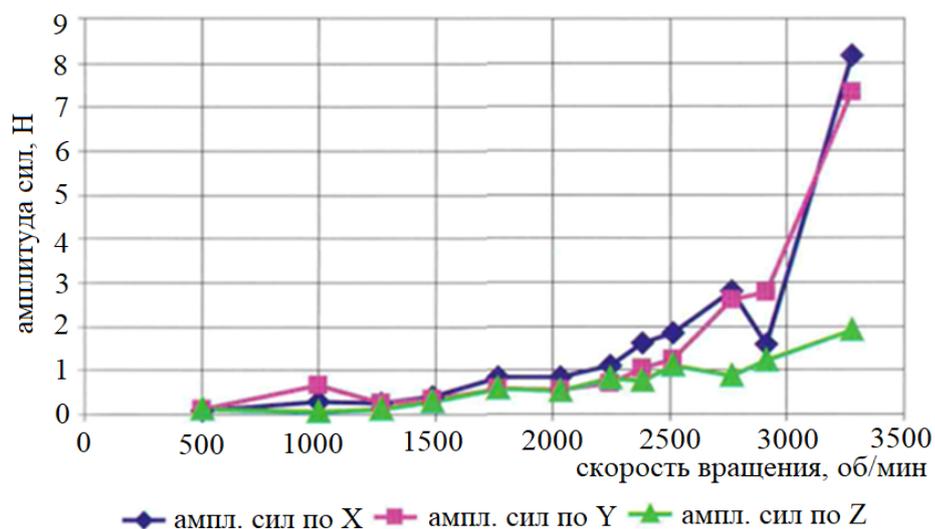


Рисунок 1.10 – Пример результатов измерения амплитуды сил комплекта ЭМУ (4 шт.) АО «НПО им. Лавочкина»

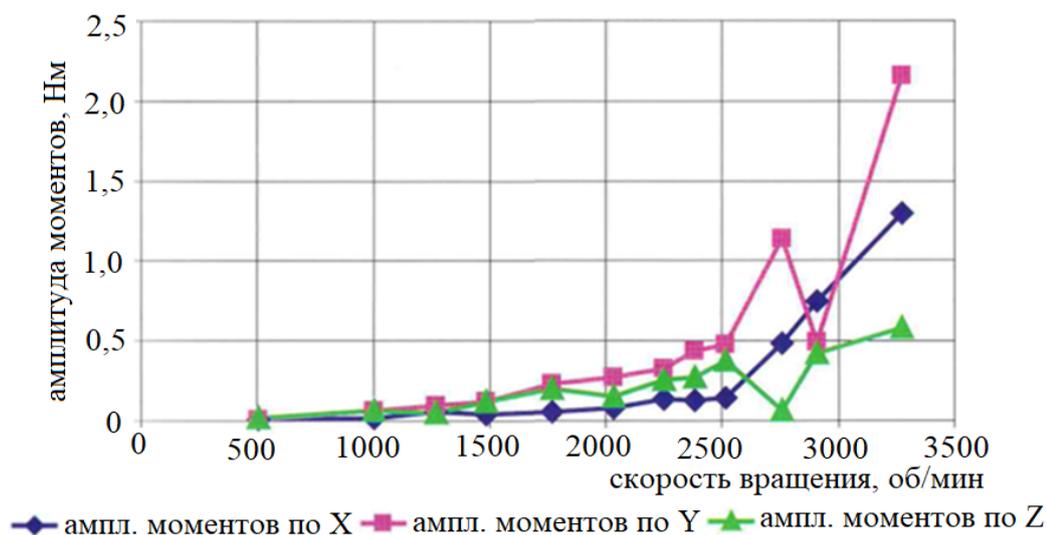


Рисунок 1.11 – Пример результатов измерения амплитуды моментов комплекта ЭМУ (4 шт.) АО «НПО им. Лавочкина»

Можно отметить (таблица 1.2, рисунок 1.10, 1.11), что с ростом скорости вращения ротора растет амплитуда и сил и моментов ( $F = m\epsilon\Omega^2$ ).

Далее приведены результаты измерений силомоментных значений для одного ЭМУ (рисунок 1.12, 1.13) с пересчетом в амплитудно-частотную характеристику (рисунок 1.14, 1.15).

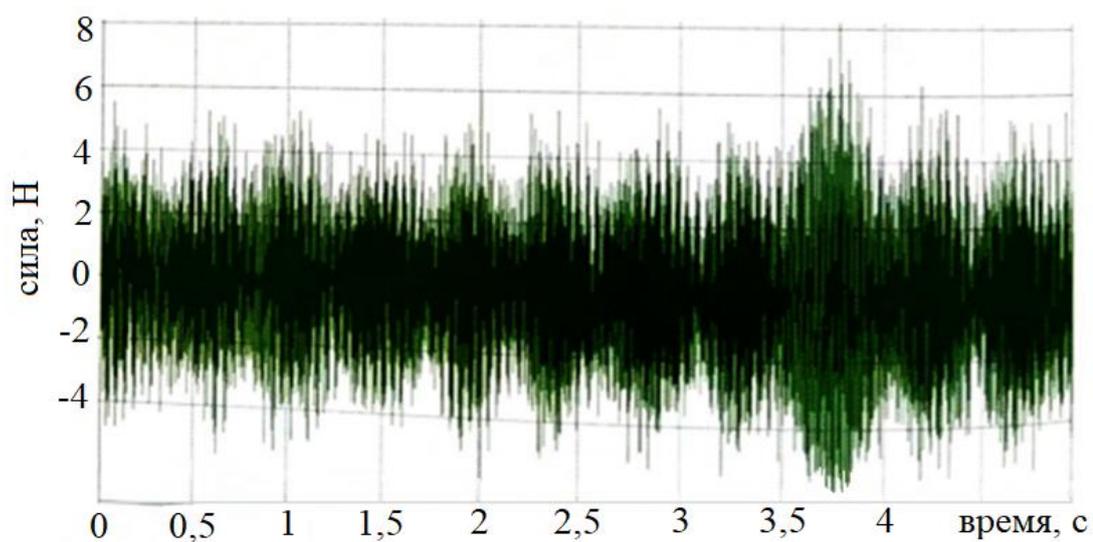


Рисунок 1.12 – Пример результатов измеренных значений сил по оси X

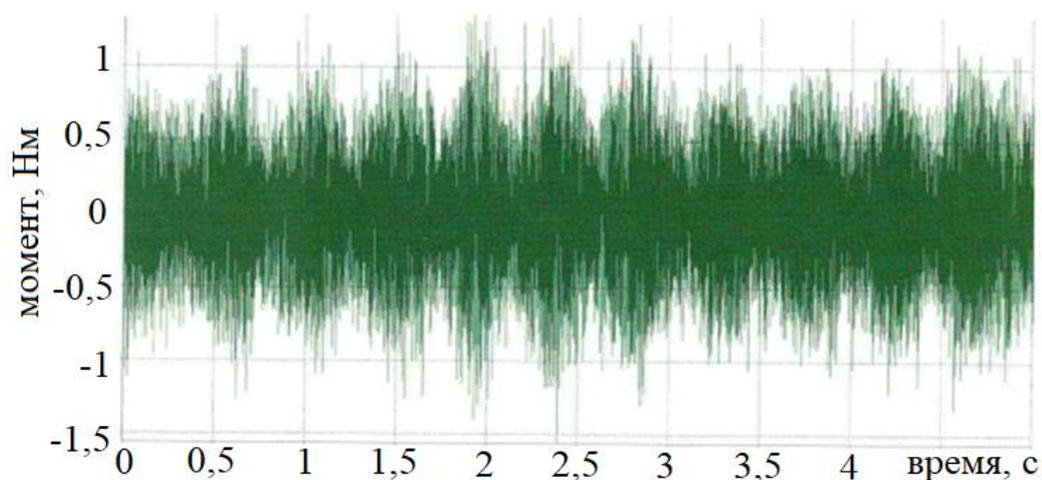


Рисунок 1.13 – Пример результатов измеренных значений моментов по оси X

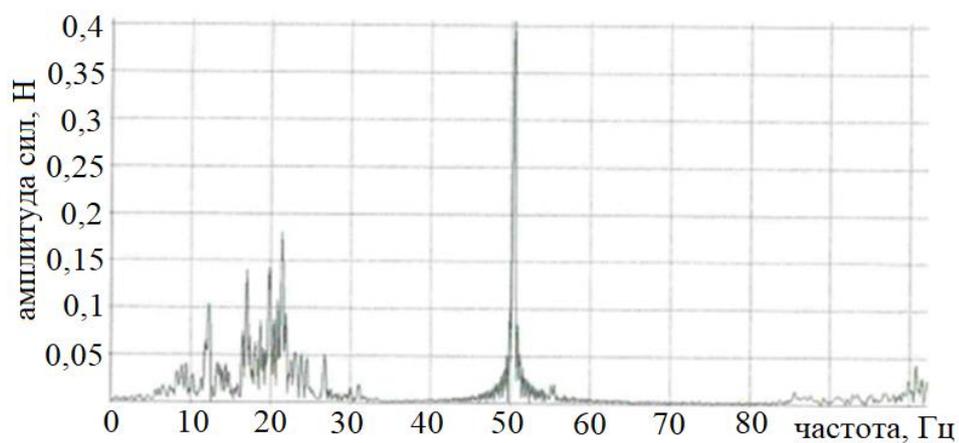


Рисунок 1.14 – Пример результатов измерения амплитуды сил относительно оси X в диапазоне рабочих частот

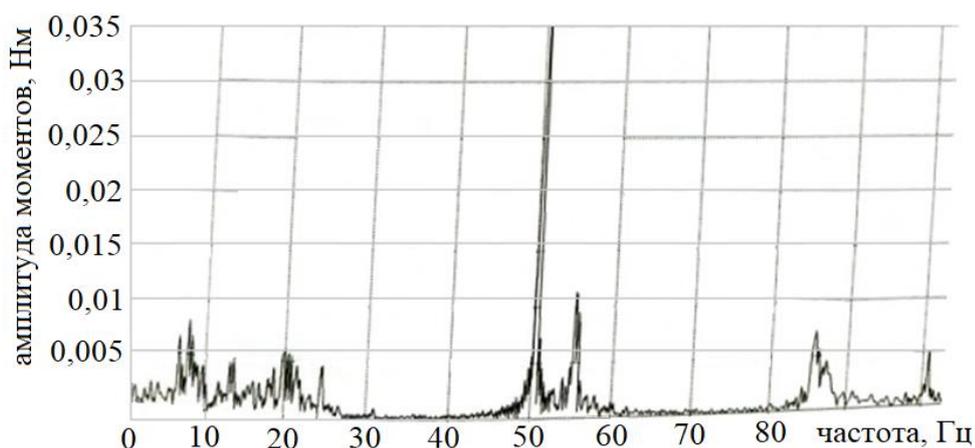


Рисунок 1.15 – Пример результатов измерения амплитуды моментов относительно оси X в диапазоне рабочих частот

Зная значения сил и моментов, возможно найти максимальные значения статического и динамического дисбалансов и использовать их в процессе проектирования путем расчета [19]

статический дисбаланс (методика расчета для стенда рисунок 1.19):

$$D_{ст} = \frac{F}{(2\pi f)^2} \left[ кг \cdot м \right] = 10^6 \cdot \frac{F}{(2\pi f)^2} \left[ г \cdot мм \right],$$

где:  $F$  – амплитуда силы, действующей по направлению соответствующей оси (OX либо OY),  $[Н]$ ;

$f$  – частота вращения ротора,  $[Гц]$ ;

динамический дисбаланс (методика расчета для стенда рисунок 1.19):

$$D_{дин} = \frac{M}{(2\pi f)^2} \left[ кг \cdot м^2 \right] = 10^9 \cdot \frac{M}{(2\pi f)^2} \left[ г \cdot мм^2 \right],$$

где:  $M$  – амплитуда момента, действующего относительно соответствующей оси (OX либо OY),  $[Н \cdot м]$ ;

$f$  – частота вращения ротора,  $[Гц]$ .

Используя значения сил и моментов, а также величины статических и динамических дисбалансов при различных скоростях вращения ротора, оценивается фактический уровень влияния виброактивности конкретного ЭМУ.

Далее (рисунок 1.16 – 1.19) приведены примеры результатов измеренных амплитуд сил и моментов, а также расчетные значения статических и

динамических дисбалансов ЭМУ по результатам испытаний на силомоментном стенде по осям X и Y [11].

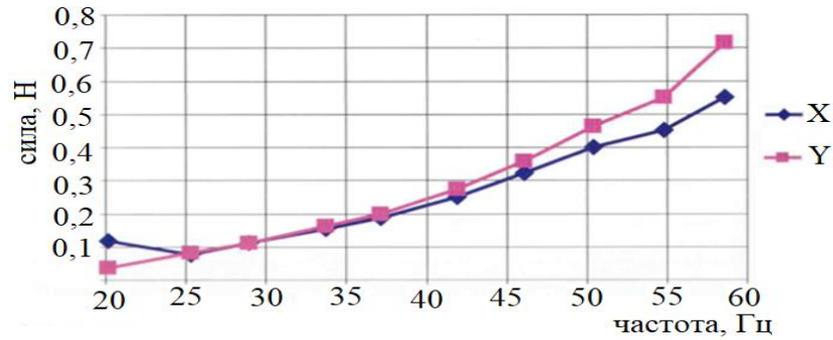


Рисунок 1.16 – Пример результатов измерения амплитуды сил ЭМУ по осям X и Y

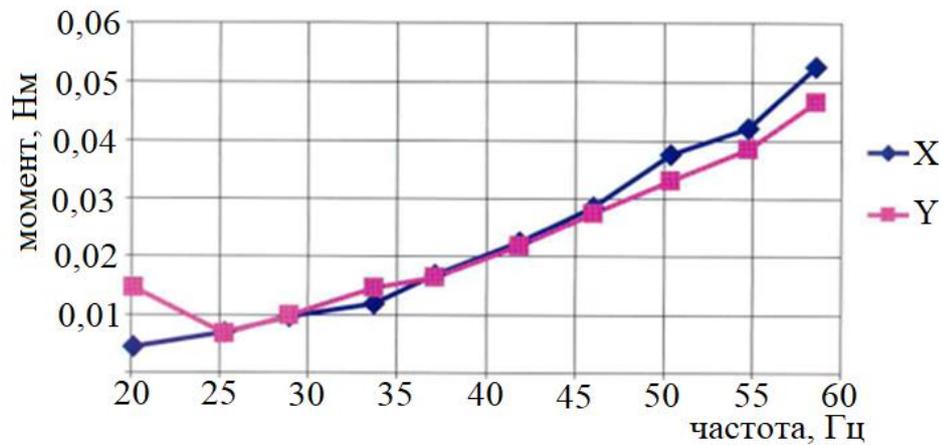


Рисунок 1.17 – Пример результатов измерения амплитуды моментов ЭМУ по осям X и Y

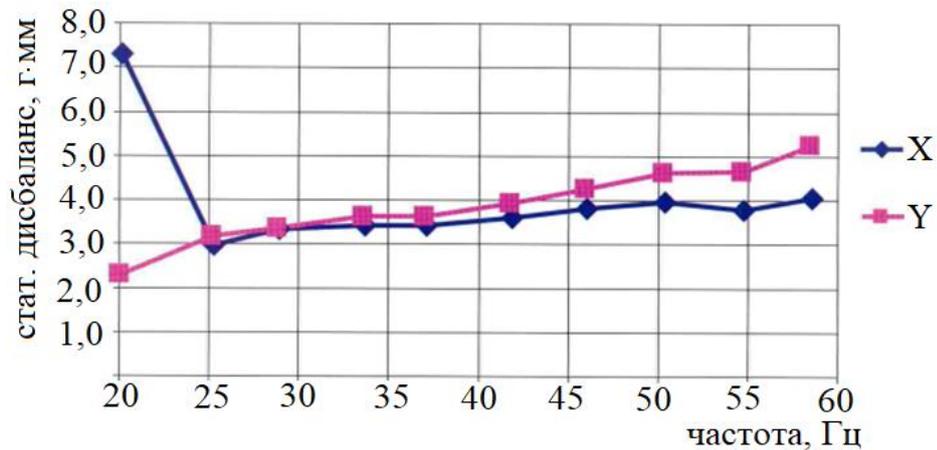


Рисунок 1.18 – Расчетный статический дисбаланс ЭМУ по осям X и Y

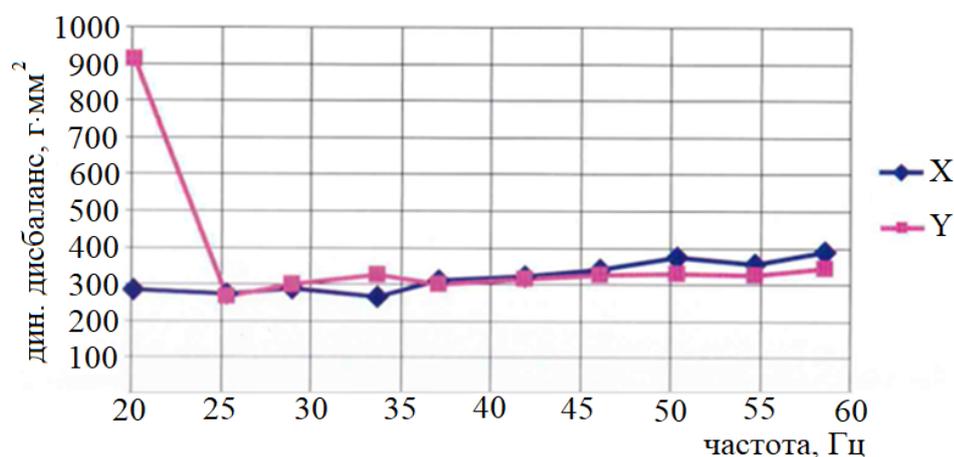


Рисунок 1.19 – Расчетный динамический дисбаланс ЭМУ по осям X и Y

Для оценки вибрационных воздействий на целевое оборудование КА в АО «НПО им. Лавочкина» проведены лабораторно-отрабочные испытания с ЭМУ системы ориентации (рисунок 1.20), при этом датчиками самого целевого оборудования фиксировалось влияние виброактивности ЭМУ на различных скоростях вращения роторной системы [11].

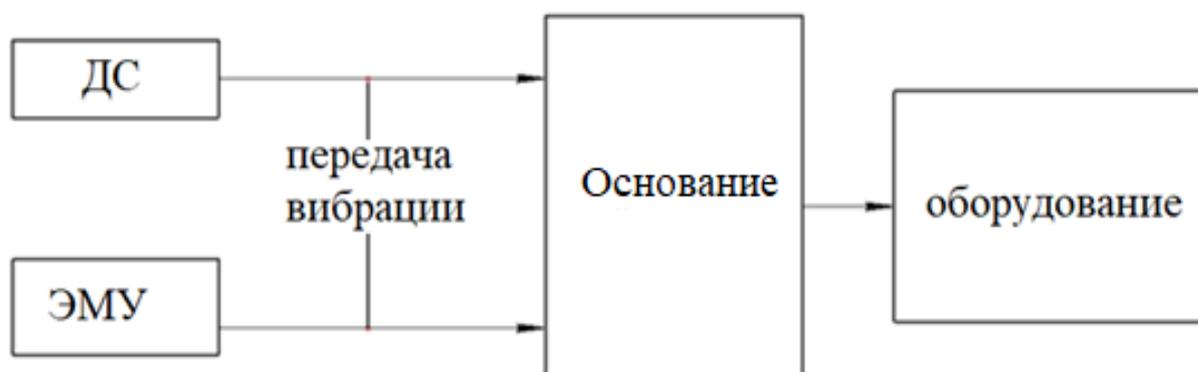


Рисунок 1.20 – Схема передачи вибрации на целевое оборудование КА

Проведенные исследования в АО «НПО им. Лавочкина» с ЭМУ показывают, что уровень виброактивности не позволяет вести длительную непрерывную съемку без разгрузки ЭМУ и без включения двигателей стабилизации (ДС), корректирующих положение КА в момент разгрузки ЭМУ. Так как запас топлива ДС ограничен, то при такой схеме ограничения скорости вращения роторной системы ЭМУ топливо у ДС будет сокращаться гораздо быстрее, а затем исчезнет возможность маневра КА и период активной эксплуатации его будет считаться завершенным.

В результате этих испытаний определены пороговые значения вибрации приходящей от ЭМУ на чувствительные датчики целевого оборудования, и дана рекомендация ограничить скорость вращения роторной системы до 1000 об/мин [11]. Все это подчеркивает актуальность исследований темы диссертационной работы.

#### **1.4 Тенденции совершенствования электромеханических устройств**

С повышением требований по точности, увеличению срока активного существования, возникает необходимость дальнейшего совершенствования эксплуатационных характеристик ЭМУ.

Анализ опубликованных материалов в период с 1960 года по настоящее время показал, что ЭМУ постоянно совершенствуются – увеличивается ресурс, надежность и снижаются массогабаритные характеристики [2–4].

Проведенный анализ тенденций [2–4] в рамках проводимых ранее исследований изменения основных характеристик ЭМУ (рисунок 1.21) показал неуклонное стремление к повышению скорости вращения ротора и срока активного существования ЭМУ, хотя эти характеристики и взаимосвязаны обратной зависимостью. Из них видно, что 40 летний период подтвердил обоснованность сделанного прогноза.

С увеличением угловой скорости ротора уменьшаются его массогабаритные параметры, но одновременно с этим растет потребление электроэнергии, а возможное снижение жесткости составных элементов конструкции приведет к смещению диапазона резонансных частот элементов конструкции ЭМУ в сторону рабочего диапазона частот вращения ротора, что отразится на виброактивности.

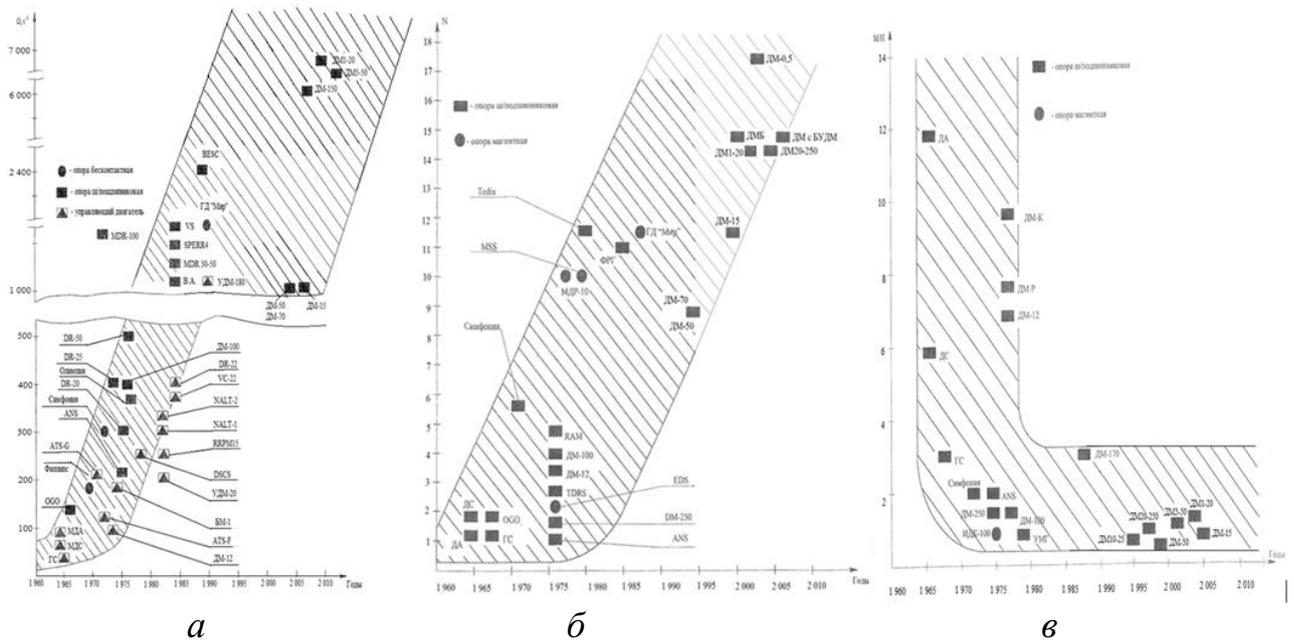


Рисунок 1.21 – Тенденции изменения основных эксплуатационных характеристик ЭМУ: *а* – скорости; *б* – ресурса; *в* – удельно-массовой характеристики

На рисунке 1.22 показан прогноз, сделанный автором по результатам анализа существующих тенденций развития ЭМУ.

Прогноз тенденций показывает дальнейшее увеличение функционально-технического уровня и снижение массы ЭМУ. В основе выявленных тенденций (рисунок 1.22) лежат результаты аналитических исследований проведенных автором, а также общие тенденции совершенствования ЭМУ [7, 19].

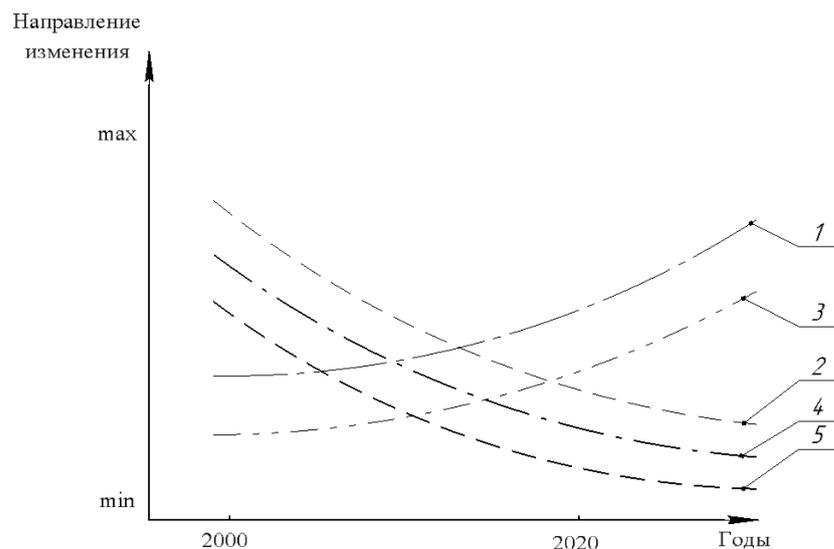


Рисунок 1.22 – Тенденции развития требований к виброактивности ЭМУ:  
*1* – долговечность; *2* – прогнозируемый уровень влияния виброактивности ЭМУ;  
*3* – функционально-технический уровень; *4* – дисбаланс ротора;  
*5* – масса ЭМУ

Анализ объективно существующих в настоящее время направлений совершенствования ЭМУ по обеспечению основных эксплуатационных характеристик (рисунок 1.22) показывает, что все большее значение имеют такие направления развития ЭМУ, как повышение долговечности и снижение виброактивности.

### 1.5 Достигнутые результаты практического снижения виброактивности на примере электромеханического устройства космического назначения

Многие организации разработчики прецизионного оборудования проводят исследовательские работы по использованию виброзащиты для того, чтобы снизить влияние виброактивности ЭМУ.

Например, для ЭМУ на борту КА сделаны попытки разработать виброзащитные устройства, реализованные на основе вакуумной резины [11, 18]. Предполагалось между ЭМУ и площадкой для его крепления установить резиновые втулки (рисунок 1.23).

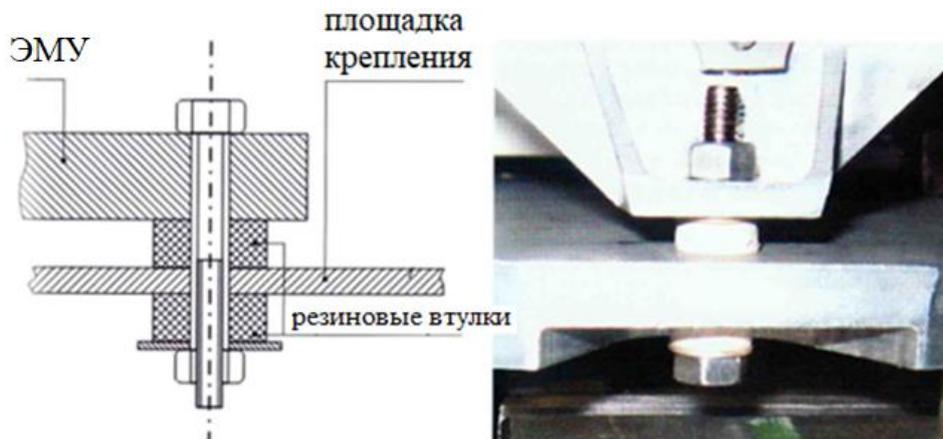


Рисунок 1.23 – Виброзащитное устройство на основе вакуумной резины

Варьируя жесткостью резиновых втулок, а также степенью затяжки гайки, получили удовлетворительные результаты. Отказом от данного типа виброзащиты послужило отсутствие повторяемости результатов при одинаковых параметрах резиновых втулок, что связано с технологией, обеспечивающей плотность вакуумной резины, получаемой в процессе ее производства.

Для КА «Спектр-УФ» с целью уменьшения влияния виброактивности ЭМУ на качество работы телескопа разработано виброзащитное устройство [11, 18], идея функционирования была отработана на схеме одноступенного виброизолятора (рисунок 1.24).

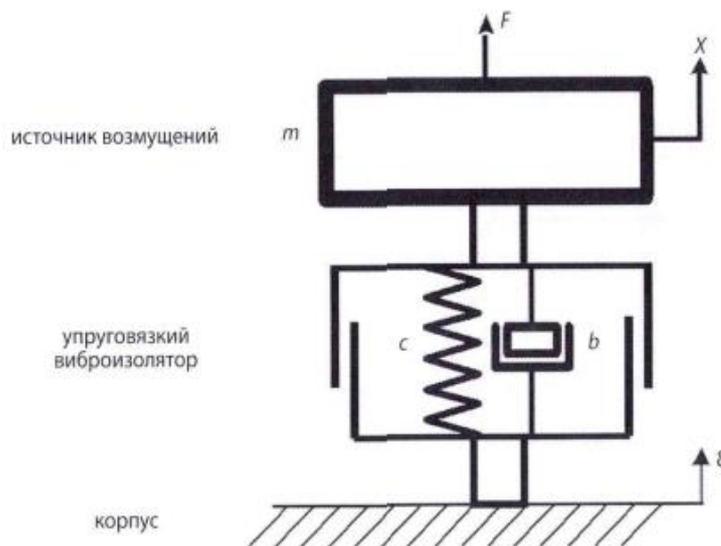


Рисунок 1.24 – Структурная схема одноступенного виброизолятора

Основными элементами каркаса виброизолятора являются площадки крепления ЭМУ и КА соединенные между собой при помощи шести стоек (рисунок 1.25).

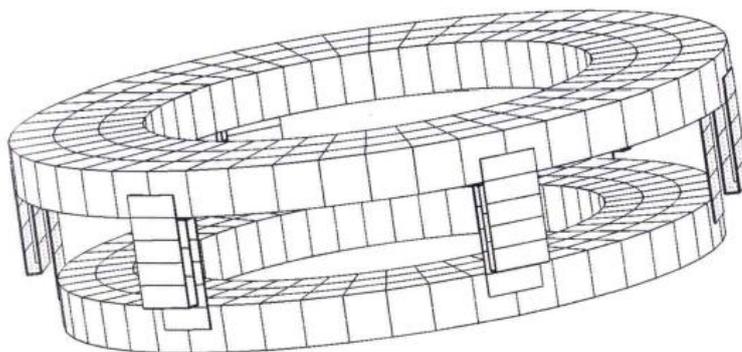


Рисунок 1.25 – Модель каркаса одноступенного виброизолятора

В качестве демпфирующего элемента для виброизолятора выбрана магнитная жидкость – вязкое демпфирование. Для этого в конструкцию виброизолятора дополнительно введены два цилиндра разных диаметров. На стенку одного из цилиндров устанавливались постоянные магниты из сплава неодим – железо – бор, чтобы зазор между магнитами и стенкой второго цилиндра был около 1 мм

(рисунок 1.26). Пространство между двумя цилиндрами заполнялось магнитной жидкостью.

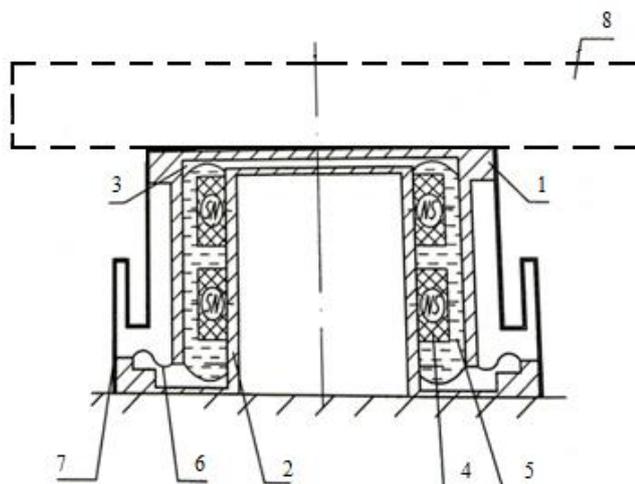


Рисунок 1.26 – Схема макетного образца одностепенного виброизолятора

Виброизолятор содержал корпус, состоящий из смонтированных соосно подвижной части *1* и неподвижной части *2*, выполненных в виде полых цилиндров. В зазоре *3*, на внешней поверхности неподвижной части *2* корпуса, равномерно по окружности закреплены в два ряда постоянные магниты *4*. На магниты *4* нанесена магнитная жидкость *5* в количестве, обеспечивающем принятие формы замкнутых силовых линий. Зазор с магнитной жидкостью *5* и магнитами *4* загерметизирован мембраной *6*, смонтированной между двумя частями (*1* и *2*) корпуса. Каждая из опор *7* изогнута под прямыми углами с образованием зигзагообразной формы. Подвижная часть *1* выполняет роль поверхности крепления для ЭМУ (рисунок 1.27).



Рисунок 1.27 – Опытный образец виброизолятора с ЭМУ

Разработанный виброизолятор позволил существенно ( $\sim$  в 2 раза) уменьшить влияние виброактивности ЭМУ на борту КА, что способствовало улучшению четкости изображений, получаемых телескопом [11].

На основе этого виброизолятора с магнитной жидкостью разработан образец магнитожидкостного виброгасителя (рисунок 1.28, 1.29) [20, 21].

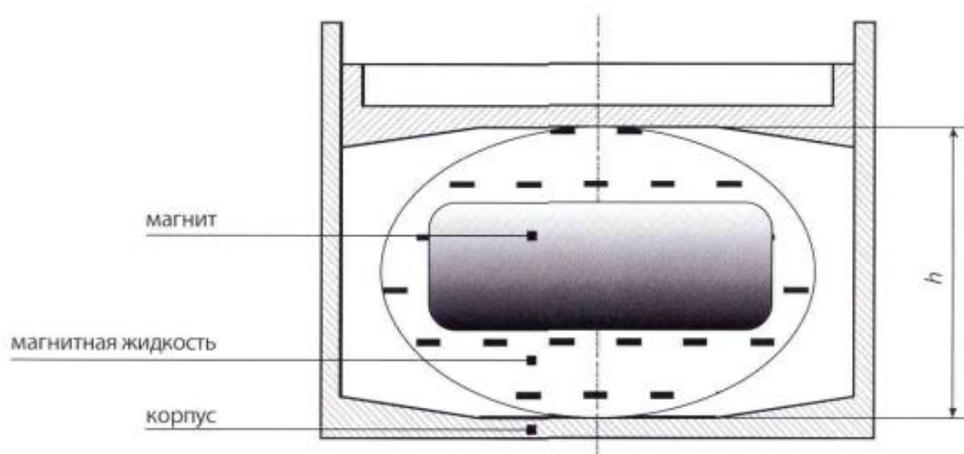


Рисунок 1.28 – Схема образца магнитожидкостного виброгасителя



Рисунок 1.29 – Опытный образец магнитожидкостного виброгасителя

Эффективность магнитожидкостного виброгасителя зарегистрирована при испытаниях в составе КА «Канопус» (рисунок 1.30) [20, 21].

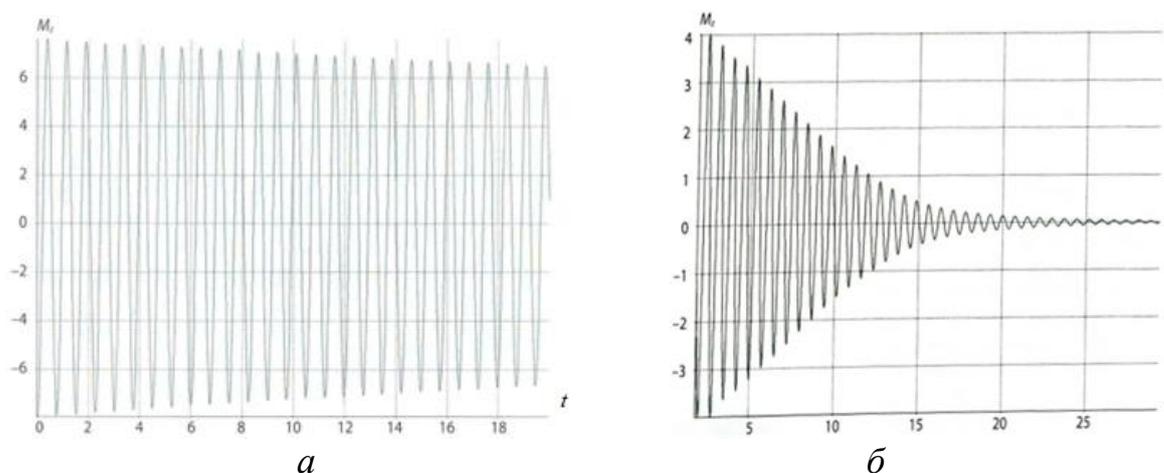


Рисунок 1.30 – Виброактивность без виброгасителя (а) и с виброгасителем (б)

Особое внимание к снижению виброактивности ЭМУ уделяют и зарубежные компании. Например, американская корпорация Honeywell, занимающаяся производством электронных систем управления и автоматизации, занимаясь разработкой ЭМУ, также проводит работы по проектированию демпфирующих устройств [22].

Разработчики Honeywell предполагают, что виброзащиту можно обеспечить через гибкую платформу, проектная схема которой представлена на рисунке 1.31. Гибкая платформа используется для крепления ЭМУ.

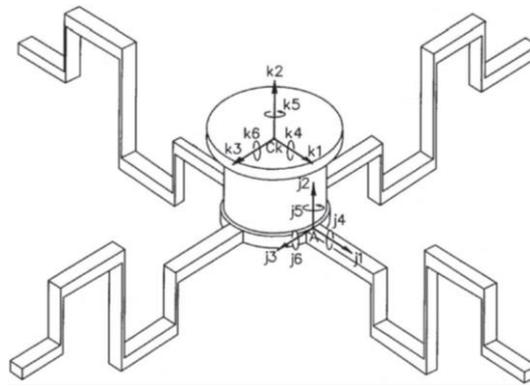


Рисунок 1.31 – Проект демпфирующей платформы разработки Honeywell

Для оценки снижения виброактивности ЭМУ платформа прошла соответствующие испытания (рисунок 1.32). Значения амплитуд возмущающих сил по осям X, Y, Z, показаны без демпфирующей платформы и с ней (рисунок 1.33).

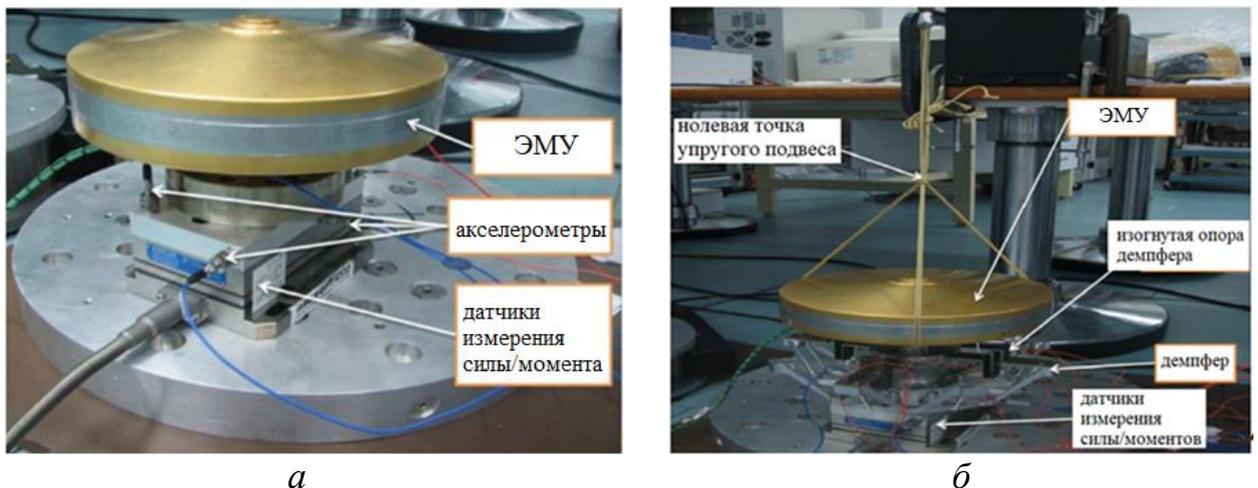


Рисунок 1.32 – Проведение испытаний демпфирующей платформы разработки Honeywell: *а* – без платформы, *б* – с платформой

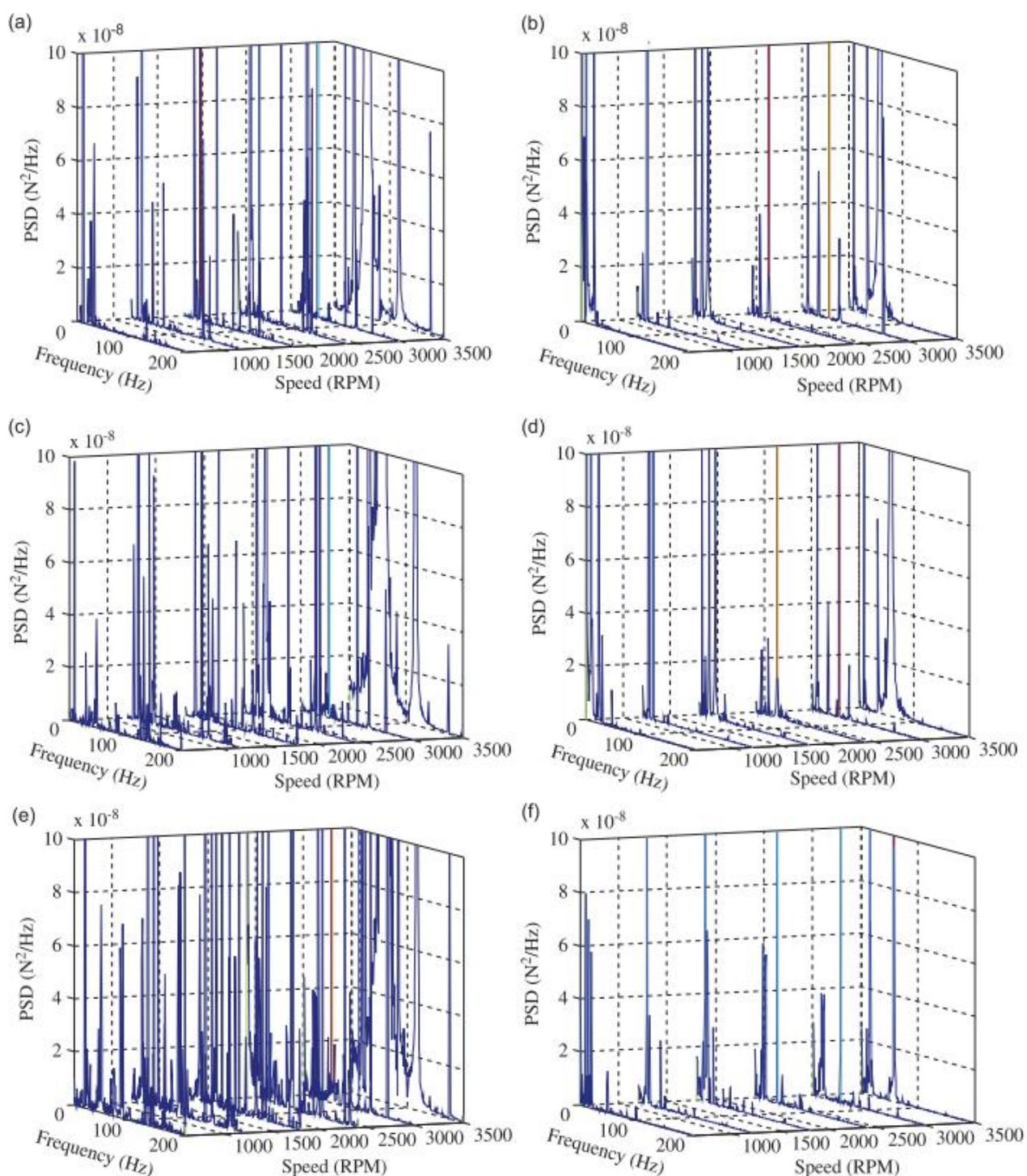


Рисунок 1.33 – Значение возбуждающих сил по осям X, Y, Z измеренных без демпфирующей платформы (a), (c), (e) и с ней (b), (d), (f)

На графиках (рисунок 1.33) без демпфирования (a), (c), (e) виден плотный спектр виброактивности и заметна существенная эффективность демпфирующей платформы (b), (d), (f). Снижение амплитуды и плотности спектра частот, возбуждающих сил со стороны ЭМУ произошло сразу по трем осям X, Y, Z.

## **Выводы по главе 1**

1. Анализ актуальности темы диссертационной работы по влиянию уровня виброактивности показал, что это направление научно-исследовательской работы является актуальным.

2. Наблюдающийся сегодня переход к прецизионным точностям и наноразмерным элементам в электронном оборудовании в значительной степени актуализирует указанную проблему в части аналитических исследований и разработки новых технических решений для снижения виброактивности ЭМУ.

3. В настоящее время отсутствует аналитический метод регулирования виброактивности технических систем.

### **Цель и задачи исследования**

Проведенный анализ позволил сформировать цели и задачи исследования.

Целью работы является разработка аналитических методов и технических решений для снижения виброактивности ЭМУ.

Для достижения цели в работе поставлены следующие задачи:

1. Провести анализ основополагающих причин наличия виброактивности на этапах жизненного цикла ЭМУ обладающих общим функциональным признаком – наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего устройства.

2. Разработать аналитические методы регулирования уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ, учитывающие уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличения демпфирования и разведения собственных и возбуждающих частот.

3. Разработать технические решения, позволяющие снизить имеющийся уровень виброактивности ЭМУ.

4. Выполнить экспериментальное исследование процессов снижения амплитуды виброперемещений в диапазоне рабочих частот вращения ротора ЭМУ с оценкой эффективности предложенных технических решений.

## ГЛАВА II ВИБРОАКТИВНОСТЬ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА

В настоящем разделе проводится анализ причин наличия виброактивности ЭМУ с учетом основных этапов его жизненного цикла: конструкторского, производственного и эксплуатационного. Рассматривается аналитический метод определения виброактивности ЭМУ обладающего гироскопическими свойствами применением классического математического аппарата теории колебаний для механических систем, не обладающих гироскопическими свойствами. Проведен сравнительный анализ результатов исследований механических систем без демпфирования и с демпфированием. Представлен алгоритм регулирования уровня виброактивности ЭМУ с интегрированными данными.

### **2.1 Виброактивность электромеханического устройства и источники возбуждающих воздействий**

Источники наличия виброактивности ЭМУ с учетом основных этапов его жизненного цикла можно разделить на три группы: конструкторские, производственные, эксплуатационные, каждая из которых имеет свои технологические источники возбуждающих воздействий.

#### Конструкторские причины наличия вибрации в ЭМУ:

1. несимметричность изделия;
2. несоосность опор вращения ротора;
3. неравномерное расположения крепежных прижимных деталей;
4. недостаточная жесткость конструкции;
5. неправильный допуск посадочных размеров под шарикоподшипники.

#### Производственные причины наличия вибрации в ЭМУ:

6. погрешность изготовления составных деталей конструкции;
7. остаточный дисбаланс ротора;
8. некачественная сборка;
9. технологические погрешности рабочих поверхностей шарикоподшипников;

10. перекос или затяжка шарикоподшипников при монтаже;

Эксплуатационные причины наличия вибрации в ЭМУ:

11. смещение центра масс ротора в результате воздействия переменных температур и центробежных сил;

12. увеличение зазоров в шарикоподшипниках в результате износа рабочих поверхностей;

13. увеличение дисбаланса;

14. набегание тел качения в шарикоподшипниках на стенки гнезд сепаратора.

В свою очередь источники возбуждающих воздействий в настоящем исследовании подразделяются на механические и электромагнитные (рисунок 2.1) [3, 5, 23–25].

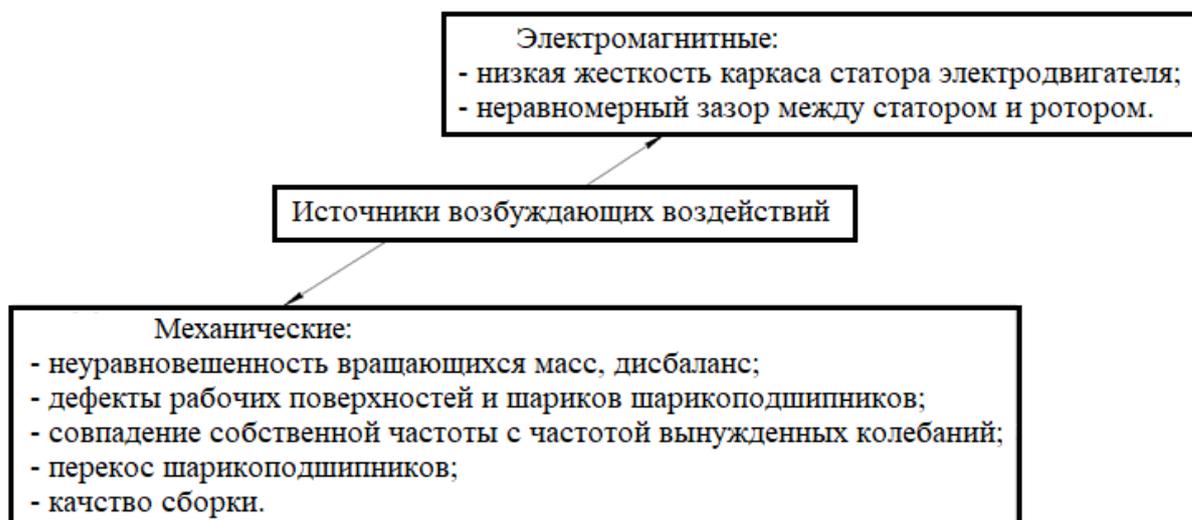


Рисунок 2.1 – Источники возбуждающих воздействий, влияющие на виброактивность ЭМУ

### 2.1.1 Электромагнитные возбуждающие силы

Электромагнитные силы, действующие в воздушном зазоре электродвигателя ЭМУ, обычно проявляются в виде силовых волн гармонического воздействия, каждая из которых имеет свою частоту и амплитуду. Подобная вибрация всегда имеет место, однако, как правило, она мала.

При расчетах на этапе проектирования, каркас статора электродвигателя представляется в виде цилиндрической оболочки, которая деформируется в зависимости от числа волн ( $r$ ) (рисунок 2.2) периодически изменяющихся во

времени и симметрично распределенных по окружности радиальных и тангенциальных сил (рисунок 2.3) [26].

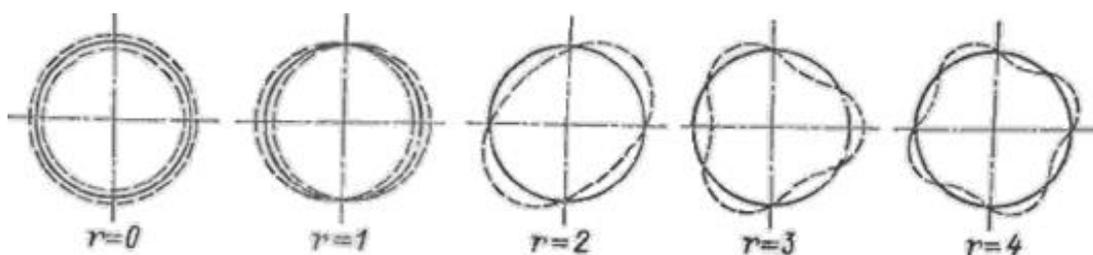


Рисунок 2.2 – Возможные формы деформаций каркаса статора электродвигателя ЭМУ в зависимости от числа волн  $r$

Эллиптическая форма деформации каркаса статора наиболее опасна, так как в этом виде колебаний частоты самые низкие, а, следовательно, и уровень вибрации значительно выше, чем при других формах. Особенность этого поведения каркаса статора необходимо учитывать и при выборе количества полюсов электродвигателя при проектировании ЭМУ.

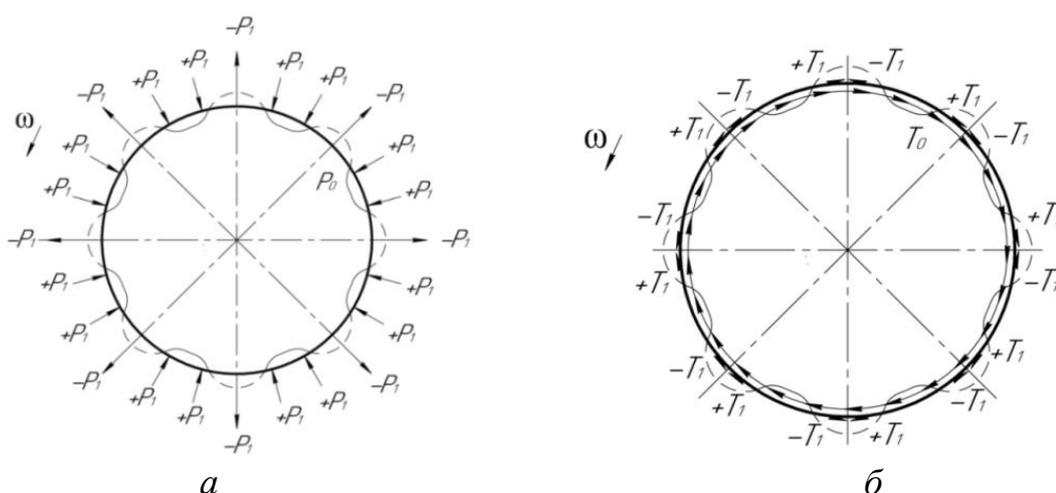


Рисунок 2.3 – Распределение радиальных (а) и тангенциальных (б) сил в воздушном зазоре и вызываемые ими деформации каркаса статора

При проектировании электродвигателя ЭМУ также необходимо учитывать жесткостные свойства применяемого каркаса статора [26–28]. Как показывает практика проектирования ЭМУ, обмотка, уложенная в каркас статора, не приводит к увеличению его жесткости, так как обмотка фиксируется на каркас с помощью нитевого бандажа (рисунок 2.4) с местными зазорами, а местами, наоборот, с натягом, деформируя его удерживающими обмотку нитями, искажая при этом цилиндрическую форму каркаса статора, что влияет на равномерность

зазора между ротором и статором, а следовательно, и на переменные магнитные тяжения возникающие в нем.



Рисунок 2.4 – Пример каркаса статора электродвигателя ЭМУ с нитевым бандажом обмотки

## 2.1.2 Механические возбуждающие силы

### 2.1.2.1 Неуравновешенность вращающихся масс

В соответствии с ГОСТ ИСО 1940-1-2007 статический и динамический дисбалансы роторов складываются из трех составляющих:

- дисбалансы ротора, обусловленные несимметричным распределением его масс относительно оси вращения. В результате такого распределения главная центральная ось инерции (ГЦОИ) ротора смещается относительно его оси геометрической симметрии на величину  $e_{cm}$  (рисунок 2.5, а);

- дисбалансы, обусловленные смещением геометрической оси ротора относительно оси вращения при наличии конструктивных зазоров между наружным кольцом подшипника и корпусом (рисунок 2.5, б);

- колебания вращающегося ротора на подшипниках качения вследствие их неидеальных геометрических параметров.

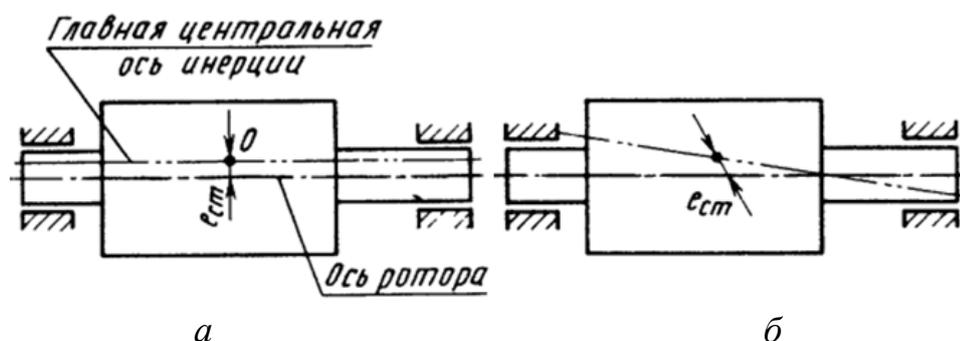


Рисунок 2.5 – Дисбалансы ротора относительно оси вращения (а) и смещение геометрической оси ротора (б)

Дисбалансы компенсируются корректировкой массы балансированием по окружности ротора на выделенных плоскостях коррекции.

Однако при несоосности шарикоподшипниковых опор ротора невозможно его динамически уравновесить, т.к. возникающие из-за несоосности несовпадения оси вращения и главной оси инерции вибрации в опорах воспринимаются датчиками балансировочной машины как дисбаланс.

Чаще всего процесс балансирования ротора осуществляется в ручном режиме за счет добавления массы технологических винтов либо удалением части металла в плоскостях коррекции (рисунок 2.6, 2.7) [29], при этом технология имеет ограничение в обеспечении величины остаточной неуравновешенности и уровню дисбаланса, а также возможные ошибки в процессе уравнивания.

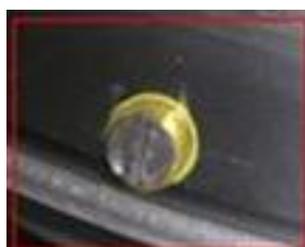
*а**б*

Рисунок 2.6 – Балансировка ротора: *а* – удаление металла;

*б* – балансировка винтами

*а**б*

Рисунок 2.7 – Полуавтоматический фрезерно-балансировочный комплекс (*а*), сверлильно-балансировочный комплекс (*б*)

Случайные ошибки в процессе уравнивания ротора многообразны. Они являются следствием воздействия помех на балансировочную машину,

несовершенством устройств для отсчета величины и места неуравновешенности, ошибочных действий оператора, несовершенства устройств для точного отсчета количества, удаляемого или добавляемого материала.

Случайные ошибки, связанные с изменением неуравновешенности, можно исключить повышением помехоустойчивости измерительных устройств балансировочной машины. Ошибки, вносимые оператором, могут быть исключены автоматизацией ряда операций уравнивания ротора.

После технологической операции балансировка, в составе электродвигателя сохраняются вибрации, отличающиеся от устраненной неуравновешенности частотой, фазой и амплитудой (высшие гармоники).

Дефекты, вызывающие динамические реакции и создающие вибрации высших гармоник, могут быть обнаружены в собранном узле и не могут быть устранены в процессе изготовления.

Недостаточная жесткость вала ротора приводит к тому, что ротор, динамически уравновешенный на малых скоростях вращения, оказывается неуравновешенным на максимальной скорости.

Если во время динамической балансировки ротора с гибкой осью его рабочая скорость вращения окажется равной критической, то это приведет к максимальному прогибу оси под действием центробежных инерционных сил. В этом случае, если центр масс находится на оси ротора и делит ее на равные части, ротор будет на этом режиме только статически неуравновешенным; при несимметричном положении центра масс на оси ротора – ротор окажется статически и динамически неуравновешенным, т.к. возникает пара центробежных сил  $F'$  и центробежная сила  $F$ .

Попытки повысить точность балансировки и уменьшить значение остаточной неуравновешенности (уровень дисбаланса) роторной системы ЭМУ базируются на применении новейшего бесконтактного балансировочного оборудования (рисунок 2.8), позволяющего корректировать вращающуюся массу ротора с помощью концентрированных потоков энергии (рисунок 2.9).



Рисунок 2.8 – Комплекс для сверхточной балансировки роторов концентрированными потоками энергии



Рисунок 2.9 – Внешний вид ротора (*а*) после балансировки электронным лучом и (*б*) лазером

Однако проведенные исследования по применению концентрированных потоков энергии для балансировки показали существенные недостатки данного метода [30, 31].

Высокая скорость охлаждения, вызванная большим градиентом температур, обусловлена появлением закалочных напряжений, что приводит к появлению рекристаллизационных поверхностных трещин в ванне расплавленного металла (рисунок 2.10). Поэтому этот метод требует продолжения научно-технических изысканий и проработок.

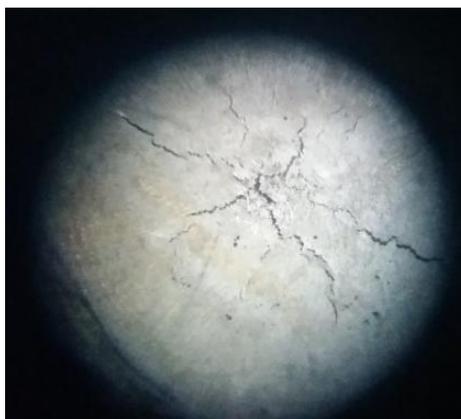


Рисунок 2.10 – Трещины в ванне расплавленного металла

Для прецизионного оборудования требуются более жесткие ограничения по уровню воздействия на него вибрации, при этом уровень остаточной неуравновешенности роторной системы ЭМУ обеспечивается на грани технологических возможностей. Поэтому необходимы новые технологические решения для реализации более высокого уровня снижения виброактивности ЭМУ.

#### **2.1.2.2 Воздействие на конструкцию электродвигателя электромеханического устройства дефектов шарикоподшипников**

В подразделах 2.1 и 2.1.2 приведены источники механических воздействий на конструкцию ЭМУ в рабочем режиме. Также в математической модели ЭМУ (таблица 1.1) (1.20) – (1.28) отмечено наличие большого спектра частот, вызванных наличием дефектов шарикоподшипников, являющихся причиной появления вибрационного рабочего режима ЭМУ [1, 32, 33].

При вращении в шарикоподшипниках даже весьма точно уравновешенный ротор периодически теряет устойчивость из-за асимметрии расположения тел качения относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс подшипника. В результате появляются вибрации, частота которых не совпадает и не кратна скорости вращения ротора. Вибрации одного шарикоподшипника через детали конструкции ЭМУ влияют на работу и вибрации парного с ним подшипника [1, 34, 35].

Одной из причин вибраций в шарикоподшипнике является набегание тел качения на гнезда сепаратора, из-за чего возникают силы, деформирующие сепаратор в тангенциальном направлении.

Вибрации подшипниковых опор ЭМУ хотя и уменьшают величину момента трения покоя, или момента трогания, но одновременно вызывают повреждение рабочих поверхностей качения, ухудшают условия смазывания и приводят к прецессионному движению ротора.

Загрязнение, некачественная смазка, перекос внешней обоймы шарикоподшипников относительно внутренней, искажение формы наружного кольца шарикоподшипника из-за неправильной формы гнезда в корпусе ЭМУ, изменение осевого и радиального зазоров в шарикоподшипниках при изменениях температуры и неправильная посадка колец шарикоподшипников вызывают вибрацию ротора.

Тела качения, перемещаясь по беговой дорожке, контактируют примерно с одними и теми же участками наружного и внутреннего колец. Таким образом, под действием вибраций в плоскости качения шарики образуют контактные лунки на беговых дорожках колец, создавая волнистость профиля, следа качения, что ускоряет износ, увеличивает момент трения и ухудшает работу подшипника. Появляется типичное контактное повреждение, так называемое «ложное бринеллирование» на беговых дорожках колец.

При перекатывании шарика по поверхности возникает сложная пластическая деформация поверхностного слоя беговых дорожек и тем самым создается сопротивление качению. Кроме того, молекулярное сцепление тел качения со смазкой создает дополнительное сопротивление качению.

Разноразмерность шариков и неточность рабочих поверхностей подшипников создает смещение геометрической оси ротора, а следовательно, динамические реакции в опорах [1].

Взаимосвязь между всеми погрешностями порождает новые гораздо более сложные динамические реакции. Так, эллиптичность рабочих контактных поверхностей шарикоподшипника вызывает динамические реакции, которые

представляют вторую гармонику динамических реакций от неуравновешенности ротора.

При установке ротора в шарикоподшипниках может произойти сдвиг фазы биения опор. Чтобы избежать этого, при сборке ЭМУ сохраняют то же положение и ту же затяжку подшипников, что и при балансировке. Указанный дефект может быть устранен лишь сменой подшипников.

Все перечисленное представляет только основную часть дефектов шарикоподшипников влияющих на появление вибрационного режима ЭМУ [1].

## 2.2 Виброактивность электромеханического устройства, обладающего гироскопическими свойствами

В соответствии с теорией гироскопа угловой поворот вращающегося ротора относительно экваториальных осей  $BB$ ,  $CC$  (рисунок 2.11) приводит к возникновению механических реакций в шарикоподшипниковых опорах [36–38].

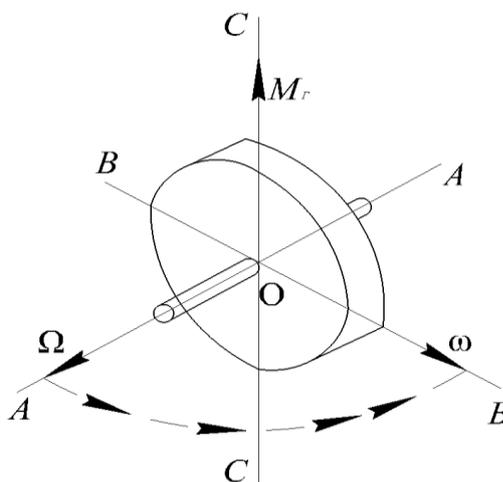


Рисунок 2.11 – Схема действия гироскопического момента

Следствием наличия кинетического момента, генерируемого ротором по оси  $AA$ , под действием внешних моментов от виброактивности других механических систем, ротор совершает нутационные колебания в пределах зазоров между элементами шарикоподшипников.

Кроме того, наличие гироскопического момента проявляется в прецессионном движении вектора  $H$ , который по кратчайшему расстоянию стремится совместить ось  $AA$  с осью  $BB$  или  $CC$ . Это происходит в пределах зазоров шарикоподшипниковых опор до появления механического контакта элементов подшипника (рисунок 2.12).

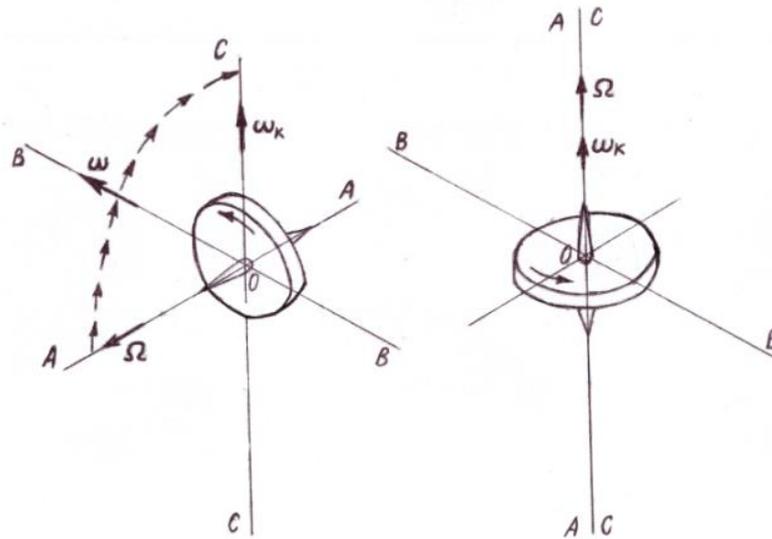


Рисунок 2.12 – Схема движения ротора при прецессионном движении

На схеме (рисунок 2.13) показано действие влияния внешней силы  $P$ , которая оказывает механическое воздействие на вектор  $H$  (ось вращения  $AA$ ) через шарикоподшипниковые опоры, создавая момент  $M = Pl$ .

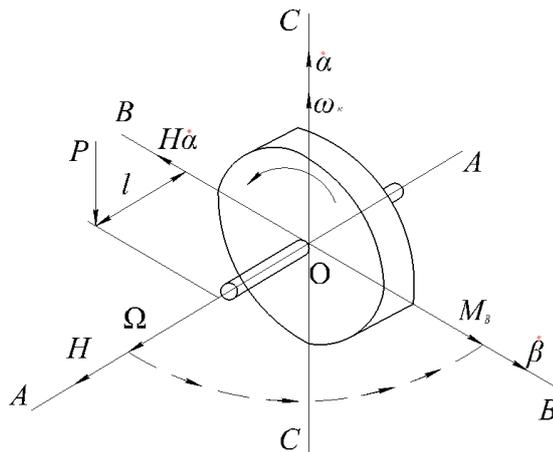


Рисунок 2.13 – Схема силового воздействия на ротор

В соответствии с теорией прецессии вектор  $H$  с первого же мгновения действия момента  $M = Pl$  на ротор, вращающийся вокруг осей одновременно  $AA$

и  $BB$  соответственно со скоростями  $\Omega$  и  $\dot{\beta}$ , будет стремиться двигаться с поворотным ускорением до совмещения оси  $AA$  с осью  $CC$  (рисунок 2.13).

Однако, в реальных условиях, конструкция ЭМУ (без карданова подвеса) не позволяет совместить оси  $AA$  и  $CC$ , в связи с этим возникает переменное механическое воздействие на ее конструкцию. Описанное движение вектора  $H$  под действием внешних возбуждающих сил, является причиной соударения механических частей конструкции.

Из вышеизложенного следует, что при действии на ротор внешних переменных возбуждающих сил, возникающий суммарный момент  $\sum M_B$  вызывает механические колебания в конструкции ЭМУ.

Одновременно ротор вокруг оси  $CC$  стремится повернуться с угловой скоростью  $\dot{\beta}$ . В результате за один цикл такого движения полюс вектора кинетического момента  $H$  ротора перемещается в зазорах шарикоподшипников со скоростью

$$\dot{\beta} = \frac{Pl}{J\Omega} = \frac{M}{J\Omega}. \quad (2.1)$$

Уравнение (2.1) описывает физическое явление прецессионного движения ротора ЭМУ, через связь величины кинетического момента и угловой скорости прецессии.

Динамика прецессионного движения ротора ЭМУ из теории гироскопов описывается системой связанных линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами [37–39], где первый член уравнений описывает нутационное движение, а второй прецессионное

$$\begin{cases} J_B \ddot{\alpha} + J\Omega \dot{\beta} \cos \nu_0 = \sum M_B; \\ J_C \ddot{\beta} - J\Omega \dot{\alpha} \cos \nu_0 = \sum M_C; \end{cases} \quad (2.2)$$

где:  $J_B$  и  $J_C$  – экваториальные моменты инерции относительно осей  $BB$  и  $CC$ ;

$\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}$  – угловые скорости и ускорения относительно осей  $BB$  и  $CC$ ;

$J\Omega$  – кинетический момент;

$\nu_0$  – угол между осями  $AA$  и  $CC$ ;

$\sum M_B$  и  $\sum M_C$  – моменты, действующие по осям  $BB$  и  $CC$ .

Решение системы уравнений (2.2) определяет частоту (2.3) и амплитуды (2.4) нутационных колебаний [36–38], приведенных в математической модели в разделе «основные вибрационные характеристики»

$$n = \frac{J\Omega \cos \nu_0}{\sqrt{J_B J_C}}, \quad (2.3)$$

$$\begin{cases} \alpha_a = \frac{\sqrt{J_C (J_C \dot{\psi}_n^2 + J_B \dot{\nu}_n^2)}}{J\Omega \cos \nu_0} \\ \beta_a = \frac{\sqrt{J_B (J_C \dot{\psi}_n^2 + J_B \dot{\nu}_n^2)}}{J\Omega \cos \nu_0} \end{cases}. \quad (2.4)$$

Таким образом, в процессе эксплуатации ЭМУ ротор в пределах зазоров между элементами шарикоподшипника будет совершать дополнительное к имеющимся колебаниям от внешних возбуждающих сил колебательные нутационные движения, которые будут являться еще одним источником виброактивности.

Для аналитического решения задачи снижения виброактивности ЭМУ рассмотрим условие, что ЭМУ закреплен на неподвижном основании, а ось ротора может совершать нутационные колебания в пределах зазоров между элементами шарикоподшипника, кроме того для целей технической реализации минимизации амплитуды колебаний вектора кинетического момента  $H$  в опоры вращения ротора встроены демпферы.

С учетом вышеизложенного при действии всего комплекса возбуждающих сил используя метод кинетостатики вместо системы связанных уравнений (2.2), механическую систему, содержащую кинетический момент  $H$  можно представить в виде несвязанных между собой уравнений

$$\begin{aligned} J_B \ddot{\alpha} + k_D \dot{\alpha} + k\alpha &= H \dot{\beta} \sin \omega t + m\omega^2 \sin \omega t + \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t) \\ J_C \ddot{\beta} + k_D \dot{\beta} + k\alpha &= H \dot{\alpha} \cos \omega t + m\omega^2 \cos \omega t + \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t) \end{aligned} \quad (2.5)$$

где:  $J_B$  и  $J_C$  – экваториальные моменты инерции относительно осей  $BB$  и  $CC$ ;

$\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}$  – угловые скорости и ускорения относительно осей  $BB$  и  $CC$ ;

$k_D$  – коэффициент демпфирования;

$k$  – упругость системы;

$H$  – кинетический момент.

Левая часть системы дифференциальных уравнений (2.5) описывает динамику технической системы с демпфированием, а правая часть представляет сумму всех возбуждающих гармонических, и периодических воздействий. В отличие от уравнения (2.2) [36–38] эта система содержит уравнения, которые решаются отдельно.

$$\text{Обозначим } \sum M_{\text{воз}}^{\alpha} = M_1^{\alpha} + M_2^{\alpha} + M_3^{\alpha}, \quad \sum M_{\text{воз}}^{\beta} = M_1^{\beta} + M_2^{\beta} + M_3^{\beta}$$

где:  $M_1^{\alpha} = H \dot{\beta} \sin \omega t$ ,  $M_2^{\alpha} = me \omega^2 \sin \omega t$ ,  $M_3^{\alpha} = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i \omega t + b_i \sin i \omega t)$ ;

$$M_1^{\beta} = H \dot{\alpha} \cos \omega t, \quad M_2^{\beta} = me \omega^2 \cos \omega t, \quad M_3^{\beta} = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i \omega t + b_i \sin i \omega t).$$

Тогда решение уравнений (2.5) при действии возбуждающих воздействий получаем в виде

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\sum M_{\text{воз}}^{\alpha}}{k} \aleph \sin(nt - \varphi) \\ \beta &= \frac{\sum M_{\text{воз}}^{\beta}}{k} \aleph \cos(nt - \varphi) \end{aligned} \quad (2.6)$$

После математических операций уравнение (2.6) приводится к виду (2.7)

$$\begin{aligned} \frac{J_B \ddot{\alpha}}{\sum M_{\text{воз}}^{\alpha}} &= r^2 \aleph; \\ \frac{J_C \ddot{\beta}}{\sum M_{\text{воз}}^{\beta}} &= r^2 \aleph; \end{aligned} \quad (2.7)$$

где:  $r = \frac{\omega_e}{\omega_c}$  – отношение частот возбуждающей к собственной.

Вид графического решения системы уравнений (2.7) представлено на рисунке 2.18, где видна зависимость эффективности уменьшения амплитуды колебаний от отношения частот  $r$  и безразмерного коэффициента демпфирования

ξ. Такое представление решений позволяет проводить многовариантное проектирование с достижением оптимального комплекса технических характеристик ЭМУ.

Таким образом, с учетом принятых допущений, можно для решения задачи снижения виброактивности ЭМУ рассматривать его не как механическую систему, обладающую гироскопическими свойствами, а рассматривать как механическую систему, содержащую демпфирующее устройство.

### 2.3 Механические силы сопротивления при демпфировании

Поскольку полностью устранить воздействия виброактивности ЭМУ технически нереализуемо, поэтому основная техническая задача – уменьшить ее до требуемого уровня функционирования значений. Это возможно достигнуть тремя способами [39–44]:

- уменьшить амплитуду возбуждающих воздействий;
- увеличить степень демпфирования;
- развести частоты возбуждающих воздействий и собственных частот.

Виброзащита основана на демпфировании, и в реальных механических системах оно всегда присутствует, как конструкционное. Однако эффективность его весьма мала, поэтому для уменьшения влияния виброактивности источника на объект целесообразно использовать специально разработанные технические решения, основанные на механических силах сопротивления.

Основные положения теории колебаний позволяют применять линейные дифференциальные уравнения для решения различных типов задач, в которых присутствует тот или иной вид демпфирования.

Эффективность снижения виброактивности определяется выбором рационального типа механического сопротивления в технической системе.

Полное механическое сопротивление определяется

$$Z = j(\omega m - \frac{k}{\omega}) + R, \quad (2.9)$$

где:  $k$  – коэффициент упругости;

$R$  – силы трения;

$\omega$  – круговая частота колебаний;

$m$  – масса системы.

Механическая система, состоящая из массы при  $k=0$ ,  $R=0$ , имеет механическое сопротивление массы пропорционально частоте колебаний

$$Z_m = j\omega m,$$

Соответственно, механическое сопротивление упругости и трения равно

$$Z_{упр} = -j\frac{k}{\omega}, \quad Z_{тр} = R. \quad (2.10)$$

Механическое сопротивление упругого элемента обратно пропорционально частоте колебаний. Вязкое же трение не зависит от частоты колебаний.

Из (рисунка 2.14) видно наличие сдвига по фазе колебательной скорости упругости на  $-90^\circ$ , а массы на  $+90^\circ$ . При действии сил трения сдвиг фазы между колебательной силой и колебательной скоростью отсутствует. Поэтому лишь сопротивление сил трения вызывает необратимые потери энергии и оно называется активным сопротивлением, а сопротивление массы и упругости – реактивным. На рисунке 2.14 представлена частотная зависимость реактивных сопротивлений от частоты колебаний.

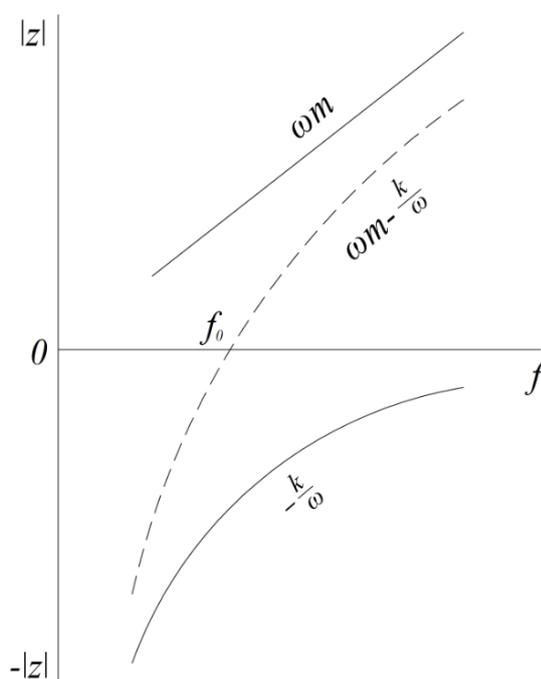


Рисунок 2.14 – Частотная зависимость составляющих механического сопротивления в колебательной системе без трения

Демпфирование влияет на амплитуду установившихся колебаний, которые возникают под действием периодических возбуждающих сил (вынужденные

колебания). Если в момент времени  $t=0$  прикладывается сила, то динамические перемещения в конструкции будут возрастать до тех пор, пока система не достигнет динамического равновесия (рисунок 2.15).

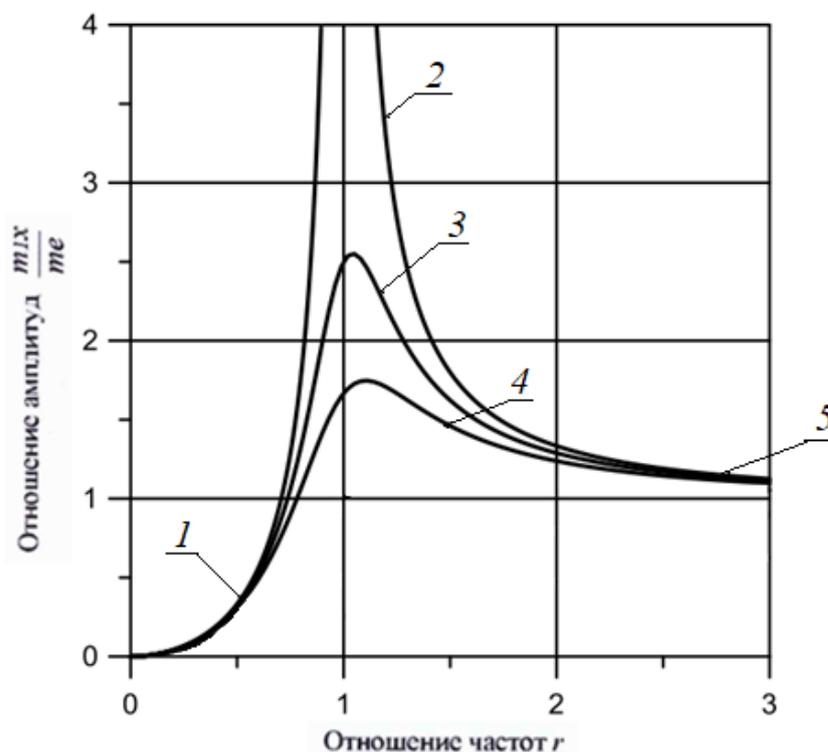


Рисунок 2.15 – Влияние демпфирования на амплитуду колебаний: 1 – область демпфирования упругостью; 2 – отсутствие демпфирования; 3 – слабое демпфирование; 4 – сильное демпфирование; 5 – область демпфирования массой

Для частот, много больших или много меньших резонансных, происходит слабое демпфирование, т.е. максимальная виброактивность ЭМУ при низких частотах будет обеспечиваться в большей степени жесткостью конструкции, тогда как на высоких частотах уровень диссипации энергии определяется инерцией элементов конструкции (рисунок 2.15).

В случае отсутствия демпфирования (теоретически) не наступит динамического равновесия, и амплитуда виброактивности ЭМУ будет неограниченно возрастать. В действительности же некоторое затухание колебаний в конструкции ЭМУ всегда имеется (конструкционное демпфирование), однако его недостаточно, чтобы снизить виброактивность до приемлемых значений.

## 2.4 Механическая система без демпфирования

При вынужденных колебаниях механических систем с гармоническим возбуждением (рисунок 2.16) интерес представляет установившаяся реакция системы, поскольку свободные колебания со временем затухают.

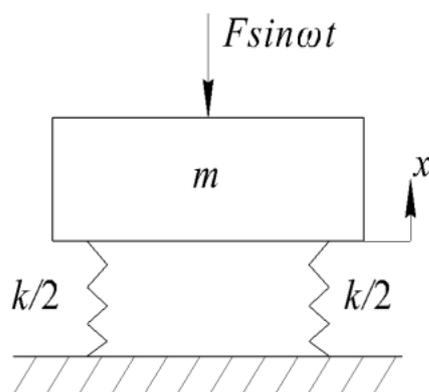


Рисунок 2.16 – Расчетная модель вынужденных колебаний без демпфирования

Для определения установившейся реакции механической системы со слабым демпфированием можно аппроксимировать результаты через систему без демпфирования, исключая случай резонанса. В этом случае уравнения движения имеют вид

$$m\ddot{x} + kx = F \sin \omega t, \quad (2.8)$$

$$x = A_1 \cos \omega_c t + A_2 \sin \omega_c t + \frac{F/k}{1-r^2} \sin \omega t, \quad (2.9)$$

где:  $A_1$  и  $A_2$  – произвольные коэффициенты, зависящие от начальных условий;

$r = \frac{\omega_e}{\omega_c}$  – отношение частот вынужденной к собственной;

$k$  – коэффициент упругости;

$\omega_c$  – угловая скорость собственных колебаний.

В условиях эксплуатации интерес представляет установившееся движение, определяемое последним членом уравнения

$$x = \frac{F/k}{1-r^2} \sin \omega t. \quad (2.11)$$

Для технической системы без демпфирования безразмерный коэффициент демпфирования  $\xi$  равен 0, а коэффициент передачи зависит от отношения частот  $r$  и может быть больше или меньше единицы. При резонансе отношение

собственных и вынужденных частот равно единице, а коэффициент передачи – бесконечная величина и в соответствии с решением уравнения (2.9) амплитуда может возрасти бесконечно.

## 2.5 Механическая система с демпфированием

Рассматриваемый подход можно применять к большому числу технических задач (рисунок 2.17). В рабочем режиме механической системы возбуждающая сила  $F_{\text{экв}}$  может изменяться в зависимости от частоты возмущающего воздействия (частоты вращения ротора). Считаем, что к массе  $m_1$  приложена эквивалентная гармоническая сила  $F_{\text{экв}} \sin \omega t$ .

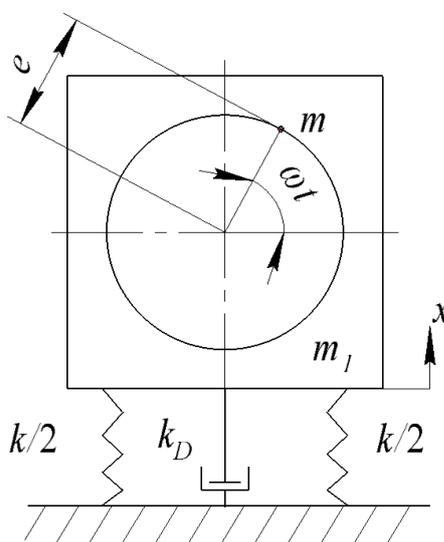


Рисунок 2.17 – Расчетная модель вынужденных колебаний с демпфированием

В этом случае уравнение движения и уравнение реакции можно записать в виде (2.12)

$$m\ddot{x} + k_D\dot{x} + kx = F_{\text{экв}} \sin \omega t . \quad (2.12)$$

Уравнение движения и уравнение реакции для различных видов воздействия можно записать:

– для действия периодических сил по гармоническому закону

$$m\ddot{x} + k_D\dot{x} + kx = me\omega_c^2 \sin \omega_c t ;$$

– действие гироскопического момента

$$m\ddot{x} + k_D\dot{x} + kx = H\dot{\alpha} \sin \omega_c t ;$$

– действие момента изменяющегося по периодическому закону

$$m\ddot{x} + k_D\dot{x} + kx = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t).$$

Решение механической системы (2.12) установившегося движения будет в виде (2.13)

$$x = \frac{F_{\text{экв}}}{k} \aleph \sin(\omega t - \varphi), \quad (2.13)$$

где:  $\varphi = \arctg \frac{2\xi r}{1-r^2}$ ;

$r = \frac{\omega_6}{\omega_c}$  – отношение частот вынужденной к собственной;

$k_D$  – коэффициент демпфирования;

$k$  – коэффициент упругости;

$F_{\text{экв}}$  – амплитуда эквивалентной возмущающей силы;

$\aleph$  – коэффициент передачи  $\aleph = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$ .

Решение уравнений для различных видов воздействия будет иметь вид:

– действие периодических сил по гармоническому закону

$$X_1 = \frac{me\omega^2}{k} \aleph \sin(\omega t - \varphi);$$

– действие гироскопического момента

$$X_2 = \frac{H\dot{\alpha}}{k} \aleph \sin(\omega_6 t - \varphi);$$

– действие момента изменяющегося по периодическому закону

$$X_3 = \frac{a_0}{2k} + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{a_n \cos(i\omega t - \varphi_i) + b_i \sin(i\omega t - \varphi_i)}{k}.$$

Считаем  $F_{\text{экв}}$  постоянно для всех частот и вертикальное перемещение массы  $m$  равно  $x + e \sin \omega t$ .

Суммируя действующие силы, получим

$$m_1\ddot{x} + k_D\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin \omega t. \quad (2.14)$$

Установившаяся реакция механической системы описывается уравнением

$$x = \frac{me\omega^2}{k} \aleph \sin(\omega t - \varphi). \quad (2.15)$$

После сравнения выражений для амплитуд и преобразований получаем отношение реакции механической системы и возбуждающего воздействия, приведенного в математической модели ЭМУ (таблица 1.1) [44–45]

$$\frac{m_1 X}{m e} = r^2 \aleph. \quad (2.16)$$

Преобразованное отношение реакции для различных видов воздействия

– действие периодических сил по гармоническому закону

$$\frac{m_1 X_1}{m e} = r^2 \aleph;$$

– действие гироскопического момента

$$\frac{m_1 X_2}{H \dot{\alpha}} = r^2 \aleph;$$

– изменение момента изменяющегося по периодическому закону

$$\frac{m_1 X_3}{M_{OB}} = r^2 \aleph = r^2 \frac{1}{\sqrt{(1 - ir^2)^2 + (2\xi ir)^2}}.$$

При разработке ЭМУ, для определения эффективности снижения виброактивности, выражение (2.16) имеет большое прикладное значение. Поскольку в одном математическом выражении связаны три общеизвестных способа снижения виброактивности механических систем – уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличение демпфирования и разведение частот возбуждающих и собственных.

Выражение для амплитуды установившейся реакции получено в безразмерном виде, что удобно для анализа результатов.

Решение выражения (2.16) показано в графическом виде (рисунок 2.18 – 2.20), что позволяет в процессе проектирования варьированием входящих в него параметров регулировать отношение  $\frac{m_1 X}{m e}$ , т.е. снизить виброактивность ЭМУ.

Математическую взаимосвязь выражения (2.16) также можно представить в развернутом виде:

$$\frac{m_1 X}{m e} = \left( \frac{\omega_6}{\omega_c} \right)^2 \frac{1}{\sqrt{1 - \left( \frac{\omega_6}{\omega_c} \right)^2 + \left( 2\xi \frac{\omega_6}{\omega_c} \right)^2}}, \quad (2.17)$$

где  $\frac{m_1 X}{m e}$  – отношение реакции механической системы к возбуждающему воздействию;

$\xi$  – безразмерный коэффициент демпфирования;

$\omega_6$  – частота возбуждающих сил;

$\omega_c$  – собственная частота.

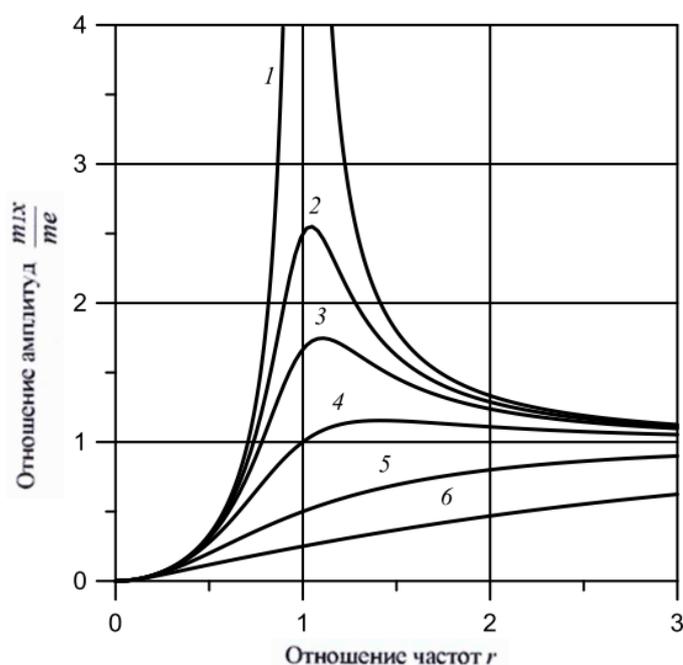


Рисунок 2.18 – Пример зависимости установившейся реакции от разницы частот  $r$  при разных безразмерных коэффициентах  $\xi$ : 1 –  $\xi = 0$ ; 2 –  $\xi = 0,2$ ; 3 –  $\xi = 0,3$ ;

4 –  $\xi = 0,5$ ; 5 –  $\xi = 1$ ; 6 –  $\xi = 2$

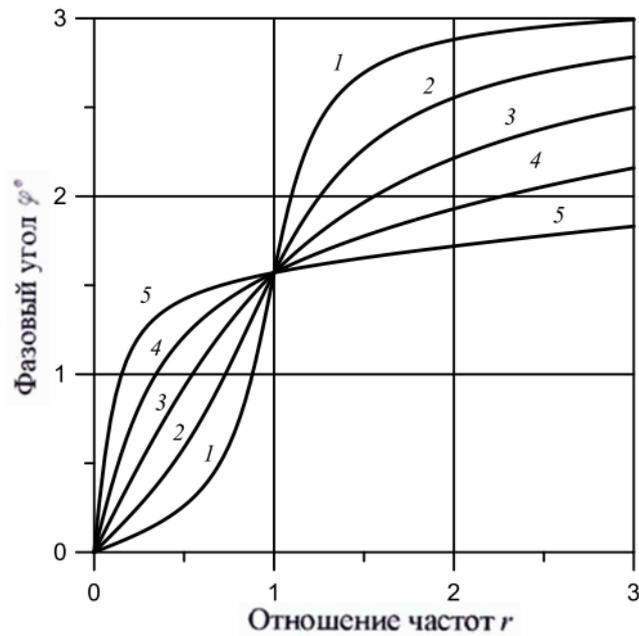


Рисунок 2.19 – Пример зависимости фазового угла  $\varphi$  от отношения частот  $r$  при разных значениях коэффициента затухания  $\xi$ : 1 –  $\xi = 0,2$ ; 2 –  $\xi = 0,5$ ; 3 –  $\xi = 1$ ; 4 –  $\xi = 2$ ; 5 –  $\xi = 5$

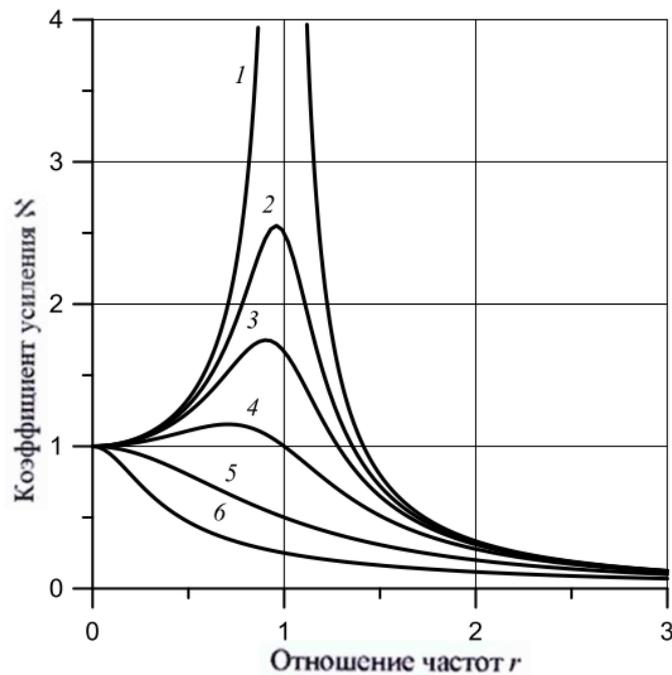


Рисунок 2.20 – Пример зависимости коэффициента усиления  $N$  от отношения частот  $r$  при разных значениях коэффициента затухания  $\xi$ : 1 –  $\xi = 0$ ; 2 –  $\xi = 0,2$ ; 3 –  $\xi = 0,3$ ; 4 –  $\xi = 0,5$ ; 5 –  $\xi = 1$ ; 6 –  $\xi = 2$

Графическое представление (рисунок 2.18 – 2.20) показывает, что наилучшие результаты сосредоточены в левом нижнем углу графика, т.е. необходим демпфер

с максимально возможным коэффициентом демпфирования и максимально возможным отношением амплитуд вынужденных ( $\omega_g$ ) и собственных ( $\omega_c$ ) частот.

В процессе эксплуатации механизмов в них действует целый комплекс возбуждающих механических воздействий, имеющих характер как гармонических, так и периодических, гармонических сил или моментов.

Если в уравнении сила  $F$  представляет периодическое воздействие, то реакции механической системы можно вычислить на каждое гармоническое воздействие, из суммы которых состоит периодическое воздействие.

Используя принцип суперпозиции, уравнение движения и реакции системы правую часть можно представить в виде

$$m_1 \ddot{x} + k_D \dot{x} + kx = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos i\omega t + b_i \sin i\omega t) + me\omega^2 \sin \omega t + \sum_{i=1}^{\infty} m\omega^2 X_1 \sin \omega t \quad (2.18)$$

В правой части уравнения (2.18) 1-й член представляет периодическое воздействие на систему, разложенное в ряд Фурье, 2-й член – гармоническое воздействие, а 3-й член – линейное гармоническое воздействие.

Решение уравнения (2.18) можно представить в виде

$$x = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a}{2k} + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{a_i \cos(i\omega_g t - \varphi_i) + b_i \sin(i\omega_g t - \varphi_i)}{k\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega - \varphi_i) + \frac{me\omega^2}{mk} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega t + \varphi) + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{m\omega^2 x_1}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cdot \sin(\omega t - \varphi) \quad (2.19)$$

где:  $r = \frac{\omega_g}{\omega_c}$  – отношение частот вынужденной к собственной;

$$\begin{cases} \varphi_i = \arctg \frac{2\xi r}{1-r^2} \\ \varphi = \arctg \frac{2\xi r}{1-r^2} \end{cases} \text{ – фаза запаздывания реакции.}$$

Снижение массы ЭМУ за счет уменьшения сечения силовых элементов, добавление дополнительных облегчающих отверстий сказывается на жесткости конструкции, а следовательно, на величине собственной частоты, и

соответственно, величине критической скорости ротора, сдвигая ее в рабочий диапазон. Поэтому на стадии проектирования возникает задача определения величин этих параметров с целью обеспечения их в требуемых пределах при минимальных габаритно-массовых характеристиках ЭМУ.

Далее рассмотрим расчетную схему для определения собственных частот  $\omega_c$  (рисунок 2.21) установки ротора ЭМУ, которая также приведена в математической модели (таблица 1.1).

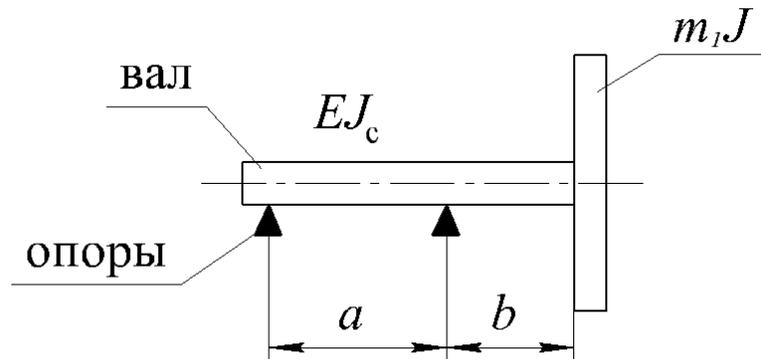


Рисунок 2.21 – Расчетная схема определения главной моды собственной частоты ЭМУ:  $m$  – масса вала ротора;  $m_1$  – масса полезной нагрузки;  $\omega_p$  – рабочая угловая скорость ротора;  $\xi$  – безразмерный коэффициент демпфирования;  $me$  – дисбаланс;  $J$  – момент инерции вращающейся части ротора;  $J_c$  – момент инерции сечения вала

Критическая скорость вращения вала ротора или собственная круговая частота вала по расчетной схеме (рисунок 2.21) определяется выражением (2.20)

$$\omega_c = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2}(ma - J\beta) + \sqrt{\frac{1}{4}(ma - J\beta)^2 + mJ(\alpha\beta - \gamma)^2}}} \quad (2.20)$$

$$\text{где: } \alpha = \frac{1}{3EJ_{c1}} \cdot ab^2 + \frac{1}{3EJ_{c2}} \cdot \frac{b^3}{e^2};$$

$$\beta = \frac{1}{3EJ_{c1}} \cdot a + \frac{1}{3EJ_{c2}} b;$$

$$\gamma = \frac{1}{3EJ_{c1}} \cdot ab + \frac{1}{2EJ_{c2}} b^2;$$

– коэффициенты влияния.

Из выражения (2.20) видно, что на величину критической угловой скорости непосредственно влияют размеры и сечение силовых элементов конструкции вращающихся частей ротора.

Выражение (2.20) является ключевым инженерным выражением для определения  $\omega_c$  (первой критической скорости) в процессе расчетно-проектного этапа разработки ЭМУ при определении эффективного снижения виброактивности.

На основе приведенной математической модели ЭМУ и штатных операций этапа проектирования разработан алгоритм снижения виброактивности ЭМУ в процессе проектирования (рисунок 2.22).

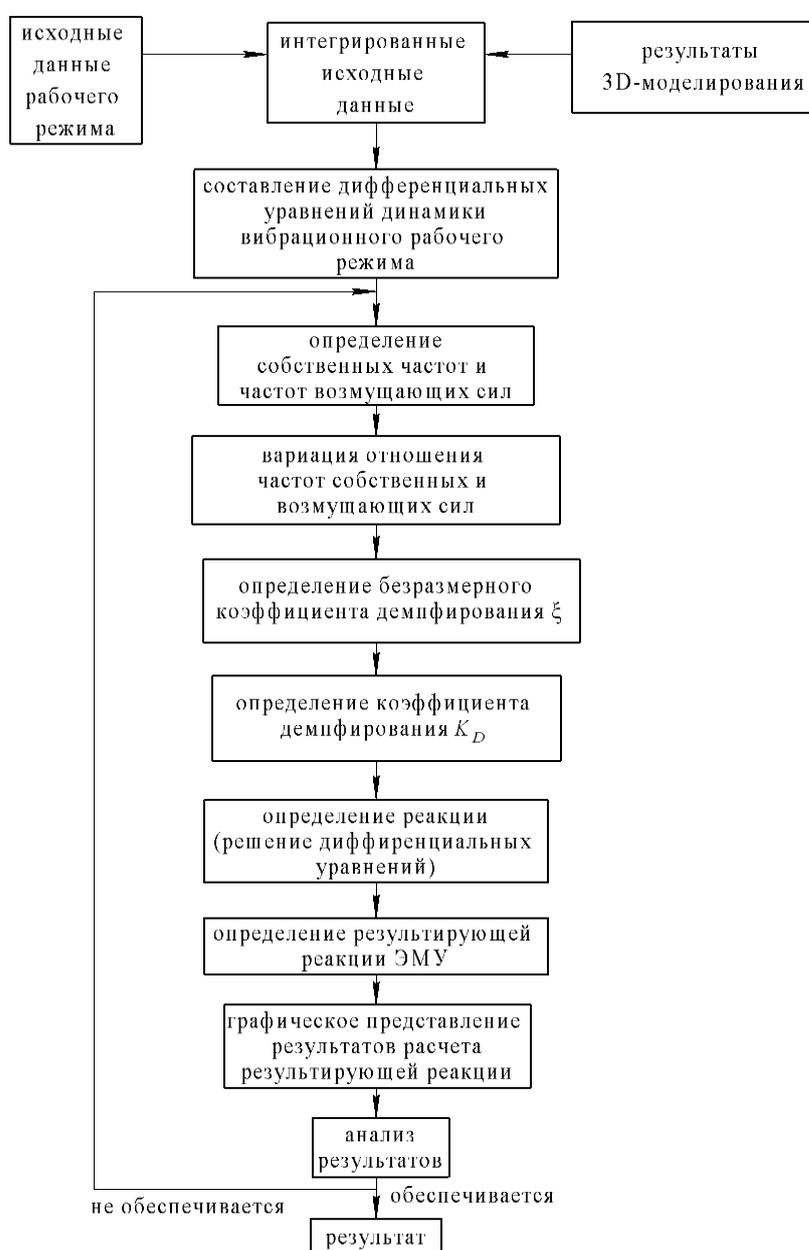


Рисунок 2.22 – Алгоритм снижения виброактивности ЭМУ на стадии проектирования

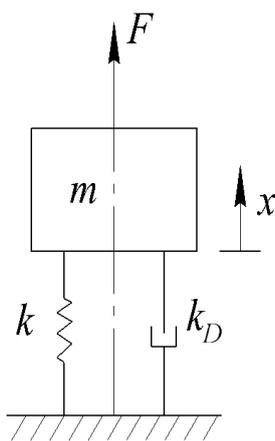
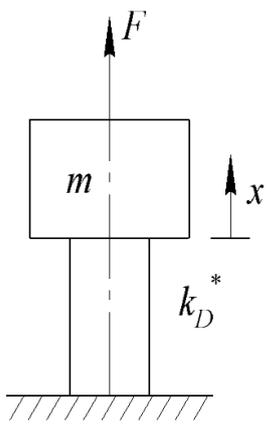
Предложенный алгоритм должен быть положен в основу процесса автоматизации проектирования при проведении расчетного этапа формирования уровня виброактивности.

В общем случае результат алгоритма снижения виброактивности показан в графическом виде на рисунке 2.18.

## 2.6 Математическое описание механической системы с вязким и твердотельным демпфированием

В данном подразделе рассматриваются динамические перемещения при установившихся колебаниях механической системы с одной степенью свободы (таблица 2.1). Аналитические исследования динамических перемещений описываются на основе применения вязкого и твердотельного демпфирования рассмотренных автором диссертации [44–46].

Таблица 2.1 – Математическое описание вязкого и твердотельного демпфирования

Вид демпфирования	
Вязкое	Твердотельное
Расчетная схема	
	
<p><math>k</math> – коэффициент упругости;  <math>k_D</math> – коэффициент демпфирования;  <math>F</math> – силы, возбуждающие колебания;  <math>x</math> – возникающие перемещения в системе;  <math>m</math> – масса тела (ЭМУ).</p>	<p><math>k_D^*</math> – упруго-диссипативный элемент, учитывающий как жесткость, так и демпфирование;  <math>F</math> – силы, возбуждающие колебания;  <math>x</math> – возникающие перемещения в системе;  <math>m</math> – масса тела (ЭМУ).</p>

Сила механического сопротивления, создаваемая демпфером	
$F_D = -k_D \dot{x}$	$F_D = -k_D^* \dot{x}$ где $k_D^* = k(1 - i\eta)$ $k$ – коэффициент упругости; $\eta = \frac{D}{2\pi U}$ – коэффициент потерь в материале; $D = \pi A F \sin \varphi$ – поглощенная энергия в материале; $U = \frac{1}{2} A F \sin \varphi$ – рассеянная энергия при деформации материала.
Дифференциальное уравнение динамики механической системы и уравнение реакции	
$m\ddot{x} + k_D \dot{x} + kx = F \sin \omega t$ $x = A e^{-\xi \omega t} \sin(\omega_D t + \varphi) + \frac{F}{k} \aleph \sin(\omega t - \varphi)$	$m\ddot{x} + k(1 - i\eta)x = F \sin \omega t$ $x = A e^{i(\omega t + \varphi)} \sin(\omega t + \varphi) + \frac{F}{k} \aleph \sin(\omega t - \varphi)$
Амплитуда перемещений при вынужденных колебаниях	
$A = \frac{h}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 \omega^2}}$	$A = \frac{F}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + 4k^2 \eta^2}}$
Установившаяся реакция механической системы	
или $x = \frac{m e \omega^2}{k} \aleph \sin(\omega t - \varphi)$ $\frac{m_1 x}{m e} = r^2 \aleph$ где: $\aleph = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2) + (2\xi r)^2}}$ – коэффициент передачи; $r = \frac{\omega}{\omega_c}$ – отношение частот вынужденной к собственной	$x = \frac{F \cos(\omega t - \varphi)}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 C^2}}$ или $k_D^* = \frac{E^* \cdot S}{L}$ , где: $E^* = E(1 - i\eta) = E' + iE''$ – комплексный модуль Юнга, $S$ – площадь поперечного сечения демпфера, $L$ – длина недеформированной части материала демпфера.

Принципиальная разница между вязким и твердотельным демпфированием в том, что в случае применения твердотельного демпфирования резонансный пик всегда соответствует собственной частоте недемпфированных колебаний, в то

время как при вязком демпфировании он достигается при частоте более низкой, чем собственная частота недемпфированных колебаний (рисунок 2.23). Таким образом, снижение амплитуды колебаний при вязком демпфировании, наступает раньше, чем при твердотельном.

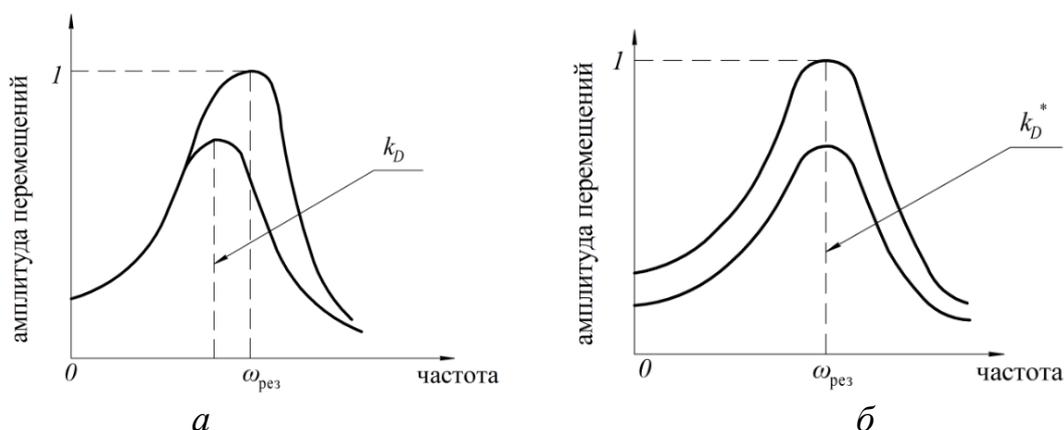


Рисунок 2.23 – Динамические перемещения при колебаниях механической системы с демпфированием: *а* – вязким; *б* – твердотельным

На графиках динамического перемещения при колебаниях механической системы (рисунок 2.23) с демпфированием, видно, что каждый вид демпфирования имеет разную эффективность на одних и тех же частотах. Вязкое демпфирование обладает большей эффективностью за счет широкой возможности регулирования, чем твердотельное. Поэтому для повышения эффективности снижения виброактивности ЭМУ целесообразно применять комбинированное демпфирование.

## Выводы по главе 2

1. Разработан аналитический метод регулирования уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ, учитывающий уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличения демпфирования и разведение собственных и возбуждающих частот.

2. Обоснована возможность применения метода определения уровня виброактивности ЭМУ, обладающего гироскопическими свойствами, применением классического математического аппарата теории колебаний.

3. Эффективным техническим решением снижения виброактивности ЭМУ является способ на основе комбинирования вязкого и твердотельного демпфирования.

## **ГЛАВА III ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА**

Проведенные аналитические исследования на примере механических систем с демпфированием и без него, а также изучение практического снижения виброактивности, показали эффективность уменьшения виброактивности ЭМУ посредством применения демпфирования.

В настоящей главе показаны результаты научно-исследовательских работ, проводимых автором диссертационной работы. Предложены технические решения и разработаны конструкции демпфирующих устройств [49–51].

В основу технических решений положены механические силы сопротивления, способствующие демпфированию (уменьшению амплитуды вынужденных колебаний) тем самым улучшая вибрационную характеристику в части снижения виброактивности ЭМУ [6, 11, 19].

### **3.1 Амортизатор роторной системы электромеханического устройства**

В настоящем разделе рассматривается техническое решение, в котором степень влияния остаточной неуравновешенности (уровень дисбаланса) роторной системы, достигнутой на этапе балансировки, снижается применением магнитожидкостной опоры роторной системы.

В предлагаемом техническом решении демпфируется действие переменных возбуждающих сил от источников колебаний (1.20) ÷ (1.28) с помощью вязкого трения в среде жидкости.

Отсутствие механического контакта между сопрягаемыми поверхностями элементов шарикоподшипника создает условие устранения механического контакта при вибрации между телами качения и рабочими поверхностями наружного и внутреннего колец, имеющих погрешность изготовления либо деградацию поверхностей вследствие контактной эрозии в процессе эксплуатации [52, 53].

Суть предлагаемого технического решения заключается в применении в конструкции ЭМУ магнитожидкостного подшипника в качестве опоры вращения роторной системы (рисунок 3.1).

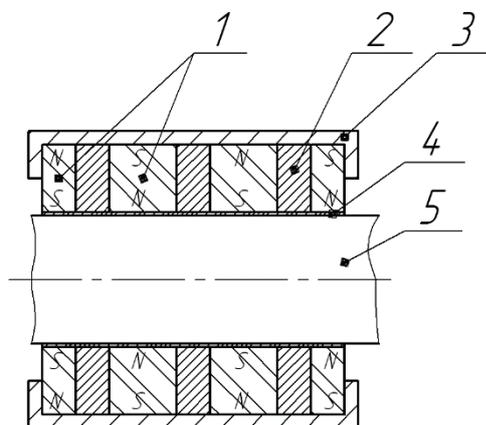


Рисунок 3.1 – Магнитожидкостный подшипник

Магнитожидкостный подшипник состоит из кольцевых постоянных магнитов *1*, намагниченных в радиальном направлении, расположенных друг к другу разноименными полюсами, закрепленных через немагнитные вставки *2* в магнитопроводящем корпусе *3*. Вал ротора *5* с нанесенным немагнитным покрытием центрируется внутри опоры с магнитной жидкостью *4*, которая является и демпфирующим звеном конструкции и центрирующим элементом в зазоре между магнитами *1* и валом *5*. Потоки от внешних поверхностей магнитов *1* замыкаются через магнитопроводящий корпус *3*.

Магнитная жидкость [54, 55] представляет собой искусственно синтезируемую дисперсную намагничивающуюся среду. В магнитном поле частицы стремятся выстроиться вдоль вектора напряженности магнитного поля, обеспечивая при этом определенную вязкость магнитной жидкости, а под действием вынужденных колебаний рассеивать их энергию внутри микроструктуры жидкости через вязкое трение.

В магнитожидкостном подшипнике используется свойство магнитной жидкости, перемещаться в область с наибольшей напряженностью под действием неоднородного магнитного поля, создаваемого постоянными магнитами. Явление, вытекающее из этого свойства – удерживание немагнитных тел на поверхности самой магнитной жидкости. Немагнитное тело, находясь в зазоре, заполненном

магнитной жидкостью, между двумя областями магнитного поля центрируется между ними. Также магнитная жидкость обладает вязким демпфированием, которая диссипирует энергию колебаний.

Конструкция ЭМУ с магнитожидкостными подшипниками (рисунок 3.2) [56, 57] содержит роторную систему, которая состоит из магнитожидкостных подшипников 2, расположенных симметрично относительно ротора 1, с закрепленными на нем деталями электродвигателя. Магнитожидкостный подшипник поддерживает вал ротора 1, при этом магнитная жидкость 3, заполняет зазор между кольцевыми магнитами и валом ротора 1.

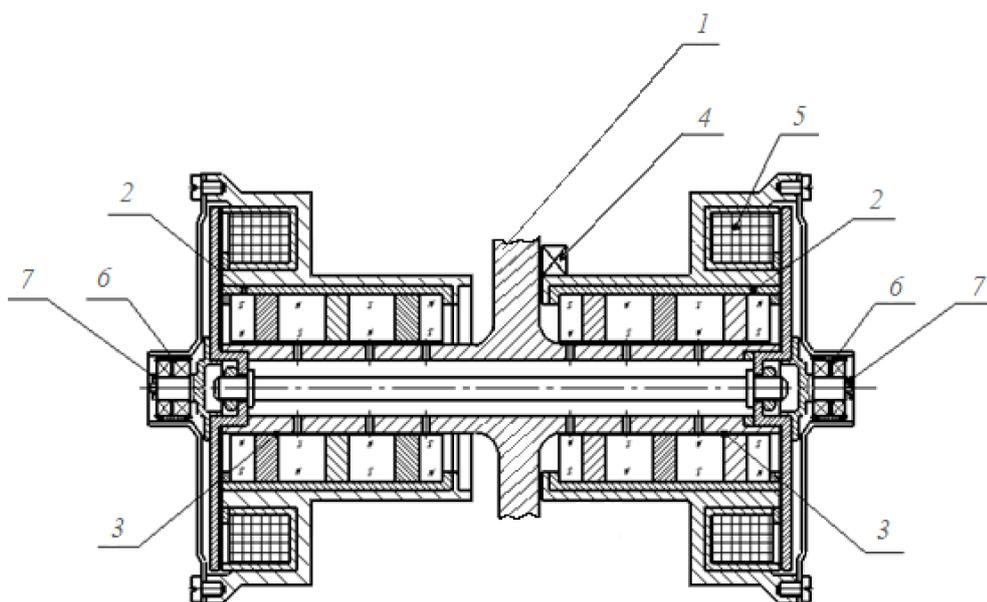


Рисунок 3.2 – ЭМУ с магнитожидкостным подшипником

Регулирование ротора 1 в осевом направлении происходит следующим образом. При подаче питания на электродвигатель происходит вращение роторной системы. При смещении ротора 1 от базового положения в осевом направлении сигнал с датчика положения вала 4 поступает в схему управления электромагнитами 5, которые возвращают ротор 1 в магнитожидкостных подшипниках 2 в исходное положение.

Радиальное смещение ротора 1 компенсируется аварийными шарикоподшипниками 6. Датчики вращения 7 подают сигнал в схему управления электромагнитами 5, которые возвращают ротор 1 в исходное положение.

Варьируя параметрами вязкости магнитной жидкости, находящейся в зазоре между валом и кольцевыми магнитами, возможно, подбирать необходимые характеристики для демпфирования колебаний роторной системы ЭМУ. Применение магнитной жидкости опробовано в разработках АО «НПО им. Лавочкина» (рисунок 1.27, 1.28).

### **3.2 Технические решения снижения виброактивности электромеханического устройства при использовании вязкого демпфирования**

Демпфер, в котором рабочее тело – жидкость (вязкое демпфирование), является эффективным средством гашения колебаний, при этом эффективность демпфирования с применением жидкости не зависит от частоты возбуждающей силы, а зависит только от вязкости жидкости (коэффициента демпфирования). В отличие от применения сухого трения, когда существует сила трения покоя, для того, чтобы возникло относительное движение, действующая сила должна быть больше этой силы трения покоя. В случае же использования вязкого трения жидкости активизация диссипативных сил происходит мгновенно даже при низких уровнях возбуждения [47, 48].

Для снижения передачи вибрационного воздействия ЭМУ (рисунок 1.3) к поверхности крепления ЭМУ на основание, необходимо обеспечить кинематическую развязку между соприкасающимися поверхностями ЭМУ и основанием через демпфирующий элемент.

Для реализации вышеуказанного предложена конструкция жидкостного виброгасителя (рисунок 3.3), состоящая из боковых опор (рисунок 3.4), равномерно расположенных по габариту ЭМУ, и нижнего демпфера крепления ЭМУ на основание.

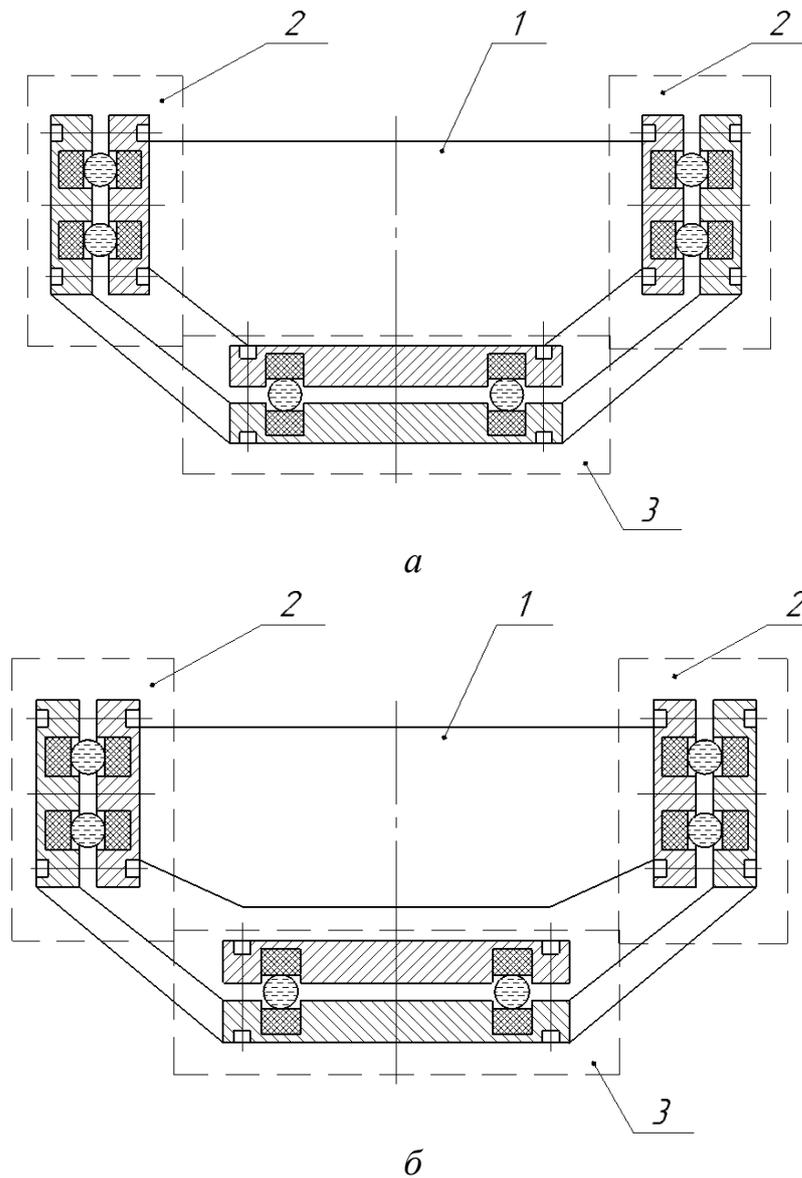


Рисунок 3.3 – Модель кинематической схемы ЭМУ с жидкостным виброгасителем (а) однокаскадным и (б) двухкаскадным: 1 – ЭМУ; 2 – боковые демпфирующие опоры; 3 – нижняя демпфирующая площадка

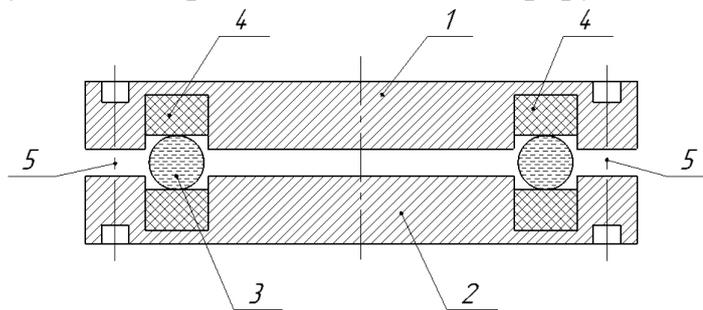


Рисунок 3.4 – Модель демпфирующей опоры жидкостного виброгасителя: 1 – площадка контакта с ЭМУ; 2 – площадка контакта с основанием; 3 – кольцо, заполненное магнитной жидкостью; 4 – магнит; 5 – оси стягивающих крепежных элементов

Особенность крепления конструкции виброгасителя (рисунок 3.3, а) заключается в том, что ЭМУ крепится как в корпусе, так и по его нижней поверхности крепления ЭМУ к основанию. Такая схема крепления обеспечивает кинематическую развязку между ЭМУ и основанием через виброгаситель. Боковые демпфирующие опоры создают дополнительный демпфирующий эффект при виброактивности ЭМУ.

Отличительной особенностью варианта предложенной конструкции модели жидкостного виброгасителя (рисунок 3.3, б) от технического решения варианта (рисунок 3.3, а) является разница в кинематической цепи закрепления ЭМУ. Такая техническая особенность позволяет обеспечить двухкаскадную кинематическую (вибрационную) развязку крепления ЭМУ от основания, но в тоже время обеспечивает жесткую связь основания с ЭМУ.

Количество боковых опор закрепления может быть разным и зависеть от конкретных требований к уровню виброактивности и виброзащиты.

### **3.3 Технические решения снижения виброактивности электромеханического устройства при использовании твердотельного демпфирования**

Механизмы, связанные с внутренними изменениями микро – или макроструктур твердотельных материалов, а именно дислокации, локальные дефекты кристаллических решеток, релаксация напряжений на границах зерен, фазовые процессы и т.д. влияют на эффективность рассеивания энергии [47, 48, 58–60].

Независимо от вида проявления твердотельного демпфирования все конструкционные материалы при циклическом деформировании рассеивают в разной степени энергию. Такое рассеивание энергии часто носит нелинейный характер, анализ динамических перемещений слоев с учетом перечисленных механизмов твердотельного демпфирования требуется для прикладного применения соответствующего математического пояснения. Однако на практике часто эффективнее получить результаты с помощью экспериментов на образцах

материалов. Получить качественные и количественные оценки эффективности демпфирования вибрации [47, 48].

Ниже представлены технические решения конструкций твердотельных демпферов, в основу которых положен принцип твердотельного демпфирования. Основа конструкции твердотельных демпферов состоит из пористого пеноалюминия (рисунок 3.5) с габаритными размерами 100\*100\*40 мм. Основу пеноалюминия составляет алюминий Д16 ГОСТ4784-97. В виду того, что технология изготовления пеноалюминия выходит за рамки данной диссертационной работы, особенность технологии изготовления пеноалюминия здесь не описывается, а познакомиться с ней можно в специальной литературе [60].



Рисунок 3.5 – Фрагмент демпфирующего элемента гасителя колебаний твердотельного демпфера на основе пеноалюминия

Крепление пеноалюминия к посадочной площадке ЭМУ и основанию разработано таким образом, чтобы обеспечить кинематическую развязку между ЭМУ и основанием через твердотельный демпфирующий элемент. Схема крепления показана на 3D-модели твердотельного демпфера (рисунок 3.6).

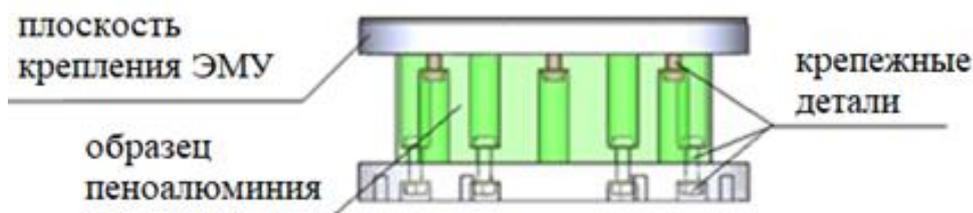
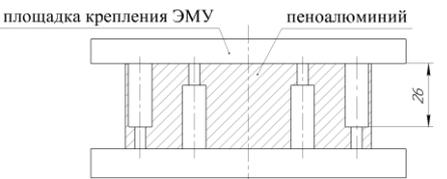
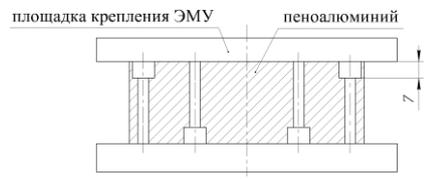
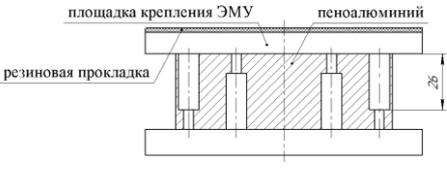
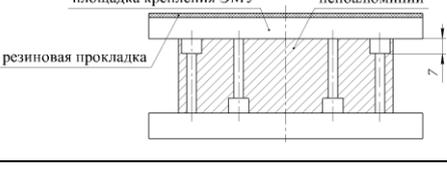
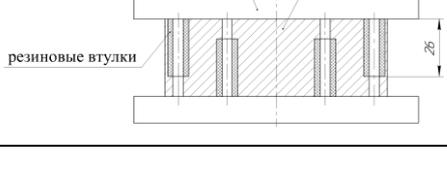


Рисунок 3.6 – Схема крепления твердотельного демпфера между ЭМУ и основанием

На основе 3D-модели (рисунок 3.6) разработаны конструкции макетов твердотельного демпфера с вариантами исполнений (таблица 3.1).

Под действием внешней нагрузки на материал, происходит его деформация и за счет внутреннего трения слоев происходит рассеивание энергии. Конструкции макетов твердотельного демпфера выполнены с разной глубиной проточек для установки винтов (таблица 3.1). Разная глубина приводит к разной жесткости сечения конструкции элемента из пеноалюминия, а соответственно и разной силе сопротивления деформации под воздействием внешней нагрузки.

Таблица 3.1 – Варианты конструкций макетов твердотельного демпфера

№ образца	Конструкция макета твердотельного демпфера	Глубина цилиндрических проточек	Заполнение проточек резиновыми шайбами	Наличие прокладок
1		26 мм	Нет	Нет
2		7 мм	Нет	Нет
3		26	Нет	Да
4		7	Нет	Да
5		Уменьшение глубины с 26 мм до 7 мм	Да	Нет

Образцы под номером 1 и 2 (таблица 3.2) различаются глубиной проточек 7 мм и 26 мм соответственно. Образцы 3 и 4 также имеют глубину проточек 7 мм и 26 мм, но между ЭМУ и твердотельным демпфером дополнительно устанавливается резиновая прокладка. Образец под номером 5 это аналог образца под номером 1, но с установленными резиновыми втулками в проточках для уменьшения их глубины до размера 7 мм.

Таблица 3.2 – Матрица сравнения макетов твердотельного демпфера

№ образца	Модификация сравнения	Вариант выполнения
1	2	Разница глубины проточек
3	4	Разница глубины проточек
2	5	Одинаковая глубина проточек с применением резиновых втулок

Таким образом, составлена матрица из конструкций твердотельного демпфера, по которой возможно провести сравнение эффективности и от глубины проточек (влияющих на жесткость сечения) в материале пеноалюминий, и от применения резиновой прокладки в конструкции твердотельного демпфера, и от использования резиновых втулок для уменьшения глубины проточек. Практический результат применения предложенных образцов твердотельного демпфера показан в главе IV.

### **3.4 Технические решения снижения виброактивности электромеханического устройства при комбинировании вязкого и твердотельного демпфирования**

Учитывая физическую разницу в процессе демпфирования вязкого и твердотельного типа, а также их эффективность, в данном подразделе рассматривается конструкция демпфера для снижения виброактивности ЭМУ на основе комбинирования вязкого и твердотельного демпфирования с целью достижения максимального эффекта [51].

Комбинированный демпфер (рисунок 3.7) содержит разъемный корпус, выполненный в виде верхней 1 и нижней 2 частей корпуса, стянутых через торцевые упругие кольца 11, втулки 14 винтами 12 и гайками 13. Резиновые

втулки 14 обеспечивают дополнительное демпфирование, а торцевое кольцо 11 создает стабильное положение перпендикулярности ЭМУ. Верхняя шайба 1 через втулку 3, опоры 4 и упругий материал 5, под действием внешних сил деформируются, и за счет внутреннего трения в структуре материала дополнительно рассеивает энергию. Крепление втулки 3 к верхней шайбе 1 обеспечивается винтами 7 через резиновую упругую прокладку 6. В центральной части разъемного корпуса верхняя шайба 1 опирается на полое резиновое кольцо 9, заполненное вязкой полиметилсилоксановой (ПМС-1000) жидкостью 10, в котором расположено упругое кольцо волнообразной формы 8 (рисунок 3.8). Наличие вязкого демпфирующего элемента, обуславливает необратимое рассеивание энергии в широком диапазоне без пиков резонанса (необратимые потери) за счет сопротивления вязкого трения среды жидкости 10.

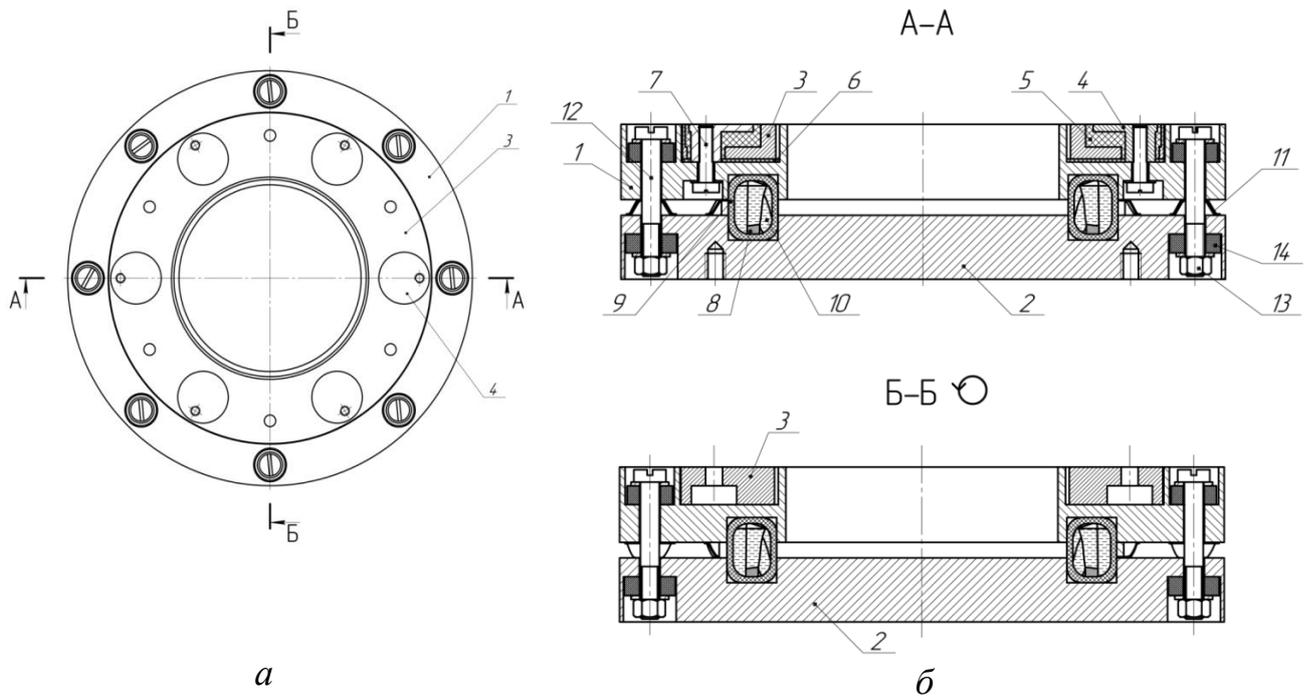


Рисунок 3.7 – Общий вид комбинированного демпфера: *а* – вид сверху; *б* – сечения вдоль осевых линий

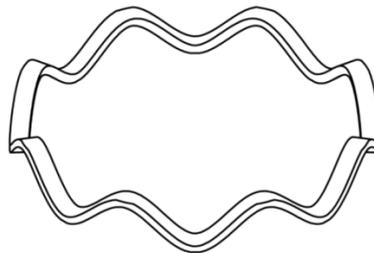


Рисунок 3.8 – Кольцо волнообразной формы

Для определения эффективности процесса снижения виброактивности ЭМУ рассматриваемой конструкции комбинированного демпфера изготовлен макет на основе 3D-модели (рисунок 3.9).

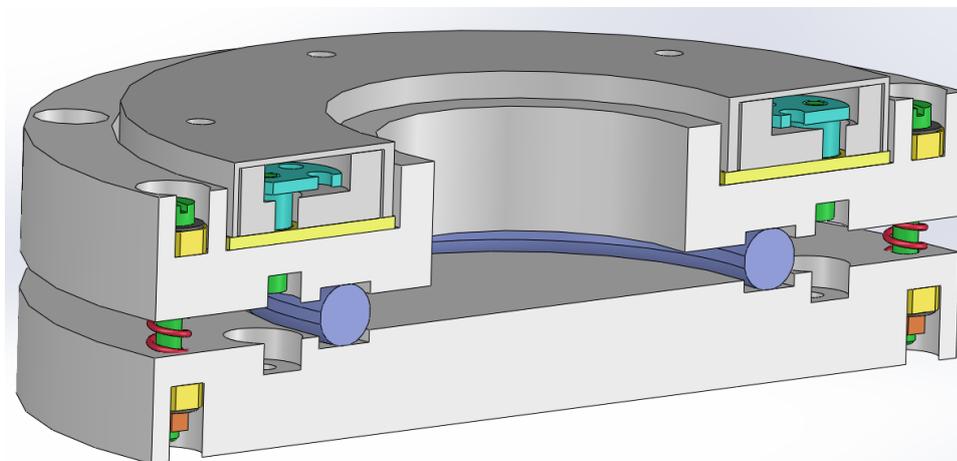


Рисунок 3.9 – 3D-модель комбинированного демпфера

Для испытаний по определению вибрационных характеристик ЭМУ взято два варианта конструкции комбинированного демпфера. В первом варианте исследовалось твердотельное демпфирование. В этом варианте конструкции комбинированного демпфера отсутствовал элемент вязкого демпфирования (рисунок 3.10), а второй вариант – при наличии вязкого демпфирующего элемента (рисунок 3.11). Результаты проведенных испытаний приведены в главе IV.

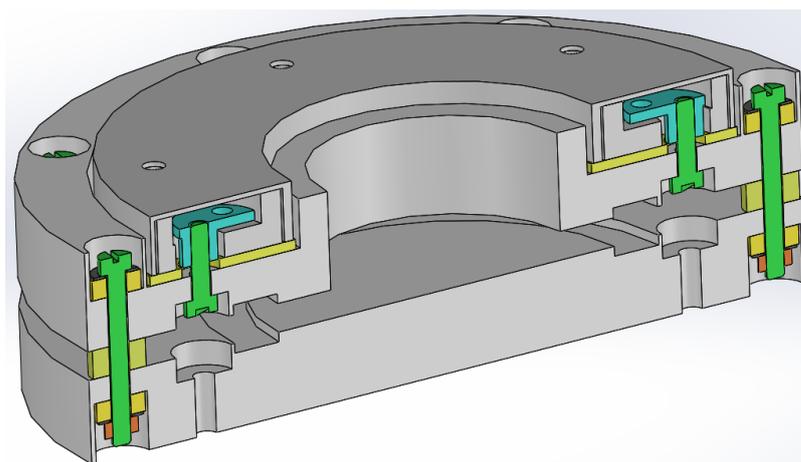


Рисунок 3.10 – 3D-модель конструкции комбинированного демпфера без вязкого демпфирующего элемента

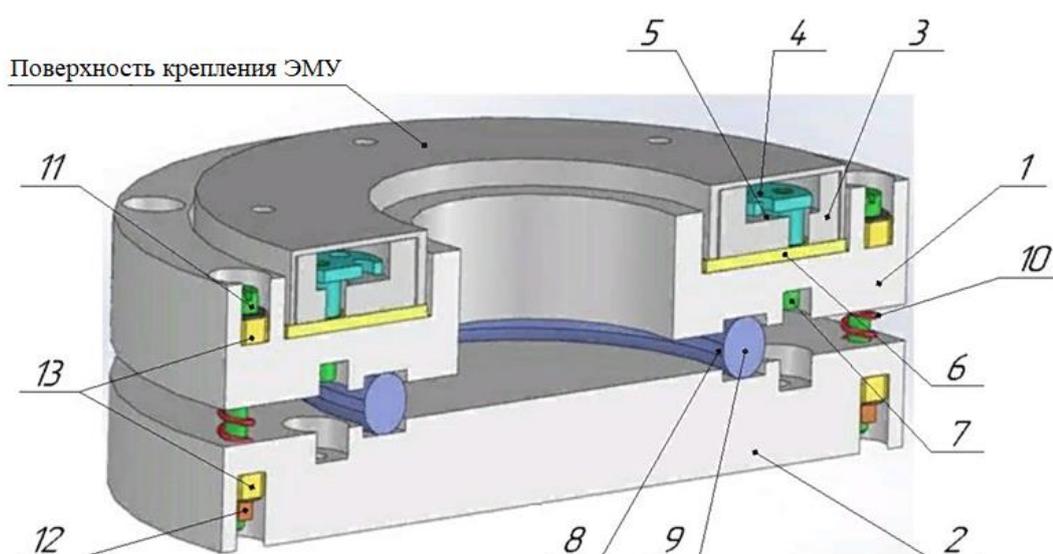


Рисунок 3.11 – 3D-модель конструкции комбинированного демпфера с вязким демпфирующим элементом: 1 – верхняя шайба; 2 – нижняя шайба; 3 – втулка; 4 – опоры; 5 – компаунд (графически не показан); 6 – прокладка; 7 – винт; 8 – замкнутая трубка; 9 – жидкость; 10 – пружины; 11 – винты; 12 – гайки; 13 – втулки

Так как полностью устранить виброактивность ЭМУ технически невозможно, целесообразнее ее снизить с помощью демпфирования посредством введения демпфирующих элементов в кинематическую цепь источник вибрации – объект защиты.

### Выводы по главе 3

1. Разработанные технические решения с использованием различных видов демпфирования являются технически эффективным способом уменьшения уровня виброактивности ЭМУ.

2. Вариант технического решения на основе твердотельного демпфирования с применением пеноалюминия обеспечивает снижение амплитуды виброперемещения (таблица 4.7).

3. Вариант технического решения на основе комбинирования вязкого и твердотельного демпфирования является наиболее рациональным сочетанием демпфирующих свойств твердотельного и вязкого демпфирования в процессе снижения виброактивности ЭМУ (таблица 4.9).

## ГЛАВА IV РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ

В данной главе показано оборудование, используемое для исследования вибрационных характеристик ЭМУ [61, 62], а также приведены результаты испытаний разработанных конструкций демпферов, рассмотренных в подразделах 3.3 и 3.4 главы III.

Результаты исследования показали эффективность предложенных технических решений с видами демпфирования, рассмотренными в настоящей диссертационной работе.

### 4.1 Виброактивность электромеханического устройства

#### 4.1.1 Вибрационная характеристика электромеханического устройства

Для исследования вибрационных характеристик ЭМУ использована система портативного вибродиагностического комплекса К-5101 (рисунок 4.1). Комплекс предназначен для исследования и сбора данных, в том числе с отметками времени, измерений общего уровня вибрации, базового и расширенного анализа динамических характеристик элементов конструкции ЭМУ.



Рисунок 4.1 – Вибродиагностический комплекс К-5101

Комплекс К-5101 (рис. 4.1) состоит из:

– средств измерений (вибропреобразователи – ВИП);

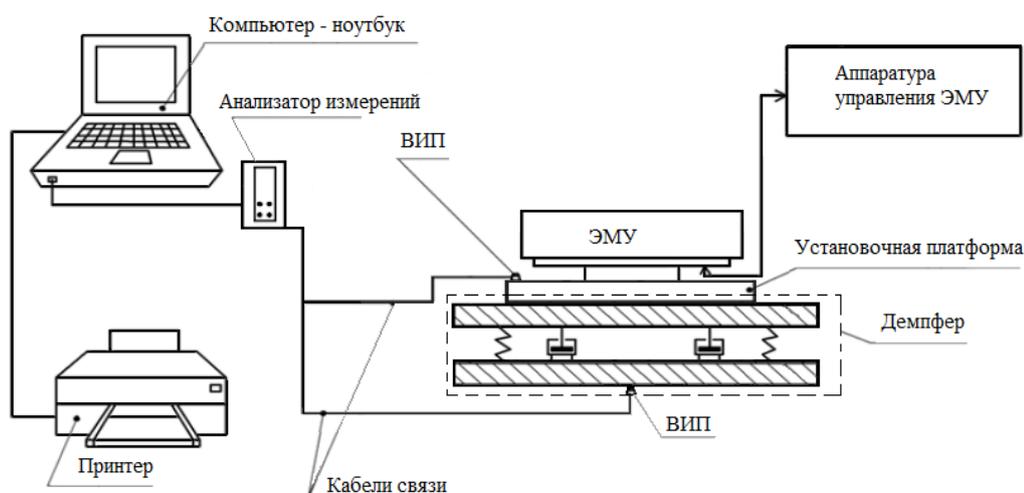
– персональный компьютер - ноутбук с установленным программным обеспечением «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор, «Подшипник»;

Программное обеспечение комплекса К-5101:

– «Подшипник» применяется при вибродиагностике: подшипников, муфт, динамического дисбаланса и т. д.;

– «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор применяется для функционального и тестового виброконтроля динамических процессов работы ЭМУ для принятия решения – требуется или не требуется ремонт.

Блок-схема стенда для измерения вибрационных характеристик ЭМУ с применением вибродиагностического комплекса К-5101 представлена на рисунок 4.2.



*а*



*б*

Рисунок 4.2 – Блок-схема стенда измерения вибрационных характеристик ЭМУ с макетом демпфера (*а*), объект испытаний и аппаратура управления (*б*)

Определение вибрационных характеристик ЭМУ проводилось по среднеквадратичному значению (СКЗ) виброперемещения в диапазоне рабочей угловой частоты вращения ротора ЭМУ [63–66].

Анализатор измерений реализует временные и частотные спектры сигналов датчиков ВИП. Временная реализация определялась в диапазоне рабочих частот вращения ротора от 1,66 до 50 Гц (от 100 до 3000 об/мин).

Результат определения вибрационных характеристик ЭМУ представлен в виде графика зависимости СКЗ виброперемещения от частоты вращения ротора (рисунок 4.3 – 4.5) [67].

При формировании графика СКЗ виброперемещения в автоматическом режиме фактические значения амплитуды виброперемещения со всего спектра частот (от 2 Гц до 5 кГц) по каждому угловому значению частоты вращения ротора ЭМУ пересчитываются в СКЗ виброперемещения.

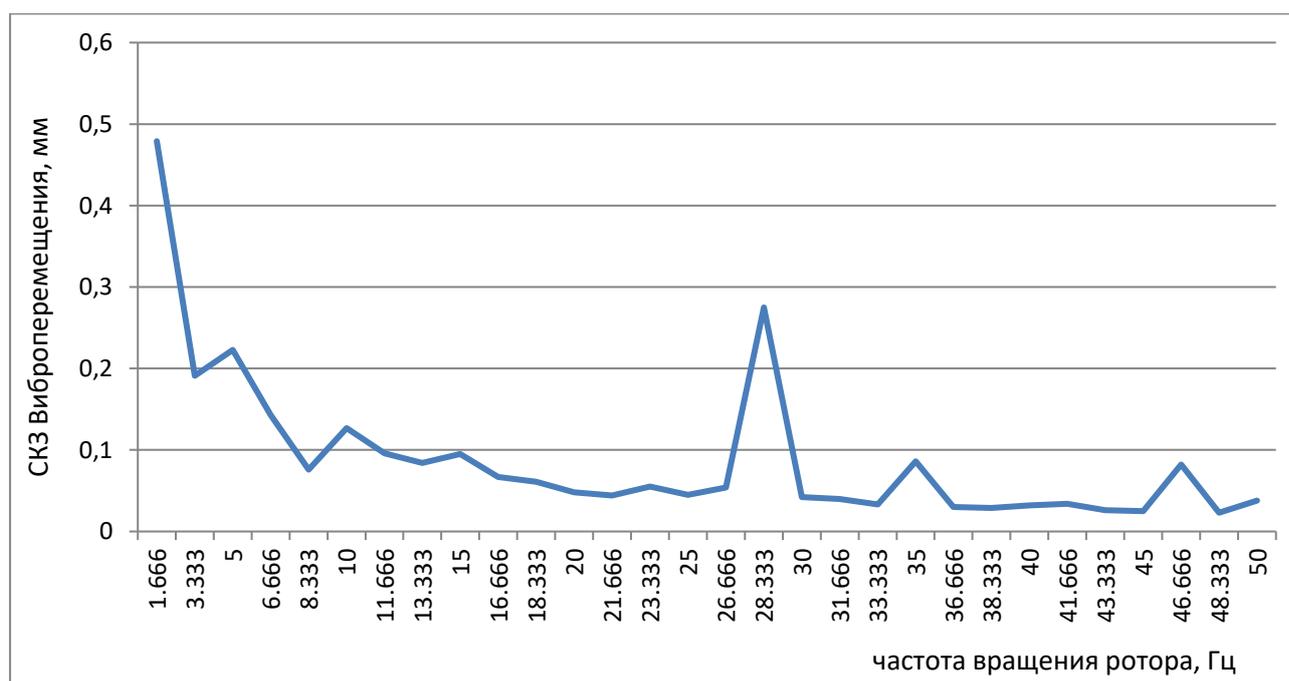


Рисунок 4.3 – СКЗ виброперемещения при частоте вращения ротора ЭМУ (ось X)

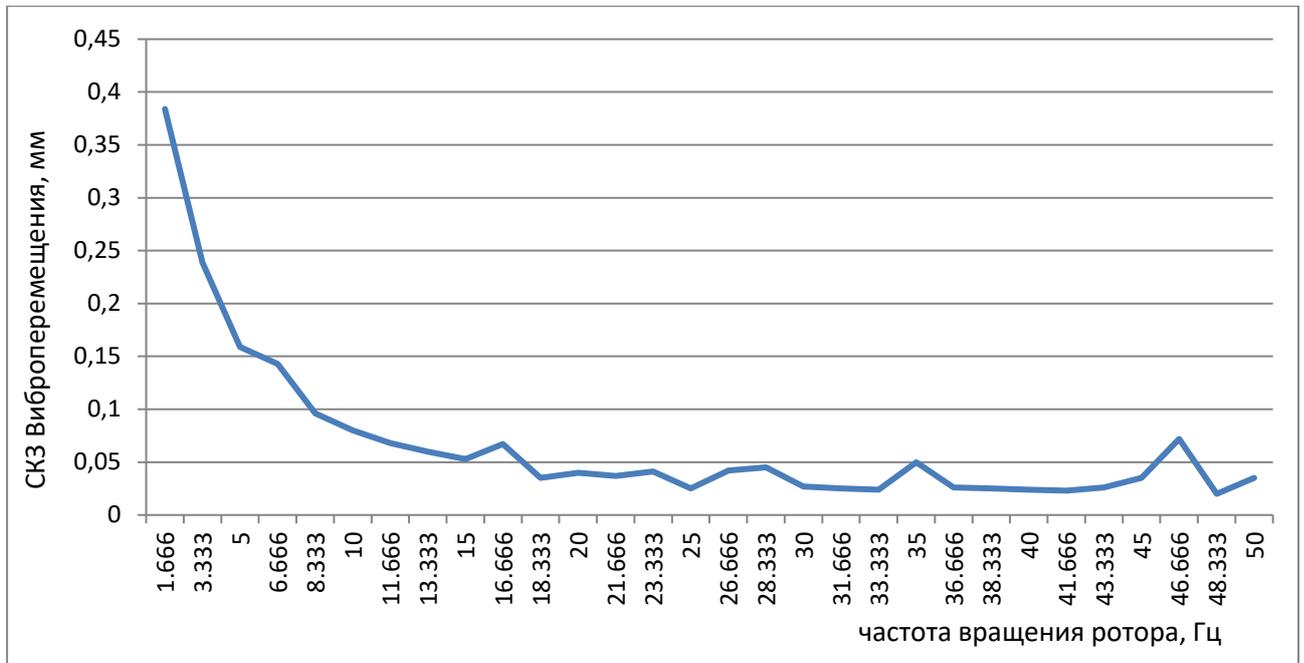


Рисунок 4.4 – СКЗ виброперемещения при частоте вращения ротора ЭМУ (ось Y)

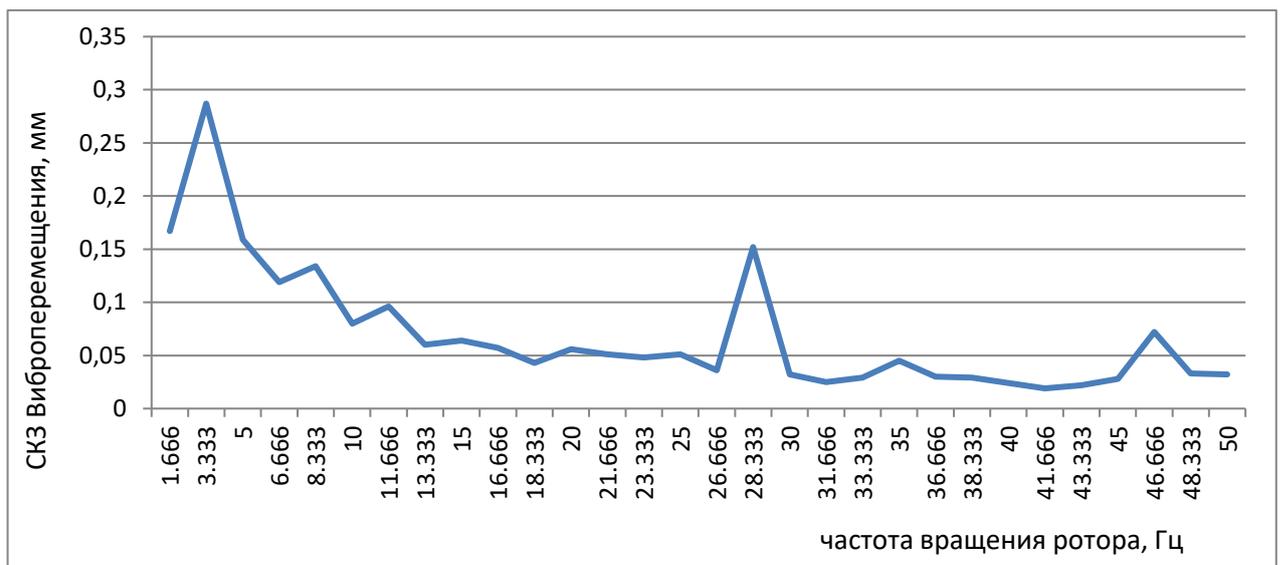


Рисунок 4.5 – СКЗ виброперемещения при частоте вращения ротора ЭМУ (ось Z)

Нужно отметить, что проявление повышенной виброактивности в рабочем диапазоне частот вращения ротора показывает, что в исследуемом ЭМУ имеются элементы конструкции с собственной частотой, находящейся внутри рабочего диапазона частот вращения ротора, т.е. в процессе проектирования данного ЭМУ не использовались предложенные в данной диссертационной работе дополнения математической модели (1.10) – (1.28), в том числе и уравнение (1.12), которое является определяющим для оптимизации вибрационных параметров в процессе

проектирования. Именно оно показывает отношение реакции механической системы и возбуждающего воздействия в зависимости от величины отношения частот возбуждения ( $\omega_e$ ) к собственным частотам ( $\omega_c$ ) элементов конструкции.

Графики (рисунки 4.3 – 4.5) удобно использовать при пересчете значения СКЗ виброперемещения для каждой определенной частоты вращения ротора при определении коэффициента эффективности демпфера (4.1) на интересующей исследователя угловой частоте вращения ротора.

$$K_{\text{эфф.}} = \frac{A_{\text{Демп.}}}{A_{\text{ЭМУ}}}, \quad (4.1)$$

где:  $A_{\text{ЭМУ}}$  – СКЗ виброперемещения на установочной поверхности ЭМУ без демпфера;

$A_{\text{Демп.}}$  – СКЗ виброперемещения на установочной поверхности демпфера (с установленным ЭМУ).

Пересчет СКЗ виброперемещения с установленным демпфером и без него по формуле (4.1) позволяет провести анализ эффективности применения демпфера, в процессе его проектирования, по конкретному значению угловой частоты ротора ЭМУ, то есть позволяет выявить частоты вращения ротора, на которых проявляется наибольшая эффективность снижения виброактивности предложенного варианта конструкции демпфера. Таким образом, поэтапно внося корректировки в конструкцию демпфера, возможно, корректировать его эффективность на различных частотах.

Эффективность снижения амплитуды виброперемещения обеспечивается при значении коэффициента  $K_{\text{эфф.}} < 1$ , а в случае, когда коэффициент  $K_{\text{эфф.}} > 1$ , то происходит усиление виброперемещения.

Важно отметить, что каждое ЭМУ имеет свою собственную вибрационную характеристику, даже если оно изготовлено по одним и тем же чертежам (рабочей документации), это объясняется разной степенью влияния каждого источника переменных сил для конкретной конструкции ЭМУ. Из-за погрешностей размеров в процессе изготовления деталей, плотности материала, качества сборки и т.д.

#### 4.1.2 Оборудование для определения демпфирующих свойств материалов

Для определения демпфирующих свойств материалов, используемых в разработанных конструкциях технических решений, использовался стенд, приведенный на рисунок 4.6.

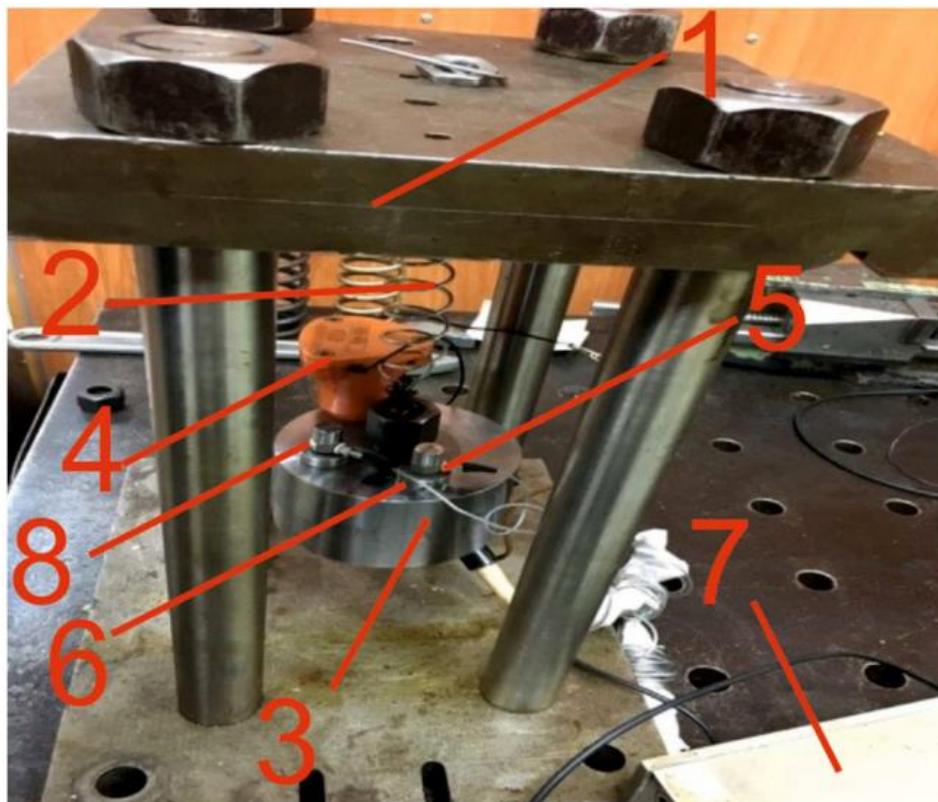


Рисунок 4.6 – Стенд для определения демпфирующих свойств:  
1 – корпус, 2 – пружина, 3 – масса, 4 – генератор электромеханический,  
5 – испытуемый образец, 6 и 8 – акселерометры, 7 – генератор возбуждающих сигналов

На рисунках 4.7, 4.8 показана принципиальная схема и общий вид установки для физического моделирования динамических процессов. Установка позволяет экспериментально исследовать динамические процессы в системах защищаемый объект – виброгаситель.

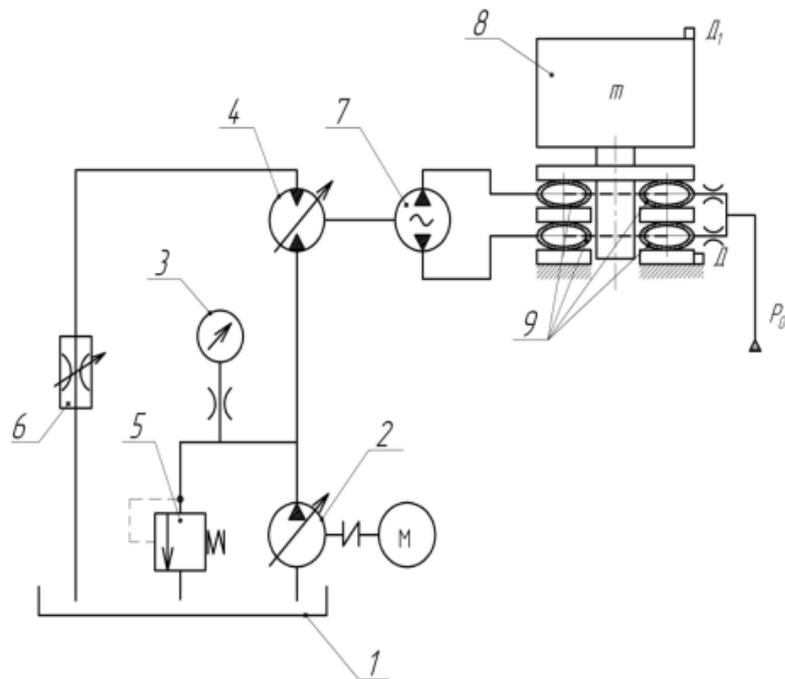


Рисунок 4.7 – Принципиальная схема стенда для исследования динамических процессов: 1 – бак, 2 – насос с регулируемым рабочим объемом, 3 – манометр, 4 – гидромотор, 5 – предохранительный клапан, 6 – дроссель, 7 – объемный генератор колебаний, 8 – масса, 9 – исполнительные элементы вибратора на базе рукавов высокого давления с радиальным поджатием,  $\Delta_1$  – вибродатчики (акселерометры),  $P_0$  – источник среднего давления в РВД

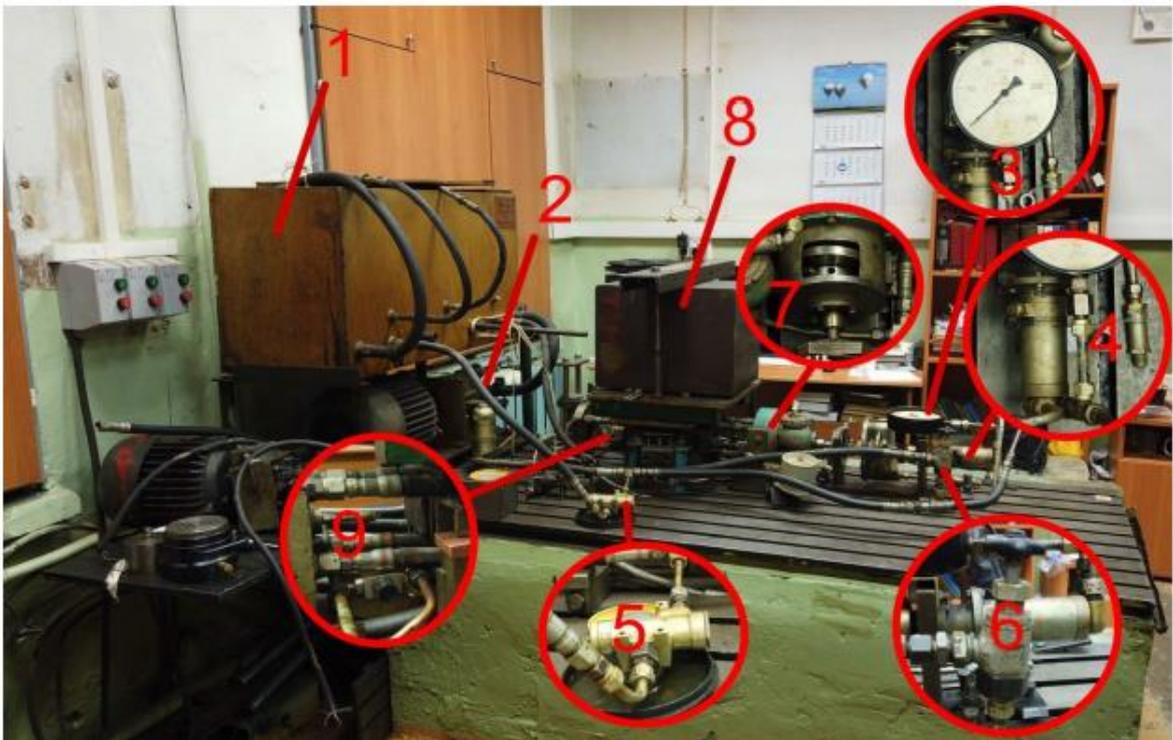


Рисунок 4.8 – Общий вид стенда для исследования динамических процессов

Подробное описание работы примененных стендов (рисунок 4.7, 4.8) показано в работах [68–71].

## 4.2 Результаты испытаний электромеханического устройства

### 4.2.1 Вибрационная характеристика электромеханического устройства при применении твердотельного демпфирования

В главе III рассмотрены исследуемые схемы вариантов макета разработанного твердотельного демпфера (рисунок 4.9).

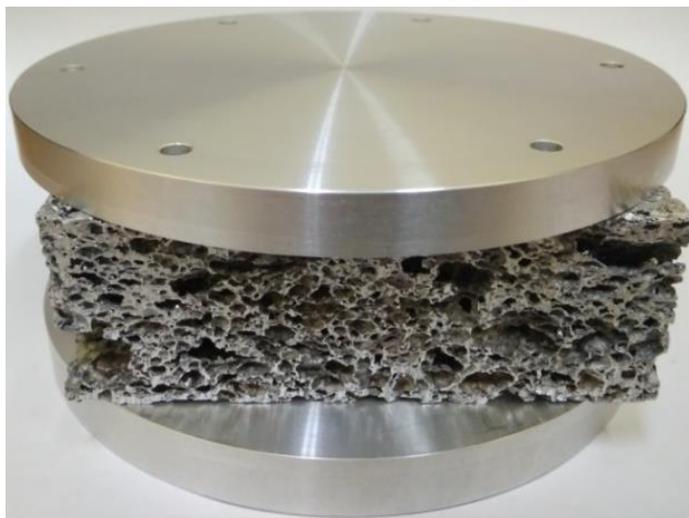


Рисунок 4.9 – Макет конструкции твердотельного демпфера на основе пеноалюминия

Для однозначного определения результатов экспериментов к различным вариантам конструкций твердотельных демпферов введены условные обозначения «ВЗУ» (виброзащитные устройства) с порядковым номером конструкции в соответствии с таблицей 3.1, главы III.

Для определения коэффициента  $K_{эффек}$  демпфера по формуле (4.1) использованы результаты исследований  $A_{ЭМУ}$  (рисунок 4.3 – 4.5) и графиков экспериментально полученных вибрационных характеристик  $A_{Демп.}$  (Приложение А).

По зависимостям (рисунок 4.10 – 4.24) коэффициента эффективности демпфера видно, что каждая предложенная конструкция твердотельного демпфера на основе пеноалюминия имеет разную эффективность на разных угловых частотах вращения ротора ЭМУ.

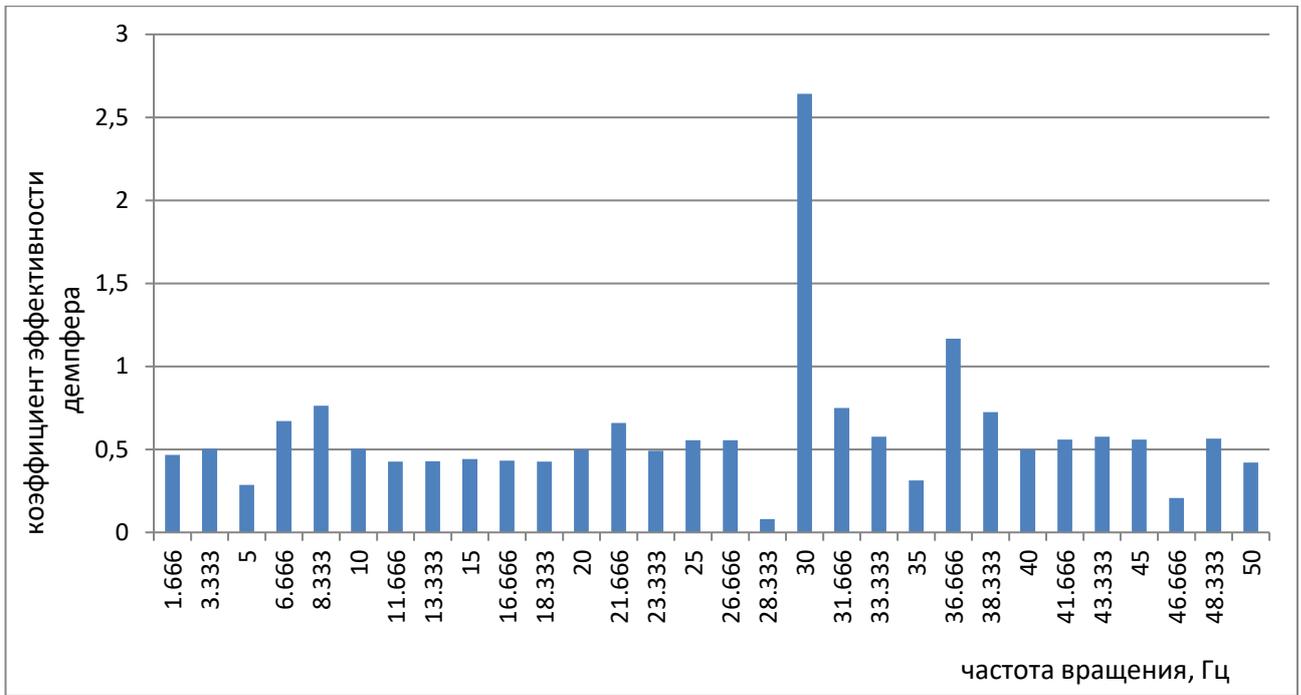


Рисунок 4.10 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ1 (ось X)

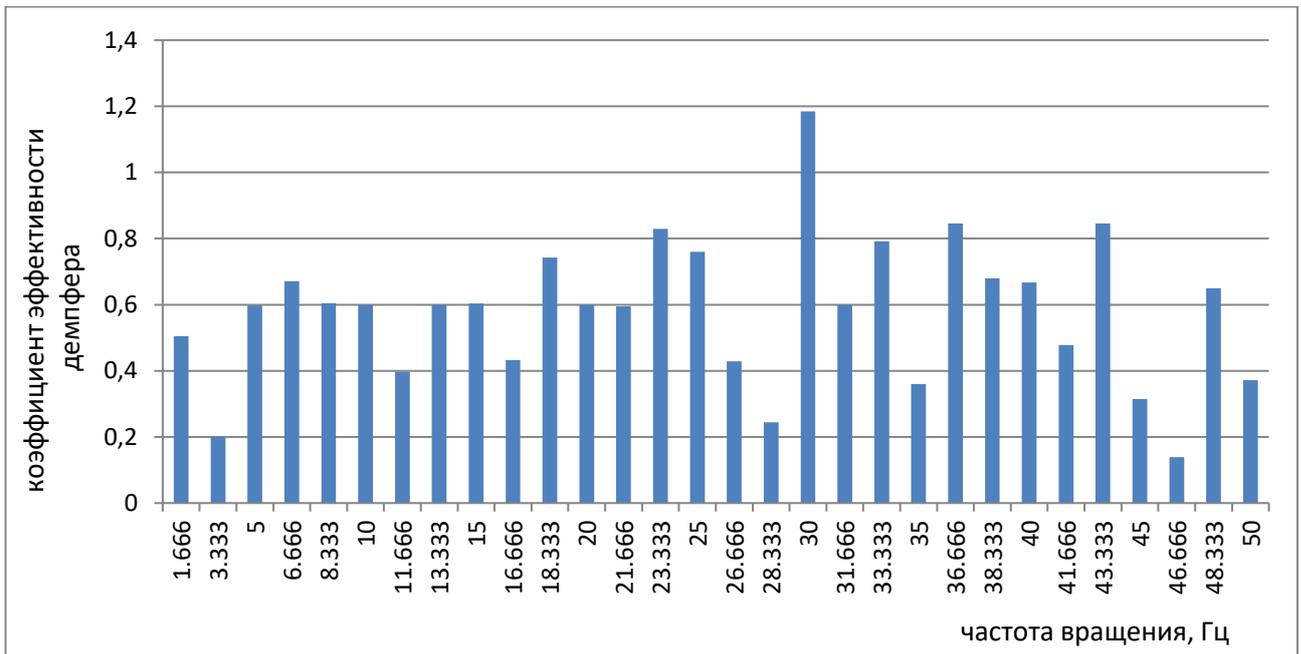


Рисунок 4.11 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ1 (ось Y)

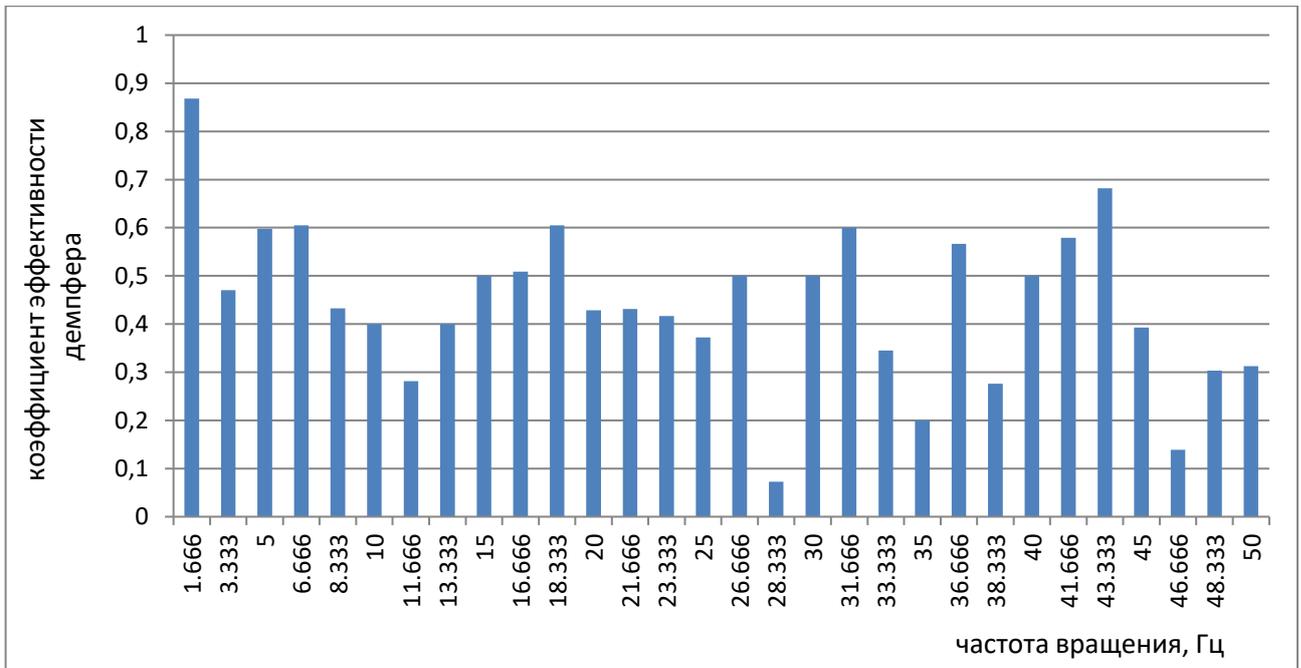


Рисунок 4.12 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ1 (ось Z)

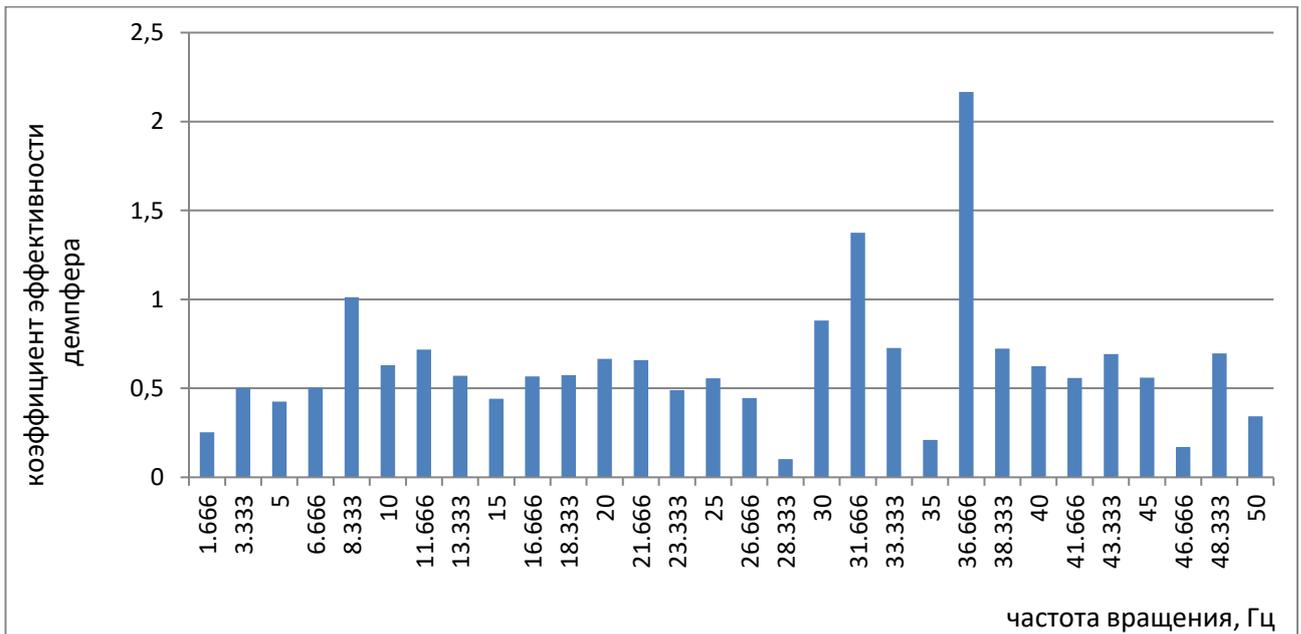


Рисунок 4.13 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ2 (ось X)

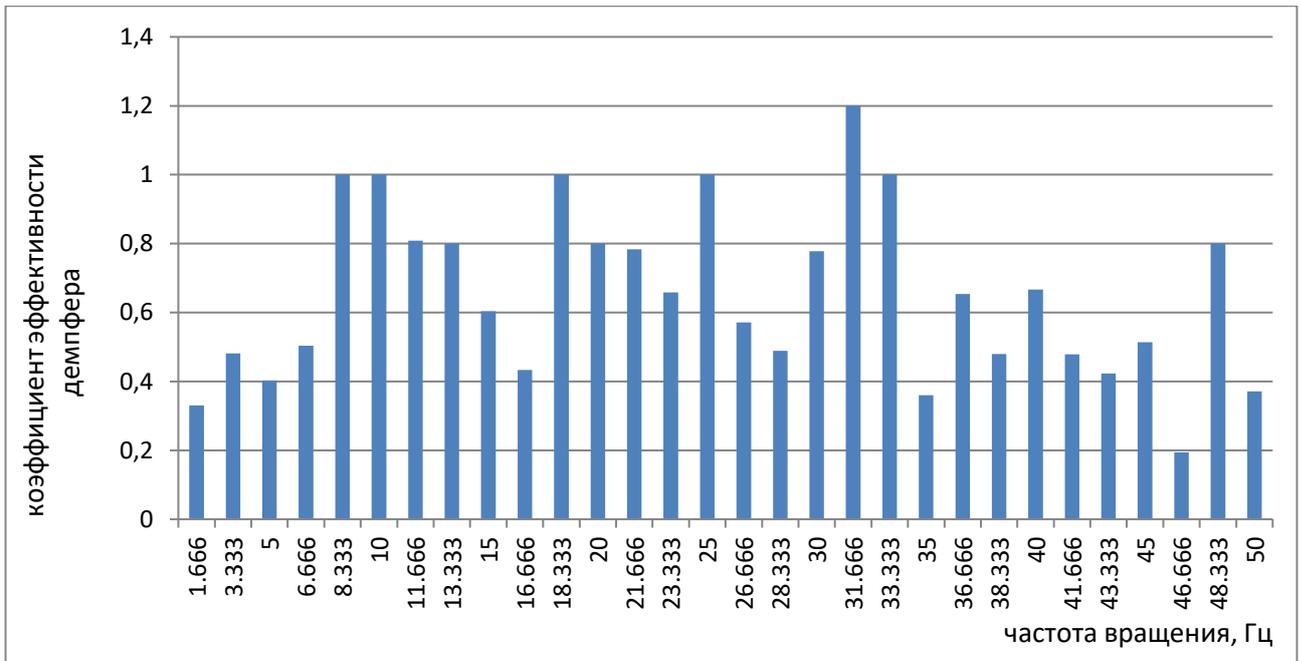


Рисунок 4.14 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ2 (ось Y)

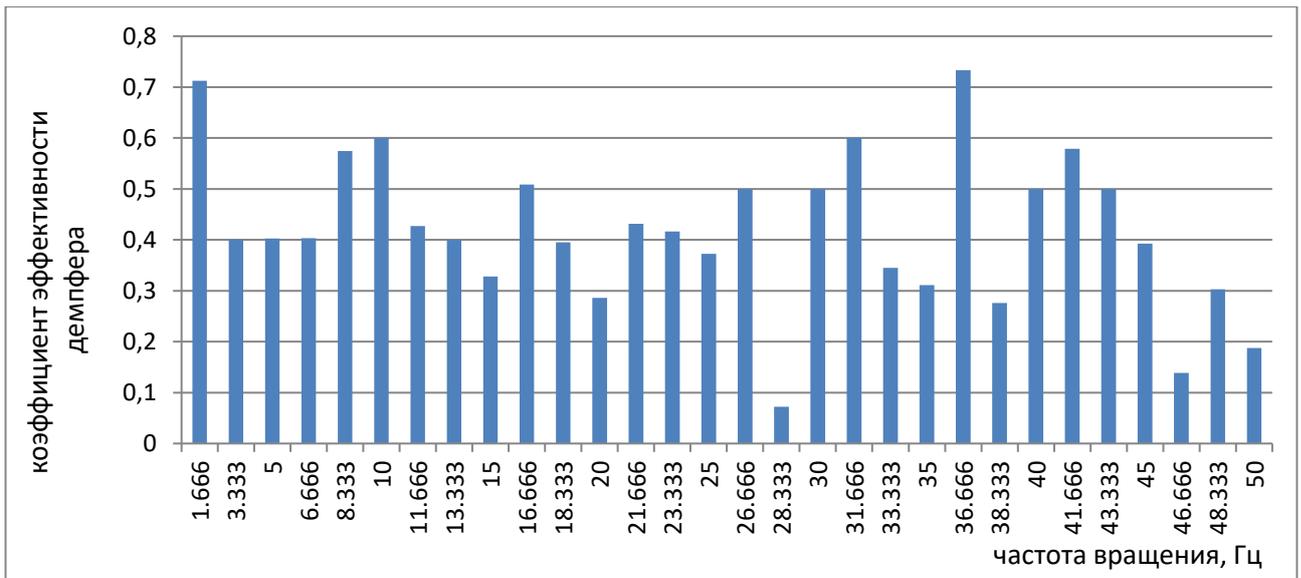


Рисунок 4.15 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ2 (ось Z)

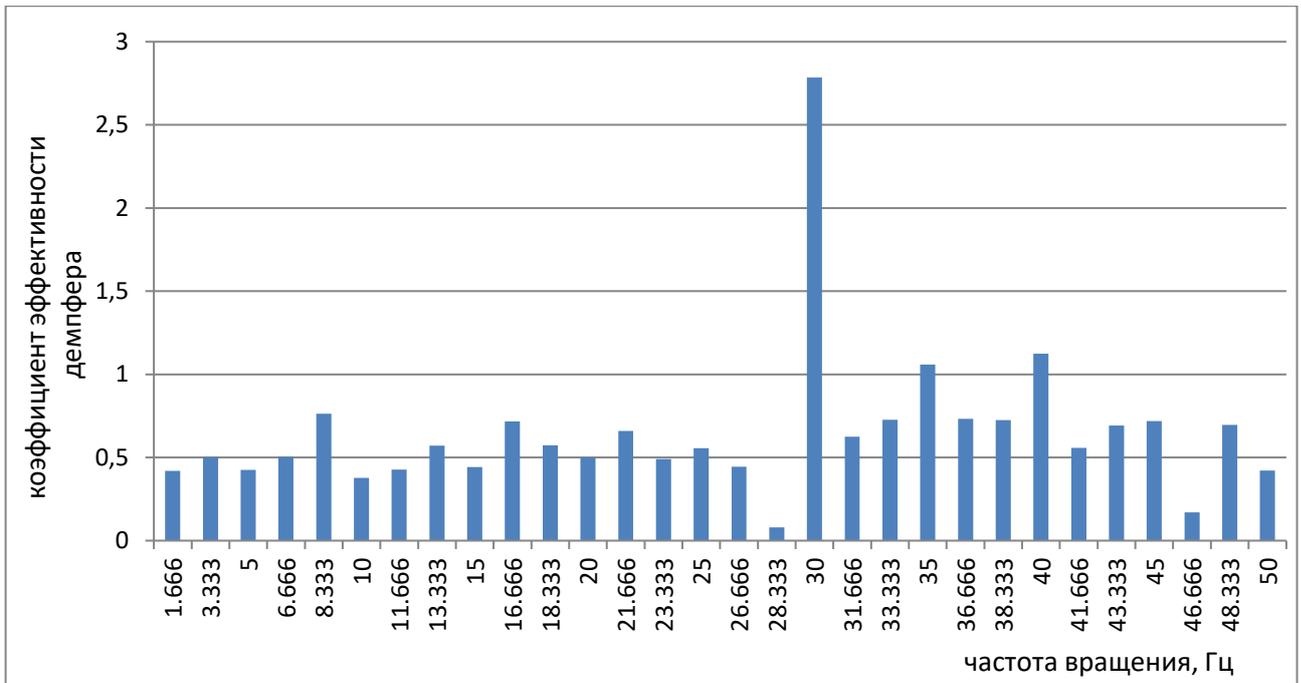


Рисунок 4.16 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУЗ (ось X)

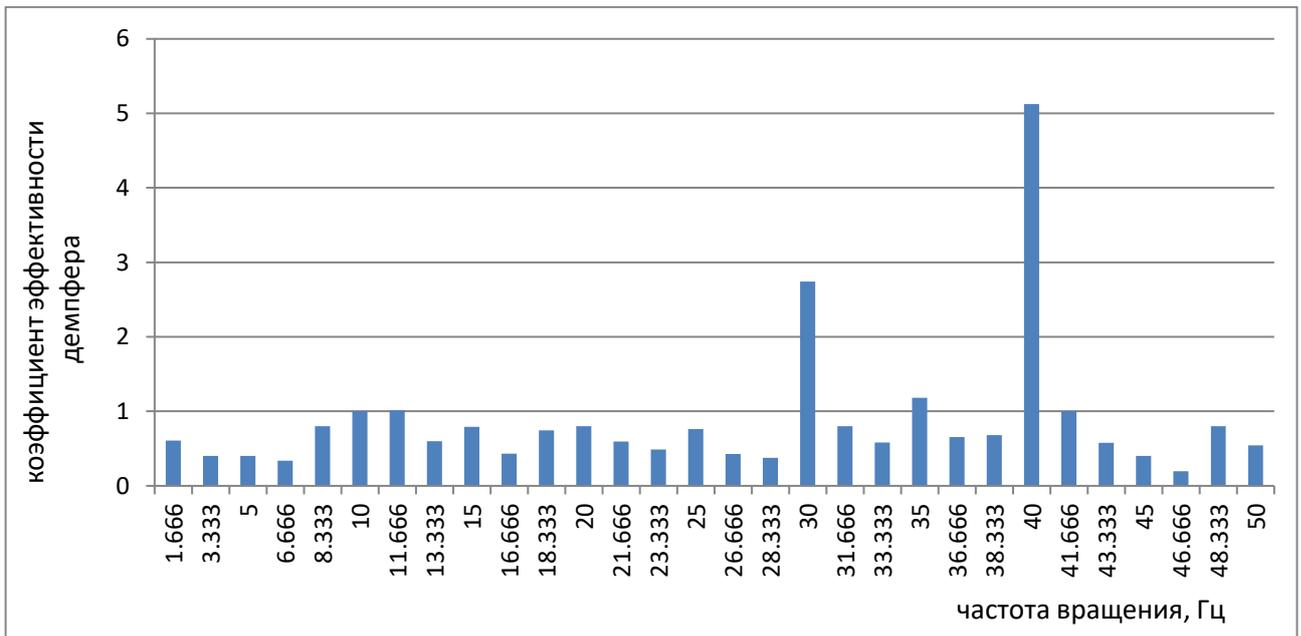


Рисунок 4.17 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУЗ (ось Y)

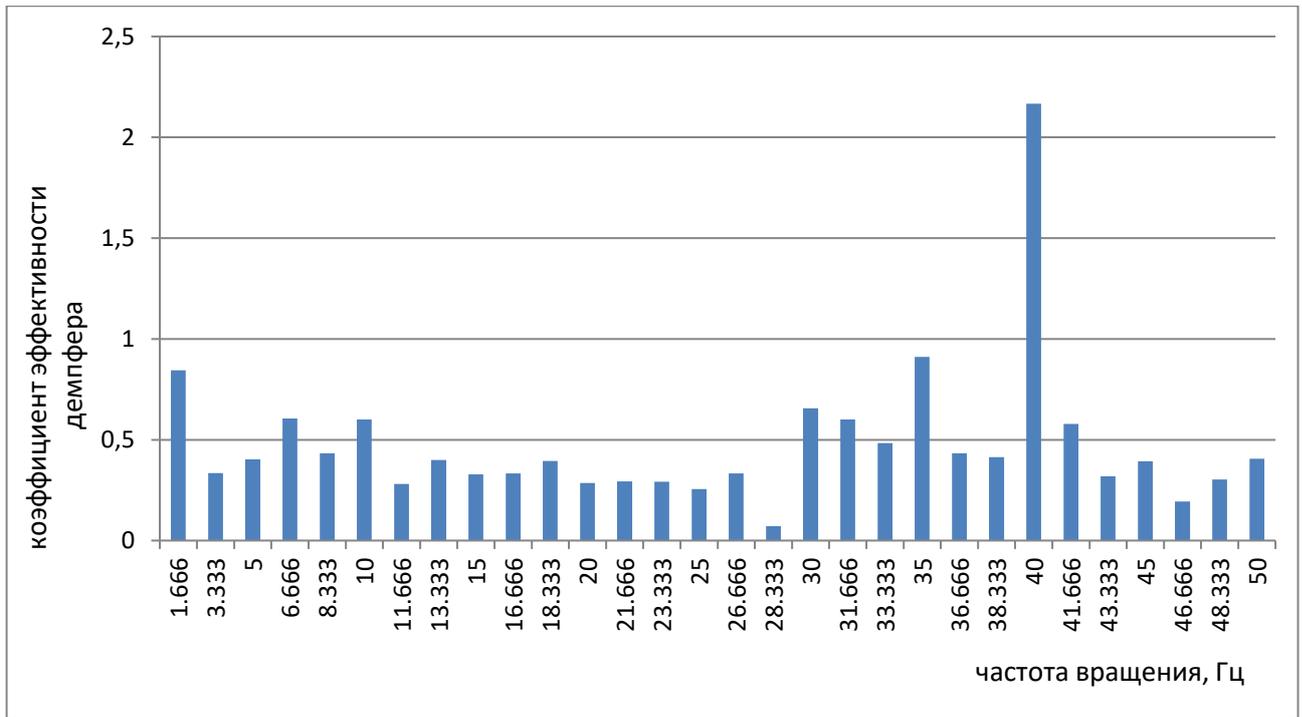


Рисунок 4.18 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ3 (ось Z)

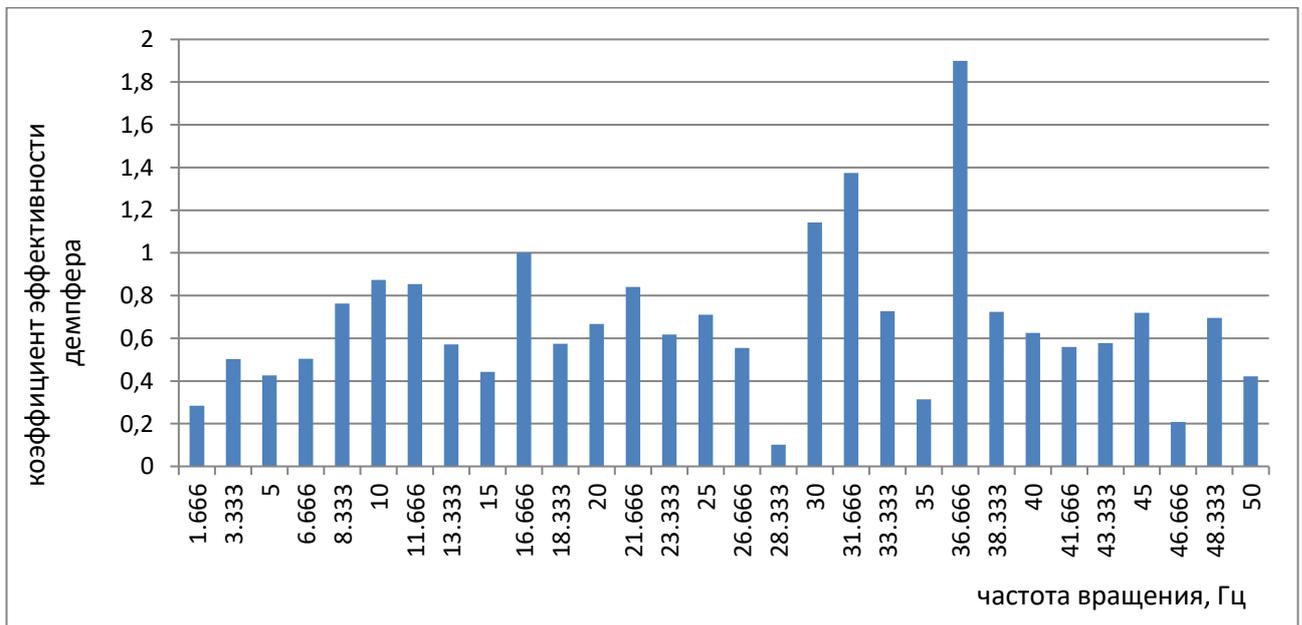


Рисунок 4.19 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ4 (ось X)

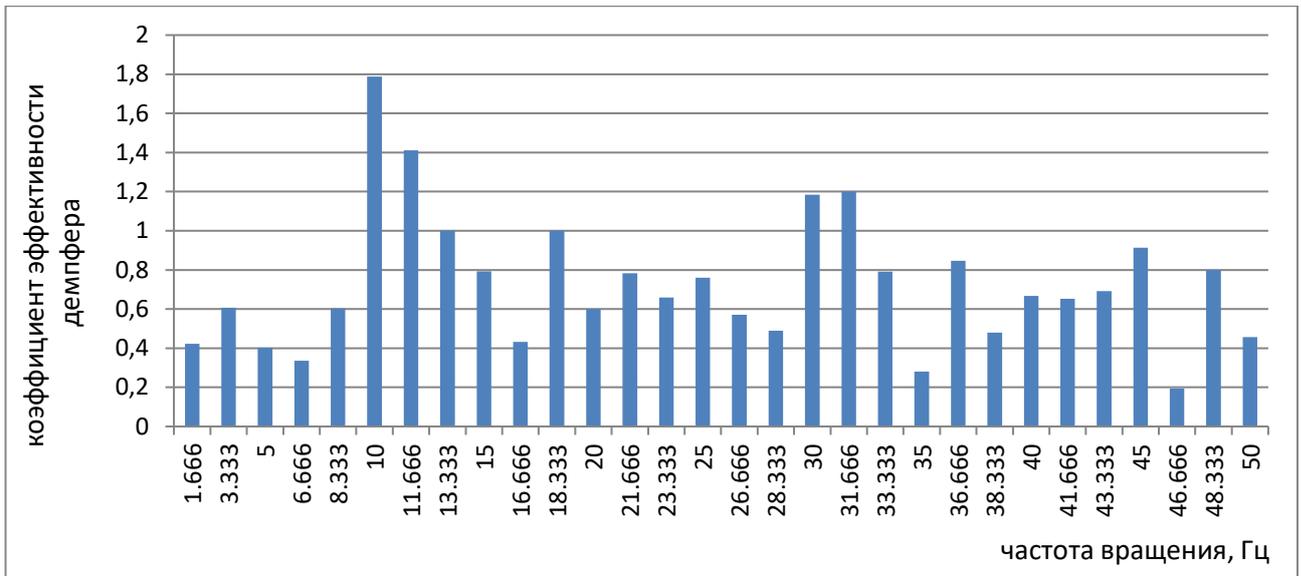


Рисунок 4.20 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ4 (ось Y)

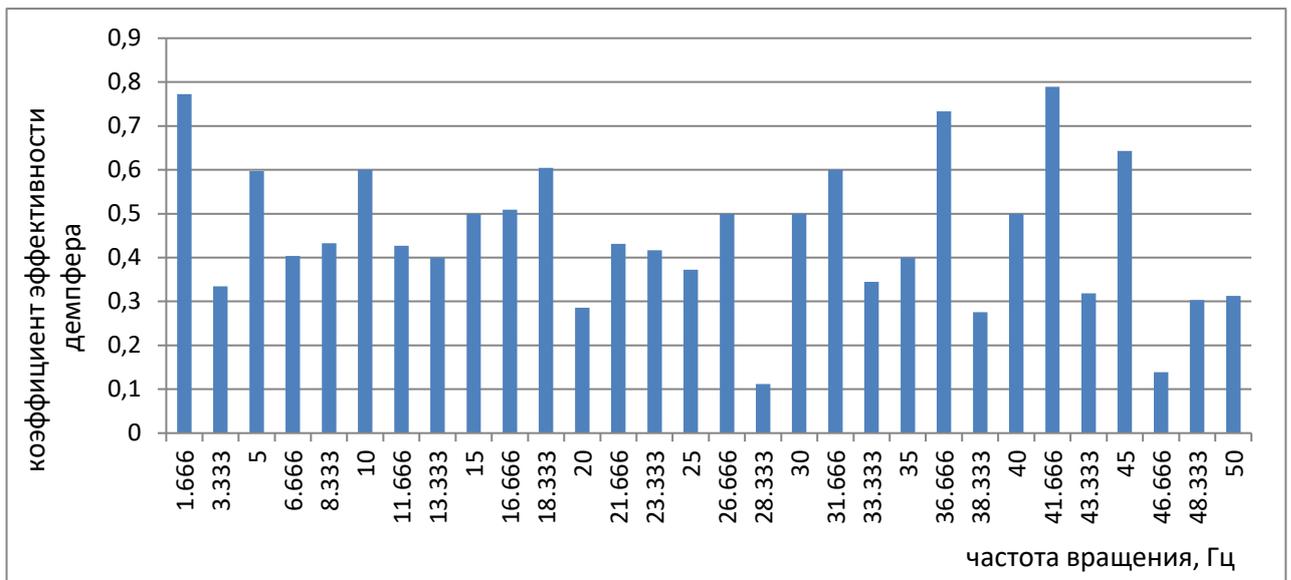


Рисунок 4.21 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ4 (ось Z)

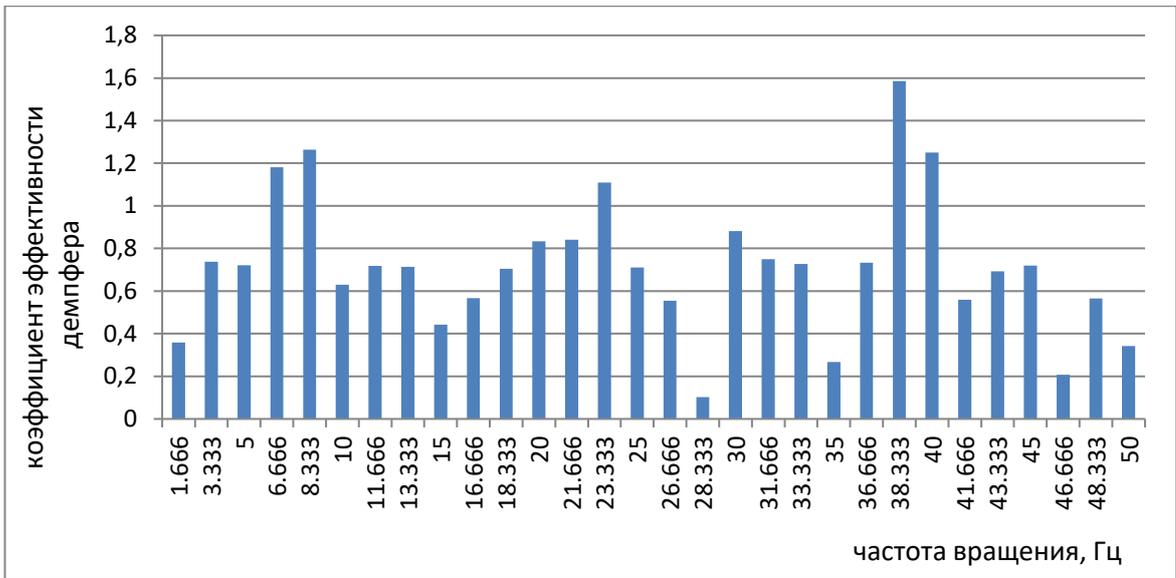


Рисунок 4.22 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ5 (ось X)

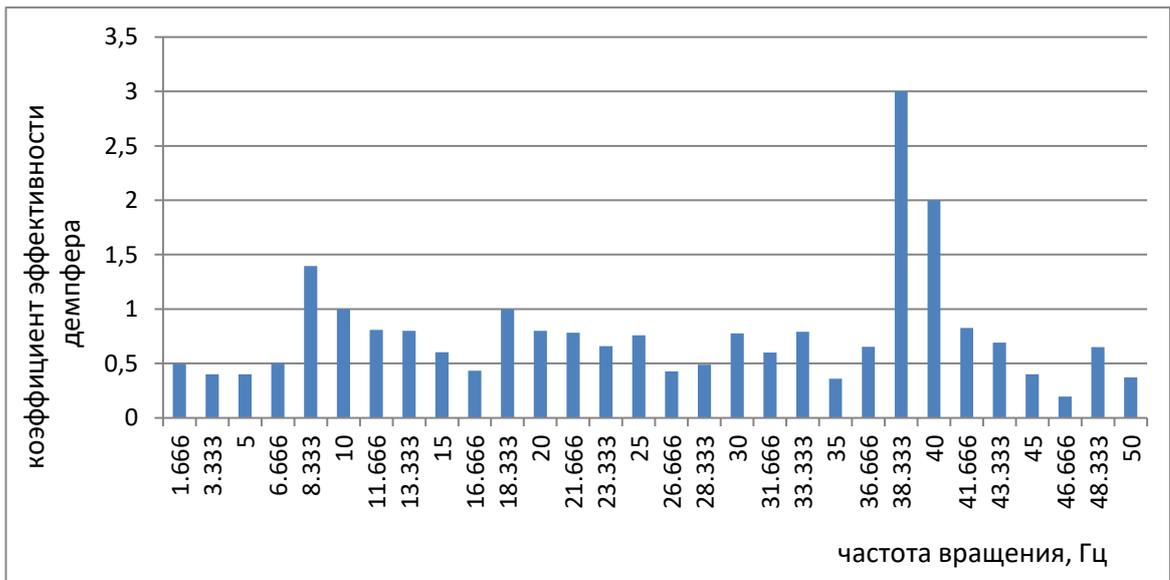


Рисунок 4.23 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ5 (ось Y)

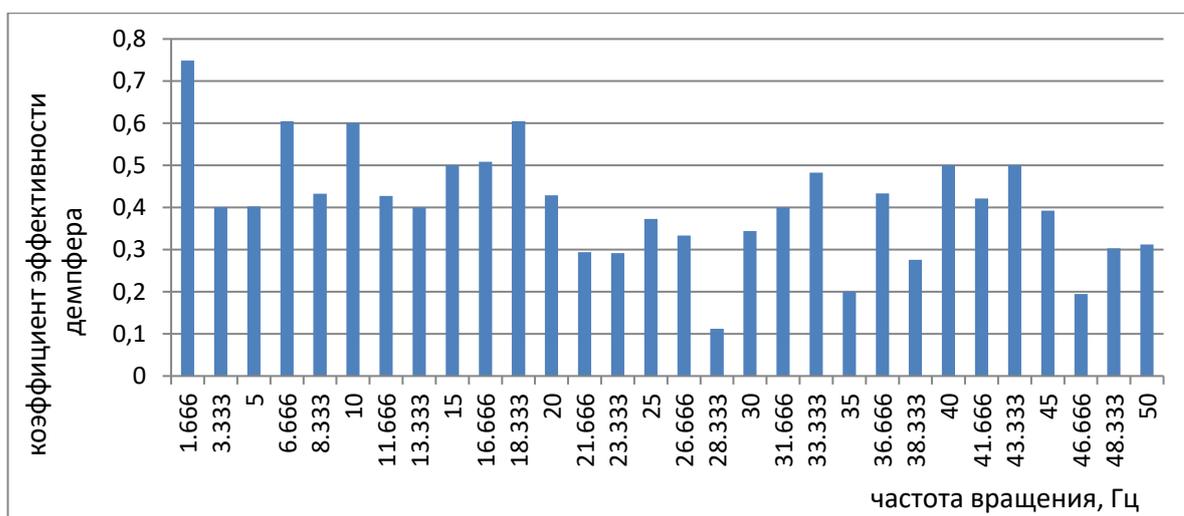


Рисунок 4.24 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ5 (ось Z)

Наибольшая эффективность рассматриваемых твердотельных демпферов проявилась в низкочастотной и среднечастотной областях вращения ротора.

Отдельные всплески значений коэффициента  $K_{эффек.} > 1$ , которые возникают в этих областях частот, связаны с совпадением частот возбуждения с собственными частотами элементов конструкции ЭМУ и собственными частотами конструкции твердотельного демпфера, что необходимо учитывать при проектировании, т.е. учитывать при проектировании ЭМУ взаимозависимость вибрационных характеристик рисунок 2.18 и (1.12).

Сравнительный анализ СКЗ виброперемещения во всем диапазоне частот вращения ротора ЭМУ без демпфера и с ним по матрице сравнения (таблица 3.2, глава III) показал, что наименьшее СКЗ виброперемещения ЭМУ имеют образцы ВЗУ под номерами 2 и 4, у которых глубина проточек значительно меньше, чем в образцах ВЗУ под номерами 1 и 3. При этом применение резиновой прокладки между ЭМУ и демпфером не привело к существенной разнице снижения уровня СКЗ виброперемещения между образцами ВЗУ 2 – 4 и 1 – 3. Уменьшение глубины проточек в образце 5, за счет применения резиновых втулок, не показало существенного результата по снижению величины СКЗ виброперемещения в сравнении с образцом 2, а большую разницу между значениями СКЗ виброперемещения у образца 5.

Для удобства сравнения эффективности вариантов демпферов результаты исследований без демпфера и с установленным твердотельным демпфером сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты испытаний макетов твердотельного демпфера

Вариант применения демпфера	Максимальные СКЗ виброперемещения вдоль оси, мм			Диапазон частот вращения ротора, Гц (об/мин)
	X	Y	Z	
ЭМУ без демпфера	0,479	0,384	0,287	1,66 ÷ 50 (100 ÷ 3000)
ВЗУ1	0,224	0,194	0,145	
ВЗУ2	0,121	0,127	0,119	
ВЗУ3	0,201	0,234	0,141	
ВЗУ4	0,136	0,162	0,129	
ВЗУ5	0,172	0,191	0,125	

Из проведенного анализа изменения СКЗ виброперемещения от частоты вращения ротора ЭМУ при использовании твердотельного демпфирования можно сделать вывод, что выбранный материал (пеноалюминий) и разработанные варианты конструкции твердотельного демпфера эффективно снижают величину виброперемещения. Это связано с работой сил сопротивления структуры пеноалюминия.

Поскольку под действием внешней нагрузки на материал происходит его деформация, за счет внутреннего трения слоев происходит диссипация энергии.

Далее представлены результаты исследования с макетом твердотельного демпфера на основе пеноалюминия (ВЗУ2) через поглощение энергии в материале (таблица 2.1) [44–46], на стенде для исследования динамических процессов (рисунок 4.8).

Определение поглощенной энергии в материале проведено через соотношение переданной энергии от основания закрепления демпфера на стенде (датчик ВИП1), через твердотельный демпфер (датчик ВИП2 установленный на верху демпфера) за время передачи этой энергии (время проведения измерения) (рисунок 4.25). Результаты показаны в таблице 4.2

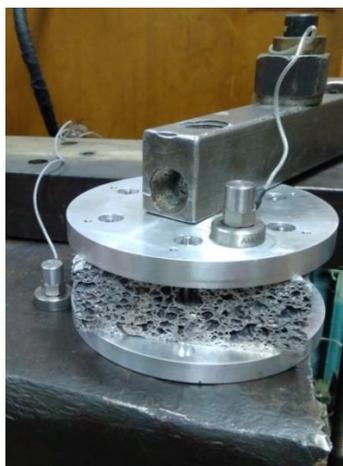


Рисунок 4.25 – Испытание макета твердотельного демпфера на стенде для исследования динамических процессов

Таблица 4.2 – Результаты определения поглощенной энергии в материале твердотельного демпфера

Канал данных	Параметр оценки	Значение сигнала	Разность значений
вход (ВИП1)	Виброускорение, м/сек <sup>2</sup>	0,415785	~ 15 %
выход (ВИП2)		0,355630	
вход (ВИП1)	Виброперемещение, мкм	3310908,15	~ 15 %
выход (ВИП2)		2831858,24	
вход (ВИП1)	Виброскорость, мм/сек	1173,016	~ 15 %
выход (ВИП2)		1003,301	

Сравнивая значения входного и выходного сигналов (таблица 4.2), видно, что уровень энергетического значения выходного сигнала при использовании предложенного твердотельного демпфера ниже на ~ 15 %, чем входного сигнала приходящего от стенда.

#### **4.2.2 Вибрационная характеристика электромеханического устройства при комбинированном использовании вязкого и твердотельного демпфирования**

В данном подразделе показаны результаты определения вибрационной характеристики ЭМУ при использовании комбинирования демпфирования (вязкого и твердотельного) (рисунок 4.26).

В главе III подробно описывается конструкция разработанного макета комбинированного демпфера, в основу которого положено комбинирование вязкого и твердотельного демпфирования. Для определения эффективного

влияния указанных видов демпфирования в предложенной конструкции, она была выполнена в виде двух макетов (рисунок 3.10, 3.11, глава III) которые проходили испытания отдельно.

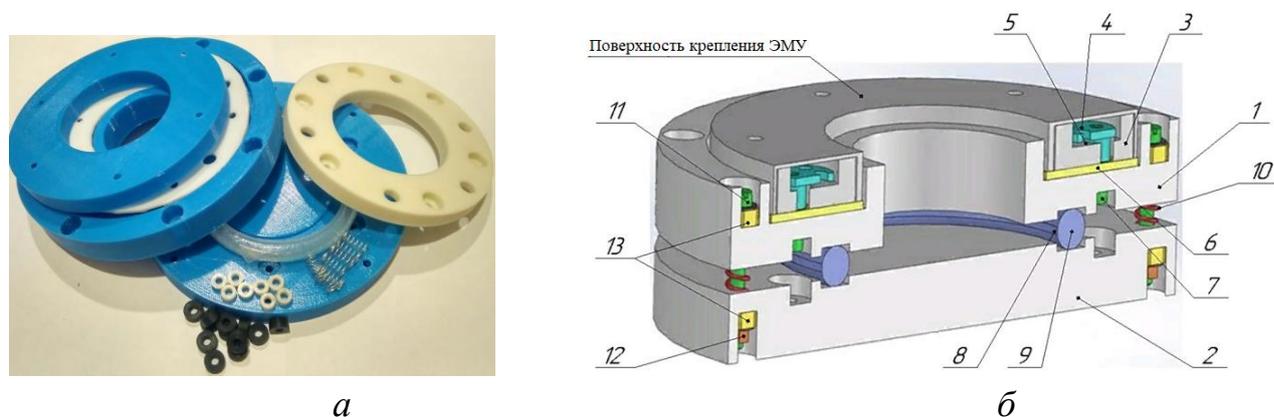


Рисунок 4.26 – Изготовленный макет (а) и 3D-модель (б) конструкции комбинированного демпфера: 1 – верхняя шайба; 2 – нижняя шайба; 3 – втулка; 4 – опоры; 5 – компаунд (графически не показан); 6 – прокладка; 7 – винт; 8 – замкнутая трубка; 9 – жидкость (ПМС-1000); 10 – пружины; 11 – винты; 12 – гайки; 13 – втулки

Материалы, используемые для изготовления макета комбинированного демпфера, показаны в таблице 4.3. Из этой таблицы следует, что для снижения виброактивности принципиально новых материалов не требуется, а достаточно лишь рационально применить имеющиеся материалы.

Таблица 4.3 – Примененные материалы для изготовления макета демпфера

№ позиции детали (рисунок 4.26, б)	Наименование детали	Материал детали изготовленного макета
1	Верхняя шайба	Пластик ABS
2	Нижняя шайба	Пластик ABS
3	Втулка	Пластик ABS
4	Опоры	Пластик ABS
5	Компаунд	Компаунд
6	Прокладка	Резина
7	Винт	Сталь
8	Замкнутая трубка	Силикон
9	Жидкость	ПМС-1000
10	Пружины/Шайбы	Латунь/резина
11	Винт	Сталь
12	Гайки	Сталь
13	Втулки	Резина

Исследование эффективности комбинированного демпфера по результатам испытаний также проводилось по коэффициенту эффективности демпфера (4.1). Проведенные исследования с разработанной конструкцией демпфера показали эффективность снижения виброактивности и при твердотельном демпфировании (рисунок 4.27 – 4.29) и хорошую эффективность комбинированного демпфирования (вязкого и твердотельного) (рисунок 4.30 – 4.32).

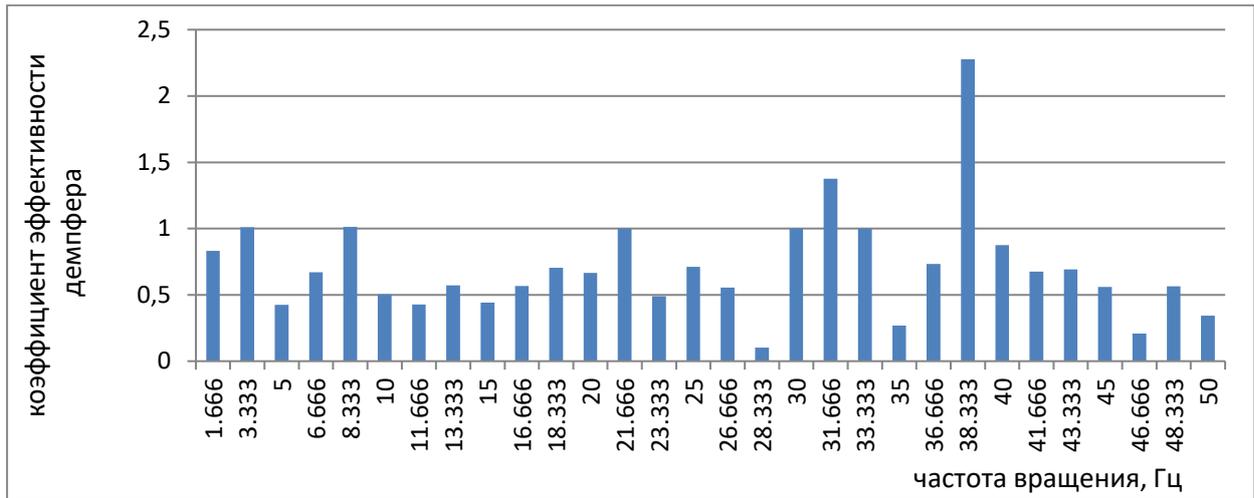


Рисунок 4.27 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (без вязкого элемента демпфирования) (ось X)

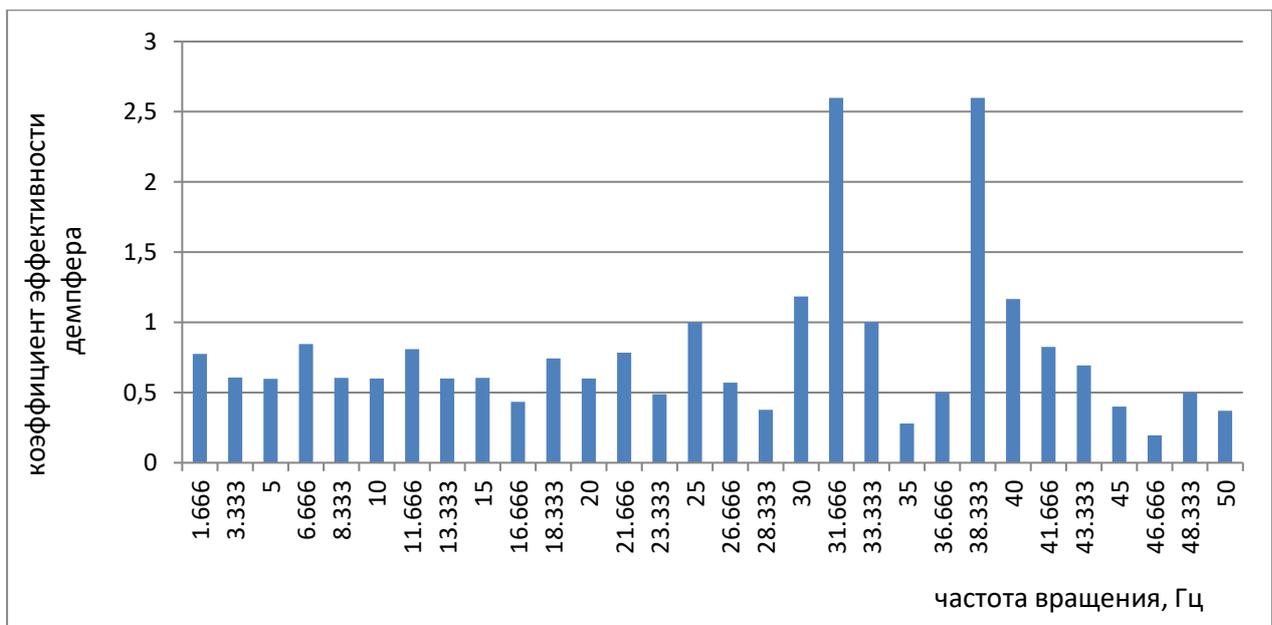


Рисунок 4.28 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (без вязкого элемента демпфирования) (ось Y)

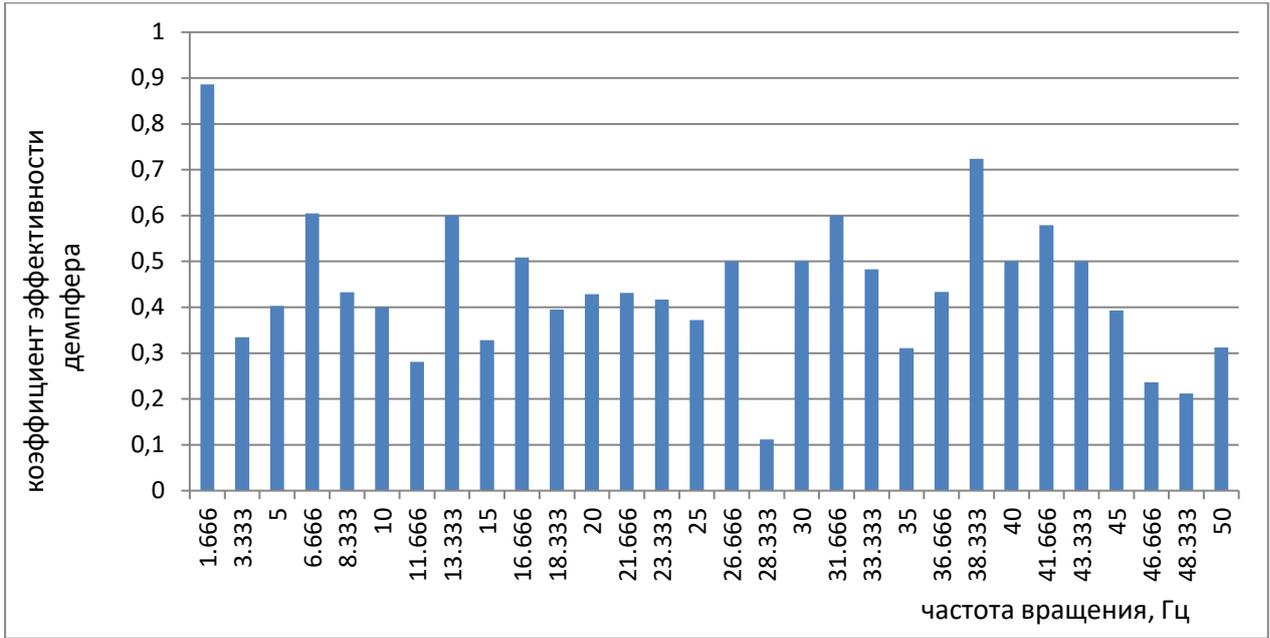


Рисунок 4.29 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (без вязкого элемента демпфирования) (ось Z)

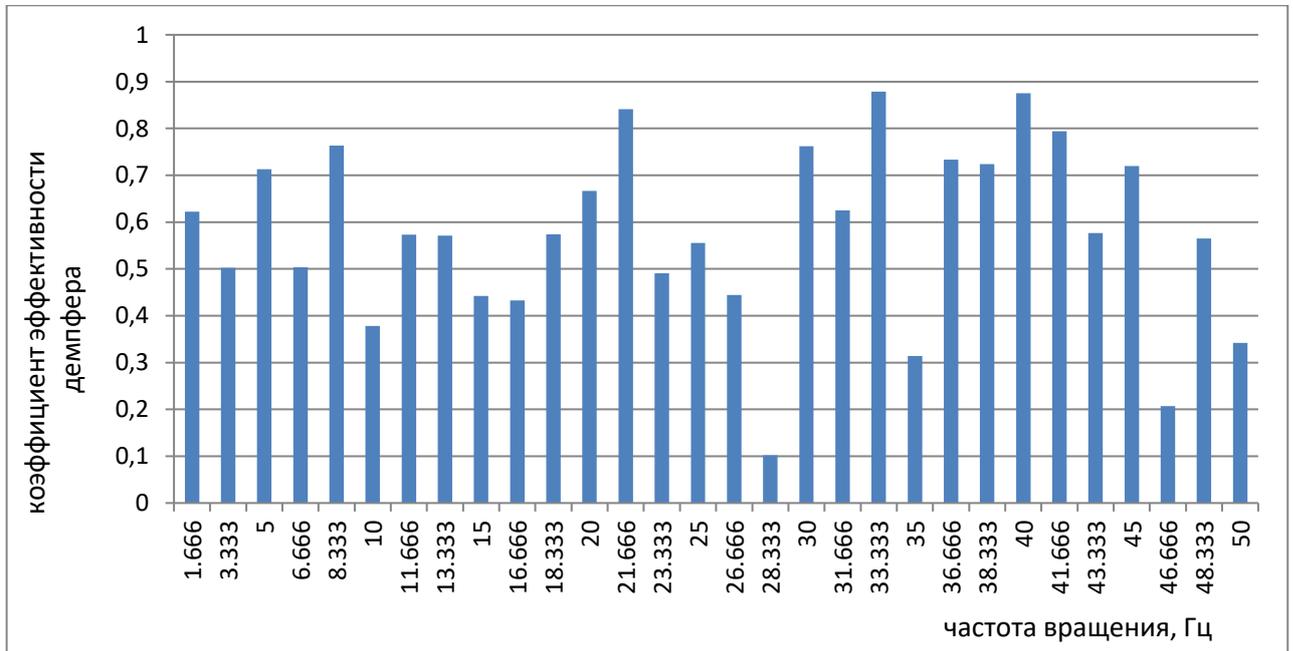


Рисунок 4.30 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (с вязким и твердотельным демпфированием) (ось X)

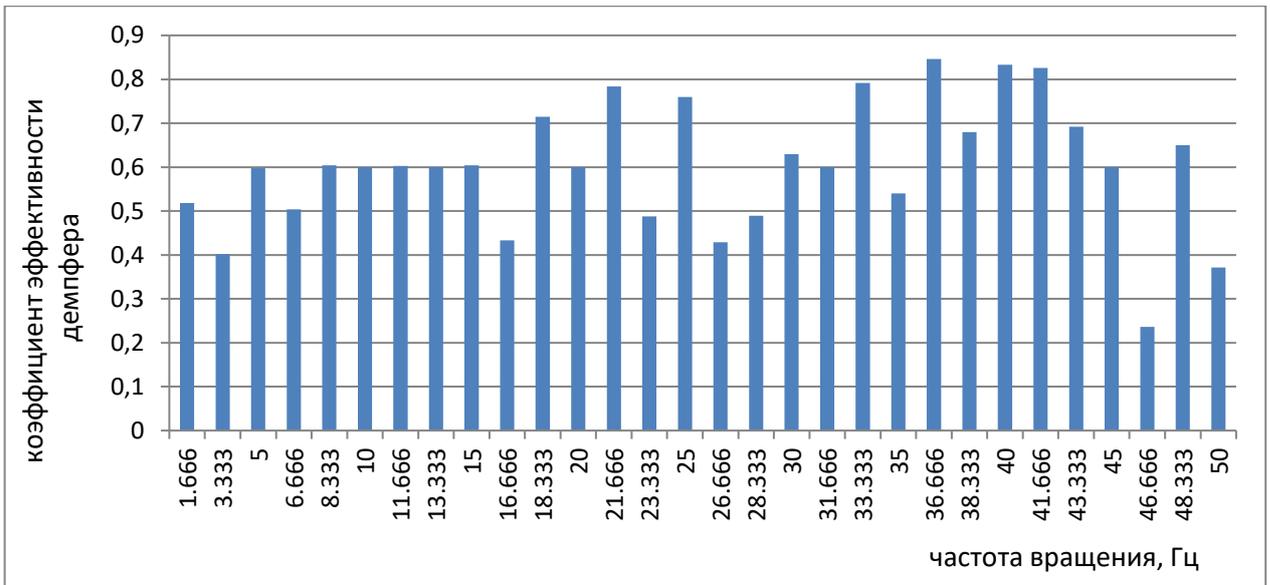


Рисунок 4.31 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (с вязким и твердотельным демпфированием) (ось Y)

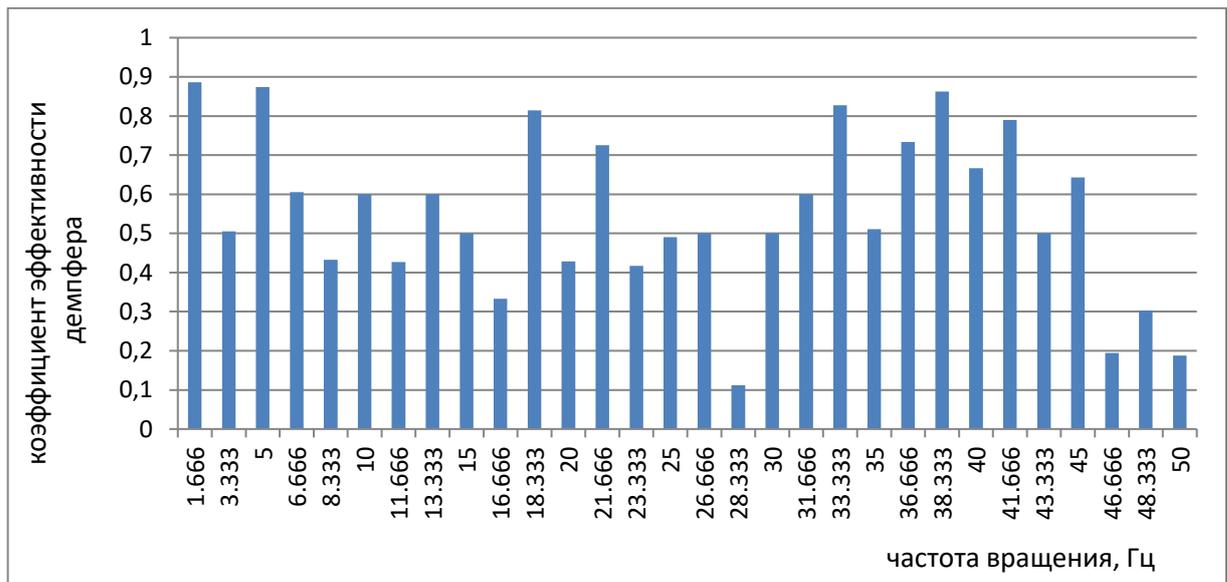


Рисунок 4.32 – Изменение коэффициента эффективности в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером (с вязким и твердотельным демпфированием) (ось Z)

Таким образом, применение в конструкции комбинированного демпфера вязкого элемента демпфирования позволило значительно (~ в 4 раза) снизить значение амплитуды СКЗ виброперемещения ЭМУ (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Результаты испытаний комбинированного демпфера

Наименование	Максимальное СКЗ виброперемещения в рабочем диапазоне частот вращения ротора ЭМУ, мм		
	X	Y	Z
ЭМУ без демпфера	0,479	0,384	0,287
Комбинированный демпфер без вязкого демпфирования	0,144	0,241	0,097
Комбинированный демпфер с вязким демпфированием	0,114	0,096	0,077

По результатам испытаний ЭМУ с различными макетами демпферов видно, что технические решения на основе аналитических исследований (главы I, II), по повышению эффективности демпфирования с целью снижения виброактивности ЭМУ, имеют практическое подтверждение в полученных результатах испытаний.

#### Выводы по главе 4

1. Примененное оборудование по своим измерительным функциям обеспечивает требуемое качество исследования разработанных технических решений на основе рассмотренных видов демпфирования для оценки уровня вибрационной характеристики ЭМУ.

2. Техническое решение на основе твердотельного демпфирования подтвердило эффективность в уменьшении виброактивности, и обеспечило эффективное снижение амплитуды ~ в 2 раза.

3. Техническое решение, положенное в основу комбинированного (вязкого и твердотельного) демпфирования, обеспечило снижение амплитуды ~ в 4 раза.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной научно-исследовательской работы получены следующие результаты:

1. Проведен анализ основополагающих причин наличия виброактивности на этапах жизненного цикла ЭМУ обладающих общим функциональным признаком – наличие электродвигателя, определяющего динамические качества всего устройства.

2. Выявлены тенденции снижения виброактивности ЭМУ направленные на обеспечение повышения качества условий эксплуатации и уменьшения виброактивности.

3. Решен комплекс научно-технических проблем (аналитических и практических) в снижении уровня виброактивности ЭМУ подтвержденных результатами экспериментальных исследований.

4. Результаты теоретических исследований и конструкторских испытаний ЭМУ показали, что математическая модель, дополненная описанием его вибрационного рабочего режима, позволяет повысить качество условий эксплуатации ЭМУ.

5. Разработан алгоритм метода аналитического регулирования уровня виброактивности на расчетно-проектном этапе создания ЭМУ, учитывающий уменьшение амплитуды возбуждающих воздействий, увеличение демпфирования и разведения собственных и возбуждающих частот.

6. Показано, что включение в математическую модель ЭМУ вибрационных характеристик расширяет технические возможности в уменьшении его виброактивности.

7. Разработаны технические решения, на основе которых спроектированы и изготовлены макеты твердотельного и комбинированного демпферов, позволившие снизить имеющийся уровень виброактивности ЭМУ.

8. Выполнены экспериментальные исследования процессов снижения амплитуды виброперемещений в диапазоне рабочих частот вращения ротора ЭМУ с оценкой эффективности предложенных технических решений.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Журавлев, В.Ф., Бальмонт, В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов / Климова Д.М. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
2. 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.
3. Дмитриев, В.С. Электромеханические исполнительные органы систем ориентации космических аппаратов. Часть I: Учебное пособие – Томск : Изд. ТПУ, – 2013. – 208 с.
4. Ермаков Д.В. Двигатель-маховик для малых космических аппаратов / Д.В. Ермаков, А.А. Денисова, Н.А. Колеватова, Ю.Г. Гладышев, В.П. Лянзбург // Решетневские чтения : материалы XIX междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 55-летию Сиб. гос. аэрокосмич. ун-та им акад. М.Ф. Решетнева (10 – 14 нояб. 2015, г. Красноярск): в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2015. – Ч. 1. – С. 557–559.
5. Ермаков Д.В. Двигатель-маховик для малых космических аппаратов / Д.В. Ермаков, А.А. Денисова, Н.А. Колеватова, Ю.Г. Гладышев // Вестник СибГАУ. – Красноярск, 2016. – Т. 17, № 3. – С. 684–690.
6. Бритова, Ю.А. Исследование вибрационных характеристик электродвигателей-маховик систем ориентации космических аппаратов / Ю.А. Бритова, Г.Н. Гладышев, В.С. Дмитриев; Томский политехнический университет. – Томск : Изд. ТПУ, – 2012. – 139 с.
7. Дмитриев, В.С., Гладышев, Г.Н., Юрьев, Ю.И. Электродвигатели-маховики систем ориентации и стабилизации космических аппаратов // Специальная электроника. – 1978. – № 11.
8. Кузнецов, Д.А., Телепнев, П.П., Ермаков, В.Ю. Подход к решению вопроса по прогнозу уровней возмущений для электромаховичных исполнительных органов // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. – 2016. – № 3. – С. 116–119.

9. Емашов, В.Н. Математическое моделирование вибрационной динамики исполнительного органа на основе управляемого по скорости двигателя-маховика. / В.Н. Емашов // Современные техника и технологии, СТТ 2002: Труды VIII международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск : Изд. ТПУ, – 2002. – Т.1. – С. 148–150.

10. Афанасьев, И. Ковчег №12. Запуск спутника «Бион-М» // Новости космонавтики. – 2013. – Вып. 365. – № 6. – С. 28–37.

11. Телепнев, П.П., Кузнецов, Д.А. Методы виброзащиты прецизионных космических аппаратов. / Монография под общей редакцией д.т.н., профессора Ефанова В.В. – Химки : Изд. АО «НПО «Лавочкина». – 2019. – 263 с.

12. Кузнецов, Д.А., Ермаков, В.Ю., Телепнев, П.П. Разработка виброзащиты электромаховичных исполнительных органов для обеспечения функционирования прецизионной аппаратуры КА // Будущее российской космонавтики в инновационных разработках молодых специалистов. По итогам научно-практической конференции молодых ученых и специалистов предприятий ракетно-космической промышленности 5 – 7 апреля 2010 // Сб. материалов (часть 1). – Изд. НОУ «ИПК Машприбор». – 2011. – С. 45–48.

13. Шаханов, А.Е., Рученков, В.А., Круть, А.В. Коммутируемые антенные системы X-диапазона для применения на борту космического аппарата // труды МАИ. – 2013. – № 68. – С. 21–30.

14. Официальный сайт НПО имени С.А. Лавочкина [Электронный ресурс] – <http://www.laspace.ru>.

15. Куликов, С.Д., Тимофеев, В.П., Жданов, А.М., Подобедов, Я.Г., Саймагамбетов, И.Р. Космические аппараты серии «СПЕКТР». Сборник научных трудов НПО им. С.А. Лавочкина. – 2001. – Вып. 3. – С. 30–36.

16. Кузнецов, Д.А., Геча, В.Я., Ефанов, В.В., Клишев, О.П., Москатиньев, И.В., Телепнев, П.П. К вопросу о влиянии вибрации на целевую прецизионную аппаратуру космических аппаратов // Полет. – 2015. – № 3. – С. 20–24.

17. Официальный сайт АО «Корпорация «ВНИИЭМ» [Электронный ресурс] – <http://www.vniiem.ru>.

18. Кузнецов, Д. А., Ермаков, В. Ю., Телепнев, П. П. Предложение по решению проблемы виброзащиты прецизионной оптико-электронной аппаратуры космического аппарата «Спектр-УФ». / В трудах ВНИИЭМ: Вопросы электромеханики. – М.: ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ» / – 2013. – № 4. – С. 17–20.

19. Телепнев, П.П., Кузнецов, Д.А. Основы проектирования виброзащиты космических аппаратов: Учебное пособие – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2019. – 102 с.

20. Патент № 144547 Российская Федерация. МПК F16F 6/00, F16F 9/53. Устройство для гашения низкочастотных вибраций : заявл. 10.04.2014 : опубл. 27.08.2014 / Анисимов, В.Ю., Ермаков, В.Ю., Кузнецов, Д.А., Телепнев, П.П., Ермакова, Л.В., Геча, В.Я., Витушкина, Е.В., Борисов, Э.В – Бюл. № 24. – 2 с.

21. Патент № 2669900 Российская Федерация. МПК F16F 6/00, F16F 9/53. Устройство для гашения низкочастотных вибраций : заявл. 11.10.2017 : опубл. 16.10.2018 / Кузнецов, Д.А., Захаренко, А.Б., Свиридов, Ю.Н., Телепнев, П.П., Чеботарев, С.В., Ермаков, В.Ю., Геча, В.Я. – Бюл. № 29. – 3 с.

22. Kamesh, D., Pandiyan, R., Ashitava Ghosal Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform. // Journal of Sound and Vibration. –2012. – Vol. 331. – P. 1330–1330.

23. Бритова, Ю.А. Источники механической вибрации электромеханического исполнительного органа систем ориентации космического аппарата // Неразрушающий контроль: сборник научных трудов II Всероссийской научно-практической конференции «Неразрушающий контроль: электронное приборостроение, технологии, безопасность». – Томск : Изд. ТПУ. – 2012. – С. 97–100.

24. Вронкин, В.А. Методы проектирования малошумных электрических машин. // Труды ВНИИЭМ / Воронкин, В.А., Геча, В.А., Городетский, Э.А.

Евланов, В.В., Захаренко А.Б., Зубренков Б.И., Каплин А.И. Ледовской В.И. Склярова И.В., Смирнова Л.П., Шапиро М.Х. – 2006. – Т.103. – С. 6–171.

25. Вибрационная картина исполнительного органа системы ориентации космического аппарата. / В.Н. Емашов, И.А. Плотников. // Тр. гор. науч.-техн. конф. по приборостроению, посвященной сорокалетию полета Гагарина Ю.А. в космос. – Томск : Изд. ТПУ. – 2001. – С. 12–13.

26. Шубов, И.Г. Шум и вибрация электрических машин. // 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние. – 1986. – 208 с.

27. Ермаков Д.В. Применение аддитивной технологии при изготовлении каркаса статора электродвигателя-маховика / Д.В. Ермаков, С.А. Акарачкин, М.И. Шинкевич // Решетневские чтения : материалы XX юбилейной междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (09 – 12 нояб. 2016, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2016. – Ч. 1. – С. 534–536.

28. Ермаков Д.В. Применение аддитивной технологии при изготовлении каркаса статора электродвигателя-маховика / Д.В. Ермаков, С.А. Акарачкин // Вестник СибГАУ. – Красноярск, 2017. – Т. 18, № 1. – С. 10–14.

29. Ермаков Д.В. Балансировка малоразмерных двигателей-маховиков / Д.В. Ермаков, В.Х. Даммер, В.В. Соловьев, В.П. Лянзбург // Решетневские чтения : материалы XXI междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (08 – 11 нояб. 2017, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2017. – Ч. 1. – С. 367–369.

30. Ермаков Д.В. Балансировка малоразмерных двигателей-маховиков / Д.В. Ермаков, В.В. Соловьев // Сибирский журнал науки и технологий. – Красноярск, 2017. – Т. 18, № 4. – С. 918–925.

31. РД ВНИПП.038-08 Подшипники качения. Нормы вибрации. – Руководящий документ – 2008.

32. Ковалев, М.П. Опоры и подвесы гироскопических устройств. – М.: Изд. «Машиностроение». – 1970. – 286 с.
33. МВИ ВНИПП.002-04 Подшипники качения. Вибрация. Методика выполнения измерений.
34. Павлов, К.А., Воронкин, В.А. Выявление дефектов подшипниковых узлов электромашин в процессе эксплуатации методами вибродиагностики // Качество и надежность электрических машин и электрооборудования МВИ ВНИПП.002-04 Подшипники качения. Вибрация. Методика выполнения измерений.– 1986. – С. 57–62.
35. Павлов, В.А. Гироскопический эффект, его проявления и использование.// Изд. 4-е, перераб. и доп. Л. : Изд. «Судостроение». – 1978. – 208 с.
36. Павлов, В.А. Основы проектирования и расчета гироскопических приборов. // Уч.-изд. Л. : Изд. «Судостроение». – 1967. – 407 с.
37. Павлов, В.А. Основы проектирования и расчета гироскопических приборов.// Л. : Изд. «Судостроение». – 1967. – 357 с
38. Горшков, А.М. Математическая модель анализа динамической точности «гибкого» космического аппарата // Труды ВНИИЭМ. – 1988. – Т. 86. – С. 5–19.
39. Драгун, Д.К., Демин, В.И., Иванин, В.Я. Местные системы амортизации пластического типа. – М. : МО СССР. – 1983. – 77 с.
40. Елисеев, С.В., Нарубенко, Г.П. Динамические гасители колебаний. // – Новосибирск : Изд. Наука. – 1982. – 144 с.
41. Саяпин, С.Н., Мордыга, Ю.О. Система активной виброзащиты и высокоточного наведения прецизионных крупногабаритных трансформируемых антенн космических радиотелескопов. // Сборник научных трудов НПО им. С.А. Лавочкина. –2001. – № 3. – С. 249–256.
42. Саяпин, С.Н., Галушкин, А.И. Система активной виброзащиты и наведения высокоточных крупногабаритных трансформируемых космических антенн. / 5-я Международная конференция «Проблемы колебаний (ICOVP-2001)». 8 – 10 октября 2001. – М. : Изд. ИМАШ. –2001. – С. 69–75.

43. Пути минимизации возмущающих воздействий двигателей-маховиков / Васильцов А.А. // Электронные и электромеханические системы и устройства: XVIII науч. – техн. конф. 22 – 23 апрель 2010. ОАО «НПЦ «Полюс». – Томск. – 2010. – С. 197–198.

44. Dmitriev, V.S., Minkov, L.L., Kostyuchenko, T.G., Derdiyashchenko, V.V., Panfilov, D.S., Ermakov, D.V. Minimizing vibration of low-noise fans // Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics. – 2022. – Vol. 76. – P. 101–117.

45. Ermakov, D., Dmitriev, V. Solid State Damper Based on Foam Aluminum to Reduce Vibration Activity of Electromechanical Devices // Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. – 2022. – Vol. 433. – P. 77–84.

46. Нашиф, А., Джоунс, Д., Хендерсон, Дж. Демпфирование колебаний // Пер. с англ. – М.: Изд. Мир. – 1988. – 488 с.

47. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В41 В.Н. Челомей (пред). – М.: Изд. Машиностроение. – 1981.

48. Патент № 134714 Российская Федерация. МПК H02K 7/02. Электродвигатель-маховик : заявл. 23.04.2013 : опубл. 20.11.2013 / Ермаков Д.В., Бобриков А.Н., Алексанов П.А., Лянзбург В.П. – Бюл. № 32. – 2 с.

49. Патент № 150937 Российская Федерация. МПК H02K 7/02. Электродвигатель-маховик : заявл. 10.04.2014 : опубл. 10.03.2015 / Ермаков Д.В., Бобриков А.Н., Алексанов П.А., Лянзбург В.П. – Бюл. № 7. – 2 с.

50. Патент № 207299 Российская Федерация. МПК F16F 3/07. Комбинированный демпфер : заявл. 05.05.2021 : опубл. 21.10.2021 / Ермаков Д.В., Дмитриев В.С. – Бюл. № 30. – 3 с.

51. Ермаков Д.В. Магнитогидравлические опоры двигателей-маховиков / Д.В. Ермаков, А.Н. Бобриков, П.А. Алексанов, В.П. Лянзбург // Решетневские чтения: материалы XVII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (12 – 14 нояб. 2013, г. Красноярск): в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2013. – Ч. 1. – С. 497–498.

52. Самсаев, Ю. А. Вибрации приборов с опорами качения. – М. : Изд. Машиностроение. – 1984. – 128 с.

53. Морозов, Н. А., Казаков, Ю. Б. Нанодисперсные магнитные жидкости в технике и технологиях. – Иваново : Изд. Ивановский гос. энергет. ун-т им. В. И. Ленина. – 2011. – 264 с.

54. Орлов, Д. В., Михалев, Ю. О. Магнитные жидкости в машиностроении. – М.: Изд. Машиностроение. – 1993. – 272 с.

55. Ермаков Д.В. Электродвигатель-маховик с магнитогидравлическими опорами вращения / Д.В. Ермаков, А.Н. Бобриков, П.А. Алексанов // Решетневские чтения : материалы XVIII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (12 – 14 нояб. 2014, г. Красноярск): в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2015. – Ч. 1. – С. 498–500.

56. Ермаков Д.В. Электродвигатель-маховик с магнитогидравлическими опорами вращения / Д.В. Ермаков // Вестник СибГАУ. – Красноярск, 2015. – Т. 16, № 2. – С. 400–404.

57. Ермаков Д.В. Демпфер на основе трабекулярной структуры / Д.В. Ермаков // Решетневские чтения : материалы XXII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (12 – 16 нояб. 2018, г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2018. – Ч. 1. – С. 438–440.

58. Ермаков Д.В. Демпфер системы виброзащиты двигателя-маховика космического аппарата / Д.В. Ермаков // Решетневские чтения : материалы XXIII междунар. науч.-практ. конф., посвящ. памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (11 – 15 нояб. 2019 г., г. Красноярск) : в 2 ч. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2019. – Ч. 1. – С. 24–26.

59. Бутарович, Д.О., Смирнов, А.А., Рябов, Д.М. Пеноалюминий как энергопоглощающий материал и его механические свойства. – М. : Изд. Машиностроение. – 2011. – № 7. – С. 53–58.

60. Ермаков Д.В. Способ минимизации виброактивности двигателя-маховика космического аппарата / Д.В. Ермаков, В.С. Дмитриев // Электромеханика: материалы XX науч.-техн. конф. «Электронные и электромеханические системы и устройства» / АО «НПЦ «Полус». – Томск, 2020. – С. 197–201.

61. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: №2014661189 Российская Федерация, Виброрегистратор: №2014618793 : заявл. 02.09.14 : опубл. 24.10.2014 / Гаврилин А.Н., Виноградов А.А., Серебряков К.В.

62. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: №2017614049 Российская Федерация, Виброрегистратор: опубликовано 05.04.17 / Гаврилин А.Н., Серебряков К.В., Мельнов К.В., Хайруллин А.Р., Мойзес Б.Б.

63. ГОСТ 16819-71 Приборы виброизмерительные. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1988.

64. ГОСТ ИСО 5348-2002 Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров. М.: ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ», – 2007.

65. ГОСТ 24347-80. Вибрация. Обозначения и единицы. М.: Издательство стандартов, – 1988.

66. Определение динамических характеристик конструкции управляемых двигателей-маховиков / В.Я. Андросов, С.В. Фишко, А.В. Плотников, И.В. Петш // Электронные и электромеханические системы и устройства / Сб. науч. тр. – Новосибирск : Изд. Наука. – 2007. – С. 430–434.

67. Патент № 1787277 Российская Федерация. Способ генерации вибросейсмического сигнала в скважине и устройство для его осуществления. заявл. 15.10.1990 : опубл. 07.01.1993 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Гаврилин А.Н., Атальянц С.Н., Иоппа А.В. – 4 с.

68. Патент № 1825399 Российская Федерация. Радиально-поршневой гидромотор. заявл. 02.04.1991 : опубл. 30.06.1993 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Гаврилин А.Н., Иоппа А.В. – 3 с.

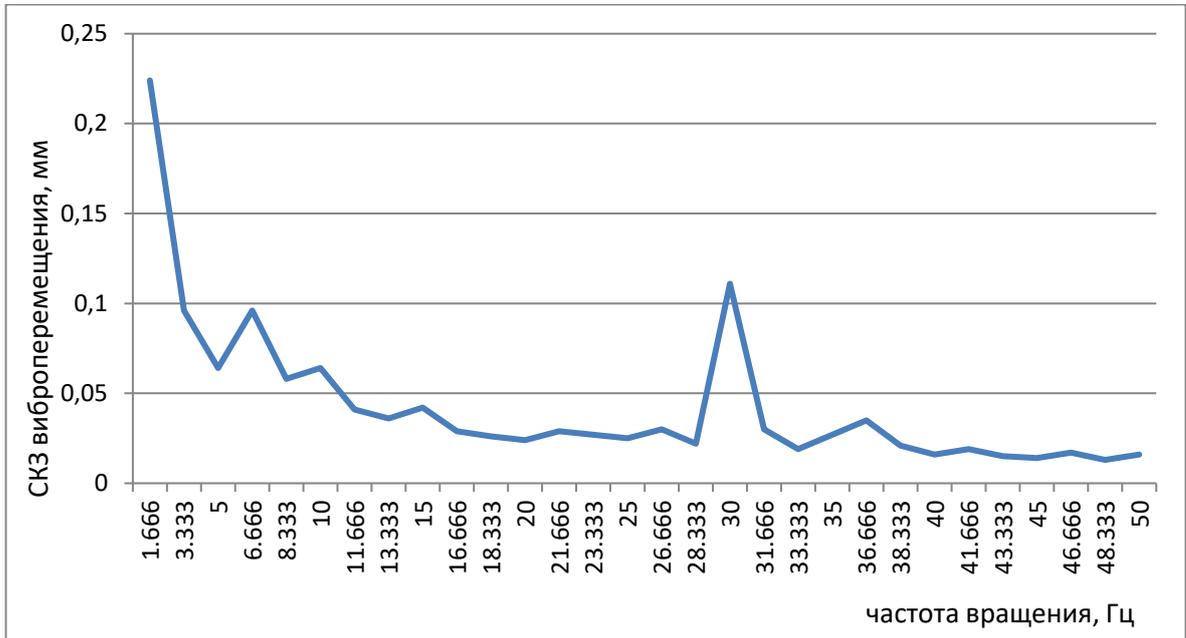
69. Патент № 2006882 Российская Федерация. Гидравлический вибровозбудитель для получения сейсмического свип-сигнала. заявл. 17.06.1991 : опубл. 30.01.1994 / Крауиньш П.Я., Гаврилин А.Н., Смайлов С.А., Иоппа А.В. – 1 с.

70. Патент № 2071090 Российская Федерация. МПК G01V1/133. Сейсмический вибратор с гидрообъемным генератором колебаний. заявл. 05.03.94 : опубл. 27.12.1996 / Гаврилин А.Н., Говорин Р.А., Иоппа А.В., Крауиньш П.Я., Смайлов С.А. – 7 с.

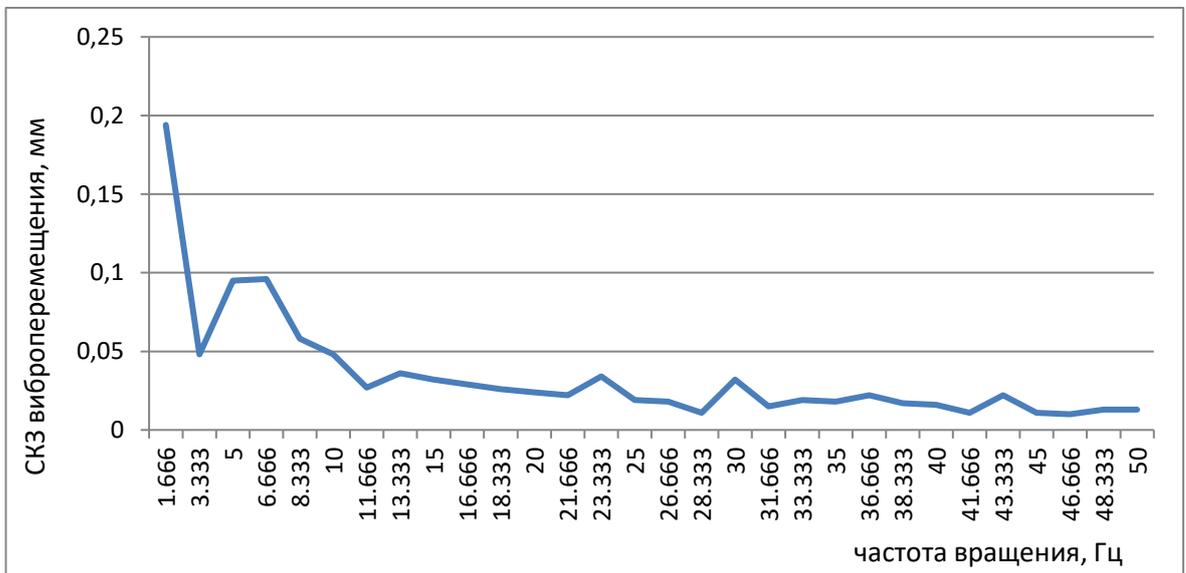
71. Патент № 2133326 Российская Федерация. МПК E21B28/00, 43/18, 43/25. Импульсный источник для воздействия на стенки жидкозаполненных скважин. заявл. 08.07.97 : опубл. 20.07.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., Гаврилин А.Н., Говорин Р.А., Князев М.А., Мельников Н.М. – 7 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

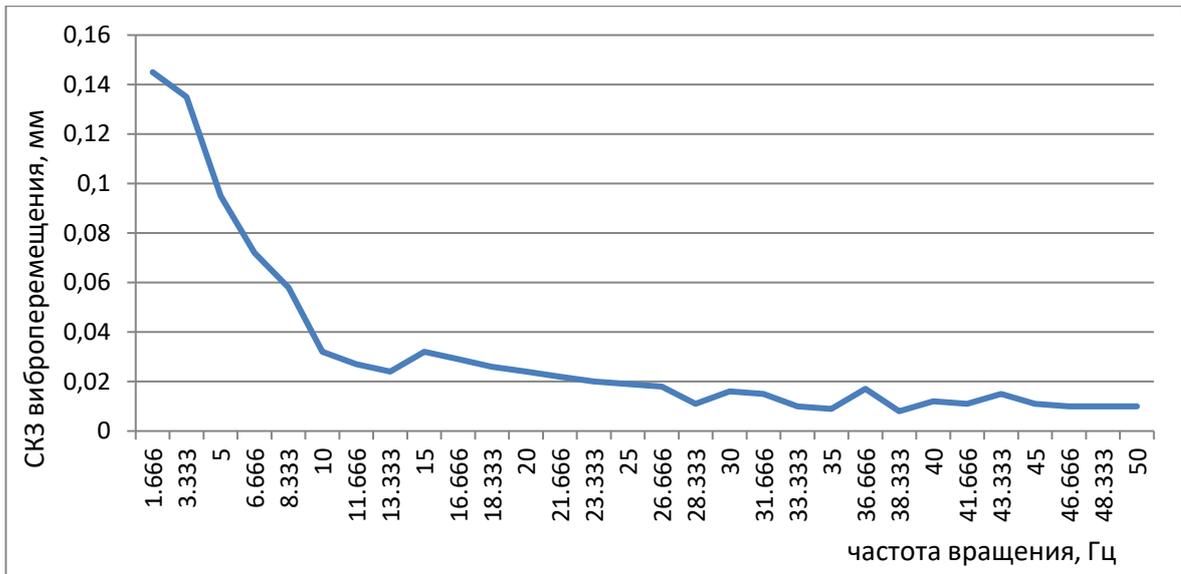
### Вибрационные характеристики электромеханического устройства с макетами демпферов



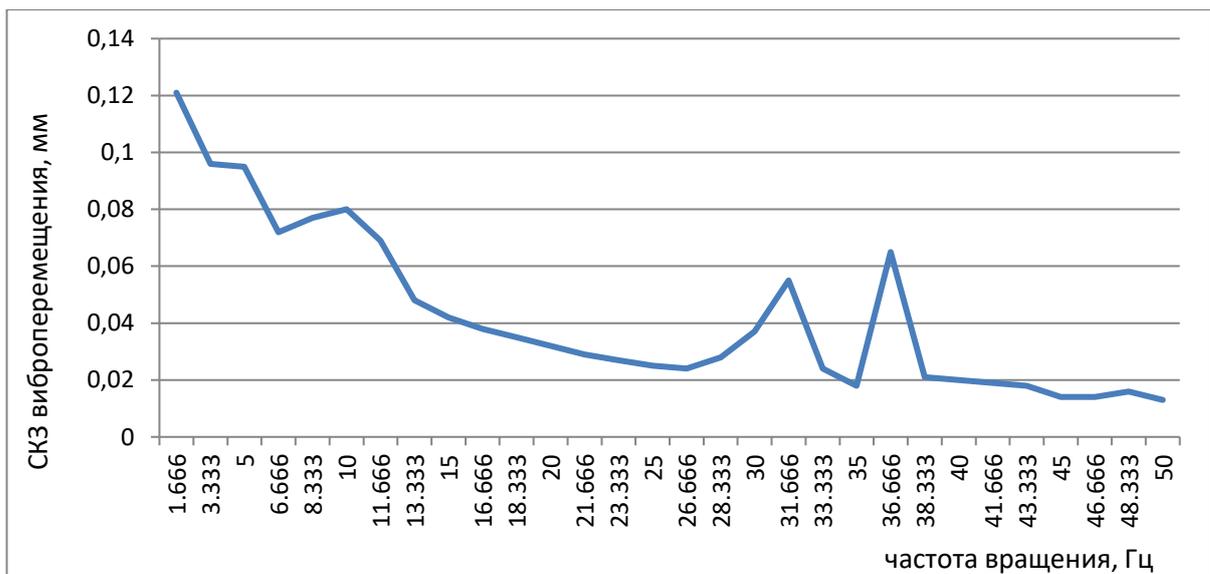
### СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ1 (ось X)



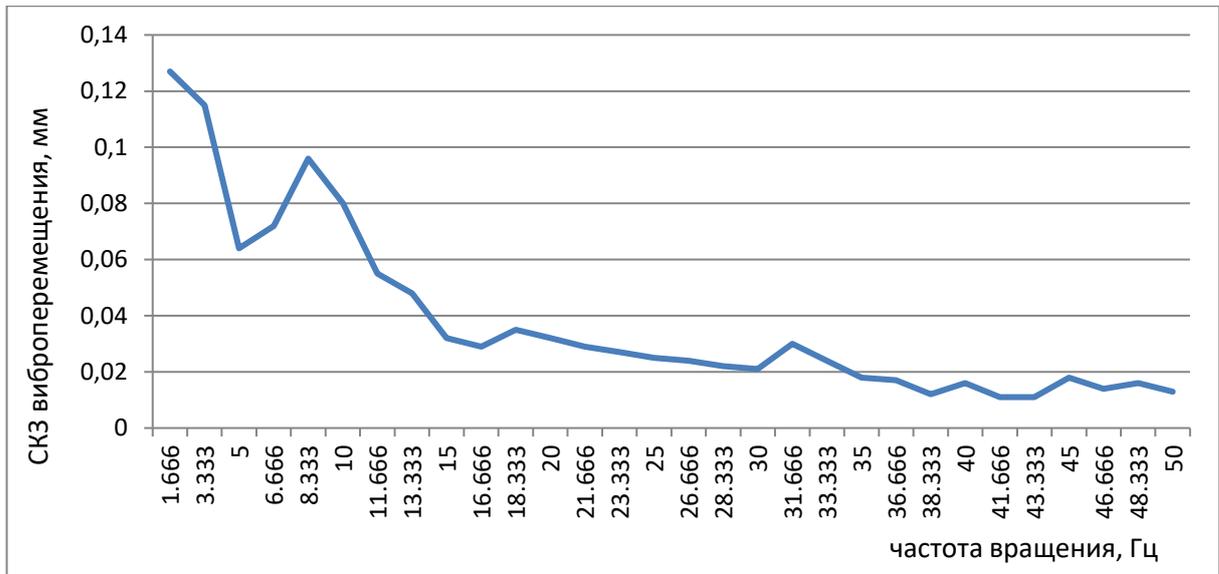
### СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ1 (ось Y)



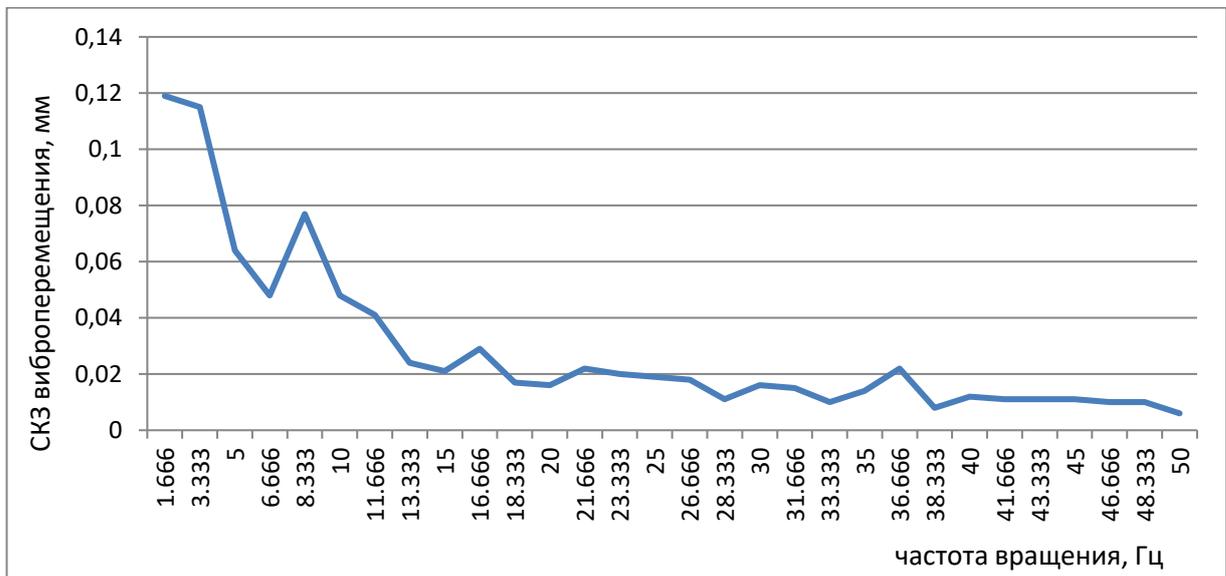
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ1 (ось Z)



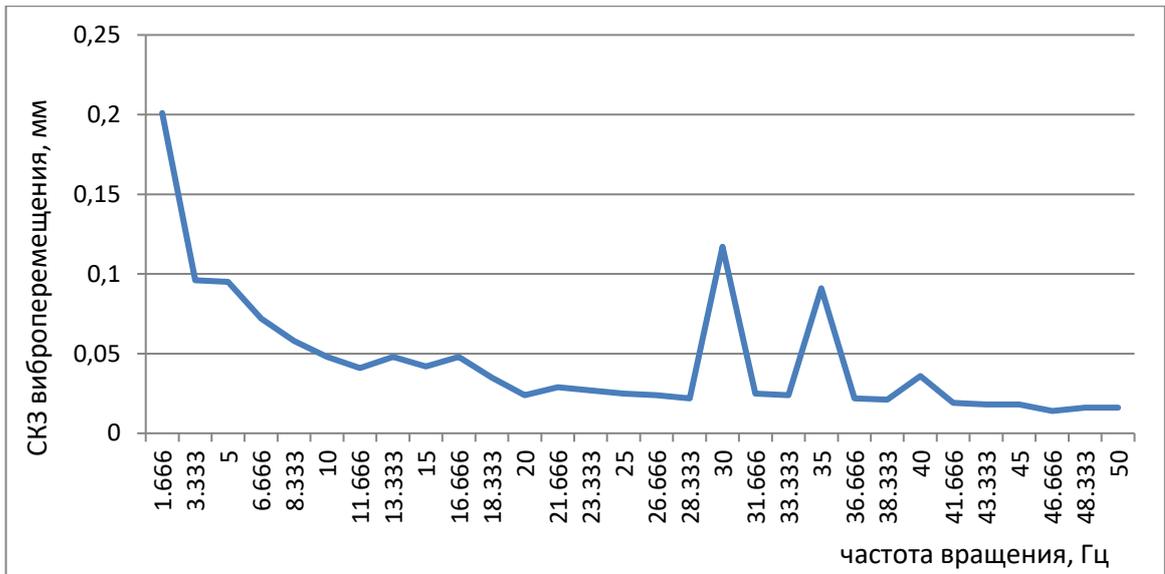
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ2 (ось X)



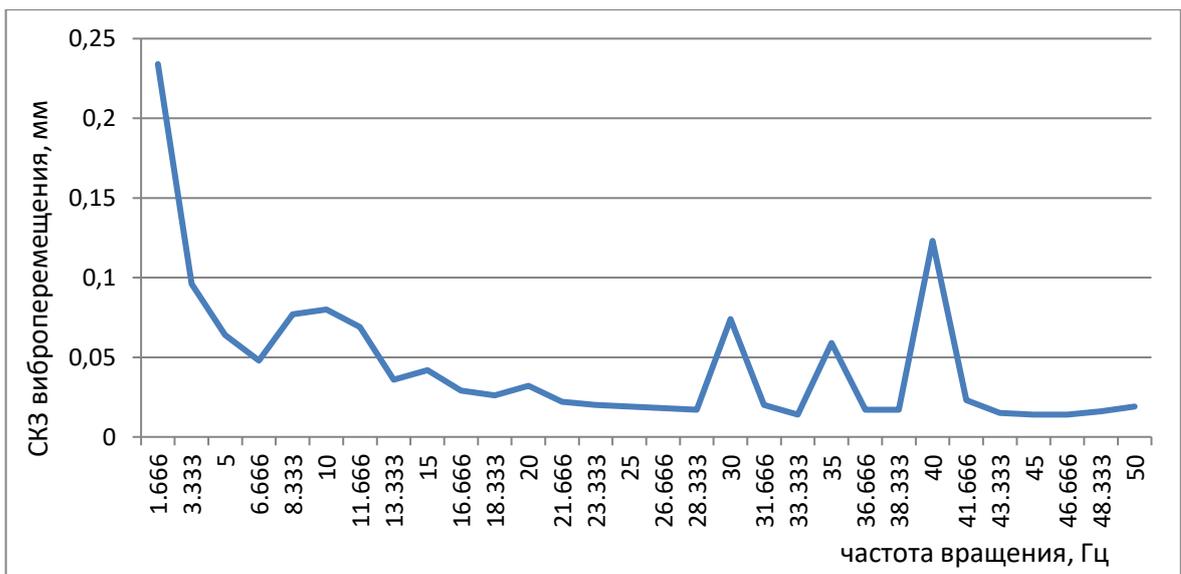
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ2 (ось Y)



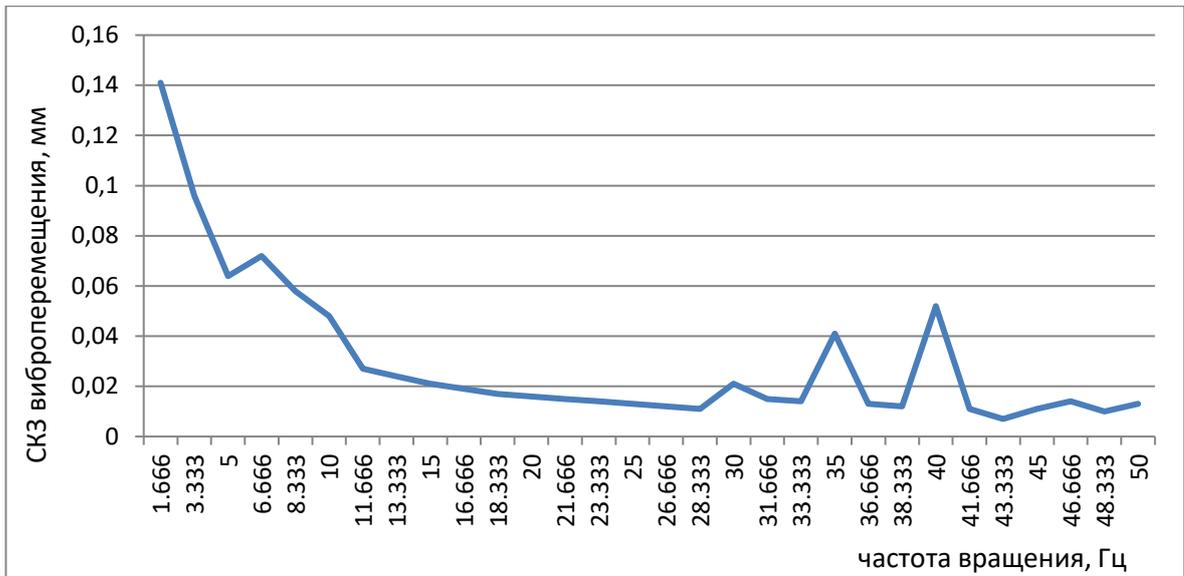
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ2 (ось Z)



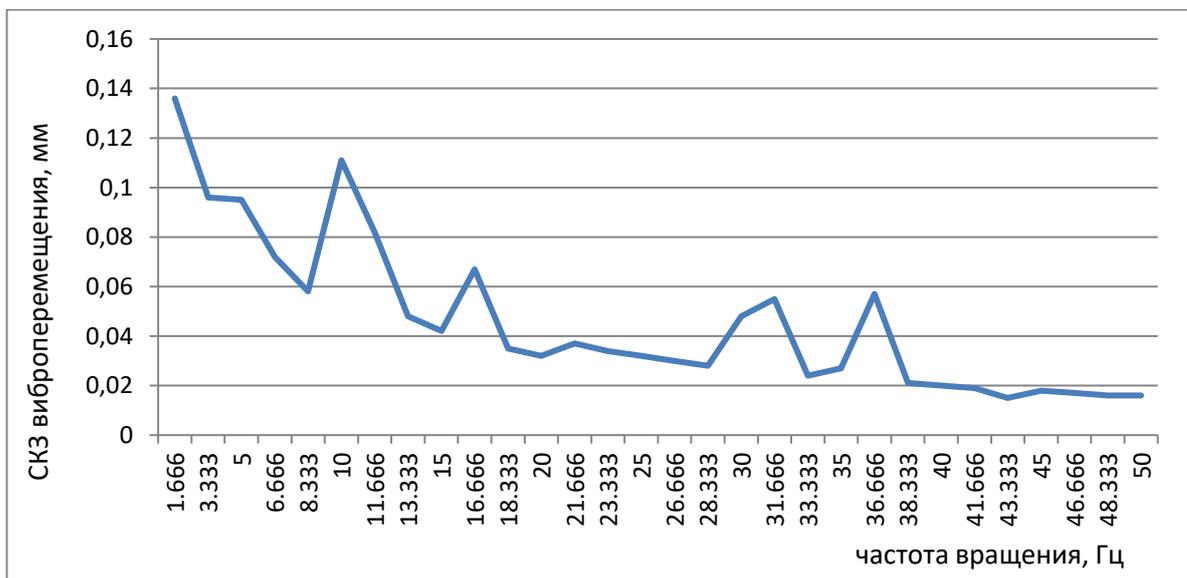
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУЗ (ось X)



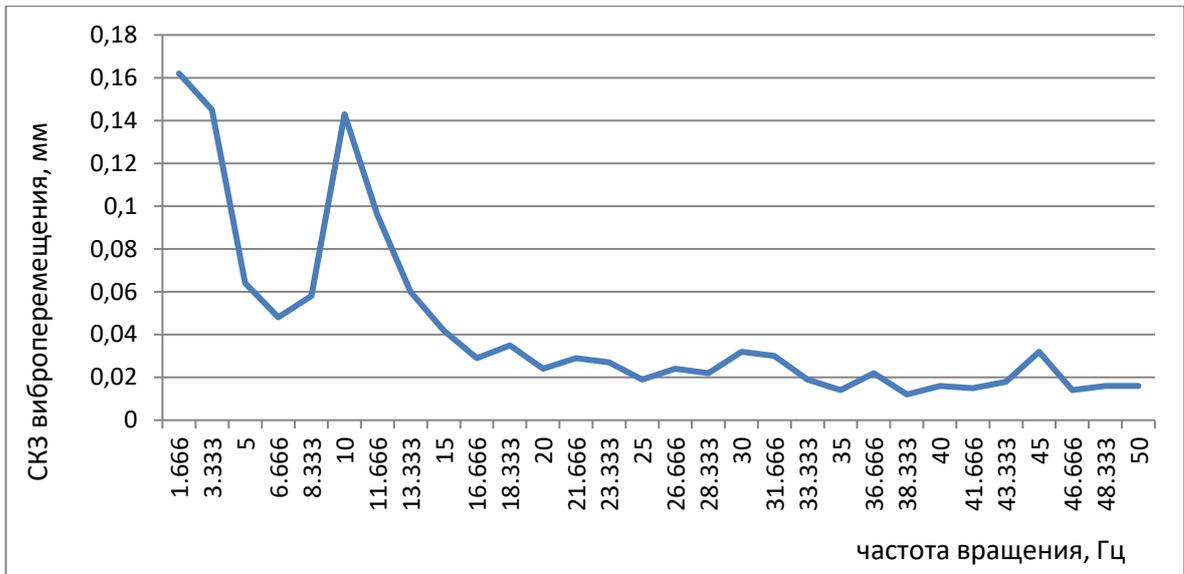
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУЗ (ось Y)



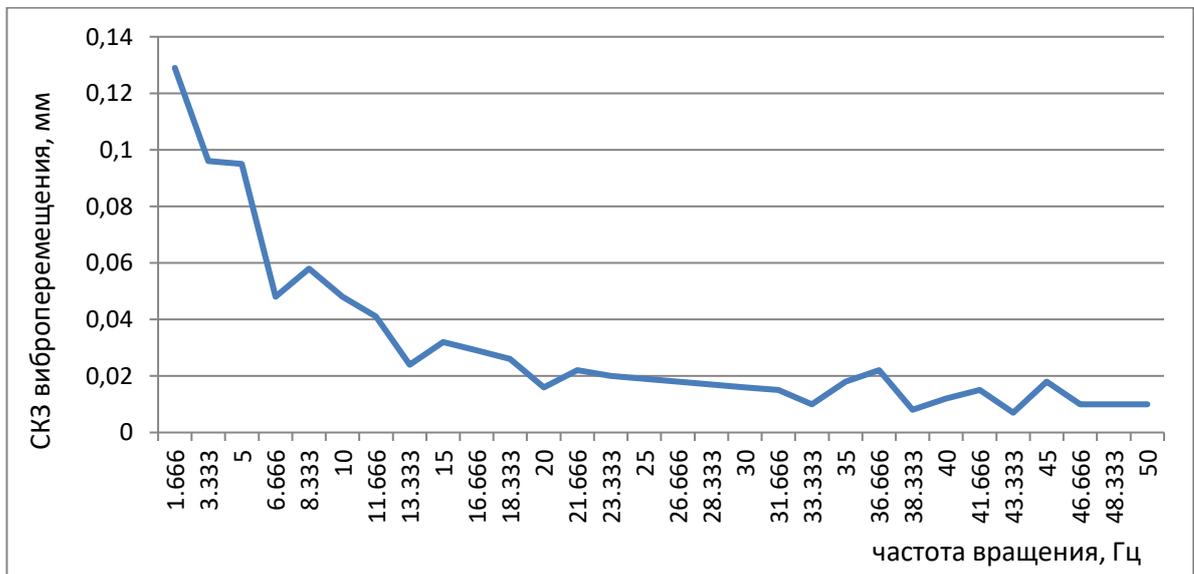
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУЗ (ось Z)



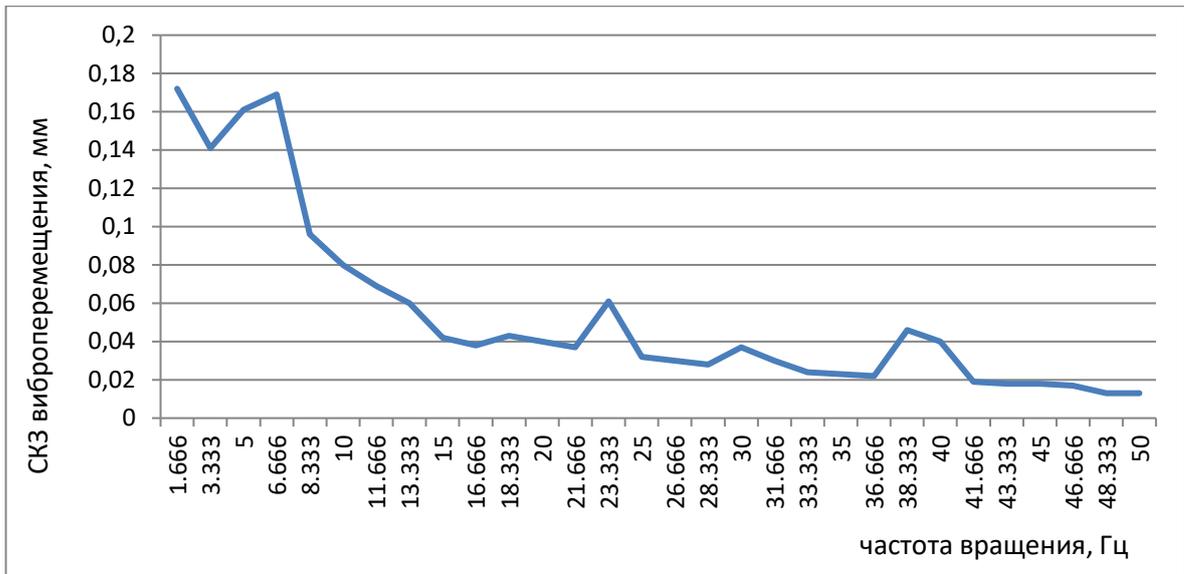
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ4 (ось X)



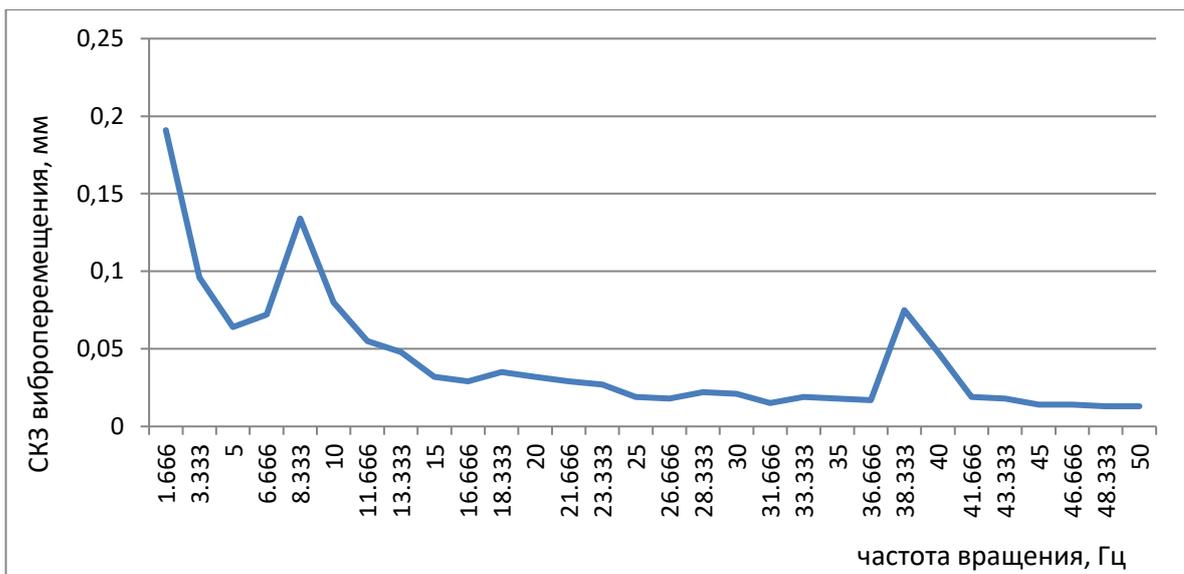
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ4 (ось Y)



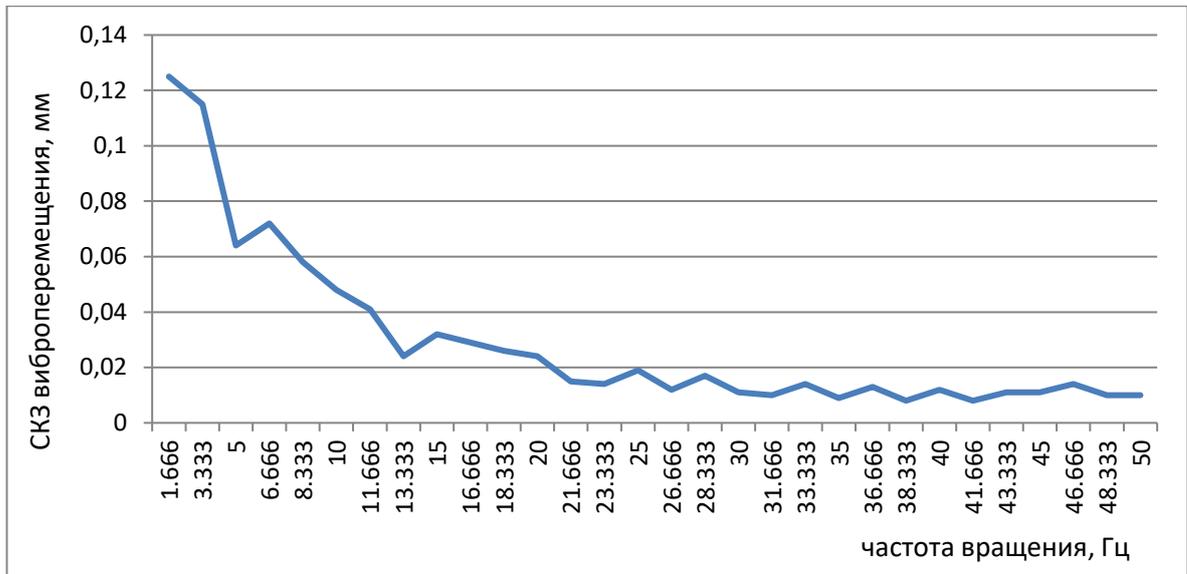
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ4 (ось Z)



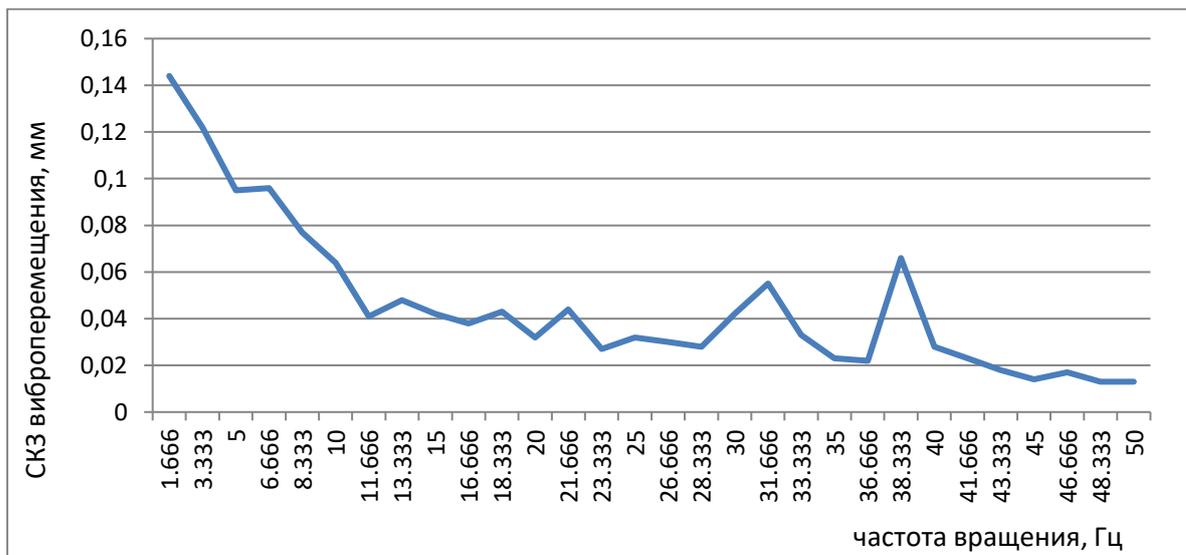
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ5 (ось X)



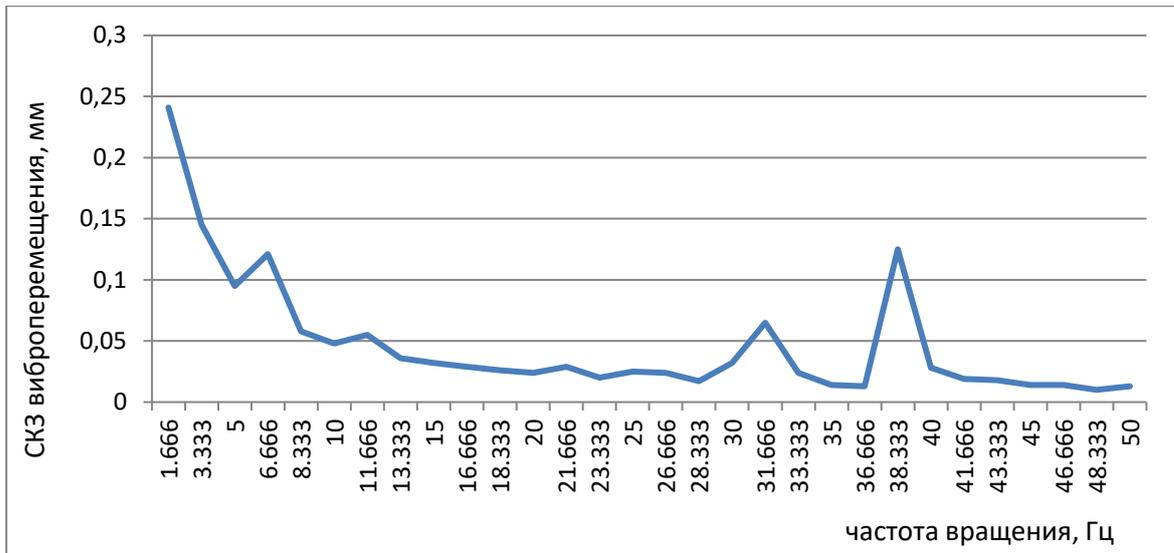
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ5 (ось Y)



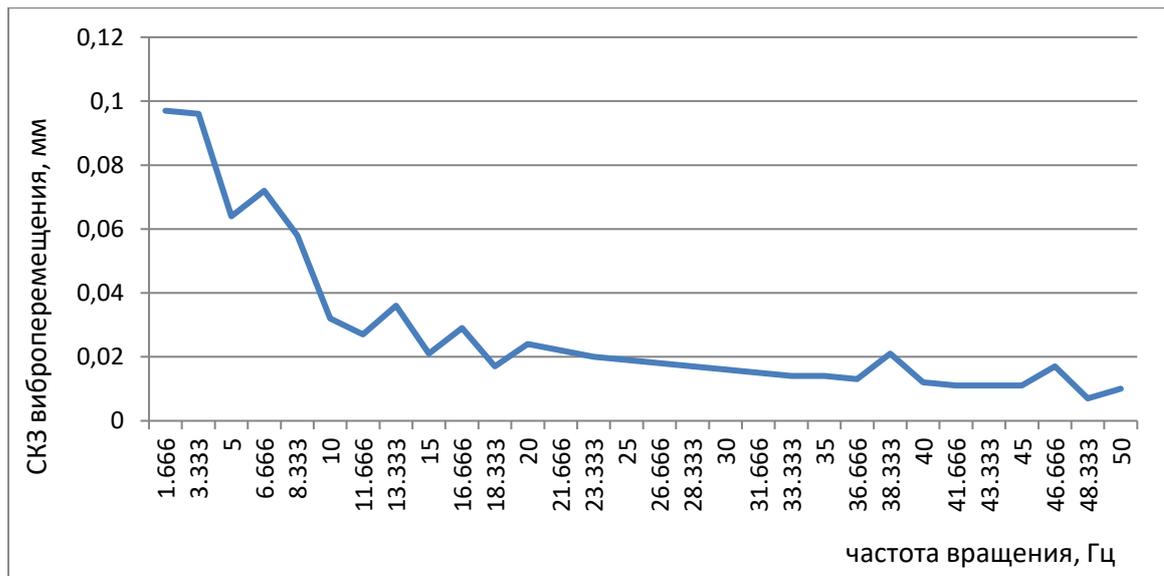
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с твердотельным демпфером ВЗУ5 (ось Z)



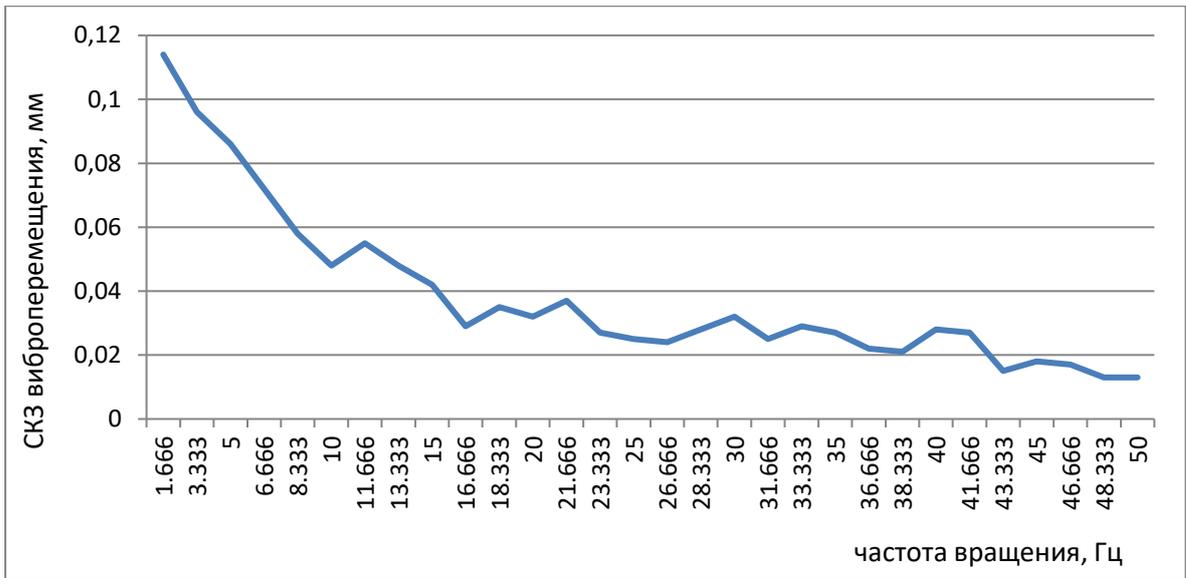
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером без вязкого элемента демпфирования (ось X)



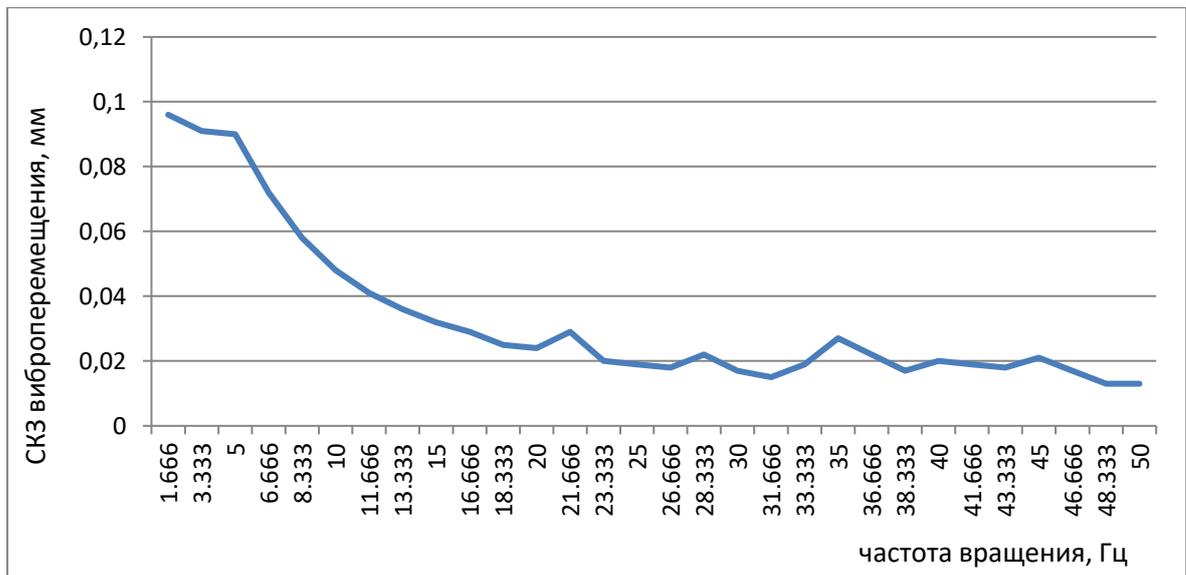
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером без вязкого элемента демпфирования (ось Y)



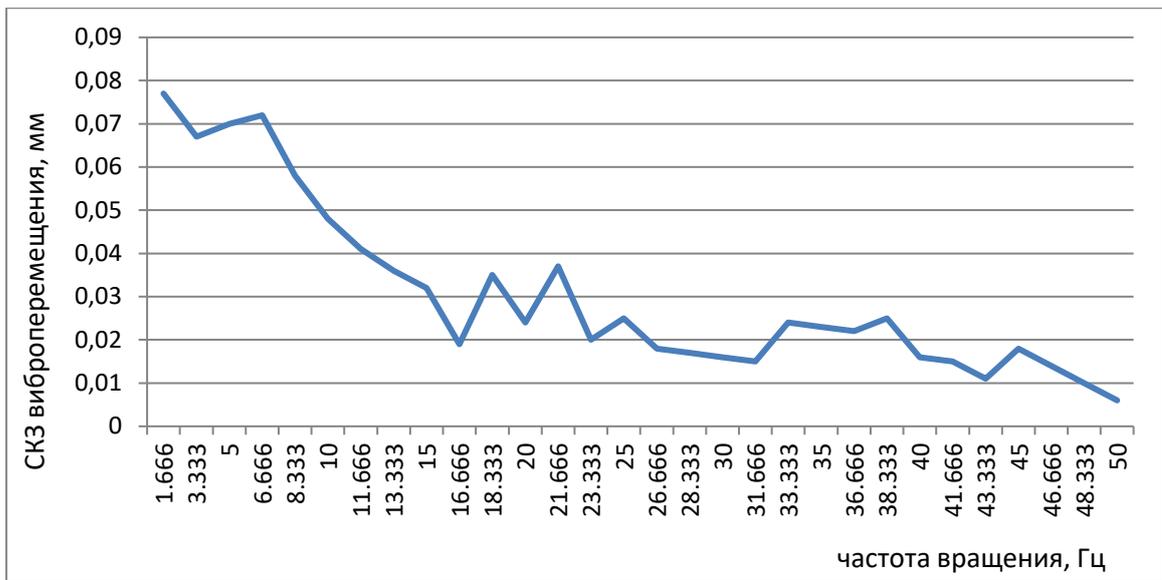
СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфером без вязкого элемента демпфирования (ось Z)



СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфированием (вязким и твердотельным) (ось X)



СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфированием (вязким и твердотельным) (ось Y)



СКЗ виброперемещения при угловой частоте вращения ротора ЭМУ с комбинированным демпфированием (вязким и твердотельным) (ось Z)

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б



## АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы  
 Ермакова Дмитрия Владимировича

Результаты диссертационной работы Ермакова Дмитрия Владимировича внедрены в проекте «Интеллектуальный инерциальный модуль на основе микроэлектромеханических датчиков с функциями гироскопа, акселерометра и магнитометра для систем ориентации и навигации транспортных средств с автоматизированным управлением» ФЦП «Исследование и разработка по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2021 г.г.». Соглашение №14.518.21.0232 от 26.09.17 г.

Проведенные исследования являются частью диссертационной работы Ермакова Дмитрия Владимировича:

1. Результаты теоретических исследований по динамике вибрационного режима в части определения взаимосвязи в технической системе величины возмущающих воздействий, степени демпфирования и разницы значений частот собственных и вынужденных колебаний.
2. Методика регулирования виброактивности механической системы.
3. Теоретическое определение эффективности минимизации виброактивности.

Директор Инженерной школы  
 неразрушающего контроля и  
 безопасности Национального  
 исследовательского Томского  
 политехнического университета, к.т.н.

П.Ф. Баранов

Заведующий кафедрой – руководитель  
 отделения (на правах кафедры)  
 «Контроль и диагностика»,  
 д.ф.-м.н., профессор

А.П. Суржиков

Профессор отделения  
 «Контроль и диагностика», д.т.н., профессор

А.Е. Гольдштейн

Доцент отделения  
 «Электронной инженерии», к.т.н.

Т.Г. Нестеренко

**УТВЕРЖДАЮ**

Директор Инженерной школы  
неразрушающего контроля и  
безопасности Национального  
исследовательского Томского  
политехнического университета



*[Signature]* П.Ф. Баранов

« 6 » 05 2022 г.

**АКТ**

о внедрении результатов диссертационной работы  
Ермакова Дмитрия Владимировича  
в учебный процесс

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертации Ермакова Дмитрия Владимировича «Виброактивность электромеханических устройств», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» используются в отделении «Контроль и диагностика» инженерной школы неразрушающего контроля и безопасности при изучении дисциплин «Основы контроля и диагностики» и «Неразрушающий контроль и диагностика» для подготовки бакалавров и магистров по направлениям 12.03.01, 12.04.01 «Приборостроение».

Заведующий кафедрой – руководитель  
отделения (на правах кафедры)  
«Контроль и диагностика»,  
д.ф.-м.н., профессор

*[Signature]* А.П. Суржиков

Профессор отделения  
«Контроль и диагностика», д.т.н., профессор

*[Signature]* А.Е. Гольдштейн

Доцент отделения  
«Электронной инженерии», к.т.н.

*[Signature]* Т.Г. Нестеренко

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 134714

**ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ-МАХОВИК**

Автор(ы): *Бобриков Антон Николаевич (RU), Ермаков  
Дмитрий Владимирович (RU), Алексанов Павел  
Александрович (RU), Лянзбург Владимир Петрович (RU)*

Заявка № 2013118932

Приоритет полезной модели **23 апреля 2013 г.**Зарегистрировано в Государственном реестре полезных  
моделей Российской Федерации **20 ноября 2013 г.**Срок действия патента истекает **23 апреля 2023 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Б.И. Симонов





# РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 207299

### КОМБИНИРОВАННЫЙ ДЕМПФЕР

Авторы: *Ермаков Дмитрий Владимирович (RU), Дмитриев Виктор Степанович (RU)*

Заявка № 2021113120  
Приоритет полезной модели 05 мая 2021 г.  
Дата государственной регистрации  
в Государственном реестре полезных  
моделей Российской Федерации 21 октября 2021 г.  
Срок действия исключительного права  
на полезную модель истекает 05 мая 2031 г.

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Г.П. Изrael*

