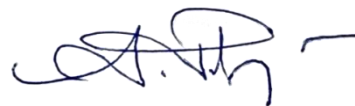


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

На правах рукописи



Туфан Ант

**МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ
КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ С УЧЁТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ
ПРОЦЕССОВ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРОАКТИВНОСТИ**

Специальность 2.5.13.

«Проектирование, конструкция, производство, испытания и эксплуатация
летательных аппаратов»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук, доцент
Ермаков Владимир Юрьевич

Москва – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ.....	13
1.1 Анализ современного состояния виброактивности космических аппаратов ...	13
1.1.1 Источники вибрационных возмущений космических аппаратов	13
1.1.2 Требования к вибрационной обстановке на борту космических аппаратов..	16
1.2 Объект исследования	20
1.3 Практические результаты снижения виброактивности на борту космических аппаратов.....	27
1.4 Заключение по Главе 1	43
ГЛАВА 2 ПУТИ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ ПО СУЩЕСТВУЮЩИМ И ПЕРСПЕКТИВНЫМ ТЕХНОЛОГИЯМ	44
2.1 Оценка влияния виброактивности двигателей-маховиков на примере условий эксплуатации прецизионных космических аппаратов	44
2.2 Виброактивность на пассивных участках полёта	51
2.2.1 Электромагнитные возмущающие силы.....	52
2.2.2 Механические возмущающие силы	54
2.2.2.1 Подшипники качения.....	54
2.2.2.2 Трение щеточно-коллекторного узла.....	55
2.2.2.3 Механическая несбалансированность ротора	56
2.3 Математическое моделирование динамики космических аппаратов с учётом демпфирования механических колебаний.....	67
2.4 Виброактивность на начальных участках полёта	75
2.4.1 Пути решения проблемы частотной неустойчивости от продольных автоколебаний.....	76
2.5 Заключение по Главе 2	86
ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МАГНИТОЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ	87

3.1 О применимости специальных пружин в конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции	87
3.2 Методы решения задачи о прочности и жёсткости специальных пружин	89
3.3 Результаты математических исследований	94
3.4 Экспериментальные исследования магнитожидкостной системы виброизоляции	115
3.5 Заключение по Главе 3	118
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	119
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	123
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	142
ПРИЛОЖЕНИЕ	
АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ.....	143

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

При проектировании, испытаниях и эксплуатации космических аппаратов (КА) с длительным сроком активного существования, предназначенных для выполнения целевых задач на околоземных орбитах, особое внимание уделяется системам управления ориентацией и стабилизации (СУОС). Данные системы выполняют ряд основных функций, которые включают начальное успокоение и стабилизацию при отделении КА от ракеты-носителя (РН), приведение и поддержание заданной ориентации, программируемые повороты и развороты.

В большинстве современных КА ориентация и стабилизация достигаются за счёт управляющих сил и моментов, возникающих от стабилизирующих свойств внешних и внутренних возмущающих воздействий относительно осей базовой системы координат. Основными внешними возмущениями, действующими на КА, являются аэродинамические нагрузки, давление солнечного излучения, магнитное и гравитационное поля. Внутренние возмущения возникают в результате относительного движения систем с подвижными массами, включая двигатели-маховики (ДМ) в составе СУОС.

При работе систем с подвижными массами наряду с необходимым управляющим моментом возникают нежелательные вибрации, которые негативно влияют на надёжность систем и работу оптико-электронной аппаратуры КА, находящейся в параметрической связи с данными системами.

В рамках целей и задач, указанных в «Стратегии развития Государственной корпорации космической деятельности «Роскосмос» на период до 2025 года и перспективу до 2030 года», планируется решить следующие задачи: обеспечить качество, надёжность и безопасность ракетно-космической техники (РКТ), внедрить надёжностно-ориентированные технологии создания, применения и контроля изделий РКТ в процессе эксплуатации.

Полное устранение нежелательных вибраций от систем с подвижными массами на борту КА технически не представляется возможным. Допустимый уровень вибраций достигается оптимизацией динамических параметрических

характеристик КА [65]. Основными путями снижения виброактивности на борту КА являются изменение конструкции систем с подвижными массами или корректировка жёсткостных и эксплуатационных характеристик элементов подконструкций КА. Однако упомянутые процессы требуют проведения сложных технологических расчётов и аналитических исследований. Для разработки систем с подвижными массами, обладающих оптимальной виброактивностью и соответствующих требованиям Заказчика, необходимо учитывать более строгие требования к прецизионности работы аппаратуры КА, что приведёт к дополнительным экономическим затратам, несоизмеримым стоимостью данных систем.

Накопленный опыт в области теории виброзащиты показывает, что в настоящее время наиболее универсальным и легкорезализуемым методом снижения виброактивности на борту КА является использование демпфирующих устройств: виброизоляторов, гасителей колебаний и комплексных систем виброизоляции. Применение демпфирующих устройств и систем виброизоляции позволяет эффективно снижать влияние вибрационных возмущений, обусловленных механическими колебаниями внешних и внутренних факторов, по сравнению с внесением изменений в конструкции систем с подвижными массами и КА.

В связи с возрастающими требованиями к точности позиционирования КА и функционирования прецизионной аппаратуры, – оптических телескопов, сканирующих устройств, систем наведения и слежения, измерительных комплексов, – возникает необходимость разработки и внедрения дополнительных демпфирующих устройств на основе инновационных технологий, что является **актуальной научной задачей.**

Степень разработанности темы исследования

В работе рассмотрены аналитические и практические результаты исследования вибрационной обстановки на борту КА, включая использование демпфирующих устройств и систем виброизоляции, основанных на применении нанотехнологических вязкоупругих материалов: сплавов с памятью формы

[32, 34, 129, 139, 157], полимерно-композиционных [111, 114, 136, 144, 147, 153, 160], магнитоэологических [6, 48, 49, 51, 54, 57, 60], электроэологических [128, 161, 164] и пьезоэлектрических материалов [64, 82, 108, 147, 163, 169]. Внедрение упомянутых технологических решений позволяет существенно улучшить показатели виброизоляции на борту КА и, следовательно, напрямую способствовать повышению надёжности и эффективности функционирования прецизионных аппаратуры.

Проведённый анализ работ указывает, что в настоящее время вследствие недопонимания актуальности проблемы виброактивности на борту КА методы устранения данной проблемы не поставлены в достаточно полном научном и практическом планах.

Одной из наукоёмких областей РКТ является магнитоэидкостная виброизоляция, которая может быть использована в перспективных КА с прецизионной аппаратурой. Данная технология является инновационным при разработке сложных технических систем различного назначения. Исследования и практическое применение магнитоэидкостных систем виброизоляции как в России, так и в зарубежных странах, показал, что исследования в этой области проводятся специалистами научной группы «Динамика конструкции КЛА» Института № 6 «Аэрокосмический» ФГБОУ ВО «МАИ (НИУ)», в АО «НПО Лавочкина», АО «Корпорация «ВНИИЭМ», АО «ЦНИИмаш», АО «ЦЭНКИ», ФГБОУ ВО «МАДИ», ВА РВСН имени Петра Великого, АО «НПЦ «Полюс», ООО «Спутниковые инновационные космические системы», АО «ЛОМО», National Aeronautics and Space Administration (NASA), RTX Corporation, Minus K Technology, Inc., Massachusetts Institute of Technology (MIT), China Aerospace Science and Technology Corporation (CASC), Nanjing University of Aeronautics and Astronautics (NUAA) и Shanghai Academy of Spaceflight Technology (SAST).

Целью исследования является разработка метода проектирования демпфирующих устройств космических аппаратов с учётом динамических процессов по снижению виброактивности. Метод направлен на определение рациональной частоты гашения первых тонов собственных колебаний за счёт

проведения комплексных экспериментально-математических исследований данных устройств.

Для достижения поставленной цели сформулированы **следующие задачи:**

1. Разработать критерии и показатели эффективности применительно к демпфирующим устройствам для обеспечения соответствия требований к вибрационной обстановке на борту КА на основе анализа мирового научно-технического опыта в этой области;
2. Выполнить анализ существующих и перспективных методов снижения виброактивности КА на начальных и пассивных участках полёта с учётом комплекса функциональных и технологических ограничений;
3. Разработать систему виброизоляции, основанную на применении магнитожидкостного гасителя колебаний и упругих элементов в виде специально созданных зигзагообразных пружин для снижения виброактивности на борту КА;
4. Выбрать рациональные проектно-конструкторские решения для специально созданных зигзагообразных пружин с различными вариантами ослабленных участков с учётом напряжённо деформированного состояния;
5. Провести экспериментальные исследования с целью уменьшения амплитуд вибрационных возмущений в диапазоне частот вращения системы с подвижными массами с оценкой эффективности магнитожидкостной системы виброизоляции.

Объектом исследования является система с подвижными массами КА, оснащённая магнитожидкостной системой виброизоляции. В работе выбран исполнительный орган СУОС в виде бесконтактного ДМ постоянного тока с датчиками Холла типа «ДМ14-120» с частотой вращения ротора до 6000 об/мин.

Предметом исследования является определение параметрических характеристик динамической системы с подвижными массами КА с магнитожидкостной системой виброизоляции.

Научная новизна работы

1. Разработан метод снижения виброактивности на борту КА за счёт применения магнитожидкостной системы виброизоляции, позволяющей

значительно уменьшить амплитуды вибрационных возмущений, приходящих от систем с подвижными массами в условиях эксплуатации КА;

2. Исследованы новые проектно-конструкторские решения для упругих элементов конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции, направленные на снижение разницы между частотами первых тонов собственных колебаний системы с использованием специально созданных зигзагообразных пружин, которые позволяют повысить точность настройки магнитожидкостного гасителя колебаний на заданную частоту для достижения эффективного виброгашения;

3. Определены рациональные физико-геометрические характеристики применительно к специально созданным зигзагообразным пружинам с ослабленными участками в виде круглых и квадратных отверстий и без них, позволяющих свести частоты первых тонов собственных колебаний магнитожидкостной системы виброизоляции с учётом требований к напряжённо-деформированному состоянию пружин.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке нового аналитического подхода к снижению виброактивности на борту КА, основанного на сведении частот первых тонов собственных колебаний магнитожидкостной системы виброизоляции с упругими элементами в виде специально созданных зигзагообразных пружин с ослабленными участками, выполненными в виде круглых и квадратных отверстий. Основные теоретические результаты могут служить основой для дальнейших исследований в области теории виброзащиты и разработки теоретических и практических рекомендаций по созданию новых демпфирующих устройств и систем виброизоляции в целом.

Практическая значимость работы заключается в возможности применения предложенной магнитожидкостной системы виброизоляции с зигзагообразными пружинами, оснащёнными круглыми и квадратными отверстиями, для снижения силомоментных воздействий от систем с подвижными массами, влияющих на работу прецизионных приборов и аппаратуры во время эксплуатации КА.

Результаты проведённых экспериментально-математических исследований апробированы в проекте «Многокритериальная оптимизация параметров систем космических аппаратов с использованием современных технологий экспериментального и цифрового моделирования», выполненном в 2023-2025 годах в рамках государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект FSFF-2023-0007).

Полученные результаты учтены при разработке и исследовании динамических процессов средств разделения в составе многоразовой ракеты-носителя сверхлёгкого класса типа «Иркут». Данные работы выполнены в рамках научно-исследовательской работы «Разработка систем разделения в составе перспективной ракеты-носителя», реализуемого на базе Центра космических технологий Московского авиационного института.

Основные результаты и положения диссертационной работы использованы в учебном процессе кафедры 601 «Космические системы и ракетостроение» и при разработке рабочих программ по дисциплинам «Проектно-динамический анализ функционирования космических аппаратов», «Динамика космических аппаратов», «Динамика летательных аппаратов», «Основы проектирования космических аппаратов», «Основы проектирования летательных аппаратов», «Spacecraft Dynamics» и «Aircraft Dynamics» для подготовки бакалавров, магистров и специалистов по направлениям 24.03.01 «Ракетные комплексы и космонавтика», 24.04.01 «Ракетные комплексы и космонавтика» и 24.05.01 «Проектирование, производство и эксплуатация ракет и ракетно-космических комплексов», что подтверждается **соответствующими актами реализации.**

Методология и методы исследования

Методологическую основу исследования составили научные труды отечественных и зарубежных учёных в области проектирования, конструирования и испытания элементов подконструкций КА, позволяющих снизить воздействие вибрационных возмущений, возникающих во время работы систем с подвижными массами КА.

Информационными источниками научного исследования являются научные

публикации в виде данных и сведений из отечественных и зарубежных изданий: книг, научных статей, научных докладов, материалов научных конференций, патентов на изобретения и на полезные модели, современных профессиональных баз данных и информационных справочных систем информационно-телекоммуникационной сети «Интернет».

Для определения технических характеристик и выявления динамических параметров применены передовые методы вибродиагностики с использованием электродинамической испытательной установки трехосевой одновременной вибрации «TS 2000-4H» производства IMV Corporation, а также методы математического моделирования посредством специально разработанных программно-алгоритмических обеспечений на базе пакетов MATLAB, SolidWorks и ANSYS Workbench.

Положения, выносимые на защиту:

1. Метод снижения виброактивности на борту КА, основанный на применении магнитожидкостной системы виброизоляции;
2. Проектно-конструкторские решения для упругих элементов конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции, включающие использование специально созданных зигзагообразных пружин различной конфигурации;
3. Разработанная модель магнитожидкостной системы виброизоляции с зигзагообразными пружинами с ослабленными участками, выполненными в виде круглых и квадратных отверстий. При этом целесообразность применения данных пружин в конструкции подтверждена результатами проведённых математических исследований;
4. Экспериментальная апробация магнитожидкостной системы виброизоляции, направленная на оценку эффективности в снижении возмущающих сил и моментов, возникающих в системах с подвижными массами.

Степень достоверности полученных результатов

Достоверность полученных результатов и заключений подтверждается конкретной формулировкой основных положений проведённых исследований,

использованием формализованных описаний и применением фундаментальных методов анализа в сочетании с экспертными оценками. Экспериментальные исследования проведены в лаборатории исследований конструкционной прочности материалов института № 6 «Аэрокосмический» Московского авиационного института (национального исследовательского университета) на электродинамической испытательной установке трехосевой одновременной вибрации TS-2000-4H производства IMV Corporation.

Личный вклад автора

В диссертационной работе представлены результаты исследований, проведённых при непосредственном участии автора в ходе научной деятельности. Исследования включают методологические основы разработки нового метода определения рациональной частоты гашения магнитожидкостной системы виброизоляции, а также анализ и осуществление экспериментально-математического подтверждения полученных результатов. Все полученные результаты нашли отражение в положениях, выносимых на защиту, что обеспечивает целостность и научную обоснованность диссертационной работы.

Соответствие паспорту специальности

Диссертационная работа соответствует специальности 2.5.13. «Проектирование, конструкция, производство, испытания и эксплуатация летательных аппаратов», так как в ней находят отражение следующие пункты паспорта специальности:

п. 1. Разработка методов проектирования и конструирования, математического и программно-алгоритмического обеспечения для выбора оптимальных облика и параметров, компоновки и конструктивно-силовой схемы, агрегатов и систем ЛА, с учётом особенностей технологии изготовления, отработки и испытаний, механического и теплового нагружения, взаимосвязи ЛА с наземным комплексом и стартовым оборудованием, неопределённости проектных решений. Разработка методов и алгоритмов обеспечения контроля и обеспечения эффективности применения ЛА в процессе эксплуатации;

п. 3. Создание и отработка принципиально новых конструктивных решений

выполнения узлов, систем и ЛА в целом, наземных комплексов и стартового оборудования. Исследование их характеристик и оценка перспектив применения.

Апробация работы

Результаты, изложенные в диссертационной работе, доложены и обсуждены на следующих всероссийских и международных научных конференциях:

- Авиация и космонавтика – ноябрь 2024 г.;
- Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения (HSTD) – август 2024 г.;
- Innovative Technologies of the XXI-st Century – апрель 2024 г.;
- Aviation and Cosmonautics: Aerospace Heritage – декабрь 2023 г.

Содержание диссертации изложено в **25** публикациях, из них **8** статей в журналах Перечня ВАК по специальности 2.5.13, **5** статей в изданиях, входящих в международные базы данных WoS и Scopus, **7** тезисов докладов на всероссийских и международных научных конференциях, **5** изданных в установленном порядке учебных пособий.

Структура и объём

Диссертационная работа состоит из введения, трёх глав и заключения, списка литературы, списка сокращений и условных обозначений, и приложение. Общий объём диссертационной работы составляет **147** страниц машинописного текста, включая **84** рисунка и **4** таблицы. Список публикаций и использованных источников включает **170** наименований.

ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

1.1 Анализ современного состояния виброактивности космических аппаратов

1.1.1 Источники вибрационных возмущений космических аппаратов

Одним из важных и быстро развивающихся направлений в области современной фундаментальной физики являются исследования астрофизических и геофизических процессов, происходящих в космическом пространстве [1, 2, 3, 4, 8]. Целый ряд астрофизических исследований возможно осуществить лишь радиоастрономическими методами с помощью радиотелескопов (РТ) и радиоинтерферометров, разрешающая способность которых на Земле практически исчерпана. Данное явление обусловило развитие нового направления в РКТ – создание космических телескопов (КТ) в составе радиоинтерферометров со сверхдлинной базой, измеряемой сотнями тысяч километров [10]. К данным проектам относится КА типа «Спектр-УФ», предназначенный для проведения фундаментальных астрофизических наблюдений внегалактических объектов методами радиоинтерферометрии совместно с сетью наземных РТ, и КА типа «Арктика-М» (Рисунок 1.1), оснащенный прецизионной научной аппаратурой в виде гелиогеофизического аппаратного комплекса и многозонального сканирующего устройства гидрометеорологического обеспечения (МСУ-ГС) для проведения расширенных геофизических и метеорологических наблюдений [12, 54].

Требование к качеству получаемой информации с прецизионных приборов и аппаратуры наблюдения, размещаемых на КА, выдвигает новые проблемы в обеспечении высокой точности ориентации и стабилизации относительно осей чувствительности при наличии существенно нежёстких конструкций, включая штанги выноса приборов, рефлекторы РТ, конструкции активной фазированной

антенной решётки и бленды. Крупногабаритные космические антенны представляют собой протяженные конструкции малой жёсткости. Поэтому упругие колебания данных конструкций, возникающие из-за действия динамических нагрузок широкого частотного диапазона в процессе управляемого и неуправляемого полётов, способны привести к отклонению отражающих поверхностей и связанных осей рефлекторов за допустимые пределы и, следовательно, к ухудшению радиотехнических характеристик [120].



Рисунок 1.1 – Космический аппарат типа «Арктика-М» [12]

Динамические воздействия на крупногабаритные космические системы при орбитальном полёте, в части вибрационных возмущений, могут быть обусловлены: от работы приводов ориентации панелей солнечных батарей (СБ) и связанных остронаправленных антенн (ОНА); от работы СУОС; от работы систем терморегулирования (СТР) приборных контейнеров; от подвижности жидкого топлива в условиях невесомости, микровозмущений и в режимах закрутки и одноосной ориентации КА; упругими колебаниями конструкции КА; периодическими температурными деформациями конструкции КА; раскрытием трансформируемых элементов конструкции КА. Вибрационные возмущения, вызванные упомянутыми источниками, влияют на пространственную устойчивость КА и на качество проведения технологических операций на борту [23, 59].

На КА типа «Спектр-УФ», имеющего телескопическую аппаратуру, основными источниками вибрационных возмущений служат вентиляторы СТР и исполнительные органы СУОС, которые различают внешнюю и внутреннюю

виброактивность. Под внутренней виброактивностью понимаются колебания, возникающие внутри механизма или машины, которые происходят по подвижностям или обобщенным координатам, при этом не оказывают непосредственного влияния на близлежащие элементы конструкции. При внешней виброактивности функционирование механизма приводит к изменению реакций в опорах, т.е. в связях механизма с конструкцией, на которой закреплены, и непосредственному вибрационному воздействию на связанные с ними системы. Спектры вибрационных возмущений от данных источников разнообразны. Возмущения от гироблока находятся в диапазоне частот $95,0 \pm 10,0 \text{ с}^{-1}$, от роторов ДМ – от $0,5$ до $60,0 \text{ с}^{-1}$, от вентиляторов СТР - $70,0 \pm 10,0 \text{ с}^{-1}$, а амплитуды вибрационных возмущений имеют величины от $1,0 \cdot 10^{-3}$ до $1,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}$ [12, 58].

Что касается зарубежных КА, результаты динамических исследований, проведённых в исследовательских лабораториях НАСА с метеорологическим КА типа «GOES-R» (Рисунок 1.2), показали, что случайные и синусоидальные вибрации от приводов ориентации антенной системы, лежащие в диапазоне частот от $5,0$ до $60,0 \text{ с}^{-1}$, вызвали ослабление болтовых соединений на нижней конструкции шины, что в конечном итоге привело к полному разрушению данной системы [146].

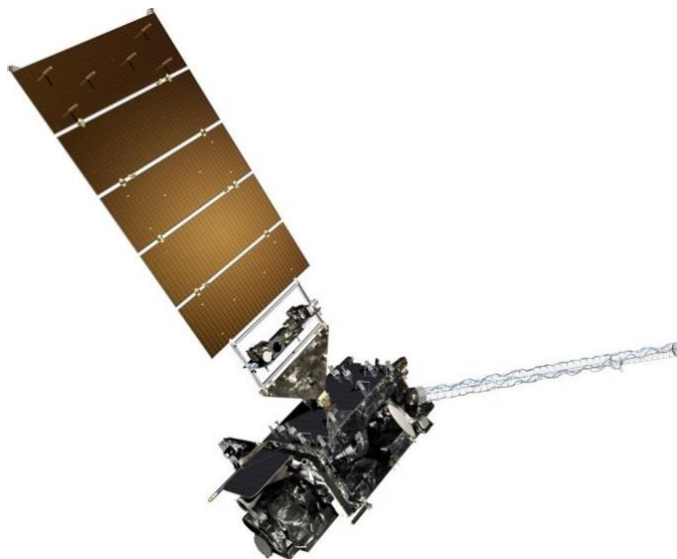


Рисунок 1.2 – Космический аппарат типа «GOES-R»

Во время лётных испытаний китайского КА типа «Tiangong 2» (Рисунок 1.3) выявлено, что панели СБ имеют низкие собственные частоты в диапазоне

от $0,6$ до $1,0 \text{ с}^{-1}$, которые возникают в процессе переориентации и стыковки с грузовым КА типа «Tianzhou-1» [134]. Анализ полученных данных показал, что при переориентации КА и определения положения СБ по направлению потока света происходит изменение температуры на поверхности СБ на несколько десятков градусов Цельсия, что может привести к искажению параметров прецизионных приборов и аппаратуры, при этом одними из основных осцилляторов являются панели СБ [117, 167].



Рисунок 1.3 – Космический аппарат типа «Tiangong 2»

Наиболее энергоёмкими осцилляторами на борту КА типа «Tiangong 2» являются подвижные массы приводных устройств, – вентиляторы, криоохладители и тепловые трубы, – которые влияют на работоспособность и вызывают вибрации в различном спектре частот. Вентиляторы вызывают вибрацию в диапазоне частот от $72,0$ до $75,0 \text{ с}^{-1}$, виброперегрузки которых изменяются в диапазоне от $1,0 \cdot 10^{-5}$ до $1,0 \cdot 10^{-4} g$ [117].

1.1.2 Требования к вибрационной обстановке на борту космических аппаратов

Для КА, предназначенных для передачи больших объёмов информации предъявляются особые технические требования. Например, для КА типа «Спектр-Р» угловые отклонения от привода ориентации ОНА не должны превышать $1,0 \cdot 10^{-5}$ град. Механические возмущения от вращения роторов ДМ и вентиляторов СТР не должны превышать амплитуды от $1,0 \cdot 10^{-2}$ до $1,0 \cdot 10^{-3} g$ [57, 58].

КА типа «Канопус-В» (Рисунок 1.4), после переориентации должен обеспечивать снижение времени переходного процесса панелей СБ до 20,0 с при отсутствии дополнительных возмущений от СУОС, при этом КА после завершения маневра должен иметь стабилизированную угловую скорость не более 0,001 град/с [57, 58].

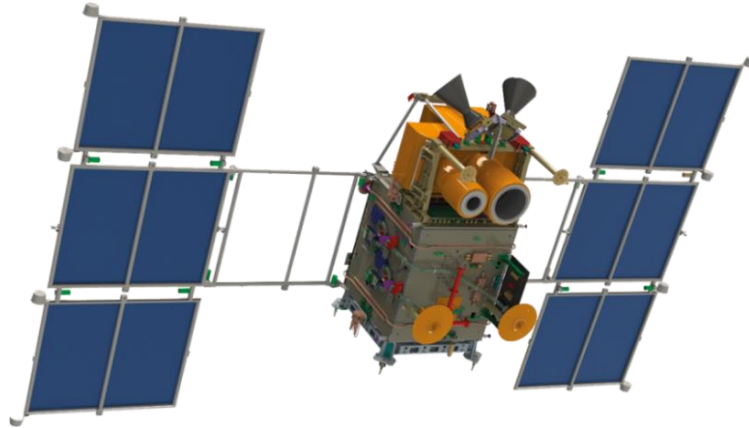


Рисунок 1.4 – Космический аппарат типа «Канопус-В» [11]

КА типа «Михайло Ломоносов» (Рисунок 1.5) предназначен для исследования транзиентных явлений в верхней атмосфере Земли, космических лучей предельно высоких энергий, гамма-всплесков, одновременно регистрируемых оптическими камерами и гамма-детекторами, при этом ориентация трехосная, а точность по углу должна быть не хуже $1,45 \cdot 10^{-3}$ рад и по стабилизации не хуже 0,001 град/с [57, 58].



Рисунок 1.5 – Космический аппарат типа «Михайло Ломоносов» [11]

Для КТ типа «Хаббл» (Рисунок 1.6), который используется более 30 лет для наблюдения за космическим пространством в ультрафиолетовом, видимом и инфракрасном диапазонах электромагнитного спектра, требование к точности стабилизации составляет не хуже 0,007 град/с [159, 164], угловое разрешение – 0,1'', а точность измерения датчика точного наведения, установленного на борту КТ для поиска и захвата целей наблюдений, составляет 0,0003 с [135]. В результате анализа проведённых экспериментальных исследований, выявлено, что «смаз» на изображениях возникает из-за низкочастотных колебаний в диапазоне частот до $10,0 \text{ с}^{-1}$, который может быть вызван тепловыми нагрузками при градиентных изменениях, возникающих в элементах конструкции из композиционного материала, особенно когда КТ входит в тень Земли и выходит из нее. Оба этих события происходят один раз за каждый оборот по орбите [106]. Низкочастотные колебания оказываются слишком значительными при температурах в диапазоне от минус 23°C до плюс 43°C (возмущающая сила, действующая на звёздный датчик (*fine guidance sensor*), может достигать до 15,0 Н), чтобы КТ мог соответствовать требованиям по прецизионности во время теневых переходов [110].



Рисунок 1.6 – Космический телескоп типа «Хаббл»

Качество изображений, ограниченное дифракцией на КТ типа «Джеймс Уэбб» (Рисунок 1.7), на длине волны $2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ в динамическом режиме съёмки, изменяется не более чем на 2% между изображениями, которые получены в течение 24-часового периода. Физическое влияние к изображениям выражается

в виде ограничения погрешности волнового фронта излучения – десятками нанометров, и погрешности наведения на линию прямой видимости – в нескольких миллисекунд [110].

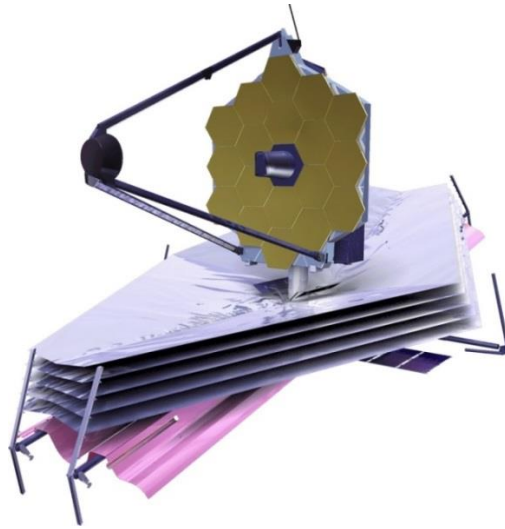


Рисунок 1.7 – Космический телескоп типа «Джеймс Уэбб»

Что касается перспективных конструкций РКТ, то в настоящее время идёт разработка проекта создания Российской орбитальной станции (РОС), основной целью которого является изучение и покорение Вселенной, а также гарантия интересов страны в сфере безопасности и экономики. РОС будет иметь шесть модулей: научно-энергетический, базовый, узловой и шлюзовой модули, а также специальную поворотную платформу (ПП), размещаемую на рабочем месте на внешней поверхности модулей РОС и обеспечивающую наведение оси визирования полезной нагрузки с помощью вращения вокруг двух взаимно-перпендикулярных осей платформы по целеуказаниям от информационно-управляющей системы [86].

К основным требованиям по точности стабилизации ПП относятся: углы поворота по осям вращения не менее $\pm 30^\circ$; наведение оси визирования полезной нагрузки с моментом инерции относительно каждой из осей вращения платформы не более $50,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, при массе полезной нагрузки не более 200 кг; наведение оси визирования полезной нагрузки в диапазоне угловых скоростей поворота от 1,0 град/с до 3,0 град/с; дискретность задаваемых угловых скоростей 1,0 град/с; погрешность стабилизации угловых скоростей по всем осям (3σ) не более

0,02 град/с; погрешность разворота по всем осям не более 0,25 град [86].

Таким образом, для обеспечения рациональной работы прецизионных аппаратурой необходимо проводить научно-технические исследования по эффективному снижению виброактивности КА. С этой целью сформулируем критерии и показатели эффективности, влияющие на работу данной аппаратуры: σ – механическое напряжение, $\sigma \rightarrow \min$; ε – деформация конструкции, $\varepsilon \rightarrow \min$; k – жёсткость конструкции, $k \rightarrow \min$; f – частота собственных колебаний конструкции, $f \rightarrow \min$ и $f \leq 10,0 \text{ с}^{-1}$; Δf – разница между частот собственных колебаний по трём осям, $\Delta f \leq 1,0 \text{ с}^{-1}$; c – демпфирование конструкции, $c \rightarrow \text{opt}$.

1.2 Объект исследования

Успешное выполнение проводимых КА исследований, а также безотказность аппаратов на орбите зависят от технических и эксплуатационных характеристик СУОС, которые определяют угловое положение КА в пространстве относительно заданных направлений и обеспечивают управление ориентацией за счёт управляющего момента [30, 88].

В зависимости от определения углового положения КА в пространстве СУОС подразделяют на две группы: пассивные и активные.

Пассивные системы создают управляющие моменты за счёт внешних возмущающих моментов, действующих на КА, и не требуют специальных управляющих устройств. Пассивные системы конструктивно просты, имеют неограниченный срок службы, но обеспечивают низкую точность [23].

В настоящее время в большинстве современных КА используются активные СУОС, которые имеют высокую точность и надёжность, а также способные создавать большие управляющие моменты по сравнению с пассивными системами [88]. Активные системы должны быть быстродействующими, т.е. способными ориентировать КА в заданное положение за короткий интервал времени.

Активные системы подразделяются на несколько подгрупп, основными из

которых являются реактивные системы, включая реактивные двигатели малой тяги и газовые сопла, используемые для создания реактивного управляющего момента, и электромеханические системы с подвижными массами, к основным из которых относятся ДМ и силовые гироскопические устройства, создающие управляющий момент за счёт инерционных вращающихся масс [69].

На Рисунке 1.8 представлена кинематическая схема электромеханической системы с подвижными массами.

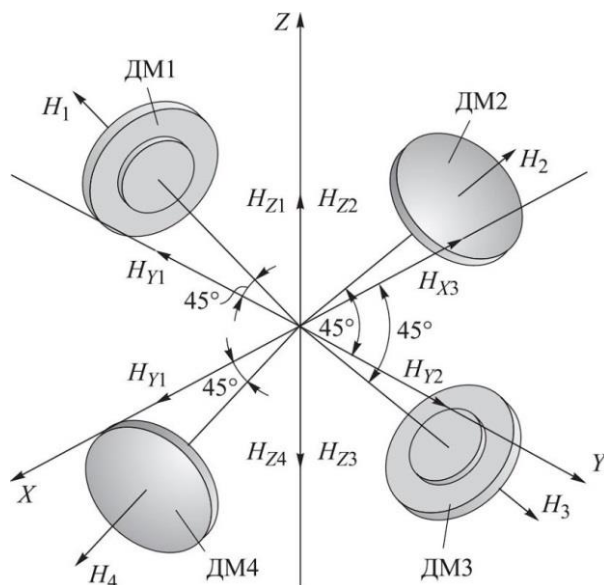


Рисунок 1.8 – Кинематическая схема электромеханической системы с подвижными массами

Принцип работы СУОС основан на законе сохранения количества движения замкнутой системы материальных точек и представляется векторным уравнением:

$$\frac{d\vec{H}}{dt} + \vec{\Omega} \times \vec{H} = \vec{M}, \quad (1.1)$$

где $\vec{H}$ – вектор кинетического момента, $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}$; $\vec{\Omega}$ – вектор абсолютной угловой скорости, $\text{рад}/\text{с}$; $\vec{M}$ – вектор управляющего момента, $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$.

Если $\vec{\Omega} \times \vec{H} = 0$, то $\vec{M} = \frac{d\vec{H}}{dt}$, что соответствует одностепенному гиросtabilизатору. Если кинетический момент $\frac{d\vec{H}}{dt} = 0$, то из (1.1) получается уравнение двухстепенного гиросtabilизатора [30]. Полное уравнение показывает трехстепенной гиросtabilизатор. Принципы функционирования

гиростабилизаторов существенно различны, и поэтому одностепенные гиростабилизаторы называют ДМ, а прочие – силовыми гироскопическими устройствами.

В современных КА в качестве исполнительных органов СУОС используются ДМ различных типов и конфигураций, однако наиболее распространёнными среди них являются асинхронные, контактные и бесконтактные ДМ постоянного тока [24].

Принцип работы асинхронных ДМ постоянного тока заключается в том, что частота вращения ротора управляется путем изменения напряжения в обмотке управления. Основным преимуществом асинхронных ДМ является возможность обеспечения постоянства электромагнитного момента в широком диапазоне изменения скорости вращения, при этом коэффициент полезного действия (КПД) составляет около 30%. Вследствие высоких массогабаритных и энергетических характеристик асинхронные ДМ постоянного тока используются в СУОС на крупногабаритных КА.

Бесконтактные ДМ функционируют на основе управляемого момента бесконтактного электродвигателя постоянного тока и применяются в качестве исполнительных органов СУОС на малых и средних КА с длительным сроком активного существования, например, в серии малых КА дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ) типа «МКА-ФКИ» и средних КА навигации типа «Глонасс» [27].

Бесконтактные ДМ постоянного тока имеют ряд преимуществ по сравнению с обычными контактными ДМ постоянного тока: хорошие регулировочные характеристики, высокий КПД, низкая пульсация электромагнитного момента, низкие массогабаритные характеристики и отсутствие коллектора, который является одним из основных источников вибрационных возмущений. Несмотря на то, что применение бесконтактных ДМ постоянного тока приводит к удорожанию СУОС, они оправдываются увеличением срока службы и повышением точности ориентации и стабилизации КА [45, 46].

Бесконтактные ДМ постоянного тока состоят из постоянных магнитов на роторе, и обмоткой, установленной на статоре. Для включения и отключения секций обмотки по сигналам датчика положения, выполняющего функции коллектора контактного ДМ, в соответствии со знаком временного интервала сигнала управления $+t$, $-t$ используется электронный коммутатор. Элементы датчика положения, генерирующие выходные сигналы, устанавливаются на статоре, а с валом бесконтактного ДМ связывается статор датчика положения, форма которого определяется длительностью сигналов элементов датчика [5, 17].

Принципиальная схема бесконтактного ДМ постоянного тока представлена на Рисунке 1.9.

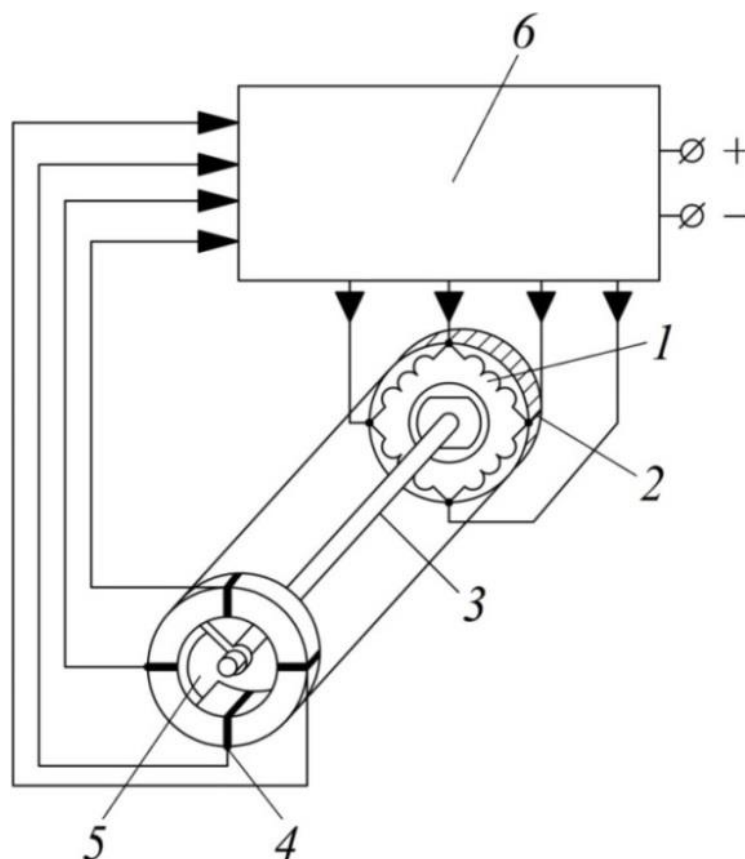


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема бесконтактного двигателя-маховика постоянного тока: 1 – обмотка, 2 – статор, 3 – ротор, 4 – датчик положения, 5 – статор датчика положения, 6 – электронный коммутатор

В зависимости от метода обеспечения бесконтактной коммутации и определения положения ротора ДМ, бесконтактные ДМ постоянного тока делятся на три основные группы: с датчиками Холла, с индуктивным и фотоэлектронным коммутаторами [24].

В бесконтактном ДМ с датчиками Холла (Рисунок 1.10) положение ротора определяется посредством магнитодиодов или датчиков Холла, которые усложняют конструкцию бесконтактного ДМ, обуславливая особое расположение с отдельным магнитом для создания крутого фронта импульсов. Однако датчики Холла имеют некоторые преимущества по сравнению с магнитодиодами, к которым относятся высокая долговечность и широкий диапазон рабочих температур.

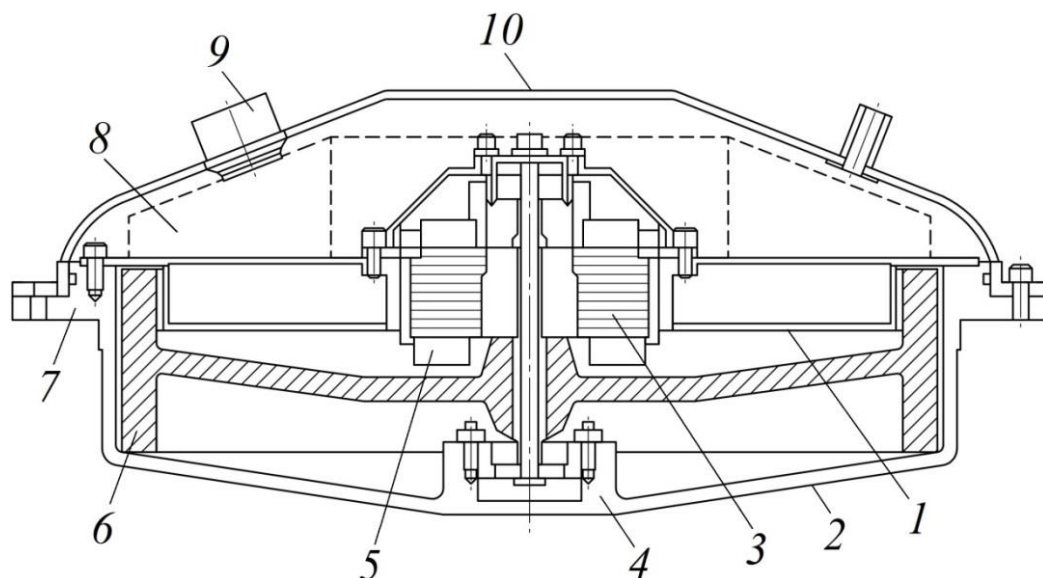


Рисунок 1.10 – Конструктивная схема бесконтактного двигателя-маховика с датчиками Холла: 1 – узел крепления; 2 – корпус; 3 – датчики Холла; 4 – ротор; 5 – статор; 6 – маховик; 7 – установочная плоскость; 8 – электронный блок с приборами; 9 – разъем; 10 – крышка

Бесконтактный ДМ с датчиками Холла состоит из ротора, статора с двумя взаимно перпендикулярными обмотками, двух датчиков Холла, установленных в воздушном зазоре между ротором и статором, и двух усилителей мощности постоянного тока, чтобы обеспечить непрерывное питание обмоток статора. При этом напряжения уменьшаются с помощью датчиков Холла.

В бесконтактном ДМ с индуктивным коммутатором, который состоит из статора и ротора, установлены сердечник индуктивного коммутатора, постоянный магнит и маховик. На сердечнике коммутатора имеются три пары обмоток, смещённых на 120° . Каждая пара состоит из обмотки возбуждения и сигнальной обмотки. Обмотки возбуждения питаются переменным током/напряжением

стабильной частоты, а в сигнальной обмотки наводится электродвижущая сила (ЭДС) с частотой, равной частоте напряжения возбуждения. ЭДС в сигнальных обмотках модулируется по амплитуде, а частота модуляции определяется угловой скоростью вращения ротора. После демодуляции напряжений каждой из сигнальных обмоток получается трёхфазная система напряжений со сдвигом 120° . Система напряжений определяет положение постоянного магнита относительно ротора и управляет переключающей схемой, которая коммутирует статорные обмотки. Переключающая схема выполняет роль коммутатора, а индуктивный датчик с трёхфазным демодулятором роль коллектора обычного контактного ДМ постоянного тока [5, 24].

Конструктивная схема бесконтактного ДМ с индуктивным коммутатором представлена на Рисунке 1.11.

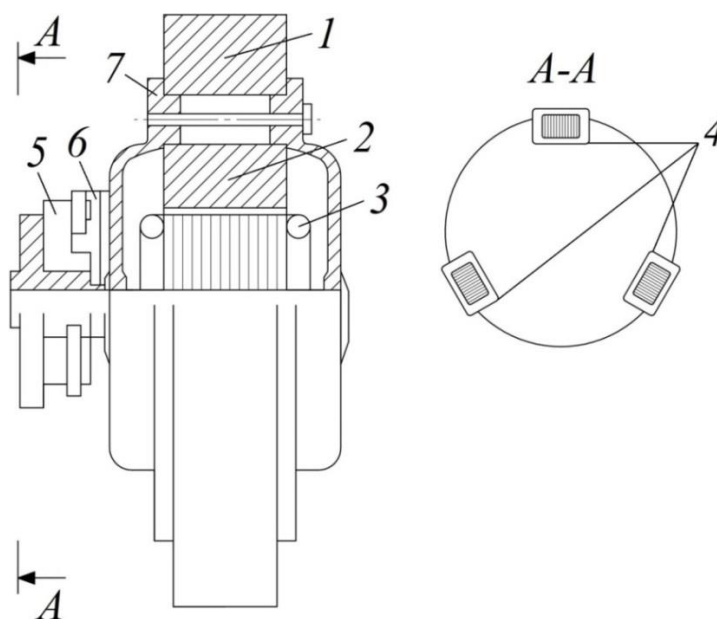


Рисунок 1.11 – Конструктивная схема бесконтактного двигателя-маховика с индуктивным коммутатором: 1 – маховик; 2 – постоянный магнит; 3 – статор; 4 – коммутирующие обмотки; 5 – сердечник коммутатора; 6 – сердечник; 7 – ротор

В отличие от бесконтактного ДМ с индуктивным коммутатором, в бесконтактном ДМ с фотоэлектронным коммутатором для обеспечения бесконтактной коммутации используется фотоэлектронный коммутатор в виде цилиндрического экрана, связанного с ротором и являющегося источником света. При вращении экрана образуется луч света, попадающий на фотоэлектронные

преобразователи, чтобы наработать управляющие сигналы, поступающие на схему коммутации [24].

Блок-схема функционирования бесконтактного ДМ с фотоэлектронным коммутатором представлена на Рисунке 1.12.

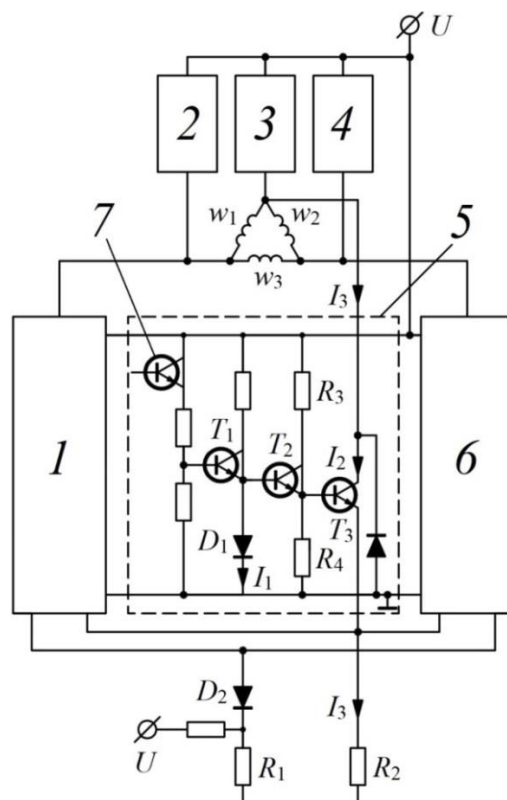


Рисунок 1.12 – Блок-схема функционирования бесконтактного двигателя-маховика с фотоэлектронным коммутатором: 1, 5, 6 – переключатели первой группы; 2, 3, 4 – переключатели второй группы; 7 – фотодатчик

В качестве фотоэлектронных преобразователей могут быть использованы фотодиоды или фотосопротивления. Переключение в бесконтактном ДМ с фотоэлектронным коммутатором обеспечивается фотодатчиками, которые установлены по окружности и являются отдельными источниками света [24]. Таким образом, датчики устанавливаются на предельном диаметре, чтобы обеспечить коммутацию на большой скорости.

Фотоэлектронный коммутатор состоит из переключателей первой и второй групп. Переключатели первой группы обеспечивают переключение тока и токового ограничения для создания управляющего момента, а переключатели второй группы обеспечивают переключение тока в обмотках статора во всем рабочем диапазоне скоростей.

Переключатели первой группы работают следующим образом. При нулевом управляющем входном сигнале U ток I_1 протекает через диоды D_1 и D_2 и резистор R_1 , величина которого выбирается достаточно малой. Результирующее напряжение на базе транзистора T_2 (или T_3) недостаточно, чтобы включить транзистор T_3 , хотя некоторый ток и может протекать через резистор R_4 .

Основными недостатками бесконтактного ДМ с фотоэлектронным коммутатором являются относительно небольшое количество соединяемых элементов, невысокое быстродействие, невозможность одновременной и независимой коммутации, низкий диапазон рабочих температур и высокие энергетические характеристики.

Ввиду множества недостатков бесконтактные ДМ с фотоэлектронными коммутаторами нецелесообразно использовать в качестве исполнительных органов СУОС на КА, требующих высокой точности ориентации и стабилизации [26].

В диссертационной работе для проведения экспериментальных исследований среди вышеупомянутых бесконтактных ДМ постоянного тока использован бесконтактный ДМ с датчиками Холла типа «ДМ14-12», так как он отличается большей компактностью, меньшими массогабаритными и энергетическими показателями, а также высоким КПД.

1.3 Практические результаты снижения виброактивности на борту космических аппаратов

На протяжении многих лет проводились исследования и разработки демпфирующих устройств на основе различных вязкоупругих материалов, среди которых наиболее распространены сплавы с памятью формы, полимерные, магнитореологические, электрореологические и пьезоэлектрические материалы, позволяющие создавать необходимые условия для снижения виброактивности на борту КА [165].

Высокая демпфирующая способность и возможность изменения жёсткости

с помощью изменения температуры позволяют рассматривать сплавы с памятью формы как целесообразные материалы при разработке демпфирующих устройств. Возможное применение плоских прорезных пружин, изготовленных из сплавов с памятью формы, в качестве рабочих материалов демпфирующих устройств рассмотрено в работах [32, 34]. Система виброизоляции, состоящая из двух плоских прорезных пружин из сплавов с памятью формы в форме диска с концентрическими прорезями и тела, имитирующего полезную нагрузку и характеризуемого инертной массой, представлена в работе [32]. Для описания механических свойств сплавов с памятью формы может быть использован микроструктурный подход, предложенный в работе [157].

В работах [32, 34] представлены результаты экспериментальных исследований, проведенных с системой виброизоляции на базе двух пружин из сплавов с памятью формы по следующим этапам: охлаждение пружин до требуемой температуры; предварительное деформирование пружин; сообщение перемещения точкам закрепления пружин. Полученные результаты показали, что при кратковременном воздействии вибрации система работает в режиме того, чтобы амплитуда ускорений полезной нагрузки меньше, чем амплитуда вынужденных колебаний, когда материалы из сплавов с памятью формы находятся в псевдоупругом или мартенситном состоянии. В случае длительного воздействия на временной зависимости колебаний полезной нагрузки наблюдается тот же пик, что и для вынужденных колебаний, но с биениями [32, 34].

Кроме того, для уменьшения воздействия синусоидальных и случайных вибраций, передаваемых на полезную нагрузку во время запуска РН, в работах [129, 139] предлагается использовать виброизолятор на основе сплавов с памятью формы, обладающий сверхэластичностью и высокими демпфирующими свойствами, позволяющими поглощать до 40% механической энергии за каждый цикл колебаний. Сверхэластичность – это внутреннее свойство сплавов с памятью формы, которое наблюдается при фазовых превращениях мартенситного типа, заключающееся в образовании упругих кристаллов мартенсита, границы которых

в интервале температур превращения при изменении температуры и/или поля напряжений перемещаются в сторону мартенситной или исходной фазы с одновременным обратимым изменением геометрической формы образующихся областей данного виброизолятора [104].

Предложенный в работе [129] виброизолятор состоит из двух виброизолирующих материалов из сплавов с памятью формы (Рисунок 1.13), которые расположены в осевом и боковом направлениях для демпфирования соответствующих колебаний. Принцип работы данных материалов заключается в том, что вибрации, возникающие во время запуска РН, сначала передаются от внешнего кронштейна на внутренний кронштейн через виброизолирующий материал, расположенный в осевом направлении, затем передаются на верхнюю пластину через тот же материал в боковом направлении [129, 139].

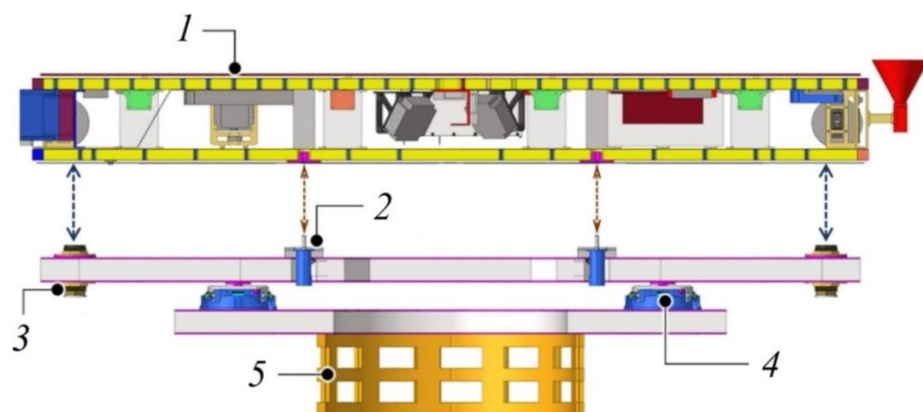


Рисунок 1.13 – Система виброизоляции: 1 – полезная нагрузка; 2 – пироболт; 3 – шарнир; 4 – виброизолятор на основе сплавов с памятью формы; 5 – переходной отсек [129]

Динамические испытания, проведённые с полезной нагрузкой под случайными вибрационно-акустическими нагрузками, показали, что предложенный виброизолятор на основе сплавов с памятью формы снижает вибрации выше заданной частоты среза равной $28,0 \text{ с}^{-1}$ с высокой эффективностью демпфирования, при этом первая осевая частота собственных колебаний полезной нагрузки установлена равной $25,0 \text{ с}^{-1}$, чтобы избежать влияния частоты среза. Это явление называется «частотной развязкой», что означает, пиковое значение вибрации на частоте среза может быть уменьшено до 50%. Однако повторные фазовые превращения и связанная с ними потеря

жёсткости со временем снижают эффект памяти формы, что препятствуют более широкому использованию сплавов с памятью формы в виброзащите КА с длительным сроком активного существования [129, 140].

В работе [144] предложена система виброизоляции на основе четырёх квадратных прокладок из вязкоупругого материала типа Сорботана ($C_{15}H_{13}N_3O$) - одного из самых известных термореактивных полиуретановых эластомеров в области виброзащиты технического оборудования, которое преобразует энергию при механических колебаниях до 80% и обладает достаточно высоким демпфированием на низких частотах, что позволяет управлять резонансными частотами, и низким демпфированием на высоких частотах, что приводит к более эффективному снижению вибрационных возмущений и повышению качества получаемых камерой изображений [153, 160].

Результаты экспериментальных исследований, проведённых с системой виброизоляции в работе [144], показали, что при низких частотах вращения ротора изменение динамических характеристик прокладок из материала типа Сорботана незначительно, а возмущающая сила, передаваемая на камеру, усиливается вдоль осей X и Y . При этом частота возбуждения соответствует резонансной частоте, которая составляет около $2,0 \text{ с}^{-1}$. Однако при высоких частотах вращения динамические характеристики рациональны, поскольку частоты возбуждения далеки от резонансной частоты. Таким образом, явление усиления возмущающей силы не наблюдается в направлении, перпендикулярном подкладкам, т.е. вдоль оси Z [144].

С целью снижения воздействия вибрационных возмущений, генерируемых системами с подвижными массами КА, возможно применение резиновых виброизоляторов (Рисунок 1.14). Данные виброизоляторы могут быть интегрированы в металлические конструкции, формируя многослойные системы. Подобные конструкции характеризуются следующими параметрами: высокой устойчивостью к статическим и динамическим нагрузкам; способностью снижать жёсткость системы; возможностью регулировать диапазон частот собственных колебаний [114, 148]. Преимущества данного решения включают простоту

конструктивного исполнения, экономическую эффективность и высокие коэффициенты демпфирования, которые находятся в диапазоне от 0,06 до 0,1 [111].

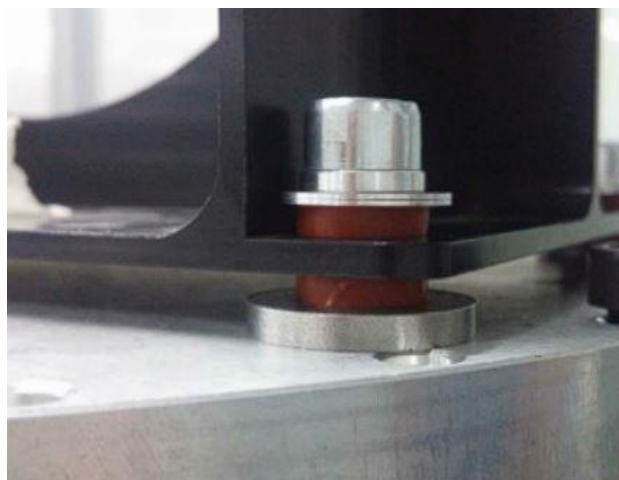
*а**б*

Рисунок 1.14 – Резиновый виброизолятор [114]

Основным недостатком применения резиновых виброизоляторов является отсутствие повторяемости результатов при одинаковых физических параметрах, что связано с технологией, которая обеспечивает плотность резиновых изделий, получаемой в процессе изготовления [136]. Резиновые виброизоляторы имеют высокие резонансные частоты, большой разброс коэффициента демпфирования, а также низкую радиационную стойкость, что ограничивает применение данного решения в космической технике.

Принимая во внимание вышеупомянутое, необходимо подчеркнуть, что при изучении процесса создания демпфирующих устройств важно также учитывать защиту от ионизирующего излучения, особенно от альфа-, бета- и гамма-частиц, так как воздействие ионизирующего излучения является ключевым фактором, влияющим на изменение динамических характеристик демпфирующих устройств после облучения [45, 92].

Пробег альфа-частиц в веществе зависит от энергии частиц, плотности вещества и атомной тормозной способности. При прохождении через вещество энергия альфа-частиц расходуется преимущественно на ионизацию атомов [38, 168].

Энергия бета-частиц расходуется на ионизацию и возбуждение атомов. В отличие от альфа-излучения для бета-излучения наблюдается непрерывный спектр энергий, заключённый в пределах от нуля до максимальной энергии, характерной для данного бета -излучателя [38, 168].

Однако для быстрых электронов и позитронов существенны также так называемые радиационные потери, связанные с испусканием гамма-частиц в виде тормозного излучения из-за торможения бета-частиц при прохождении вблизи ядра. Ослабление бета-частиц радиоактивных веществ со сплошным спектром происходит вначале очень быстро за счёт поглощения медленных частиц. Проникающая способность бета-излучения значительно больше, чем у альфа-частиц, однако по абсолютной величине она не превышает 0,008 ... 0,009 м в земных горных породах [38, 168].

Гамма-излучение – это высокочастотное электромагнитное излучение, имеющее ту же природу, что и радиоволны, свет, рентгеновское излучение и отличающееся от них лишь более высокой частотой. По сравнению с альфа- и бета-излучениями, гамма-излучение характеризуется несоизмеримо большей проникающей способностью, достигающей в твёрдом веществе горных пород нескольких десятков сантиметров. Взаимодействие гамма-излучения с веществом протекает сложнее, чем для альфа- и бета-излучения. Насчитывается более десяти разновидностей процессов этого взаимодействия, однако для гамма-частиц, энергия которых не превышает 1,0 МэВ, основными являются три: фотоэлектрическое поглощение, комптоновское рассеяние и образование электрон-позитронных пар [38, 168].

Анализ вышеперечисленных процессов взаимодействия гамма-излучения с веществом показывает, что часть энергии первичного гамма-излучения поглощается при образовании электронов отдачи, фотоэлектронов и пар электрон-позитрон, а часть энергии сохраняется в виде энергии рассеянного гамма-излучения. Ионизация на пути распространения гамма-излучения происходит за счёт вторичных электронов, возникающих при взаимодействии гамма-излучения с веществом [38, 168]. В результате всех процессов

взаимодействия при прохождении гамма-излучения через вещество интенсивность ослабевает. Для решения данной проблемы могут быть использованы методы защиты, которые делятся на две основные группы: пассивные и активные.

При пассивной защите поступающие заряженные частицы останавливаются электростатическими силами за счёт множественных столкновений с корпусом демпфирующих устройств, защитная способность которого зависит от толщины материала [125, 127].

Для оценки эффективности пассивной защиты от заряженных частиц на предприятии «Спин» МГТУ им. Н.Э. Баумана подвергнуты облучению интегральной дозой, без учёта поглощенной $D_6 = 1,3 \cdot 10^4$ Зв, два штатных образца гасителей колебаний, состоящие из корпуса, изготовленного из алюминиевого сплава АМг-6, и находящегося внутри корпуса магнита, покрытого магнитной жидкостью [23, 48, 58, 60]. Спектр частиц составлял для электронов $\phi(W) = 5,3 \cdot 10^{10} \cdot e^{-\left(\frac{W}{0,39}\right)} \text{ м}^{-2}$, а для протонов – $\phi(W) = 4,0 \cdot 10^{18} \cdot e^{-\left(\frac{W}{0,96}\right)}$. при $W = 1,0 \dots 3,0$ МэВ, где W – кинетическая энергия заряженных частиц, Дж. Дозы облучения с учётом экспозиционной и поглощенной дозы составили $D_3 = 1,1 \cdot 10^3 \dots 1,8 \cdot 10^3$ Зв и $D_{\pi} = 17,0 \dots 19,0$ Зв, соответственно.

В качестве расчётного принят вариант экспозиции, имеющий более жесткие характеристики, эквивалентная доза облучения составляла $H_{\pi} = 9,15 \cdot 10^3$ Зв для корпуса из алюминиевого сплава АМг-6 при протонах с энергией $W_{\pi} = 10,0$ МэВ и плотности $\rho = 2,64 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, при этом ее линейные потери энергии $L = 7,52 \cdot 10^{-12} \text{ Дж} \cdot \text{м}^2/\text{кг}$, а поглощенная доза $D_{\pi} = 1,83 \cdot 10^3$ Зв.

Гаситель колебаний, установленный на кронштейне в вакуумной камере циклотрона типа «У-120», облучен. При этом диаметр пучка был равен $4,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $\phi = 1,0 \cdot 10^{15} \text{ м}^{-2}$, $W = 10,0$ МэВ. Доза облучения измерялась с использованием дозиметрии на основе цилиндра Фарадея, калибровка проводилась с помощью промежуточной диафрагмы (0,04 м), интегратора и пересчетного прибора типа Ф5007. Погрешность определения дозы не превышала $\pm 10\%$.

После радиационного воздействия проводилась проверка работоспособности гасителя колебаний, которая показала сохранение логарифмического декремента затухания колебаний и частоты настройки на заданные значения после облучения [39, 40, 50].

Результаты экспериментально-математической зависимости дозы облучения D от толщины корпуса δ , изготовленного из алюминиевого сплава АМг-6 представлены на Рисунке 1.15.

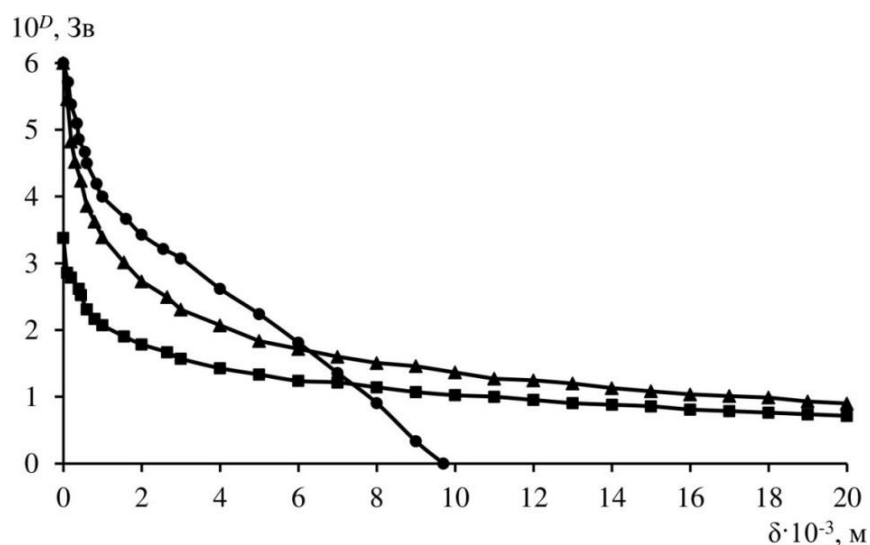


Рисунок 1.15 – Зависимость дозы облучения D от толщины δ : ● - электроны; ■ - протоны; ▲ – захваченные протоны

Из Рисунка 1.15 видно, что при толщине $\delta = 10,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ алюминиевый сплав АМг-6 полностью экранирует гаситель колебаний от электронов. Анализ результатов проведённых исследований показывает, что рациональная толщина для всех видов заряженных частиц составляет $\delta \approx 8,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, поскольку доза облучения в алюминиевом сплаве АМг-6 снижается до допустимого уровня и увеличение толщины становится менее эффективным. Таким образом, придём к заключению, что при слишком большом увеличении толщины алюминиевого сплава АМг-6 все виды заряженных частиц могут быть поглощены, но масса гасителя колебаний будет невыгодно большой [6].

Так как пассивная защита сама по себе недостаточна для полного снижения дозы облучения гасителей колебаний, может быть рассмотрена активная защита от заряженных частиц. В работе [6] предложен способ активной защиты от

заряженных частиц с использованием композиционного материала, содержащего полые сферы из полиэтилена, покрытые магнетитом и поверхностно-активным веществом, обволооченные магнитной жидкостью. Сферы находятся между несоприкасающимися пластинами из алюминиевого сплава АМг-6, причём пластины находятся в управляемом постоянном или переменном магнитном поле.

В случае использования магнитной жидкости эффект активной защиты достигается тем, что заряженные частицы поглощаются магнитной жидкостью под воздействием электромагнитного поля, если заряд частиц совпадает по знаку с зарядом наночастиц магнетита. При этом на поглощение частиц энергия не расходуется, поскольку необходимая энергия создается вращением этих частиц в электромагнитном поле, скорость которого регулируется системой управления. Остатки частиц между полыми сферами под действием электромагнитного поля будут разделены, а положительно заряженные частицы вытеснены к внешней поверхности и в конце концов выброшены за пределы защищаемого устройства. В результате обеспечивается необходимый вакуум для исключения разряда частиц между полыми сферами. Для того, чтобы исключить пробой, на поверхности полых сфер наносят слой магнетита и покрывают слоем поверхностно-активного вещества, а именно: олеиновой кислотой или хлоруксусной кислотой [6].

Пьезоэлектрические материалы являются одним из наиболее часто используемых материалов для датчиков и приводов [147, 163, 169].

Многие алгоритмы оптимального управления построены с использованием пьезоэлементов [147]. Для того, чтобы достичь активного управления упругими элементами КА в работе [128] представлен компенсированный алгоритм с положительной обратной связью с пьезоэлектрическими приводами. В предложенном алгоритме используется компенсатор отрицательной обратной связи для устранения недостатков положительной обратной связи и введения характеристик спада на низких частотах. Таким образом, регуляторы с компенсированной положительной обратной связью могут быть разработаны с минимальным воздействием на формы колебаний более низкого порядка, чтобы не вызывать установившиеся отклонения в системе [128].

Одно из направлений исследований по использованию виброизоляторов на основе пьезоэлементов связано с пассивным шунтированием пьезоэлементов, настроенных на определенную частоту [161]. Если конструкции упругих элементов КА имеют резонансные частоты, которые ограничивают и ухудшают работу КА, то пьезоэлементы могут быть соединены с внешним элементом системы управления. При этом сам пьезоэлемент может быть использован как привод системы управления. Через электроды пьезоэлемент шунтируется некоторым электрическим сопротивлением, который выбирается таким образом, чтобы произошло поглощение электрической энергии, преобразованной из механической энергии, т.е. возникновение электрической поляризации в кристалле пьезоэлемента под действием механического напряжения [64, 82, 108].

При демпфировании механических колебаний может быть использована шунтированная модель, которая сводится к выбору вариантов с различными схемами включения резистора. При резистивном шунтировании пьезоэлементов наблюдается частотная зависимость, схожая с той, которая имеет место у вязкоупругих материалов. Шунтирование с помощью резистора создает электрический резонанс, который может быть оптимально настроен на собственную частоту конструкции [64].

Общий вид КА типа «Искра-5» на испытательном стенде и результаты динамических испытаний представлены на Рисунках 1.16 и 1.17, соответственно.

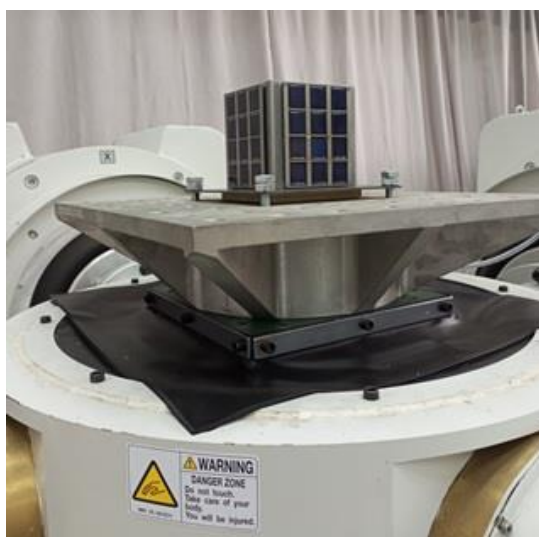


Рисунок 1.16 – Общий вид космического аппарата типа «Искра-5» на испытательном стенде

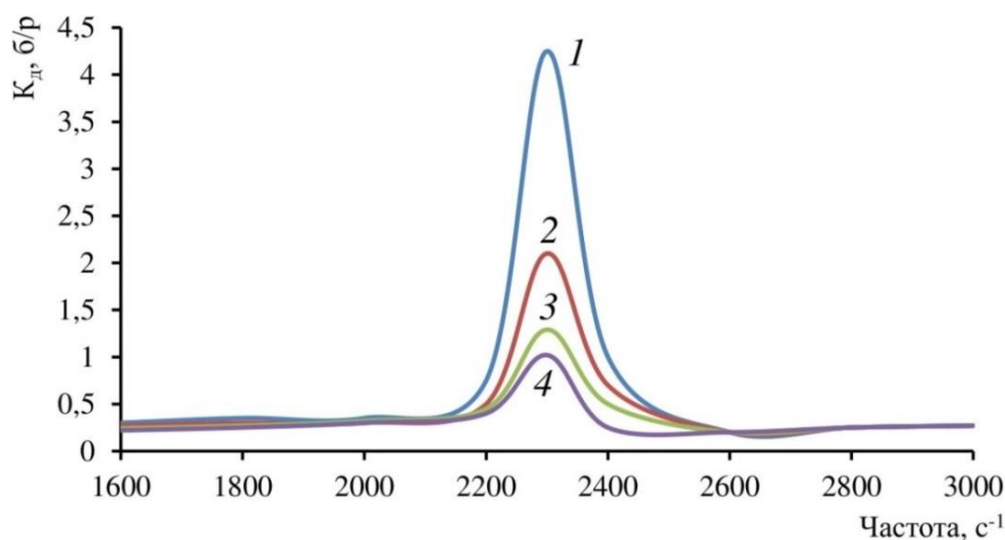


Рисунок 1.17 – Результаты динамических испытаний: 1 – с разомкнутой системой; 2 – с подключенным сопротивлением; 3 – в противофазе; 4 – частотная модуляция

Из Рисунка 1.17 видно, что при подключённом сопротивлении, равном 550 Ом, наблюдалось уменьшение коэффициента динамичности K_d в 2 раза по сравнению с разомкнутой системой. Применение в контуре пьезоэлементов активного управления с частотой 2300 с^{-1} и силой тока 0,3 А в противофазе показало уменьшение коэффициента динамичности K_d в 3,1 раза, а при частотной модуляции – в 3,9 раза во всем диапазоне частот по сравнению с разомкнутой системой. Выявлено, что система с пассивным шунтированием обладает такими преимуществами, как компактность и малая масса, а ее основным недостатком является настройка шунта на одну частоту. При активном управлении преимуществом являются высокие демпфирующие характеристики, недостатком – использование преобразующей высоковольтной электронной аппаратуры, имеющей определенный вес [64].

Одной из наиболее известных систем виброизоляции является конфигурация Стюарта (Рисунок 1.18), которая состоит из шести виброизоляторов для снижения влияния вибрационных возмущений, создаваемой ДМ. Амортизаторы предназначены для обеспечения надёжности конструкций виброизоляторов без замыкающих механизмов во время запуска, что позволяет упростить систему виброизоляции, а дополнительные виброизолирующие элементы, расположенные между виброизоляторами и амортизаторами,

используются для того, чтобы выдержать статические и динамические нагрузки в условиях вибрационной обстановки при запуске [126].

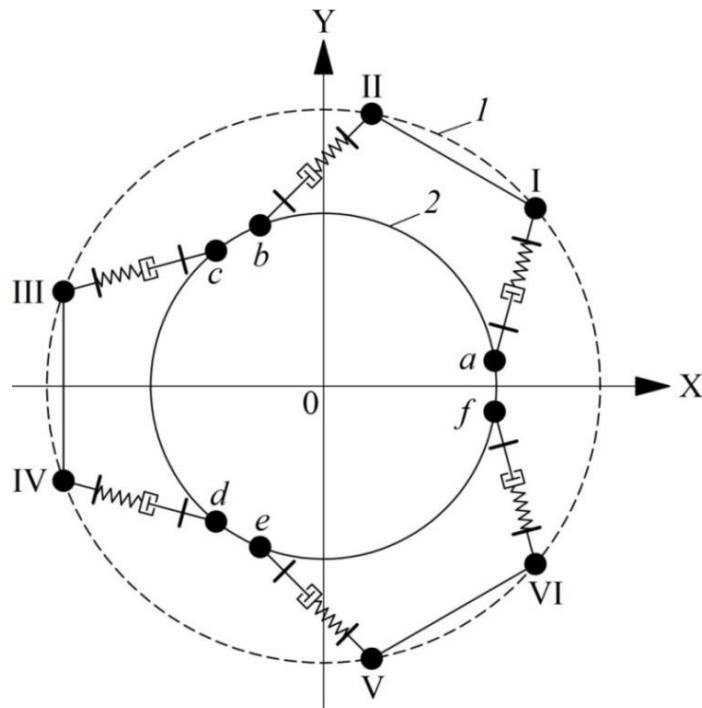


Рисунок 1.18 – Конфигурация Стюарта: 1 – корпус объекта, защищаемого от вибрации; 2 – платформа для установки двигателя-маховика; I, II, III, IV, V, VI – виброизоляторы; a, b, c, d, e, f – амортизаторы [126]

На Рисунке 1.19 представлена система виброизоляции на испытательном стенде.

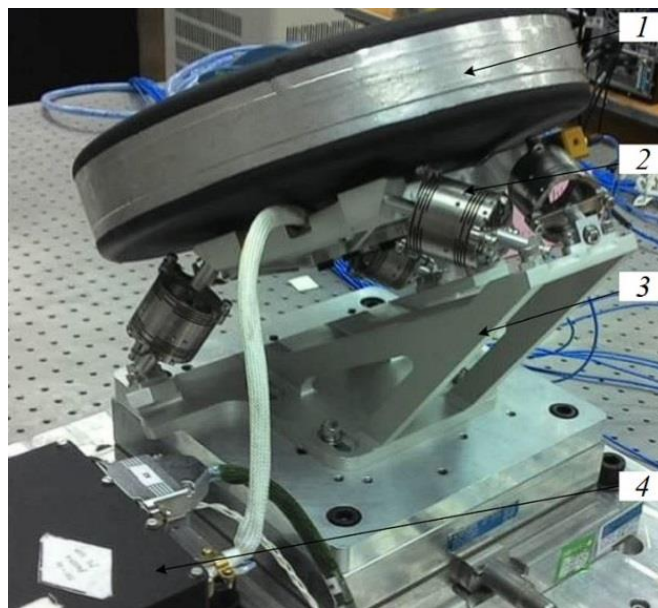


Рисунок 1.19 – Система виброизоляции на испытательном стенде: 1 – двигатель-маховик; 2 – виброизолятор; 3 – кронштейн; 4 – система управления [126]

На Рисунке 1.20 представлены результаты экспериментальных исследований во временной и частотной областях, которые показали, что максимальное значение возмущающего момента достигает более 10,0 Н·м без системы виброизоляции, а с системой виброизоляции – снижается примерно в 4 раза в зависимости от заданной частоты [126].

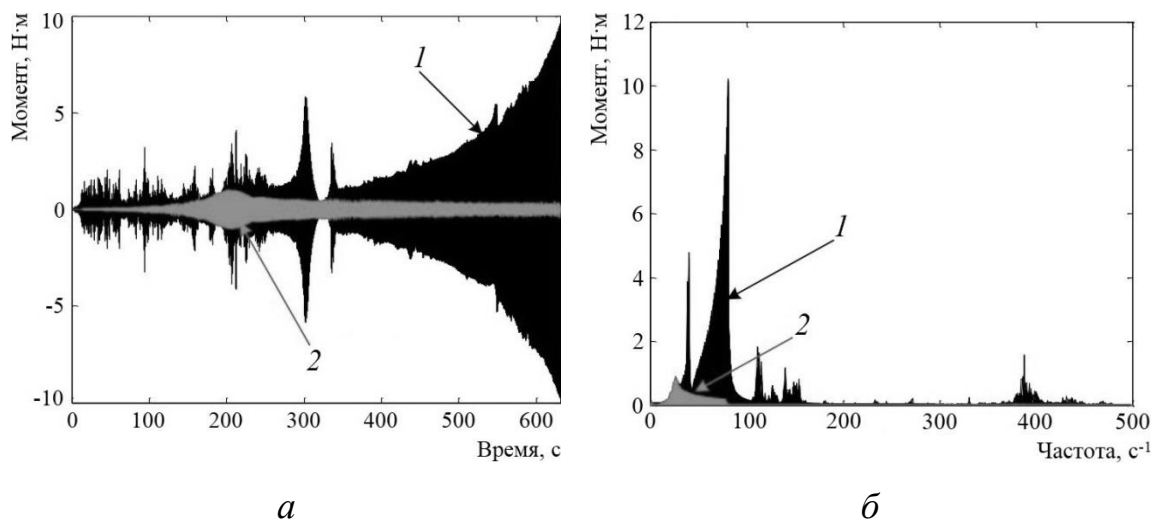


Рисунок 1.20 – Кривые возмущающего момента без использования виброизоляторов (1) и с использованием виброизоляторов (2): *а* – во временной области. *б* – в частотной области [126]

Для КА типа «Электро-Л» с целью уменьшения влияния виброактивности ДМ на качество получаемых изображений предложен магнитожидкостный виброизолятор (Рисунок 1.21) [49, 60].



Рисунок 1.21 – Система виброизоляции: 1 – двигатель-маховик; 2 – магнитожидкостный виброизолятор; 3 – испытательный стенд

Принцип работы предложенного виброизолятора основан на том, что в области частот, близких к собственным частотам, тороидальный магнит с магниной жидкостью начинает колебаться и с учётом трения поверхности стенки подвижной части корпуса и жёсткой пластины, создающих герметичную полость, начинает поглощать значительную часть механической энергии, что даёт возможность виброизолятора снизить вибрационные возмущения. В более высокой области частот виброактивность снижается за счёт уменьшения связей между подвижной и неподвижной частями корпуса виброизолятора с помощью опор [52].

Для подбора оптимального коэффициента демпфирования виброизолятора проведён анализ амплитудных значений угловых перемещений узла, принадлежащего МСУ-ГС, по каналу Y , соответствующих заданным частотам, при различном демпфировании, а также снижения вибрационных возмущений относительно значений без демпфирования (Рисунок 1.22). В результате выявлено, что изменение амплитуды угловых перемещений находится в обратной зависимости от изменения коэффициента конструкционного демпфирования в диапазоне от 0,03 до 0,5: чем больше коэффициент, тем меньше амплитудно-частотная характеристика.

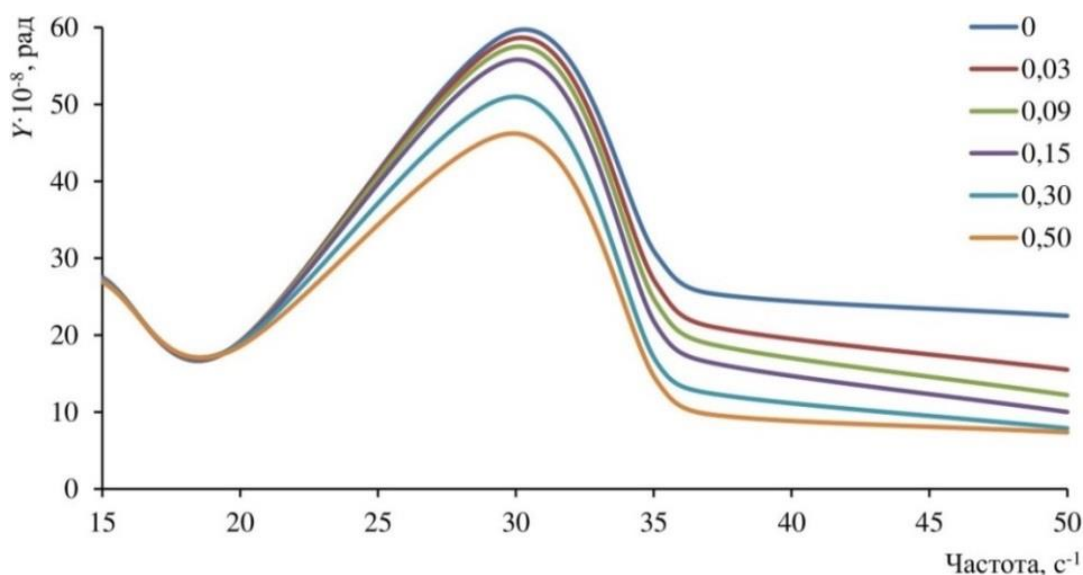


Рисунок 1.22 – Угловые перемещения узла, принадлежащего многозональным сканирующим устройствам, по каналу Y при различном демпфировании

Исходя из проведённого анализа, выбран коэффициент демпфирования, который должен иметь виброизолятор, равным 0,5. Результаты анализа угловых перемещений по каналу Y с выбранным коэффициентом демпфирования представлены на Рисунке 1.23.

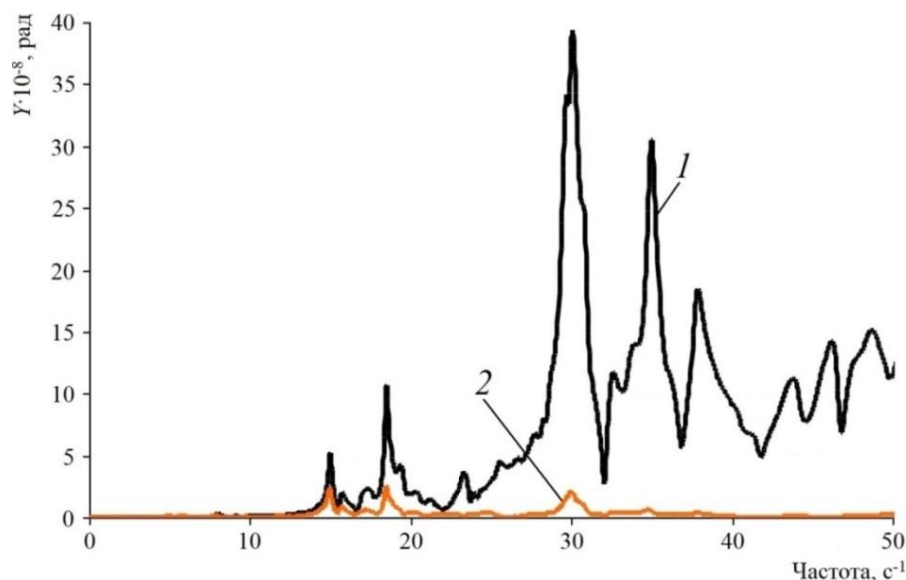


Рисунок 1.23 – Угловые перемещения узла, принадлежащего многозональным сканирующим устройствам, по каналу Y : 1 – без использования виброизолятора; 2 – с использованием виброизолятора

Из Рисунка 1.23 видно, что с коэффициентом демпфирования виброизолятора, равным 0,5, наблюдается существенное (в несколько десятков раз) снижение амплитуд угловых перемещений. Без использования виброизолятора при частоте $30,0 \text{ с}^{-1}$ значение амплитуды угловых перемещений по каналу Y составляет $5,97 \cdot 10^{-7}$ рад ($0,123''$), а с использованием виброизолятора снижается до $4,41 \cdot 10^{-8}$ рад ($0,009''$) – в 13,5 раз. В областях частот, превосходящих $30,0 \text{ с}^{-1}$, уровни снижения амплитуд угловых перемещений более высокие [60].

Оценка эффективности выбранного коэффициента демпфирования проведена путём сравнения значений возмущающих сил, создаваемых ДМ без использования виброизолятора, т.е. дополнительного коэффициента демпфирования и с использованием виброизолятора [60]. Зависимость возмущающих сил от частоты вращения роторов ДМ представлены на Рисунке 1.24.

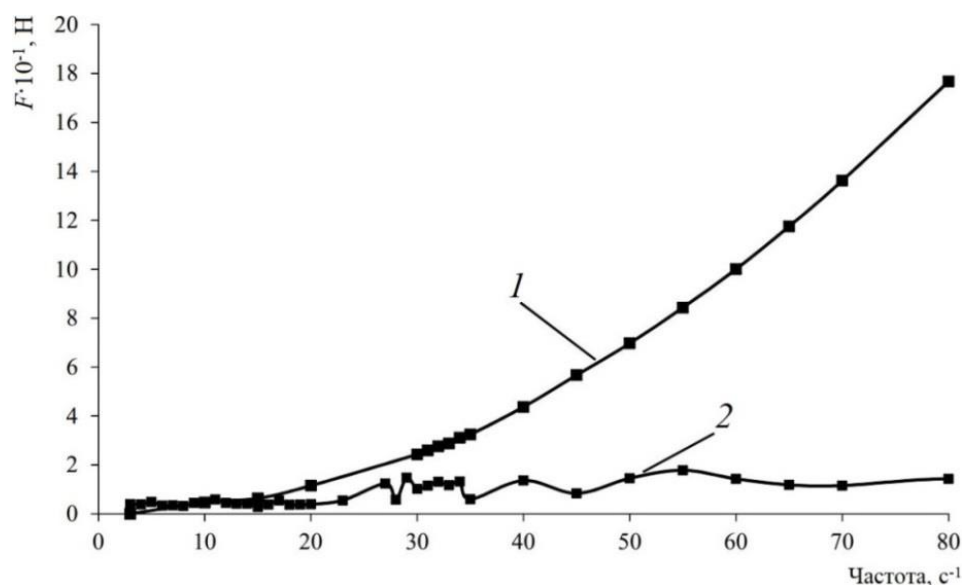


Рисунок 1.24 – Зависимость возмущающей силы от частоты вращения роторов двигателей-маховиков: 1 – без использования виброизолятора; 2 – с использованием виброизолятора

Результаты анализа изменения возмущающих сил, представленные на Рисунке 1.24, показали, что разработанный виброизолятор на основе магнитной жидкости уменьшил влияние виброактивности ДМ примерно в 5 раз, что способствовало улучшению чёткости изображений, полученных МСУ-ГС [60].

Преимуществами магнитожидкостного виброизолятора являются низкие резонансные частоты, небольшой разброс коэффициента демпфирования в диапазоне от 0,03 до 0,5 и высокая устойчивость к радиационному воздействию по сравнению с другими системами. Однако у данного виброизолятора есть недостаток – сложность конструкции и большой разброс частот первых тонов собственных колебаний, что в некоторых случаях затрудняет настройку гасителя колебаний на заданную частоту [6, 155].

Анализ направления показывает, что наиболее эффективный способ снижения виброактивности на борту КА – применение магнитореологического эффекта в демпфирующих устройствах с использованием магнитной жидкости. В связи с этим дальнейшие исследования направлены на максимальное смещение частот первых тонов собственных колебаний магнитожидкостной системы виброизоляции путём изменения технических и конструктивных особенностей.

1.4 Заключение по Главе 1

1. Рассмотрены основные источники и уровни вибрационных возмущений, действующих на элементы конструкции российских и зарубежных КА, оснащённых прецизионной аппаратурой различного целевого назначения.
2. Сформулированы критерии и показатели эффективности для обеспечения соответствия требованиям по вибрационной обстановке на борту КА.
3. Выполнен анализ использования ДМ постоянного тока различных типов. Показано, что использование бесконтактных ДМ с датчиками Холла в качестве исполнительных органов СУОС на КА способствует повышению точности ориентации и стабилизации.
4. Проведён подробный обзор и анализ работ, посвящённых изучению и созданию демпфирующих устройств на основе различных вязкоупругих материалов. В результате установлено, что наиболее эффективным методом снижения виброактивности на борту КА является применение магнитореологического эффекта.

ГЛАВА 2 ПУТИ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ ПО СУЩЕСТВУЮЩИМ И ПЕРСПЕКТИВНЫМ ТЕХНОЛОГИЯМ

2.1 Оценка влияния виброактивности двигателей-маховиков на примере условий эксплуатации прецизионных космических аппаратов

При проектировании КА с оптико-электронной прецизионной аппаратурой значительное внимание уделяется анализу взаимного позиционирования и кинематических характеристик конструктивных элементов модулей, функционирующих в видимом и инфракрасном диапазонах в составе многоспектральных сканирующих систем, которые обеспечивают комплексную съёмку всей видимой поверхности Земли.

Процесс сканирования осуществляется в диапазоне от 6 до 10 спектральных каналов при следующих параметрах пространственного разрешения в зависимости от диапазона наблюдения: видимый диапазон: пространственное разрешение составляет порядка $1,0 \cdot 10^3$ м; инфракрасный диапазон: для КА типов «Электро-Л» и «Метеор-М» – порядка $4,0 \cdot 10^3$ м, а для КА типов «MetOp» и «GOES-R» – порядка $1,0 \cdot 10^4$ м [37, 99, 158].

На Рисунке 2.1 представлена специфика проявления геометрических искажений в получаемых изображениях поверхности Земли при функционировании многоспектральной сканирующей системы в видимом диапазоне.

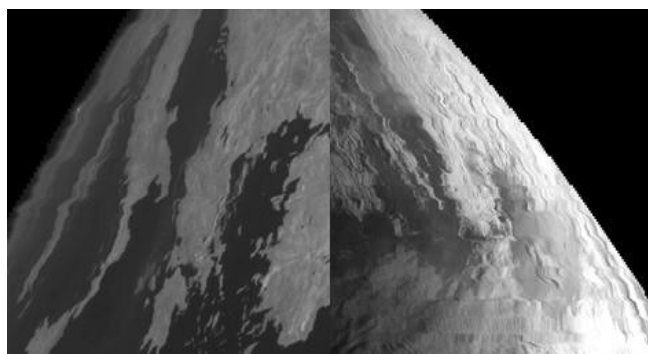


Рисунок 2.1 – Геометрические искажения на изображениях поверхности Земли, полученных модулем видимого диапазона

Анализ геометрических искажений, представленных на Рисунке 2.1, проведён на примере функционирования ДМ (Рисунок 2.2), расположенных в состав КА типа «Электро-Л» [60]. Данный КА оснащён оптико-электронной прецизионной аппаратурой, включающей два идентичных комплекта многоспектральной сканирующей системы в виде МСУ-ГС, как представлено на Рисунке 2.3.

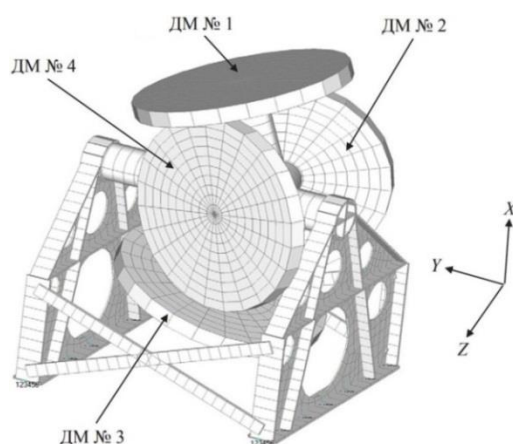


Рисунок 2.2 – Пространственное расположение двигателей-маховиков

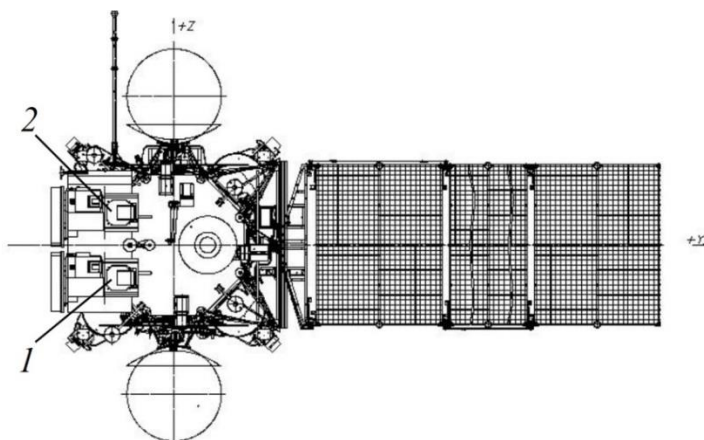


Рисунок 2.3 – Космический аппарат типа «Электро-Л»: 1 – МСУ-ГС № 1; 2 – МСУ-ГС № 2

Исходные данные для анализа геометрических искажений получены из открытых источников, опубликованных АО «НПО Лавочкина» [12, 37, 89] и АО ОКБ «Планета» [13]. Данные материалы позволяют исследовать особенности работы аппаратуры и характер возникающих искажений в процессе эксплуатации.

В состав каждого МСУ-ГС входит два модуля: модуль видимого диапазона, осуществляющий съёмку в 1-3 спектральных каналах, и модуль инфракрасного диапазона, выполняющий съёмку в 4-10 спектральных каналах [37, 60].

Виброактивность на КА типа «Электро-Л», обусловленная работой конструкций ДМ, является основной причиной геометрических искажений на изображениях, получаемых модулем видимого диапазона в процессе работы МСУ-ГС [9]. Изображения, получаемые модулем инфракрасного диапазона, не имеют геометрических искажений в статистически значимом объеме, что связано с особенностями строчно-кадровых развёрток.

Из Рисунка 2.1 видно, что искажения имеют вид горизонтальных волн растяжения-сжатия и занимают не все изображения, а следуют группами по 5-10 волн, между которыми искажения минимальны. Амплитуда колебаний может доходить до 10-15 элементов разрешения (1,0'-1,5'). В среднем около 3-5 элементов разрешения. Искажения возникают синхронно во всех спектральных каналах и в обоих стволах модуля видимого диапазона, т.е. все шесть фотоприёмников модуля одновременно регистрируют одинаковые искажения. При рассмотрении набора данных, предоставленных МСУ-ГС № 1, установлено, что наибольшая вероятность получения искажений на изображениях соответствовала моменту времени, когда освещённость земного диска была минимальной, что затрудняло обработку видеоданных.

Таким образом, результаты анализа полученных информации позволяют установить связь вероятности возникновения искажений на изображениях со частотой вращения роторов ДМ и, соответственно, разгрузкой [9, 16]. При этом отсутствие искажений на изображениях, получаемых аппаратурой МСУ-ГС № 2, расположенной на одной плите с МСУ-ГС № 1, указывает на сложный характер передачи вибрационных возмущений от ДМ до съёмочной системы, на наличие резонирующего элемента. В целях наиболее точного определения причин виброактивности на борту КА могут быть проведены следующие исследования: анализ измерений датчика угла сканирующего зеркала в модулях видимого диапазона МСУ-ГС; анализ показаний ГИВУС; оценка уровня микровозмущений на посадочном месте МСУ-ГС.

Для получения изображений в модуле видимого диапазона МСУ-ГС используется однокоординатное сканирующее зеркало, осуществляющее

кадровую развёртку. Позади сканирующего зеркала расположены два внутренних ствола. Так как искажения на изображениях возникают синхронно в левом и правом каналах, предположим, что искажения вызваны возмущениями, обусловленными сканирующим зеркалом, т.е. отклонениями от номинального закона при кадровой развёртке.

Увеличение с течением времени количества сеансов, в рамках которых происходят колебательные искажения, в основном, обусловлено либо возрастанием дисбаланса ДМ, либо повышением добротности резонирующего элемента вследствие длительного вибрационного воздействия на крепление [16, 17].

Для проверки данного предположения проведён анализ показаний в процессе наземных и лётных испытаний датчика угла, расположенного на валу сканирующего зеркала, в следующих случаях: два сеанса съёмки посредством МСУ-ГС № 1, при которых вибрационные искажения наблюдались и не наблюдались; один сеанс съёмки с помощью МСУ-ГС № 2, когда вибрационные искажения отсутствовали.

Показания в виде 16-битного значения передавались в каждой строке видеoinформации. Повороту зеркала на 2,86° соответствует приращение показаний датчика угла примерно на 8 единиц. По результатам изучения показаний датчика угла сканирующего зеркала модуля видимого диапазона МСУ-ГС придём к следующим заключениям: в изображениях, как содержащих, так и не содержащих искажения, встречаются приблизительно одинаковые амплитуды отклонения положения сканирующего зеркала от линейного закона сканирования; на изображениях, содержащих искажения, отклонения от закона сканирования встречаются чаще, чем на изображениях, не содержащих искажений, т.е. сканирующая система чувствует внешние воздействия, но не позволяет отклонениям выйти за допустимые значения.

В СУОС на борту КА типа «Электро-Л» используется ГИВУС типа КИНД34-020, обладающий высокой чувствительностью к изменению ориентации КА в пространстве: цена младшего разряда выходной информации составляет

около 0,04", а частота измерений – $10,0 \text{ с}^{-1}$, что частично перекрывает частотный диапазон наблюдаемых колебаний) [35]. ГИВУС устанавливаются на одной плите с МСУ-ГС, на обратной стороне плиты по отношению к целевой аппаратуре. При этом посадочное место ГИВУС находится непосредственно под посадочным местом МСУ-ГС № 1, в котором регистрируются искажения на изображениях [16, 17].

Данные об ориентации КА передаются на Землю в составе оперативно-контрольной информации и используются для обработки целевой информации. Частота формирования этих данных $1,0 \text{ с}^{-1}$, что недостаточно для анализа наблюдаемых колебаний. Однако существует возможность получения через телеметрическую систему «сырых» измерений ГИВУС при полной частоте.

Далее представлен алгоритм разработки математической модели оценки качества изображений, получаемых многоспектральной сканирующей системы в видимом диапазоне. Сначала проведён расчёт стабилизированных угловых колебаний по трём осям, которые поступают на посадочное место данной аппаратуры в процессе работы ДМ. Данный расчёт осуществлялся с использованием следующей формулы [60]:

$$\dot{\omega}_i = \sum_{k=1}^4 W_{i,k} \sin(2\pi f_k t), \quad (2.1)$$

где $\dot{\omega}_i$ – проекции угловых ускорений аппаратуры на i -ой оси, рад/с^2 ; $W_{i,k}$ – проекции амплитуд угловых ускорений колебаний аппаратуры, соответствующие частоте вращения ротора k -го ДМ, которые получены из открытых источников АО «НПО «Лавочкина» [12, 37, 89] и АО ОКБ «Планета» [13], рад/с^2 ; f_k – частота вращения ротора k -го ДМ, рад/с ; t – время сеанса; $i = x, y, z$; $k = 1, 2, 3, 4$.

Следует отметить, что для определения проекций угловых ускорений МСУ-ГС в качестве статистических телеметрических данных использованы значения амплитуд угловых ускорений колебаний на МСУ-ГС, соответствующих частоте вращения ротора ДМ типа «УДМ-40МШ-0,2», которые получены в ходе мероприятий, проведённых 14 августа 2013 года в 15:00 на борту КА типа «Электро-Л» [60, 89]. Результаты расчётов представлены на Рисунке 2.4.

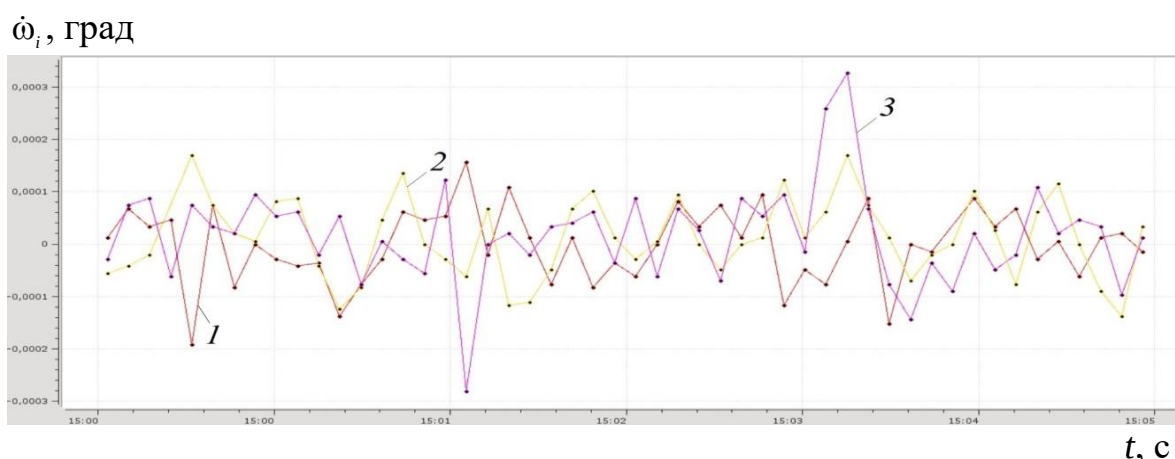


Рисунок 2.4 – Отклонение от номинальной ориентации 14.08.2013 15:00.
Сеанс съёмки содержит искажения: 1 – ось X; 2 – ось Y; 3 – ось Z

Из Рисунка 2.4 видно, что полученные отклонения от номинальной ориентации не превышают 0,0003 град, что показывают измерения и на меньшей частоте [12]. Таким образом, аномальных отклонений ориентации платформы с целевой аппаратурой, способных привести к наблюдаемым на изображениях колебаниям, не выявлено. С учётом этого, наиболее вероятной причиной искажений на изображениях, являются механические колебания внутренних элементов МСУ-ГС № 1, обусловленные, по всей видимости, вибрационными возмущениями, к основным источникам которых относятся приводы системы ориентации СБ и антенной системы, ДМ, измеритель солнечной постоянной ИСП-2М.

Для выявления зависимости вероятности возникновения искажений на изображениях от частоты вращения роторов ДМ и, соответственно, для определения тех частот, при которых вероятность появления искажений наиболее высока, проведена обработка полученных данных с использованием метода наименьших квадратов. В результате определены коэффициенты влияния угловых колебаний и множители усиления для каждого ДМ.

Общая формула полученной математической модели имеет следующий вид:

$$y_k = f_k(\omega) + \frac{\sum(y_k \cdot \dot{\omega})}{\sum(\dot{\omega}^2)} \cdot \dot{\omega} \cdot M, \quad (2.2)$$

где $f_k(\omega)$ – функция зависимости от частоты вращения ротора k -го ДМ; y_k – телеметрическая информация, включающая количественные данные

по качественным и неудовлетворительным результатам; $\dot{\omega}$ – суммарное стабилизированное угловое ускорение аппаратуры по трём осям, рад; M – множитель усиления влияния угловых ускорений.

Конкретизация математической модели (2.2) для каждого ДМ имеет вид:

$$\begin{aligned} \text{ДМ №1: } y_{\text{ДМ1}} &= -0,015 f_1^2 + 0,35 f_1 + 1,2 + 0,05 \dot{\omega}_1 (1 + 0,01 f_1); \\ \text{ДМ №2: } y_{\text{ДМ2}} &= -0,02 f_2^2 + 0,5 f_2 + 0,8 + 0,07 \dot{\omega}_2 (1 + 0,02 f_2); \\ \text{ДМ №3: } y_{\text{ДМ3}} &= -0,012 f_3^2 + 0,28 f_3 + 1,5 + 0,04 \dot{\omega}_3 (1 + 0,008 f_3); \\ \text{ДМ №4: } y_{\text{ДМ4}} &= -0,018 f_4^2 + 0,42 f_4 + 0,9 + 0,06 \dot{\omega}_4 (1 + 0,012 f_4). \end{aligned} \quad (2.3)$$

В результате вычислений по формуле (2.3) получено 470 хороших и 73 неудовлетворительных результата, характеризующих как качественные, так и искажённые изображения, которые представлены на Рисунке 2.5.

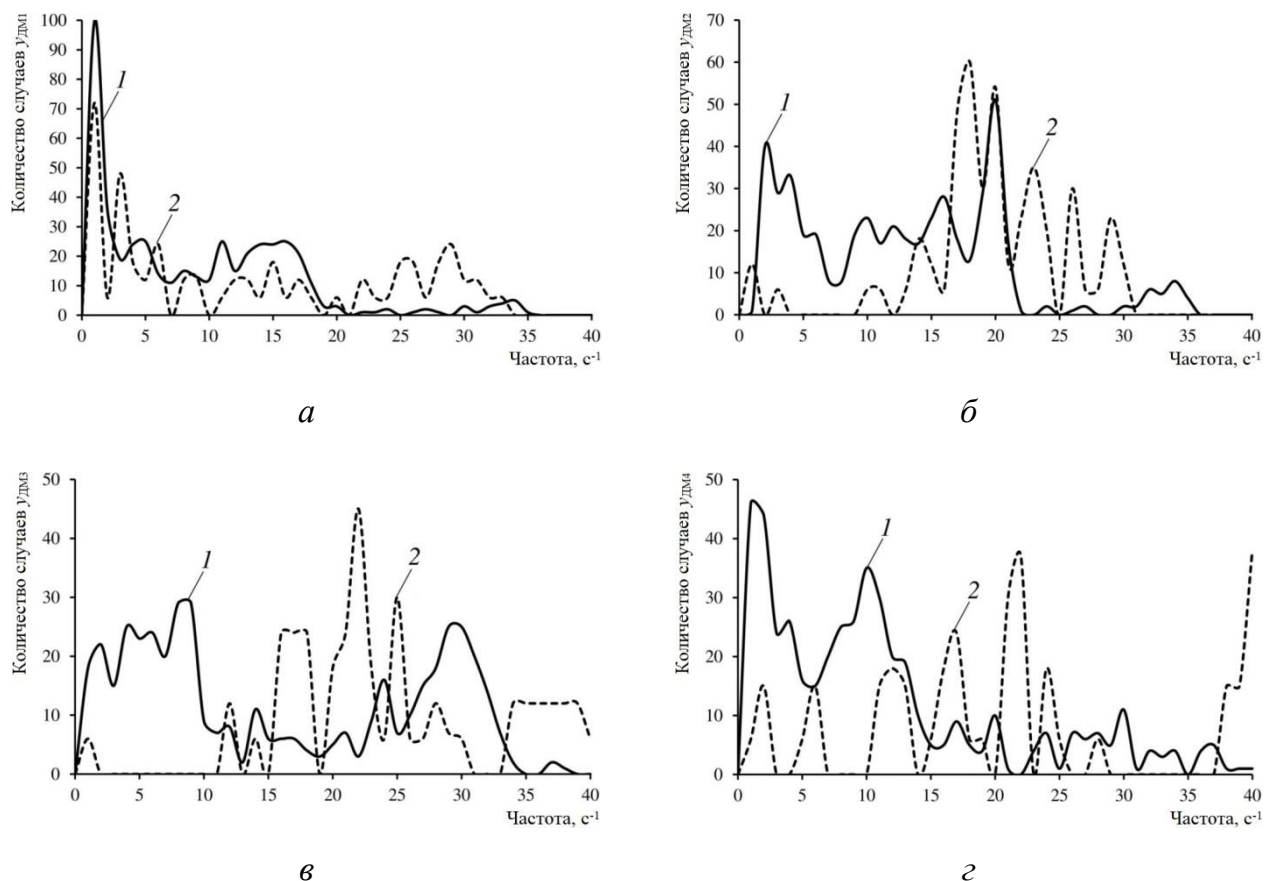


Рисунок 2.5 – Зависимость вероятности получения качественных (1) и искажённых (2) изображений от частоты вращения ротора:

a – двигателя-маховика № 1; $б$ – двигателя-маховика № 2;
 $в$ – двигателя-маховика № 3; $г$ – двигателя-маховика № 4

Из анализа телеметрической информации следует, что при частотном диапазоне от 15,0 до 40,0 с^{-1} высока вероятность не только искажения,

но и отсутствия качественных изображений.

Амплитуда колебаний по одной оси, возбуждаемых одним ДМ, не превышает $0,09''$, а суммарное действие четырёх ДМ не превосходит $0,27''$. Таким образом, придём к заключению, что амплитуда колебаний сканирующего устройства, вызванных работой ДМ, не превысит $0,3''$ по каждой из осей.

С учётом того, что искажённые за счёт вибрационных возмущений изображения регулярно наблюдаются только в аппаратуре МСУ-ГС № 1 и практически не регистрируются в аппаратуре МСУ-ГС № 2, предположим, что резонирующий элемент является составной частью конкретного комплекта аппаратуры МСУ-ГС [16].

2.2 Виброактивность на пассивных участках полёта

Разработка высокоэффективных технических устройств, усиливаемых по мощностям, нагрузкам и другим рабочим характеристикам, неизбежно приводит к повышению интенсивности и расширению спектра вибрационных сигналов элементов конструкции КА. Данная тенденция также обусловлена широким применением в технике систем с изменяемой конфигурацией и подвижными внутренними массами – электромеханических систем, работающих на основе вибрационных и виброударных процессов [103].

Уровни вибрационных возмущений, генерируемых электромеханическими системами, варьируются в широких пределах, а конструктивные, производственные и эксплуатационные характеристики электромеханических систем могут значительно различаться в зависимости от области применения [78]. Поэтому не представляется возможным сформулировать точные указания и рекомендации, которые были бы приемлемы для всех видов электромеханических систем и оценки степени виброактивности [36].

Сложность решения поставленной задачи требует от разработчиков и производителей электромеханических систем проведение работ по снижению виброактивности на борту КА, которые ведутся по следующим основным

направлениям [36, 76]:

- анализ требований, предъявляемых к современным КА в зависимости от назначения и установленных на борту электромеханических систем, с целью выделить наиболее виброактивные, чтобы включить в режимы сеансов для повышения качества выходного эффекта;
- создание и совершенствование методов, средств и оборудования для контроля и исследования вибродинамических характеристик;
- разработка ограничительных требований и технологических норм к возмущающим воздействиям;
- разработка конструкции и технологии изготовления, включая, при необходимости, разработку специальных материалов, комплектующих устройств и систем виброизоляции.

Вместе с тем, что аналитические исследования по снижению виброактивности электромеханических систем основываются на экспериментально получаемых зависимостях, конструкциях и методиках, постоянное пополнение и уточнение указаний и рекомендаций применительно к собственным конкретным конструкциям является обязательным условием достижения успеха в рассматриваемой области [36].

Источники и способы снижения виброактивности, рассматриваемые в данном разделе, характерны для электромеханических систем в виде бесконтактных ДМ постоянного тока с частотой вращения до 6000 об/мин.

2.2.1 Электромагнитные возмущающие силы

С увеличением требований к точности стабилизации КА при выполнении комплекса задач на орбите стало необходимым использовать ДМ с повышенными энергетическими характеристиками. Указанная необходимость может привести к увеличению допустимых возмущений, которые имеют характер вращающихся и вибрирующих электромагнитных волн, возникающих в воздушном зазоре между ротором и статором [151].

Возмущающие силы обладают собственными динамическими параметрическими характеристиками, включая частоты, формы, декременты колебаний, величина которых изменяются в зависимости от жёсткостных и эксплуатационных характеристик конструкций ДМ и КА, а также от действующих на них электромагнитных нагрузок [151].

В воздушном зазоре между ротором и статором ДМ электромагнитные нагрузки характеризуются наличием гармонических составляющих с амплитудами, которые проявляются в диапазоне частот от 0 до $1,0 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ и могут передаваться на элементы конструкций КА и, следовательно, вызывать вредные механические колебания на борту [105].

Для оценки влияния электромагнитных возмущающих сил на конструкцию ДМ проведено множество отечественных и зарубежных исследований. В работах [133, 152, 166] представлены результаты расчётно-экспериментальных исследований воздействия электромагнитного поля на трёхфазный асинхронный ДМ. Для расчёта тока статора в асинхронных ДМ постоянного тока проведён двумерный анализ связи между электромагнитным полем, цепью и вращением ротора, в результате обнаружено распределение электромагнитной возмущающей силы на обмотках статора. В работе [112] в отличие от [133, 152, 166] анализ распределения электромагнитных возмущающих сил на обмотках статора проведён с помощью трёхмерной модели конечных элементов, который позволяет более точно оценить характеристики сверхпроводимости при увеличении воздушного зазора между статором и ротором. Полученные результаты показали эффективность предложенного метода для снижения электромагнитных возмущающих сил на обмотках статора, а также выявлено, что в установившемся режиме в асинхронном ДМ постоянного тока действуют радиальные, окружные и осевые силы, состоящие из постоянной и синусоидальной составляющих с двойной частотой [145]. Кроме того, свойства обмотки статора, – количество слоёв обмотки и коэффициент заполнения зазора обмотками статора, – будут влиять на синусоидальные составляющие электромагнитных возмущающих сил, приводя к изменению напряжения электромагнитного поля [162].

Таким образом, увеличение воздушного зазора между статором и ротором ДМ приводит к уменьшению электромагнитных возмущающих сил. Однако увеличение зазора неприемлемо, поскольку данное решение может привести к изменению вышеперечисленных рациональных значений электромагнитных параметров, зависящих от частоты вращения, технологических дефектов изготовления и энергетических характеристик ДМ [105, 162].

При увеличении воздушного зазора от $1,5 \cdot 10^{-4}$ до $2,0 \cdot 10^{-4}$ м в асинхронных ДМ постоянного тока амплитуды электромагнитных возмущающих сил уменьшается, в то время, как наблюдается увеличение собственных частот колебаний конструкции ДМ. Поэтому допускается увеличение воздушного зазора только на 10% от номинального значения [105, 162].

2.2.2 Механические возмущающие силы

2.2.2.1 Подшипники качения

Основными причинами вибрационных возмущений от подшипниковых узлов являются циклическое изменение жёсткости шарикоподшипников при вращении ротора, геометрические несовершенства, вызываемых местными неровностями элементов шарикоподшипников и посадочных мест, а также волнистостью — периодическими изменениями и/или некруглостью шарикоподшипников [113, 143]. Волнистость может возникать из-за технологических операций при изготовлении и остаточных напряжений после термообработки. Частоты собственных колебаний из-за волнистости зависят не только от кинематики шарикоподшипников, но и от порядка волнистости [131].

Параметры возмущающих сил зависят от условий работы подшипников, геометрических размеров элементов и технологических погрешностей, к которым относятся загрязнения, возникающие в процессе сборки или проверочных испытаний [137]. Загрязнения вызывают изменяющиеся во времени вибрации из-за подвижности загрязнителя, который перемещается к различным элементам

шарикоподшипников [138]. Однако вероятность попадания загрязнений на ДМ невелика вследствие строгих требований к эксплуатационным характеристикам данных систем согласно ГОСТ Р МЭК 60204-1-2007 [44].

Анализ экспериментальных исследований, проведённых радиальными и радиально-упорными шарикоподшипниками, которые широко применяются в ДМ постоянного тока, показал, что наибольшие отклонения формы имеют беговые дорожки на наружных кольцах в виде овальности и трехвершинной огранки [105]. Одним из эффективных методов снижения возмущающих сил от подшипникового узла является выбор шарикоподшипников с наименьшими отклонениями беговых дорожек колец от окружности. Сумма отклонений на беговых дорожках и отклонений в результате перекоса и несоосностей посадочных мест не должны превышать $1,5 \cdot 10^{-6}$ м [162].

В работах [109, 124] предложено использовать магнитные подшипники для устранения проблем, связанных с трением, рабочей температурой и смазкой, которые могут вызывать возмущающие силы. Магнитные подшипники не вызывают микровибрации ввиду очень низкого коэффициента трения и тяжелее подшипников качения, поэтому целесообразно используются при высоких скоростях вращения. Несмотря на значительные преимущества, магнитные подшипники характеризуются высокой стоимостью производства и сложностью проектирования. Более того, эксплуатационные характеристики магнитных подшипников ограничиваются наличием различных видов энергетических потерь: потерь железа, потерь на гистерезис, потерь на вихревые токи и аэродинамических потерь [116]. Указанные факторы существенно сужают сферу практического применения данной технологии в различных отраслях промышленности.

2.2.2.2 Трение щеточно-коллекторного узла

Возмущающие силы от щеточно-коллекторного узла вызываются внешними и внутренними воздействиями. Внешние воздействия характеризуются

вибрациями корпуса ДМ, на который упирается коллектор и к которому прикрепляется щеткодержатели [19]. Внутренние воздействия обусловлены отклонениями формы поверхности коллектора, выступанием одной или группы коллекторных пластин и ударными взаимодействиями щетки с пластинами коллектора [68].

Возмущающие силы от щеточно-коллекторного узла также могут быть вызваны силами трения щеток о коллектор и о щеткодержатели, которые во многих случаях имеют коробчатую схему, что приводит к более быстрому распространению механических колебаний по конструкции ДМ [105].

Уменьшить возмущающие силы от щеточно-коллекторного узла в ДМ возможно, уменьшая диаметр коллектора пропорционально квадрату уменьшения виброскорости щетки и массу щетки пропорционально значению возмущающей силы [132].

2.2.2.3 Механическая несбалансированность ротора

Вибрационные возмущения возникают вследствие статических и квазистатических деформаций конструкции КА, которые формируются в процессе сборки и обусловлены температурными и силовыми нагрузками. Кроме того, источником вибрационных возмущений служат динамические факторы – микровибрации, воздействующие на конструкцию при работе ДМ, содержащего несбалансированные подвижные массы.

В современных КА используются электромеханические системы, которые должны иметь инерциальные устройства с одинаковыми моментами инерции J_M , каждый из которых вращается относительно одной из трех осей инерции некоторого твердого тела с угловой скоростью ω . Кроме того, электромеханические системы должны иметь систему ориентации $Ox_0y_0z_0$ относительно базовой СК $Ox_0y_0z_0$ как вращение твердого тела вокруг центра масс (ЦМ) с требуемыми углами ориентации [23].

Если осевые моменты инерции системы «корпус КА – электромеханическая

система» относительно осей связанной СК Ox , Oy , Oz не совпадают, а моменты инерции J_x , J_y , J_z фиктивного твердого тела получены из параметров системы, это означает отсутствие электромеханической системы. В данном случае следует определить моменты инерции $J_1 = J_x - J_M$; $J_2 = J_y - J_M$; $J_3 = J_z - J_M$ при условии выполнения динамических требований в зависимости от вектора ω угловых скоростей КА, минимизировать микровибрации при функционировании ДМ $J(J_1, J_2, J_3) = F(\omega, J) \rightarrow \min F(\omega, \Omega)$, где Ω – вектор угловых скоростей системы с инерциальными вращающимися массами, и минимизировать функции статического и динамического дисбалансов, так как вибрация ввиду дисбаланса ротора является самой большой и её амплитуда пропорциональна квадрату скорости вращения ротора, а его частота равна частоте вращения ротора [23].

Как представлено на Рисунке 2.6, статический дисбаланс связан со смещением ЦМ с ротора d от оси вращения, а динамический дисбаланс – с угловым смещением ротора на ось вращения. Статический и динамический дисбалансы вызывают на опорах одинаковые по значению и совпадающие или противоположные по фазе вибрации, что приводит к созданию возмущающих сил и моментов при вращении ротора [115].

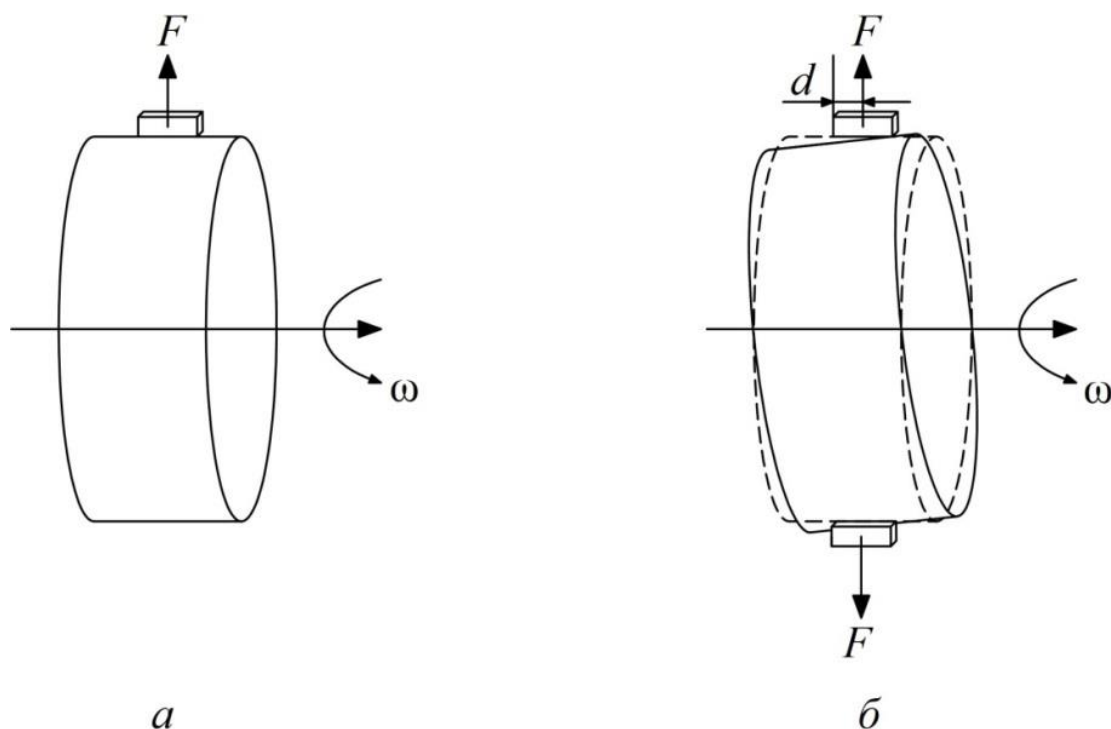


Рисунок 2.6 – Схема воздействия сил и моментов ввиду статического (а) и динамического (б) дисбалансов [115]

Для того, чтобы минимизировать воздействия дисбаланса на конструкцию КА, на этапе производства ДМ балансируются поставщиком в соответствии со спецификациями по дисбалансу, установленными Заказчиком. Далее, при экспериментальных исследованиях, проведённых в работах [57, 63], анализируются измеряемые уровни силомоментных воздействий от ДМ типа «УДМ-15МШ», при различных скоростях вращения ротора. Записываются значения сил и моментов при определенной скорости вращения ДМ, а при анализе измеряемых величин исключаются случайные погрешности, которые появляются из-за наводки электросети. При работе ДМ со скоростью вращения 3000 об/мин значения сил F по осям OX , OY представлены на Рисунках 2.7 и 2.8, а значения моментов M – на Рисунках 2.9 и 2.10.

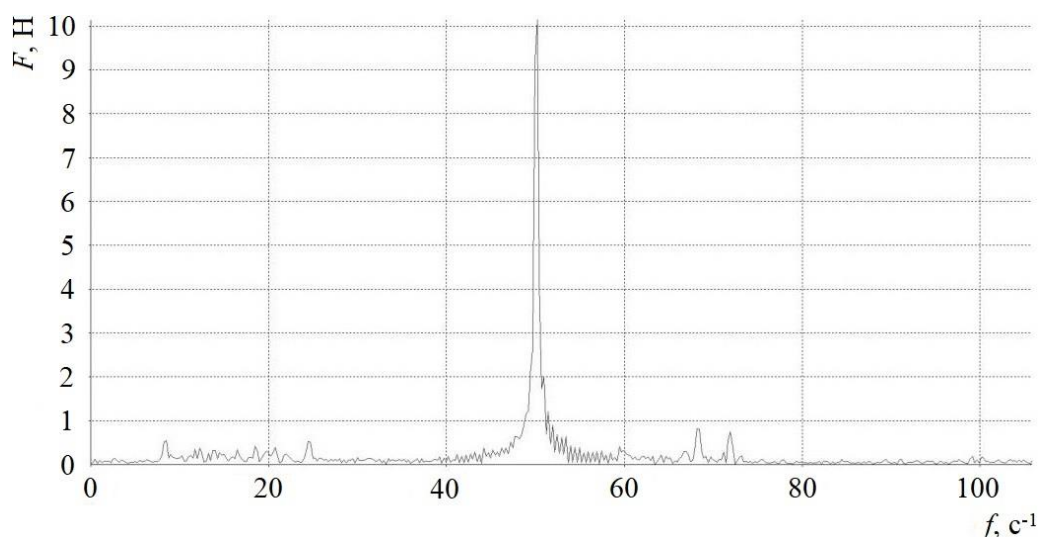


Рисунок 2.7 – Амплитуда сил по оси OX

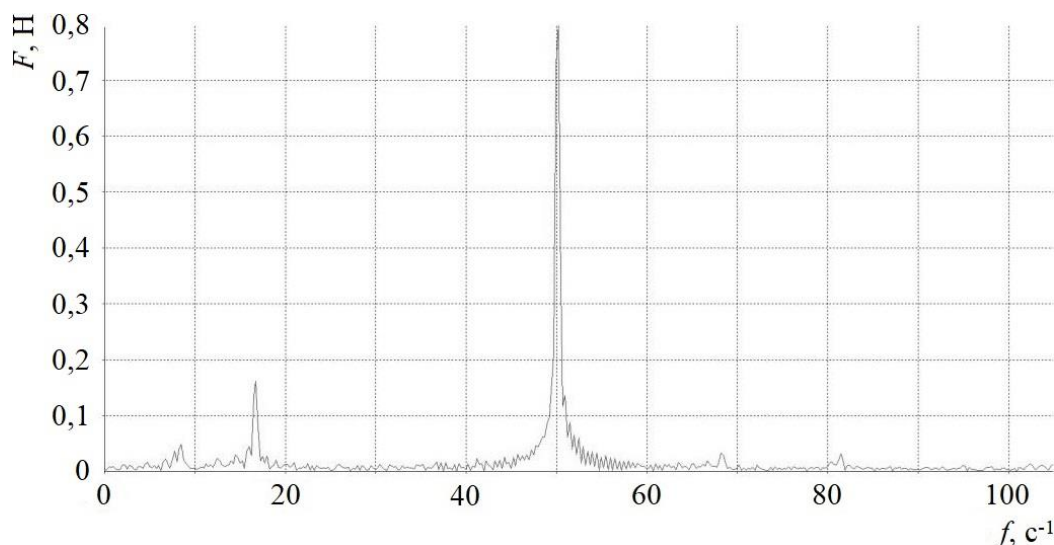


Рисунок 2.8 – Амплитуда сил по оси OY

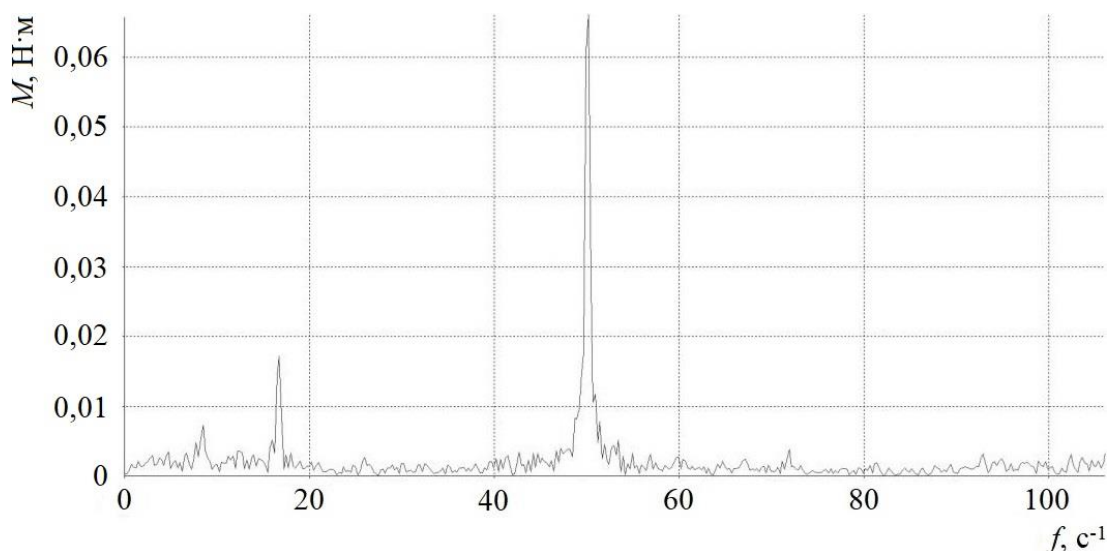


Рисунок 2.9 – Амплитуда моментов относительно оси OX

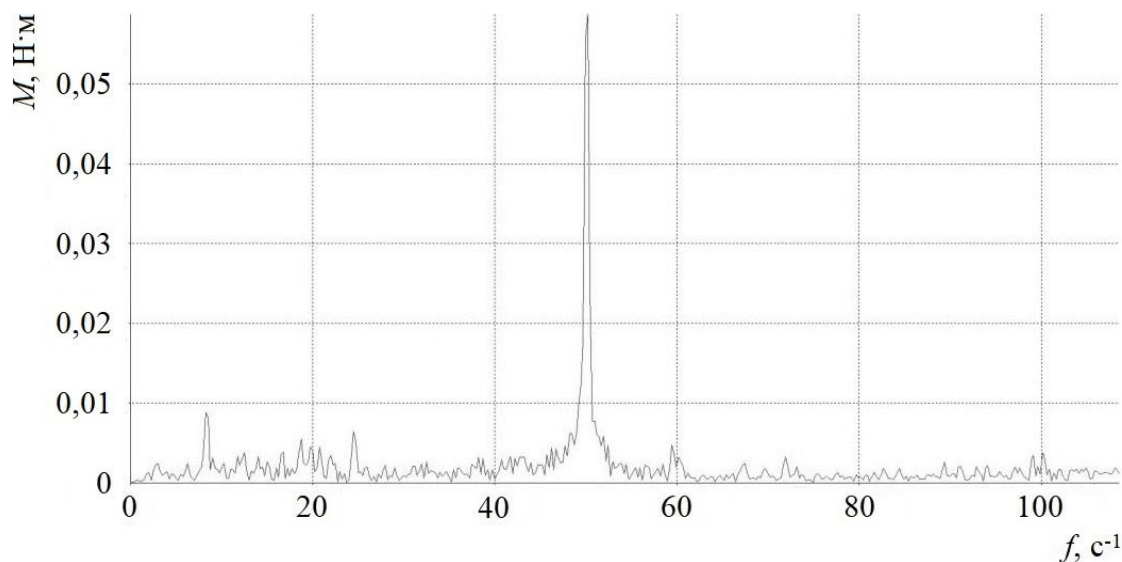


Рисунок 2.10 – Амплитуда моментов относительно оси OY

Далее произведён пересчет в амплитудно-частотных характеристиках, и на заданной частоте, применив полосовую фильтрацию, чтобы исключить паразитные составляющие фона помещения. Рассчитаны средние силы и моменты воздействия, характерные при вращении ротора ДМ с скоростью 3000 об/мин, что эквивалентно частоте вращения $50,0 \text{ с}^{-1}$ [53].

Используя значения полученных возмущающих сил и моментов, рассчитываем статический σ и динамический I дисбалансы следующим образом [23, 57]:

$$\sigma = \frac{F}{(2\pi f)^2}; \quad I = \frac{M}{(2\pi f)^2}, \quad (2.4)$$

где F – амплитуда силы, действующей по направлению соответствующей оси, Н;
 M – амплитуда момента, действующего по направлению соответствующей оси,
 Н·м: $M = F \cdot d$; f – частота вращения ротора, с^{-1} .

Для выявления статического и динамического дисбалансов ДМ учитываются амплитуды сил и моментов, фиксированных по результатам анализа проведённых исследований (Рисунки 2.11-2.14).

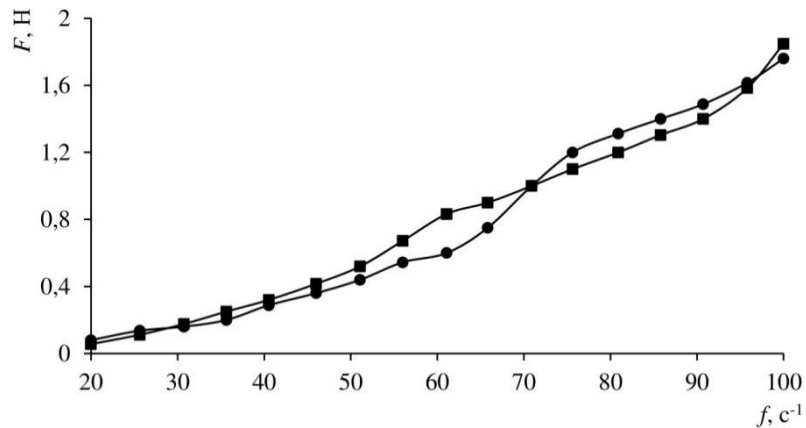


Рисунок 2.11 – Амплитуда сил: ● – по оси OX; ■ – по оси OY

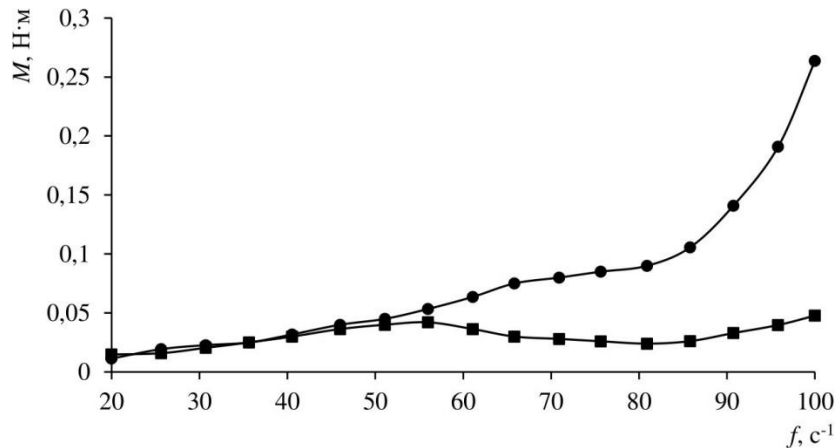


Рисунок 2.12 – Амплитуда моментов: ● – по оси OX; ■ – по оси OY

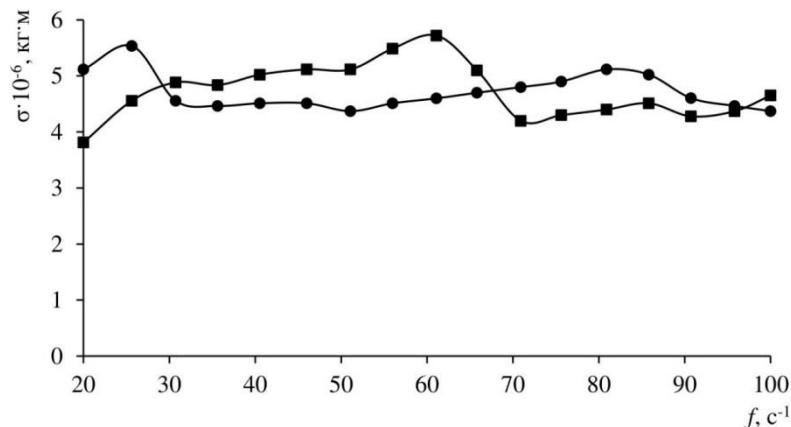


Рисунок 2.13 – Статический дисбаланс: ● – по оси OX; ■ – по оси OY

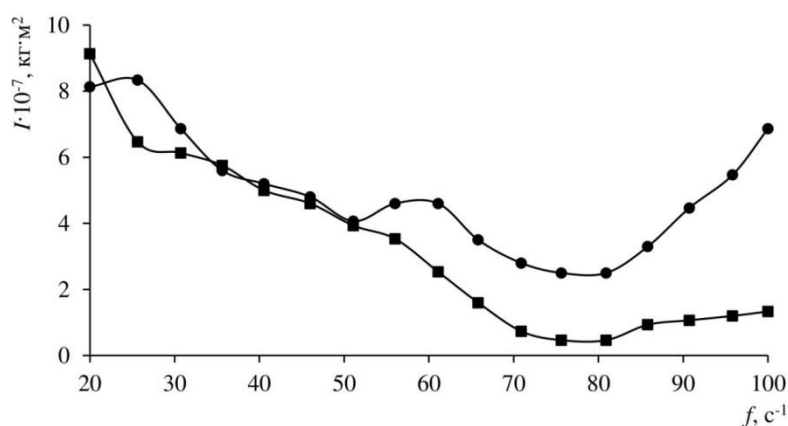


Рисунок 2.14 – Динамический дисбаланс: $\bullet$ – по оси OX ; $\blacksquare$ – по оси OY

Из Рисунков 2.11-2.14 видно, что статический дисбаланс ДМ на штатном приспособлении примерно равен $5,0 \cdot 10^{-6}$ кг·м, а динамический дисбаланс - $6,0 \cdot 10^{-7}$ кг·м². Требования на виброактивность КА с прецизионной аппаратурой от механических возмущений ДМ являются более строгими и составляют: статический дисбаланс не более $7,0 \cdot 10^{-6}$ кг·м, а динамический дисбаланс – не более $8,0 \cdot 10^{-7}$ кг·м² [57, 60, 63].

Рассмотрим силы и реакции от действия дисбалансов ДМ на посадочное место КА с прецизионной аппаратурой, без учёта такта управления в составе СУОС. В общем случае имеем [23]:

$$F = M_p \ddot{q} + (Q_1 + Q_2) \dot{q} + \left(k + \mu \sum_{p=0}^n k_{\theta} \cos(p\theta t) \right), \quad (2.5)$$

где M_p – масса ротора ДМ, кг. Для простоты предполагаем, что массы роторов у всех ДМ комплекта СУОС одинаковы с допустимой точностью; Q_1 – матрица демпфирования; Q_2 – матрица, учитывающая гироскопические свойства ДМ; коэффициенты линейной и угловой жесткости, соответственно; μ – малый параметр; t – время сеанса, с; q – многомерный вектор, определяющий виброперемещения.

Одним из компонентов q является вектор силы механического дисбаланса, который в упрощенном виде рассматривается как основную составляющую и представить в виде:

$$\vec{F}_i = M_{pi} \vec{e}_{cri} \omega_i^2, \quad (2.6)$$

где i – число ДМ в комплексе СУОС, которые одновременно используются

при отработке заданного невозмущённого вращения КА, например при съёмке заданной территории; $\vec{e}_{\text{ст}i}$ – уникальный вектор удельного статического дисбаланса ротора. Эксцентриситет массы ротора относительно оси ротора i -го ДМ; ω_i^2 – квадрат угловой скорости вращения ротора i -го ДМ.

Результаты исследований показали, что вибрационные возмущения ввиду статического и динамического дисбалансов не позволяют проводить съёмку заданной территории без разгрузки ДМ и без включения двигателей стабилизации (ДС), управляющих ориентацией КА в момент разгрузки ДМ [23, 60].

В целях уменьшения статического и динамического дисбалансов ДМ, и, соответственно, вывода ДМ из режима насыщения и возврата в начальное рабочее состояние во многих КА осуществляется разгрузка 1-2 раза за сутки, которая является периодическим включением ДС с целью снижения накопленного кинетического момента КА H вместе с ДМ. Процесс разгрузки длится от 60,0 до 180,0 с, за которые происходит несколько десятков включений ДС [60].

Принцип работы систем разгрузки (СР) заключается в приложении к КА искусственно создаваемого внешнего момента M_p , который больше внешнего возмущающего момента M_b по величине и противоположен по знаку. Для создания внешнего момента разгрузки могут использоваться реактивные двигатели, электрические катушки и гравитационные штанги, рассматриваемые соответственно в реактивных, электромагнитных и гравитационных СР [15, 25].

В реактивных СР (РСР) восстановление работоспособности ДМ осуществляется за счёт внутренних возмущающих моментов, компенсируемых реактивными двигателями малой тяги. Например, в серии малых КА ДЗЗ типа «Skysat» для разгрузки ДМ используются однокомпонентные реактивные двигатели на гидразине с тягой от 1,0 до 10,0 Н, а в серии больших КА ДЗЗ типа «Ресурс» – двухкомпонентные реактивные двигатели, в которых горючим является несимметричный диметилгидразин, а окислителем – азотный тетроксид. Двухкомпонентные двигатели имеют высокий удельный импульс, и, соответственно, меньший расход топлива, но при этом усложняются системы хранения и подачи компонентов топлива. По принципу применения РСР могут

быть линейными и нелинейными [30, 69].

В линейных РСР по величине и по знаку накопленного кинетического момента к КА постоянно прикладывается внешний момент разгрузки, чтобы снижение внешнего возмущающего момента ДМ осуществлялось за счёт торможения ротора.

В нелинейных РСР в режиме разгрузки ДМ отключаются, и за счёт приложения к КА соответствующего внешнего момента снижается накопленный ими кинетический момент. Нелинейные РСР в аварийных ситуациях могут использоваться как самостоятельная СУОС с помощью размещения релейных звенов с зоной чувствительности, выбираемых для того, чтобы при больших ошибках ориентации обеспечить непосредственное включение и продолжительность работы РСР.

Функциональные схемы линейной и нелинейной РСР представлены на Рисунке 2.15.

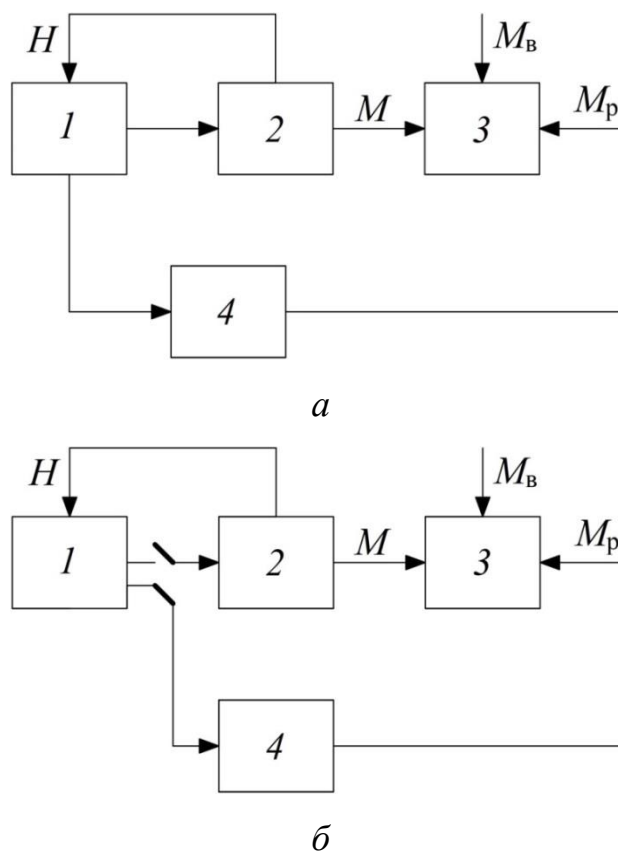


Рисунок 2.15 – Функциональные схемы линейной (а) и нелинейной (б) реактивных систем разгрузки: 1 – бортовой комплекс управления; 2 – двигатель-маховик; 3 – космический аппарат; 4 – реактивные двигатели малой тяги

Нелинейные РСР отличаются от линейных РСР простотой конструкции и большой надёжностью в эксплуатации, что уменьшает необходимое электропотребление. Несмотря на все свои преимущества, нелинейные РСР обладают низкой точностью регулирования, и поэтому в КА с прецизионной аппаратурой целесообразно использовать линейные РСР, т.е. системы пропорционального регулирования.

В электромагнитных СР (ЭСР) большое внимание уделяется на взаимодействию внешних возмущающих моментов с окружающими электромагнитными полями для управления ориентацией КА [5, 69]. ЭСР работают без расхода топлива и не имеют подвижных элементов, что делает ЭСР более надёжными и долговечными по сравнению с РСР. ЭСР активно используются в серии навигационных КА типа «ГЛОНАСС», служащих на средневысотной круговой орбите высотой $1,91 \cdot 10^4$ м.

ЭСР состоят из индукционных магнитометров, вычислительного устройства и электрических катушек, расположенных по осям стабилизации. Принцип действия ЭСР основан на том, что при необходимости снижения накопленного кинетического момента индукционные магнитометры по команде вычислительного устройства создают ЭДС в электрических катушках, при прохождении через которых контуры магнитного потока изменяются по магнитному сопротивлению [30].

Чувствительными элементами индукционных магнитометров являются инфракрасные вертикали (ИКВ) и датчики угловой скорости (ДУС). Первичный датчик имеет три феррозондов, способных изменить магнитное состояние под воздействием двух электромагнитных полей разных частот [5, 69].

Каждый феррозонд состоит из сердечника и обмотки возбуждения, сигнальной, компенсационной, калибровочной обмоток. Обмотка возбуждения используется для вынужденного перемангничивания сердечника током возбуждения. В сигнальной обмотке появляются гармоники, амплитуда которых пропорциональна напряжённости измеряемого электромагнитного поля. Компенсационная обмотка необходима для осуществления компенсационного

метода измерения. Калибровочная обмотка обеспечивает проведение тестов и задание калибровочных сигналов.

Во время торможения ротора стабилизация КА осуществляется электрическими катушками при протекании на них тока управления i_y , величина и направление которого определяется первичными датчиками индукционных магнитометров, т.е. ИКВ и ДУС.

Принципиальная схема ЭРС представлена на Рисунке 2.16.

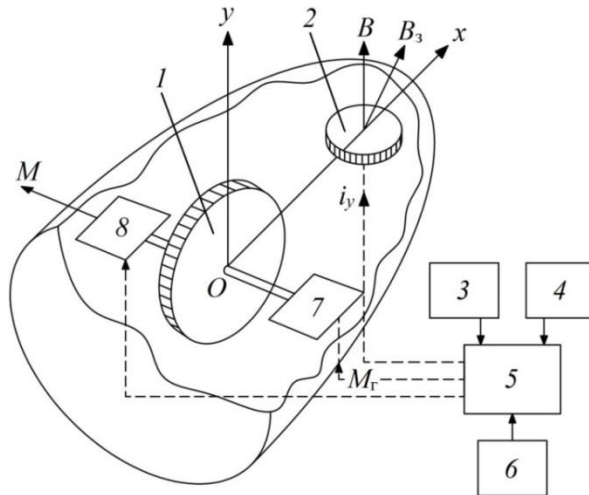


Рисунок 2.16 – Принципиальная схема электромагнитной системы разгрузки: 1 – маховик; 2 – электрическая катушка; 3 – инфракрасный вертикаль; 4 – датчик угловой скорости; 5 – вычислительное устройство; 6 – индукционный магнитометр; 7 – датчик момента; 8 – преобразователь

Существуют некоторые ограничения, по которым характеризуются ЭРС: управляющий момент создаётся при условии, что угол между вектором индукции магнитного поля электрических катушек B и индукции магнитного поля Земли B_z близок к 90° ; ЭРС не должны работать постоянно, чтобы не вредить бортовой комплекс управления; ЭРС должны включаться при максимальном уровне накопленного кинетического момента.

По вышеперечисленным ограничениям ЭРС могут быть разделены на три различных типа: системы с постоянным функционированием, включаемые при снижении накопленного кинетического момента ДМ, ещё не находящихся в режиме насыщения; системы с переменным функционированием, включаемые при достижении заданного уровня накопленного кинетического момента ДМ; системы с переменным функционированием, включаемые при достижении

максимального уровня управляющего момента и накопленного кинетического момента ДМ [5, 69].

Основной недостаток ЭРС состоит в том, что при малых управляющих моментах разгрузка ДМ может занимать несколько часов, что сильно снижает эффективность. ЭРС наиболее целесообразно использовать на низких орбитах, так как индукция электромагнитного поля быстро уменьшается с увеличением высоты орбиты, то по мере роста высоты орбиты быстро увеличивается масса и электропотребление ЭРС.

В некоторых случаях принципиальным и более эффективным для разгрузки ДМ становится использование гравитационного момента M_{Γ} , возникающего при целенаправленном отклонении связанных осей КА относительно орбитальной системы координат. Данный способ разгрузки активно используется в серии малых КА спутниковой связи типа «Гонец-М», служащих на орбите высотой $1,4 \cdot 10^3$ м.

Гравитационная разгрузка осуществляется при достижении ротором максимальной скорости вращения. По команде вычислительного устройства включается устройство для выдвижения требуемой телескопической штанги, находящейся на конце груза. При перемещении груза от ЦМ КА возникает гравитационный момент, используемый для разгрузки ДМ, если $M_{\Gamma} > M_{\text{в}}$. В конце режима разгрузки КА требуется вернуть в начальное рабочее состояние, и, соответственно, телескопическую штангу с грузом [69]. Принципиальная схема гравитационной СР (ГСР) представлена на Рисунке 2.17.

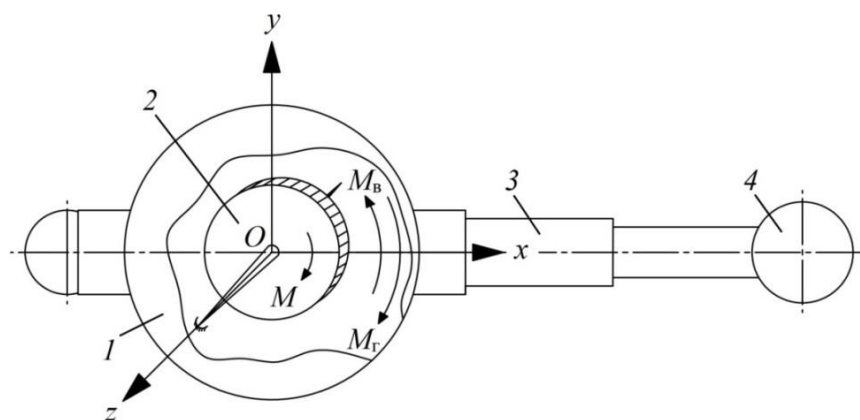


Рисунок 2.17 – Принципиальная схема гравитационной системы разгрузки:
1 - космический аппарат; 2 – маховик; 3 – телескопическая штанга; 4 – груз

ГСП, как и ЭСП, не требуют расхода топлива, но в отличие от ЭСП имеют целый ряд недостатков: разгрузка ДМ может осуществляться только по крену или по тангажу; гравитационные моменты малы по величине; необходимость многократного выдвижения телескопических штанг, что увеличивает степень отказа.

2.3 Математическое моделирование динамики космических аппаратов с учётом демпфирования механических колебаний

На пассивных участках полета КА вибрации конструкции оказывают большое влияние на работоспособность СУОС и прецизионной аппаратуры КА. Даже незначительные по амплитуде деформации конструкции в местах расположения и крепления прецизионной аппаратуры приводят к заметному изменению получаемой информации, засорению полезного сигнала шумом, обусловленным вибрациями. Особенности устройства и режимов эксплуатации КА, которые характеризуются значительными массово-геометрическими характеристиками, а также сложными силовыми схемами с конструктивными нелинейностями, приводят к совпадению спектра частот, характерных для СУОС и собственных частот колебаний элементов конструкции КА [50]. Поэтому большую важность для подобных конструкций имеют расчётные и экспериментальные методы определения динамических характеристик.

Использование расчётных методов при проектировании и изготовлении КА предполагает создание математических моделей, с достаточной точностью моделирующих поведение конструкции. Данные модели, часто называемые динамическими моделями, позволяют решать следующие основные задачи [62]:

- определить динамические характеристики КА на стадии проектирования;
- сконструировать и рассчитать технические параметры СУОС;
- сформулировать предложения по усовершенствованию конструкции КА;

- выбрать характеристики системы сбора информации: частоту отбора информации, длины реализации, необходимое количество и правильное расположение датчиков на КА;
- оценить влияние нелинейности, обусловленной существующими в конструкции КА соединениями с люфтами и зазорами (зонами нечувствительности), нелинейными характеристиками упругости, усталости и ползучести материала изготовления КА, нелинейным рассеиванием механической энергии в узлах и элементах конструкции КА, а также следует учитывать релаксацию напряжений, т.е. процесс уменьшения напряжений в конструкции КА после снятия нагрузки, и влияние предыдущих этапов нагружения на текущее поведение КА;
- выявить путем обработки реализаций, полученных при периодической связи с КА, дефекты и изменения, возникшие в процессе эксплуатации, и принять соответствующие решения по выбору управлений и коррекции параметров СУОС.

На практике рассматриваются три этапа создания динамической модели КА.

На первом этапе, руководствуясь классической теорией упругости и основными тактико-техническими данными КА, разрабатывается исходная динамическая модель. Исходная динамическая модель представляется системой непрерывных дифференциальных уравнений второго порядка, традиционных для механических систем, к основным из которых относятся: уравнения Лагранжа и Эйлера-Лагранжа, которые используются, если в составе КА присутствуют осцилляторы, влияние которых необходимо учитывать при динамическом моделировании КА [94]; уравнения, основанные на принципах Д'Аламбера, которые используются для составления уравнений движения КА в форме уравнений равновесия заданных активных сил, реакций связей и сил инерции [22]. Один из методов, применяемых в практике создания динамической модели КА, основан на использовании уравнений А.И. Лурье и Аппеля-Гиббса, которые позволяют определить силы и моменты в узлах сочленения раскрываемой конструкции КА. Данный метод рассматривает пространственное движение

структурно сложной механической системы, включающей корпус КА и структурные элементы раскрываемой конструкции, под действием специфических силовых факторов, создаваемых средствами раскрытия [20].

Динамическая модель КА, получаемая при схематизации элементов конструкции на основе вышеперечисленных уравнений, должна включать модель деформаций. В общем случае уравнения движения КА как системы с распределёнными параметрами представляют собой систему дифференциальных или интегро-дифференциальных уравнений в частных производных, решение которых с учётом соответствующих граничных и начальных условий даёт искомую модель описаний деформаций конструкции.

Обычно для исследования влияния деформаций конструкции КА разрабатываются две математические модели: низкочастотная в диапазоне частот до $10,0 \text{ с}^{-1}$ и среднечастотная для диапазона частот от $10,0$ до $100,0 \text{ с}^{-1}$, для построения которых обычно используется метод конечных элементов, реализуемый с помощью стандартного или специально разработанного программно-алгоритмического обеспечения [62].

При создании низкочастотной модели обычно предполагают, что корпус КА имеет высокую жёсткость, а выносные длинномерные конструкции, к которым относятся панели СБ, антенные устройства и штанги магнитометров, являются элементами малой жёсткости [80]. Для исследования представленной модели используются сложные численные методы расчета, включая определение форм и частот собственных колебаний конструктивных элементов и численного интегрирования уравнений движения сложных составных конструкций, включающих в себя слабо и сильно деформируемые элементы.

Среднечастотная модель имеет более высокий порядок, обусловленный физической сложностью вибрационных процессов в подвижных элементах конструкции КА, включая ДМ, силовые гироскопические устройства и вентиляторы СТР.

Основными динамическими характеристиками конструкции КА являются: частоты, формы и логарифмические декременты затухания колебаний. В качестве

интегральных характеристик данные параметры входят в дифференциальные уравнений движения КА. Если в динамической схеме имеется несколько упругих элементов, то рассчитываются коэффициенты связи, стоящие при вторых производных обобщенных координат в уравнениях сил и моментов.

Теоретический расчет динамических характеристик включает в себя: схематизацию конструкции через конечное число элементов стержней, балок, пластин и оболочек. Представляется геометрия, взаимное расположение свойства материала изготовления. Все данные заводятся программно-алгоритмическим обеспечением в качестве исходных данных, заводится массив граничных условий для соединения элементов между собой и закрепления упругого элемента к корпусу КА. При наличии большой дискретизации, т.е. числа узлов и числа конечных элементов в конструкции, рассматриваются и заводятся исходные данные по каждой конструкции отдельно. Затем все отдельные секции, отсеки сшиваются с использованием граничных условий [62].

Полученная динамическая модель позволяет выработать требования к СУОС. В свою очередь требования к точности динамической модели формулируются из условия работоспособности СУОС.

На втором этапе проводится уточнение динамических моделей по результатам стендовых испытаний фрагментов конструкции путем экспериментального определения динамических характеристик. Далее после анализа экспериментально-математического моделирования корректировки общей динамической модели КА по результатам испытаний подконструкций. Однако данный подход корректен лишь для схемы «центральное абсолютно твердое тело – безмассовые прикрепляемые элементы». На практике для большинства конструкции КА массы упругих элементов и массы конструкции соизмеримы. На практике применяются три схемы уточнения динамической модели [47]:

- проведение полноразмерных испытаний КА в целом с развернутыми основными упругими элементами на стенде с обеспечением квазинулевого вывешивания до $0,05 \text{ с}^{-1}$ и высокой грузоподъемности до $25,0 \cdot 10^3 \text{ кг}$;

- синтез характеристик упругих конструкций по результатам испытаний составных частей по отдельности. Данный подход дает хорошие результаты для линейных систем и малоприменим для систем с существенными нелинейностями;
- использование метода структурного анализа, позволяющего математическими средствами получить динамическую модель свободной конструкции КА по результатам испытаний фрагментов конструкции, закрепленных соответствующим образом с учётом влияния систем обезвешивания и разгрузки.

Требования к точности динамической модели на данном этапе исследований формулируется из условия эффективности работы СУОС, которая должна обеспечивать функционирование объекта на орбите с некоторым превышением погрешности стабилизации на прецизионных участках работы. Таким образом, степень достоверности динамической модели, уточненной по данным стендовых испытаний, остается достаточной в случае реализации прецизионных параметров стабилизации, реализуемых СУОС.

На последующем этапе проводится проверка и корректировка динамической модели по результатам лётно-конструкторских испытаний (ЛКИ). Исходными данными являются результаты телеметрической информации с датчиков, установленных на КА.

Особую сложность на данном этапе представляет разработка программно-алгоритмического обеспечения, которое должно позволять проводить идентификацию характеристик динамической модели по результатам ЛКИ. Возникают трудности для определения собственных частот колебаний и соответствующих логарифмических декрементов по данным ЛКИ, так как приходится строить кривые спектральной плотности по информации, полученной с борта КА, в то время как при реализации колебаний в процессе ЛКИ возбуждение колебаний свободной конструкции производится не с заданным, а со случайным спектром частот, и в результатах испытаний могут не обнаруживаться некоторые быстро затухающие тона колебаний конструкции. Тем не менее, в результате обработки экспериментальных данных с объекта, находящегося на

орбите, может быть получен наиболее адекватный вариант динамической модели и проведена корректировка алгоритма работы СУОС объекта на орбите по командам с Земли [62].

Таким образом, теоретическое и экспериментальное определение угловых и линейных виброперемещений конструкции КА в местах крепления прецизионной аппаратуры требует решения следующих основных задач [32]:

- анализ требований, предъявляемых к КА с прецизионной стабилизацией и соответствующей научной аппаратуре, и унификация этих требований;
- классификация источников внутренних вибрационных возмущений КА, выделение наиболее виброактивных источников;
- разработка экспериментальных методов и средств определения воздействий, создаваемых источниками микровибраций;
- разработка математических моделей микровибраций КА и научной аппаратуры;
- разработка требований по нормированию виброактивности источников внутренних микровозмущений.

По результатам решения вышеперечисленных задач в конструкцию элементов КА и источников вибрационных возмущений вводятся необходимые конструктивные изменения.

Расчёты, проводимые на базе математических моделей, и экспериментальное подтверждение полученных теоретических результатов по динамике механических колебаний являются необходимыми этапами работы.

Результаты ЛКИ позволяют проверить правильность подхода к созданию динамических моделей КА. Уточнённая по результатам испытаний динамическая модель позволяет скорректировать математическое описание последующих подобных объектов серии в целом. Однако, следует учитывать, что нелинейные системы обладают многозначностью, и данное обстоятельство затрудняет обработку и идентификацию результатов ЛКИ, используемых при проектировании математических моделей. Один из способов идентификации

нелинейных систем – перевод в условно линейные путем предварительной гармонической линеаризации. При этом система должна подвергаться непрерывным гармоническим колебаниям, близким к рабочим условиям эксплуатации нелинейной системы [62]. В сложных системах широко используется принцип адаптации, техническая реализация указанного принципа осуществляется самонастройкой и самоорганизацией [1, 71, 73].

Другая особенность, которая возникает при исследовании нелинейных систем, состоит в кумулятивном свойстве системы. Данное свойство проявляется в том, что имеющиеся в нелинейной системе источники и поглотители энергии, которые за один период колебаний поглощают небольшую энергию, при длительном действии накапливают энергию и создают суммарный эффект различного характера [55].

Еще одна особенность: нелинейные системы, вследствие существенной нелинейности одного или нескольких элементов, теряют свойство изохорности, т.е. частота собственных колебаний становится зависимой от амплитуды.

Точность решения нелинейных задач зависит от того, насколько правильно удаётся воссоздать линейную модель для нелинейной системы. Одним из методов создания данной модели является метод гармонического баланса, основная задача которого состоит в правильности построения линейной системы с нелинейными звеньями с помощью преобразований Фурье, при этом используются коэффициенты Фурье, подсчитанные для типовых нелинейностей, представленные в виде графиков в справочных пособиях, где имеются сведения и о методе гармонического баланса [62].

Метод гармонической линеаризации позволяет создать условно линейную систему для существенно нелинейных систем. Далее эквивалентные характеристики нелинейных звеньев рассматривают в частотной области, в том числе в логарифмическом масштабе.

Для моделирования динамики демпфирующих устройств и систем виброизоляции может быть использован комплексный метод, предложенный в работе [56], который включает в себя рациональное применение и сочетание

метода амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) осциллятора, метода конечных элементов и метода машинного обучения.

Принцип комплексного метода заключается в том, что, используя данные, полученные в результате моделирования и экспериментальных исследований КА, возможно определение некоторых зависимостей и закономерностей, определение зависимостей между динамическими параметрами системы виброизоляции и частотами гашения колебаний [90].

В работе [141] использована экспериментальная установка для измерения АЧХ системы виброизоляции на основе магнитно-гибридных материалов. Измерения проведены при различных частотах и амплитудах возмущения. Полученные результаты могут быть использованы для определения резонансных частот осциллятора, т.е. частот, при которых амплитуда колебаний достигает максимума, что может привести к потенциальному разрушению элементов конструкций КА и снижению качества получаемых данных в процессе эксплуатации. С другой стороны, данные частоты могут быть использованы для повышения точности настройки системы виброизоляции в заданном частотном диапазоне [57].

В работе [170] для моделирования динамики систем виброизоляции предложено использовать метод конечных элементов, при котором определены зависимости между динамическими параметрами системы, - жёсткостью упругих элементов, и ее свойствами, - частотами гашения колебаний.

Уравнение движения конструкции по методу конечных элементов имеет вид [56]:

$$[M]\frac{d^2u}{dt^2} + [C]\frac{du}{dt} + [K]u = F(t), \quad (2.7)$$

где M - матрица масс; C – матрица демпфирования; K – матрица жесткости; u – перемещение, м; $F(t)$ - вектор возмущающей силы в зависимости от времени t .

Матрица демпфирования в модели КА вводится по тонам колебаний от систем с подвижными массами. Для каждого тона колебаний диссипативная составляющая обобщенной силы определяется выражением [62]:

$$F_{\text{дн}} = -\varepsilon_i f_i(x, y, z) \rho_i(x, y, z) \dot{q}_i, \quad (2.8)$$

где $f_i(x, y, z)$ – форма колебаний конструкции по i -му тону; $\rho_i(x, y, z)$ – плотность материала, кг/м³; $\dot{q}_i$ – i -я обобщенная скорость, м/с; ε_i – коэффициент демпфирования по i -му тону колебаний: $\varepsilon_i = 2\delta_i\omega_i$; δ_i – логарифмический декремент затухания по i -му тону колебаний; ω_i – частота по i -му тону колебаний, с⁻¹.

В качестве нового метода решения задачи моделирования динамики и проведения экспериментальных исследований систем виброизоляции может быть рассмотрен метод машинного обучения, который позволяет определить наиболее рациональные параметры системы за счёт обработки и анализа большого количества данных [69].

2.4 Виброактивность на начальных участках полёта

При движении в плотных слоях атмосферы на КА воздействуют возмущающие силы, которые возникают от аэродинамического сопротивления, скорости ветра и линейного эксцентриситета тяги, вызванного производственными дефектами, отклонениями угла установки двигателя, износом с течением времени и температурными деформациями [141]. Одной из основных причин виброактивности КА на начальных участках полёта являются возмущающие силы, возникающие при срабатывании механических и пиротехнических систем разделения ступеней и отделения полезной нагрузки, которые подробно изучены в работах [75, 119, 122, 123].

Возмущающие силы, вызванные вышеперечисленными факторами, могут оказывать значительное влияние на производительность прецизионной аппаратуры КА, приводя к возникновению низкочастотной неустойчивости из-за продольных автоколебаний с частотой порядка от 5,0 до 20,0 с⁻¹, передаваемых на прецизионную аппаратуру в течение длительного периода времени, и позволяющих увеличить степень отказа данной аппаратуры.

2.4.1 Пути решения проблемы частотной неустойчивости от продольных автоколебаний

С целью устранения возмущающих воздействий на начальных участках полёта могут использоваться газовые рули, которые располагаются внутри сопла двигателя КА, способные изменять направление вектора тяги с помощью отклонения потока, истекающего из камеры сгорания, за счёт увеличения демпфирующего момента струи по каналу тангажа [87].

В связи с этим, предварительное построение математической модели возмущенного движения КА становится необходимым для расчёта требуемого демпфирующего момента по каналу тангажа и, соответственно, для обеспечения эффективной виброзащиты прецизионной аппаратуры на начальном участке полёта [61, 121].

В разработанной математической модели определяющими параметрами возмущения являются скорость ветра W , как встречного, так и попутного; тяга двигателя P ; линейный эксцентриситет тяги h . Система уравнений движения КА в вертикальной плоскости с учётом линейного эксцентриситета тяги и возмущений, вызванных ветром, в осях скоростной системы координат имеет следующий вид [85, 91]:

$$\begin{aligned}\frac{dV}{dt} &= \frac{P \cos \alpha - X}{m} - g \sin \theta \\ \frac{d\theta}{dt} &= \frac{P \cos \alpha + Y}{m} - \frac{g \cos \alpha}{V} + \frac{P \alpha_{\vartheta}}{mV}, \\ \frac{d^2 \vartheta}{dt^2} &= \frac{1}{I_z} (M_{\vartheta} + M_{z-c_n} + M_{z_{\omega}} + M_{z_0})\end{aligned}\quad (2.9)$$

где V – скорость набегающего потока, м/с; θ – угол наклона траектории, град; ϑ – угол тангажа, град; α – угол атаки, град: $\alpha = \theta - \vartheta$; X – сила лобового сопротивления, Н: $X = c_x S \frac{\rho V^2}{2}$; Y – аэродинамическая подъёмная сила, Н:

$Y = c_y S \frac{\rho V^2}{2}$; c_x , c_y – коэффициенты лобового сопротивления и подъёмной силы,

соответственно; ρ – плотность воздушной среды, кг/м^3 ; S – характерная площадь, м^2 ; M_ω – момент, вызванный от линейного эксцентриситета тяги, $\text{Н}\cdot\text{м}$: $M_\omega = -P_H \cdot h$; P_H – сила, вызванная от линейного эксцентриситета тяги, Н : $P_H = P + \Delta P_H$; ΔP_H – высотная поправка расхода топлива, Н : $\Delta P_H = (p_0 - p_H) \cdot F$; p_0 – давление у поверхности планеты назначения, Н/м^2 ; p_H – давление на высоте, Н/м^2 ; F – площадь сопла, м^2 ; M_{z-c_n} – аэродинамический момент тангажа, $\text{Н}\cdot\text{м}$: $M_{z-c_n} = m_{z-c_n} S \frac{\rho V^2}{2} b_a$; m_{z-c_n} – коэффициент аэродинамического момента тангажа; M_{z_ω} – демпфирующий момент тангажа, $\text{Н}\cdot\text{м}$: $M_{z_\omega} = m_z^{\bar{\omega}_z} \bar{\omega}_z \frac{q}{V} \frac{d\theta}{dt} S b_a^2$; $m_z^{\bar{\omega}_z}$ – коэффициент демпфирующего момента; $\bar{\omega}_z$ – безразмерная угловая скорость вращения КА: $\bar{\omega}_z = \frac{\omega_z b_a}{V}$; ω_z – угловая скорость вращения КА, м/с^2 ; b_a – средняя аэродинамическая хорда (САХ), м ; q – скоростной напор, $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с}^2)$: $q = \frac{\rho V^2}{2}$; M_{z_0} – момент от ветровой нагрузки, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Для учёта горизонтального ветра будем использоваться двумя системами координат: земной (с индексом «з») и скоростной (без индекса) [71, 79]

Переход от земной системы координат в скоростную имеет вид:

$$\begin{aligned} V_x &= V_{x3} - W_x \\ V_y &= V_{y3} \end{aligned}, \quad (2.10)$$

где $V_{x3} = V_3 \cos \theta_3$; $V_{y3} = V_3 \sin \theta_3$. Тогда $V = \sqrt{V_{y3}^2 + (V_{x3} - W_x)^2}$, а $\text{tg} \theta = \frac{V_{y3}}{V_{x3} - W_x}$.

Переход от скоростной системы координат в земную имеет вид:

$$\begin{aligned} V_{x3} &= V_x - W_x \\ V_{y3} &= V_y \end{aligned}, \quad (2.11)$$

где $V_x = V \cos \theta$; $V_y = V \sin \theta$. Тогда $V_3 = \sqrt{V_y^2 + (V_x - W_x)^2}$, а $\text{tg} \theta = \frac{V_{y3}}{V_x + W_x}$.

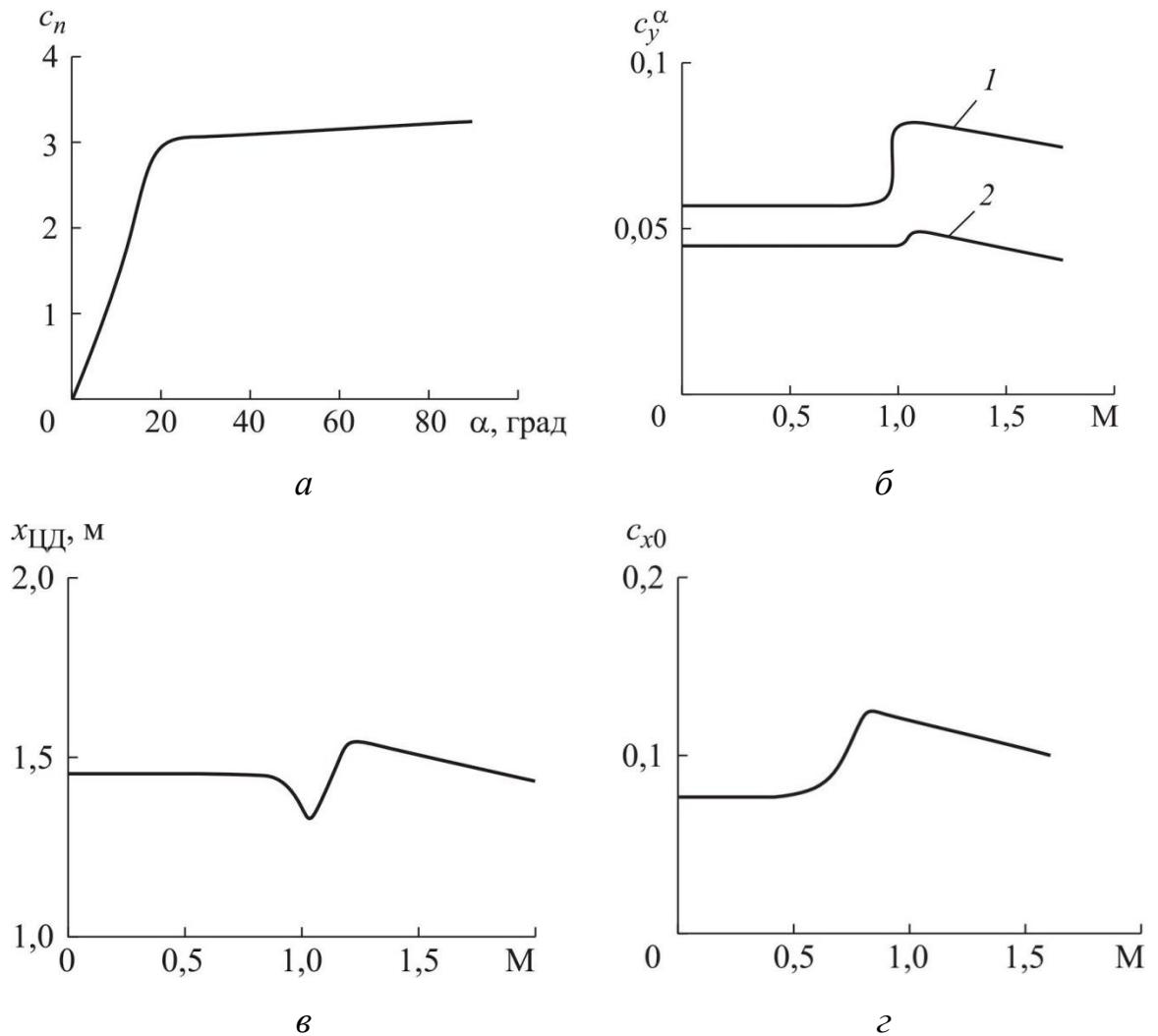


Рисунок 2.18 – Аэродинамические характеристики космического аппарата: *а* – зависимость коэффициента аэродинамической нормальной силы первой ступени от угла атаки; *б* – зависимость производной коэффициента аэродинамической подъёмной силы от угла атаки от числа Маха для первой (1) и второй (2) ступеней; *в* – зависимость центра давления первой ступени от числа Маха; *з* – зависимость коэффициента лобового сопротивления первой ступени от числа Маха

Аэродинамические характеристики, КА представлены на Рисунке 2.18. Так, для числа Маха $M \leq 0,8$ на Рисунке 2.18, *а* представлена зависимость коэффициента аэродинамической нормальной силы первой ступени от угла атаки $c_n = f(|\alpha|)$, в этом случае определяются $c_y = c_n \cos \alpha$; $c_x = c_{x0} + c_y \operatorname{tg} \alpha$, где $c_{x0} = \text{const}$. На Рисунке 2.18, *в* представлена зависимость центра давления (ЦД) первой ступени от числа Маха $x_{ЦД} = f(|M|)$.

Для $M > 0,8$ на Рисунке 2.18, *б* представлена зависимость производной

коэффициента $c_y = c_y^\alpha \alpha$ аэродинамической подъёмной силы от угла атаки от числа Маха для первой (1) и второй (2) ступеней, $c_y^\alpha = f(M)$, а на Рисунке 2.18, c представлена зависимость коэффициента лобового сопротивления первой ступени от числа Маха $c_{x0} = f(M)$.

Коэффициент аэродинамического момента тангажа определяется формулой:

$$m_z^{\bar{\omega}_z} = \left| -c_{y_2}^\alpha \bar{x}_{ЦД_1}^2 - c_{y_1}^\alpha \bar{x}_{ЦД_2}^2 \right|, \quad (2.12)$$

где $\bar{x}_{ЦД_1} = \bar{d} - \bar{x}_{ЦД}$; $\bar{x}_{ЦД_2} = \bar{c} - \bar{x}_{ЦД}$; $\bar{d}$ – положение ЦД в САХ; $\bar{c}$ – относительное расстояние от начала САХ крыла до 40% САХ горизонтального оперения.

Зависимости $c_{y_2}^\alpha = f(M)$ и $c_{y_1}^\alpha = f(M)$, представленные на Рисунке 2.18, b , характеризуют коэффициенты аэродинамической подъёмной силы от угла атаки на высотах до $2,5 \cdot 10^3$ м и при различных скоростях полёта; а зависимость $m_z^{\bar{\omega}_z} = f(M)$, представленная на Рисунке 2.19, – коэффициенты демпфирующего момента тангажа на высотах до $2,5 \cdot 10^3$ м при различных скоростях полёта.

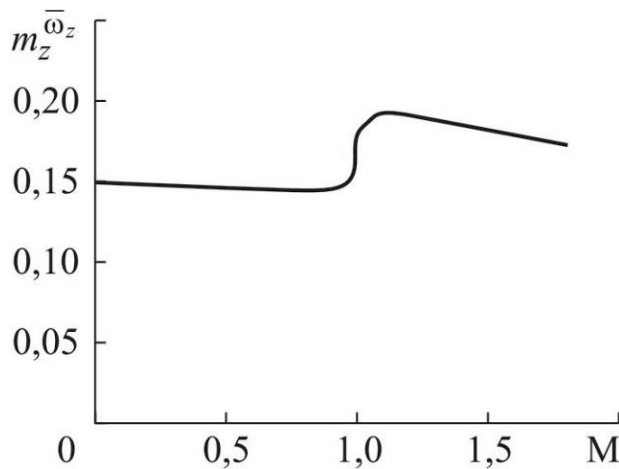


Рисунок 2.19 – Зависимость коэффициента демпфирующего момента от числа Маха

Характеристика статической устойчивости на дозвуковом режиме формируется путём сопоставления положения центра тяжести и ЦД. Изменение положения ЦД в зависимости от угла атаки получено на основе анализа продувок моделей КА подобного класса в дозвуковой трубе (Рисунок 2.20).

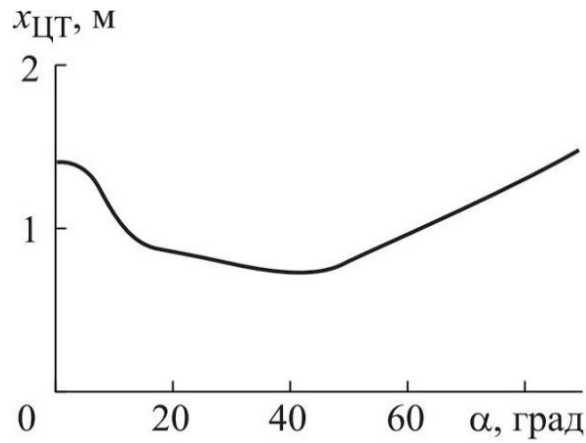


Рисунок 2.20 – Зависимость центра давления первой ступени от угла атаки

Большие углы атаки возникают на начальных участках автономного полёта после схода с направляющих при ветре, скорость которого может достигать 30,0 м/с. Полет на неустойчивом режиме при скорости ветра до 30,0 м/с сопровождается вращением КА в плоскости тангажа в сторону увеличения угла атаки [85]. Вращение продолжается по инерции и после достижения устойчивости при скорости ветра 30 м/с.

Для того, чтобы выйти из режима низкочастотной неустойчивости при движении КА на начальных участках полёта, определяются коэффициенты усиления системы управления. Выбор коэффициентов усиления (k_1 , k_2) осуществляется с помощью построения области устойчивости, в которой они вычисляются по следующим формулам [58, 61]:

$$k_1 = \frac{1}{b_1^2 f^2 + b_2^2} (A_{16} f^6 + A_{14} f^4 + A_{12} f^2 + A_{10});$$

$$k_2 = \frac{1}{b_1^2 f^2 + b_2^2} (A_{24} f^4 + A_{22} f^2 + A_{20}),$$
(2.13)

где $A_{16} = -a_0 b_1 T_2^2$; $a_0 = m_0 I_z$; $b_1 = -m_0 c_{\vartheta\delta}$; $A_{14} = b_1(a_0 + a_2 T_2^2 + a_1 T_1) - b_2(a_1 T_2^2 + a_0 T_1)$;
 $a_1 = m_0 \mu_z + c_{yy} J_z$; $a_2 = m_0 c_{\vartheta\vartheta} + \mu_z c_{yy} - c_{\vartheta y} v_y$; $A_{12} = b_2(a_1 + a_3 T_2^2 + a_2 T_1) - b_1(a_2 + a_3 T_1)$;
 $b_2 = c_{y\delta} c_{\vartheta y} - c_{yy} c_{\vartheta\delta}$; $a_3 = c_{yy} c_{\vartheta\vartheta} - c_{y\vartheta} c_{\vartheta y}$; $A_{10} = -a_3 b_2$; $A_{24} = b_1(a_1 T_2^2 + a_0 T_1) - a_0 b_2 T_2^2$;
 $A_{22} = b_2(a_0 + a_2 T_2^2 + a_1 T_1) - b_1(a_1 + a_3 T_2^2 + a_2 T_1)$; $A_{20} = a_3 b_1 - b_2(a_2 + a_3 T_1)$; f – частота собственных колебаний системы управления КА, с^{-1} ; T_1 , T_2^2 – постоянные времени системы управления; $c_{y\delta}$, $c_{\vartheta\delta}$ – коэффициенты, характеризующие эффективность

демпфирующих устройств, например для газовых рулей: $c_{y\delta} = \frac{1}{2} c_y^\delta S_p \rho_n V_n^2$,

$c_{y\delta} = -\frac{L_p}{2} c_y^\delta S_p \rho_n V_n^2$; ρ_n – плотность истекающих газов из сопла двигателя КА, кг/м³; S_p – площадь газовых рулей, м²; c_y^δ – производная коэффициента аэродинамической подъемной силы по углу отклонения газовых рулей; c_{yy} , $c_{y\delta}$, $c_{y\gamma}$, $c_{y\theta}$ – динамические коэффициенты, характеризующие конструктивные, геометрические и аэродинамические параметры КА:

$c_{yy} = \frac{1}{2} (c_{x0} + c_y^\alpha) \rho S V_c^2$,

$c_{y\gamma} = \frac{x_f}{2} (c_{x0} + c_y^\alpha) \rho S V_c^2$, $c_{y\theta} = -\left(P + \frac{1}{2} c_y^\alpha \rho S V_c^2\right)$, $c_{yy} = \frac{x_f}{2} (c_{x0} + c_y^\alpha) \rho S V_c^2$; L_p –

расстояние от ЦД газовых рулей до ЦМ КА, м; V_c – скорость движения ЦМ КА, м/с; x_f – фокусное расстояние КА, м; μ_z , ν_y – коэффициенты демпфирования.

Область устойчивости движения КА при скорости ветра 30,0 м/с и линейном эксцентриситете тяги $h = 1,94 \cdot 10^{-2}$ м представлена на Рисунке 2.21. Общая часть полученной области устойчивости представляет собой область выбора динамических параметров k_1 , k_2 , при которых устойчивость обеспечивается на всей траектории полета КА. Точка *A* имеет координаты рациональных коэффициентов усиления по осям *X* и *Y* $(k_1, k_2) = (40,8; 20,5)$, которые необходимы для исследования эффективности газовых рулей по уровням возмущающих сил и моментов.

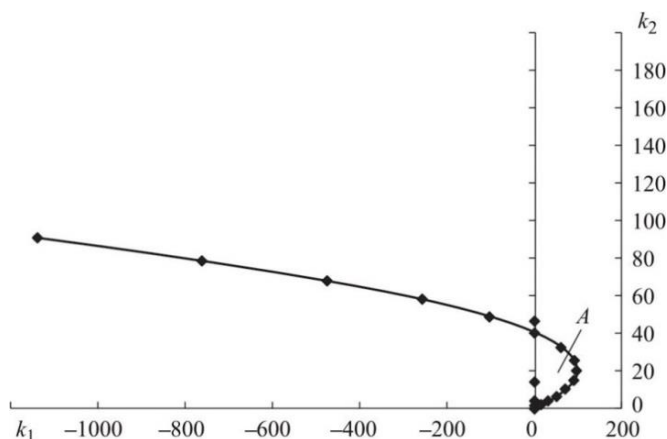


Рисунок 2.21 – Область устойчивости возмущённого движения космического аппарата в зависимости от параметров k_1 , k_2 .

Возмущающие силы ΔF_y и моменты ΔM_z , действующие на КА по каналу тангажа, могут быть определены по формулам [58, 61]:

$$\Delta F_y = \frac{1}{2}(c_{x0} + c_{y_{1,2}}^\alpha) \rho S V_c W - \frac{k_1}{k_2} S_p \rho V_{и}^2; \quad (2.14)$$

$$\Delta M_z = \frac{1}{2} x_f (c_{x0} + c_{y_{1,2}}^\alpha) \rho S V_c W - \frac{k_1}{k_2} S_p \rho V_{и}^2,$$

где W – скорость ветра, м/с; нижние индексы $y_{1,2}$ обозначают параметры для первой и для второй ступени.

Зависимость возмущающих сил и моментов, действующих на КА по каналу тангажа в точке A , от скорости движения ЦМ КА представлена на Рисунке 2.22, на котором видно, что при увеличении скорости движения ЦМ КА возмущающие силы и моменты, действующие на первую и вторую ступени КА по каналу тангажа, резко уменьшаются, что свидетельствует об эффективности использования газовых рулей в качестве демпфирующих устройств на начальных участках полета [61].

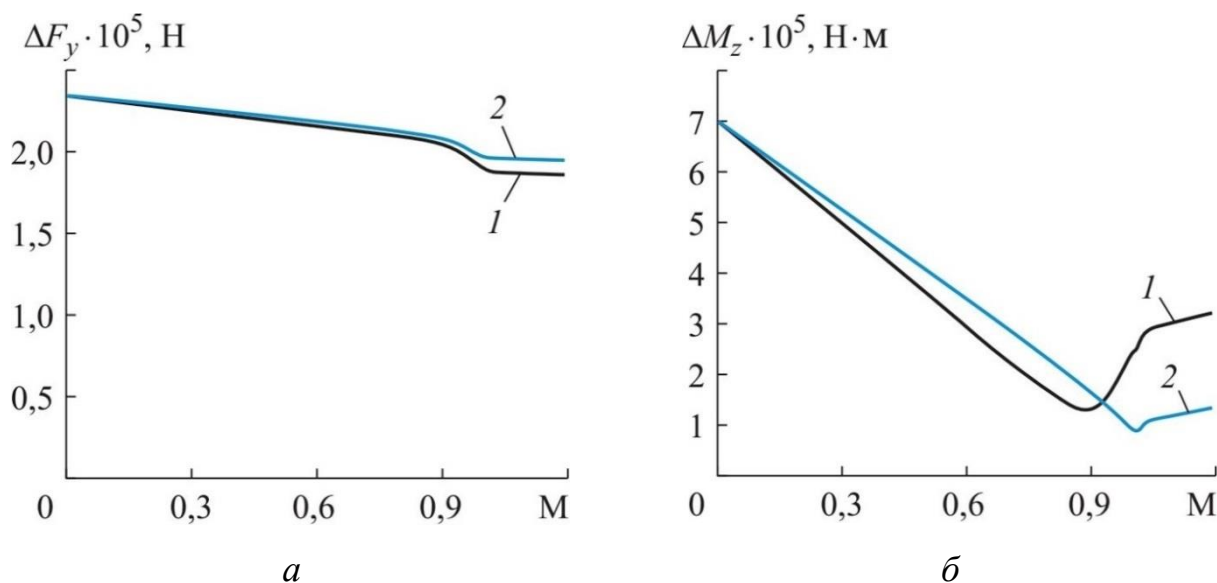


Рисунок 2.22 – Зависимость возмущающих сил (а) и моментов (б), действующих на первую (1) и вторую (2) ступени космического аппарата, от числа Маха

Виды траекторий полёта КА в плоскости тангажа представлены на Рисунке 2.23.

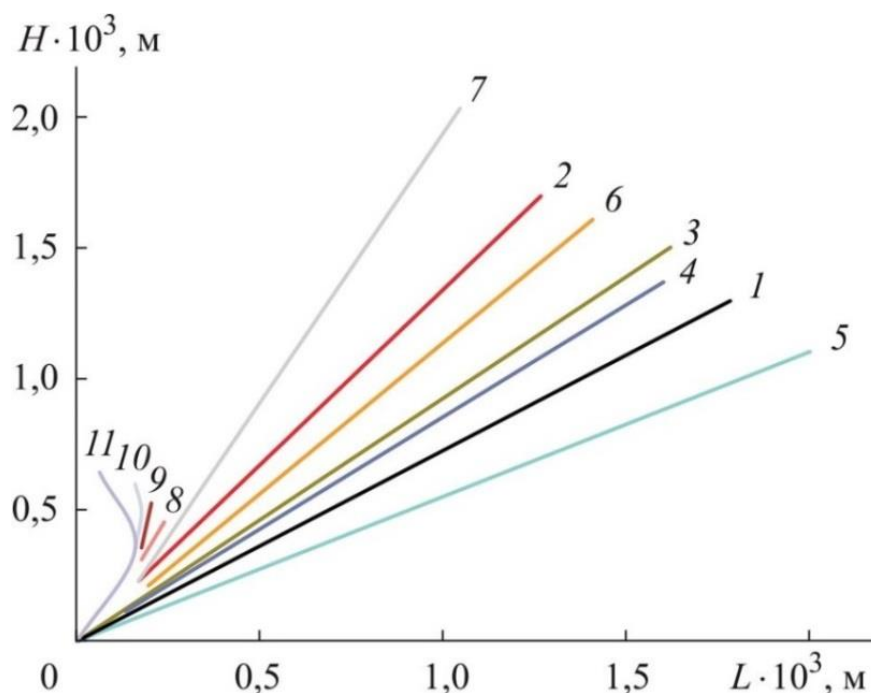


Рисунок 2.23 – Траектории полёта космического аппарата

Траектория 1 получена при отсутствии возмущений ($W = 0$, $h = 0$). В этом случае угол наклона траектории КА составляет $32,7^\circ$, и данная траектория рассматривается как номинальная. Ниже номинальной пролегает траектория 5, полученная при скорости попутного ветра $W = 30,0$ м/с и линейном эксцентриситете тяги $h = 1,94 \cdot 10^{-2}$ м (перед значением скорости встречного ветра введём обозначение $(-)$ минус; перед значением скорости попутного ветра введём обозначение $(+)$ плюс). Следует отметить, что, несмотря на большую скорость попутного ветра в сочетании с линейным эксцентриситетом, данная траектория незначительно отклонилась от номинальной, а ее угол $\theta = 26,5^\circ$.

Все траектории, лежащие выше номинальной, относятся к полёту КА при возмущениях, возникающих от встречного ветра и линейного эксцентриситета тяги. Траектории 3 и 4 различаются тем, что в первом случае имеет место полет КА при скорости встречного ветра $W = 30,0$ м/с и $h = 0$, а во втором – при $W = 0$ и $h = 1,94 \cdot 10^{-2}$ м.

При совместном действии встречного ветра с $W = 30,0$ м/с и линейном эксцентриситете тяги $h = 1,94 \cdot 10^{-2}$ м рассчитана траектория 2, для которой угол перед отделением составил $51,7^\circ$. При этом допустимым углом траектории для включения в работу автономной системы управления второй ступени является

угол $\theta = 50,0^\circ$. Однако интересно рассмотреть влияние встречного ветра на вид траектории полёта КА при постоянном линейном эксцентриситете тяги $h = 1,94 \cdot 10^{-2}$ м. Для этого обратим внимание на траектории 2, 4, 6-11, полученные при скорости встречного ветра, соответственно равной 0, 19; 20, 21, 22, 24, 25 и 26 м/с. Уже на траектории 7 при $W = 21,0$ м/с угол $\theta = 61,4^\circ$, что выходит за границу допустимого угла $\theta_{\text{доп}} = 50,0^\circ$.

В Таблице 2.1. представлены параметры траекторий для случаев полёта КА с минимальной тягой $P = 7,65 \cdot 10^5$ Н.

Таблица 2.1 – Параметры траекторий полёта космического аппарата с минимальной тягой $P = 7,65 \cdot 10^5$ Н

Номер траекторий	$h \cdot 10^{-2}$, м	W , м/с	θ°	$q_{\text{max}} \cdot 10^{-2}$, кг/(м·с ²)	V , м/с	M	$L \cdot 10^3$, м	$H \cdot 10^3$, м	n_y , g	$Y_{\text{max}} \cdot 10^2$, Н
1	0	0	32,7	2,28	586	1,90	2,17	1,55	0,22	0,17
2	-1,94	-20	51,7	2,10	568	1,90	1,53	2,08	3,01	2,31
3	0	-30	40,4	2,28	571	1,94	1,88	1,81	1,87	1,47
4	-1,94	0	38,8	2,19	580	1,90	1,99	1,75	0,70	5,51
5	-1,94	30	26,5	2,22	594	1,85	2,38	1,32	-1,14	-0,88
6	-1,94	-19	47,8	2,14	571	1,90	1,66	2,00	2,43	1,88
7	-1,94	-21	61,4	1,99	563	1,84	1,20	2,25	4,50	3,41
8	-1,94	-22							6,30	4,67
9	-1,94	-24							7,89	5,83
10	-1,94	-25							8,10	6,03
11	-1,94	-26							8,19	6,36
Примечание: $\theta_{\text{доп}} = 50,0^\circ$.										

Исследования динамической устойчивости движения КА проведены на основе траекторий, представленных на Рисунке 2.23. В соответствии с полученными результатами на Рисунке 2.24 представлены графики зависимости траекторного угла, угла тангажа и поперечной перегрузки n_y от скорости встречного ветра, где начальные условия выбраны из Таблицы 2.1.

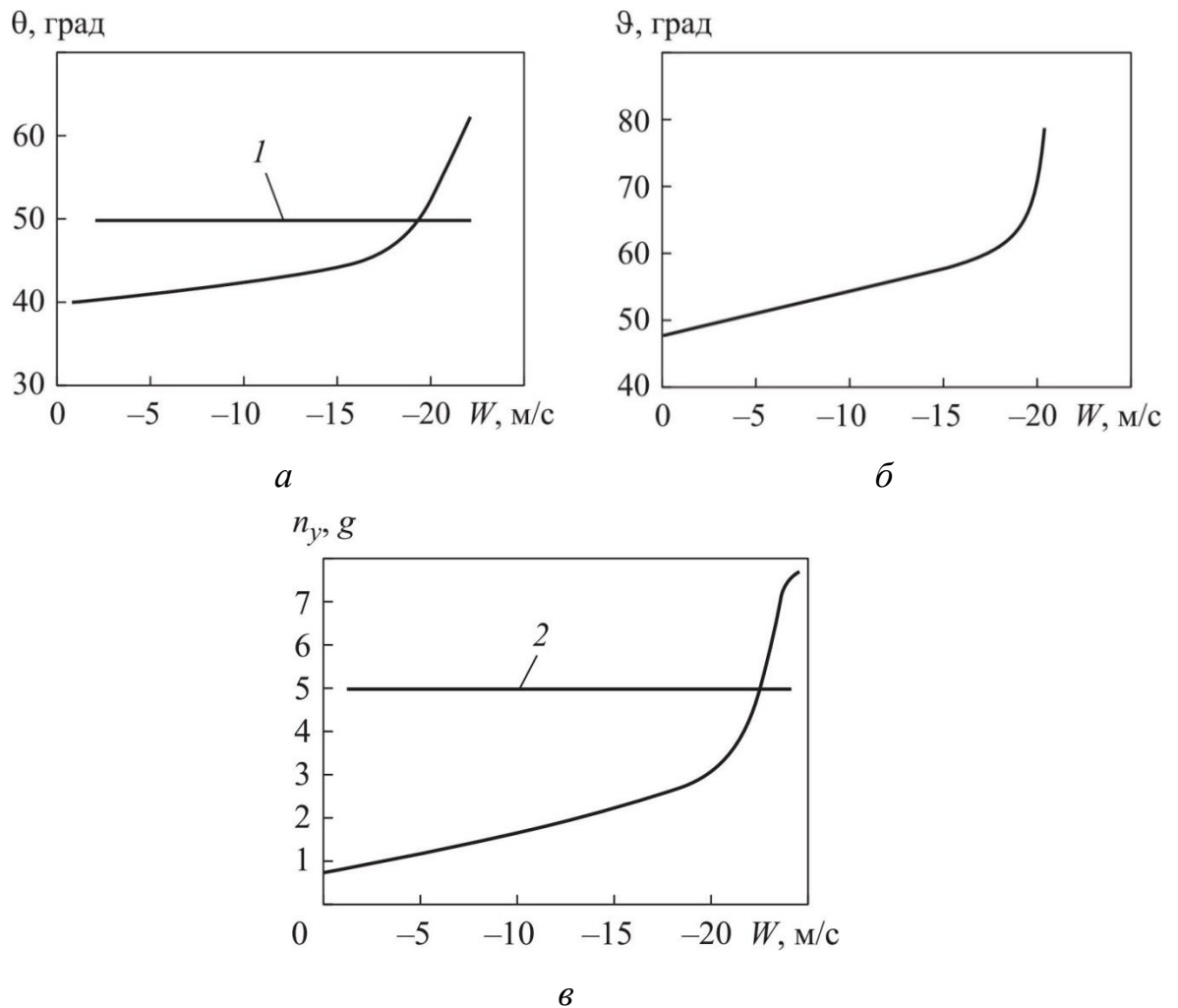


Рисунок 2.24 – Зависимость угла наклона траектории (*a*), угла тангажа (*б*), поперечной перегрузки (*в*) от скорости встречного ветра с учётом граничных условий: 1 – ограничение по управлению второй ступени; 2 – ограничение по прочности

Анализ зависимостей, представленных на Рисунке 2.24, показал, что начиная с некоторой величины скорости встречного ветра значения угла наклона траектории, угла тангажа и поперечной перегрузки резко увеличиваются, что характеризует потерю динамической устойчивости КА. При этом критическое состояние наступает в случае превышения величины скорости встречного ветра $W = 20,0$ м/с при тяге $P = 7,65 \cdot 10^5$ Н, линейном эксцентриситете тяги $h = 1,94 \cdot 10^{-2}$ м [61].

2.5 Заключение по Главе 2

1. Проведена оценка влияния виброактивности ДМ на примере условий эксплуатации КА с оптико-электронной прецизионной аппаратурой, в результате установлено, что наиболее вероятные причины колебательных искажений на изображениях – увеличение дисбаланса ДМ и повышение добротности резонирующего элемента вследствие продолжительного воздействия вибраций в местах крепления прецизионной аппаратуры.

2. Выполнен анализ теоретических и экспериментальных методов математического моделирования динамики КА при наличии демпфирующих устройств и систем виброизоляции. На основе анализа предложен комплексный метод, позволяющий с высокой точностью установить взаимосвязь между динамическими характеристиками и частотами гашения колебаний системы виброизоляции в целом.

3. Предложены пути снижения виброактивности КА на пассивных и начальных участках полёта. Результаты экспериментально-математических исследований показали, что для уменьшения статического и динамического дисбалансов ДМ целесообразно увеличить время разгрузки, а на начальных участках полёта – повысить демпфирующий момент реактивной струи двигательной установки КА по каналу тангажа с использованием газовых рулей.

ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МАГНИТОЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

3.1 О применимости специальных пружин в конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции

При разработке модели магнитожидкостной системы виброизоляции в качестве упругих элементов конструкции использованы специально созданные зигзагообразные пружины, состоящие из пяти упругих изотропных пластин прямоугольной формы [118]. Пружины изготовлены из стали марки 60С2А в соответствии с ГОСТ 14959-2016 [41], которая обладает более высокими прочностными и жёсткостными характеристиками по сравнению с другими похожими конструкционными рессорно-пружинными сталями: сталями марок 65Г, 55С2ГФ и 55С2 [95]. При этом важно подобрать пружины с учётом конструктивных особенностей, так чтобы частоты первых тонов собственных колебаний нагруженных пружин с массами имели разброс величин не более $0,5 \dots 1,0 \text{ с}^{-1}$, а также при установке системы виброизоляции, состоящей из системы пластин и магнитожидкостного гасителя колебаний, не мешали другим подконструкциям на борту КА. В то же время конфигурация пружин, зависящая от многих геометрических размеров, включая длину, ширину и толщину, должна быть подобрана таким образом, чтобы обеспечить прочностные нагрузки в виде нормальных эквивалентных и касательных напряжений конструкции системы виброизоляции в условиях эксплуатации КА [43].

На Рисунке 3.1 представлена схема модели магнитожидкостной системы виброизоляции, состоящей из верхнего и нижнего основания, между которыми располагаются зигзагообразные пружины, установленные по периметру, и магнитожидкостного гасителя колебаний, закреплённого к одному из оснований, на котором размещена вибровозбуждающая подвижная масса.

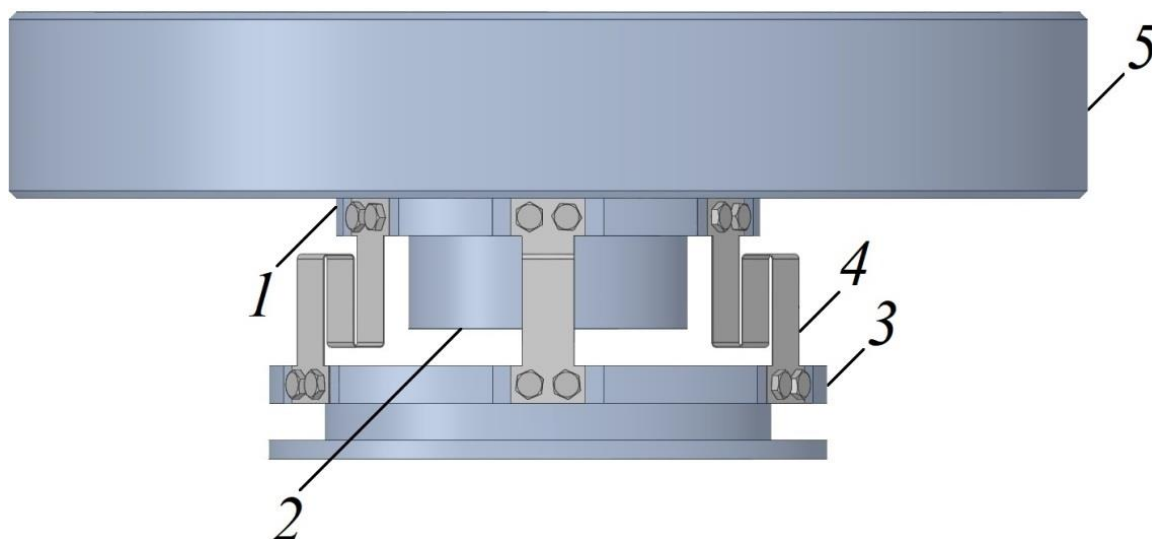


Рисунок 3.1 – Схема магнитожидкостной системы виброизоляции:
 1 – верхнее основание; 2 – магнитожидкостный гаситель колебаний;
 3 – нижнее основание; 4 – зигзагообразная пружина; 5 – полезная нагрузка

Для создания рациональной конструкции системы виброизоляции, следует определить частотную область с максимальными возмущающими воздействиями. Например, анализ измеряемых уровней силомоментных воздействий от ДМ типа «УДМ-15МШ» при различных скоростях вращения ротора, представленных во второй Главе, показал, что конструкция наиболее подвержена возмущениям в диапазоне частот от 20,0 до 90,0 с^{-1} . При этом необходимо также учесть, что управление КА происходит в низкочастотном диапазоне от 0 до 3,0 с^{-1} , где нежелательно внести конструктивные изменения вследствие того, что низкочастотные колебания охватывают практически весь корпус КА и оказывают негативное воздействие на чувствительные элементы [54].

Таким образом, следует определить критериальные показатели для прочности и жёсткости при создании модели системы виброизоляции. Для осуществления подхода к описанию данных показателей относительно тонов колебаний в трёхмерной конструкции, которая представляет собой систему «объект испытаний – виброизолятор» введём термин «показатель динамической устойчивости», который характеризует взаимосвязь между прочностью и жёсткостью конструкции одновременно. Показатель динамической устойчивости отражает способность системы противостоять внешним воздействиям и сохранять свою форму и функции в условиях статических и динамических нагрузок.

Сначала необходимо провести испытания на прочность, рассчитать эквивалентные напряжения и сравнить с пределами прочности и текучести материала изготовления. На основе полученных данных внести соответствующие конструктивные изменения для того, чтобы частоты первых тонов собственных колебаний пружин сводились по трём взаимно-перпендикулярным осям к одной частоте с допуском в конкретном диапазоне частот [77]. Данная функция необходима для настройки гасителя колебаний с рациональным демпфированием, который должен осуществить уменьшение резонансной частоты в системе «объект испытаний – виброизолятор» для достижения эффективного виброгашения.

Показатель динамической устойчивости рассчитывается по следующей формуле:

$$\gamma = \frac{\sigma_{0,2} - \sigma_{\max}}{\sigma_{0,2}} \cdot \Delta f_1, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{0,2}$ – предел текучести материала пружин, Па; $\sigma_{\max}$ – максимальное эквивалентное напряжение в пружинах, Па; Δf_1 – разность частот первых тонов собственных колебаний в трёх взаимно-перпендикулярных осях в исследуемой системе виброизоляции, с^{-1} .

3.2 Методы решения задачи о прочности и жёсткости специальных пружин

Для решения задач, связанных с поведением зигзагообразных пружин под действием статических и динамических нагрузок, используются некоторые подходы [18, 29]. Наиболее распространенный в практике и надёжный подход заключается в преобразовании исходной неоднородной ортотропной схемы в однородную изотропную с определенными упруго-диссипативными характеристиками: модулем упругости E , коэффициентом Пуассона μ , коэффициентом жёсткости k и коэффициентом безопасности n [7].

На основе данного подхода рассмотрим специально созданную

зигзагообразную пружину с упругими изотропными пластинами прямоугольной формы (Рисунок 3.2), центральная поверхность которой находится в плоскости Oxy прямоугольной системы координат $Oxyz$, при этом ось Oy характеризует длину пластин, а структура симметрична относительно центральной поверхности. Все стороны пластины имеют одинаковые толщины и физико-механические характеристики [66].

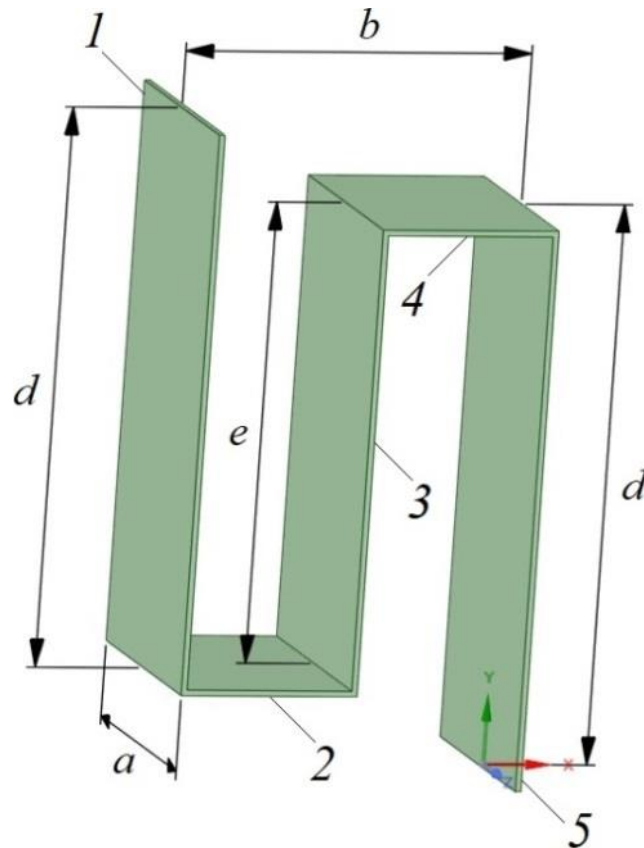


Рисунок 3.2 – Общий вид зигзагообразной пружины с геометрическими характеристиками

В соответствии с классической теорией упругости при определенных допущениях, представленных в работах [7, 83], 3D-задача о растяжении и сжатии пружин под действием нагрузок, приложенных к поверхностям, может быть представлена в виде системы уравнений, состоящей из:

– геометрических соотношений:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z}, \quad (3.2)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x}; \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y}. \quad (3.3)$$

– физических соотношений:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\sigma_{xx}}{E} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{yy} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{zz}; \\ \varepsilon_y &= \frac{\sigma_{yy}}{E} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{xx} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{zz}; \\ \varepsilon_z &= \frac{\sigma_{zz}}{E} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{xx} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{yy},\end{aligned}\quad (3.4)$$

$$k_x = \frac{F_x}{\varepsilon_x}; \quad k_y = \frac{F_y}{\varepsilon_y}; \quad k_z = \frac{F_z}{\varepsilon_z}, \quad (3.5)$$

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{G}; \quad \tau_{xz} = \frac{\sigma_{xz}}{G}; \quad \tau_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{G}. \quad (3.6)$$

– уравнений равновесия:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} &= 0.\end{aligned}\quad (3.7)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – деформации пружины вдоль осей Ox, Oy и Oz , соответственно, м; u_x, u_y, u_z – перемещения точек пружины вдоль осей Ox, Oy и Oz , соответственно, м; k_x, k_y, k_z – коэффициенты жесткости пружины вдоль осей Ox, Oy и Oz , соответственно, Н/м; F_x, F_y, F_z – силы упругости пружины вдоль осей Ox, Oy и Oz , соответственно, Н; γ_{ij} – относительные удлинения пружины, м; σ_{ij} – максимальные нормальные напряжения при растяжении и сжатии пружины, Па; τ_{ij} – максимальные касательные напряжения при растяжении и сжатии пружины, Па;

G – модуль сдвига, Па: $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$; E – модуль упругости материала пружины,

Па; μ – коэффициент Пуассона материала пружины. Обозначения относительных удлинений, нормальных и касательных напряжений пружины снабжены двумя индексами: первый индекс ($i = x, y, z$) указывает, какой оси параллельна нормаль к площадке действия данного напряжения; второй индекс ($j = x, y, z$) указывает, какой оси параллельна само напряжение.

Анализ существующих методов определения критериев прочности и жёсткости для пружин с концентрацией нормальных и касательных напряжений в виде различных разрезов, представленных в работах [93, 96], показал, что расчёт на прочность пружин возможно упростить, если учесть, что максимальное нормальное напряжение при растяжении и сжатии вдоль одной оси вызывает деформацию только по одной оси. В результате соотношение (3.3) примет следующий вид:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_{xx}}{E}; \quad \varepsilon_y = \frac{\sigma_{yy}}{E}; \quad \varepsilon_z = \frac{\sigma_{zz}}{E}, \quad (3.8)$$

где $\sigma_{xx} = \frac{F_{x, \text{кри}}}{n \cdot S_{\Pi}}; \quad \sigma_{yy} = \frac{F_{y, \text{кри}}}{n \cdot S_{\Pi}}; \quad \sigma_{zz} = \frac{F_{z, \text{кри}}}{n \cdot S_{\Pi}}; \quad F_{i, \text{кри}}$ – критическая сила

нагружения пружины вдоль i -ой оси, Н; $F_{i, \text{кри}} = \left[\frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{i, \min}}{(\Delta l)^2 \cdot k_3 \cdot n_{\Pi}} \right] \cdot \frac{1}{(1-\mu)^2}; \quad i = x, y, z;$

n – коэффициент безопасности; $I_{i, \min}$ – минимальный момент инерции пружины

вдоль i -ой оси, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$: $I_{i, \min} = \sum_{j=1}^5 \frac{I_{ij, \min}}{5}; \quad I_{ij, \min}$ – минимальный момент инерции j -ой

пластины вдоль i -ой оси, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$: $I_{xj, \min} = I_{zj, \min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{6}; \quad I_{yj, \min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{12};$

$j = 1, 2, 3, 4, 5$ – номер упругих изотропных пластин прямоугольной формы, представленных на Рисунке 3.2; m_j – масса j -ой пластины, кг: $m_1 = m_5 = (a \cdot d \cdot c) \cdot \rho;$ $m_2 = m_4 = (a \cdot b/2 \cdot c) \cdot \rho;$ $m_3 = (a \cdot e \cdot c) \cdot \rho;$ ρ – плотность материала пружины, $\text{кг}/\text{м}^3;$ l_j – длина j -ой пластины, м; c – толщина j -ой пластины, м; S_{Π} – площадь пружины, м^2 : $S_{\Pi} = (2d + 2c) \cdot (2d + b + e)$ (см. Рисунок 3.2); Δl – суммарная длина пружины, м: $\Delta l = 2d + b + e$ (см. Рисунок 3.2); k_3 – коэффициент закрепления пружины; n_{Π} – количество пружин в конструкции системы виброизоляции.

Рассматриваемые соотношения (3.4) и (3.8) представляют различные интерпретации закона Гука, при этом необходимо учесть граничные условия и условие нагружения вида на соответствующей границе пружины для обоих соотношений, зависящие от условий закрепления пружины, характера нагружения и формы сечения - моментов инерции пружины, которые позволяют определить

критические значения силы по соответствующим осям. В этом случае определяется условная длина, для которой критическое значение силы будет равно критическому значению силы для заземленной на двух концах пружины ($k_3 = 1$). Условная длина соответствует длине полуволны синусоиды, позволяющей удовлетворить граничные условия для рассматриваемой пружины [72, 98].

При расчёте частот первых тонов собственных колебаний пружин могут быть приняты следующие допущения: деформации пружин при колебаниях малы по сравнению с толщиной и, следовательно, упругие деформации подчиняются закону Гука; пластины имеют постоянную толщину; материал пластины идеально упругий, однородный и изотропный [31, 100]. Таким образом, частота первых тонов собственных колебаний равномерно нагруженных пружин вдоль i -ой оси может быть представлена в виде:

$$f_{i1} = \frac{C_i}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_{\Pi}}}, \quad (3.9)$$

где C_i – эмпирический коэффициент, зависящий от упруго-диссипативных и физико-геометрических характеристик пружин: $C_x = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2 \cdot \sin \beta}$; $C_y = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2}$;

$$C_z = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2 \cdot \cos \beta}; \quad K_1 = 1 + \frac{c}{n_{\Pi} \cdot (2d + b + e)}; \quad K_2 = 1 + 0,02 \frac{G}{G_0}; \quad G_0 - \text{справочное}$$

значение модуля сдвига для материала согласно ГОСТ 14959-2016 [41], Па; β - угол наклона пружины, рад; m_{Π} – масса полезной нагрузки, кг; $i = x, y, z$.

Для точной настройки гасителя колебаний на необходимую частоту используется метод, демонстрирующий динамическая модель с учётом присоединенных масс в виде системы с двумя степенями свободы [51, 106]. Уравнения движения данной системы выглядят следующим образом [62]:

$$\begin{aligned} M_c \ddot{x}_c + k_r (\dot{v}_c - \dot{v}_r) + c_c (\dot{x}_c - \dot{x}_r) &= F_0 e^{j\omega t} \\ M_c \ddot{x}_c + k_r (\dot{v}_r - \dot{v}_c) + c_r (\dot{x}_r - \dot{x}_c) &= 0 \end{aligned}, \quad (3.10)$$

где M_c – масса системы гасителя колебаний, кг; k_r – коэффициент демпфирования гасителя колебаний; x_c , x_r – перемещение массы системы и масс

гасителя колебаний, соответственно, м; v_c , v_r – скорость движения массы системы и масс гасителя колебаний, соответственно, м/с; c_c , c_r – жёсткость упругого элемента системы и пружины гасителя колебаний, соответственно, Н/м; F_0 – внешняя возмущающая сила, Н; j – количество подвижных элементов.

Представленное описание задачи характерно для классической теории упругости. Однако существуют другие подходы, которые могут быть более удобными при поиске конкретных решений. Одним из подобных подходов являются метод конечных элементов, занимающий в настоящее время лидирующую позицию в качестве инструмента численного решения различных научно-прикладных задач. Метод основан на использовании узловых перемещений в качестве ключевых параметров при построении конечно-элементных моделей деформируемых объектов. Основное преимущество метода заключается в том, что внутри каждого элемента расчётной сетки перемещения представляются приблизительно в виде функций, основанных на выбранной схеме интерполяции и узловых перемещений, а требуемая точность результатов достигается за счёт уменьшения размера расчётной сетки [21, 84].

В настоящей работе для решения задачи статического и динамического нагружения пружин проведены математические исследования с использованием специально разработанного программно-алгоритмического обеспечения на базе ANSYS Workbench [28].

3.3 Результаты математических исследований

В качестве материала пружин подобрана сталь марки 60С2А с пределом текучести $\sigma_{0,2} = 1,57 \cdot 10^9$ Па, которая характеризует условное напряжение, при котором материал теряет свои упругие свойства и начинает пластически деформироваться), и пределом прочности, характеризующим максимальное напряжение, которое материал может выдержать перед полным разрушением $\sigma_B = 1,71 \cdot 10^9$ Па согласно ГОСТ 14959-2016 [41].

При создании расчётных моделей системы виброизоляции

приняты следующие общие физико-геометрические характеристики: $m_{\Pi} = 8,0$ кг; $c = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м; $d = 30,0 \cdot 10^{-3}$ м; $e = 25,0 \cdot 10^{-3}$ м; $r_{\text{но}} = 68,5 \cdot 10^{-3}$ м; $r_{\text{во}} = 80,0 \cdot 10^{-3}$ м; $h_{\text{но}} = h_{\text{во}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, где $r_{\text{но}}, r_{\text{во}}$ – радиус нижнего и верхнего оснований, соответственно, м; $h_{\text{но}}, h_{\text{во}}$ – высота нижнего и верхнего оснований, соответственно, м.

Результаты проведённых исследований представлены ниже, где индекс 1 обозначает предел прочности, а индекс 2 – предел текучести.

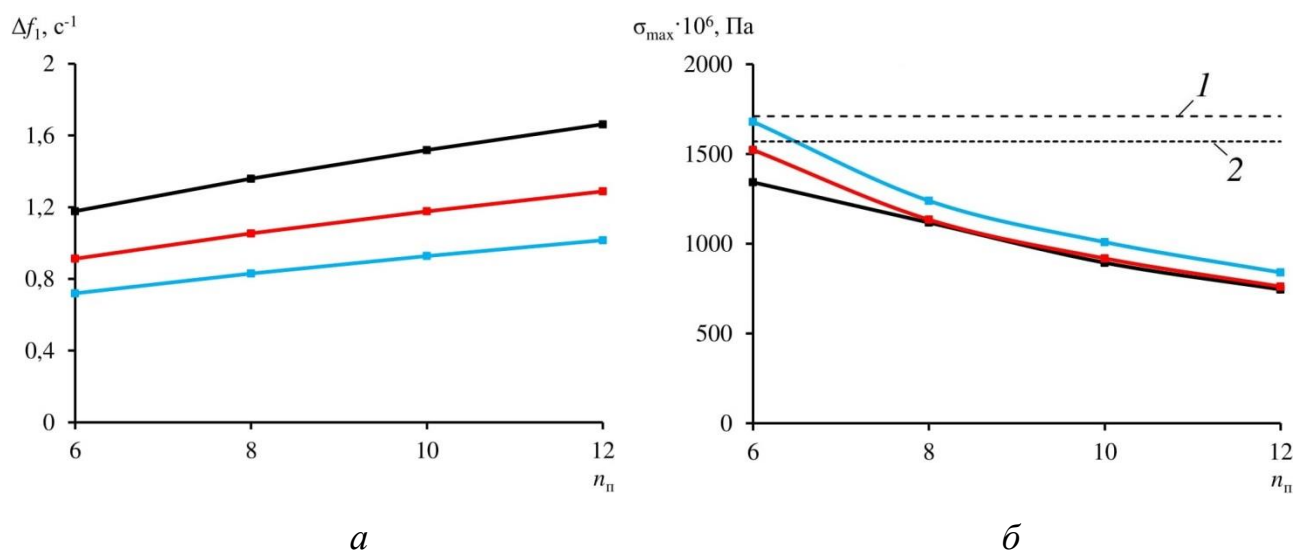


Рисунок 3.3 – Влияние количества пружин n_{Π} на разность частот первых тона собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

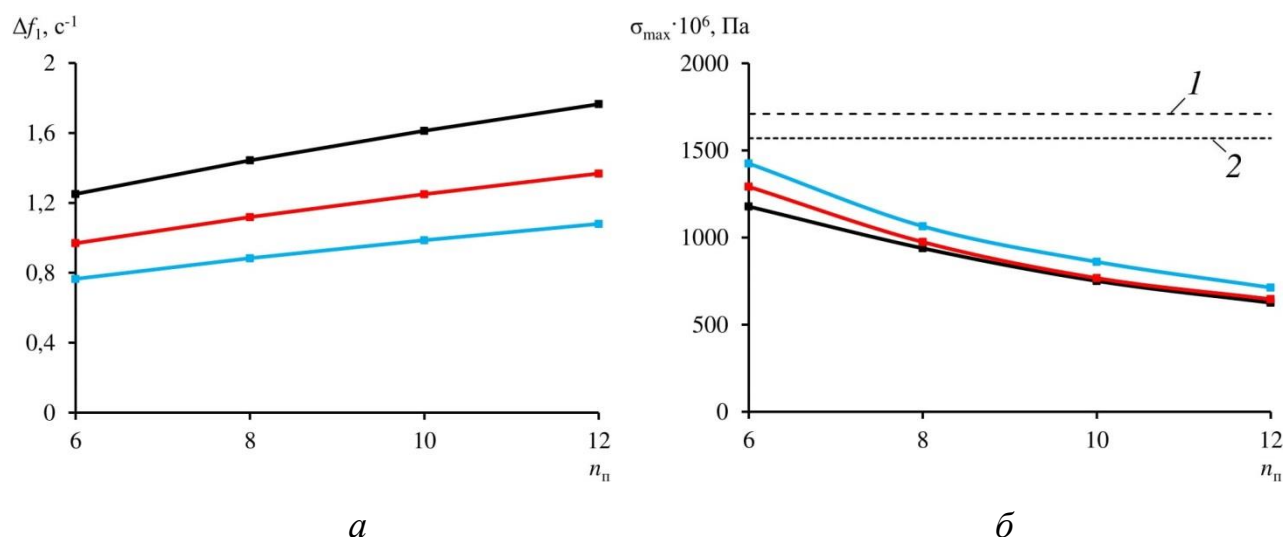


Рисунок 3.4 – Влияние количества пружин n_{Π} на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

Анализ зависимостей, представленных на Рисунках 3.3 и 3.4, показал, что максимальные эквивалентные напряжения снижаются при увеличении количества пружин в системе виброизоляции, в то время, как разность частот первых тонов собственных колебаний возрастают из-за повышения жёсткости конструкции, что приводит к усложнению настройки гасителя колебаний на заданную частоту. Таким образом, для эффективной работы системы виброизоляции необходимо рационально подбирать количество и конструктивные характеристики пружин, учитывая как уровень максимальных эквивалентных напряжений, так и требования к системам виброизоляции, основными из которых являются: минимальная масса; малая жесткость; частота гашения первых тонов собственных колебаний должна быть существенно меньше, чем в обычных системах $f_1 \leq 5,0 \dots 7,0 \text{ с}^{-1}$; рабочий диапазон амплитуды должны быть меньше $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, чтобы статически удерживать ДМ при наземной и летной эксплуатациях [23, 154]. При этом для минимизации разницы между частотами первых тонов собственных колебаний и возможного уменьшения количества пружин в конструкции системы виброизоляции требуется достичь максимального показателя динамической устойчивости, значение которого не должно превышать 0,1.

Из анализа проведённых математических исследований следует, что зигзагообразные пружины в представленной конструкции обладают различным смещением частот первых тонов собственных колебаний, при этом пружины с меньшими значениями размера a и большими значениями размера b демонстрируют большее смещение частот.

Результаты проведённых в работах [67, 156] исследований о напряженном состоянии упругих пластин, показывают, что одним из эффективных методов снижения жёсткости является внедрение в конструкцию круглых и квадратных отверстий. Ослабление пластин с отверстиями позволяет уменьшить площади поперечного сечения пластин, что приводит к снижению разности частот первых тонов собственных колебаний при одновременном сохранении требуемого уровня максимальных эквивалентных напряжений [130, 150].

При ослаблении пластин отверстиями как круглой, так и квадратной формы

происходит также существенное снижение минимального момента инерции. Для системы пластин, входящих в состав зигзагообразных пружин, это снижение представляется следующим образом:

– в случае круглых отверстий: $I_{xj,\min} = I_{zj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{6} - \frac{m_r \cdot (r^2 + c^2)}{32}$;

$$I_{yj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{12} - \frac{m_r \cdot (r^2 + c^2)}{32}.$$

Здесь m_r – масса вырезанного круга, кг:
 $m_r = \pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot c$; r – радиус круга, м.

– в случае квадратных отверстий: $I_{xj,\min} = I_{zj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{6} - \frac{m_q \cdot (q^2 + c^2)}{12}$;

$$I_{yj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{12} - \frac{m_q \cdot (r^2 + c^2)}{12}.$$

Здесь m_q – масса вырезанного квадрата, кг:
 $m_q = q^2 \cdot \rho \cdot c$; q – сторона квадрата, м.

Предлагается учитывать не только геометрические размеры и формы отверстий в пружинах, но и расположение относительно основного направления действия нагрузок на конструкцию [149], при этом для соответствующих корректировок приняты следующие основные критериальные показатели:

– расположение отверстий должно быть симметричным относительно осей действия нагрузок, чтобы предотвратить возможные деформации и разрушения конструкции;

– отверстия следует размещать на безопасном расстоянии от других отверстий, чтобы избежать концентрации напряжений в этих областях;

– необходимо учитывать влияние соседних отверстий на прочность конструкции;

– необходимо учитывать допуски при изготовлении отверстий, с учётом запасов прочности.

Далее проведём аналитическое исследование пружин с круглыми и квадратными отверстиями различных размеров, чьи ЦМ расположены в ЦМ всех пластин (Рисунок 3.5). Цель данного исследования – проверить достоверность предложенных критериальных показателей, а также подтвердить правильность и

соответствие поставленной цели и задачам диссертационной работы.

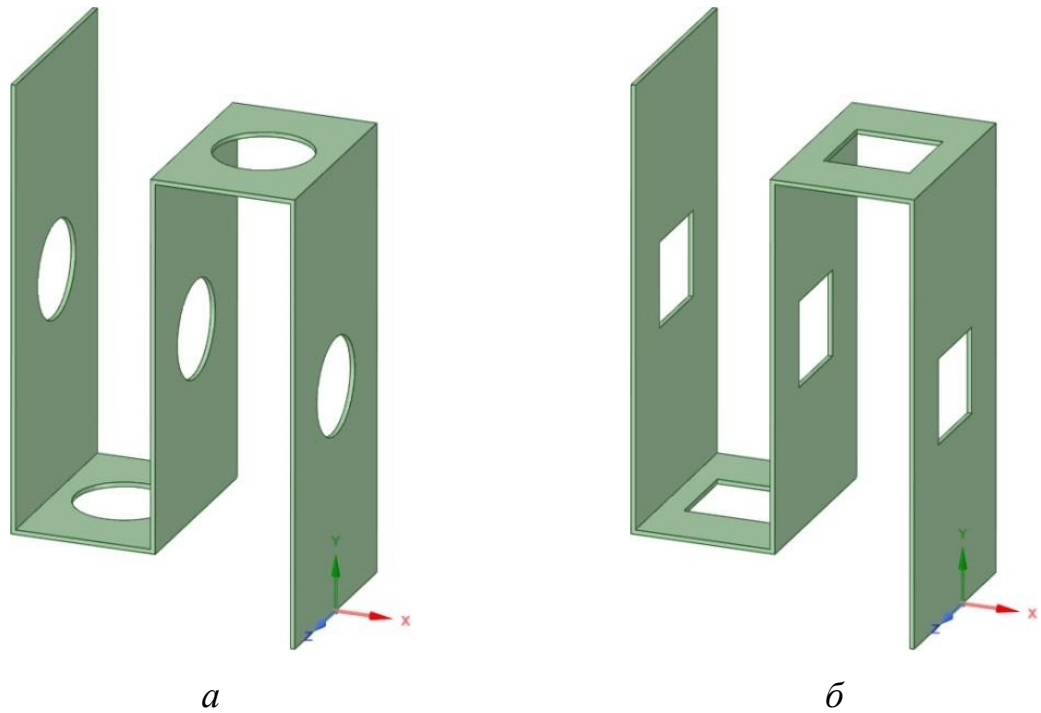


Рисунок 3.5 – Общий вид зигзагообразной пружины с круглыми (а) и квадратными (б) отверстиями на всех пластинах

Результаты математических исследований пружин с круглыми отверстиями представлены на Рисунках 3.6-3.11.

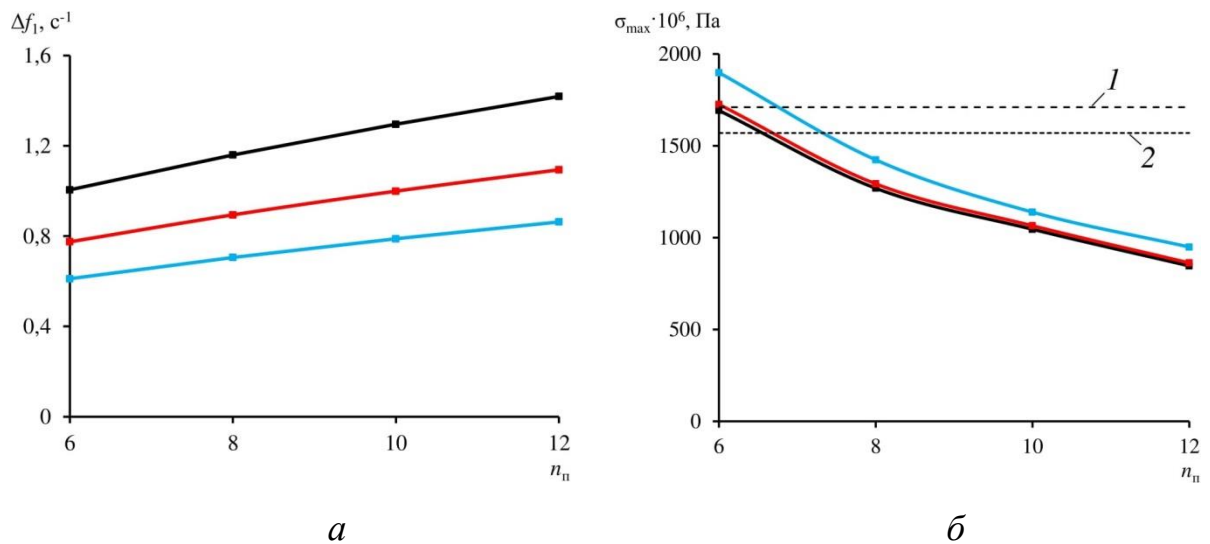


Рисунок 3.6 – Влияние количества пружин n_n с круглыми отверстиями диаметром $6,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:
 ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

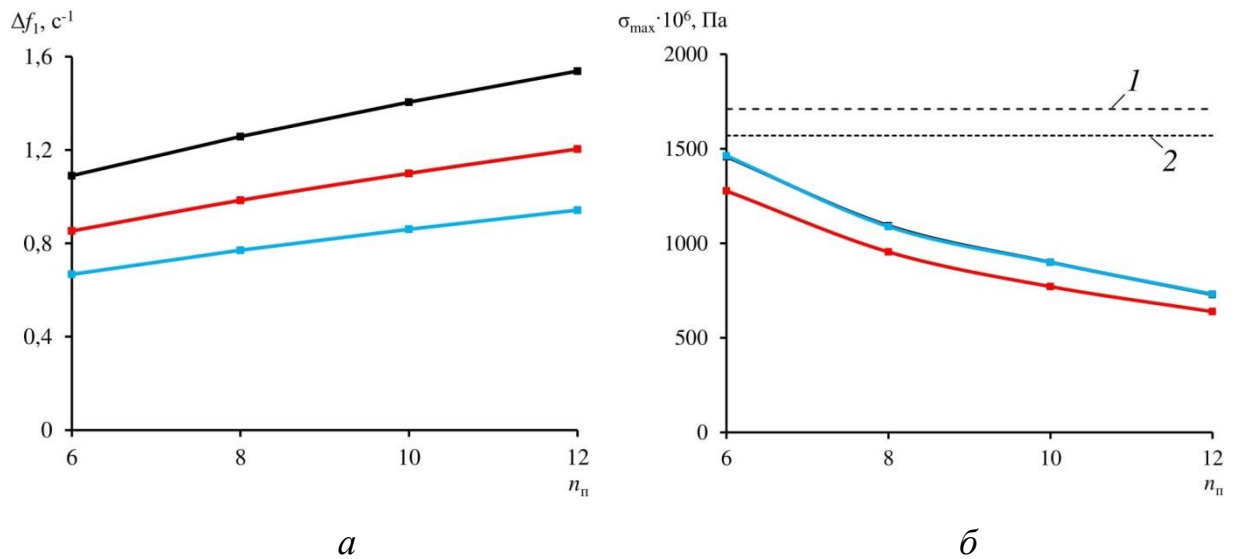


Рисунок 3.7 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с круглыми отверстиями диаметром $6,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:
 ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

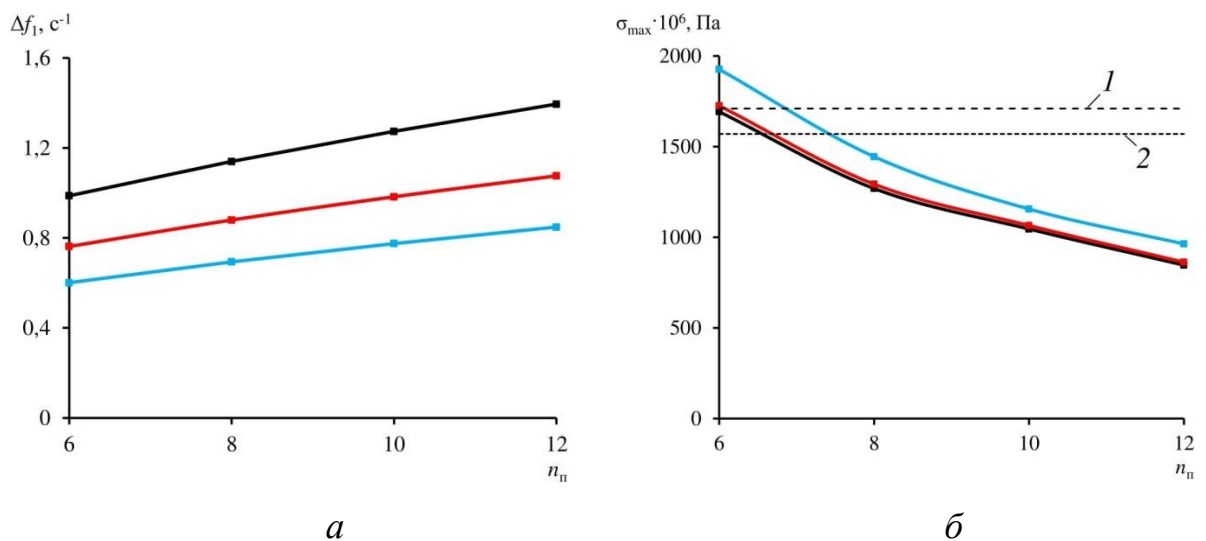


Рисунок 3.8 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с круглыми отверстиями диаметром $6,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:
 ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

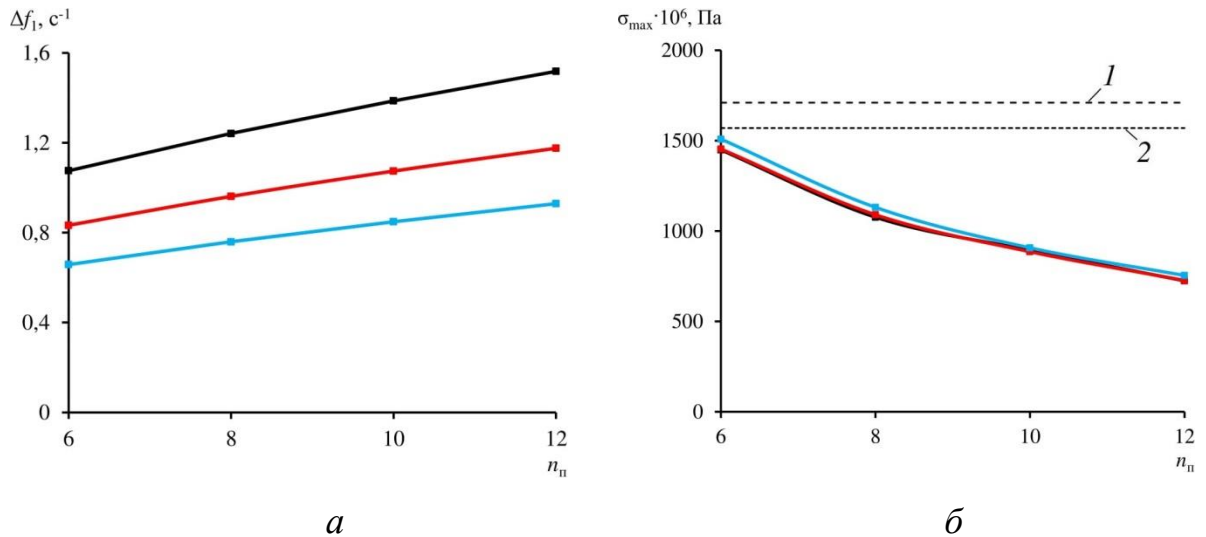


Рисунок 3.9 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с круглыми отверстиями диаметром $6,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:
 ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

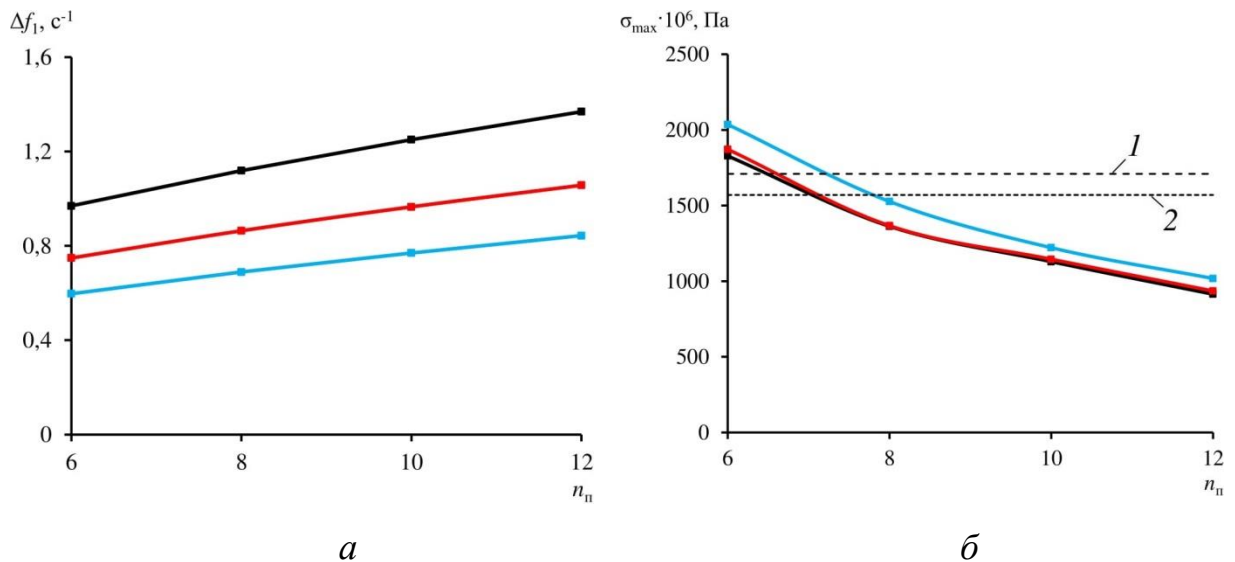


Рисунок 3.10 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с круглыми отверстиями диаметром $6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:
 ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

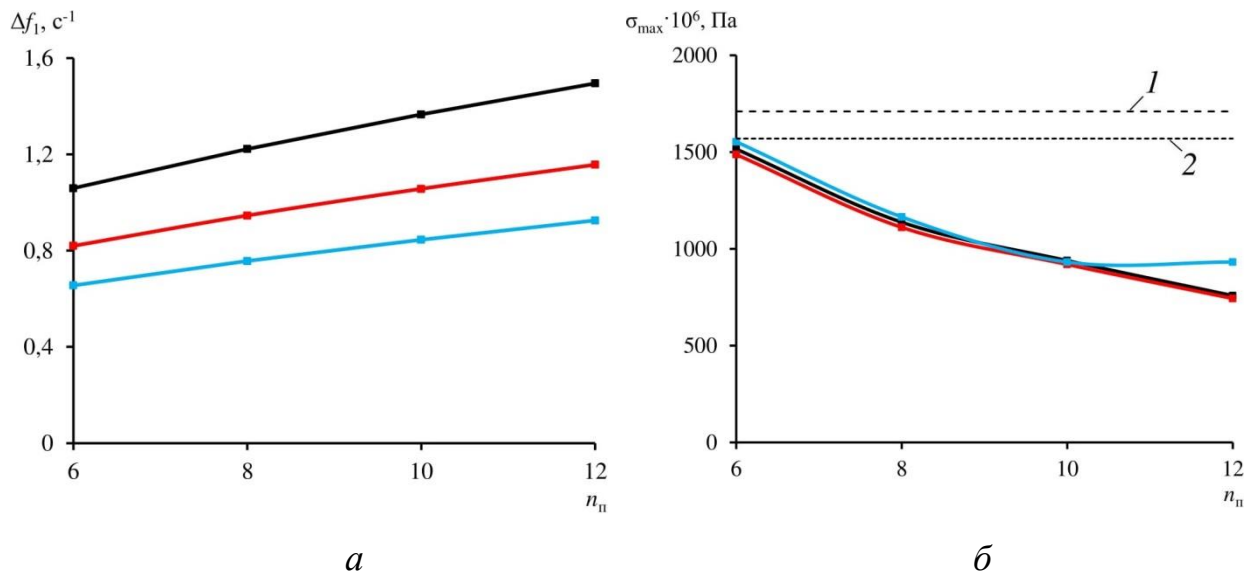


Рисунок 3.11 – Влияние количества пружин n_n с круглыми отверстиями диаметром $6,5 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м:
 ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

В результате анализа зависимостей, представленных на Рисунках 3.6-3.11, установлено, что круглые отверстия с диаметрами $6,0 \cdot 10^{-3}$ м и $6,25 \cdot 10^{-3}$ м уменьшают разность частот первых тонов собственных колебаний пружин примерно на 14,5 ... 17,5%, а отверстия с диаметром $6,5 \cdot 10^{-3}$ м – примерно на 16,5 ... 21,5%, что подтверждает эффективность снижения жёсткости пластин с использованием круглых отверстий. При этом максимальные значения эквивалентных напряжений демонстрируют тенденцию к заметному повышению в диапазоне 11,8 ... 27,0% в зависимости от диаметра отверстий и количества пружин.

Результаты математических исследований, основанных на изучении пружин с квадратными отверстиями, представлены на Рисунках 3.12-3.17. Размеры квадратных отверстий подобраны таким образом, чтобы они соответствовали площадям поперечного сечения пружин с круглыми отверстиями для проведения сравнительного анализа с учётом принятых выше критериальных показателей.

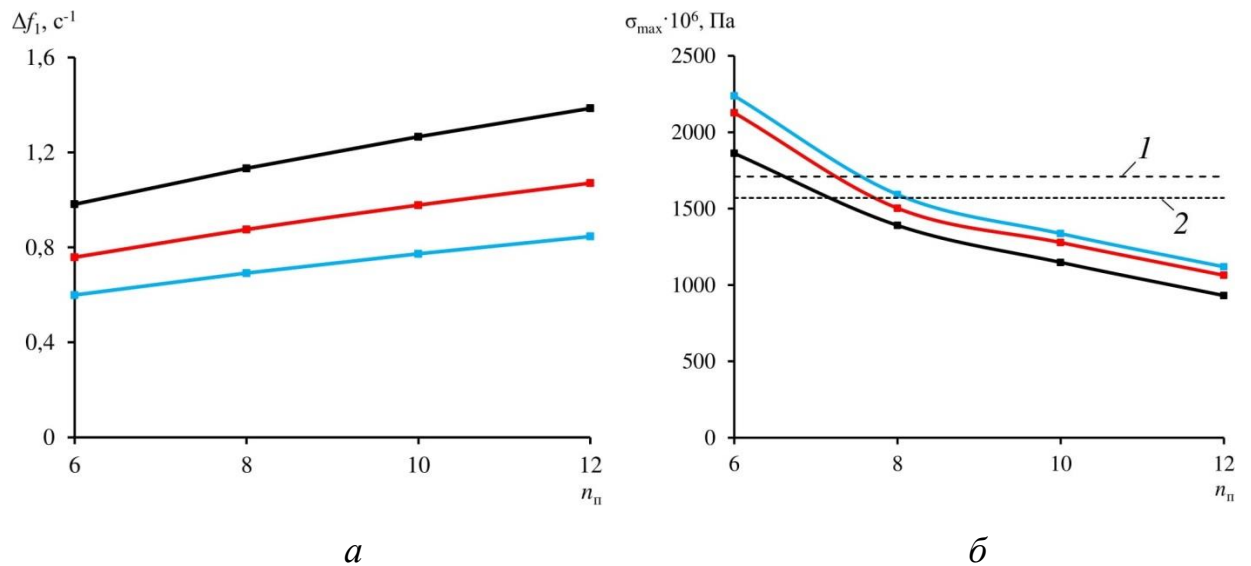


Рисунок 3.12 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с квадратными отверстиями размером $5,35 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,35 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

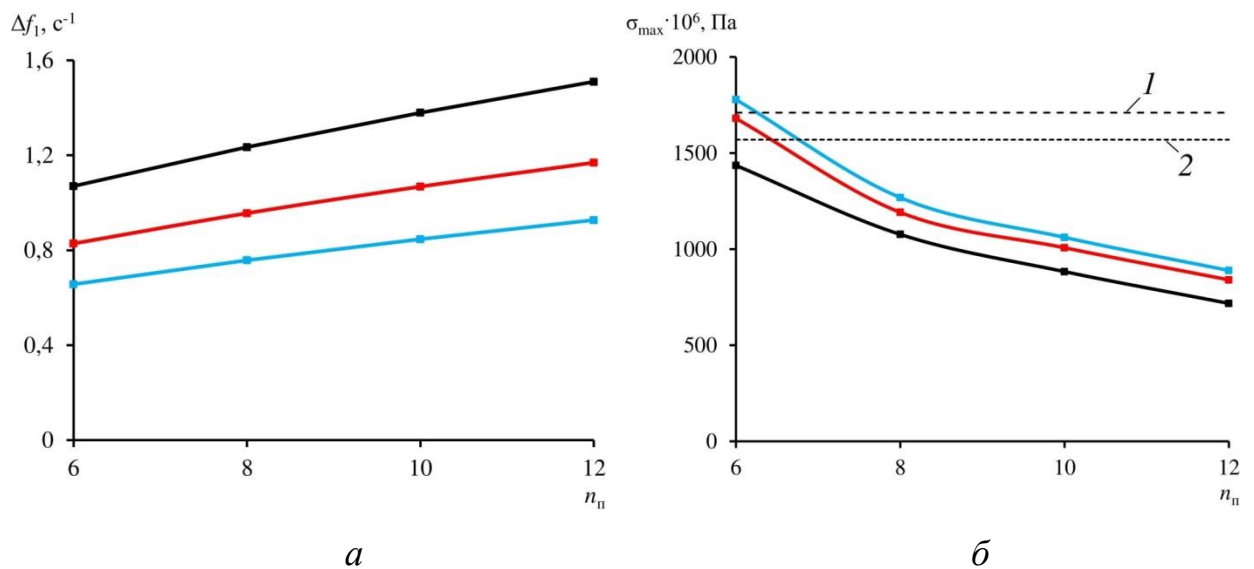


Рисунок 3.13 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с квадратными отверстиями размером $5,35 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,35 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

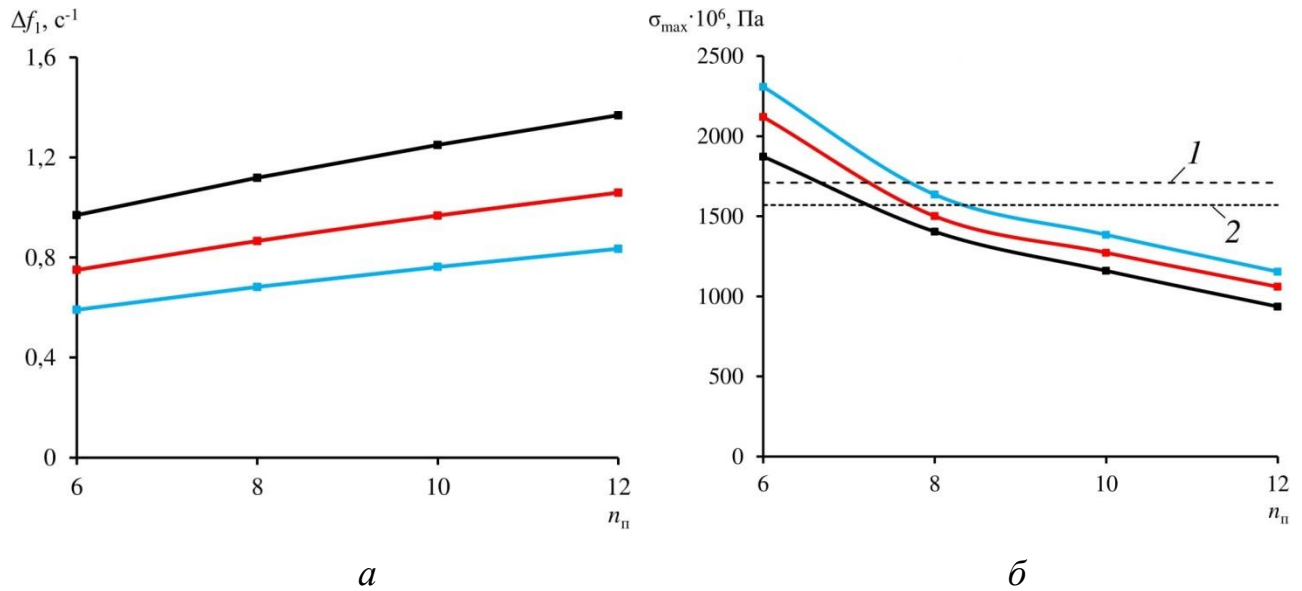


Рисунок 3.14 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с квадратными отверстиями размером $5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м} \times 5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

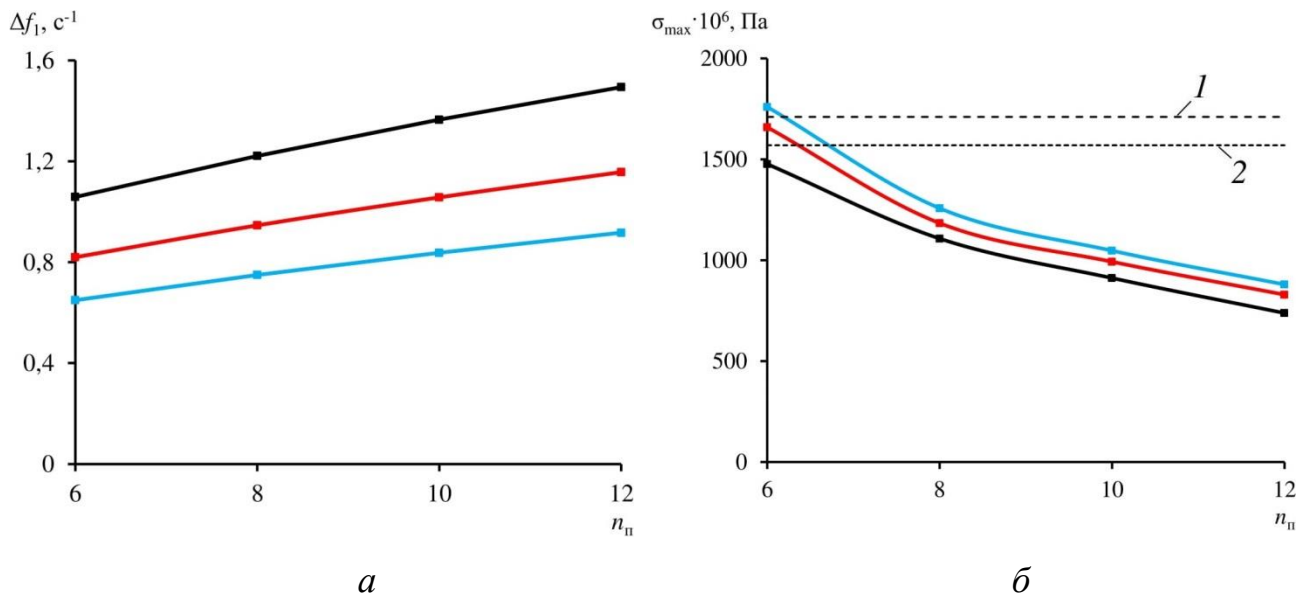


Рисунок 3.15 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с квадратными отверстиями размером $5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м} \times 5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

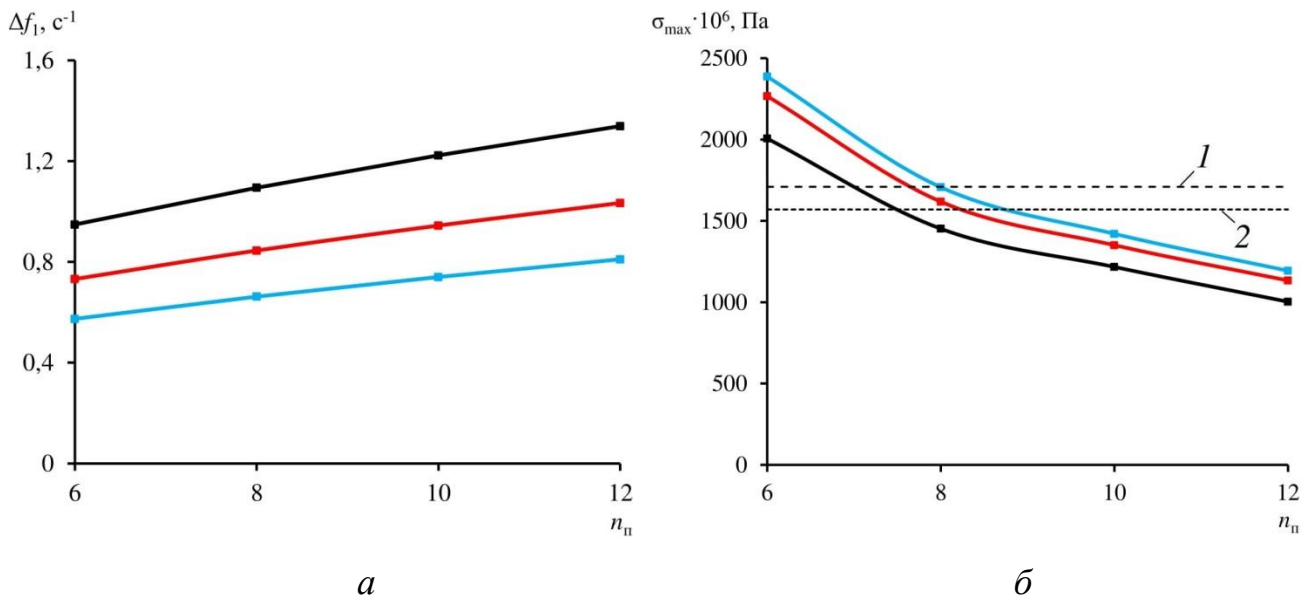


Рисунок 3.16 – Влияние количества пружин n_p с квадратными отверстиями размером $5,75 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,75 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

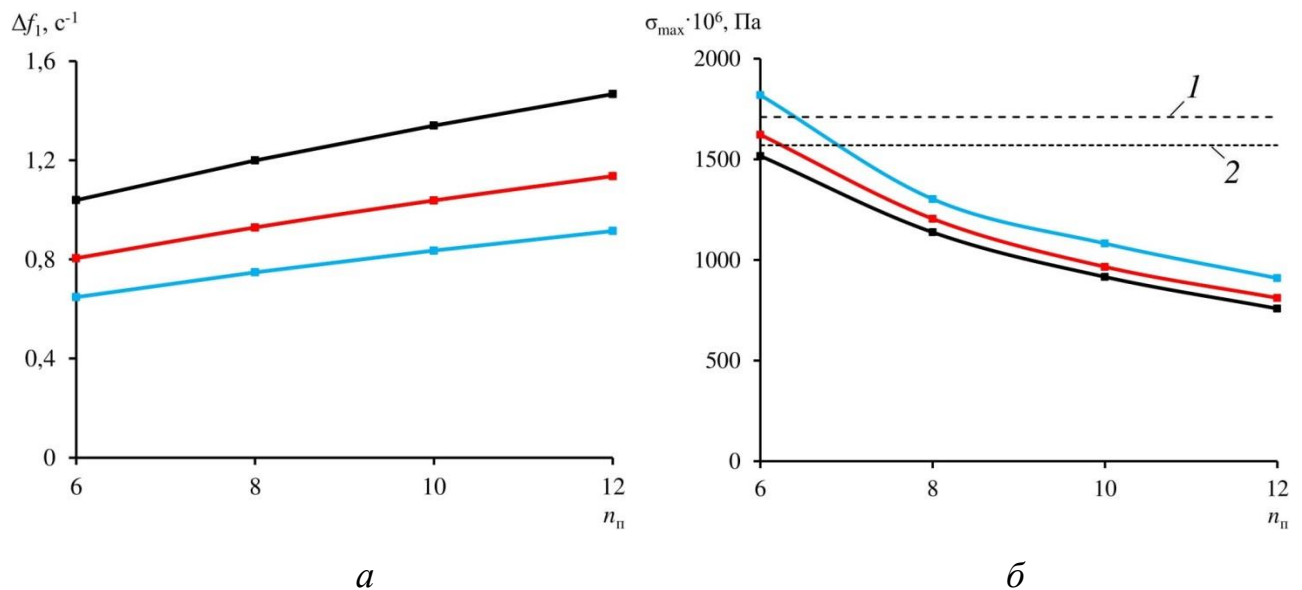


Рисунок 3.17 – Влияние количества пружин n_p с квадратными отверстиями размером $5,75 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,75 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

Из анализа зависимостей, представленных на Рисунках 3.12-3.17, следует, что квадратные отверстия размером $5,35 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,35 \cdot 10^{-3}$ м уменьшают разность частот первых тонов собственных колебаний пружин примерно на 16,5 ... 20,0%. Отверстия размером $5,55 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,55 \cdot 10^{-3}$ м уменьшают эту разность на

17,7 ... 21,5%, а отверстия размером $5,75 \cdot 10^{-3} \text{ м} \times 5,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – примерно на 18,0 ... 25,3%. В некоторых случаях это делает квадратные отверстия более эффективными для уменьшения жёсткости пружин по сравнению с круглыми отверстиями. Однако максимальные значения эквивалентных напряжений имеют тенденцию к значительному изменению, повышаясь на 13,7 ... 33,5% в зависимости от размера отверстий и количества пружин.

В связи со сложностью и длительностью технологического процесса изготовления, а также необходимостью использования большого количества пружин для достижения требуемой разности частот первых тонов собственных колебаний, вариант ослабления пружин путём создания круглых и квадратных отверстий на всех пластинах больше не рассматривался.

Дальнейшие исследования сосредоточены на ослабление пружин с круглыми и квадратными отверстиями одинаковых размеров, ЦМ которых расположены только в ЦМ двух пластин (Рисунок 3.18). Данное решение позволит снизить жёсткость конструкции, обеспечивая при этом равномерное распределение эквивалентных напряжений, что также может способствовать повышению общей прочности конструкции.

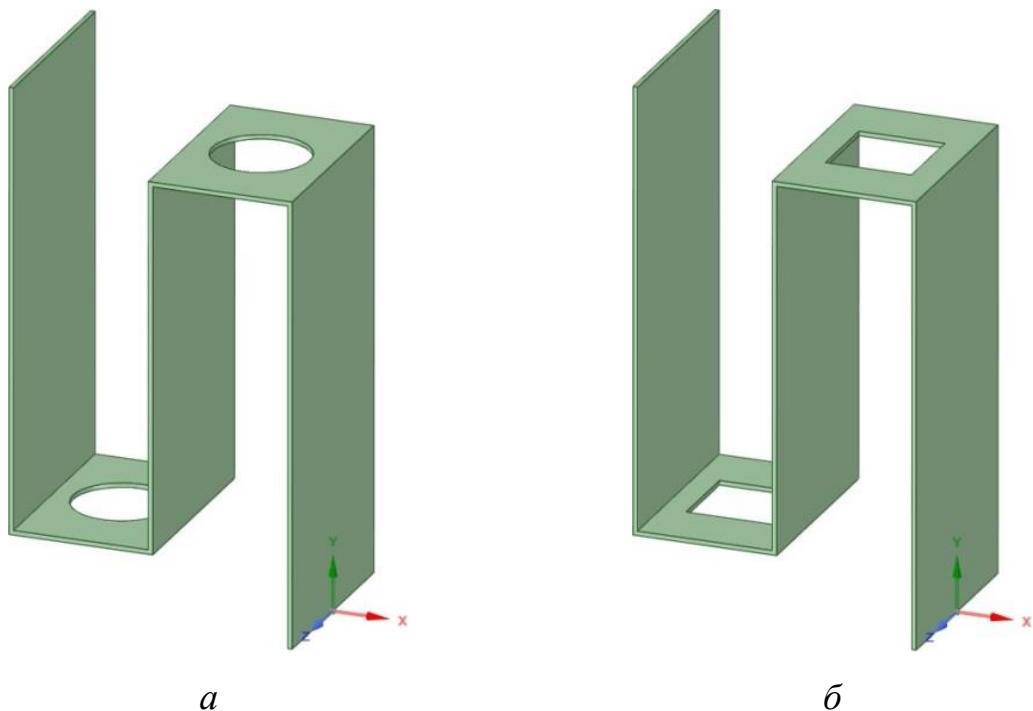


Рисунок 3.18 – Общий вид зигзагообразной пружины с круглыми (а) и квадратными (б) отверстиями на двух пластинах

Результаты математических исследований пружин с двумя круглыми отверстиями представлены на Рисунках 3.19-3.24, а для пружин с двумя квадратными отверстиями – на Рисунках 3.25-3.30.

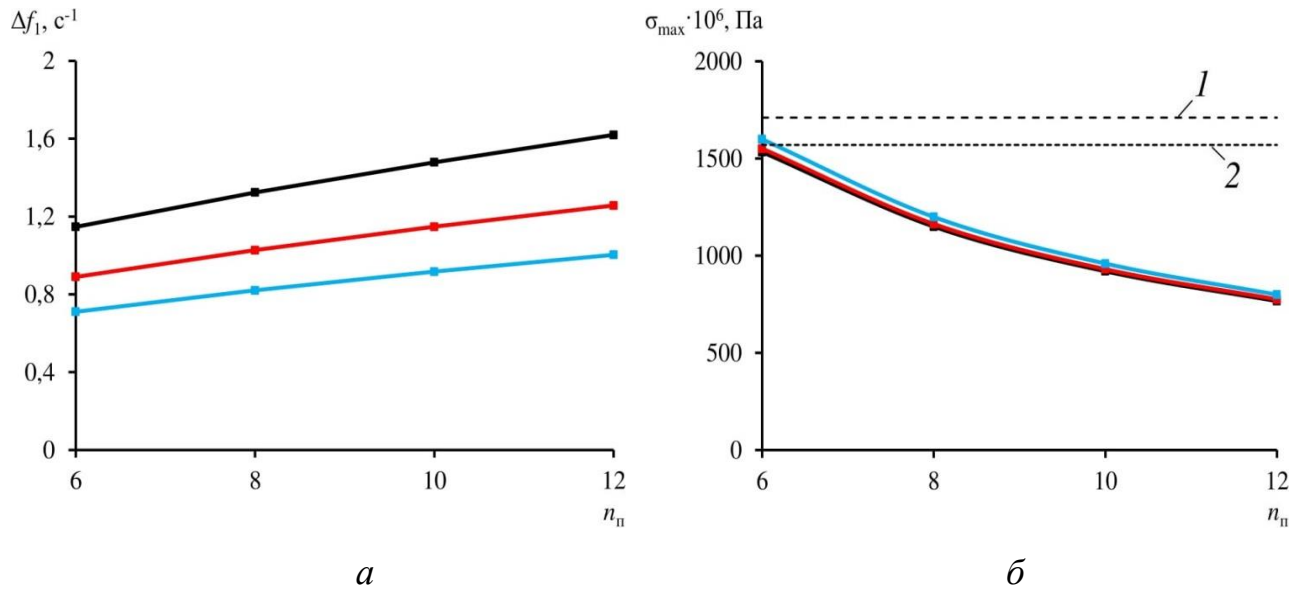


Рисунок 3.19 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с двумя круглыми отверстиями диаметром $6,0 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

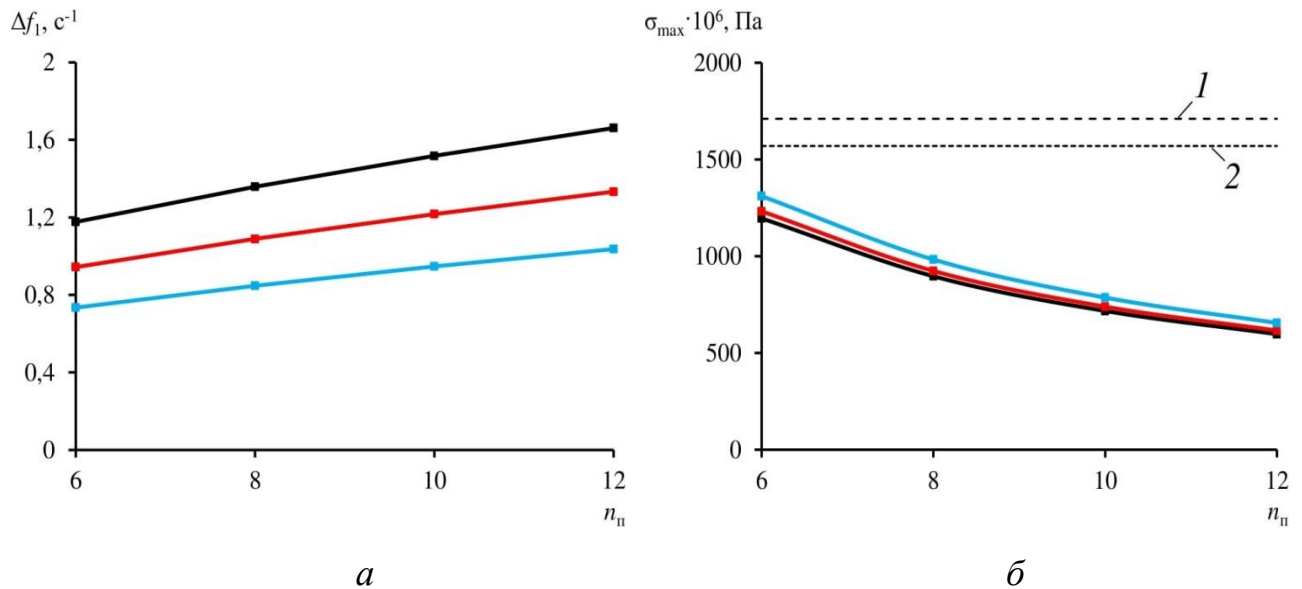


Рисунок 3.20 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с двумя круглыми отверстиями диаметром $6,0 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

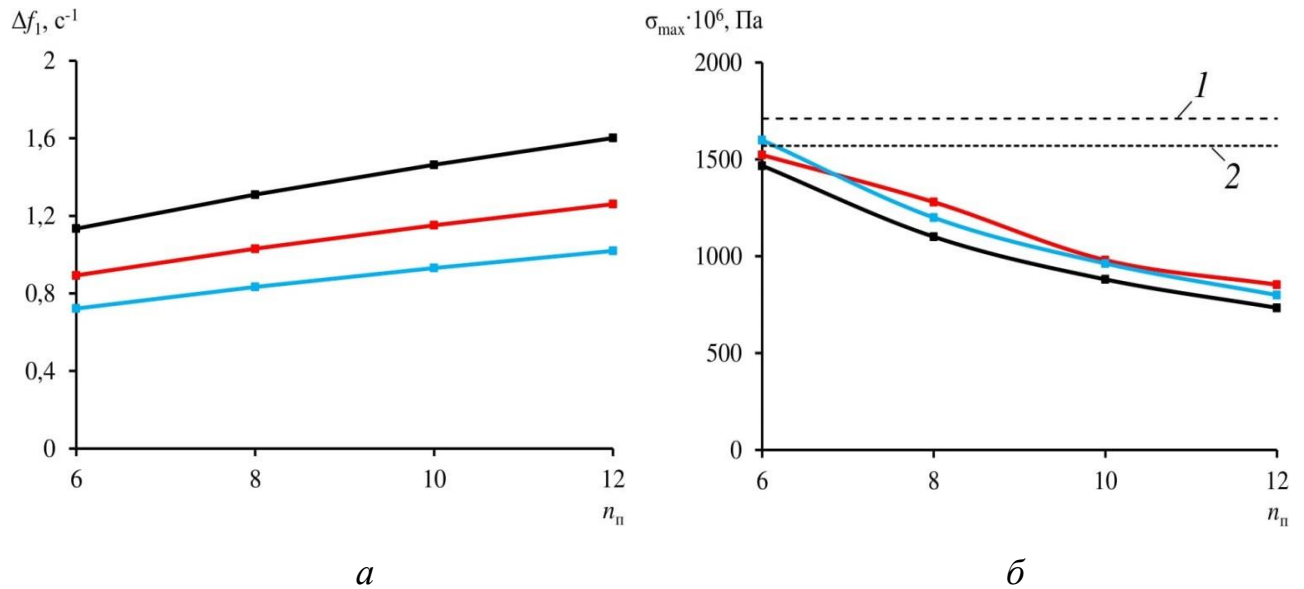


Рисунок 3.21 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с двумя круглыми отверстиями диаметром $6,25 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

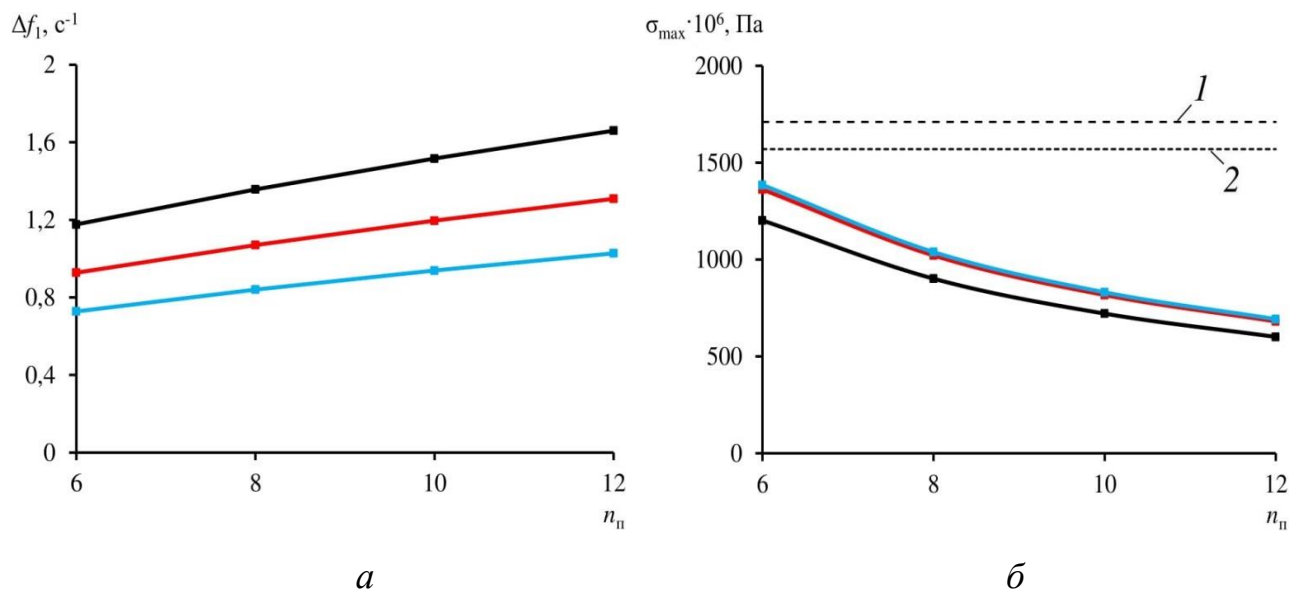


Рисунок 3.22 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с двумя круглыми отверстиями диаметром $6,25 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

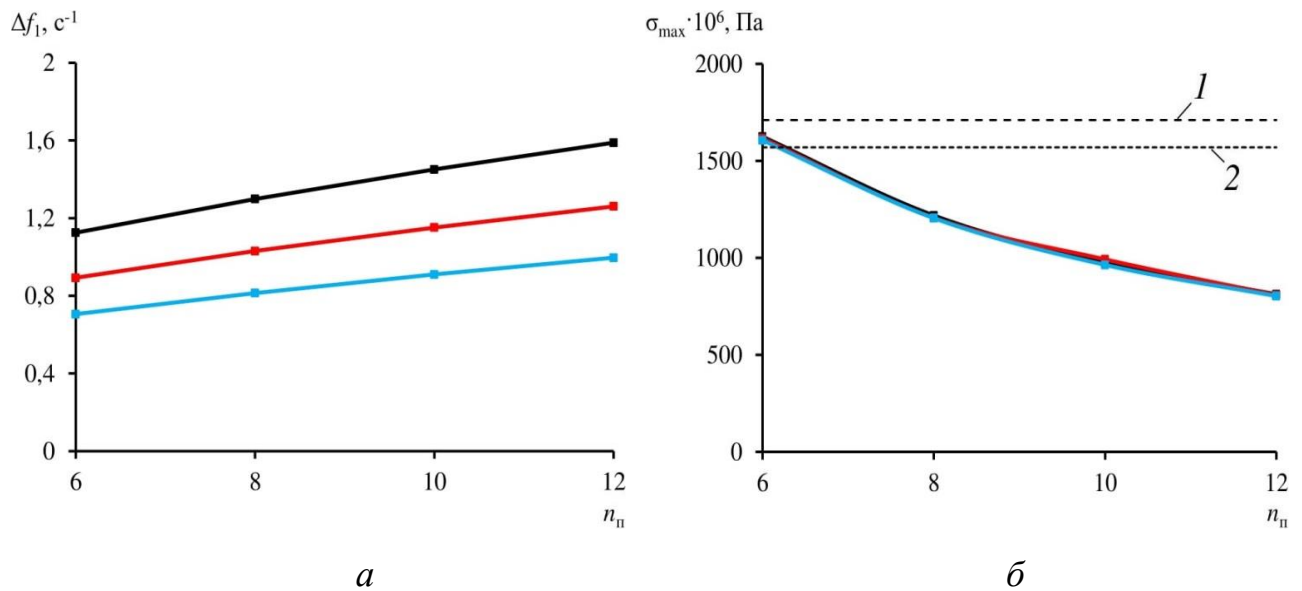


Рисунок 3.23 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с двумя круглыми отверстиями диаметром $6,5 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

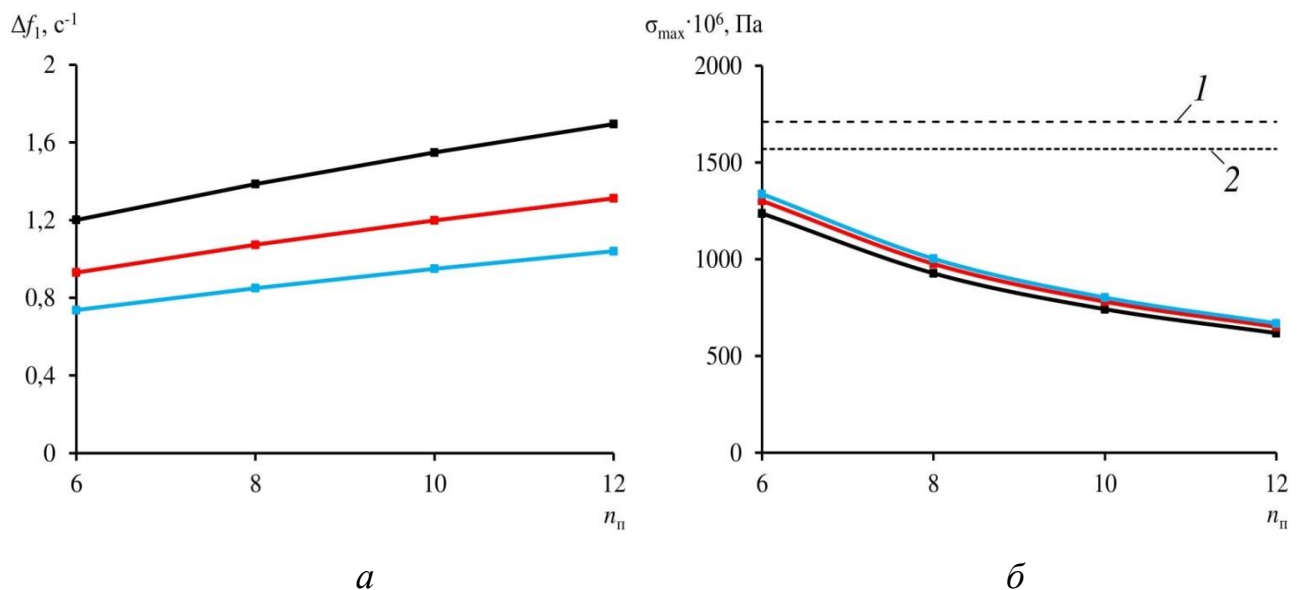


Рисунок 3.24 – Влияние количества пружин $n_{\text{п}}$ с двумя круглыми отверстиями диаметром $6,5 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений σ_{max} (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

Исходя из анализа зависимостей, представленных на Рисунках 3.19-3.24, следует, что два круглых отверстия на пружинах с диаметром $6,25 \cdot 10^{-3}$ м уменьшают разность частот первых тонов собственных колебаний примерно на 0,9 ... 5,9%, а отверстия с диаметрами $6,0 \cdot 10^{-3}$ м и $6,5 \cdot 10^{-3}$ м – примерно на 1,2 ... 4,6%, что является менее эффективным по сравнению с ослаблением всей

системы пластин. Данное решение позволяет использовать меньшее количество пружин, например, шесть или восемь, при одновременном уменьшении разности частот первых тонов собственных колебаний и в некоторых случаях максимальных значений эквивалентных напряжений от 2,7% до 9,6% в зависимости от диаметра отверстий и количества пружин, что положительно влияет как на прочность, так и жёсткость конструкции.

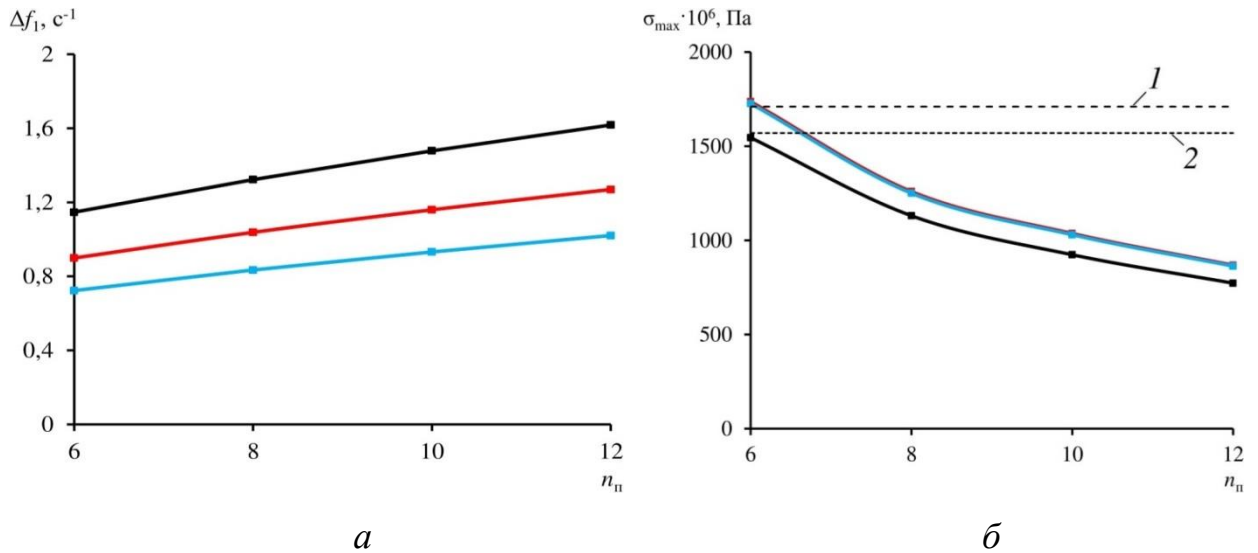


Рисунок 3.25 – Влияние количества пружин n_n с двумя квадратными отверстиями размером $5,35 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,35 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

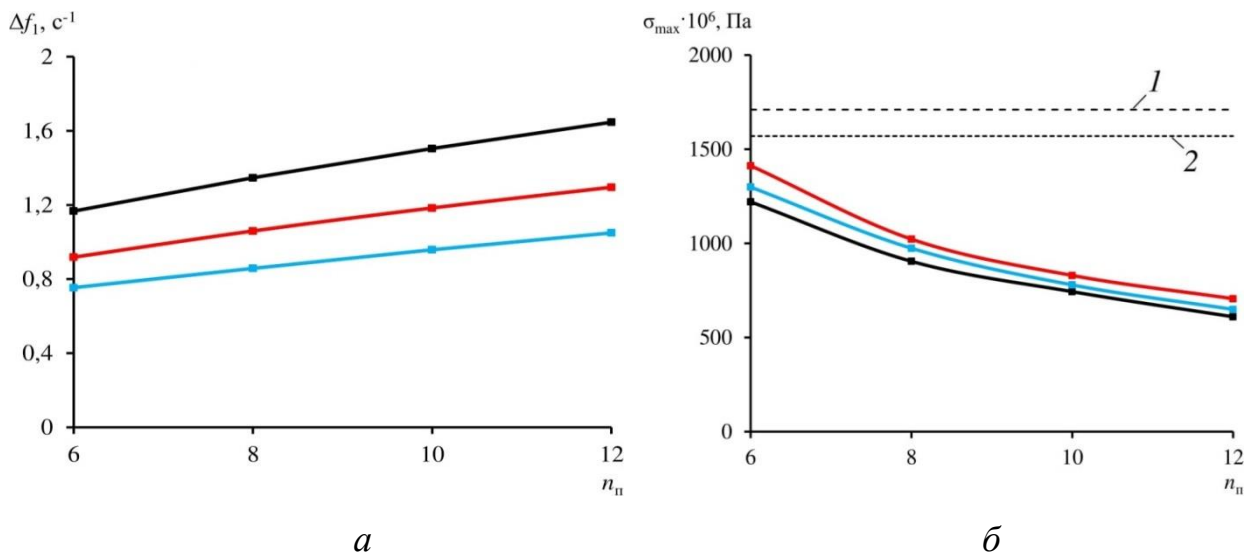


Рисунок 3.26 – Влияние количества пружин n_n с двумя квадратными отверстиями размером $5,35 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,35 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

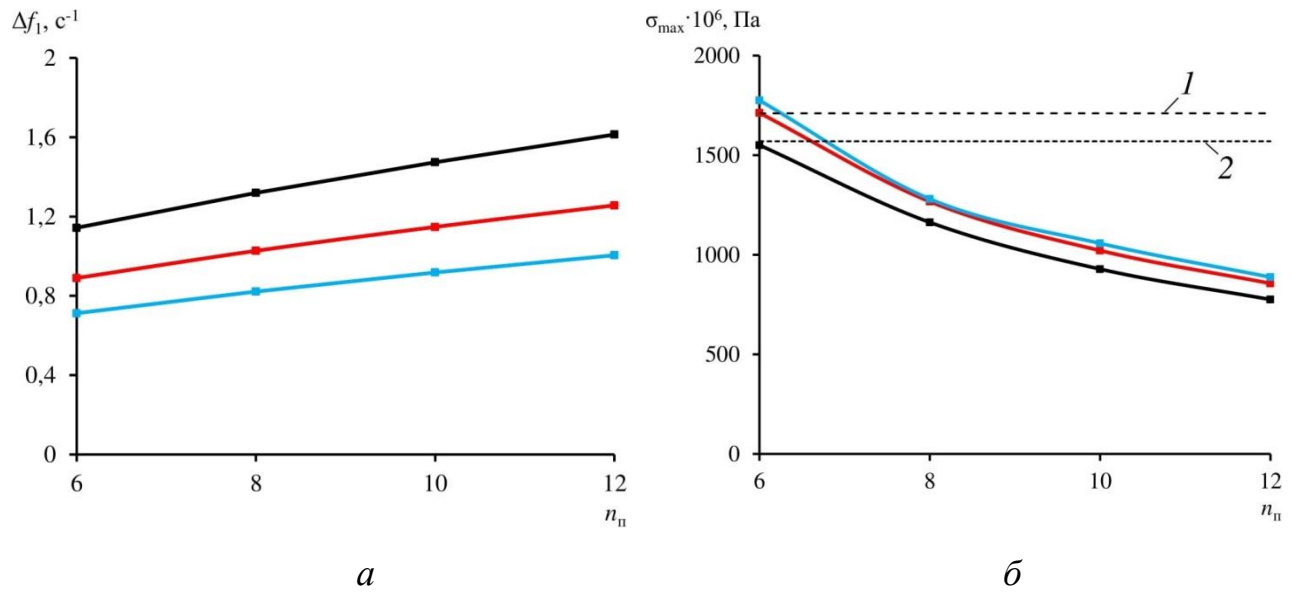


Рисунок 3.27 – Влияние количества пружин n_n с двумя квадратными отверстиями размером $5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м} \times 5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

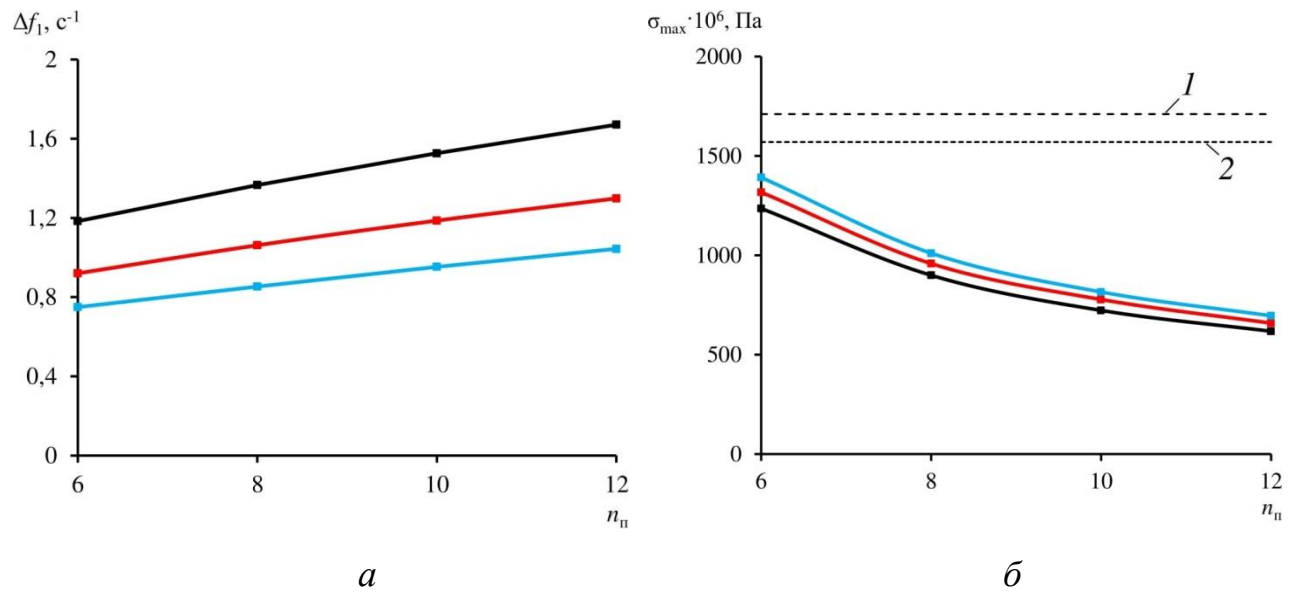


Рисунок 3.28 – Влияние количества пружин n_n с двумя квадратными отверстиями размером $5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м} \times 5,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (a) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

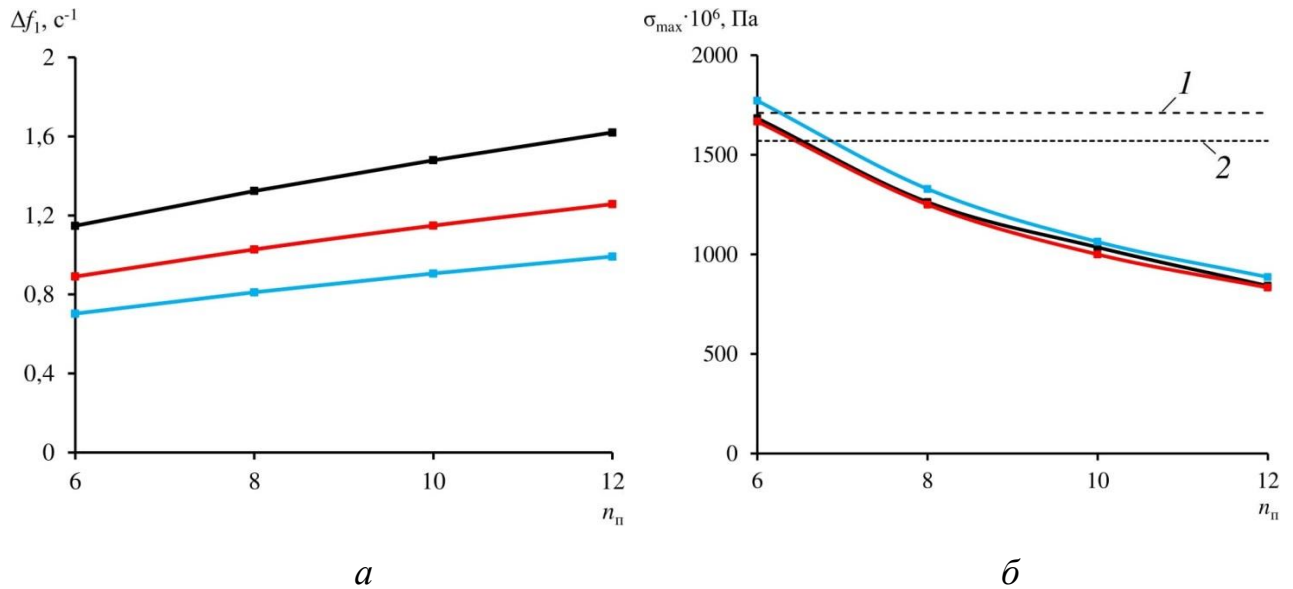


Рисунок 3.29 – Влияние количества пружин с двумя квадратными отверстиями размером $5,75 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,75 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 12 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

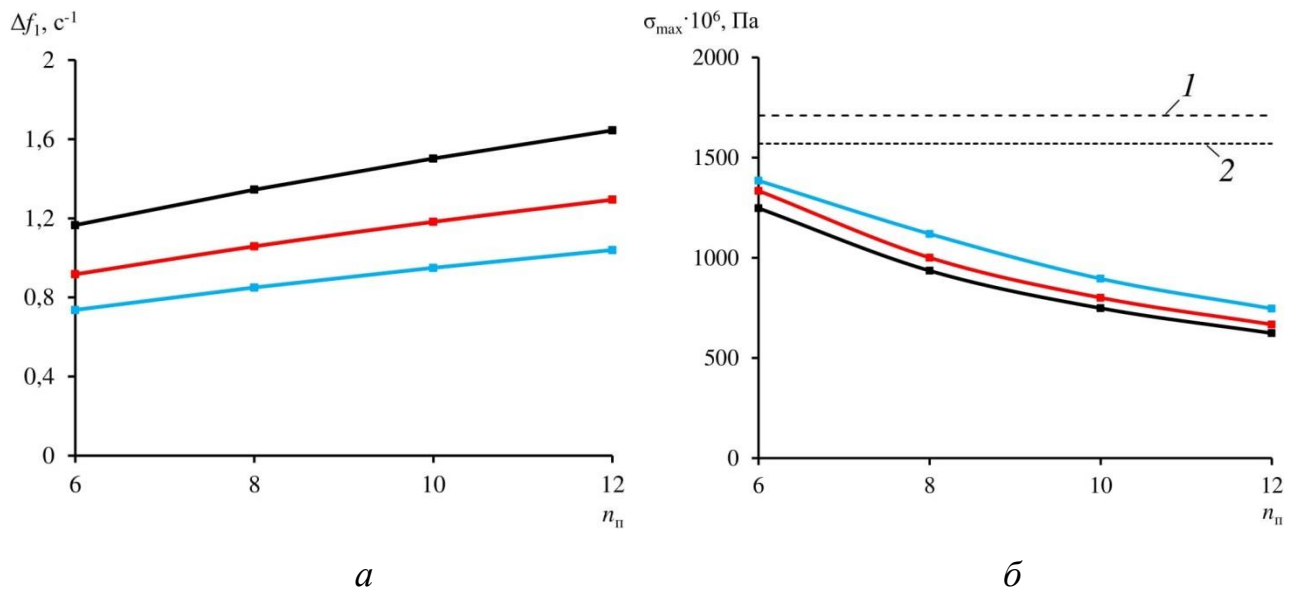


Рисунок 3.30 – Влияние количества пружин n_n с двумя квадратными отверстиями размером $5,75 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,75 \cdot 10^{-3}$ м на разность частот первых тонов собственных колебаний Δf_1 (а) и максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\max}$ (б) при $a = 14 \cdot 10^{-3}$ м: ■ – $b = 14 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 16 \cdot 10^{-3}$ м; ■ – $b = 18 \cdot 10^{-3}$ м

В ходе изучения зависимостей, представленных на Рисунках 3.25-3.30, выявлено, что два квадратных отверстия на пружинах размером $5,35 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,35 \cdot 10^{-3}$ м уменьшают разность частот первых тонов собственных колебаний примерно на 0,5 ... 5,25%. Отверстия размером $5,55 \cdot 10^{-3}$ м $\times$ $5,55 \cdot 10^{-3}$ м уменьшают эту разность примерно на 1,25 ... 5,35%, а отверстия размером

$5,75 \cdot 10^{-3} \text{ м} \times 5,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – примерно на 2,35 ... 5,45%. Максимальные значения эквивалентных напряжений имеют тенденцию к изменению, уменьшаясь или увеличиваясь в среднем от 2,7% до 11,3%.

При выборе рациональных конфигураций пружин принято во внимание, что квадратные отверстия имеют ряд преимуществ по сравнению с круглыми отверстиями, например:

- квадратные отверстия имеют более прямоугольную форму, что делает пластину более устойчивой к влиянию механических нагрузок в виде изгиба и растяжения-сжатия в течение длительного периода времени;
- квадратные отверстия позволяют экономить материал, так как они занимают меньше площади на пластине по сравнению с круглыми отверстиями;
- квадратные отверстия облегчают процесс установки и крепления элементов на пружине, так как они имеют более явные углы и плоскости для крепления.

Основными недостатками ослабления пружин с квадратными отверстиями являются:

- квадратные отверстия могут привести к увеличению напряжений в углах из-за концентрации напряжений, что может привести к уменьшению прочности конструкции и увеличению вероятности деформаций;
- расчёты на прочность и жёсткость пружин с квадратными отверстиями могут быть более сложными по сравнению с круглыми отверстиями из-за необходимости учёта угловых эффектов и конфигурации отверстий;
- изготовление пружин с квадратными отверстиями может быть более сложным и требовать дополнительных операций и специализированных инструментов и оборудования, что может затруднить процесс обработки и повысить стоимость изготовления.

Возможные конфигурации пружин, определённые на основе анализа проведённых математических исследований, и с учётом перечисленных выше критериальных показателей и требований к системам виброизоляции, представлены в Таблицах 3.1-3.3.

Таблица 3.1 – Результаты исследований пружин без отверстий

Вариант	Кол-во пластин	a , м	b , м	Δf_1 , с ⁻¹	$\sigma_{\max} \cdot 10^9$, Па	γ
1	6	$14,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,765	1,420	0,073
2	8	$12,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,831	1,239	0,175

Таблица 3.2 – Результаты исследований пружин с двумя круглыми отверстиями

Вариант	Диаметр отверстий, м	Кол-во пластин	a , м	b , м	Δf_1 , с ⁻¹	$\sigma_{\max} \cdot 10^9$, Па	γ
3	$6,0 \cdot 10^{-3}$	6	$14,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,754	1,399	0,082
4	$6,0 \cdot 10^{-3}$	8	$12,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,841	1,129	0,236
5	$6,25 \cdot 10^{-3}$	6	$14,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,736	1,384	0,087
6	$6,25 \cdot 10^{-3}$	8	$12,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,823	1,132	0,229
7	$6,5 \cdot 10^{-3}$	6	$14,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,735	1,365	0,096
8	$6,5 \cdot 10^{-3}$	8	$12,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,814	1,205	0,189

Таблица 3.3 – Результаты исследований пружин с двумя квадратными отверстиями

Вариант	Размер отверстий, м	Кол-во пластин	a , м	b , м	Δf_1 , с ⁻¹	$\sigma_{\max} \cdot 10^9$, Па	γ
9	$5,35 \cdot 10^{-3} \times 5,35 \cdot 10^{-3}$	6	$14,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,753	1,418	0,072
10	$5,35 \cdot 10^{-3} \times 5,35 \cdot 10^{-3}$	8	$12,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,827	1,250	0,168
11	$5,55 \cdot 10^{-3} \times 5,55 \cdot 10^{-3}$	6	$14,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,749	1,391	0,085
12	$5,55 \cdot 10^{-3} \times 5,55 \cdot 10^{-3}$	8	$12,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,821	1,280	0,152
13	$5,75 \cdot 10^{-3} \times 5,75 \cdot 10^{-3}$	6	$14,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,742	1,380	0,089
14	$5,75 \cdot 10^{-3} \times 5,75 \cdot 10^{-3}$	8	$12,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$	0,811	1,328	0,125

Согласно данным Таблиц 3.1-3.3, конфигурации пружин под вариантами № 7 и № 13 являются наиболее рациональными, которые позволяют использовать в конструкции системы виброизоляции шесть пружин с максимальным допустимым показателем динамической эффективности по сравнению с пружинами без отверстий. При круглых отверстиях показатель динамической устойчивости повышается примерно 31,5%, а при квадратных отверстиях – 22,0%, что также подтверждает эффективность ослабления пружин, особенно в случае применения круглых отверстий. Максимальные значения эквивалентных напряжений не превышают пределы текучести и прочности с коэффициентами безопасности $n = 1,25$ в случае круглых отверстий и $n = 1,24$ в случае квадратных отверстий, что является достаточным условием для предотвращения разрушения пружин при действии нагрузок согласно ГОСТ Р 52857.1-2007 [42].

Результаты математических исследований выбранных вариантов пружин, проведённых с помощью специально разработанного программного алгоритмического обеспечения на базе пакета ANSYS Workbench, представлены на Рисунках 3.31-3.33.

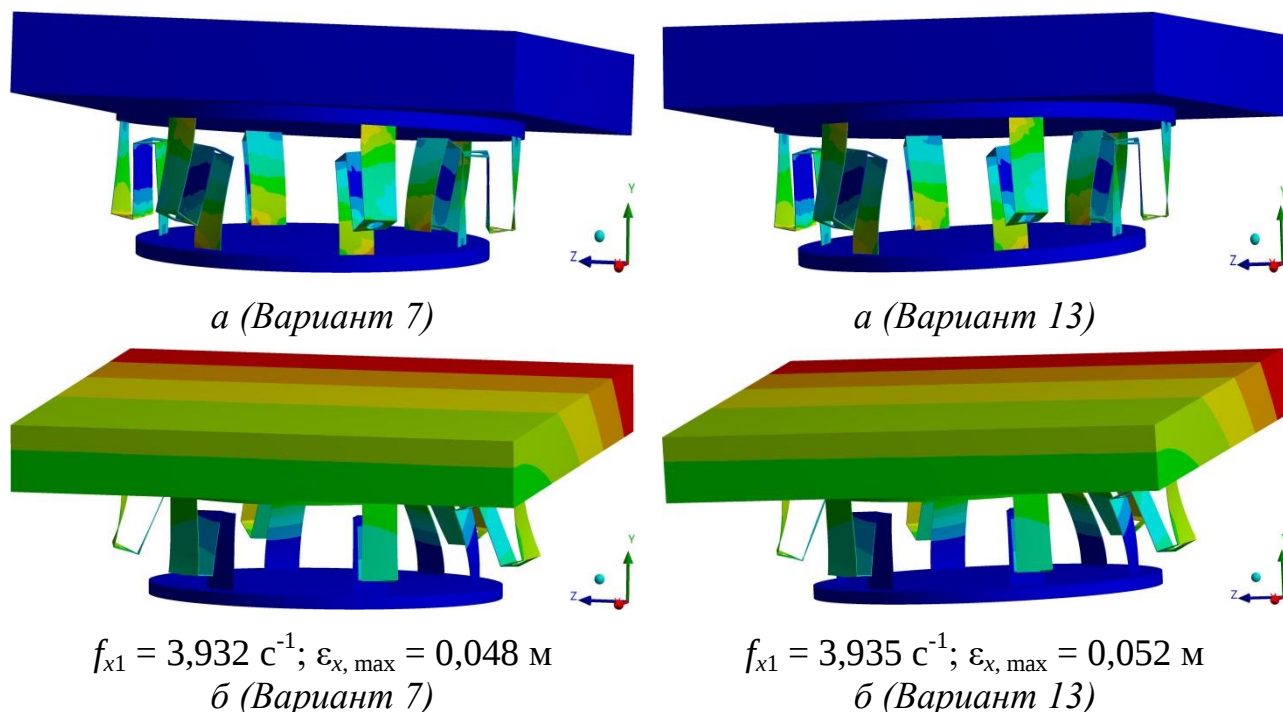


Рисунок 3.31 – Поля распределения эквивалентных напряжений (а) и деформаций (б) вдоль оси x

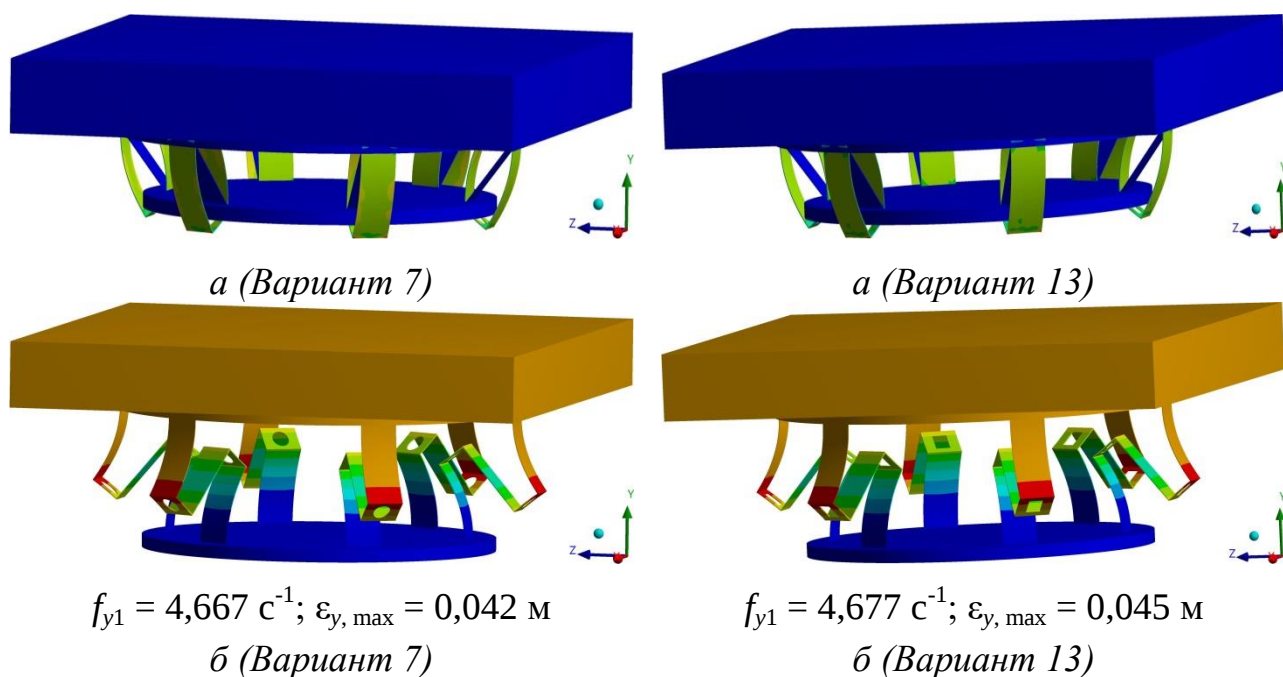


Рисунок 3.32 – Поля распределения эквивалентных напряжений (а) и деформаций (б) вдоль оси y

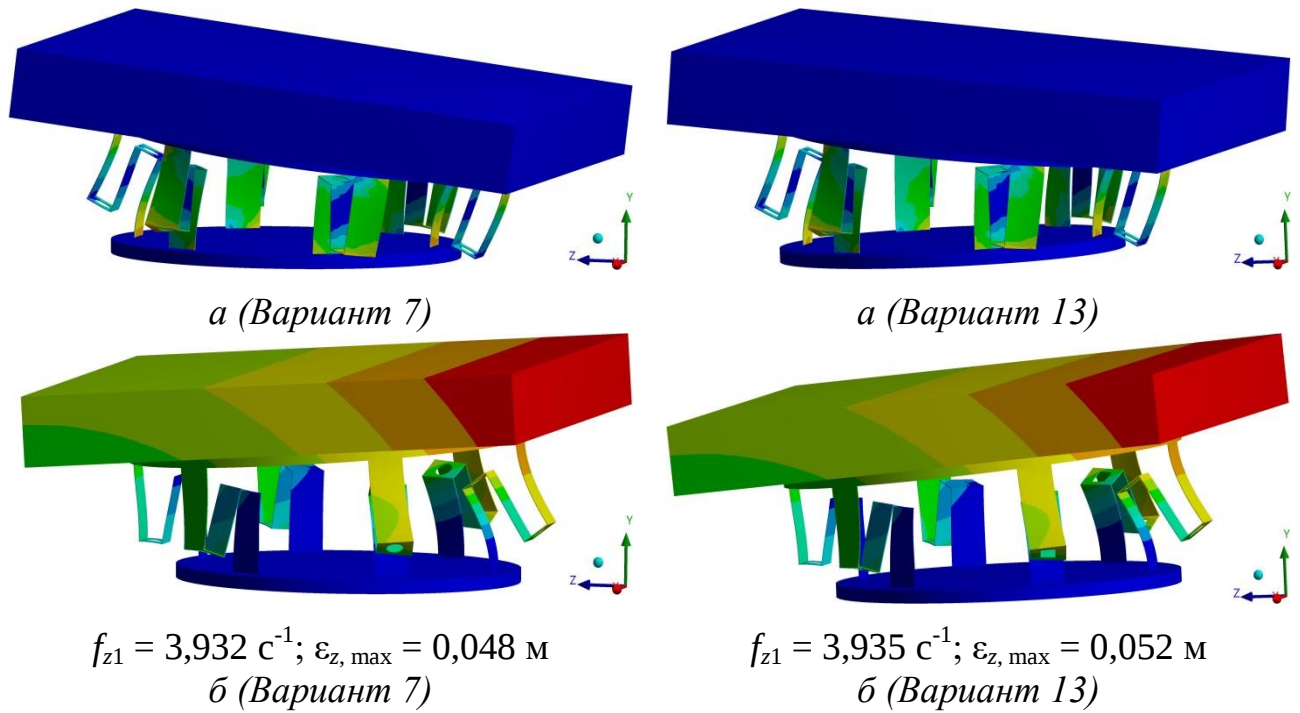


Рисунок 3.33 – Поля распределения эквивалентных напряжений (*a*) и деформаций (*б*) вдоль оси *z*

На Рисунках 3.31-3.33 видно, что общая деформация пружин с квадратными отверстиями примерно на 7,5% меньше, чем у пружин с круглыми отверстиями. Однако данное различие приводит к повышению жёсткости и, как следствие, увеличению разницы между частотами первых тонов собственных колебаний.

Таким образом, для проведения дальнейших экспериментальных исследований по оценке эффективности предлагаемой магнитожидкостной системы виброизоляции в качестве упругих элементов конструкции выбраны пружины, выполненные по варианту № 7.

3.4 Экспериментальные исследования магнитожидкостной системы виброизоляции

Для оценки эффективности магнитожидкостной системы виброизоляции, на пружинах которой установлены два круглых отверстия диаметром $6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (Рисунок 3.34), использован образец магнитожидкостного гасителя колебаний, предложенного в работе [52], настроенного на частоту $4,3 \text{ с}^{-1}$ для уменьшения резонансной частоты в данной системе с определённой полезной нагрузкой [118].

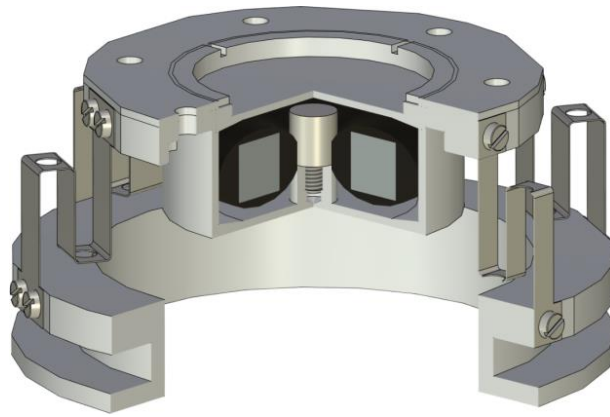


Рисунок 3.34 – Общий вид экспериментального образца магнитожидкостной системы виброизоляции

Принцип работы магнитожидкостного гасителя колебаний состоит в том, что магнит, обволочённый магнитной жидкостью на основе керосина с насыщенностью магнитного поля $4,3 \cdot 10^4$ А/м и содержанием магнетита 8-10%, находится в герметичном корпусе определённой конфигурации и настроен на резонансную частоту пружин в системе виброизоляции. В результате магнит, обволочённый магнитной жидкостью, начинает колебаться, поглощая значительную часть механической энергии благодаря магнитореологическим эффектам, что позволяет снизить уровень вибрационных возмущений [52, 60].

На Рисунке 3.35 представлена схема испытательной установки, на которой проведены вибродинамические испытания КА типа «Искра-5».



Рисунок 3.35 – Схема вибродинамических испытаний космического аппарата типа «Искра-5» на вибростенде TS-2000-4H

Основной целью испытаний являлось определение уровней возмущающих сил и моментов, действующих на аппарат при моделировании эксплуатационных условий работы ДМ типа «ДМ14-120». Исследования проводились в двух режимах: с применением магнитожидкостной системы виброизоляции и без использования данной системы.

Результаты проведённых испытаний представлены на Рисунке 3.36, где возмущающие силы обозначены как F , а моменты – как M .

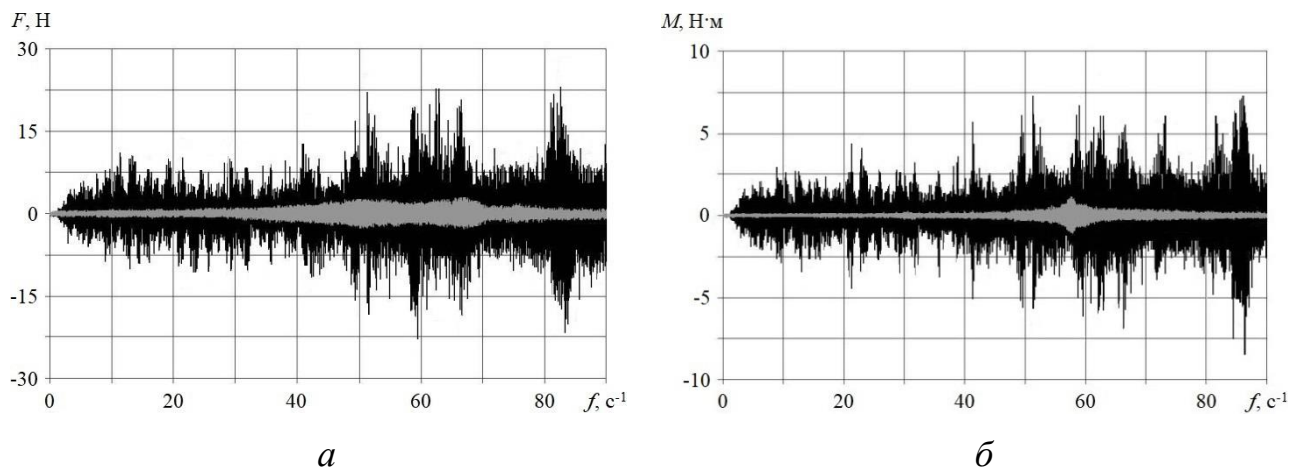


Рисунок 3.36 – Возмущающие силы (а) и моменты (б) при работе двигателя маховика типа «ДМ14-120»: *черная линия* – без виброизоляции; *серая линия* – с виброизоляцией

Из Рисунка 3.36 видно, что при включении виброизоляции в конструкцию ДМ типа «ДМ14-120» наблюдается снижение сил более чем в 6 раз и моментов более чем в 5,5 раз, что подтверждает эффективность применения магнитожидкостной системы виброизоляции для уменьшения возмущений, приходящих от систем с подвижными массами, на борту КА с прецизионной аппаратурой.

3.5 Заключение по Главе 3

1. Разработана магнитожидкостная система виброизоляции. Особое внимание уделено изучению возможности применения специально созданных зигзагообразных пружин в качестве упругих элементов конструкции данной системы, позволяющих значительно снизить разность частот первых тонов собственных колебаний для точной настройки гасителя колебаний на необходимую частоту.

2. Разработан метод расчёта частот первых тонов собственных колебаний статически и динамически нагружённых пружин с подвижной массой в конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции на основе анализа классической теории упругости при определённых допущениях, характерных для упругих изотропных пластин прямоугольной формы.

3. Проведены математические исследования для решения задачи о статическом и динамическом нагружении пружин с ослабленными участками в виде круглых и квадратных отверстий и без них, с использованием специально разработанного программно-алгоритмического обеспечения на базе ANSYS Workbench. В результате установлено положительное влияние ослабления пружин с двумя круглыми или двумя квадратными отверстиями как на жёсткость, так и на прочность конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции.

4. Выбрана рациональная конфигурация пружин на основе анализа результатов математических исследований, и с учётом установленных критериальных показателей и требований к системам виброизоляции в целом.

5. В ходе экспериментальных исследований оценена эффективность предложенной магнитожидкостной системы виброизоляции. Результаты показали значительное снижение уровня силомоментных воздействий, вызванных работой двигателя-маховика типа «ДМ14-120», которые подтвердили эффективность предложенной системы виброизоляции и способность данной системы улучшить условия эксплуатации прецизионной аппаратуры космических аппаратов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан метод проектирования демпфирующих устройств космических аппаратов с учётом динамических процессов по снижению виброактивности.

Основные новые научные результаты диссертационной работы заключаются в следующем:

1. В результате проведённого анализа литературы, посвящённой проблеме виброактивности на борту космических аппаратов, выявлены существенные недостатки часто используемых в конструкции демпфирующих устройств и систем виброизоляции вязкоупругих материалов, включая металлические, полимерно-композиционные, электрореологические и пьезоэлектрические: отсутствие воспроизводимости результатов при идентичных физических параметрах, высокие резонансные частоты, значительный разброс значений коэффициента демпфирования, низкая радиационная стойкость и настройка только на одну частоту. Выявленные недостатки обусловили необходимость разработки альтернативных методов снижения виброактивности на борту космических аппаратов.

В ходе диссертационного исследования предложен и апробирован новый метод снижения виброактивности на борту космических аппаратов, основанный на применении усовершенствованной системы виброизоляции, включающей магнитожидкостный гаситель колебаний и упругие элементы в виде зигзагообразных пружин специальной конфигурации.

2. Сформулированы новые критериальные показатели и требования, предъявляемые к эффективной работе магнитожидкостной системы виброизоляции, основными из которых являются: показатель динамической устойчивости: этот показатель обеспечивает сбалансированное соотношение между прочностью и жёсткостью конструкции, позволяя системе сохранять свои функциональные характеристики при воздействии статических и динамических нагрузок; сведение частот собственных колебаний: этот показатель позволяет

стремиться к сближению частот первых тонов собственных колебаний упругих элементов в конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции в трёх взаимно-перпендикулярных осях для настройки гасителя колебаний с рациональным демпфированием и, следовательно, для достижения эффективного виброгашения.

3. В результате проведённого анализа различных методов снижения виброактивности на примере на борту космических аппаратов с оптико-электронной прецизионной аппаратурой с использованием существующих и перспективных технологий установлено, что вибрационные возмущения, вызванные статическим и динамическим дисбалансами и повышенной добротностью резонирующего элемента оптико-электронной аппаратуры, не позволяют проводить съёмку заданной территории без разгрузки двигателей-маховиков и включения двигателей стабилизации, управляющих ориентацией космического аппарата во время разгрузки двигателей-маховиков. Таким образом, для космических аппаратов, оснащённых прецизионной аппаратурой, предъявляются особо жёсткие требования к уровню механических возмущений, генерируемых двигателями-маховиками. Максимально допустимые показатели дисбалансов должны составлять: для статического дисбаланса – не более $7,0 \cdot 10^{-6}$ кг·м; для динамического дисбаланса – не более $8,0 \cdot 10^{-7}$ кг·м².

Разработан усовершенствованный метод снижения виброактивности космических аппаратов на активных участках полёта, позволяющий устранить частотную неустойчивость от продольных автоколебаний в диапазоне $5,0 \dots 20,0 \text{ с}^{-1}$, обусловленную возмущающими силами и моментами, благодаря применению газовых рулей. В ходе проведённых исследований выявлено, что космический аппарат устойчив при малых углах атаки ($\alpha < 13,0^\circ$). При больших углах атаки аппарат становится неустойчивым. Однако устойчивость полёта аппарата компенсирует большой момент инерции, что позволяет определить границы допустимых скоростей ветра до 20,0 м/с и при низких температурах в зависимости от линейного эксцентриситета тяги и различных значений угла атаки.

4. Разработаны новые проектно-конструкторские решения для упругих элементов конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции с целью повышения эффективности при создании требуемой вибрационной обстановки на борту космических аппаратов с прецизионной аппаратурой.

Разработанные проектно-конструкторские решения реализованы в задачах проектирования системы виброизоляции с зигзагообразными пружинами, оснащёнными круглыми и квадратными отверстиями как на всех, так и на двух пластинах, с использованием специально разработанного программно-алгоритмического обеспечения. Анализ результатов внедрения данных решений показал значительное влияние количества пружин и формы отверстий на максимальные эквивалентные напряжения и разницу в частотах первых тонов собственных колебаний по трём взаимно-перпендикулярным осям. Рациональный выбор при наличии двух отверстий не только повысило прочность конструкции на 2,7 ... 11,3% в зависимости от формы и размера отверстий, но и привело к снижению разности частот первых тонов собственных колебаний на 0,5 ... 5,45% в зависимости от формы и размера отверстий). Полученные результаты позволили облегчить настройку системы виброизоляции на необходимую частоту гашения и эффективнее адаптироваться к динамическим условиям работы систем с подвижными массами, что является основной научной новизной диссертационного исследования.

Разработанная магнитожидкостная система виброизоляции с зигзагообразными пружинами, ослабленными двумя круглыми отверстиями диаметром $6,5 \cdot 10^{-3}$ м, экспериментально исследована, что показало превышение эффективности на 15-30% над имеющимися аналогами. В результате установлено значительное снижение воздействия вибрационных возмущений на прецизионные приборы и аппаратуру в условиях эксплуатации системы с подвижными массами типа «ДМ14-120» с установленной системы виброизоляции при частоте гашения $4,3 \text{ с}^{-1}$, что подтвердило результаты математических исследований выбранной конфигурации пружин с примерно 5% расхождением. В диапазоне частот до $50,0 \text{ с}^{-1}$ возмущающие силы уменьшились примерно в 5,4 раза, а моменты – в 5,8 раз.

В диапазоне частот от 50,0 до 90,0 с⁻¹ снижение возмущающих сил и моментов составило примерно 8 раз, что также свидетельствует об эффективности разработанной системы виброизоляции в низко- и высокочастотной области.

Перспективы дальнейшей разработки темы состоят в следующем:

- разработке нормативных правовых, нормативно-технических и методических документов в области автомобилестроения и сейсмодинамики для строительства объектов хозяйственного значения;
- разработке технических предложений по совершенствованию систем виброизоляции в приборостроении и судостроительной промышленности;
- применении разработанных систем на основе магнитной жидкости для защиты обитаемых космических баз от воздействия различных видов ионизирующего излучения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абгарян К.А., Калязин Э.Л., Мишин В.П. и др. Динамика ракет: Учебник для студентов вузов. Под общ. ред. В.П. Мишина. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1990. – 463 с: ил. – ISBN: 5-217-00354-5.
2. Абрамов И.П., Алдашкин И.В., Алексеев Э.В. и др. Машиностроение. Ракетно-космическая техника. Т. IV-22. Кн. 2. Ч. 1. Под ред. В.П. Легостаева – Москва: Машиностроение, 2014. – 563 с: ил. – ISBN: 978-5-94275-621-5.
3. Авдудевский В.С., Бармин И.В., Гришин С.Д. Проблемы космического производства. – Москва: Машиностроение, 1980. – 223 с: ил.
4. Аджян А.П., Аким Э.Л., Алифанов О.М. и др. Машиностроение. Ракетно-космическая техника. Т. IV-22. Кн. 1. Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. – Москва: Машиностроение, 2012. – 925 с: ил. – ISBN: 978-5-94275-589-8.
5. Алексеев К.Б., Бебедин Г.Г. Управление космическими летательными аппаратами. – Москва: Машиностроение, 1974. – 340 с.: ил.
6. Алифанов О.М., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Васиков Д.В. Инновационный подход к обеспечению радиационной защиты обитаемых космических баз // Вестник Московского авиационного института. – 2023. – Т. 30. – № 4. – С. 88-97.
7. Амбарцумян С.А. Теория анизотропных пластин. – Москва: Наука, 1967. – 268 с.: ил.
8. Андреев В.П., Бонк Р.И., Бровкин А.Г. и др. Система управления разгонным блоком: Учебное пособие. Под ред. А.С. Сырова. – Москва: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2010. – 271 с: ил. – ISBN: 978-5-7035-2235-6.
9. Андреев Р.В., Акимов Н.П., Бадаев К.В. и др. Многозональное сканирующее устройство для геостационарного метеоспутника «Электро-Л» // Ракетно-космическое приборостроение и информационные системы. – 2015. – Т. 2. – № 3. – С. 33-44.
10. Андреев В.В., Кардашев Н.С. Проект наземно-космического радиоинтерферометра // Космические исследования. – 1981. – Т. 19. – № 5. –

С. 763-772.

11. АО «Корпорация «ВНИИЭМ» [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.vniiem.ru/>.
12. АО «НПО Лавочкина» [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.laspace.ru/>.
13. АО ОКБ «Планета» [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.okbplaneta.ru/?ysclid=mfw3tyfs9141500193>.
14. АО «ЦНИИмаш» [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.tsniimash.ru/>.
15. Артюхин Ю.П., Каргу Л.И., Симаев В.Л. Системы управления космических аппаратов, стабилизирующих вращением. – Москва: Наука, 1979. – 295 с.: ил.
16. Асмус В.В., Дядюченко В.Н., Загребасев В.А. и др. Развитие космического комплекса гидрометеорологического обеспечения на базе геостационарных спутников серии «Электро-Л» // Вестник ФГУП НПО им. С.А. Лавочкина. – 2012. – № 1 (12). – С. 3-14.
17. Бабышкин В.Е., Ерошкин В.Н., Яницкий А.А. Геостационарный гидрометеорологический космический комплекс «Электро» // Вестник ФГУП НПО им. С.А. Лавочкина. – 2009. – № 1. – С. 70-75.
18. Баженов В.Г., Чекмарев Д.Т. Вариационно-разностные схемы в нестационарных волновых задачах динамики пластин и оболочек. – Н.Новгород: Изд-во Нижегород. ун-та, 1992. – 159 с.; ил. ISBN 5-230-04162-5.
19. Байсадыков М.Ф. К вопросу о надёжности работы контакта щётки с коллектором в электрических машинах // Сборник статей международной научно-технической конференции «Повышение эффективности эксплуатации коллекторных электромеханических преобразователей энергии», Омск, 05-06 декабря 2013 года. – Омск: Изд-во Омского государственного университета путей сообщения, 2013. – С. 19-23.
20. Бакулин В.Н., Борзых С.В. Подход для построения динамических моделей процесса раскрытия трансформируемых космических конструкций //

Доклады Российской академии наук. Физика, технические науки. – 2021. – Т. 499. – С. 66-72. – DOI: 10.31857/S2686740021040040.

21. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – Москва: Стройиздат, 1982. – 448 с.: ил.

22. Берестова С.А., Денисов Ю.В. Принцип Даламбера. Инженерные задачи: учебное пособие. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2016. – 92 с.: ил. – ISBN: 978-5-7996-1717-2.

23. Бирюкова М.В., **Туфан А.**, Ермаков В.Ю. Подход к снижению виброактивностималых космических аппаратов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2023. – № 1 (144). – С. 4–21. – DOI: 10.18698/0236- 3941-2023-1-4-21.

24. Бирюков П.В., Боровков А.Г., Блейз Е.С. и др. Устройства и элементы систем автоматического регулирования и управления. Техническая кибернетика. Кн. 3. Исполнительные устройства и сервомеханизмы. Под. ред. Засл. Деятеля науки и техники РСФСР, д-ра техн. наук В.В. Солодовникова. – Москва: Машиностроение, 1976. – 735 с.: ил.

25. Богачев А.В., Воробьева Е.А., Зубов Н.Е. Управление ориентацией и разгрузка накопленного кинетического момента инерционных исполнительных органов космического аппарата на высокоэллиптической орбите // Космическая техника и технологии. – 2017. – № 3 (18). – С. 98-105.

26. Бритова Ю.А., Андросов В.Я., Дмитриев В.С. Вибрационный анализ динамических характеристик двигателей-маховиков // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – № 2. – С. 167-172.

27. Бровкин А.Г., Бурдыгов Б.Г., Гордийко С.В. и др. Бортовые системы управления космическими аппаратами. Под ред. А.С. Сырова. – Москва: Изд-во МАИ, 2010. – 304 с.: ил.

28. Бруйка В.А., Фокин В.Г., Солдусова Е.А. и др. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учебное пособие. – Самара: изд. СГТУ, 2010. – 271 с.: ил. – ISBN 978-5-7964-1392-0.

29. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и

пластичности. – Москва: Мир. 1987. – 544 с.

30. Васильев В.Н. Системы ориентации космических аппаратов. – Москва: ФГУП «НПП ВНИИЭМ», 2009. – 310.: ил. – ISBN: 978-5-903194-06-3.

31. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред., гл. ред.) [и др.]. – Москва: Машиностроение. 1978-1981. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. 1978. – 352 с.: ил.

32. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред., гл. ред.) [и др.]. – Москва: Машиностроение. 1978-1981. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980. – 544 с.: ил.

33. Викуленков А.В., Волков А.Е., Евард М.Е. и др. Моделирование работы виброизолирующего устройства космического назначения с элементами из сплава с памятью формы // Сборник докладов XX Петербургских чтений по проблемам прочности, посвященные памяти профессора В.А.Лихачева, Санкт-Петербург, 10-12 апреля 2012 г. – Санкт-Петербург: Соло, 2012. – С. 45-48. – ISBN: 978-5-98340-277-5.

34. Волков А.Е., Евард М.Е., Викуленков А.В. Моделирование управления колебаниями в устройстве виброзащиты на основе сплава с памятью формы // Сборник докладов фундаментальных и прикладных вопросов механики и процессов управления. Всероссийская научная конференция, посвященная 75-летию со дня рождения академика В.П. Мясникова, Владивосток, 11-17 сентября 2011 г. – Владивосток: ИАПУ ДВО РАН, 2011. – С. 53-58. – ISBN: 987-5-7442-1530.

35. Волынцев А.А., Казаков Б.А., Шустов И.Е. Гироскопический измеритель вектора угловой скорости. Опыт исследования отказов в эксплуатации // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение. – 2015. – № 5. – С. 136-151.

36. Воронкин В.А., Геча В.Я., Городецкий Э.А. и др. Методы проектирования маломощных электрических машин // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – 2006. – Т. 103. – С. 6-171.

37. Гектин Ю.М., Селиванов А.С. Многозональное сканирующее устройство для геостационарного метеоспутника «Электро-Л» № 1 // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. – 2015. – №. 3 (29). – С. 114-117.
38. Головин К.Б., Головин Б.А., Калинин М.В. Ядерная геофизика: Учебное пособие. – Саратов: Изд-во Саратовского университета, 2014. – 140 с.: ил.
39. ГОСТ 25645.150-90. Лучи космические галактические. Модель изменения потоков частиц. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 11 с.
40. ГОСТ 25645.165-2001. Лучи космические солнечные. Вероятностная модель потоков протонов. – Москва: Изд-во стандартов, 2001. – 12 с.
41. ГОСТ 14959-2016.Metalлопродукция из рессорно-пружинной нелегированной и легированной стали. Технические условия. – Москва: Стандартинформ, 2017. – 32 с.
42. ГОСТ Р 52857.1-2007. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. – Москва: Стандартинформ, 2009. – 27 с.
43. ГОСТ Р 56514-2015. Нормы прочности автоматических космических аппаратов. – Москва: Стандартинформ, 2015. – 27 с.
44. ГОСТ Р МЭК 60204-1-2007. Безопасность машин. Электрооборудование машин и механизмов. Часть 1. Общие требования. – Москва: Стандартинформ, 2008. – 96 с.
45. Донсков А.В. Анализ современных методов оценки и моделирования рисков возникновения нештатных ситуаций на борту космического аппарата // Вестник Московского авиационного института. 2018. – Т. 25. – № 4. – С. 163-169.
46. Донсков А.В., Мишурова Н.В., Соловьев С.В. Автоматизированная система контроля состояния космического аппарата // Вестник Московского авиационного института. – 2018. – Т. 25. – № 3. – С. 151-160.
47. Ермаков В.Ю. Динамическое моделирование длинномерной конструкции объекта с учетом влияния воздушной среды // Двойные технологии. – 2022. – № 3 (100). – С. 42-48.

48. Ермаков В.Ю. Метод испытаний магнитожидкостной системы виброзащиты длинномерных пространственных конструкций // Космонавтика и ракетостроение. – 2019. – № 4 (109). – С. 80–88.

49. Ермаков В.Ю. Применение магнитожидкостного эффекта для снижения статического и динамического дисбаланса от подвижных масс приводных устройств // Труды Московского авиационного института. – 2019. – № 106. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=105679>.

50. Ермаков В.Ю. Экспериментально-математическое моделирование длинномерной конструкции на основе результатов частотных испытаний // Вестник Московского авиационного института. – 2022. – Т. 29. – № 3. – С. 29-40. DOI: 10.34759/vst-2022-3-29-40.

51. Ермаков В.Ю., Бутылкин А.Ф., Телепнев П.П. и др. Методы гашения вибраций корпуса и панелей СБ КА с помощью исполнительных устройств его системы ориентации. Актуальные вопросы проектирования космических систем и комплексов // Сборник научных трудов ФГУП НПО им. С.А. Лавочкина. 2005. Вып. 6. – С. 432-437.

52. Ермаков В.Ю., Герасимчук В.В. Система виброизоляции // Патент РФ на изобретение № 2727918, МПК F16F 6/00. Заявка: 2019131134 от 03.10.2019, опубликовано 24.07.2020 г., бюл. № 21. – 11 с.

53. Ермаков В.Ю., Кузнецов Д.А., Телепнев П.П. Подход к решению вопроса по прогнозу уровней возмущений для электромаховичных исполнительных органов // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. – 2016. – № 3. – С. 116-119.

54. Ермаков В.Ю., Кузнецов Д.А., Телепнев П.П. и др. Предложение по решению проблемы виброзащиты прецизионной оптикоэлектронной аппаратуры космического аппарата «Спектр-УФ» // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – 2013. – Т. 135. – № 4. – С. 17-20.

55. Ермаков В.Ю., Левашкин-Леонов С.В., **Туфан А.** Экспериментально-математическое моделирование двигателей для перспективных планетоходов // Инженерный журнал: наука и инновации. –

2024. – Вып. 5 (149). – DOI: 10.18698/2308-6033-2024-5-2357.

56. Ермаков В.Ю., Пласкеев Н.А., **Туфан А.**, Миланко К.Н. Комплексный метод проектирования системы виброзащиты космических аппаратов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2024. – Т. 28. – № 2 (104). – С. 34–41. – DOI: 10.54708/19926502_2024_28210434.

57. Ермаков В.Ю., Телепнев П.П. Проектирование устройств гашения колебаний конструкции космических аппаратов. Проектирование автоматических космических аппаратов для фундаментальных научных исследований. – Москва: Изд-во МАИ- ПРИНТ, 2013. – С. 398–429.

58. Ермаков В.Ю., **Туфан А.** Динамика космических аппаратов: учебное пособие. – Москва: Изд-во МАИ, 2023. – 92 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1032-5.

59. Ермаков В.Ю., **Туфан А.** Исследование динамических процессов в космических аппаратах: учебное пособие. – Москва: Изд-во МАИ, 2023. – 104 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1104-9.

60. Ермаков В.Ю., **Туфан А.** Проблемы, обусловленные работой систем с подвижными массами при эксплуатации // Космонавтика и ракетостроение. 2022. № 5(128). С. 134–145.

61. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Фирсюк С.О. Математическая модель продольного движения космического аппарата на различных участках его полета // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2023. – Вып. 8 (140). – DOI: 10.18698/2308-6033-2023-8-2298.

62. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Фирсюк С.О. Исследование основных параметров динамической устойчивости космических аппаратов: учебное пособие. – Москва: Изд-во МАИ, 2024. – 92 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1120-9.

63. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Фирсюк С.О. Проектно-динамический анализ функционирования космических аппаратов: учебное пособие. – Москва: Изд-во МАИ, 2024. – 96 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1128-5.

64. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Миланко К.Н., Фирсюк С.О. Применение

пьезокерамики для подавления вибраций полезной нагрузки многорежимного космического аппарата // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2023. – Вып. 7 (139). – DOI: 10.18698/2308-6033-2023-7-2290.

65. Ермаков Д.В. Виброактивность электромеханических устройств. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – ФГБОУ ВО ТПУ. 2022. – 130 с.

66. Ермаков И.С. Численное моделирование растягиваемых композитных пластин с концентраторами напряжений в виде круговых отверстий. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – ФГБОУ ВО МАИ (НИУ). 2017. – 142 с.

67. Ермаков И.С. Сухомлинов Л.Г. Расчётный прогноз прочности растягиваемых композитных образцов с набором круговых отверстий в сопоставлении с результатами эксперимента // Космонавтика и ракетостроение. – 2023. – Вып. 1 (130). – С. 88-97.

68. Изотов А.И., Фоминых А.А., Тимошенко В.Н. и др. Повышение надежности щеточно-контактного устройства электрических двигателей // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2013. – № 4. – С. 32-33.

69. Канунникова Е.А., Беленький А.Д., Васильев В.Н. и др. Новые возможности создания динамической модели управляемого космического аппарата с учетом упругих свойств и изменяемости конструкции // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – 2012. – Т. 127. – № 2. – С. 21-26.

70. Каргу Л.И. Системы угловой стабилизации космических аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 172 с.: ил.

71. Кейн Т.Р., Левинсон Д.А. Вывод уравнений движения для сложных КЛА // Ракетная техника и космонавтика. – 1980. – № 9. – С. 158-173.

72. Ковалев Н.А. Прикладная механика. Учебник для вузов. – Москва: Высшая школа, 1972. – 400 с.: ил.

73. Колесников К.С. Динамика ракет: Учебник для вузов. 2-е изд. – Москва: Машиностроение. 2003. – 520 с.: ил.

74. Краснов Н.Ф. Аэродинамика. Ч. 2. – Москва: Высшая школа., 1980. –

416 с.: ил.

75. Кургузов А.В., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В. Концептуальный подход к применению в системах разделения ракет-носителей замкового устройства шарикового типа без пиротехники // Вестник Московского авиационного института. – 2024. – Т. 31. – № 4. – С. 55-64. – URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=183584>.

76. Куцубина Н.В., Санников А.А. Теория виброзащиты и акустической динамики машин: Учебное пособие. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2014. – 167 с. – ISBN: 978-5-94984-495-3.

77. Левашкин-Леонов С.В., **Туфан А.**, Ермаков В.Ю. Энергонезависимая система виброизоляции для космических систем // Тезисы 23-й Международной конференции «Авиация и космонавтика», Москва, 18-22 ноября 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 198. – URL: <https://aik.mai.ru/files/abstracts2024.pdf>.

78. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – Москва: Наука, 1979. – 576 с.: ил.

79. Мартынов А.К. Прикладная аэродинамика. – Москва: Машиностроение, 1972. – 448 с.: ил.

80. Мануйлов Ю.С. Синтез оптимального управления жесткостью упругих динамических объектов // Приборостроение. – 1986. – Т. XXIX. – № 11. – С. 27-31.

81. Миланко К.Н., Плассеев Н.А., **Туфан А.**, Ермаков В.Ю. Исследование по применимости сэндвич-панелей для демпфирования конструкций космических аппаратов // Тезисы 23-й Международной конференции «Авиация и космонавтика», Москва, 18-22 ноября 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 207-208. – URL: <https://aik.mai.ru/files/abstracts2024.pdf>.

82. Николаев Ю.Л. Принципы конструирования пьезоэлектрических генераторов микроперемещений // Автоматизация и современные технологии. – 2000. – № 3. – С. 10–12.

83. Новожилов В.В. Теория упругости. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 370 с.: ил.

84. Норри Д., Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – Москва: Мир, 1981. – 304 с.: ил.
85. Остасловский И.В. Динамика полета, устойчивость и управляемость летательных аппаратов. – Москва: Машиностроение, 1976. – 442 с.: ил.
86. ПАО «РКК «Энергия» им. С.П. Королёва». [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.energia.ru/>.
87. Платонов И.М., Молчанов А.М., Быков Л.В. Математическое моделирование процессов горения водорода в сверхзвуковой струе // Сборник тезисов всероссийской научно-технической конференции молодых учёных и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении», Москва, 26-28 мая 2015. – Москва: ЦИАМ, 2015. – С. 179-180.
88. Попов В.И. Системы ориентации и стабилизации космических аппаратов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1986. – 184 с.: ил.
89. Проектирование автоматических космических аппаратов для фундаментальных научных исследований. В 3-х т. Т. 2. 2-е изд., перераб. – Москва: Изд-во МАИ- ПРИНТ, 2014. – 544 с.: ил.
90. Пугач И.Ю. Разработка методического обеспечения повышения точности моделирования динамических характеристик элементов конструкций КА ДЗЗ на стадии проектирования и наземной отработки. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ». 2015. – 22 с.
91. Рабинович Б.И. Введение в динамику ракет-носителей космических аппаратов. – Москва: Машиностроение, 1983. – 296 с.: ил.
92. Ребеко А.Г. Защита людей и космических аппаратов в космосе // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2016. – № 5 (53). – DOI: 10.18698/2308-6033-2016-5-1496.
93. Розин Л.А. Задачи теории упругости и численные методы их решения. – Санкт-Петербург: Изд-во СПбГУ, 1998. – 532 с: ил. – ISBN 5-7422-0044-7.

94. Розин П.Е. Динамическое проектирование системы управления движением и навигации малых космических аппаратов дистанционного зондирования земли с аппаратурой кадровой съёмки. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – ФГБОУ ВО МАИ (НИУ). 2017. – 138 с.
95. Рузметов Я.О., Якушев А.В. Сравнительная оценка прочности пружин рессорного подвешивания из сталей марок 55С2, 55С2ГФ, 60С2А, 60С2ХА // Железнодорожный транспорт: актуальные задачи и инновации. – 2019. – № 3. – С. 27-33.
96. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – Москва: Наука, 1979. – 560 с.: ил.
97. **Туфан А.**, Козедра П.А., Ермаков В.Ю., Глотов М.К. Проектирование систем отделения полезной нагрузки от ракеты-носителя без использования пиротехнических элементов // Тезисы 23-й Международной конференции «Авиация и космонавтика», Москва, 18-22 ноября 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 222-223. – URL: <https://aik.mai.ru/files/abstracts2024.pdf>.
98. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – Москва: Наука, 1974. – 560 с.: ил.
99. Филей А.А., Шамилова Ю.А. Определение водозапаса облачности по данным радиометра МСУ-ГС КА Арктика-М № 1 // Исследование Земли из космоса. – 2023. – № 3. – С. 70-80.
100. Филлипов А.П. Колебания деформируемых систем. – Москва: Машиностроение, 1970. – 736 с.
101. Фирсюк С.О., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Васиков Д.В. Разработка средства разделения в составе перспективной ракеты-носителя без использования пиросредств // Тезисы 3-й Международной научно-технической конференции «Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения», Москва, 26-30 августа 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 28-30. URL: https://api.hstd-conference.ru/uploads/Sbornik_HSTD_2024_b5c1865a21.pdf.
102. Фирсюк С.О., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Кургузов А.В.

Концептуальный подход к обеспечению надежности средств разделения перспективных ракет-носителей без использования пиросредств // Тезисы 3-й Международной научно-технической конференции «Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения», Москва, 26-30 августа 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 22-24. URL: https://api.hstd-conference.ru/uploads/Sbornik_HSTD_2024_b5c1865a21.pdf.

103. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. Под ред. К.В. Фролова. – Москва: Высш. шк., 1987. – 496 с: ил.

104. Хунджуа А.Г. Эффект памяти формы и сверхупругость: Учебное пособие. – Москва: Физический факультет МГУ, 2010. – 32 с: ил.

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

106. Ashley H. On passive damping mechanisms in large space structures // Journal of Space and Rockets. – 1984. – Vol. 21. – No. 5. – P. 448-455.

107. Azadi E., Fazelzadeh S. A., Azadi M. Thermally induced vibrations of smart solar panel in a low-orbit satellite // Advances in Space Research. – 2017. – Vol 59 (6). – P. 1502-1513. – DOI: 10.1016/j.asr.2016.12.034.

108. Bialas K. Reduction of vibrations in mechanical systems using piezoelectric elements // MATEC Web of Conferences. – 2018. – Vol. 178 (06023) – DOI: 10.1051/mateconf/201817806023.

109. Bolund B., Bernhoff H., Leijon M. Flywheel energy and power storage systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2007. – Vol. 11. – No. 2. – P. 235-258. – DOI: 10.1016/j.rser.2005.01.004.

110. Bronowicki A. J. Vibration isolator for large space telescopes // Journal of Spacecraft and Rockets. – 2006. – Vol. 43 (1). – P. 45-53. – DOI: 10.2514/1.12036.

111. Chen L., Zhou H. Numerical methods for analysing static characteristics of rubber isolator // Journal of Vibration and Shock. – 2005. – No. 24 (3). – P. 120-123.

112. Chong Z., Song H., Yongming Y. Analysis of electromagnetic forces on involute part of end winding in a 1550 MW nuclear generator // Proceedings of the 2017

IEEE 2nd Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference (IAEAC), Chongqing, China. 25-26 March 2017. – P. 1-4 – DOI: 10.1109/IAEAC.2017.8053964.

113. Chunchuan L., Jing X., Daley S. et al. Recent advances in micro-vibration isolation // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2015. – Vol. 56. – P. 55-80. – DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.10.007.

114. Deng C., Mu D., An Y. et al. Reduction of satellite flywheel microvibration using rubber shock absorbers // *Journal of Vibroengineering*. – 2017. – Vol. 19. – No. 3. – P. 1465-1478. – DOI: 10.21595/jve.2016.17021.

115. Dennehy C.J. A survey of reaction wheel disturbance modeling approaches for spacecraft line-of-sight jitter performance analysis // *Proceedings of the 18th European Space Mechanisms and Tribology Symposium, Munich, Germany. 18-20 September 2019*.

116. Di H., Sarosh A., Dong Y.F. A novel KFCM based fault diagnosis method for unknown faults in satellite reaction wheels // *ISA Transactions*. – 2012. – Vol. 51. – No. 2. – P. 309-316. – DOI: 10.1016/j.isatra.2011.10.005.

117. Dong W., Duan W., Liu W. et al. Microgravity disturbance analysis on Chinese space laboratory // *Npj Microgravity*. – 2019. – No. 5 (1). – DOI: 10.1038/s41526-019-0078-z.

118. Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Levashkin-Leonov S.V., Biryukova M.V. Selection of rational design solutions for constructing a spacecraft magnetofluidic vibration isolation device. // *Aerospace Systems*. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00368-8.

119. Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Firsyuk S.O. Choice of design solutions for separating the payload from the launch vehicle without using pyrotechnic elements // *Aerospace Systems*. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00348-y.

120. Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Biryukova M.V., Firsyuk S.O. Fundamentals of spacecraft dynamics. – Moscow: Izd-vo MAI, 2024. – 180 p: il. ISBN 978 5 4316-1137-7.

121. Faiz J., B.M. Ebrahimi, H.A. Toliyat et al. Diagnosis of a mixed

eccentricity fault in a squirrel-cage three-phase induction motor using time stepping finite element technique // IEEE International Electric Machines & Drives Conference, Antalya, Turkey, June 2007. – DOI: 10.1109/IEMDC.2007.383641.

122. Firsyuk S.O., Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Kurguzov A.V. A conceptual approach to ensure the reliability of separation devices for promising launch vehicles without using pyrotechnics // Aerospace Systems. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00346-0.

123. Firsyuk S.O., Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Vasikov D.V. Development of a separation device as part of a promising launch vehicle without using pyrotechnics // Aerospace Systems. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00347-z.

124. Hannes B., Cole M., Keogh P. et al. Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery // Springer Science & Business Media. – 2009. – DOI: 10.1007/978-3-642-00497-1.

125. Hoffman J., Fisher P., Batishchev O. Use of superconducting magnet technology for astronauts radiation protection // NIAC Phase 1 Final Report, American Physical Society Bulletin 49. 2004. – 261 p.

126. Huang J., Xi J., Yu Z. Study on Micro-vibration Isolation System Design and Validation for the SDLT-1 Satellite of China // Journal of Vibration Engineering & Technologies. – 2023. – Vol. 11. – P. 3879-3891. – DOI: 10.1007/s42417-022-00789-1.

127. Joshi R.P., Qiu H., Tripathi R.K. Configuration studies for active electrostatic space radiation shielding // Acta Astronautica. – 2013. – Vol. 88. – P. 138-145. – DOI: 10.1016/j.actaastro.2013.03.011.

128. Khushnood M.A., Wang X., Cui N.A. criterion for optimal sensor placement for minimizing spillover effects on optimal controllers // Journal of Vibration and Control. – 2016. – Vol. 24. – No. 8. – P. 1469-1487. – DOI: 10.1177/1077546316661471.

129. Kim H.G., Kwon S.C., Koo K.R. et al. Performance investigation of superplastic shape memory alloy nased vibration isolator for X-Band active small SAR satellite of S-STEP under acoustic and random vibration environments // Aerospace. – 2022. – No. 9 (11). – DOI: 10.3390/aerospace9110642.

130. Kim Y., Park J. A theory for the free vibration of a laminated composite rectangular plate with holes in aerospace applications // *Composite Structures*. – 2020. – Vol. 251 (112571). – DOI: 10.1016/j.compstruct.2020.112571.

131. Le M.P., Ellenbroek M.H.M., Seiler R. et al. A full disturbance model for reaction wheels // *Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Volume 8: 26th Conference on Mechanical Vibration and Noise, Buffalo, New York, USA, 17–20 August 2014. – DOI: 10.1115/DETC2014-34480.

132. Ley W., Wittmann K., Hallmann W., eds. *Handbook of space technology*. – New York: AIAA, 2009.

133. Liang Y., Guo Z., Bian X. et al. Novel optimization evaluation of the asymmetric-paths winding considering the electromagnetic force characteristics in AC machines // *Proceedings of the 2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Harbin, China, August 2019. – DOI: 10.1109/ICEMS.2019.8922005.

134. Li D., Liu W. Vibration control for the solar panels of spacecraft: Innovation methods and potential approaches // *International Journal of Mechanical System Dynamics*. – 2023. – No. 3 (4). – P. 300-330. – DOI: 10.1002/msd2.12094.

135. Li L., Wang L., Yuan L. et al. Micro-vibration suppression methods and key technologies for high-precision space optical instruments // *Acta Astronautica*. – 2021. – Vol. 180. – P. 417-428. DOI: 10.1016/j.actaastro.2020.12.054.

136. Liu J., Cheng Z., Wang P. Design and applications of rubber shock absorber in airborne photoelectric pod // *China Mechanical Engineering*. – 2014. – Vol. 12. – No. 10. – P. 1308-1312. – DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2014.10.007.

137. Longato M.M., Hughes T., Yotov V. et al. Microvibration simulation of reaction wheel ball bearings // *Journal of Sound and Vibration*. – 2023. – Vol. 567. – No. 117909. – DOI: 10.1016/j.jsv.2023.117909.

138. Mba C.U., Gabbar H.A., Marchesiello S. et al. Fault Diagnosis in Flywheels: Case Study of a Reaction Wheel Dynamic System with Bearing Imperfections // *International Journal of Performability Engineering*. – 2017. –

Vol. 13. – No. 4. – P. 362-373. – DOI: 10.23940/ijpe.17.04.p3.362373.

139. Park T.Y., Shin S.H., Park S.W. et al. High-damping PCB implemented by multi-layered viscoelastic acrylic tapes for use of wedge lock applications // *Engineering Fracture Mechanics*. – 2021. – No. 241. – DOI: 10.1016/j.engfracmech.2020.107370.

140. Park Y.H., Kwon S.C, Koo K.R. et al. High damping passive launch vibration isolation system using superelastic SMA with multilayered viscous lamina // *Aerospace*. – 2021. – No. 8 (8). – DOI: 10.3390/aerospace8080201.

141. Peng Z., Shiqian C., Qingbo H. et al. Rotating machinery fault-induced vibration signal modulation effects: A review with mechanisms, extraction methods and applications for diagnosis // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2023. – Vol. 200 (1). – DOI: 10.1016/j.ymssp.2023.110489.

142. Priya B.H., Karthick R., Lokprakash B. et al. Static eccentricity fault analysis in inverter fed induction motor using finite element method // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2020. – Vol. 872. – No. 1. – DOI: 10.1088/1757-899X/872/1/012049.

143. Qing L., Li D., Zhou W. et al. Dynamic modelling and observation of micro-vibrations generated by a Single Gimbal Control Moment Gyro // *Journal of Sound and Vibration*. – 2016. – Vol. 332. – No. 19. – P. 4496-4516. – DOI: 10.1016/j.jsv.2013.03.034

144. Safarabadi M., Haghshenas J., Koochaki K.H. Design of micro-vibration isolation system for a remote-sensing satellite payload using viscoelastic materials // *Engineering Solid Mechanics*. – 2020. – No. 8. – P. 69-76. – DOI: 10.5267/j.esm.2019.8.003.

145. Scott D., Salon S., Kusik G. Electromagnetic forces on the armature end windings of large turbine generators I-steady state conditions // *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*. – 1981. – Vol. 100. – No. 11. – P. 4597-4603. – DOI: 10.1109/TPAS.1981.316800.

146. Scott G., Kern D. L. Benefits of spacecraft level vibration testing. – 2015. – URL: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:110665785>.

147. Sethi V., Franchek M., Song G. Active multimodal vibration suppression of a flexible structure with piezoceramic sensor and actuator by using loop shaping // *Journal of Vibration and Control*. – 2011. – Vol. 17. – No. 13. – P. 1994-2006. – DOI: 10.1177/1077546310393440.

148. Sjoberg M. Rubber isolators measurements and modelling using fractional derivatives and friction // *SAE Technical Paper*. – 2000. – No. 1 (3518). – pp. 133-144. – DOI: 10.4271/2000-01-3518.

149. SreeSastha Ram T.R., Kumar S.A. Influence of hole-hole distance and orientation on strength of composite laminae // *International Journal of Scientific and Engineering Research*. – 2014. – Vol. 5. – No. 7. – P. 698-703.

150. Taha R., Sattar A.M. The effect of a hole on natural frequencies of laminated composite plate. – 2016. – DOI:10.13140/RG.2.2.12192.79366.

151. Tang Gui-Ji, Jiang Hong-Chun, He Yu-Ling et al. Electromagnetic forces and mechanical responses of stator windings before and after rotor interturn short circuit in synchronous generators // *Mathematical Problems in Engineering*. – 2020. – Vol. 2020. – No. 5. – P. 1-19. DOI: 10.1155/2020/5892312.

152. Tatevosyan A.A., Fokina V.V. The study of the electromagnetic field of the synchronous magnetoelectric generator // *Proceedings of the 2015 International Siberian Conference on Control and Communications (SIBCON)*, Omsk, Russia. May 2015. – DOI: 10.1109/SIBCON.2015.7147255.

153. ThejeshKumar P., RaviKumar L., Yogaraju R. Impact force attenuation capabilities of elastomer, springs and their combination // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2024. – No. 2748 (1). – DOI: 10.1088/1742-6596/2748/1/012002.

154. **Tufan A.** Applied methods to reduce the spacecraft vibration activity // *Scientific and Practical Student Conference “Aviation and Cosmonautics: Aerospace Heritage”* (on the basis of the MAI Institute of Foreign Languages, Department I-11). Moscow, 11 December 2023.

155. **Tufan A.** Influence analysis of vibration disturbances on precision spacecraft equipment operation // *Scientific and Practical Conference “Innovative Technologies of the XXI Century”* (on the basis of the MAI Institute of Foreign

Languages, Department I-11). Moscow, 16 April 2024.

156. Yan X. Cracks emanating from circular hole or square hole in rectangular plate in tension // *Engineering Fracture Mechanics*. – 2006. – Vol. 73. – No. 12. – P. 1743-1754. – DOI: 10.1016/j.engfracmech.2006.02.003.

157. Volkov A.E., Casciati F. Simulation of dislocation and transformation plasticity in shape memory alloy polycrystals // *Shape memory alloys. Advances in modelling and applications*. Ed. by F. Auricchio, L. Faravelli. G. Magonette and V. Torra. Barcelona. – 2001. – P. 88-104.

158. Wang L., Cao C., Goldberg M. Intercalibration of GOES-11 and GOES-12 water vapor channels with MetOp IASI hyperspectral measurements // *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*. – 2009. – Vol. 26. – No. 9. – P. 1843-1855. – DOI: <https://doi.org/10.1175/2009JTECHA1233.1>.

159. Wang J., Li D. Experiments study on attitude coupling control method for flexible spacecraft // *Acta Astronautica*. – 2018. – Vol. 147. – P. 393-402. – DOI: 10.1016/j.actaastro.2018.03.023.

160. Webster A.L., Semke W.H. Broad-band Viscoelastic Rotational Vibration Control for Remote Sensing Applications // *Journal of Vibration and Control*. – 2005. – Vol. 11 (11). – P. 1339-1356. DOI: 10.1177/1077546305057222.

161. Wu Y., Zhang W., Meng X. et al. Compensated positive position feedback for active control of piezoelectric structures // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. – 2017. – Vol. 29. – No. 3. – P. 397-410. – DOI: 10.1177/1045389x17708045.

162. Xiong F., Wang X. Development of a multi-pitch unequal-turn-coil wound rotor for the brushless doubly-fed generator // *Proceedings of the 2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Busan, Republic of Korea, October 2013. – DOI: 10.1109/ICEMS.2013.6754495.

163. Xu D., Liu Y., Liu J. et al. Motion planning of a stepping-wriggle type piezoelectric actuator operating in bending modes // *IEEE Access*. – 2016. – Vol. 4. – P. 2371-2378. DOI: 10.1109/ACCESS.2016.2570227.

164. Xu R., Li D., Jiang J. An online learning-based fuzzy control method for

vibration control of smart solar panel // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 2015. – Vol. 26 (18). – P. 2547-2555. – DOI: 10.1177/1045389X15606999.

165. Xu S., Cui N., Fan Y. et al. Active vibration suppression of flexible spacecraft during attitude maneuver with actuator dynamics // IEEE Access. – 2018. – Vol. 6 (1-1). – DOI: 10.1109/ACCESS.2018.2851665.

166. Yan-ping L., Qing-shuang Y. Analysis and calculation of electromagnetic force on damper windings for 1000 MW hydro-generator // Proceedings of the 2011 International Conference on Electrical Machines and Systems, Beijing, China, August 2011. – DOI: 10.1109/ICEMS.2011.6073681.

167. Yang J., Xu Z., Wu Q. et al. Design of a vibration isolation system for the space telescope // Journal of Guidance, Control, and Dynamics. – 2015. – No. 38 (12). – P.1-8. – DOI: 10.2514/1.G001221.

168. Zhang S., Hou D., Wimmer-Schweingruber R.F. et al. Radiation dose of LND on the lunar surface in two years (in Chinese) // Chinese Journal of Space Science. – 2021. – No. 41 (3). – P. 439-444. – DOI: 10.11728/cjss2021.03.439.

169. Zhang Z., Kan J., Wang S. et al. Performance dependence on initial free-end levitation of a magnetically levitated piezoelectric vibration energy harvester with a composite cantilever beam // IEEE Access. – 2017. – Vol. 5. – P. 27563–27572. – DOI: 10.1109/ACCESS.2017.2775652.

170. Zhao W., Gupta A., Regan C.D. et al. Component data assisted finite element model updating of composite flying-wing aircraft using multi-level optimization // Aerospace Science and Technology. – 2019. – Vol. 95. – DOI: 10.1016/j.ast.2019.105486.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ГИВУС – гироскопический измеритель вектора угловой скорости;

ГСР – гравитационная система разгрузки;

ДЗЗ – дистанционное зондирование Земли;

ДМ – двигатель-маховик;

ДУС – датчик угловой скорости;

ИКВ – инфракрасный вертикаль;

КА – космический аппарат;

КПД – коэффициент полезного действия;

КТ – космический телескоп;

ЛКИ – летно-конструкторское испытание;

МСУ-ГС – многозональное сканирующее устройство;

ОНА – остронаправленная антенна;

РКТ – ракетно-космическая техника;

РН – ракета-носитель;

РОС – Российская орбитальная станция;

РСР – реактивная система разгрузки;

РТ – радиотелескоп;

САХ – средняя аэродинамическая хорда;

СБ – солнечная батарея;

СР – система разгрузки;

СТР – система терморегулирования;

СУОС – система управления ориентацией и стабилизации;

ЦД – центр давления;

ЦМ – центр масс;

ЭДС – электродвижущая сила;

ЭСР – электромагнитная система разгрузки.

ПРИЛОЖЕНИЕ

АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ



Утверждаю

Проректор по научной работе, доктор
технических наук, доцент

Иванов Андрей Владимирович

«30» 09 2025 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Туфана Анта
на тему «Метод проектирования демпфирующих устройств космических
аппаратов с учётом динамических процессов по снижению виброактивности»

Комиссия в составе:

– председателя: заместителя директора Центра космических
технологий Московского авиационного института (ЦКТ МАИ) Турова
Александра Игоревича;

– членов: заместителя директора – главного конструктора ЦКТ МАИ
Фирсюка Сергея Олеговича, руководителя проектов ЦКТ МАИ Козедра
Петра Андреевича,

констатирует, что в диссертационной работе Туфана Анта изложены
следующие новые научные результаты, которые внедрены в ЦКТ МАИ и
использованы в работах по перспективным направлениям развития:

1. Разработан метод снижения виброактивности на борту
космических аппаратов за счёт применения магнитожидкостной системы
виброизоляции, позволяющей значительно уменьшить амплитуды
вибрационных возмущений, приходящих от систем с подвижными массами в
условиях эксплуатации космических аппаратов;

2. Исследованы новые проектно-конструкторские решения для
упругих элементов конструкции магнитожидкостной системы
виброизоляции, направленные на снижение разницы между частотами
первых тонов собственных колебаний системы с использованием специально
созданных зигзагообразных пружин, которые позволяют повысить точность
настройки магнитожидкостного гасителя колебаний на заданную частоту для
достижения эффективного виброгашения;

3. Определены рациональные физико-геометрические
характеристики применительно к специально созданным зигзагообразным
пружинам с ослабленными участками в виде круглых и квадратных
отверстий и без них, позволяющих свести частоты первых тонов
собственных колебаний магнитожидкостной системы виброизоляции с
учётом требования к напряжённно-деформированному состоянию пружин.

Указанные новые научные результаты использованы при проведении работ по разработке и исследованию динамических процессов средств разделения в составе многоразовой ракеты-носителя сверхлёгкого класса типа «Иркут».

Реализация полученных результатов диссертационной работы позволила обеспечить существенное снижение негативного воздействия вибрационно-ударных нагрузок на конструктивные элементы многоразовой ракеты-носителя сверхлёгкого класса типа «Иркут» в ходе комплекса наземных испытаний, включающих операции по разделению ступеней и отделению целевой полезной нагрузки.

В дальнейшем планируется применять результаты, рекомендации и выводы диссертационной работы Туфана Анта в проектной и научной деятельности ЦКТ МАИ.

Председатель комиссии:

Заместитель директора ЦКТ МАИ



А.И. Туров

Члены комиссии:

Заместитель директора ЦКТ МАИ,
главный конструктор



С.О. Фирсюк

Руководитель проектов ЦКТ МАИ



П.А. Козедра



УТВЕРЖДАЮ

Директор дирекции института №6
«Аэрокосмический»

О.В. Тушавина

18 09 2025 г.

АКТ

о реализации научных положений и выводов кандидатской диссертации
Туфан Ант

Комиссия в составе председателя комиссии, и.о. заведующего кафедрой 601 «Космические системы и ракетостроение» Московского авиационного института (национального исследовательского университета), профессора, д.т.н. А.В. Ненарокова, членов комиссии: профессора кафедры 601, д.т.н., академика РАН О.М. Алифанова, доцента кафедры 601, к.т.н. А.В. Нетелева установила, что полученные в диссертационной работе А. Туфан новые научные результаты:

- разработана методика снижения виброактивности на борту космических аппаратов (КА) за счёт применения магнитоэластичной системы виброизоляции (МЖВИ) с рациональным коэффициентом демпфирования,
- исследованы проектно-конструкторские решения для упругих элементов конструкции МЖВИ, направленные на снижение разницы между частотами первых тонов собственных колебаний этой системы с использованием специальных зигзагообразных пружин,
- определены рациональные физико-геометрические характеристики применительно к специально созданным зигзагообразным пружинам с ослабленными участками в виде круглых и квадратных отверстий, а также без них, позволяющих свести частоты первых тонов собственных колебаний МЖВИ, учитывая требования к напряжённо-деформированному состоянию пружин,

внедрены в учебный процесс института № 6 «Аэрокосмический» при разработке рабочих программ дисциплин, которые преподаются на русском языке:

1. Для бакалавриата – «Динамика космических аппаратов», направление подготовки 24.03.01 «Ракетные комплексы и космонавтика», программа «Аэрокосмическая техника»;
2. Для магистратуры – «Проектно-динамический анализ функционирования космических аппаратов», направление подготовки 24.04.01 «Ракетные комплексы и космонавтика», программа «Аэрокосмическая техника»;
3. Для специалитета – «Динамика летательных аппаратов», «Основы проектирования космических аппаратов» и «Основы проектирования

летательных аппаратов», направление подготовки 24.05.01 «Проектирование, производство и эксплуатация ракет и ракетно-космических комплексов», программы «Пилотируемые и автоматические КА и системы» и «Ракетные транспортные системы».

внедрены в учебный процесс института № 6 «Аэрокосмический» при разработке рабочих программ дисциплин, которые преподаются на английском языке:

1. Для бакалавриата – «Aircraft Dynamics», направление подготовки 24.03.01 «Rocket Complexes and Cosmonautics», программа «Aerospace Technology»;
2. Для магистратуры – «Spacecraft Dynamics», направление подготовки 24.04.01 «Rocket Complexes and Cosmonautics», программа «Aerospace Technology».

Представленные научные результаты реализованы в учебном процессе института № 6 «Аэрокосмический» при проведении учебных занятий по указанным выше дисциплинам.

Достоверность полученных научных результатов обеспечивается корректностью принятых допущений и ограничений, адекватностью разработанных методик, математических моделей, адекватным учётом основных факторов, влияющих на объективность и точность получаемых научных результатов.

Комиссия считает, что полученные результаты диссертационной работы А. Туфан имеют большое теоретическое и практическое значения для совершенствования эксплуатации космических аппаратов с прецизионной аппаратурой. Внедрение полученных результатов может существенно улучшить техническое состояние и повысить надёжность функционирования космических аппаратов с прецизионной аппаратурой.

Председатель комиссии

И.о. заведующего кафедрой 601 «Космические системы и ракетостроение»

профессор, д.т.н.

А.В. Ненарокомов

Члены комиссии:

Профессор, д.т.н., академик РАН

О.М. Алифанов

Доцент, к.т.н.

А.В. Нетелев