

На правах рукописи

УДК 629.05

Топильская Светлана Владимировна

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
НЕЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ  
ГИРОСКОПИЧЕСКОГО ИЗМЕРИТЕЛЯ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ**

2.2.5. Приборы навигации

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва – 2022

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» и в филиале Акционерного общества «Центр эксплуатации объектов наземно-космической инфраструктуры» «Научно-исследовательский институт прикладной механики имени академика В.И. Кузнецова».

**Научный руководитель:** **Подчерцев Виктор Павлович**,  
кандидат технических наук, доцент,  
доцент кафедры приборов и систем ориентации, стабилизации и навигации МГТУ им. Н.Э. Баумана

**Научный консультант:** **Соловьев Алексей Владимирович**,  
кандидат технических наук, доцент,  
начальник отделения инерциальных приборов и датчиков филиала АО «ЦЭНКИ» «НИИ ПМ им. академика В.И. Кузнецова»

**Официальные оппоненты:** **Никифоров Виталий Меркурьевич**,  
доктор технических наук, профессор,  
начальник отдела, заведующий аспирантурой,  
ученый секретарь НТС АО «НПЦАП»

**Черноморский Александр Исаевич**,  
кандидат технических наук, доцент,  
доцент кафедры 305 «Пилотажно-навигационные и информационно-измерительные приборы» МАИ

**Ведущая организация:** Акционерное общество «Научно-производственное объединение им. С.А. Лавочкина»,  
г. Химки, Московская область

Защита состоится «28» сентября 2022 г. в 12 часов 00 мин. на заседании диссертационного совета 24.2.331.07 при Московском государственном техническом университете Н.Э. Баумана, расположенном по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
кандидат технических наук



Ковалев М.С.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Чувствительные элементы гироскопических приборов являются основой построения систем ориентации и навигации в изделиях авиакосмической отрасли. Точность измерения угловой ориентации космического аппарата (КА) порядка сотых градусов, ее поддержание с высокой стабильностью в течение длительного орбитального участка полета достигается применением поплавковых, динамически настраиваемых, волоконно-оптических гироскопов в качестве чувствительных элементов гироскопических измерителей угловой скорости (ГИУС). Среди указанных типов чувствительных элементов выделяется динамически настраиваемый гироскоп (ДНГ) благодаря сочетанию ряда достоинств, а именно: малые габариты и масса, наличие двух осей чувствительности, малое время готовности, а также возможности непрерывной работы в течении длительного ресурса времени. Однако из-за конструктивных особенностей малогабаритного чувствительного элемента и высокого вибрационного воздействия на этапе выведения КА при разработке приборов типа ГИУС задача защиты от вибраций требует особого внимания.

В основе решений инженерных задач механики в области виброзащиты лежат труды многих отечественных и зарубежных ученых: С. П. Тимошенко, Я. Г. Пановко, С. Д. Пономарева, В. Л. Бидермана, В. И. Феодосьева, Ден-Гартога, С. Крэнделла. Проведенный обзор научно-технической литературы показал, что теоретические исследования данных вопросов в основном проводились в судостроительной и машиностроительной областях промышленности, в которых отсутствуют характерные для изделий авиакосмической отрасли жёсткие требования по обеспечению минимальных габаритно-массовых характеристик и высокой угловой стабильности положения чувствительных элементов в длительном времени работы. В результате анализа существующих способов виброзащиты определено, что требуемая угловая стабильность может быть обеспечена применением специальных сплавов с высокоупругими характеристиками. Однако из-за высокой добротности использование подобных материалов требует введения дополнительных демпфирующих элементов. Благодаря относительной простоте конструкции на практике широко используются динамические гасители колебаний (ДГК), способные обеспечить высокую степень подавления колебаний на резонансе. Однако для ДГК свойственны недостатки, заключающиеся в наличии демпфирующих элементов, снижающих уровень подавления колебаний в частотном диапазоне системы амортизации, где расположена область собственных частот гироскопа и узкой полосе частот эффективного подавления колебаний.

В диссертационной работе предлагается разработать вариант системы амортизации, сочетающей преимущества высокочастотных стальных упругих элементов и ДГК, проявляющего высокое демпфирующее воздействие при наличии критических амплитуд колебаний конструкции. Разработка конструкции ДГК с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками позволяет решить поставленную задачу.

При создании прецизионных приборов ГИУС космического назначения для которых вибрационные динамические воздействия являются критичными, **актуальной** является задача создания системы амортизации, обеспечивающей защиту чувствительных элементов от высокого вибрационного воздействия на этапе выведения КА и угловую стабильность положения измерительных осей гироскопического прибора во время длительного орбитального полета.

**Целью диссертационной работы** является разработка системы амортизации гироскопических приборов космического назначения, использующей высокоупругие элементы и нелинейные динамические гасители колебаний.

Для этого были решены следующие **научно-технические задачи**:

- проведен анализ известных способов виброзащиты в различных областях техники с целью выбора оптимального варианта для гироскопических систем с длительным временем эксплуатации в составе КА;

- определен допустимый уровень вибрационного воздействия для чувствительного элемента гироскопического прибора – динамически настраиваемого гироскопа;

- сформулированы требования к системе виброзащиты чувствительных элементов, обеспечивающей функционирование гироскопического прибора в условиях эксплуатации КА;

- предложена система амортизации чувствительных элементов, состоящая из стальных упругих элементов и ДГК с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками;

- получены передаточные функции предложенной системы амортизации, позволяющие проводить исследование влияния нелинейных упругих и демпфирующих коэффициентов на амплитуду колебаний блока чувствительных элементов прибора ГИУС;

- по результатам проведенного исследования предложено конструктивное решение системы амортизации блока чувствительных элементов перспективного гироскопического прибора;

- экспериментально исследованы вибродинамические параметры системы амортизации с нелинейным ДГК с помощью разработанного и изготовленного макета системы амортизации.

**Объектом исследования** является система амортизации гироскопического измерителя угловой скорости, построенного на базе динамически настраиваемых гироскопов.

**Предметом исследования** является конструктивное решение в области виброзащиты прецизионных гироскопических приборов, обеспечивающее допустимые амплитуды колебаний при вибрационном воздействии на этапе выведения КА на орбиту и угловую стабильность положения измерительных осей гироскопического прибора в течение длительного орбитального полета.

**Методы исследования.** В диссертационной работе были использованы методы и математический аппарат теоретической механики, теории колебаний, сопротивления материалов, системы управления, методы численного моделирования, экспериментального исследования амплитудно-частотных характеристик.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

– на основании проведенного исследования подтверждена возможность построения системы амортизации чувствительных элементов прецизионного гироскопического прибора, позволяющей сочетать защиту от вибраций на этапе выведения КА и угловую стабильность положения измерительных осей гироскопов во время длительного орбитального полета КА;

– разработано конструктивное решение системы виброзащиты, состоящее из стальных упругих элементов и ДГК с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками;

– предложена методика определения параметров системы виброзащиты с нелинейным ДГК с учетом ее упругих и демпфирующих характеристик высокоупругого элемента.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

– система виброзащиты ГИУС, состоящая из высокоупругих элементов и нелинейных динамических гасителей колебаний, позволяет на этапе выведения КА на порядок снизить действующее ускорение до допустимой величины 25g, а также обеспечить угловую стабильность системы ориентации с точностью не хуже 10 угл.сек. в течение длительного орбитального полета;

– метод определения параметров нелинейной системы амортизации, основанный на совместном использовании аппаратов аналитического и численного анализа.

**Практическая значимость работы** заключается в:

– в выработке основных принципов построения систем виброзащиты чувствительных элементов ГИУС для конкретных условий эксплуатации;

– в разработке математической модели предложенной системы амортизации, позволяющей проводить моделирование работы ДГК с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками при решении практических инженерных задач.

**Реализация результатов.** Основные результаты диссертационной работы реализованы в филиале АО «ЦЭНКИ» – «НИИ ПМ им. академика В. И. Кузнецова», что подтверждено соответствующим актом внедрения от 27.01.2020 г.

**Достоверность** полученных результатов диссертационной работы подтверждается согласованностью результатов теоретических расчетов и экспериментальных исследований.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы докладывались на следующих конференциях: XXII Конференция молодых ученых «Навигация и управление движением» (г. Санкт-Петербург, Россия, 2015); XXI Научно-техническая конференция молодых учёных и специалистов ПАО «РКК «Энергия» (г. Королев, Россия, 2017); VIII Научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов ФГУП «НПЦАП» (г. Москва, Россия, 2018); XLIII Академические чтения по космонавтике (г. Москва, Россия, 2019); конференция «Системы управления, стабилизации, навигации и их базовые элементы» проводимая в МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, Россия, 2019); VI Всероссийская молодежная

научно-практическая конференция «Орбита молодежи» и перспективы российской космонавтики (г.Пермь, Россия 2020).

**Личный вклад автора** заключается в самостоятельном выполнении теоретических и экспериментальных исследований, изложенных в диссертационной работе, включая написание математической модели, методики проведения экспериментального исследования. Во всех случаях заимствования материалов других авторов в диссертации приведены ссылки на литературные источники.

**Структура и объем диссертации.** Работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов, заключения и списка литературы. Материал изложен на 133 страницах машинописного текста и содержит 89 рисунков, 8 таблиц, список литературы из 82 библиографических описаний.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Работа в структурном плане состоит из введения, четырех глав, общих выводов и заключения.

**Во введении** обоснована актуальность темы исследования, сформулирована цель, определены задачи работы, раскрыты научная новизна, практическая значимость, указаны основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** диссертационной работы описаны особенности конструкции разрабатываемых систем ориентации КА на базе поплавковых, динамически настраиваемых, волоконно-оптических гироскопов. Среди рассмотренных гироскопических систем определенным преимуществом обладают приборы, построенные на базе ДНГ, сочетающие высокую точность измерения с достаточно малыми габаритно-массовыми характеристиками. Однако из-за конструктивных особенностей чувствительного элемента приборы, построенные на их базе, требуют специ-

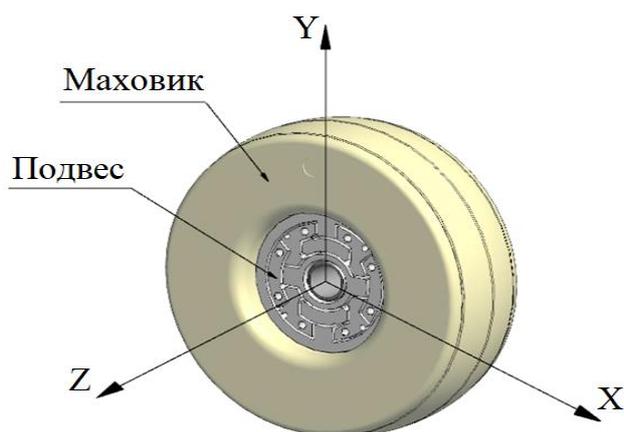


Рисунок 1. Маховик, установленный на миниатюрном подвесе.

ального технического решения по защите от вибраций в сложных условиях эксплуатации КА. Проведенный анализ упругих характеристик элементов конструкции чувствительного элемента показал, что жесткость корпуса, вала и других элементов существенно выше жесткости миниатюрного упругого карданного подвеса диаметром порядка десяти миллиметров, массой несколько грамм (Рисунок 1), обеспечивающего упругую связь между маховиком и валом гироскопа. Две степени свободы ротора ДНГ относительно вала реализуются деформациями из-

гиба тонких упругих перемычек толщиной порядка тридцати микрон, которые определяют допустимую механическую нагрузку.

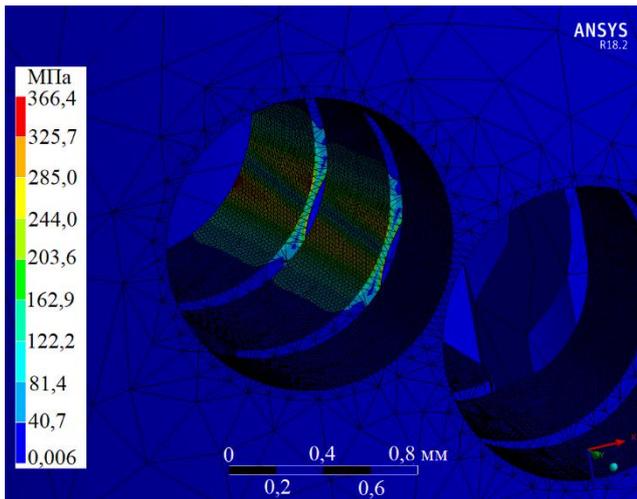


Рисунок 2. Эпюра напряжений в перемычках подвеса при допустимом ускорении  $A=25g$ . Предел текучести материала  $\sigma_T=1200$  МПа.

По результатам анализа разработанной расчетной 3D-модели подвеса в среде конечно-элементного моделирования ANSYS определены параметры передаточной функции механической системы «маховик-упругий подвес»  $W_{\text{ДНГ}}(s)$ : собственная частота гироскопа  $f_{\text{ДНГ}}=1650$  Гц, допустимая величина ускорения  $A_{\text{доп}}=25g$  (Рисунок 2). Экспериментально определено значение добротности  $Q=100$  механической системы «маховик-упругий подвес».

Из анализа амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) данной механической системы (Рисунок 3) следует, что при жестком креплении блока чувствительных элементов на корпусе прибора во время вибрационного воздействия

на этапе выведения КА  $A_0(f)$  в конструкции возникают ускорения, существенно превышающие допустимое значение для чувствительного элемента (пиковые значения амплитуд ускорений достигают 260g).

В результате проведенного расчета определено, что для снижения амплитуды вибраций в месте крепления гироскопа требуется специализированная система амортизации, позволяющая обеспечить виброзащиту чувствительных элементов

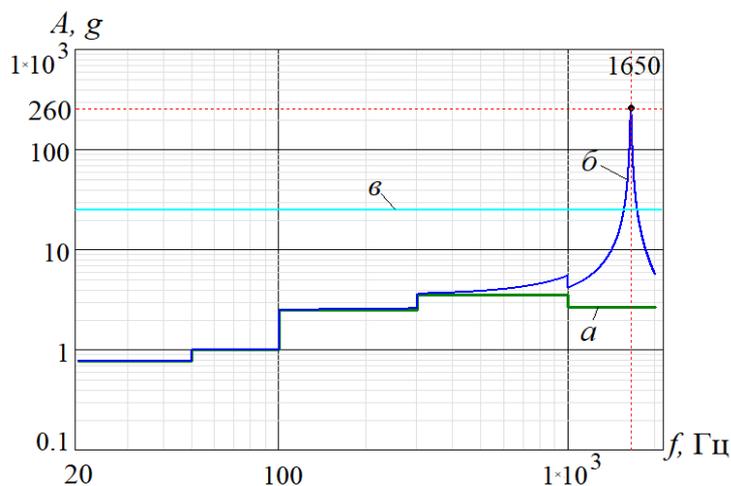


Рисунок 3. АЧХ:  $a$  – амплитуды ускорений, действующие на корпус прибора при выведении  $A_0(f)$ ;  $б$  – амплитуды ускорений, возникающие на маховике гироскопа при эксплуатационном воздействии  $a$ ;  $в$  – допустимые значения амплитуд ускорений.

и высокую стабильность углового положения измерительных осей гироскопов относительно приборной системы координат.

Проведенный анализ преимуществ и недостатков известных способов защиты от вибраций показал, что широко используемые резиновые амортизаторы, обладающие рядом достоинств (простота конструкции, удобство монтажа, технологичность изготовления, высокое внутреннее демпфирование, широкий диапазон характеристик и большой ассортимент материалов), не всегда приемлемы из-за собственных

им недостатков при применении в системах ориентации КА. Чрезмерная зависимость от температуры, изменения состава окружающей газовой среды, радиационного фона, а также деградация свойств материала с течением времени накладывают ограничение на использование резиновых амортизаторов в гироскопических приборах. В качестве материала упругих амортизирующих элементов предпочтительнее применять специальные сплавы с высокими упругими характеристиками, сохраняющимися на всех этапах движения КА и в том числе обеспечивающими высокую угловую стабильность положения амортизируемого объекта. Однако повышенные упругие свойства стальных упругих элементов определяют высокую добротность амортизируемой системы, приводящей к недопустимому вибрационному воздействию на чувствительный элемент.

Для использования преимуществ высокоупругих элементов, сочетающих высокий уровень подавления колебаний в области резонанса гироскопа с обеспечением угловой стабильности положения объекта виброзащиты, необходимо снизить добротность механической системы амортизатора с помощью введения дополнительных демпфирующих устройств. Известные методы подавления колебаний механической системы имеют недостатки, связанные с повышением амплитуды вибрации в частотном диапазоне, удаленном от резонансной частоты системы амортизации, т.е. в рассматриваемом случае в области собственной частоты гироскопа.

В первой главе диссертационной работы анализируются различные типы демпфирующих устройств, в том числе – динамические гасители колебаний, которые обеспечивают высокую степень подавления колебаний на резонансной частоте системы амортизации, просты в изготовлении, обладают малыми габаритно-массовыми характеристиками при оптимальном выборе параметров.

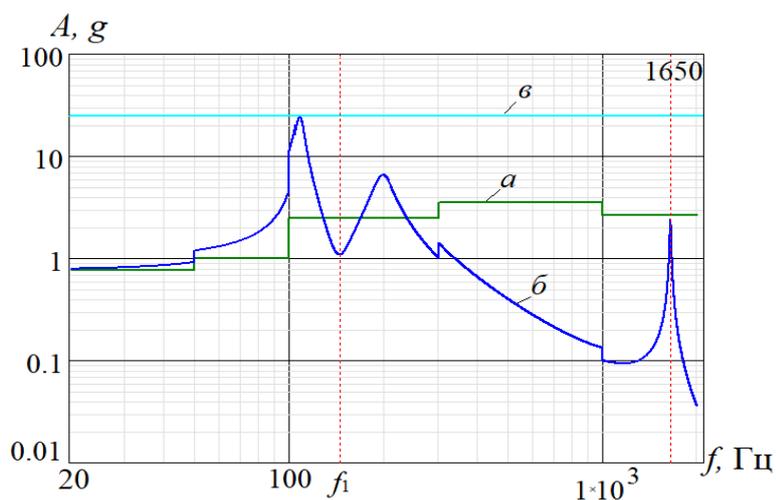


Рисунок 4. АЧХ: *а* – амплитуды ускорений, действующие на корпус прибора при выведении КА; *б* – амплитуды ускорений системы «упругий подвес - маховик» с учетом характеристик предложенной системы амортизации; *в* – допустимые значения амплитуд ускорений.

К недостаткам традиционных ДГК можно отнести наличие демпфирующих элементов, снижающих уровень подавления колебаний в эксплуатационном диапазоне частот, а также узкая ширина полосы частот эффективного подавления колебаний, с которой связана его высокая чувствительность к изменениям параметров амортизатора и ДГК. В качестве одного из вариантов снижения описанных выше недостатков в работе предлагается соответствующим образом реализовать

изменение упругих и демпфирующих параметров ДГК в зависимости от частоты и амплитуды вибрационных воздействий.

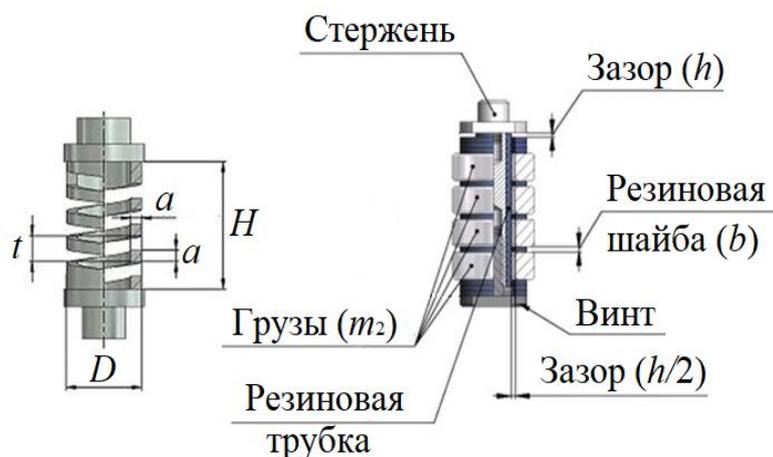


Рисунок 5. Элементы предложенной системы амортизации: стальной упругий элемент (слева) и нелинейный ДГК (справа)

весьма эффективно подавления колебаний в области собственной частоты  $f_{ДНГ}$  (Рисунок 4).

Такое техническое решение позволит снизить возникающие ускорения в конструкции гироскопа до допустимых значений во всем частотном диапазоне вибраций и обеспечить высокую стабильность углового положения измерительных осей гироскопического прибора.

В результате проведенного исследования определено значение собственной частоты системы амортизации  $f_1=150$  Гц при выборе оптимальных параметров ДГК, обеспечивающей допустимые амплитуды ускорений для гироскопа, не превышающие  $25g$  в условиях эксплуатационного вибрационного воздействия, и нестабильность углового положения измерительных осей в пределах  $10$  угл.сек.

**Во второй главе** диссертационной работы определен объект амортизации: блок чувствительных элементов (БЧЭ), представляющий собой основание с установленными гироскопами, электронными платами, элементами системы термостатирования и другие.

Предложено конструктивное решение системы амортизации БЧЭ, упругие элементы которой и нелинейные ДГК представлены на Рисунке 5.

Предложено совместить использование стальных упругих элементов, обладающих стабильными параметрами и высокой степенью подавления колебаний в частотном диапазоне собственной частоты  $f_{ДНГ}$  гироскопа, с ДГК, имеющими нелинейные упругие и демпфирующие характеристики, позволяющими сохранить положительные эффекты ДГК только на резонансной частоте системы амортизации  $f_1$  без отрицательного влияния на уро-

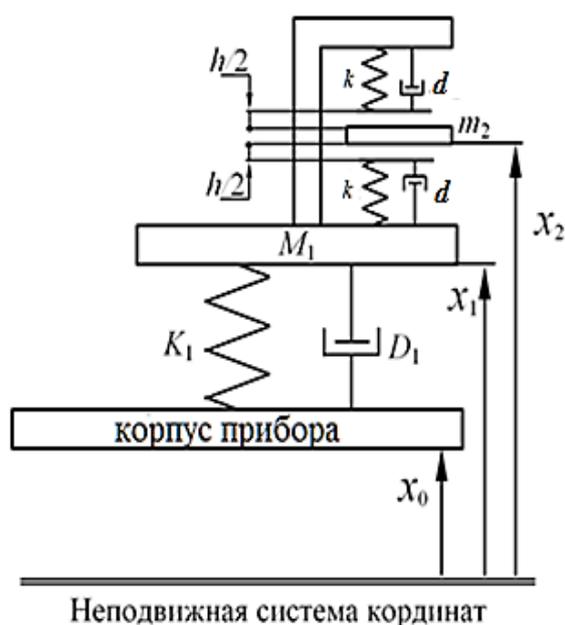


Рисунок 6. Кинематическая схема системы амортизации.

Нелинейные уравнения движения элементов предложенного варианта виброзащиты представлены системой (1), используемые в дальнейшем теоретическом исследовании. На Рисунке 6 показана кинематическая схема системы амортизации, описанная уравнениями движения (1), где  $M_1$  и  $m_2$  – массы блока чувствительных элементов и груза ДГК;  $K_1$  и  $k$  – жесткость амортизатора и резиновых шайб ДГК;  $D_1$  и  $d$  – коэффициенты демпфирования амортизатора и ДГК;  $h$  – зазор;  $x_0$ ,  $x_1$ ,  $x_2$  – перемещения корпуса, основания БЧЭ и грузов ДГК, соответственно, относительно неподвижной системы координат.

Кроме того, для использования возможностей в достаточной степени разработанного математического аппарата линейных систем методом гармонической линеаризации определены жесткостные  $K_2$  и демпфирующие  $D_2$  параметры эквивалентной линейной модели предложенной системы амортизации.

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 \ddot{x}_1 + D_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + K_1 (x_1 - x_0) + \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ при } (x_2 - x_1) < \frac{h}{2} \\ d(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2), \text{ при } (x_2 - x_1) \geq \frac{h}{2} \end{array} \right\} \\ m_2 \ddot{x}_2 + \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ при } (x_2 - x_1) < \frac{h}{2} \\ d(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k(x_2 - x_1), \text{ при } (x_2 - x_1) \geq \frac{h}{2} \end{array} \right\} \end{array} \right\} = 0, \quad (1)$$

На основании анализа линеаризованной модели системы амортизации получены передаточные функции  $W_1(s)$  блока чувствительных элементов  $M_1$  и  $W_2(s)$  груза  $m_2$  динамического гасителя колебаний (2):

$$\begin{aligned} W_1'(s) &= \frac{\Delta x_1(s)}{x_0(s)} = \frac{-(s^2 + 2\xi_2 \omega_2 (1 + \alpha) s + \omega_2^2 (1 + \alpha)) s^2}{(s^2 + 2\xi_1 \omega_1 s + \omega_1^2)(s^2 + 2\xi_2 \omega_2 s + \omega_2^2) + \alpha (2\xi_2 \omega_2 s + \omega_2^2) s^2}, \\ W_2'(s) &= \frac{\Delta x_2(s)}{x_0(s)} = \frac{-(2\xi_1 \omega_1 s + \omega_1^2) s^2}{(s^2 + 2\xi_1 \omega_1 s + \omega_1^2)(s^2 + 2\xi_2 \omega_2 s + \omega_2^2) + \alpha (2\xi_2 \omega_2 s + \omega_2^2) s^2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\xi_1$  и  $\xi_2$  – относительные коэффициенты демпфирования амортизатора и ДГК;  $\Delta x_1 = x_1 - x_0$ ;  $\Delta x_2 = x_2 - x_1$ ;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – собственные круговые частоты колебаний амортизатора и ДГК;  $\alpha = \frac{m_2}{M_1}$ ;  $\beta = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ .

Т.к.  $W_1'(s) = \frac{\Delta x_1(s)}{x_0(s)} = \frac{x_1(s) - x_0(s)}{x_0(s)} = \frac{x_1(s)}{x_0(s)} - 1 = W_1(s) - 1$ , то  $W_1(s) = \frac{x_1(s)}{x_0(s)} = W_1'(s) + 1$  и для

частот  $\omega \gg \omega_1$  и  $\omega_2$ ,  $W_1(s) = \frac{2\xi_1 \omega_1 s + \omega_1^2}{s^2 + \omega_1^2 + 2\xi_1 \omega_1 s}$ . Амплитудно-частотная характеристика

амортизатора  $|W_1(j\omega)|=W_1(f)$ , где  $f=\frac{\omega}{2\pi}$ , на частотах близких к собственной частоте ДНГ может быть использована для определения верхней границы собственной частоты амортизатора  $f_1$ .

По результатам исследования предложен следующий метод выбора параметров системы амортизации:

а) определяется резонансная частота  $f_1$  системы амортизации с коэффициентом передачи на резонансе  $Q_1=W_1(f)$  так, чтобы при эксплуатационном вибрационном воздействии на частотах близких к  $f_{\text{ДНГ}}$  с амплитудой  $A_0(f)$  в системе «маховик-упругий подвес» амплитуда вибрационного ускорения не превышала допустимого значения  $A_{\text{доп}}$ , т.е.:

$$W_1(f_{\text{ДНГ}}) \cdot W_{\text{ДНГ}}(f_{\text{ДНГ}}) \cdot A_0(f_{\text{ДНГ}}) \leq A_{\text{доп}},$$

что с учетом малости величины коэффициента относительного демпфирования  $\xi_1 \ll 1$ , это соотношение приводится к виду

$$\frac{f_1^2}{f_{\text{ДНГ}}^2} W_{\text{ДНГ}}(f_{\text{ДНГ}}) \cdot A_0(f_{\text{ДНГ}}) \leq A_{\text{доп}}.$$

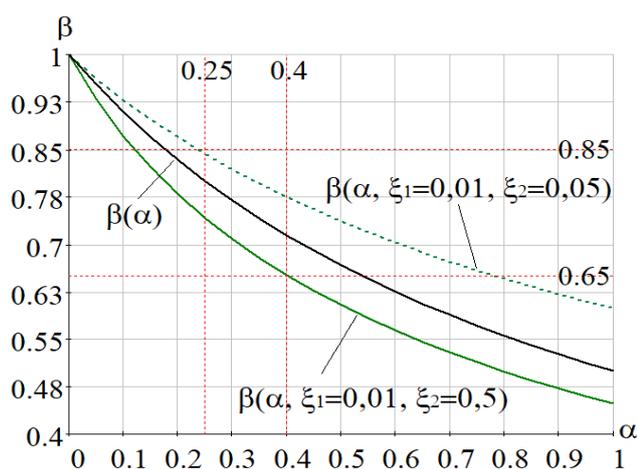


Рисунок 7. Зависимости коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  при выполнении условия  $|W_1(jv_2)|=|W_1(jv_3)|$   $\beta(\alpha)$  – зависимость, используемая в научной литературе;  $\beta(\alpha, \xi_1, \xi_2)$  – в проводимом исследовании.

б) на основании выбранной величины  $f_1$  с учетом массы объекта амортизации  $M_1$  и экспериментальных данных по добротности  $Q_1=1/(2\xi_1)$  амортизатора определяются жесткость и коэффициент демпфирования  $K_1=4\pi^2 M_1 f_1^2$ ;  $D_1=2\xi_1 \sqrt{K_1 \cdot M_1}$ ;

в) в соответствии с передаточной функцией  $W_1(s)$  определяются коэффициенты  $\alpha$  и  $\beta$  (Рисунок 7), обеспечивающие на приведённых резонансных частотах  $v_2 = \frac{f_2'}{f_1}$ ,  $v_3 = \frac{f_2''}{f_1}$  (3) равенство амплитуд колебаний  $|W_1(jv_2)|=|W_1(jv_3)|$  для реализации эффективного подавления колебаний

$$v_2(\alpha, \beta) = \sqrt{\frac{1}{2}[(1+\alpha)\beta^2+1] \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{4\beta^2}{((1+\alpha)\beta^2+1)^2}} \right)}, \quad (3)$$

$$v_3(\alpha, \beta) = \sqrt{\frac{1}{2}[(1+\alpha)\beta^2+1] \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{4\beta^2}{((1+\alpha)\beta^2+1)^2}} \right)}$$

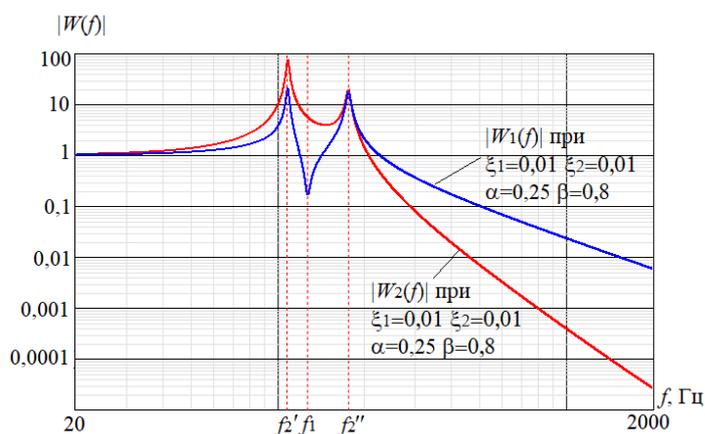


Рисунок 8. Амплитудно-частотная характеристика системы амортизации с ДГК при  $\alpha=0,25$ ;  $\beta=0,8$ ;  $\xi_1=0,01$ ;  $|W_1(j\nu_2)|=|W_1(j\nu_3)|$ .

передаточных функций БЧЭ  $|W_1(f)|$  и груза  $|W_2(f)|$ , определяется относительный коэффициент демпфирования ДГК  $\xi_2$ , ограничивающий значения передаточной функции БЧЭ  $|W_1(f)| \leq 10$  в области частоты системы амортизации  $f_1$  (Рисунок 9);

д) линеаризованные величины  $K_2$  и  $D_2$ , являющиеся функциями соответствующих параметров  $k$  и  $d$  резиновой шайбы, с учетом величины коэффициента демпфирования  $\xi_2$ , используются для расчета величины зазора  $h$ , который определяет движение груза массой  $m_2$ , снижающие амплитуду колебаний амортизируемой платформы при выполнении условия  $\Delta x_2 \geq h/2$ . В результате проведенного теоретического исследования с учетом собственных демпфирующих характеристик амортизатора определены геометрические параметры конструкции нелинейного ДГК (зазор  $h$  и масса груза  $m_2$ ) и диапазоны величин коэффициентов настройки:  $\alpha$  от 0,25 до 0,40;  $\beta$  от 0,85 до 0,65;  $\xi_1=0,008 \dots 0,02$ ;  $\xi_2$  от 0,05 до 0,5.

Проведен обзор различных вариантов конструктивного исполнения амортизатора, с учетом которого и при анализе технологических возможностей его изготовления рассчитаны параметры конструкции упругого элемента.

В выводах второй главы с учетом результатов проведенного теоретического исследования предложен вариант конструктивного исполнения системы амортизации перспективного гироскопического прибора ГИУС.

в области собственной частоты  $f_1$  системы амортизации (Рисунок 8). Следует обратить внимание, что для каждого значения параметров  $\xi_1, \xi_2$  соотношение коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  будет индивидуально, в то время как в исследованиях, описанных в известной научной литературе соотношение коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  не зависят от параметров  $\xi_1, \xi_2$ .

г) на основании результатов интегральной оценки

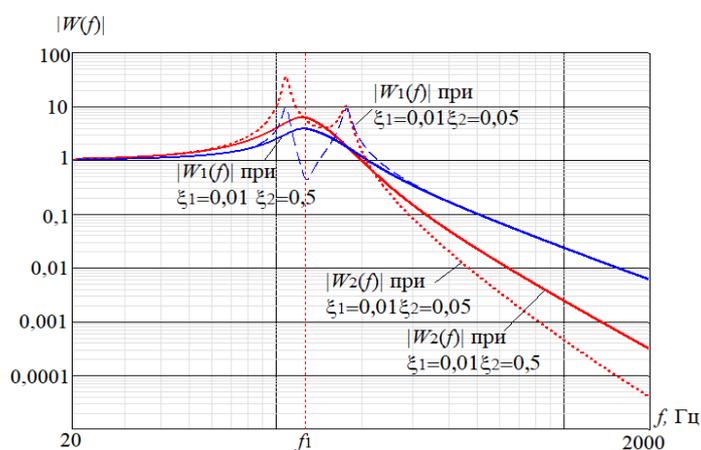


Рисунок 9. Амплитудно-частотная характеристика системы амортизации с ДГК при  $\alpha=0,25$ ;  $\beta=0,8$ ;  $\xi_1=0,01$ ;  $|W_1(j\nu_2)|=|W_1(j\nu_3)|$ ;  $|W_1(f)| \leq 10$ .

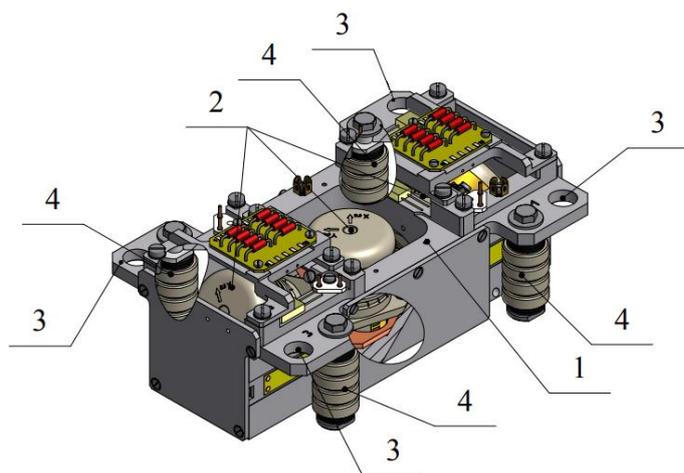


Рисунок 10. Блок чувствительных элементов. 1 – основание; 2 – гироскопы, установленные на основании согласно кинематической схеме; 3 – места крепления амортизаторов; 4 – нелинейные ДГК.

борной системы координат, которое обеспечивает угловую стабильность амортизируемой платформы не хуже 10 угл.сек.

Результаты проведенного моделирования в среде конечно-элементного анализа ANSYS подтвердили отсутствие недопустимых по величине угловых колебаний конструкции при отклонении центра массы БЧЭ  $\Delta=3\text{мм}$  от центра жесткости системы амортизации.

На Рисунке 11 представлены результаты расчета при ускорении 25g в направлении оси z, из которых видно, что перемещения при данном ускорении с высокой степенью приближения являются строго поступательными (угловое отклонение конструкции не превышает 7 угл.сек. при допустимых 10 угл.сек.).

Для оценки достоверности проведенного теоретического исследования в главе 2 в среде Matlab *Simulink* составлены модели, которые позволяют проводить моделирование динамического поведения системы как при нелинейных, так и при линеаризованных упругих и демпфирующих характеристиках ДГК.

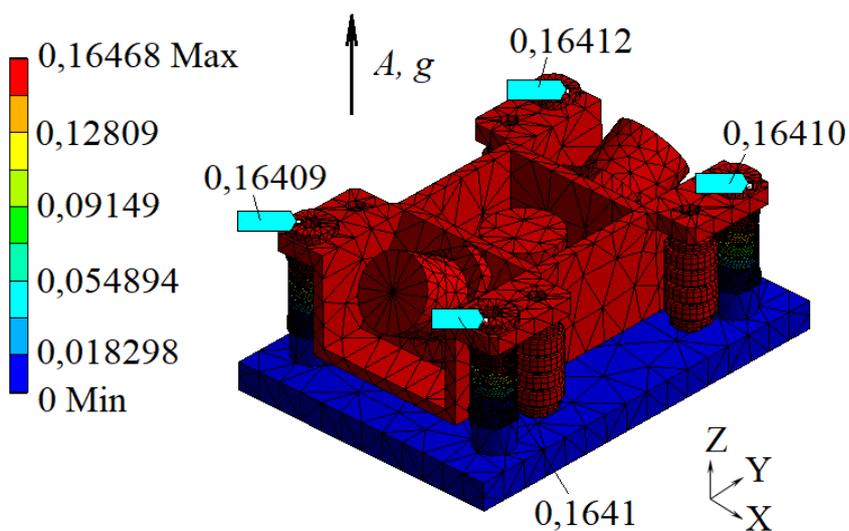


Рисунок 11. Перемещения БЧЭ при ускорении  $A=25\text{g}$ .

В третьей главе диссертационной работы описана конструкция перспективного гироскопического прибора. На Рисунке 10 представлена конструкция блока чувствительных элементов с элементами предложенной системы амортизации – нелинейными ДГК. Компоновка БЧЭ выполнена так, чтобы при его установке на корпус прибор через упругие элементы центр масс совпадал с центром жесткости системы амортизации. Для заданных условий эксплуатационных воздействий определено допустимое отклонение центра масс БЧЭ ( $\Delta \leq 3\text{мм}$ ) по каждой из осей при-

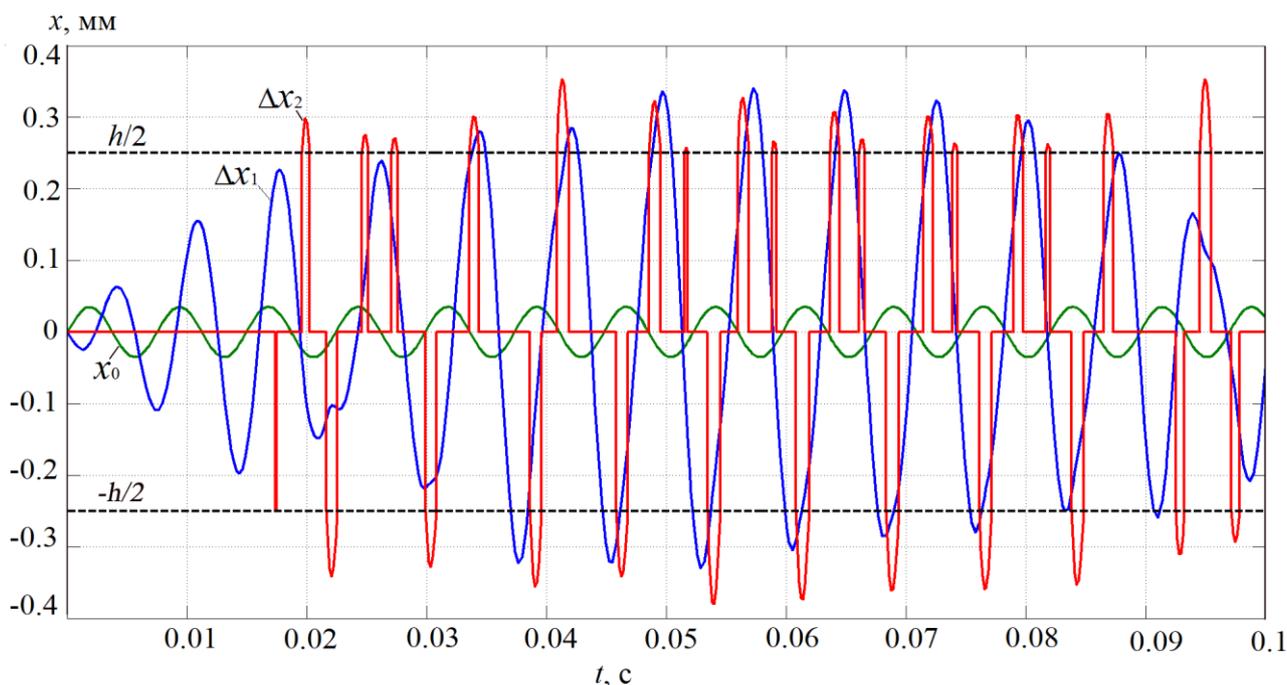


Рисунок 12. Результаты моделирования в *Simulink*-модели перемещений системы амортизации при  $\Delta x_2 \geq h/2$ .

На Рисунке 12 представлены результаты моделирования в среде *Simulink* перемещений  $x_1$  БЧЭ ( $M_1$ ) и  $x_2$  груза ДГК ( $m_2$ ) при колебаниях с эксплуатационной амплитудой виброускорения на частоте системы амортизации  $f_1$  корпуса прибора. Из графика видно, что при выполнении условия  $\Delta x_2 \geq h/2$  груз  $m_2$  ДГК начинает совершать колебания в зазоре  $h$ , снижающие амплитуду колебаний амортизируемого БЧЭ.

Также в результате проведенного моделирования определено следующее: вблизи опасной частоты гироскопа  $f_{\text{ДНГ}} = 1650$  Гц упругие  $k$  и демпфирующие  $d$  характеристики ДГК не оказывают влияния на амплитуды колебаний БЧЭ (Рисунок 13). То есть благодаря наличию зазора  $h$  в конструкции ДГК оказывается возможным обеспечивать положительное влияние упругих и демпфирующих характеристик со стороны ДГК на амплитуды колебаний БЧЭ.

Аналогичные результаты получены при моделировании в среде *Simulink* перемещений  $x_1$  БЧЭ ( $M_1$ ) и  $x_2$  груза ДГК ( $m_2$ ) при гармонически линеаризованных коэффициентах упругости  $K_2$  и демпфирования  $D_2$  ДГК.

На основании положительного сопоставления полученных характеристик с результатам теоретического анализа, проведенного в первой главе диссертационной работы, рекомендована *Simulink*-модель разработанной системы амортизации для использования в практических инженерных расчетах.

В выводах третьей главы содержатся результаты проведенного численного исследования, расчета допустимого отклонения центра масс БЧЭ от центра жесткости системы амортизации и конечно-элементного анализа конструкции блока чувствительных элементов перспективного гироскопического прибора, послужившие основой для разработки и изготовления натурального образца макета предложенной системы амортизации.

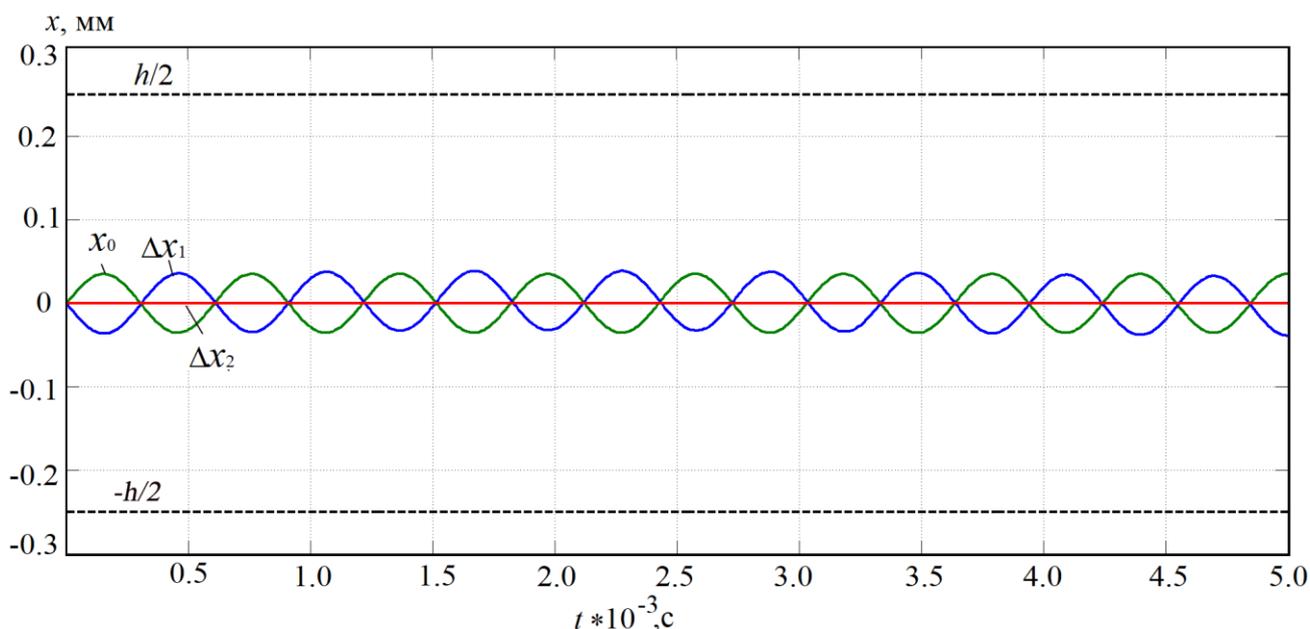


Рисунок 13. Результаты моделирования в *Simulink*-модели перемещений системы амортизации при  $\Delta x_2 < h/2$ .

В четвёртой главе диссертационной работы представлены результаты экспериментального исследования вибродинамических характеристик изготовленного макета системы амортизации (Рисунок 14).

При экспериментальном исследовании определены амплитудно-частотные характеристики блока чувствительных элементов в каждом из трех направлений действия вибраций, подтвердившие приемлемое равенство полученных величин резонансных частот и коэффициентов динамичности.

Результаты эксперимента подтвердили результаты теоретической оценки влияния массы груза  $m_2$ , величины зазора  $h$  на амплитуды колебаний БЧЭ, полученную при теоретическом исследовании. Увеличение (уменьшение) величины массы груза  $m_2$ , или величины зазора  $h$  относительно рекомендованных значений приводит к увеличению добротности механической системы  $Q$  на резонансе и, как следствие, к наличию критических амплитуд колебаний ( $A > 25g$ ). Рекомендованный диапазон значений массы

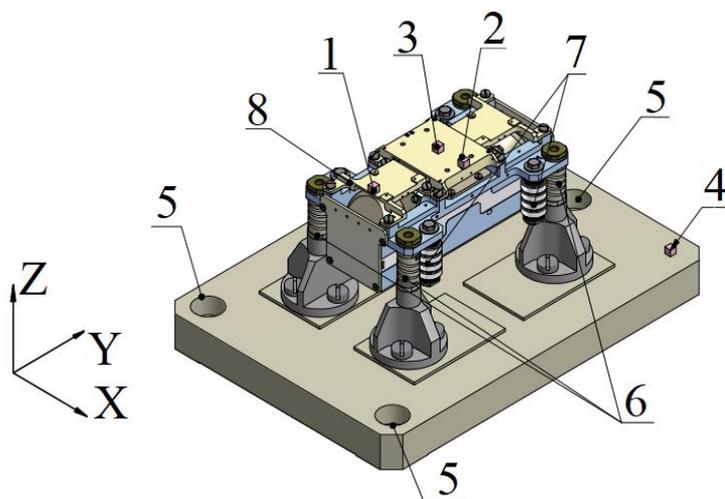


Рисунок 14. Габаритно-массовый эквивалент БЧЭ.

- 1, 2, 3, 4 – вибродатчики; 5 – опорные поверхности плиты, имитирующей корпус прибора;
- 6 – упругие элементы (амортизаторы);
- 7 – нелинейные ДГК; 8 – габаритно-массовый эквивалент БЧЭ

груза  $m_2$  (от  $0,25 M_1$  до  $0,4 M_1$ ), зазора  $h$  от  $0,6$  до  $0,5$  мм обеспечивает допустимые значения передаточной функции  $|W_1(f)| \leq 10$  на резонансной частоте системы амортизации и, следовательно, отсутствие критических амплитуд колебаний.

На Рисунке 15 представлены амплитудно-частотные характеристики  $|W_1(f)|$  БЧЭ макета, экспериментально определенные в трех точках конструкции (вибродатчики 1, 2, 3). Из графиков видно, что определенные АЧХ точек достаточно близки, что соответствует угловым колебаниям конструкции, не превышающих по величине  $10$  угл.сек. Также определено, что экспериментальные АЧХ соответствуют теоретической с  $f_1=145$  Гц при  $\alpha=0,25$ ;  $\beta=0,8$ ;  $\xi_1=0,01$ ;  $\xi_2=0,5$ . Добротность экспериментальных характеристик не превышает расчетного значения  $|W_1(f)| \leq 10$ . Проведенная оценка амплитуд колебаний БЧЭ при реальных характеристиках системы амортизации показала, что при эксплуатационном воздействии амплитуды возникающих ускорений в конструкции гироскопа не превышают допустимые  $A_{\text{доп}}=25g$ . Таким образом, практически подтверждено: предложенная система амортизации с нелинейным ДГК позволяет обеспечить допустимые амплитуды ускорений  $A_{\text{доп}}=25g$  для объекта амортизации (Рисунок 16).

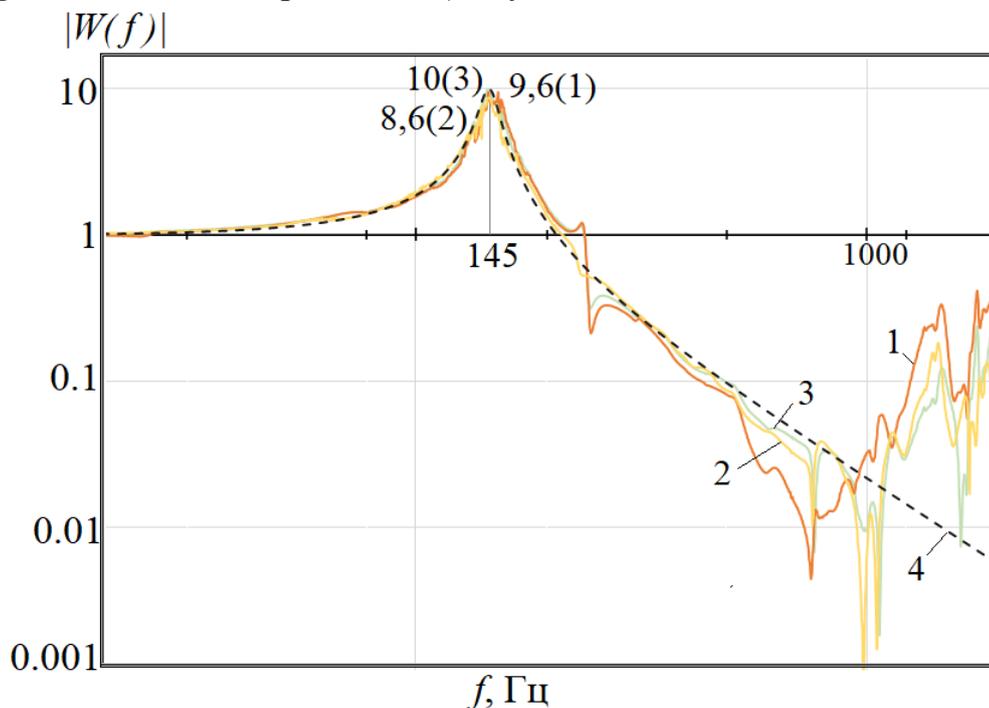


Рисунок 15. 1, 2, 3 – экспериментальные АЧХ макета, определенные с вибродатчиков; 4 – теоретическая АЧХ.

Сопоставление полученных результатов численного моделирования и экспериментального исследования подтверждают достоверность проведенного во второй главе теоретического анализа и практическую возможность использования нелинейных ДГК в составе системы амортизации чувствительных элементов гироскопических приборов, входящих в состав системы ориентации КА.

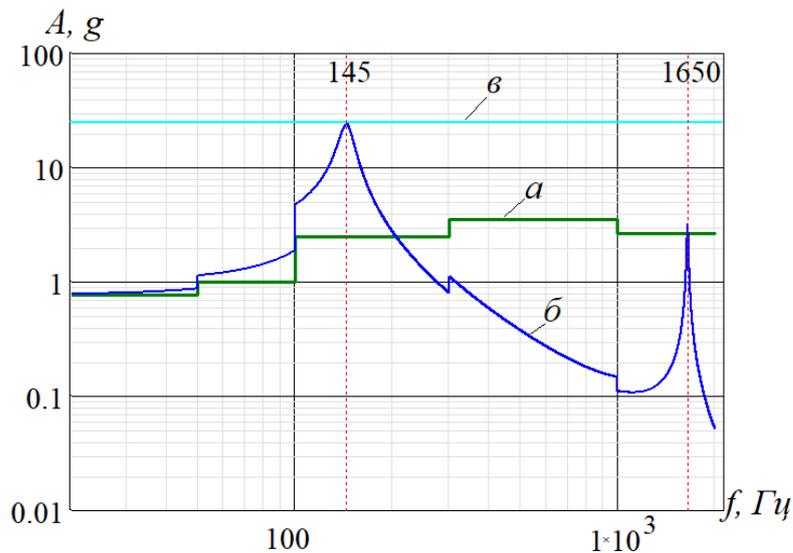


Рисунок 16. Амплитудно-частотные характеристики: *a* – амплитуды ускорений, действующие на корпус прибора при выведении; *б* – амплитуды ускорений, возникающие в системе «маховик-упругий подвес», с учетом экспериментально определенных характеристик предложенной системы амортизации; *в* – допустимые значения амплитуд ускорений.

**В заключении** изложены основные результаты диссертационной работы. На основании проведенного анализа известных способов защиты от вибраций в различных областях техники, представленных в отечественных и зарубежных источниках, предложена и разработана система виброзащиты гироскопических приборов системы ориентации космических аппаратов, конструкция которой представляет собой комбинацию из высокоупругих элементов и динамических гасителей колебаний с нелинейными характеристиками.

Сформулированы требования к системе амортизации перспективной системы ориентации, одновременно снижающей величину вибродинамических воздействий до допустимых значений и обеспечивающей стабильность углового положения измерительных осей гироскопического прибора не хуже 10 угл.сек. в течение длительного орбитального полета.

По результатам теоретического исследования системы амортизации разработана методика определения параметров нелинейных динамических гасителей колебаний, позволивших обеспечить существенное снижение вибрационного воздействия на инерциальные чувствительные элементы в условиях эксплуатации.

Разработана *Simulink*-модель системы амортизации, позволяющая проводить численный анализ и выбор оптимальных упругих и демпфирующих характеристик элементов конструкции нелинейного ДГК.

На основании результатов экспериментального исследования вибродинамических характеристик макета предложенной системы амортизации в условиях, эквивалентных эксплуатационным воздействиям, подтверждена возможность обеспечения допустимого уровня вибраций для чувствительных элементов высокоточных гироскопических приборов.

**Основные результаты диссертации изложены в следующих публикациях:**

1. Подчезерцев, В. П. К обоснованию выбора параметров системы амортизации инерциальной системы ориентации / Подчезерцев В. П., Топильская С. В. // Вестник московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия «Приборостроение». 2021. № 3 (136). 2021. С. 113-128. (0,9 п.л./0,7 п.л.)

2. Подчезерцев, В. П. Выбор конфигурации и параметров системы виброзащиты гироскопических измерителей угловой скорости / Подчезерцев В. П., Топильская С. В. // Автоматизация. Современные технологии. 2021. Т.75. №4. С. 187-192. (0,31 п.л./ 0,25 п.л.)

3. Топильская, С. В. Экспериментальная оценка допустимых механических воздействий на динамически настраиваемый гироскоп / Топильская С. В., Бородулин Д. С., Корнюхин А. В. // Вестник московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия «Приборостроение». 2018. № 4(121).С. 69-79. (0,62 п.л./ 0,5 п.л.)

4. Топильская, С. В. Повышение стойкости к механическим воздействиям модернизированного малогабаритного гироскопического измерителя угловых скоростей / Топильская С. В., Бородулин Д. С., Корнюхин А. В. // Сибирский журнал науки и технологий. 2018. Т.19. № 2 С. 332-343. (0,69 п.л./ 0,5 п.л.)

5. Топильская, С. В. Моделирование системы амортизации прецизионных гироскопов / Топильская С.В. // Навигация и управление движением: Материалы XVII конференции молодых ученых, Санкт-Петербург, 17-20 марта 2015 года / ГНЦ РФ АО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор», Международная общественная организация «Академия навигации и управления движением», Научный редактор О.А. Степанов; Под общей редакцией В. Г. Пешехонова. Санкт-Петербург: Концерн «Центральный научно-исследовательский институт «Электроприбор», 2015. С. 445-452. (0,44 п.л./ 0,44 п.л.)

6. Топильская, С. В. Блок чувствительных элементов модернизированного малогабаритного гироскопического измерителя / С. В. Топильская // Новые материалы и технологии для ракетно-космической и авиационной техники : сборник материалов молодежной конференции, Звездный городок, 27–29 июня 2018 года. Звездный городок: Информационно-правовой центр "ЮрИнфоЗдрав", 2018. С. 154-163. (0,56 п.л./ 0,56 п.л.)