

К ОБОСНОВАНИЮ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗАЦИИ ИНЕРЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОРИЕНТАЦИИ

В.П. Подчезерцев¹

victor.podchezertsev@bmstu.ru

С.В. Топильская²

s.v.topilskaya@mail.ru

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

² НИИ ПМ им. академика В.И. Кузнецова, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Приведены критерии выбора системы виброзащиты для инерциальных систем ориентации космического аппарата. Рассматриваемая система виброзащиты позволяет обеспечивать допустимые амплитуды ускорений для чувствительных элементов гироскопического прибора при вибрационном воздействии на корпус прибора во время выведения космического аппарата и высокую угловую стабильность положения чувствительных элементов относительно инерциальной системы координат в течение длительного времени эксплуатации (15 лет) на орбите. Система виброзащиты состоит из амортизаторов (пружин) со стабильными высокими упругими характеристиками при всех факторах эксплуатации космического аппарата и динамических гасителей колебаний. Приведен способ определения параметров динамических гасителей колебаний с учетом критичных характеристик амортизатора. Суть предложенного способа настройки динамических гасителей колебаний заключается в подавлении вибраций на собственной частоте системы амортизации и обеспечении вблизи собственной частоты приемлемых значений коэффициентов усиления резонансных амплитуд колебаний конструкции. Определенные параметры системы амортизации позволяют реализовать допустимые коэффициенты усиления колебаний на резонансе, не оказывая существенного влияния на уровень подавления колебаний в зоне собственной частоты объекта виброзащиты

Ключевые слова

Гироскопический измеритель, динамический гаситель колебаний, система амортизации

Поступила 15.12.2020

Принята 15.02.2021

© Автор(ы), 2021

Введение. Гироскопические приборы являются основой систем ориентации и навигации в изделиях ракетно-космической отрасли. В настоящее время развитие научно-технического прогресса в области вычислительных

технологий и повышение точностных, эксплуатационных характеристик чувствительных элементов сделали возможным создание бесплатформенных инерциальных навигационных систем и гироскопических измерителей угловой скорости для систем ориентации различных космических аппаратов [1, 2]. Приоритетной задачей, стоящей перед разработчиками гироскопических приборов, является обеспечение вибропрочности приборов во время старта ракеты-носителя.

В результате анализа преимуществ и недостатков приведенных в научной литературе амортизирующих и демпфирующих устройств, а также специфических требований [3], предъявляемых к инерциальным приборам, предложена система амортизации, сочетающая в себе достоинства известных способов и подходящая для приборов точного приборостроения. Благодаря предложенной системе виброзащиты, состоящей из металлических упругих элементов (амортизаторов) со стабильными характеристиками и динамических гасителей колебаний (ДГК) с нелинейными параметрами жесткости и демпфирования, возможно реализовать снижение до допустимого значения (не более 25 g) действующего уровня вибраций для блока чувствительных элементов (БЧЭ) инерциального гироскопического прибора и обеспечить высокую угловую стабильность положения во всем диапазоне частот вибраций [4]. Амортизаторы обеспечивают высокий уровень подавления колебаний в зоне резонанса гироскопа $f_0 = 1650$ Гц [3] и высокую стабильность углового положения БЧЭ (не более 10 угл. с) в течение назначенного ресурса работы прибора 15 лет. Применение ДГК с нелинейными характеристиками позволяет оказывать высокое демпфирующее действие (коэффициенты усиления не более 10) на резонанс амортизатора $f_1 = 150$ Гц, т. е. при наличии критичных амплитуд колебаний БЧЭ, и в то же время не снижать уровень подавления колебаний в зоне, удаленной от зоны резонанса, где находится собственная частота гироскопа. Недостатком предлагаемой системы амортизации является наличие резонансов амплитуд колебаний вблизи собственной частоты системы амортизации f_1 , которые могут привести к недопустимым значениям ускорений для объекта амортизации [5, 6]. Авторы работы предлагают управлять амплитудой колебаний конструкции на данных частотах.

До настоящего времени динамический тип гашения колебаний активно применялся в области крупного машиностроения, строительной, судостроительной отраслях, в частности для гашения колебаний башенных сооружений, фундаментов зданий, корпусных элементов конструкции судов и летательных аппаратов, для которых точная привязка упру-

гих и демпфирующих характеристик ДГК к параметрам объекта амортизации не столь критична. Вопрос определения оптимальных параметров ДГК применительно к конструкциям крупного машиностроения и строительной отрасли достаточно подробно рассмотрен в отечественной [7–12] и зарубежной [13–15] литературе. Поскольку предложено использовать динамический тип гашения колебаний в гироскопических инерциальных приборах ориентации космических аппаратов, в настоящей работе рассмотрен вопрос определения оптимальных параметров ДГК. Научная новизна проведенного исследования состоит в методике определения оптимальных параметров ДГК системы виброзащиты инерциального гироскопического прибора с учетом упругих и демпфирующих характеристик амортизаторов со специфическими свойствами.

Материалы и методы решения задач. При проведении исследования использованы методы и математический аппарат теоретической механики, теории колебаний, сопротивления материалов, теории упругости, методы численного моделирования амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) системы амортизации.

Уравнения движения системы амортизации гироскопического прибора. Объектом виброзащиты гироскопического прибора является БЧЭ. Конструктивно БЧЭ представляет собой основание, на котором установлены три гироскопа и другие элементы конструкции (рис. 1).

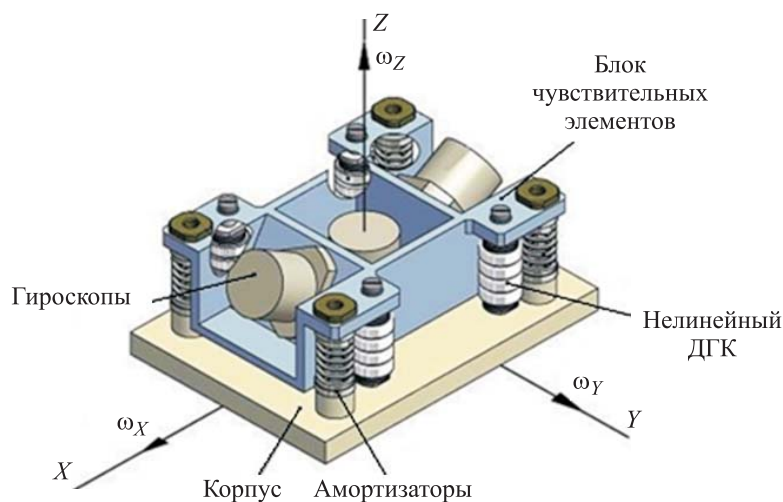


Рис. 1. Конструктивная схема амортизируемой конструкции

В результате предварительной компоновки конструкции модернизированного прибора масса БЧЭ составила 0,8 кг [5]. Полученное значение позволяет определить жесткость амортизатора K_1 из условия обеспече-

ния расчетного значения резонансной частоты $f_1 = 150$ Гц [4]. Элементы системы амортизации БЧЭ (упругие элементы и нелинейные ДГК) приведены на рис. 2.

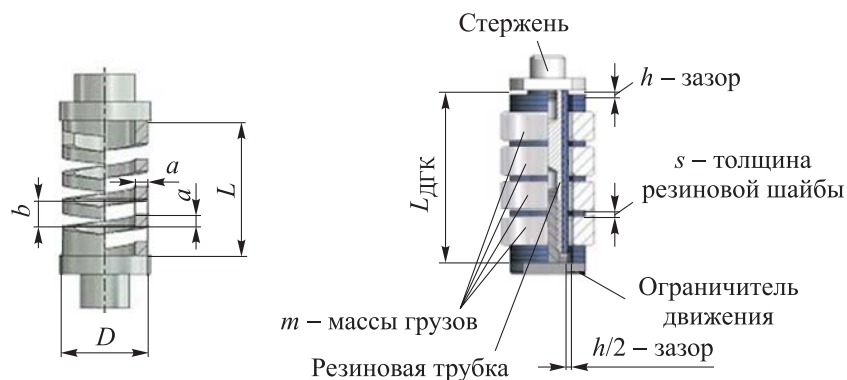


Рис. 2. Элементы предложенной системы амортизации

Для удобства проведения исследования значений параметров нелинейного ДГК (зазора h , коэффициента упругости k и демпфирования d резиновой шайбы, суммарной массы m_2 четырех грузов) в расчетной модели рассматривается четверть массы объекта амортизации M_1 , приходящейся на один упругий элемент с коэффициентом упругости K_1 и демпфирования D_1 . Кинематическая схема исследуемой системы амортизации с нелинейным ДГК приведена на рис. 3.

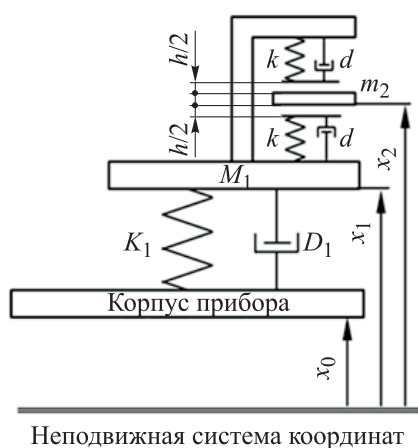


Рис. 3. Кинематическая схема системы амортизации БЧЭ с нелинейным ДГК:

M_1 и m_2 — масса БЧЭ и грузов 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 относительно неподвижной системы координат

Составленные уравнения движения системы амортизации с предложенным ДГК при воздействии $F = x_0 \sin(\omega t)$ на корпус прибора имеют вид:

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

Для проведения исследования коэффициенты упругости k и демпфирования d резиновой шайбы нелинейного ДГК (проявляющиеся в системе амортизации при превышении зазора h амплитуды колебаний БЧЭ Δx_1) гармонически линеаризуются до значений K_2 и D_2 , что позволяет использовать математический аппарат анализа линейных систем при аналитическом исследовании [16]. Кинематическая схема системы для линеаризованного варианта приведена на рис. 4, а уравнения движения линеаризованной системы — в формулах:

$$\begin{aligned}
 & M_1 \ddot{x}_1 + D_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + K_1 (x_1 - x_0) + D_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_2 (x_1 - x_2) = 0; \\
 & m_2 \ddot{x}_2 + D_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K_2 (x_2 - x_1) = 0.
 \end{aligned} \tag{2}$$

Рис. 4. Кинематическая схема системы амортизации БЧЭ с линеаризованным ДГК:

M_1 и m_2 — масса БЧЭ и грузов ДГК;
 K_1 и K_2 — жесткость амортизатора и резиновых шайб ДГК; D_1 и D_2 — коэффициенты демпфирования амортизатора и ДГК; x_0 , x_1 , x_2 — перемещения корпуса, основания БЧЭ и грузов ДГК относительно неподвижной системы координат



Для анализа динамики работы системы амортизации массы M_1 в зависимости от параметров нелинейного ДГК (массы m_2 грузов, оптимальных значений коэффициентов жесткости K_2 и демпфирования D_2) осуществлен переход к передаточным функциям $W_1(s) = \Delta x_1 / x_0$ и $W_2(s) = \Delta x_2 / x_0$, выраженным через соотношения из уравнений:

$$\begin{aligned} M_1 \Delta \ddot{x}_1 + D_1 \Delta \dot{x}_1 + K_1 \Delta x_1 - D_2 \Delta \dot{x}_2 - K_2 \Delta x_2 &= -M_1 \ddot{x}_0; \\ m_2 \Delta \ddot{x}_1 + m_2 \Delta \ddot{x}_2 + D_2 \Delta \dot{x}_2 + K_2 \Delta x_2 &= -m_2 \ddot{x}_0. \end{aligned}$$

После преобразований по Лапласу [17] получаем передаточные функции элементов конструкции:

$$\begin{aligned} W_1(s) &= \\ &= \frac{(2\xi_1 s + 1)(s^2 + 2\xi_2 \beta s + \beta^2)}{(s^2 + 1)(s^2 + \beta^2) + \alpha \beta^2 s^2 + 2\xi_2 \beta s((1 + \alpha)s^2 + 1) + 2\xi_1 s(s^2 + 2\xi_2 \beta s + \beta^2)}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} W_2(s) &= \\ &= \frac{(2\xi_1 s + 1)(2\xi_2 \beta s + \beta^2)}{(s^2 + 1)(s^2 + \beta^2) + \alpha \beta^2 s^2 + 2\xi_2 \beta s((1 + \alpha)s^2 + 1) + 2\xi_1 s(s^2 + 2\xi_2 \beta s + \beta^2)}; \end{aligned} \quad (4)$$

где $\alpha = \frac{m_2}{M_1}$ и $\beta = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ — коэффициенты динамической настройки ДГК [5];

ω_1 — резонансная частота амортизируемого БЧЭ; ω_2 — линеаризованная резонансная частота ДГК; M_1 — масса объекта амортизации; m_2 — масса грузов ДГК; ξ_1 и ξ_2 — коэффициенты относительного демпфирования упругого элемента системы амортизации и линеаризованного ДГК; m_2 — масса грузов ДГК.

Определение оптимального способа настройки параметров ДГК.

Анализ АЧХ передаточных функций показал, что независимо от значений коэффициентов гасителя АЧХ передаточных функций пересекаются в характерных точках А и Б (рис. 5). На оси абсцисс расположены значения приведенной частоты $\nu = \omega / \omega_1$, на оси ординат — значения коэффициентов усиления $|W(\nu)|$ амплитуд колебаний амортизируемой конструкции. Штриховыми линиями показаны зависимости $|W(\nu)|$ для двух предельных случаев: $\xi_1 = 0$ и $\xi_2 = \infty$, когда демпфирование в ДГК бесконечно велико; $\xi_1 = 0$ и $\xi_2 = 0$, когда демпфирование в ДГК отсутствует.

Проведенный обзор литературы в отечественной и зарубежной практике динамического гашения колебаний конструкций [18] показал, что в технике существует способ настройки параметров ДГК (определение коэффициентов α и β), который заключается в выравнивании ординат характерных точек АЧХ (точек А и Б) для обеспечения приемлемых зна-

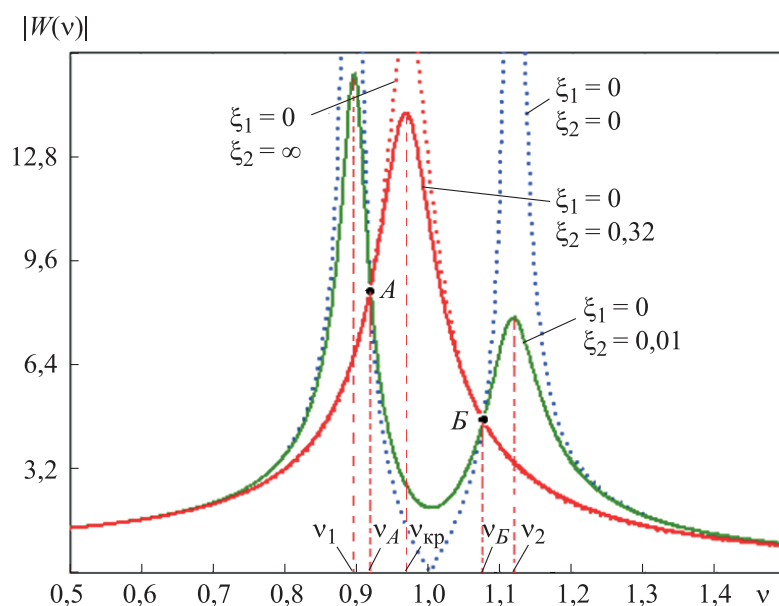


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика передаточной функции основания:

$W(v)$ — значение передаточной функции БЧЭ; точки A, B — характерные точки АЧХ объекта амортизации; v_A, v_B — приведенные частоты точек A, B ;
 v_1, v_2 — приведенные резонансные частоты системы амортизации с учетом ДГК;
 $v_{кр}$ — критическая частота системы амортизации, когда ξ_2 достаточно велико или $\xi_2 = \infty$

чений коэффициентов усиления $|W(v)|$ амплитуд колебаний конструкции вблизи резонанса. Выравнивание амплитуд колебаний позволяет повысить эффективность работы ДГК.

Однако отметим, что известный способ настройки ДГК характерен для случая, когда $\xi_1 = 0$ и вынужденные колебания конструкции происходят от силового возбуждения конструкции. В ранее рассмотренных случаях [7–12] авторы пренебрегали демпфированием ξ_1 в силу малости его влияния на параметры амплитуды колебаний амортизируемых конструкций (башенных сооружений, фундаментов, корпусных элементов габаритных конструкций), которые в несколько раз больше рассматриваемой миниатюрной конструкции амортизируемого БЧЭ инерциального гироскопического прибора.

Для оценки приемлемости описанного способа настройки ДГК системы амортизации, предложенной в настоящей работе, проведена оценка АЧХ объекта амортизации гироскопического прибора. В проводимом исследовании учтено значение коэффициента относительного демпфи-

рования ξ_1 амортизатора, который обусловлен влиянием внутренних сил трения в упругих элементах амортизатора. Коэффициент ξ_1 определен экспериментально [19] при вибрационном воздействии на корпус габаритно-массового макета БЧЭ, его значение составляет $\xi_1 = 0,01$. На рис. 6 приведены расчетные АЧХ, полученные при использовании известного способа настройки ДГК, когда $|W_{1A}| = |W_{1B}|$, т. е. при равенстве ординат в точках A и B , положение которых по оси абсцисс определено приведенными частотами ν_A, ν_B . Графически найдено превышение добротности Q системы амортизации относительно расчетного значения, равного 10.

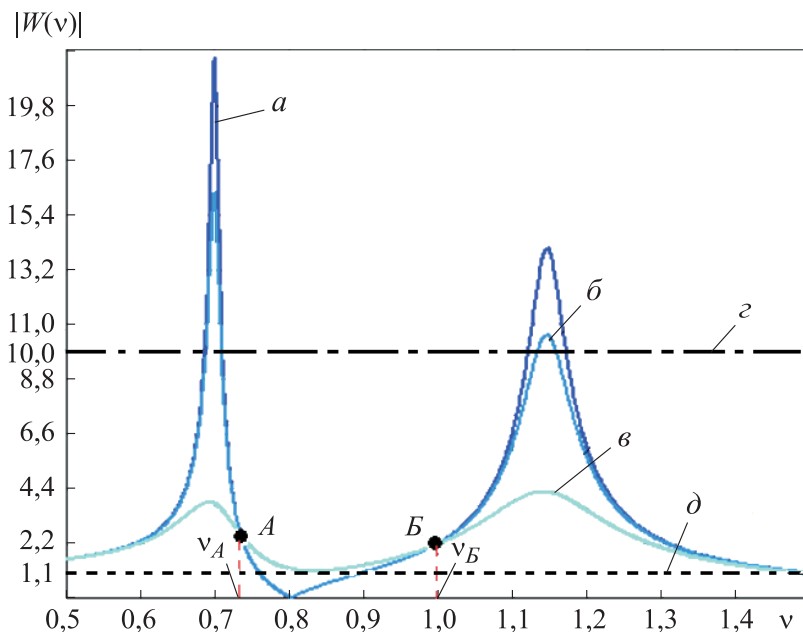


Рис. 6. Расчетные АЧХ амортизируемого основания с учетом параметров ДГК:

- a — АЧХ объекта амортизации при значении коэффициента относительного демпфирования ДГК $\xi_2 = 0,005$; b — при $\xi_2 = 0,05$; $в$ — при $\xi_2 = 0,5$;
- z — допустимый уровень добротности Q системы амортизации;
- $д$ — минимальный коэффициент усиления

Значения приведенных частот неизменны при различных коэффициентах относительного демпфирования ξ_2 ДГК. Равенство амплитуд в точках A и B для кривых a и b не обеспечивает требуемый уровень коэффициентов усиления (не более 10). Приближение ординат пиков АЧХ (кривая $в$) к ординатам точек A и B приводит к снижению уровня подавления колебаний вблизи частоты ω_1 . Таким образом, учитывая снижение по-

давяющих свойств предложенной системы амортизации, потребовалось разработать оптимизированный способ настройки параметров ДГК.

Идея предлагаемого способа настройки ДГК заключается в обеспечении равенства амплитуд колебаний на приведенных частотах резонанса ν_1, ν_2 для реализации эффективного подавления колебаний вблизи собственной частоты ω_1 упругого элемента системы амортизации и значений коэффициентов усиления $|W(\nu)|$ на резонансных амплитудах колебаний системы амортизации с ДГК не более 10.

Для обеспечения подавления колебаний на собственных частотах вблизи зоны резонанса необходимо выполнить условие равенства ординат АЧХ на резонансных частотах рассматриваемой системы амортизации $|W_1(\nu_1)| = |W_2(\nu_2)|$, что достигается определением оптимальных параметров гасителя колебаний α и β . Для реализации допустимых значений коэффициентов усиления $|W_1(\nu_1)|, |W_2(\nu_2)|$ (не более 10) необходимо ввести оптимальное значение относительного коэффициента демпфирования ξ_2 ДГК с учетом демпфирующих свойств амортизатора ξ_1 . Для выполнения условия $|W_1(\nu_1)| = |W_2(\nu_2)|$ получены соотношения для ν_1 и ν_2 , определяющие значения резонансных частот АЧХ, обусловленных работой ДГК на резонансной частоте упругого элемента:

$$\nu_1(\alpha, \beta) = \sqrt{\frac{1}{2}[(1 + \alpha)\beta^2 + 1] \left(1 + \sqrt{1 - \frac{4\beta^2}{((1 + \alpha)\beta^2 + 1)^2}} \right)}; \quad (5)$$

$$\nu_2(\alpha, \beta) = \sqrt{\frac{1}{2}[(1 + \alpha)\beta^2 + 1] \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4\beta^2}{((1 + \alpha)\beta^2 + 1)^2}} \right)}. \quad (6)$$

Однако не каждая комбинация коэффициентов α и β является оптимальной с точки зрения обеспечения минимальных габаритно-массовых характеристик прибора. Уменьшение значения коэффициента α приводит к снижению массы грузов m_2 , что является положительным фактором для минимизации массы прибора, но приводит к повышению линеаризованной жесткости K_2 . В рассматриваемом случае масса объекта амортизации $M_1 = 0,2$ кг. При коэффициенте $\alpha = 0,25$ масса грузов ДГК составляет $m_2 = 0,05$ кг, что, в свою очередь, соответствует коэффициенту настройки ДГК $\beta = 0,84$ (рис. 7). На рис. 8 приведены АЧХ передаточной

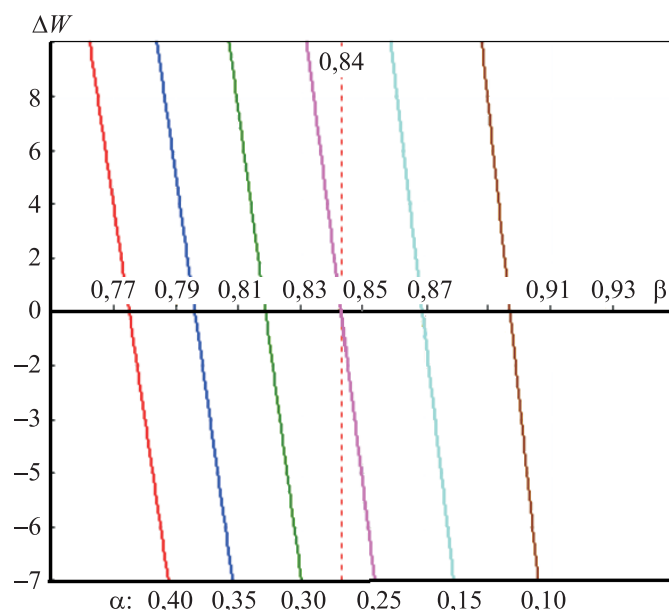


Рис. 7. Значения коэффициентов α и β , обеспечивающие равенство пиков АЧХ амортизируемого основания БЧЭ ($\Delta W = 0$)

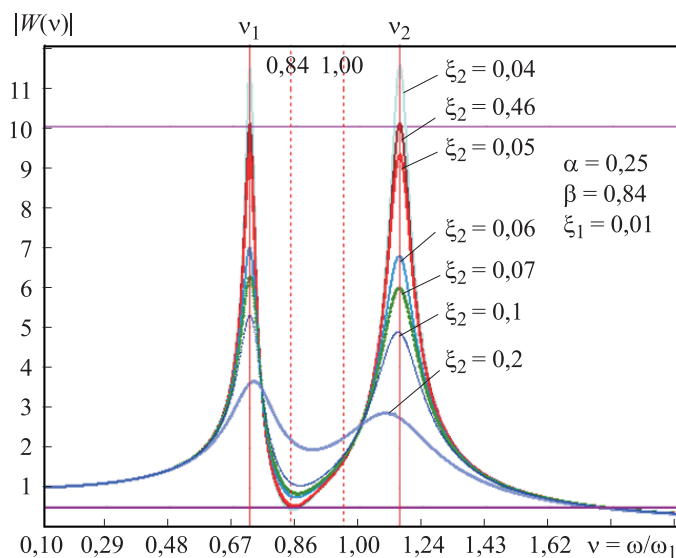


Рис. 8. Амплитудно-частотные характеристики предложенной системы амортизации при различных коэффициентах относительного демпфирования ДГК ξ_2 и известных α , β , ξ_1

функции $|W_1(v)|$ с одинаковыми амплитудами колебаний на резонансах при коэффициентах ДГК $\alpha = 0,25$, $\beta = 0,84$ и различных значениях относительного демпфирования ξ_2 для выбора его оптимального значения.

Графически определено, что минимальное значение коэффициента ξ_2 , позволяющее обеспечивать уровень добротности Q не более 10, составляет 0,046. При этом коэффициент усиления колебаний $|W(\nu)|$ на приведенной резонансной частоте гасителя колебаний $\nu = 0,84$ (что совпадает с коэффициентом β по своему значению) составляет $|W(\nu)| = 0,5$.

Таким образом, при определенных коэффициентах настройки ДГК $\alpha = 0,5$ и $\beta = 0,84$ значение коэффициента относительного демпфирования $\xi_2 = 0,046$, что позволяет выполнить условие предложенного способа настройки, тем самым подавить колебания в области резонансной частоты системы амортизации 126 Гц (что соответствует $0,84f_1$) и обеспечить коэффициент усиления системы не более 10 на частотах ν_1 и ν_2 ($f(\nu_1)$ и $f(\nu_2)$).

Полученные коэффициенты настройки ДГК α , β , ξ_2 для линеаризованного варианта позволяют определить его геометрические параметры, используя известные методы гармонической линеаризации.

При эксплуатационном воздействии на корпус гироскопического измерителя угловых скоростей (ГИУС) (рис. 9, кривая *a*) амплитуды возникающих ускорений в конструкции гироскопа ($f_0 = 1650$ Гц) не превышают допустимого значения 25 г (см. рис. 9, кривая *b*) благодаря «работе» грузов ДГК, амплитуды колебаний которого характеризуются кривой *в*.

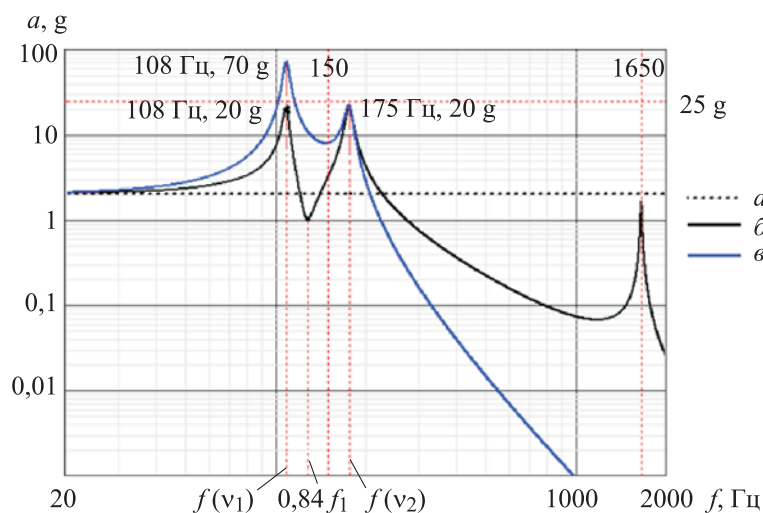


Рис. 9. Значения ускорений амортизируемого БЧЭ:

a — вибрации, действующие на корпус прибора ГИУС; *b* — значения ускорений, возникающих в конструкции гироскопа с собственной частотой 1650 Гц; *в* — значения ускорений в конструкции ДГК, настроенного на подавление колебаний на резонансной частоте системы амортизации $f_1 = 150$ Гц

Заключение. Предложенный способ настройки параметров ДГК обеспечивает равенство амплитуд колебаний конструкции на приведенных резонансных частотах для реализации эффективного подавления колебаний вблизи собственной частоты амортизатора $f_1 = 150$ Гц и допустимые значения для коэффициентов усиления системы амортизации (не более 10).

Способ определения параметров системы амортизации рекомендован для использования при проектировании перспективных гироскопических измерителей угловой скорости на базе динамически настраиваемых гироскопов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Гуцин В.Н. Основы устройства космических аппаратов. М., Машиностроение, 2003.
- [2] Бакулин Я.Ю., Журавлев В.Ю. Виброиспытания изделий ракетно-космической техники. *Решетневские чтения*, 2014, т. 1, № 18, с. 123–124.
- [3] Топильская С.В., Бородулин Д.С., Корнюхин А.В. Экспериментальная оценка допустимых механических воздействий на динамически настраиваемый гироскоп. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение*, 2018, № 4, с. 69–79. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3933-2018-4-69-79>
- [4] Топильская С.В., Бородулин Д.С., Корнюхин А.В. Повышение стойкости к механическим воздействиям модернизированного малогабаритного гироскопического измерителя угловых скоростей. *Сибирский журнал науки и технологий*, 2018, т. 19, № 2, с. 332–343.
- [5] Хоменко А.П., Елисеев С.В. О некоторых свойствах динамического гашения колебаний в механических системах. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*, 2015, № 2, с. 8–19.
- [6] Топильская С.В., Бородулин Д.С., Корнюхин А.В. Некоторые вопросы защиты от внешних механических воздействий приборов типа малогабаритный гироскопический измеритель вектора угловой скорости. *Труды ФГУП «НПЦАП». Системы и приборы управления*, 2018, № 4, с. 23–24.
- [7] Лысенко А.В., Таньков Г.В., Калашников В.С. и др. Алгоритм реализации адаптивной системы вибрационных испытаний бортовой радиоэлектронной аппаратуры. *Надежность и качество сложных систем*, 2019, № 2, с. 60–69. DOI: <https://doi.org/10.21685/2307-4205-2019-2-7>
- [8] Серов М.В., Аверьянова Г.М., Александрова С.Г. Опыт применения теории колебаний к практическим вопросам применения инерционных динамических гасителей колебаний. *Известия МГТУ МАМИ*, 2013, т. 3, № 1, с. 118–124.
- [9] Шермухамедов У.З., Кузнецова И.О. Влияние точности настройки динамических гасителей колебаний на сейсмостойкость мостов. *Вестник Днепропетровско-*

го национального университета железнодорожного транспорта, 2012, № 41, с. 175–180.

[10] Дукарт А.В. Оптимальные параметры и эффективность одномассового динамического гасителя колебаний с вязким трением при периодической возмущающей нагрузке типа «Прямоугольный синус». *Вестник МГСУ*, 2009, № 4, с. 92–101.

[11] Семёнов В.С., Веремченко Т.В. Комбинированный динамический гаситель колебаний зданий и сооружений торсионного типа. *Современные тенденции развития науки и технологий*, 2015, № 6-6, с. 109–113.

[12] Павлов Ю.Н., Недашковский В.М., Тихомирова Е.А. и др. Идентификация параметров динамического гасителя колебаний. *Динамика сложных систем — XXI век*, 2018, т. 12, № 1, с. 46–51.

[13] Yao H., Chen Z., Wen B. Dynamic vibration absorber with negative stiffness for rotor system. *Shock. Vib.*, 2016, vol. 2016, art. 5231704.

DOI: <https://doi.org/10.1155/2016/5231704>

[14] Rezaee M., Fathi R. A new design for automatic ball balancer to improve its performance. *Mech. Mach. Theory*, 2015, vol. 94, pp. 165–176.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.08.008>

[15] Silvagni M., Tonoli A., Bonfitto A. Self-powered eddy current damper for rotordynamic applications. *J. Vib. Acoust.*, 2015, vol. 137, no. 1, pp. 130–139.

DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4028228>

[16] Павлов Ю.Н., Недашковский В.М., Тихомирова Е.А. и др. Метод гармонической линеаризации в задаче идентификации нелинейных динамических систем. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 4, с. 382–397. DOI: 10.7463/0414.0704613

[17] Зельдович Я.Б., Мышкис А.Д. Элементы прикладной математики. М., Ленанд, 2017.

[18] Казакова О.И., Смолин И.Ю., Безмозгий И.М. Анализ амплитудно-зависимых демпфирований и возможности их применения при расчете численными методами. *Вестник Томского государственного университета. Математика и механика*, 2018, № 54, с. 66–78.

[19] Шорр Б.Ф., Серебряков Н.Н. Расчетно-экспериментальный анализ амплитудно-зависимых характеристик демпфирования в деталях и материалах. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2011, № 3, с. 91–99.

Подчерзцев Виктор Павлович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Приборы и системы ориентации, стабилизации и навигации» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, корп. 1).

Топильская Светлана Владимировна — главный специалист НИИ ПМ им. академика В.И. Кузнецова (Российская Федерация, 111024, Москва, ул. Пруд-Ключики, д. 12А).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Подчерцев В.П., Топильская С.В. К обоснованию выбора параметров амортизации инерциальной системы ориентации. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение*, 2021, № 3 (136), с. 113–128.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3933-2021-3-113-128>

**CHOOSING DAMPING PARAMETERS
FOR THE INERTIAL ORIENTATION SYSTEM**

V.P. Podchezertsev¹

victor.podchezertsev@bmstu.ru

S.V. Topilskaya²

s.v.topilskaya@mail.ru

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

² Kuznetsov Scientific and Research Institute of Applied Mechanics,
Moscow, Russian Federation

Abstract

The article discusses criteria for selecting the vibration protection for the spacecraft inertial orientation system. The considered vibration protection system allows providing acceptable amplitude acceleration for the gyroscopic device sensitive elements under vibration impact on the device body during the spacecraft launching and high angular stability of the position of the sensitive elements relative to the inertial coordinate system during a long period of operation (15 years) in orbit. The proposed vibration protection system consists of shock absorbers (springs) with stable high elastic characteristics under all factors of operation in the outer space and dynamic vibration dampers. The article presents a method for determining the parameters of dynamic vibration dampers taking into account the characteristics of the shock absorber, critical for the damping system of an inertial device. The proposed method for adjusting dynamic vibration dampers consists in suppressing vibrations at the natural frequency f_1 of the shock absorption system and providing acceptable values of the gain coefficients of the structure resonant vibration amplitudes near the natural frequency f_1 . Certain characteristics of the damping system allow realizing the permissible vibration amplification coefficients at resonance, without significantly affecting the level of vibration suppression in the natural frequency zone of the vibration protection object

Keywords

Gyroscopic device, dynamic vibration damper, system of shock absorption

Received 15.12.2020

Accepted 15.02.2021

© Author(s), 2021

REFERENCES

- [1] Gushchin V.N. *Osnovy ustroystva kosmicheskikh apparatov* [Fundamentals of spacecraft construction]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003.
- [2] Bakulin Ya.Yu., Zhuravlev V.Yu. Vibrotests of rocket and space technology products. *Reshetnevskie chteniya*, 2014, vol. 1, no. 18, pp. 123–124 (in Russ.).
- [3] Topilskaya S.V., Borodulin D.S., Korniyukhin A.V. Experimental estimation of allowable mechanical impact on dynamically adjusted gyroscope. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Instrument Engineering*, 2018, no. 4, pp. 69–79 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3933-2018-4-69-79>
- [4] Topilskaya S.V., Borodulin D.S., Korniyukhin A.V. Protecting modern compact gyroscopic angular rate measurement from mechanical influence. *Sibirskiy zhurnal nauki i tekhnologii* [Siberian Journal of Science and Technology], 2018, vol. 19, no. 2, pp. 332–343 (in Russ.).
- [5] Khomenko A.P., Eliseev S.V. Some properties of dynamical absorption of vibration in mechanical systems. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2015, no. 2, pp. 8–19 (in Russ.).
- [6] Topilskaya S.V., Borodulin D.S., Korniyukhin A.V. Issues of small gyroscopic angular velocity sensor protection from external mechanical impacts. *Trudy FGUP "NPTsAP" Sistemy i pribory upravleniya*, 2018, no. 4, pp. 23–24 (in Russ.).
- [7] Lysenko A.V., Tan'kov G.V., Kalashnikov V.S., et al. The algorithm of realization of adaptive system vibration testing of the onboard avionics. *Nadezhnost' i kachestvo slozhnykh sistem* [Reliability & Quality of Complex Systems], 2019, no. 2, pp. 60–69 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21685/2307-4205-2019-2-7>
- [8] Serov M.V., Aver'yanova G.M., Aleksandrova S.G. Experience of using vibration theory to practical issues of application of inertial dynamic vibration absorbers. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2013, vol. 3, no. 1, pp. 118–124 (in Russ.).
- [9] Shermukhamedov U.Z., Kuznetsova I.O. Influence of adjustment accuracy of dynamic dampers of fluctuations on seismic stability of bridges. *Vestnik Dnepropetrovskogo natsional'nogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta*, 2012, no. 41, pp. 175–180 (in Russ.).
- [10] Dukart A.V. Optimal parameters and efficiency of a single-mass dynamic vibration damper with viscous friction at a periodic disturbing load of the "Rectangular sine" type. *Vestnik MGSU*, 2009, no. 4, pp. 92–101 (in Russ.).
- [11] Semenov V.S., Veremenko T.V. Combined dynamic vibration damper of buildings and structures of torsion type. *Sovremennye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologii*, 2015, no. 6-6, pp. 109–113 (in Russ.).
- [12] Pavlov Yu.N., Nedashkovskiy V.M., Tikhomirova E.A., et al. Identification parameters of the dynamic damper of vibrations. *Dinamika slozhnykh sistem — XXI vek* [Dynamics of Complex Systems — XXI Century], 2018, vol. 12, no. 1, pp. 46–51 (in Russ.).

- [13] Yao H., Chen Z., Wen B. Dynamic vibration absorber with negative stiffness for rotor system. *Shock. Vib.*, 2016, vol. 2016, art. 5231704.
DOI: <https://doi.org/10.1155/2016/5231704>
- [14] Rezaee M., Fathi R. A new design for automatic ball balancer to improve its performance. *Mech. Mach. Theory*, 2015, vol. 94, pp. 165–176.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.08.008>
- [15] Silvagni M., Tonoli A., Bonfitto A. Self-powered eddy current damper for rotordynamic applications. *J. Vib. Acoust.*, 2015, vol. 137, no. 1, pp. 130–139.
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4028228>
- [16] Pavlov Yu.N., Nedashkovskiy V.M., Tikhomirova E.A., et al. Harmonic linearization method in the identification of nonlinear dynamical systems. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2014, no. 4, pp. 382–397 (in Russ.). DOI: 10.7463/0414.0704613
- [17] Zel'dovich Ya.B., Myshkis A.D. *Elementy prikladnoy matematiki* [Elements of applied mathematics]. Moscow, Lenand Publ., 2017.
- [18] Kazakova O.I., Smolin I.Yu., Bezmozgiy I.M. Analysis of amplitude-dependent damping and its application in numerical calculations. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i mekhanika* [Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics], 2018, no. 54, pp. 66–78 (in Russ.).
- [19] Shorr B.F., Serebryakov N.N. Numerical-experimental analysis of amplitude-dependent damping performances in components and materials. *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2011, vol. 40, no. 3, pp. 272–279.
DOI: <https://doi.org/10.3103/S1052618811020166>

Podchertsev V.P. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Orientation, Stabilization and Navigation Devices and Systems, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5/1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Topilskaya S.V. — Chief Specialist, Kuznetsov Scientific and Research Institute of Applied Mechanics (Prud Klyuchiki ul. 12A, Moscow, 111024 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Podchertsev V.P., Topilskaya S.V. Choosing damping parameters for the inertial orientation system. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Instrument Engineering*, 2021, no. 3 (136), pp. 113–128 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3933-2021-3-113-128>