

Научная статья

УДК 629.78:62-752:534.1

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=186668>

EDN: <https://www.elibrary.ru/CDMUOF>



Экспериментально-аналитическое обоснование применения зигзагообразных пружин с ослабленными участками в виброзащитных системах космических аппаратов дистанционного зондирования Земли

Владимир Юрьевич Ермаков^{1✉}, Ант Туфан², Сергей Владимирович Левашкин-Леонов³

^{1, 2, 3} Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
Москва, Российская Федерация

¹ v_ermakov2003@mail.ru ✉

² anttufan@gmail.com

³ levashkin.leo.ser@gmail.com

Аннотация. Предложена гибридная виброзащитная система, оснащенная упругими элементами в виде зигзагообразных пружин, изготовленных из изотропных упругих пластин прямоугольной геометрии с перфорированными участками, выполненными в виде круглых отверстий. Проведен анализ критериев и показателей эффективности виброзащитных систем, после чего выполнено математическое моделирование пружин с применением специально разработанного программно алгоритмического обеспечения, позволяющего рассчитывать максимальные эквивалентные напряжения и частоты первых тонов собственных колебаний в конструкции виброзащитной системы с учетом ограничений по прочности и жесткости. Проведены испытания, направленные на снижение уровня вибрационных возмущений, генерируемых устройством с подвижными массами, с последующей оценкой эффективности функционирования виброзащитной системы.

Ключевые слова: гибридная виброзащитная система, зигзагообразная пружина с ослабленными участками, упругая изотропная пластина прямоугольной геометрии, устройство с подвижными массами, точность пространственного позиционирования космических аппаратов

Финансирование: работа выполнена в рамках государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (FSFF 2025 0001).

Для цитирования: Ермаков В.Ю., Туфан А., Левашкин-Леонов С.В. Экспериментально-аналитическое обоснование применения зигзагообразных пружин с ослабленными участками в виброзащитных системах космических аппаратов дистанционного зондирования Земли // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 4. С. 62-72. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=186668>

Original article

Experimental and Analytical Justification of the Zigzag Springs with Weakened Zones Application in Vibration Protection Systems of the Earth Remote Probing Spacecraft

Vladimir Yu. Ermakov^{1✉}, Ant Tufan², Sergei V. Levashkin-Leonov³^{1, 2, 3} Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russian Federation¹ v_ermakov2003@mail.ru✉² anttufan@gmail.com³ levashkin.leo.ser@gmail.com

Abstract

Under conditions of modern rocket and space technology, the quality of telemetric information obtained from high-precision measuring instruments and equipment, as well as its subsequent processing for high-quality images generating, are the key indicators of the Earth remote probing spacecraft operational effectiveness. The optimal functioning of these instruments and equipment herewith is being determined by the three interrelated factors, namely the spatial positioning accuracy, the sensitive elements position stability, and faultless performance while in service.

Vibration disturbances, which are the main factors causing image quality degradation, are being considered in three frequency ranges: low-frequency range (up to $5,0 \text{ s}^{-1}$), caused by the long-length structures with reduced rigidity (antenna systems, magnetometer booms, solar array panels, and other elements); medium-frequency range (from $5,0$ to $25,0 \text{ s}^{-1}$), and high-frequency range (from $25,0$ to $100,0 \text{ s}^{-1}$). The source of disturbances in both medium- and high-frequency ranges is the devices incorporating moving masses, including orientation drives for solar array panels and antenna systems; fans in thermal control systems; actuators in attitude and stabilization control systems, such as motors-reaction wheels, etc.

Analysis of the vibration sources and methods for vibration activity reduction in the units with moving masses demonstrates the objective need for complex technological computations and in-depth analytical studies. Elaboration of such devices with optimal vibration loading indicators supposes meticulous precision abidance of high-precision instruments and equipment for the remote Earth probing, which necessarily entails extra economic expenditures, exceeding in many cases the cost of the devices themselves. The prospective trend of the research thereupon is concentrated on elaboration of more universal and rechnologically realizable method for the vibration activity reduction by the vibration protecting systems with innovative structural solutions installing under the said devices. Among vibration protection systems employed in space technology, a hybrid design incorporating a vibration damper with magnetorheological fluid and elastic elements in the form of zigzag springs, each composed of a set of isotropic elastic plates of rectangular geometry, featuring specially designed weakened zones in the form of circular holes may be singled out.

It was found that the number of springs and a number of orifices on the plates affect significantly maximum equivalent stresses and the difference between the natural oscillations first modes along the three mutually perpendicular axes while mathematical modeling of the zigzag springs. Thus, rational selection of the number of springs and holes on the plates is the primary factor for achieving effective operation of the hybrid vibration protection system, ensuring the necessary balance between the strength, rigidity, and structural durability.

Experimental studies of the hybrid vibration protection system incorporating a device with moving masses were conducted. Analysis of the obtained results demonstrated that bringing the system natural frequencies closer together increases the vibration damper tuning accuracy, enabling an optimal level of vibration loading for high-precision measuring instruments and equipment aboard the Earth remote probing spacecraft. Approximately 8 times reduction of vibration disturbances, from the generalized forces and moments acting on the mounting place in particular, was registered while the device with moving masses operation. The damping effect of an analogous system, namely the “Stewart” vibration protection scheme, widely employed in Chinese remote Earth probing spacecraft was examined for the objective efficiency assessment.

Keywords: hybrid vibration protection system, zigzag spring with weakened zones, elastic isotropic plate of rectangular geometry, unit with moving masses, spacecraft spatial positioning accuracy

Funding: the work was accomplished within the framework of the State assignment of the Ministry of Science and Education of the Russian Federation (FSFF 2025 0001)

For citation: Ermakov V.Yu., Tufan A., Levashkin-Leonov S.V. Experimental and Analytical Justification of the Zigzag Springs with Weakened Zones Application in Vibration Protection Systems of the Earth Remote Probing Spacecraft. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(4):62–72. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=186668>

List of Figures

- Fig. 1. Schematic layout of a hybrid vibration protection system: 1 – zigzag spring; 2 – upper base; 3 – vibration damper; 4 – lower base
- Fig. 2. General view of a zigzag spring, showing geometric parameters and numbering of isotropic elastic plates with rectangular geometry
- Fig. 3. Dependence of the number of springs without holes on the difference between the frequencies of the first natural vibration modes and maximum equivalent stresses: a – parameter $a = 1.2 \cdot 10^{-2}$ м (a); b – parameter $a = 1.4 \cdot 10^{-2}$ м
- Fig. 4. General view of a zigzag spring with circular holes on all plates (a) and on the two plates (b)
- Fig. 5. Dependence of the number of springs with circular holes on all plates on the difference between the frequencies of the first natural vibration modes and maximum equivalent stresses: a – parameter $a = 1.2 \cdot 10^{-2}$ м; b – parameter $a = 1.4 \cdot 10^{-2}$ м
- Fig. 6. Dependence of the number of springs with circular holes on two plates on the difference between the frequencies of the first natural vibration modes and maximum equivalent stresses: a – parameter $a = 1.2 \cdot 10^{-2}$ м (a); b – parameter $a = 1.4 \cdot 10^{-2}$ м
- Fig. 7. Distribution fields of equivalent stresses (a , c) and deformations (b , d) in the springs in the presence of a unit with moving masses: $\sigma_{xx} = \sigma_{zz} = 1,365 \cdot 10^9$ Pa; $\sigma_{yy} = 0,822 \cdot 10^9$ Pa; $f_{x1} = f_{z1} = 3,932$ s $^{-1}$; $f_{y1} = 4,667$ s $^{-1}$
- Fig. 8. Generalized forces (a) and moments (b) arising during the operation of the “DM14-120” type unit with moving masses: *black line* – without vibration protection; *gray line* – with vibration protection

Введение

В современной ракетно-космической технике качество телеметрической информации, получаемой от высокоточных измерительных приборов и аппаратуры, и ее последующей обработки для формирования изображений выступает ключевым показателем эффективности функционирования космических аппаратов (КА) дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ). При этом оптимальное функционирование самих приборов и аппаратуры определяется тремя взаимосвязанными факторами: точностью пространственного позиционирования, стабильностью положения чувствительных элементов и безотказностью работы в процессе эксплуатации [1, 2].

Качество изображений, формируемых высокоточными приборами и аппаратурой, ухудшается в основном в результате воздействия динамических нагрузок, реализующегося преимущественно в виде вибрационных возмущений на борту КА ДЗЗ [1, 2].

Данные возмущения рассматриваются в трех частотных диапазонах: низкочастотном (до 5,0 с $^{-1}$), что обусловлено наличием длинномерных конструкций с пониженной жесткостью (антенных систем, штанг магнитометров, панелей солнечных батарей и прочих элементов); среднечастотном (в диапазоне от 5,0 до 25,0 с $^{-1}$); высокочастотном (в диапазоне от 25,0 до 100,0 с $^{-1}$). Источниками возмущений в средне- и высокочастотном диапазонах служат устройства, содержащие подвижные массы, в том числе приводы ориентации панелей солнечных

батарей и антенных систем; вентиляторы систем терморегулирования; исполнительные механизмы систем управления ориентацией и стабилизации, такие как двигатели-маховики и др. [2, 3].

При этом сами вибрационные возмущения в перечисленных устройствах генерируются в основном действием электромагнитных и механических сил [4].

Электромагнитные возмущающие силы возникают в воздушном зазоре между подвижными элементами данных устройств вследствие неоднородности магнитного поля, пульсаций тока в обмотках, эффекта зубцовых гармоник, а также несимметрии фазных напряжений [5]. Указанные силы способны передаваться на элементы подконструкций КА ДЗЗ и индуцировать нежелательные широкополосные механические колебания в процессе эксплуатации. Одним из возможных способов снижения уровня электромагнитных возмущающих сил является увеличение свободного пространства воздушного зазора между подвижными элементами. Однако подобная мера может привести к отклонению электромагнитных параметров системы от их оптимальных значений, что в большинстве случаев неприемлемо с точки зрения сохранения требуемых эксплуатационных характеристик устройства [6, 7].

Механические возмущающие силы проявляются в виде циклического изменения жесткости шарикоподшипников в процессе вращения подвижных элементов указанных устройств, что обусловлено локальными неровностями поверхностей самих

шарикоподшипников и их посадочных мест, а также наличием волнистости [8, 9]. Возникновение волнистости объясняется особенностями технологических операций на этапе изготовления деталей и сохранением остаточных напряжений после термообработки. Частоты собственных колебаний, порождаемых волнистостью, определяются не только кинематическими характеристиками шарикоподшипников, но и порядком самой волнистости [10].

Один из возможных способов уменьшения возмущающих сил, генерируемых подшипниковым узлом, — подбор шарикоподшипников с минимально допустимыми отклонениями формы беговых дорожек колец от окружности. При этом совокупная величина отклонений, включающая как погрешности геометрии беговых дорожек, так и искажения, вызванные перекосом и несоосностью посадочных мест, не должна превышать $1,5 \cdot 10^{-6}$ м. Превышение указанного порога приводит к возникновению дополнительных спектральных составляющих в области резонансных частот, что негативно влияет на динамическую стабильность узла и может провоцировать развитие паразитных вибрационных процессов в конструкции [5, 11].

Альтернативным методом уменьшения механических возмущающих сил является применение магнитных подшипников, характеризующихся существенно пониженным коэффициентом трения по сравнению с традиционными подшипниками качения [12, 13]. Из-за больших массы и габаритов магнитных подшипников их целесообразно использовать в условиях высоких скоростей вращения. Несмотря на очевидные эксплуатационные преимущества, внедрение магнитных подшипников сопряжено с рядом существенных ограничений, таких как высокая себестоимость производства и сложность конструкторско-технологического проектирования. Кроме того, рабочие характеристики магнитных подшипников снижаются из-за энергетических потерь, включающих потери в ферромагнитных материалах (потери железа), потери на гистерезис, потери от вихревых токов, а также из-за аэродинамических потерь [14]. Перечисленные факторы в значительной степени ограничивают область практического применения магнитных подшипников в различных отраслях промышленного производства.

Проведенный анализ названных выше источников и методов снижения виброактивности устройств с подвижными массами показывает объективную необходимость выполнения сложных технологических расчетов и углубленных аналитических исследований. Для создания таких устройств с оптимальными показателями вибронагруженности требуются высокоточные приборы и

аппаратура КА ДЗЗ, что неизбежно влечет за собой существенные дополнительные экономические издержки, зачастую превышающие стоимость самих устройств. В этой связи актуальным направлением дальнейших исследований представляется разработка более универсального и технологически реализуемого метода снижения виброактивности путем установки под указанными устройствами виброзащитных систем с инновационными конструктивными решениями. При этом особое внимание уделяется решению недостаточно изученной в научной литературе проблемы — сведению частот первых тонов собственных колебаний виброзащитных систем с целью оптимальной настройки на резонансную частоту, что является критически важным для уменьшения амплитуд вибрационных возмущений, поскольку именно точность такой настройки определяет эффективность гашения механических колебаний в рабочем диапазоне частот.

Постановка задачи и предъявляемые требования

Среди виброзащитных систем, применяемых в космической технике, можно выделить гибридную конструкцию, включающую гаситель колебаний с магнитореологической жидкостью и упругие элементы в виде зигзагообразных пружин, как представлено на рис. 1 [15].

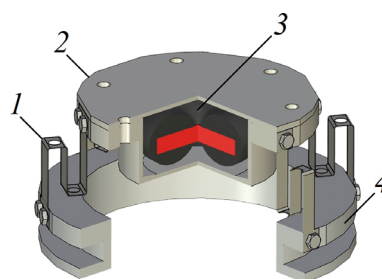


Рис. 1. Схема гибридной виброзащитной системы:

- 1 — зигзагообразная пружина;
- 2 — верхнее основание; 3 — гаситель колебаний;
- 4 — нижнее основание

Каждая такая пружина конструктивно выполнена в виде набора изотропных упругих прямоугольных пластин, содержащих специально предусмотренные ослабленные зоны — круглые отверстия. Оптимизация конфигурации пружин, определяемая совокупностью геометрических параметров (длины, ширины, толщины и пр.), направлена, во-первых, на снижение уровня статических нагрузок за счет минимизации эквивалентных напряжений, во-вторых, на эффективное подавление динамических нагрузок посредством формирования оптимального разброса частот первых

тонов собственных колебаний, не превышающего $1,0 \text{ с}^{-1}$ [16]. Указанное ограничение разброса частот позволяет обеспечить требуемые демпфирующие характеристики системы при разнотипных нагружающих режимах.

В рамках комплексного анализа демпфирующих характеристик гибридной виброзащитной системы необходимо идентифицировать критерийные показатели, объективно отражающие прочностные и жесткостные параметры системы на этапе разработки ее физической модели. Для детального описания этих показателей с целью уменьшения вероятности возникновения дополнительных тонов колебаний в представленной конструкции вводится новое понятие — «показатель динамической устойчивости», позволяющий количественно оценить интегральное взаимодействие прочности и жесткости. Данный показатель количественно отражает способность системы сохранять функциональную целостность и геометрическую форму при комбинированном воздействии статических и динамических нагрузок. Реализация метода предполагает последовательное выполнение ряда этапов. Сначала проводятся испытания на прочность с расчетом максимальных эквивалентных напряжений, после чего они сопоставляются с предельными значениями прочности и предела текучести используемого материала. На основании полученных расчетно-экспериментальных данных выполняются конструктивные доработки, направленные на синхронизацию частот первых тонов собственных колебаний пружин по трем взаимно перпендикулярным осям — с приведением их к единому значению в заданном частотном диапазоне с установленным допуском. Указанная процедура необходима для настройки гасителя колебаний с нужным уровнем демпфирования, обеспечивающего целенаправленное снижение резонансной частоты, что в конечном итоге позволяет достичь требуемой эффективности виброгашения [16].

Показатель динамической устойчивости рассчитывается по формуле [16]

$$\gamma = \frac{\sigma_{0,2} - \sigma_{\max}}{\sigma_{0,2}} \cdot \Delta f_1, \quad (1)$$

где $\sigma_{0,2}$ — предел текучести материала пружин, Па; $\sigma_{\max}$ — максимальное нормальное (эквивалентное) напряжение в пружинах, Па; Δf_1 — разность частот первых тонов собственных колебаний, с^{-1} .

Для сведения к минимуму расхождения частот первых тонов собственных колебаний в рассматриваемой виброзащитной системе необходимо обеспечить предельно высокий показатель динамической устойчивости при соблюдении жесткого

ограничения его значения — не более $0,1$ [16], поскольку если указанный порог превышен, необходимо вводить в конструкцию виброзащитной системы дополнительные упругие элементы, что, в свою очередь, инициирует появление дополнительных тонов колебаний, которые существенно усложняют процедуру настройки гасителя колебаний и снижают его эффективность.

Математическое моделирование зигзагообразных пружин

Для анализа механического поведения зигзагообразных пружин при нагружении применяется метод преобразования исходной неоднородной ортотропной модели в эквивалентную однородную изотропную, характеризуемую набором упруго-диссипативных параметров: модулем упругости, коэффициентом Пуассона, коэффициентом жесткости и коэффициентом безопасности [17, 18].

Опираясь на указанный метод, рассмотрим конструкцию зигзагообразной пружины, состоящей из пяти изотропных упругих прямоугольных пластин (рис. 2), центральная плоскость которой совмещена с плоскостью Oxy в системе координат $Oxyz$, причем ось ориентирована вдоль продольной оси пластин Oy . Конструктивная симметрия относительно центральной плоскости обеспечивает идентичность толщины и физико-механических свойств всех боковых поверхностей пружины [17, 18].

Математическое описание процесса статического и динамического нагружения зигзагообразных пружин, пластины которых перфорированы круглыми отверстиями, представляется в виде системы уравнений [16]:

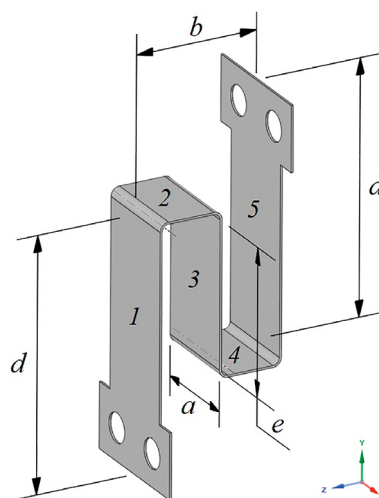


Рис. 2. Общий вид зигзагообразной пружины с геометрическими параметрами и нумерацией изотропных упругих прямоугольных пластин

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{\sigma_{xx}}{E} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{yy} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{zz}; \\
\varepsilon_y &= \frac{\sigma_{yy}}{E} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{xx} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{zz}; \\
\varepsilon_z &= \frac{\sigma_{zz}}{E} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{xx} - \left(\frac{\mu}{E}\right) \cdot \sigma_{yy}; \\
\sigma_{xx} &= \frac{F_{x, \text{кр}}}{n \cdot S_{\text{п}}}; \quad \sigma_{yy} = \frac{F_{y, \text{кр}}}{n \cdot S_{\text{п}}}; \quad \sigma_{zz} = \frac{F_{z, \text{кр}}}{n \cdot S_{\text{п}}}; \\
k_x &= \frac{F_x}{\varepsilon_x}; \quad k_y = \frac{F_y}{\varepsilon_y}; \quad k_z = \frac{F_z}{\varepsilon_z},
\end{aligned} \quad (2)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ — деформации пружин по осям x, y, z , м;
 $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ — максимальные нормальные (эквивалентные) напряжения в пружинах, Па;

E — модуль упругости материала пружин, Па;
 μ — коэффициент Пуассона материала пружин, б/р;
 $F_{i, \text{кр}}$ — критическая сила нагружения пружин вдоль i -й оси, Н;

F_x, F_y, F_z — силы упругости пружин, Н;

n — коэффициент безопасности;

$S_{\text{п}} = (2d + 2c) \cdot (2d + b + e)$ — площадь пружин, м^2 (см. рис. 2);

k_x, k_y, k_z — коэффициенты жесткости пружин по осям x, y, z , Н/м;

$$F_{i, \text{кр}} = \left[\frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{i, \text{min}}}{(\Delta l)^2 \cdot k_3 \cdot n_{\text{п}}} \right] \cdot \frac{1}{(1 - \mu)^2};$$

$I_{i, \text{min}}$ — минимальный момент инерции пружин вдоль i -й оси, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$I_{i, \text{min}} = \sum_{j=1}^5 \frac{I_{ij, \text{min}}}{5};$$

$I_{ij, \text{min}}$ — минимальный момент инерции j -й пластины вдоль i -й оси, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

Δl — суммарная длина пружин, м;

k_3 — коэффициент закрепления пружин, б/р;

$n_{\text{п}}$ — количество пружин;

$$I_{xj, \text{min}} = I_{zj, \text{min}} = \frac{m_j (l_j^2 + c^2)}{6} - \frac{m_r (r^2 + c^2)}{32};$$

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

$j = 1, 2, 3, 4, 5$ — номер упругих изотропных пластин прямоугольной формы, представленных на рис. 2;

m_j — масса j -й пластины, кг;

$m_1 = m_5 = (a \cdot d \cdot c) \cdot \rho$;

$m_2 = m_4 = (a \cdot b/2 \cdot c) \cdot \rho$;

$m_3 = (a \cdot e \cdot c) \cdot \rho$;

m_r — масса вырезанного из пластины круга;

r — радиус круга;

ρ — плотность материала пружин, $\text{кг}/\text{м}^3$;

l_j — длина j -й пластины, м;

c — толщина j -й пластины, м (на рис. 2 не показана);

$\Delta l = 2d + b + e$ (см. рис. 2).

Частота первых тонов собственных колебаний равномерно нагруженных пружин по i -й оси рассчитывается по формуле [16]

$$f_{i1} = \frac{C_i}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_{\text{п}}}}, \quad (3)$$

где C_i — безразмерный эмпирический коэффициент, зависящий от упруго-диссипативных и физико-геометрических характеристик пружин:

$$C_x = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2 \cdot \sin \beta}; \quad C_y = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2};$$

$$C_z = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2 \cdot \cos \beta}; \quad K_1 = 1 + \frac{c}{n_{\text{п}} \cdot (2d + b + e)};$$

$$K_2 = 1 + 0,02 \frac{G}{G_0},$$

G — модуль сдвига, Па;

G_0 — справочное значение модуля сдвига для материала пружин [19], Па;

β — угол наклона пружин, рад;

$m_{\text{п}}$ — масса подвижного элемента, кг;

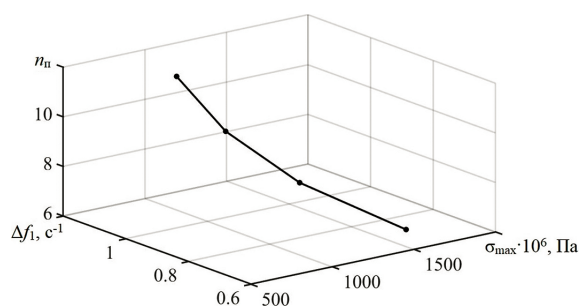
$i = x, y, z$.

Для оценки влияния перфорации пластин на прочность и жесткость пружин первоначально выполнено математическое моделирование конструкции без отверстий, результаты которого представлены на рис. 3. При моделировании приняты следующие общие параметры: $m_{\text{п}} = 8,0$ кг; $b = 1,8 \cdot 10^{-2}$ м; $c = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м; $d = 3,0 \cdot 10^{-2}$ м; $e = 2,5 \cdot 10^{-2}$ м.

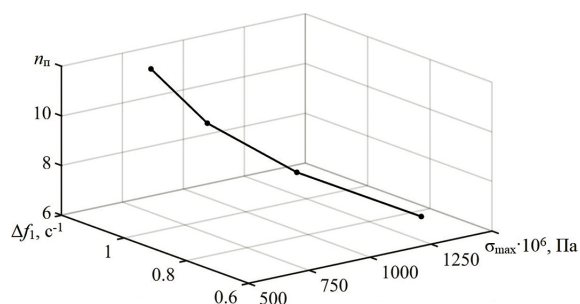
Из анализа результатов, представленных на рис. 3, видно, что в рассматриваемой системе пружин наблюдается вариативность смещения частот первых тонов собственных колебаний. При этом установлено, что у пружин, характеризующихся меньшими значениями параметра a и большими значениями параметра b , большее смещение частот.

Далее было проведено математическое моделирование пружин, в которых перфорирование выполнено: на всех пластинах (рис. 4, а); лишь на двух пластинах (рис. 4, б). Результаты представлены на рис. 5 и 6.

Анализ результатов математического моделирования (рис. 5 и 6), показывает, что наличие круглых отверстий диаметром $6,5 \cdot 10^{-3}$ м на всех пластинах приводит к снижению разности частот

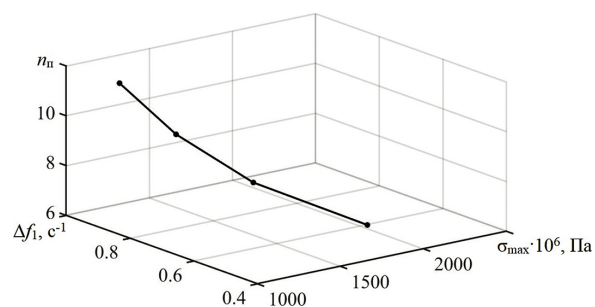


а

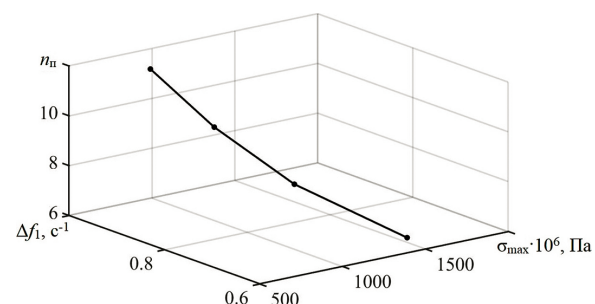


б

Рис. 3. Зависимость разности частот первых тонов собственных колебаний и максимальных эквивалентных напряжений от количества пружин без отверстий:
а – параметр $a = 1,2 \cdot 10^{-2}$ м;
б – параметр $a = 1,4 \cdot 10^{-2}$ м

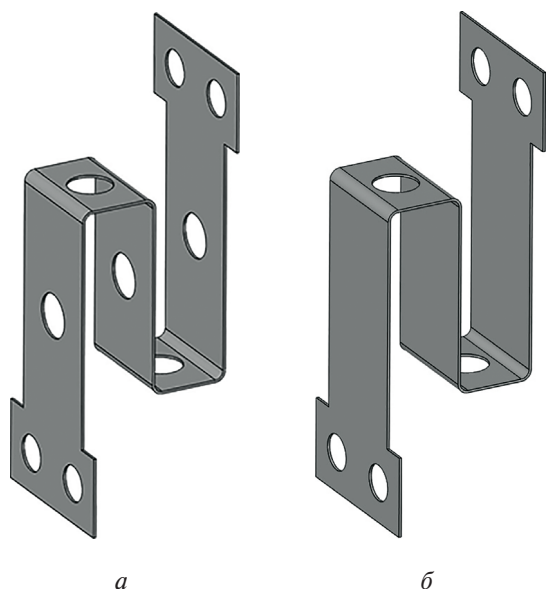


а



б

Рис. 5. Зависимость разности частот первых тонов собственных колебаний и максимальных эквивалентных напряжений от количества пружин с круглыми отверстиями на всех пластинах: а – параметр $a = 1,2 \cdot 10^{-2}$ м;
б – параметр $a = 1,4 \cdot 10^{-2}$ м

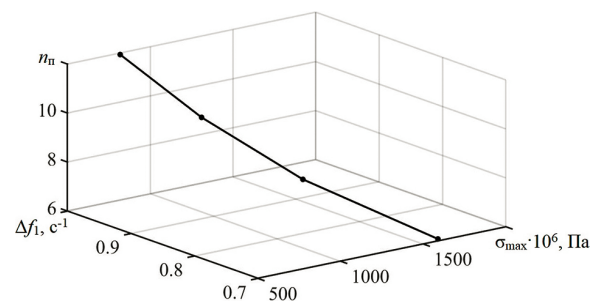


а

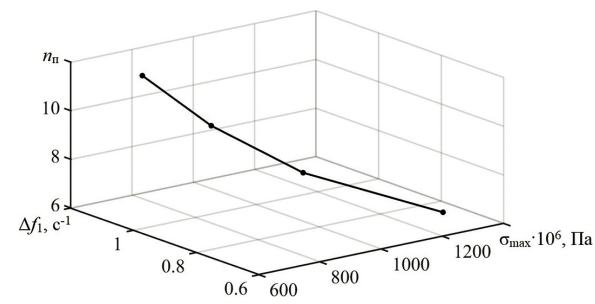
б

Рис. 4. Общий вид зигзагообразной пружины с круглыми отверстиями на всех пластинах (а) и на двух пластинах (б)

первых тонов собственных колебаний пружин в диапазоне от 16,5 до 21,5%, тогда как перфорация лишь двух пластин обуславливает уменьшение данного показателя в пределах от 1,2 до 4,6%. При



а



б

Рис. 6. Зависимость разности частот первых тонов собственных колебаний и максимальных эквивалентных напряжений от количества пружин с круглыми отверстиями на двух пластинах: а – параметр $a = 1,2 \cdot 10^{-2}$ м;
б – параметр $a = 1,4 \cdot 10^{-2}$ м

этом отмечено, что максимальные значения эквивалентных напряжений при сквозной перфорации всех пластин проявляют выраженную тенденцию к росту — в диапазоне от 11,8 до 27,0%, в то время как при перфорации только двух пластин изменения носят разнонаправленный характер (увеличение или уменьшение) и составляют от 2,7 до 9,6%, что обосновывает целесообразность ограниченного применения перфорации.

Данный вывод дополнительно подтверждается тем, что для равномерного распределения эквивалентных напряжений при перфорации всех пластин требуется включение в конструкцию гибридной виброзащитной системы не менее восьми пружин, при этом достигаемая разность частот первых тонов собственных колебаний оказывается сопоставимой с показателем, получаемым при использовании шести пружин с пластинами, перфорированными двумя отверстиями. Поэтому увеличение числа пружин нецелесообразно ввиду вероятности возникновения дополнительных резонансных колебаний в частотной области, примыкающей к первым тонам собственных колебаний системы, и, следовательно, необходимости дополнительных мероприятий для обеспечения рациональной настройки гасителя колебаний [1, 20].

На рис. 7 представлены поля распределения эквивалентных напряжений и деформаций в пружинах с двумя круглыми отверстиями для первых тонов собственных колебаний, полученные с помощью специально разработанного программно-алгоритмического обеспечения.

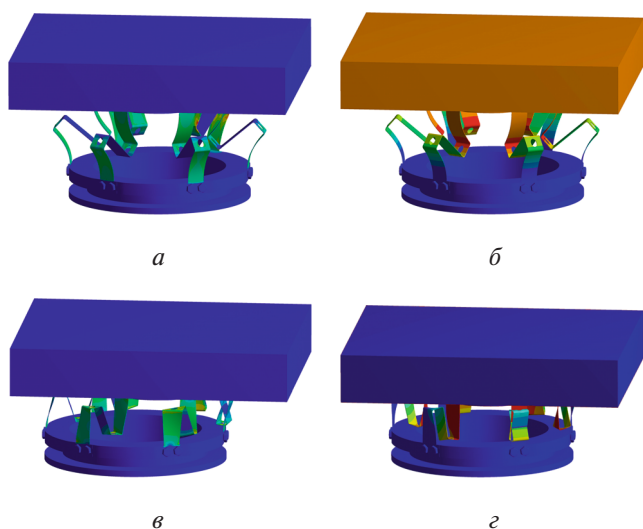


Рис. 7. Поля распределения эквивалентных напряжений (а, в) и деформаций (б, г) в пружинах при наличии устройства с подвижными массами: $\sigma_{xx} = \sigma_{zz} = 1,365 \cdot 10^9$ Па; $\sigma_{yy} = 0,822 \cdot 10^9$ Па; $f_{x1} = f_{z1} = 3,932$ с⁻¹; $f_{y1} = 4,667$ с⁻¹

Результаты выполненного математического моделирования свидетельствуют о том, что при отсутствии перфорации значение показателя динамической устойчивости составляет $\gamma = 0,073$, тогда как при наличии двух круглых отверстий данный показатель возрастает до $\gamma = 0,096$, и это объективно подтверждает эффективность применения перфорирования пластин для самовосстановления пружин после возмущений. При этом значение максимального эквивалентного напряжения не достигает предела прочности материала 60С2А с коэффициентом безопасности $n = 1,25$ [19].

Экспериментальные исследования гибридной виброзащитной системы

С целью экспериментальной верификации эффективности предложенной конструкции гибридной виброзащитной системы были проведены испытания с применением устройства с подвижными массами типа ДМ14-120 в испытательной установке типа TS-2000-4Н. Полученные результаты представлены на рис. 8.

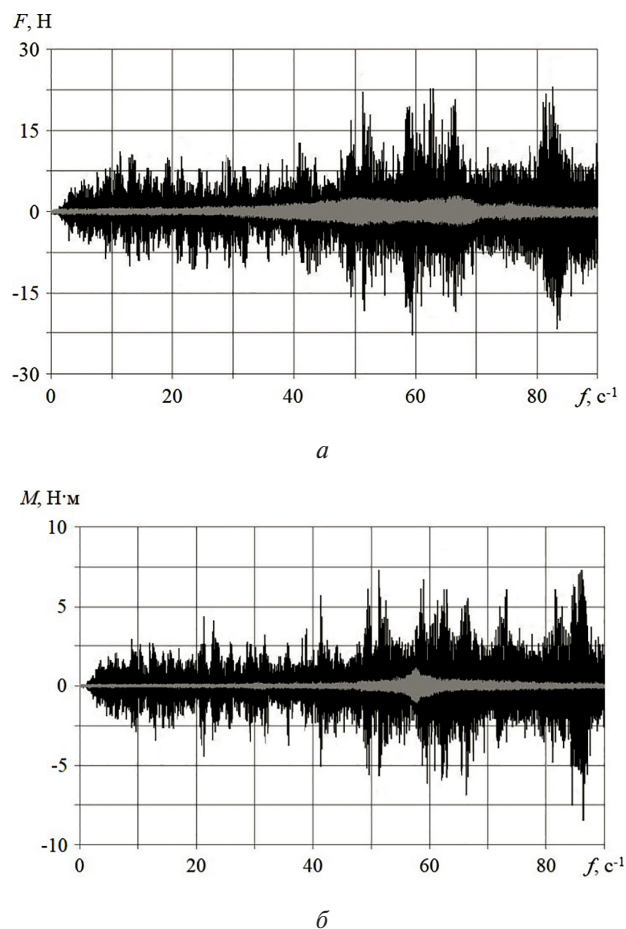


Рис. 8. Обобщенные силы (а) и моменты (б), возникающие в процессе эксплуатации устройства с подвижными массами типа ДМ14-120: черная линия — без виброзащиты; серая линия — с виброзащитой

Согласно данным, представленным на рис. 8, при частоте гашения $4,3 \text{ с}^{-1}$, которая определена как среднее значение частот собственных колебаний по трем осям, зафиксировано существенное снижение уровня вибрационных возмущений. В частотном диапазоне от 0 до $50,0 \text{ с}^{-1}$ наблюдается уменьшение обобщенных сил приблизительно в 5,4 раза, а обобщенных моментов — в 5,8 раза. В диапазоне частот от $50,0$ до $100,0 \text{ с}^{-1}$ наблюдается восьмикратное уменьшение как обобщенных сил, так и моментов, что убедительно подтверждает эффективность применения гибридной виброзащитной системы с предложенными конструктивными решениями для снижения вибрационных возмущений в широком частотном диапазоне.

Выводы

Установлено, что при математическом моделировании зигзагообразных пружин, используемых в конструкции гибридной виброзащитной системы в качестве виброизолирующих упругих элементов, количество пружин и число отверстий на пластинах оказывают существенное влияние на максимальные эквивалентные напряжения и разницу между частотами первых тонов собственных колебаний по трем взаимно перпендикулярным осям. Таким образом, рациональный подбор количества пружин и отверстий на пластинах является основным фактором достижения эффективной работы гибридной виброзащитной системы, обеспечивающим необходимый баланс между прочностью, жесткостью и, следовательно, долговечностью конструкции.

Проведены экспериментальные исследования гибридной виброзащитной системы с использованием устройства с подвижными массами типа ДМ14-120. Анализ полученных результатов показал, что сближение частот собственных колебаний системы способствует повышению точности настройки гасителя колебаний и, следовательно, оптимизации уровня вибронагруженности высокоточных измерительных приборов и аппаратуры, размещенных на борту космических аппаратов дистанционного зондирования Земли. В процессе эксплуатации устройства с подвижными массами зафиксировано снижение вибрационных возмущений, в частности обобщенных сил и моментов, действующих на посадочное место, приблизительно в 8 раз. Для объективной оценки эффективности рассмотрен демпфирующий эффект аналога — виброзащитной схемы «Стюарт», широко применяемой в китайских космических аппаратах дистанционного зондирования Земли и предусматривающей использование шести виброизоляторов, расположенных по периметру под устройством

с подвижными массами. Получен четырехкратный рост демпфирующего эффекта, причем данный показатель существенно варьируется в зависимости от конкретного частотного диапазона. Меньшая эффективность схемы «Стюарт» объясняется отсутствием вязкого материала, обеспечивающего гашение резонансных частот, возникающих вследствие работы виброизоляторов (диапазон частот — от $5,0$ до $7,0 \text{ с}^{-1}$) и нутационных колебаний устройства с подвижными массами (диапазон частот — от $20,0$ до $25,0 \text{ с}^{-1}$). В указанных диапазонах демпфирующий эффект схемы «Стюарт» снижается до двух раз, тогда как в высокочастотном диапазоне он составляет около 5–6 раз [21]. Следовательно, эффективность гибридной виброзащитной системы с гасителем колебаний на основе магнитореологической жидкости и зигзагообразных пружин с ослабленными участками выше эффективности схемы «Стюарт» как по абсолютным показателям снижения вибрационных возмущений, так и по устойчивости рабочих характеристик в различных частотных диапазонах.

Список источников

1. Ермаков В.Ю., Телепнев П.П. Проектирование устройств гашения колебаний конструкции космических аппаратов // Проектирование автоматических космических аппаратов для фундаментальных научных исследований. 2-е изд., перераб. М.: Изд во МАИ- Принт, 2013. Т. 1. С. 398–429.
2. Телепнев П.П., Кузнецов Д.А. Методы виброзащиты прецизионных космических аппаратов / Под ред. В.В. Ефанова. Химки: Изд-во НПО им. С.А. Лавочкина, 2019. 263 с.
3. 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
4. Балковой Н.Н. Анализ особенностей применения двигателей-маховиков с компенсацией собственных помеховых моментов // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 203–211.
5. Xiong F., Wang X. Development of a multi-pitch unequal-turn-coil wound rotor for the brushless doubly-fed generator // International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS; 26–29 October 2013; Busan, South Korea). DOI: 10.1109/ICEMS.2013.6754495
6. Илюшин П.А., Наумченко В.П., Пикунов Д.Г. и др. Анализ влияния погрешностей начальной выставки и конечной жесткости конструкции на показания бесплатформенной инерциальной навигационной системы с внутренней системой амортизации и демпфирования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение. 2025. № 1 (150). С. 91–112. EDN: XKXQJW

7. Tang G.J., Jiang H.C., He Y.L., 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, pp. 1-19. DOI: 10.1155/2020/5892312
8. Liu C., Jing X., Daley S., et al. Recent advances in micro-vibration isolation // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. Vol. 56. No. 3, pp. 55-80. DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.10.007
9. Luo Q., 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, pp. 4496-4516. DOI: 10.1016/j.jsv.2013.03.034
10. Le M.P., Ellenbroek M.H.M., Seiler R., et al. A full disturbance model for reaction wheels // *ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (17–20 August 2014; Buffalo, New York, USA). Volume 8: 26th Conference on Mechanical Vibration and Noise. DOI: 10.1115/DETC2014-34480
11. 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. 26: 117909. DOI: 10.1016/j.jsv.2023.117909
12. Bolund B., Bernhoff H., Leijon M. Flywheel energy and power storage systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2007. Vol. 11. No. 2, pp. 235-258. DOI: 10.1016/j.rser.2005.01.004
13. Maslen E.H., Schweitzer G. (eds) *Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery*. Springer Science & Business Media, 2009. 550 p. DOI: 10.1007/978-3-642-00497-1
14. Hu D., 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, pp. 309-316. DOI: 10.1016/j.isatra.2011.10.005
15. Герасимчук В.В., Ермаков В.Ю. Система виброизоляции. Патент RU2727918C1. Бюл. № 21, 24.07.2020.
16. Ermakov V.Yu., Tufan A., Levashkin-Leonov S.V., et al. Selection of rational design solutions for constructing a spacecraft magnetofluidic vibration isolation system // *Aerospace Systems*. 2025. DOI: 10.1007/s42401-025-00368-8
17. Ермаков И.С., Сухомлинов Л.Г. Расчетный прогноз прочности растягиваемых композитных образцов с набором круговых отверстий в сопоставлении с результатами эксперимента // *Космонавтика и ракетостроение*. 2023. № 1(130). С. 88-97.
18. Нерубайло Б.В., Ву С.Д. Дифференциальные уравнения физически ортотропных и изотропных цилиндрических оболочек при действии продольных нагрузок // *Вестник Московского авиационного института*. 2013. Т. 20. № 3. С. 173-185.
19. ГОСТ 14959-2016. Металлопродукция из рессорно-пружинной нелегированной и легированной стали. Технические условия. М: Стандартинформ, 2017. 32 с.
20. Bashtovoi V., Reks A., Kuzhir P. et al. Effect of magnetophoresis and Brownian diffusion on mechanical processes in magnetic fluids: the role of a condensation phase transition // *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2020. Vol. 498. No. 1: 166148. DOI: 10.1016/j.jmmm.2019.166148
21. 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, pp. 3879-3891. DOI: 10.1007/s42417-022-00789-1

References

1. Ermakov VYu, Telepnev PP. Design of vibration damping devices for spacecraft structures. In: *Proektirovanie avtomaticheskikh kosmicheskikh apparatov dlya fundamental'nykh nauchnykh issledovaniy*. 2nd ed. Moscow: MAI- Print; 2013. Vol. 1. p. 398-429. (In Russ.)
2. Telepnev PP, Kuznetsov DA. *Vibration protection methods for precision spacecraft*. Khimki: NPO im. S.A. Lavochkina; 2019. 263 p. (In Russ.).
3. Ermakov VYu. Experimental-mathematical modeling of a long-length structure based on the frequency tests results. *Aerospace MAI Journal*. 2022;29(3):29-40. (In Russ.). DOI: 10.34759/vst-2022-3-29-40
4. Balkovoy NN. Analysis of application specifics of a reaction wheel with intrinsic disturbing moments compensation. *Aerospace MAI Journal*. 2018;25(3):203-211. (In Russ.).
5. Xiong F, Wang X. Development of a multi-pitch unequal-turn-coil wound rotor for the brushless doubly-fed generator. *International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS; October 26-29, 2013; Busan, South Korea)*. DOI: 10.1109/ICEMS.2013.6754495
6. Ilyushin PA, Naumchenko VP, Pikunov DG, et al. The impact of initial alignment and structure finite rigidity errors on strapdown inertial measurement unit with inertial shock absorption and damping system readings analysis. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Instrument Engineering*. 2025(1):91–112. (In Russ.). EDN: XKXQJW
7. Tang GJ, Jiang HC, He YL, 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;2020(5):1-19. DOI: 10.1155/2020/5892312
8. Liu C, Jing X, Daley S, et al. Recent advances in micro-vibration isolation. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015;56(3):55-80. DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.10.007
9. Luo Q, 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;332(19):4496-4516. DOI: 10.1016/j.jsv.2013.03.034
10. Le MP, Ellenbroek MHM, Seiler R, et al. A full disturbance model for reaction wheels. *ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (August 17–20, 2014; Buffalo, New York, USA)*. Vol. 8: 26th Conference on Mechanical Vibration and Noise. DOI: 10.1115/DETC2014-34480
11. Longato MM, Hughes T, Yotov V, et al. Microvibration simulation of reaction wheel ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*. 2023;567(26):117909. DOI: 10.1016/j.jsv.2023.117909
12. Bolund B, Bernhoff H, Leijon M. Flywheel energy and power storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2007;11(2):235-258. DOI: 10.1016/j.rser.2005.01.004
13. Maslen EH, Schweitzer G. (eds) *Magnetic bearings: theory, design, and application to rotating machinery*. Springer Science & Business Media; 2009. 550 p. DOI: 10.1007/978-3-642-00497-1
14. Hu D., Sarosh A., Dong Y.F. A novel KFCM based fault diagnosis method for unknown faults in satellite reaction wheels. *ISA Transactions*. 2012;51(2):309-316. DOI: 10.1016/j.isatra.2011.10.005
15. Gerasimchuk VV, Ermakov VYu. *Vibration isolation system*. Patent RU2727918C1, 24.07.2020. (In Russ.).
16. Ermakov VYu, Tufan A, Levashkin-Leonov SV, et al. Selection of rational design solutions for constructing a spacecraft magnetofluidic vibration isolation system. *Aerospace Systems*; 2025. DOI: 10.1007/s42401-025-00368-8
17. Ermakov IS, Sukhomlinov LG. Calculated Prediction of the Strength of Tensile Composite Specimens with a Set of Circular Holes in Comparison with the Experiment. *Cosmonautics and rocket engineering*. 2023(1):88-97. (In Russ.).
18. Nerubailo BV, Vu XD. Differential equations for physically orthotropic and isotropic cylindrical shells under action of longitudinal. *Aerospace MAI Journal*. 2013;20(3):173-185. (In Russ.).
19. *Spring nonalloy and alloy steel product. Specifications. State Standard 14959-2016*. Moscow: Standartinform; 2017. 32 p. (In Russ.).
20. Bashtovoi V, Reks A, Kuzhir P, et al. Effect of magnetophoresis and Brownian diffusion on mechanical processes in magnetic fluids: the role of a condensation phase transition. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2020;498(1):166148. DOI: 10.1016/j.jmmm.2019.16614
21. 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;11:3879-3891. DOI: 10.1007/s42417-022-00789-1

Статья поступила в редакцию / Received 30.10.2025
Одобрена после рецензирования / Revised 10.11.2025
Принята к публикации / Accepted 11.11.2025