УДК 629.7; 629.3 https://doi.org/10.15407/itm2020.01.120

М. В. ПИЛИПЕНКО

ВИБРОЗАЩИТНАЯ СИСТЕМА ОБЪЕКТОВ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ ПРИ ИХ ТРАНСПОРТИРОВКЕ

Институт технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины,
ул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Днепр, Украина; e-mail: office.itm@nas.gov.ua

Віброзахисні системи широко застосовуються для захисту об'єктів від динамічних впливів. Найбільш ефективними з них є пневматичні віброзахисні системи, у яких для забезпечення наднизьких власних частот коливань об'єкта, що захищається, усунуте основне протиріччя, властиве всім механічним (з металевими пружними елементами) віброзахисним системам, між несучою здатністю й жорсткістю пружного елемента. При використанні пневматичного пружного елемента можна забезпечити як завгодно малу (квазінульову) жорсткість на робочій ділянці статичної характеристики із прогресивним наростанням жорсткості при ході стиснення й відбою. Ґрунтуючись на цих принципах, запропоновано нову високоефективну систему віброзахисту об'єктів ракетно-космічної техніки й інших важких об'єктів машинобудування при їхньому транспортуванні залізничним, морським і автомобільним транспортом. Показано, що шляхом вибору конструкції й конструктивних параметрів можна забезпечити необхідні динамічні властивості віброзахисної системи, що характеризуються наднизькою власною частотою об'єкта, що захищається (менше 0,5 Гц) і необхідним коефіцієнтом демпфірування коливань. Розрахунковим і експериментальним шляхом показано можливість виключення з конструкції віброзахисної системи такого складного й дорогого у виготовленні елемента, як гідравлічний амортизатор, без якого неможлива робота будь-якої іншої віброзахисної системи як з металевими, так і з пневматичними пружними елементами. Розроблено і виготовлено прототип запропонованої віброзахисної системи, проведено його динамічні випробування й підтверджено високу ефективність віброзахисної системи при гасінні ударних і гармонійних збурень. Простота конструкції, технологічність у виготовленні, висока ефективність дозволяють рекомендувати запропоновану віброзахисну систему для використання як при транспортуванні ракетно-космічної техніки різними видами транспорту, так і при захисті від вібрації інших об'єктів, включаючи й саморушну важку техніку.

Ключові слова: *віброзахисна система, власна частота коливань, амплітудно-фазочастотні характеристики, час релаксації, несуча здатність пневматичної підвіски, транспортування.*

Виброзащитные системы широко применяются для защиты объектов от динамических воздействий. Наиболее эффективными из них являются пневматические виброзащитные системы, в которых для обеспечения сверхнизких собственных частот колебаний защищаемого объекта устранено основное противоречие, присущее всем механическим (с металлическими упругими элементами) виброзащитным системам, между несущей способностью и жесткостью упругого элемента. При использовании пневматического упругого элемента можно обеспечить сколь угодно малую (квазинулевую) жесткость на рабочем участке статической характеристики с прогрессивным нарастанием жесткости при ходе сжатия и отбоя. Основываясь на этих принципах, предложена новая высокоэффективная система виброзащиты объектов ракетно-космической техники и других тяжелых объектов машиностроения при их транспортировке железнодорожным, морским и автомобильным транспортом. Показано, что путем выбора конструкции и конструктивных параметров можно обеспечить необходимые динамические свойства виброзащитной системы, характеризующиеся сверхнизкой собственной частотой защищаемого объекта (менее 0,5 Гц) и требуемым коэффициентом демпфирования колебаний. Расчетным и экспериментальным путем показана возможность исключения из конструкции виброзащитной системы такого сложного и дорогостоящего в изготовлении элемента, как гидравлический амортизатор, без которого невозможна работа любой другой виброзащитной системы как с металлическими, так и с пневматическими упругими элементами. Разработан и изготовлен прототип предложенной виброзащитной системы, проведены его динамические испытания и подтверждена высокая эффективность виброзащитной системы при гашении ударных и гармонических возмущений. Простота конструкции, технологичность в изготовлении, высокая эффективность позволяют рекомендовать предложенную виброзащитную систему для использования как при транспортировке ракетно-космической техники различными видами транспорта, так и при защите от вибрации других объектов, включая и самодвижущуюся тяжелую технику.

Ключевые слова: *виброзащитная система, собственная частота колебаний, амплитудно-фазочастотные характеристики, время релаксации, несущая способность пневматической подвески, транспортировка.*

Vibration protection systems are widely used in protecting various objects against dymamic loads. The most efficient ones are pneumatic vibration protection systems, which feature superlow natural frequencies of the protected object. This is achieved by resolving the main conflict characteristic of all mechanical vibration protection systems (systems with mechanical springing elements), namely, the conflict between the carrying capacity and the springing element stiffness. Using a pneumatic springing element allows one to provide an arbitrarily small (quasi-zero) stiffness in the working portion of the static characteristic with a progressive stiffness increase in bump and rebound stroke. This paper presents a new high-efficiency vibration protection system developed based on these principles. The system is designed to protect space hardware and other heavy machinery products in railway, sea, and motor transportation. It is shown that choosing the design and the design parameters allows one to provide the required dynamic performance of the vibration protection system, which is characterized by a superlow natural frequency of the protected object (less than 0.5 Hz) and the required damping coefficient. As shown by experiments and calculations, it is possible to dispense with such a sophisticated and expensive component as a hydrodynamic shock absorber, which is an indispensable part of any other vibration protection system, both with metal springing elements and with pneumatic ones. A prototype of the proposed vibration protection system was developed, made, and put through dynamic tests, which confirmed its high efficiency in damping impact and harmonic disturbances. The simple design, manufacturability, and high efficiency of the proposed vibration protection system make it possible to recommend it for use both in the transportation of space hardware by different modes of transport and in the vibration protection of other objects, including self-propelled heavy machinery

Keywords: *vibration protection system, natural frequency, amplitude and phase response, relaxation time, pneumatic suspension carrying capacity, transportation.*

Проблема транспортировки объектов ракетно-космической техники к месту старта является одной из важных проблем разработки и создания ракетно-космической техники. Требования к защите объекта при транспортировке являются весьма жесткими и не всегда реализуемыми с помощью традиционных методов и средств.

В настоящей работе ставится цель: предложить новую высокоэффективную пневматическую виброзащитную систему для транспортировки ракетно-космической техники и других объектов.

Для защиты объектов от динамических воздействий широко применяются виброзащитные системы, которые устанавливаются между источником вибрации и изолируемым объектом.

Важнейшими характеристиками виброзащитной системы являются её собственная частота колебаний, коэффициент затухания колебаний и несущая способность.

Качество виброизоляции существенно повышается по мере уменьшения собственной частоты колебаний виброзащитной системы.

Из известных формул [1] следует, что для уменьшения собственной частоты колебаний в 2 раза необходимо допустить увеличение статической деформации в 4 раза без потери несущей способности. Это противоречие между несущей способностью и собственной частотой колебаний устранено в пневматических виброзащитных системах.

Выбор пневматического упругого элемента для виброзащитной системы. На рис. 1 представлен пневматический упругий элемент. Для обеспечения несущей способности необходимо выбрать резинокордовую оболочку. Для транспортировки первой ступени ракеты «Циклон-4» весом 8 т предлагается установить четыре пневматических упругих элемента с резинокордовыми оболочками упругого элемента SZ140-l 1 повышенной прочности фирмы CONTITECH [2], которые позволяют работать при давлении воздуха в полости оболочки 15 бар и обеспечивают несущую способность 2 т. Такие оболочки были разработаны указанной фирмой по просьбе Института технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины (ИТМ НАНУ и ГКАУ) и поставлены в институт для разработки виброзащитных систем с требуемой несущей способностью для виброзащиты тяжелых объектов машиностроения.

Пневматический упругий элемент SZ140-ll при различных нагрузках имеет собственную частоту колебаний $f_0 \approx 2{,}1 - 2{,}3$ [2]. Такие значения собственной частоты колебаний пневматического упругого элемента не позволяют создать высокоэффективную виброзащитную систему.

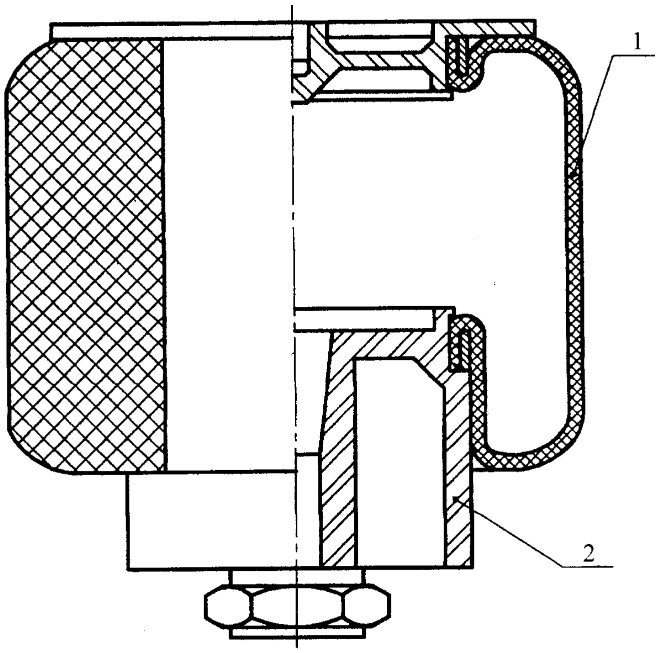

Рис. 1 – Пневматический упругий элемент SZ 140-11 фирмы CONTITECH: 1 – резинокордовая оболочка; 2 – плунжер

В работах [1, 3 – 5] уделено внимание пневматическим подвескам автомобиля и гидравлическим амортизаторам, но при этом виброзащитные свойства подвески были не весьма эффективными из-за больших значений собственной частоты колебаний и значительного коэффициента демпфирования при частотах колебаний, больших частоты собственных колебаний виброзащитной системы, что обусловлено работой гидравлических амортизаторов.

Статическая характеристика пневматического упругого элемента определяется произведением избыточного давления в газовой полости P_u и эффективной площади резинокордовой оболочки $F_{\text{еф}}$

$$F = P_u \cdot F_{\text{еф}},$$

где F – нагрузка на пневматический упругий элемент.

Жесткость пневматического упругого элемента равна

$$C = \frac{dF}{dX} = F_{\text{еф}} \frac{dP_u}{dX} + \frac{dF_{\text{еф}}}{dX},$$

$$C = \frac{P \cdot F_{\text{еф}}^2}{V} + P_u \frac{dF_{\text{еф}}}{dX},$$

где P, P_u, V – зависимости абсолютного и избыточного давления в газовой полости и объема газовой полости от перемещения подвески X . Для уменьшения жесткости упругого элемента к объему V подключается требуемый дополнительный объем V_d .

В этом случае жесткость упругого элемента равна

$$C = \frac{P \cdot F_{\text{еф}}^2}{V + V_d} + P_u \frac{dF_{\text{еф}}}{dX} .$$

Дополнительный объем V_d подключается к объему пневматического упругого элемента через жиклер, т. е. жиклер устанавливается между объемами V и V_d . Из-за перетекания воздуха между объемами V и V_d через жиклер возникают неравновесные процессы в указанных полостях, которые приводят к потере энергии и обеспечивают пневматическое демпфирование колебаний. При этом нет необходимости устанавливать гидравлические амортизаторы.

На рис. 2 представлена схема установки пневматической виброзащитной системы при транспортировке отдельных ступеней ракеты.

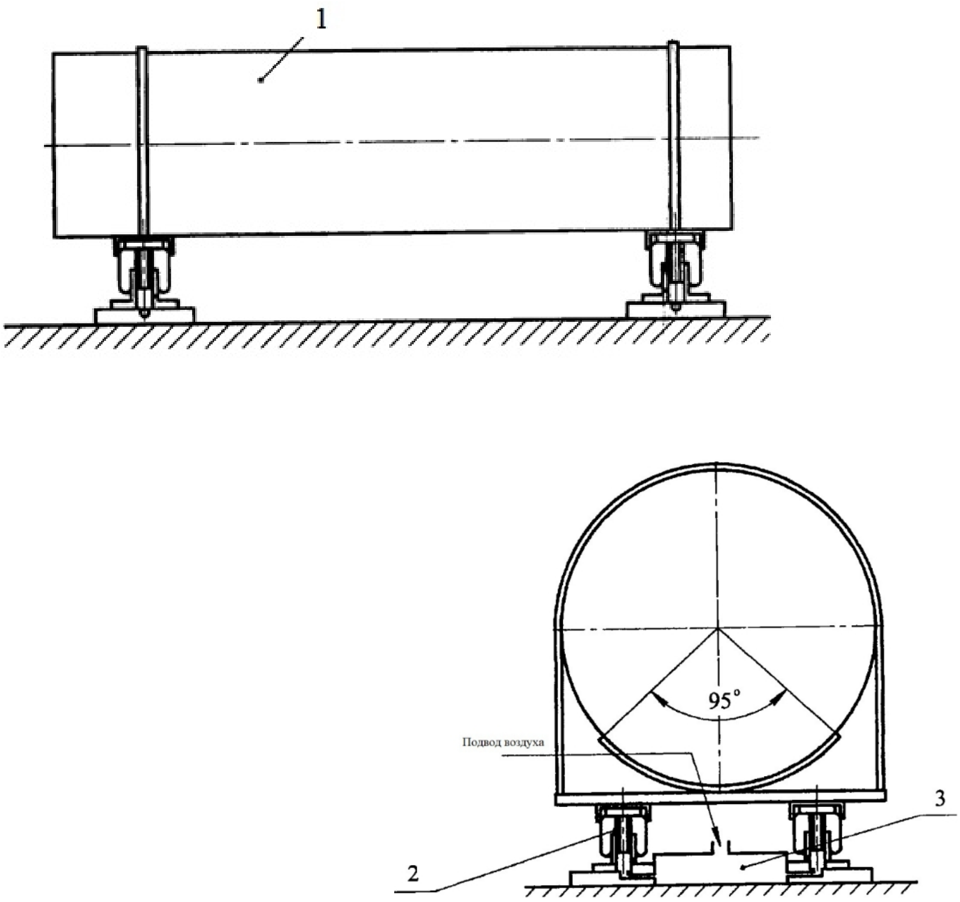

Рис. 2 – Схема установки пневматической виброзащитной системы при транспортировке отдельных ступеней ракеты: 1 – ступень ракеты;

2 – элемент виброзащитной системы; 3 – дополнительный объем

В работах автора [6 – 11] были определены важные свойства и характеристики виброзащитных систем. В работе [8] на основании статических испытаний определены зависимости эффективной площади резинокордовой оболочки и объема газовой полости от перемещения подвески, зависимости статической и динамической жесткостей, обусловленных упругостью газовой полости и конфигурацией плунжера и резинокордовой оболочки, собственной частоты колебаний подрессоренной массы от перемещения подвески.

В работе [10] предложена нелинейная математическая модель пневматической виброзащитной системы. Методом численного интегрирования исследованы переходные процессы, вызванные кратковременным приложением усилия к объекту виброзащиты. Получено не только качественное, но и количественное согласование теоретических и экспериментальных результатов изменений во времени основных параметров подвески.

В работе [7] разработана линеаризованная математическая модель пневматической виброзащитной системы. Согласно этой модели в работе [6] определены амплитудно-фазочастотные характеристики указанной системы.

Получена формула для расчета времени релаксации или постоянной времени установления термодинамического равновесия в газовых объемах V и V_d пневматической виброзащитной системы.

Установлено влияние неравновесных термодинамических процессов в газовых полостях пневматической подвески на коэффициент апериодичности ξ_0 и собственную частоту колебаний виброзащитной системы f_0. Квазинулевая жесткость системы на участке рабочей характеристики в области номинального положения подвески обеспечивает увеличение коэффициента апериодичности в ≈ 3 раза и уменьшение собственной частоты колебаний виброзащитной системы в ≈ 2 раза.

Приведем только конечные результаты, полученные в работе [6], для расчетной схемы пневматической виброзащитной системы, представленной на рис. 3.

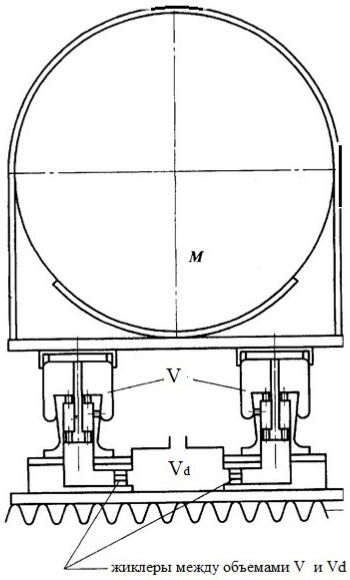

Рис. 3 – Расчетная схема пневматической виброзащитной системы

Уравнение вынужденных колебаний виброзащитной системы с защищаемым объектом получено в известной форме

$$\left(\omega_0^2-\omega^2+2i\omega\xi_0\omega_0\right)Z=\left(\omega_0^2+2i\omega\xi_0\omega_0\right)q\,,$$

$$\omega_0^2=\frac{1}{M}\left(C_H\,\frac{\dfrac{C_P}{C_H}+\omega^2Z^2}{1+\omega^2Z^2}\right)+C_F\,,$$

$$\xi=\frac{\tau C_H\left(1-\dfrac{C_P}{C_H}\right)}{2M\,\omega_0\left(1+\omega^2Z\right)}+\frac{\eta F_{\text{тр}}}{2M\,\omega_0\omega\left|\overline{X}\right|}\,,$$

$$C_p=\frac{kPF_{\text{еф}}^2}{V+V_d}\,,$$

$$C_H=\frac{kPF_{\text{еф}}}{V}\,,$$

где ω_0 – собственная частота колебаний виброзащитной системы; ξ_0 – относительный коэффициент затухания колебаний (коэффициент апериодичности); M – масса транспортируемого объекта; $F_{\text{тр}}$ – сила трения; η – коэффициент полноты рабочей диаграммы силы трения; $\left|\overline{X}\right|$ – амплитуда колебаний относительного перемещения; ω – частота вынужденных колебаний; C_F – жесткость подвески, обусловленная изменением эффективной площади резинокордовой оболочки; C_P и C_H жесткость системы, обусловленная изменением давления в объеме V, при полностью неравновесном термодинамическом процессе в газовых полостях V и V_d.

Время релаксации (время установления термодинамического равновесия в газовых полостях V и V_d) или постоянная времени τ, равно

$$\tau=\frac{0{,}85Vn^2\omega F_{\text{еф}}\left|\overline{X}\right|}{2(1+n)^2a^2(\mu F)^2\sqrt{1+\omega^2\tau^2}}\,,$$

где $n=\dfrac{V_d}{V}$; a – адиабатическая скорость звука.

Из последней формулы определяем время релаксации

$$\tau=\frac{\sqrt{1+4\omega^2A^2}-1}{2\omega^2}\,,$$

где $A=\dfrac{0{,}85Vn^2\omega F_{\text{еф}}\left|\overline{X}\right|}{2(1+n)^2a^2(\mu F)^2}$.

Зная требуемое значение времени релаксации τ, собственной частоты колебаний виброзащитной системы и коэффициента апериодичности, можно определить требуемый диаметр жиклера, который устанавливается между объемами V и V_d:

$$(\mu F_ж)^2 = \frac{0{,}85 V n^2 \omega F_{еф} \left|\overline{X}\right|}{2(1+n)^2 a^2 \tau \sqrt{1+\omega^2\tau^2}},$$

где μ – коэффициент расхода через жиклер; $F_ж$ – площадь проходного сечения жиклера.

На основании приведенных решений установлены зависимости коэффициента апериодичности на собственной частоте колебаний виброзащитной системы и отношения собственной частоты колебаний ω_0 к собственной частоте колебаний системы при равновесном термодинамическом процессе в газовых полостях подвески

$$\frac{\omega_0}{\omega_{0p}} = \sqrt{\frac{k(1+n)-1}{k-1+\frac{kn}{2}}}.$$

Эта формула соответствует квазинулевой жесткости подвески, а именно:

$$\left|C_F\right| = \frac{C_P}{k}.$$

Коэффициент апериодичности ξ_0 включает два слагаемых $\xi_0 = \xi_V + \xi_{тр}$.

Первое слагаемое

$$\xi_V = \frac{\tau C_н \left(1 - \frac{C_p}{C_H}\right)}{2M\omega_0\left(1+\omega^2\tau^2\right)}$$

определяет демпфирование колебаний, обусловленное неравновесными процессами в газовых полостях объемов V и V_d, а второе слагаемое

$$\xi_{тр} = \frac{\tau F_{тр}}{2M\omega_0\omega\left|\overline{X}\right|}$$

определяет демпфирование колебаний, обусловленное силой трения.

Получены соотношения для определения $\omega_0\tau$, при котором коэффициент ξ_V достигает максимального значения

$$\omega_0\tau = \sqrt{\frac{k-1}{k(1+n)-1}}.$$

Формула для определения $\xi_{V\max}$

$$\xi_{V\max} = \frac{kn\sqrt{k-1}}{4(k-1)\sqrt{k(1+n)-1}}$$

и формула для определения собственной частоты колебаний системы, которая соответствует максимальному значению относительного коэффициента затухания колебаний $\xi_{V\max}$

$$\omega_0^2 = \frac{C_p}{M}\frac{(k-1)[k(k+n)-1]}{k\left(k-1+\frac{kn}{2}\right)}.$$

Собственная частота колебаний системы при равновесном термодинамическом процессе $(\omega = 0)$ равна

$$\omega_0^2 = \frac{C_P}{M}\frac{(k-1)}{k}.$$

Параметр $\omega_0\tau$, при котором коэффициент затухания колебаний достигает максимального значения $\xi_{V\max}$, и ω_0/ω_{0P} определяются параметром n (отношением объемов $\frac{V_d}{V}$ при $k = 1{,}4$, $|C_F| = \frac{C_p}{k}$).

В таблице 1 представлены зависимости указанных параметров от отношения объемов $\frac{V_d}{V}$ при $k = 1{,}4$, $|C_F| = \frac{C_p}{k}$.

Табл. 1

Параметр	Значения параметров							
$n = \frac{V_d}{V}$	8,0	4,0	3,0	2,0	1,5	1,0	0,5	0,25
$\omega_0\tau$	0,186	0,258	0,295	0,354	0,4	0,471	0,603	0,73
$\xi_{V\max}$	1,3	0,9	0,77	0,62	0,53	0,41	0,26	0,16
ω_0/ω_{0P}	1,39	1,37	1,36	1,33	1,31	1,28	1,21	1,14

Из предоставленной таблицы следует, что требуемые значения коэффициента апериодичности обеспечиваются в широком диапазоне изменения отношения объемов V_d/V.

Требуемое значение параметра ω_0 обеспечивается выбором диаметра жиклера между газовыми объемами V и V_d.

Аналогичный анализ зависимостей параметров $\omega_0\tau$, $\xi_{V\max}$ и ω_0/ω_{0P} от отношения объемов $V_d/V = n$ при квазинулевой жесткости на участке рабочей характеристики подвески в области номинального положения равной нулю $C_F = 0$ приводит к следующим формулам для определения указанных параметров:

$$\omega_0\tau = \sqrt{\frac{1}{1+n}} ,$$

$$\xi_{V\max} = \frac{n}{4}\sqrt{\frac{1}{1+n}} ,$$

$$\omega_0^2 = \frac{C_P}{M}\frac{(1+n)}{\left(1+\frac{n}{2}\right)} ,$$

$$\omega_{0p}^2 = \frac{C_p}{M} .$$

В таблице 2 представлены зависимости параметров $\omega_0\tau$, $\xi_{V\max}$ и ω_0/ω_{0P} от отношения объемов $\frac{V_d}{V}$ при $k = 1{,}4$ и $C_F = 0$.

Табл. 2

Параметр	Значения параметров							
$n = \frac{V_d}{V}$	8,0	4,0	3,0	2,0	1,5	1,0	0,5	0,25
$\omega_0\tau$	0,33	0,45	0,5	0,58	0,63	0,71	0,82	0,89
$\xi_{V\max}$	0,66	0,45	0,375	0,29	0,24	0,18	0,1	0,056
ω_0/ω_{0P}	1,34	1,29	1,27	1,23	1,20	1,16	1,1	1,05

Из сопоставления зависимостей, представленных в таблицах 1 и 2, следует, что при квазинулевой жесткости подвески на участке рабочей характеристики в области номинального положения подвески значения параметра $\omega_0\tau$, которым соответствуют максимальные значения коэффициента апериодичности, в 2 раза меньше значений параметра $\omega_0\tau$, которым соответствуют максимальные значения коэффициента апериодичности при квазинулевой жесткости $C_F = 0$.

Отношения собственных частот колебаний системы ω_0/ω_{0P} при квазинулевой жесткости и при $C_F = 0$ отличаются незначительно. При этом следует принять во внимание, что собственная частота колебаний системы при равновесном термодинамическом процессе и квазинулевой жесткости системы в 2 раза меньше ω_{0P} при $C_F = 0$.

Полученные решения позволяют определять амплитудно-фазочастотные характеристики виброзащитной системы, которые представляют собой зависимости модуля и фазового угла отношения комплексных амплитуд колебаний перемещения защищаемого объекта Z и возмущающего воздействия q от частоты вынужденных колебаний и позволяют оценить ее эффективность.

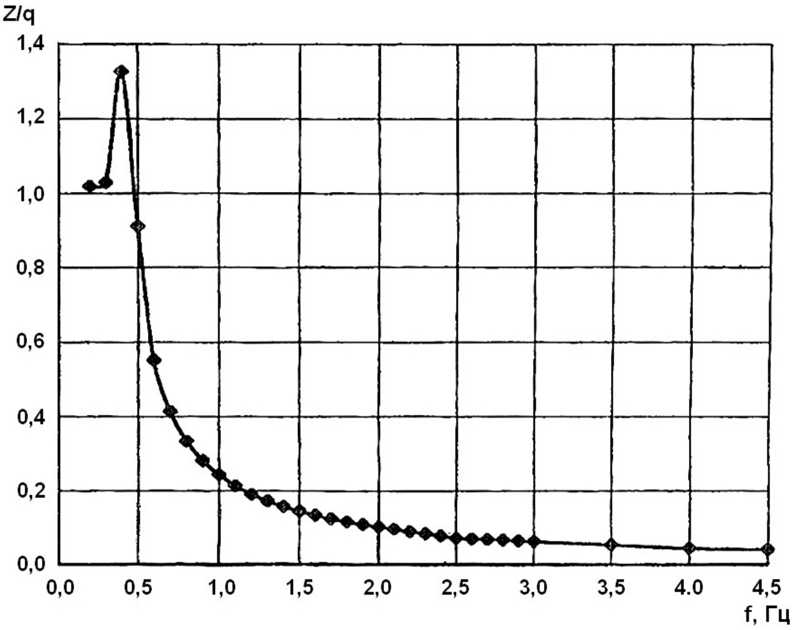

Рис. 4 – Экспериментальная амплитудно-частотная характеристика прототипа предлагаемой виброзащитной системы

На рис. 4 представлена экспериментальная амплитудно-частотная характеристика прототипа предлагаемой виброзащитной системы для транспортировки ракетно-космической техники.

Из этой характеристики следует, что поставленная цель предложить высокоэффективную пневматическую виброзащитную систему для транспортировки ракетно-космической техники и других тяжелых объектов машиностроения достигнута.

Выводы. На основании ранее выполненных в ИТМ НАНУ и ГКАУ теоретических и экспериментальных работ по виброзащитным системам водителя транспортных средств предложена высокоэффективная виброзащитная система для транспортировки ракетно-космической техники и других тяжелых объектов машиностроения. Установлено, что высокую эффективность виброзащитной системы можно получить при обеспечении несущей способности пневматической подвески и путем выбора конструкции и конструктивных параметров обеспечить сверхнизкую собственную частоту колебаний системы виброзащиты и требуемый коэффициент демпфирования колебаний. Показана возможность достижения таких параметров.

1 *Равкин Г.* О. Пневматическая подвеска автомобиля. М.: Госуд. научно-технич. издательство машиностроительной литературы, 1962. 289 с.

2. Product Catalog Air Actuators for Pneumatic Applications, промышленный каталог фирмы Contitech. 142 с.

3. *Рампель Й.* Шасси автомобиля. Элементы подвески. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.

4. *Акопян Р. А.* Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств (Вопросы теории и практики). Часть 2. Львов: Издательство при Львовском государственном университете издательского объединения «Высшая школа», 1980. 208 с.
5. *Дербаремдикер А. Д.* Амортизаторы транспортных машин. М.: Машиностроение, 1985. 200 с.
6. *Пилипенко М. В.* Динамические характеристики пневматической виброзащитной системы сиденья водителя транспортного средства. Техническая механика. 2009. № 2. С. 11–26.
7. *Пилипенко М. В.* Разработка математической модели пневматической виброзащитной системы сидения водителя транспортного средства. Техническая механика. 2009. № 1. С. 56–70.
8. *Пилипенко М. В., Пайдем Р. А.* Определение основных свойств пневматической подвески по результатам статических испытаний. Техническая механика. 2005. № 2. С. 147–157.
9. *Пилипенко М В.* Методика определения профиля плунжера пневматической подвески. Техническая механика. 2006. № 2. С. 158–166.
10. *Пилипенко М. В.* Разработка математической модели автономной пневматической подвески сидения водителя транспортного средства с прямым включением виброзащитного модуля. Техническая механика. 2008. № 1.С. 38–49.
11. *Пилипенко М. В.* Определение основных свойств пневматической подвески. Техническая механика. 2006. № 1. С. 171–185.

Получено 03.02.2020,
в окончательном варианте 25.02.2020