

УДК 629.7

Г. В. ЛАЗУТКИН, К. В. БОЯРОВ

Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара, Россия

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАЗГРУЗОЧНЫХ И ПРОТИВОУДАРНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ МЕТАЛЛОРЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

Освещены основные вопросы и особенности расчётов специально вводимых в конструкцию виброизоляторов противоударных и пружинных разгрузочных устройств, предназначенных для восприятия значительных массовых нагрузок и мощных ударов. Получены зависимости и алгоритмы определения упругих характеристик и конструктивных параметров устройств в зависимости от технических требований, предъявляемых к виброизоляторам из МР. Предложен алгоритм расчёта противоударного устройства на основе билинейного представления упругой характеристики виброизолятора с пружинным устройством. Создан алгоритм расчёта параметров разгрузочной цилиндрической пружины.

Ключевые слова: *виброзащитная система (ВС), виброизоляторы из МР, противоударная защита, упругая характеристика, пружина, разгрузочное устройство, конструктивные параметры, алгоритм расчёта.*

Введение

В отечественной практике для целей виброизоляции и демпфирования опасных колебаний виброзащитных систем (ВС) широко применяются цельнометаллические виброизоляторы с упругодемпфирующими элементами (УДЭ) из материала МР. Существенными недостатками таких виброизоляторов является их малая грузоподъемность и сравнительно высокие резонансные частоты: от 15 Гц до 35 Гц и более, в зависимости от типа виброизолятора и конструктивных форм УДЭ. Создание виброизоляторов с резонансными частотами ниже 7 Гц без радикального изменения конструкции весьма затруднительно. Это обусловлено естественным увеличением амплитуд виброперемещений возбуждающей вибрации в области низких частот и, как следствие, возрастанием амплитуд деформаций виброизоляторов. Причем в силу нелинейности упругодемпфирующих свойств виброизоляторов, вызванной наличием упругих и фрикционных связей проволочных макроэлементов УДЭ, демпфирующая способность виброизоляторов с увеличением амплитуд их деформаций падает. Вместе с тем необоснованное увеличение грузоподъемности с целью снижения резонансных частот приводит к недопустимым смещениям центров статического и динамического равновесия.

Сочетание всех этих неблагоприятных факторов приводит к необходимости значительного увеличения рабочего хода и, как следствие, габаритно-массовых характеристик виброизоляторов, являю-

щихся основными причинами неконструктивности разрабатываемых низкочастотных виброизоляторов из МР.

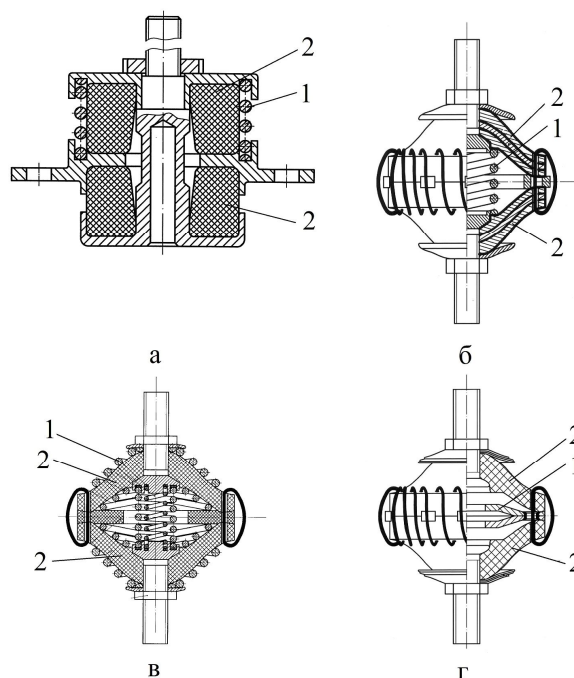


Рис. 1. Конструкции виброизоляторов с пружинными разгрузочными и противоударными устройствами: 1 - разгрузочная пружина; 2 - УДЭ

Указанные недостатки можно устранить путём введения в отработанные конструкции виброизоляторов (прототипов) пружинных разгрузочных устройств (ПРУ) (рис. 1). Их главное назначение -

обеспечивать восприятие постоянно действующей нагрузки (веса ВС) или её части за счет усилия поджатия пружин в конструкциях разрабатываемых виброизоляторов. Выбор значений этого усилия во многом зависит от особенностей конструкций прототипов и разгрузочных устройств. Так, например, для виброизолятора, содержащего два одинаковых УДЭ, работающих по схеме двухстороннего упора (рис. 1, а), усилие поджатия пружин в разгрузочном устройстве должно соответствовать весу ВС. Если же УДЭ испытывают нагрузки сжатия и расширения, а разгрузочное устройство взаимодействует только с крепёжными деталями в УДЭ, то усилие поджатия пружин можно выбрать как разность между значениями разрабатываемого виброизолятора и его прототипа.

В силу большого разнообразия геометрических форм УДЭ пружины разгрузочных устройств виброизоляторов должны иметь различные формы: конические, цилиндрические, бочкообразные, тарельчатые и др. Причём разгрузочное устройство может содержать одну или несколько пружин, в том числе и в сочетании их различных форм, но устанавливаемых в виброизолятор концентрично (рис. 1, в). Их упругие свойства, характеризуемые, например, средней жесткостью в рабочем диапазоне амплитуд деформаций, должны быть значительно ниже аналогичных жесткостей самого виброизолятора. В этом случае коэффициент рассеяния энергии уменьшается на величину, практически пропорциональную отношению вышеуказанных жесткостей, и, соответственно, коэффициент передачи на резонансе увеличивается на ту же величину.

Заметим, что при концентричной установке нескольких пружин могут быть решены две разные задачи. Одна из них - уменьшение жесткости ПРУ при заданных значениях грузоподъемности, рабочего хода, максимальных напряжений и габаритов; другая же заключается в увеличении грузоподъемности ПРУ при заданной его жесткости. Положительное решение первой задачи совместно с возможностью обеспечения дополнительного рассеяния энергии за счет контактирования поверхностей УДЭ и пружин позволяет в значительной мере устранить нежелательное увеличение коэффициента на резонансных режимах работы виброизоляторов.

Не менее сложной является задача обеспечения противоударной защиты ВС с помощью виброизоляторов общего применения. Подобная задача является зачастую нерешаемой из-за высокой энергии ударных нагрузок и сравнительно малой энергоёмкости виброизоляторов. Вместе с тем требования по виброизоляции защищаемых машин и их агрегатов, как правило, противоречивы с требованиями по противоударной защите. Поэтому поиск компо-

миссных решений по требуемым характеристикам виброизоляторов возможен лишь для ограниченного круга задач вибро- и ударозащиты, осуществляемых с помощью специальных противоударных устройств (ПУ) (см. рис. 1г) с высокой энергоёмкостью.

1. Алгоритм проектирования ПУ

Рассмотрим два основных этапа определения параметров упругой характеристики виброизолятора, обеспечивающей выполнение заданных требований по противоударной защите ВС.

На первом этапе проводят предварительную оценку противоударных характеристик для виброизоляторов с конструкционным демпфированием, обеспечивающих выполнение требований по виброзащите ВС массой М (весом G). При этом учитываются:

- заданные требования по воздействующим ударным ускорениям $J(t)$ с длительностью τ_y и пиковой перегрузкой J_y ограничения по перемещениям ВС (допускаемым прогибам виброизоляторов $x_d^{(TT)}$), коэффициент передачи удара $\tau_d^{(TT)}$ и др.;

- линейная теория ударного нагружения ВС с помощью замены реальных форм ударного импульса эквивалентным прямоугольником с пиковой возбуждающей нагрузкой $\beta_3 = \bar{G} \cdot J_y$ и упругогистерезисной характеристикой (УГХ) виброизолятора в форме $\eta = \xi + \sigma$, где η, ξ - безразмерные нагрузка и деформация соответственно, σ - знак скорости деформации $\dot{\xi}$ [1].

В этом случае максимальный прогиб виброизолятора ξ_{m1} всегда реализуется на первом этапе движения ВС независимо от длительности удара. Последнее позволяет получить решение задачи о противоударной защите ВС из решения нелинейного дифференциального уравнения второго порядка в виде [1]:

$$\xi_{m1} = \begin{cases} 2\sqrt{\beta_3(\beta_3 - 1)\sin^2 \frac{\theta_y}{2} + 0,25} - 1, & \theta_y < \theta_1; \\ 2(\beta_3 - 1), & \theta_y > \theta_1; \end{cases} \quad (1)$$

где: $\theta_y = \tau_y \omega_0$ - безразмерная длительность удара;

$\theta_1 = \tau_1 \omega_0$ - время завершения первого подэтапа движения ВС τ_1 , когда первый раз выполнится условие $\dot{\xi}(\theta_1) = 0$;

$$\omega_0^2 = \frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)} M}$$

$T_n^{(M)}$ - коэффициент подобных преобразований по нагрузке;

$a_n^{(M)}$ - коэффициент подобных преобразований по прогибам;

$$\xi_{m1} = \frac{x_{m1}}{a_n^{(M)}} - \text{безразмерная максимальная деформация } x_{m1}, \text{ соответствующая условию } \dot{\xi}(\theta) = 0.$$

С помощью ранее найденных множества пар значений $\{T_{n,i}^{(M)}; a_{n,i}^{(M)}\} \forall i \in [1, 2 \dots N]$ определим множество значений $\{\beta_{\Delta,i}\} \in \{J_{y\Delta} \cdot \overline{G_i}\}$, а затем множество $\{\theta_{y,i}\} \in \{\tau_y \cdot \omega_{\Delta,i}\}$. Эти множества значений позволяют определить множество $\{\xi_{m,1}^{(i)}\}$, а затем множество $\{x_{m,1}^{(i)}\} \in \{\xi_{m,1}^{(i)} \cdot a_{n,1}^{(i)}\}$ размерных прогибов виброизоляторов, а также множество $\{\mu_{y,i}\} \in \left\{ \frac{\xi_{m,1}^{(i)} + 1}{\beta_{\Delta,i}} \right\}$. Если внутри множеств $\{x_{m,1}^{(i)}\}$ и $\{\mu_{y,i}\}$ существует подмножество $\{x_{m,1}^{(j)}\}$ и $\{\mu_{y,j}\}$, $\forall j \in \{m, m+1 \dots n\}$, $N \geq m \geq 1$, для которых выполняются неравенства $\{x_{m,1}^{(j)}\} \leq \{x_{m,1}^{(TT)}\}$ и $\{\mu_{y,j}\} \leq \{\mu_{y,TT}\}$, то задача обеспечения противоударных характеристик виброизоляторов может быть решена. В противном случае заданные требования по противоударной защите не выполнимы. Однако если при этом внутри подмножества $\{\mu_{y,i}\}$ существует еще одно подмножество значений $\mu_y \in \{\mu_{y,k}\}$ и при этом $\mu_{y,k} \ll \mu_{y,TT}$, то технически оправданным становится применение в виброизоляторах противоударных устройств. Тогда на втором этапе рассматривается задача выбора параметров упругих характеристик ПУ.

Как следует из проведенного анализа, введение ПУ в конструкцию виброизолятора целесообразно при высокой энергии возбуждающих ударных импульсов $J(t)$ с большим пиковым ускорением, но малой длительностью удара $\tau_y \ll \frac{\pi}{\omega_{\Delta}}$. В этом случае на основании закона сохранения количества движения для первого подэтапа движения ВС можно записать:

$$\int_0^{\tau_y} J(t) dt = \sqrt{\frac{2}{M} \int_0^{x_{m,1}^{(k)}} F_1(x) dx}, \quad (2)$$

где $F_1(x)$ - реакция виброизолятора на первом подэтапе.

Оценивая диссипативные возможности виброизолятора-прототипа и ПУ коэффициентом восстановления удара $K_{уд}$ и считая его $K_{уд} \ll 1$, можно воспользоваться при проектировочных расчётах, как и выше, рассмотрением только первого подэтапа решения.

Отметим, что при больших значениях β , выражение (1) приобретает вид:

$$\xi_{m,1} = \begin{cases} 2\beta_3 \sin \frac{\theta_y}{2}, & \theta_y < \theta_1; \\ 2\beta_3, & \theta_y > \theta_1. \end{cases}$$

Т. е. сила сухого трения практически не оказывает влияния на величину ξ_{m1} , определяемую как обычно для линейной системы без деформирования.

С учетом изложенного, а также схемы (рис. 2), представим упругую характеристику виброизолятора как билинейную в размерном виде:

$$R = \begin{cases} \frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)}} \cdot x, & \forall x \in [0, \Delta_B], \\ C_p \Delta_B + C_{\Sigma}(x - \Delta_B), & \forall x \in [\Delta_B, x_{c,n}^*], \end{cases} \quad (3)$$

где $\Delta_B \approx (2 \div 3) A_p$;

$$C_{\Sigma} = C_p + C_{пу};$$

$C_{пу}$ - потребная жесткость ПУ.

Тогда, воспользовавшись соотношениями (2) и (3), а также обозначениями (см. рис. 2), получим наименьшие величины для $C_{пу}$:

$$C_{пу} = \frac{M}{\Delta_y^2} \left[\left(\int_0^{\tau_y} J(t) dt \right)^2 - \frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)}} x_{c,n}^* \left(\frac{2x_{c,n}^*}{\Delta_y^2} - \Delta_B \right) \right] \quad (4)$$

и для коэффициента передачи удара:

$$\mu_y = \frac{\frac{T_n^{(M)}}{a_n^{(M)}} \Delta_B + C_{\Sigma} \Delta_y}{MJ_y} = \frac{C_p \Delta_B + C_{пу} \Delta_y}{MJ_y}. \quad (5)$$

При этом величины $C_{пу}$ (4) и μ_y (5) могут регулироваться парами расчетных значений $T_{n,k}^{(M)}$ и $a_{n,k}^{(M)}$ и k-го подмножества (см. выше).

Сформулируем основные конструктивные требования, предъявляемые к ПРУ:

– обеспечение требуемой несущей способности ПРУ (грузоподъёмности или величины предвзрывного поджатия $G_{пр} = K_p G$, где K_p - коэффи-

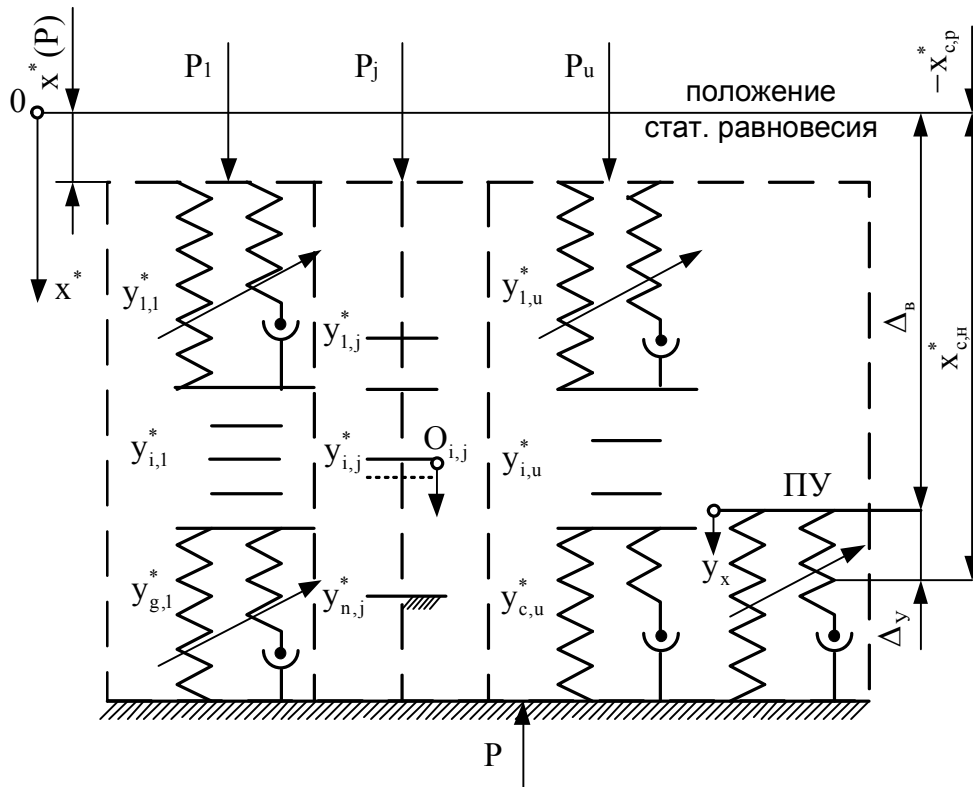


Рис. 2. Принципиальная схема виброизоляторов, содержащих ПРУ и ПУ

коэффициент недогрузки ПР; $G = G_{пр} + G_B$; $G_{\hat{a}}$ - часть весовой нагрузки G , воспринимаемой виброизолятором-прототипом);

- обеспечение работоспособности ПРУ в пределах допустимых прогибов $x_{c,n}^*$ и $x_{c,p}^*$.

Другая часть требований вызвана условиями конструктивной совместимости виброизоляторов-прототипов, а в рассматриваемом ниже случае - ПРУ и других компонент проектируемых виброизоляторов:

- высотой $H_{сж}$ полностью сжатой пружины и в свободном состоянии - $H_{сп} = H_{сж} + H_y$,

$H_y = K_{зп}(x_{c,n}^* + x_{c,p}^*)$ - допустимая величина прогиба пружины ПРУ; $K_{зп} = 1,2 \div 1,4$ - коэффициент запаса на пространственный характер прогибов ПРУ;

- наружным D_B и внутренним D_b диаметром пружины, в зависимости от конструкции виброизолятора-прототипа;

- приближенным или неполным геометрическим подобием основных форм виброизоляторов-прототипов и других компонент, сопрягаемых с ПРУ.

Требования к основным конструктивным параметрам пружин ПРУ определяются из найденных

потребных УГХ ($T_n^{(M)}$ и $a_n^{(M)}$) проектируемых виброизоляторов и связанных с ними величин $x_{c,n}^*$, $x_{c,p}^*$, Δ_B , Δ_y для прототипов, а также грузоподъемностью и ограничениям по габаритно-массовым характеристикам создаваемых конструкций.

Как известно, расчёт конструктивных параметров пружины можно осуществлять на основе величин потребных жесткости пружины $C_{пр}$ и ее конструктивного прогиба H_y из условия обеспечения ее прочности и несущей способности G_n . При этом существует два варианта расчёта пружин, основанных на выборе допустимого прогиба: $H_y = K_{зп}(x_{c,n}^* + x_{c,p}^*)$ и $H_y \gg x_{c,n}^*$.

2. Алгоритм расчёта конструктивно-технологических параметров ПУ

Воспользуемся существующими методиками расчёта пружин [2], с помощью которого определяют конструктивные параметры: толщина проволоки d_0 , число рабочих n_p и опорных $n_{оп}$ витков пружины. Тогда, исходя из вышеизложенных условий, рассмотрим один из методов расчета конструктив-

ных параметров пружины для случая $H_y = K_{зп}(x_{с,н}^* + x_{с,р}^*)$.

В этом случае потребная жёсткость пружины $C_{пр}$ и диаметр проволоки, из которой она свита, будет определяться соотношениями:

$$C_{пр} = \frac{G_M d_0^4}{8D_c^3 n_h}; \quad d_0 = 1,373 \sqrt[3]{\frac{K P_{ру} D_c}{[\tau]}}; \quad K = \frac{4\bar{D}_c + 2}{4D_c - 3}; \quad \bar{D}_c = \frac{D_c}{d_0}, \quad (6)$$

где G_M - модуль упругости;

$[\tau]$ - допускаемое напряжение.

При этом максимальная нагрузка на ПРУ составит:

$$P_{ру} = K_p G + K_{зп} C_{пр} x_{с,р}^*; \quad D_c = D_{нв} + (-1)^m d_0; \quad m = \begin{cases} 1, \forall D_{нв} \in \{D_n\} \\ 2, \forall D_{нв} \in \{D_b\} \end{cases}. \quad (7)$$

С помощью выражений (6) и (7) можно получить уравнение, связывающее в неявном виде величины $C_{пр}$, n_p и d_0 , соответственно при заданных или известных значениях G_M , $[\tau]$, D_n или D_b выполняется равенство:

$$\Phi(C_{пр}, n_p, d_0, G_M, [\tau], D_{н,в}) = 0. \quad (8)$$

Разрешим уравнение (8) относительно указанных величин с учетом условий совместности ПРУ с прототипом. Выражение для потребной жесткости $C_{пр}$ можно записать в виде:

$$C_{пр} = \frac{P_{ру}}{K_{зп}(x_{с,н}^* + x_{с,р}^*)} = \frac{P_p G}{K_{зп} x_{с,р}^*}. \quad (9)$$

Тогда выражение для определения диаметра проволоки d_0 примет вид:

$$d_0 = \left(1 + (-1)^m \frac{d_0^*}{3D_{нв}} \right), \quad (10)$$

при этом величина d_0^* равна

$$d_0^* = 1,373 \sqrt[3]{\frac{K \cdot K_p G D_{нв} \left[1 + \frac{x_{с,н}^*}{x_{с,р}^*} \right]}{[\tau]}}$$

при $K \approx 1,12$.

При этом из выражения для определения потребной жёсткости (6) и (9) запишем соотношение для потребного числа рабочих витков:

$$n_p = \frac{K_{зп} G_M d_0^{*4} \left(1 + (-1)^m \frac{4d_0^*}{3D_{нв}} \right)}{8K_p G \left(1 + (-1)^m \frac{d_0^*}{D_{нв}} \right)^3 D_{нв}^3}. \quad (11)$$

И высоты:

$$H_{сж} = 1,12 d_0 (n_p + n_{оп} - 1). \quad (12)$$

При свободной установке опорных витков цилиндрической пружины на крышке и в корпус минимальное количество $n_{оп} > 1$. При резьбовом типе закрепления опорных витков в крышке и в корпусе $n_{оп} > 2$. Учитывая зависимость величины $\Delta \bar{H}$ от технологических параметров изготовления УДЭ, получаем уравнения не только конструктивной (11) и (13), но и технологической совместности УДЭ и пружины:

$$H_c = \begin{cases} \frac{1,12 d_0}{1 - \Delta \bar{H}} n_p, & n_{оп} = 1; \\ \frac{1,12 d_0}{1 - \Delta \bar{H}} (n_p + 1), & n_{оп} = 2. \end{cases} \quad (13)$$

Полученное уравнение вместе с условием совместности внутреннего диаметра пружины $D_{в,пр} \cong D_{н,УДЭ}$ являются основой при проектировании виброизоляторов втулочного типа с разгрузочной пружинкой и различными способами ее закрепления при минимально возможных габаритах УДЭ. Последнее обеспечивается также существующими рекомендациями по выбору числа рабочих витков [2] $n_p \geq 3$.

С учетом изложенного, а также выражения (12), получаем:

$$H_c \geq \begin{cases} \frac{3,36 d_0}{1 - \Delta \bar{H}}, & n_{оп} = 1, \\ \frac{4,48 d_0}{1 - \Delta \bar{H}}, & n_{оп} = 2. \end{cases} \quad (14)$$

Таким образом, рассмотренный выше подход является достаточно общим, что позволяет вырабатывать с помощью выражений (3...5), (13) и (14) основные принципы конструирования виброизоляторов с ПРУ и ПУ, включая и создание наиболее рациональных технологических процессов производства УДЭ из материала МР.

Заключение

Предложенный алгоритм расчёта противоударного устройства на основе билинейного представления упругой характеристики виброизолятора с ПУ и величины его энергопоглощающей способности по сравнению с энергоёмкостью удара обеспечивает рациональный выбор, как конструктивных параметров, так и параметров ПУ. Вместе с тем он позволяет определить предельные возможности по защите ВС от ударных нагрузок и наименьшее значение коэффициента передачи удара в пределах заданных ограничений по величинам прогибов виброизолятора с ПУ и виброизолятора-прототипа.

Созданный алгоритм расчёта параметров разгрузочной цилиндрической пружины основывается на ее конструктивной совместимости с виброизолятором-прототипом при условии обеспечения требуемой грузоподъёмности и работоспособности вновь создаваемого виброизолятора с ПРУ. Найденные расчётные зависимости позволяют проектировать ПРУ с заданной прочностью и, при необходи-

мости, провести поиск оптимальных решений для нахождения параметров цилиндрических пружин в соответствии с различными функциями цели как по виброзащите, так и по грузоподъёмности.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Орлов, П. И. Основы конструирования [Текст] : 2 кн. / П. И. Орлов ; под ред. И. Н. Учайева. – 3-е изд., исправл. – М. : Машиностроение, 1988. – 544 с.
2. Лазуткин, Г. В. Динамика виброзащитных систем с конструкционным демпфированием и разработка виброизоляторов из проволочного материала МР [Текст] / Г. В. Лазуткин. – Самара : СамГУПС, 2010. – 291 с.

Поступила в редакцию 5.06.2014, рассмотрена на редколлегии 14.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. «Инженерная графика» В. А. Антипов, Самарский государственный университет путей сообщения, Россия.

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ПРОЕКТУВАННЯ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ І ПРОТИУДАРНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ МЕТАЛОГУМОВИХ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ

Г. В. Лазуткін, К. В. Бояров

Висвітлено основні питання та особливості розрахунків віброізоляторів протиударних і пружинних розвантажувальних пристроїв, які спеціально вводяться в конструкцію для сприйняття значних масових навантажень і потужних ударів. Отримано залежності і алгоритми визначення пружинних характеристик і конструктивних параметрів пристроїв залежно від технічних вимог, що пред'являються до віброізоляторів з металогуми.

Ключові слова: віброзахисна система (ВС), віброізолятори з МР, протиударний захист, пружна характеристика, пружина, розвантажувальний пристрій, конструктивні параметри, алгоритм розрахунку.

DEVELOPMENT OF ALGORITHM DESIGN UNLOADING AND SHOCKPROOF DEVICES METAL RUBBER DAMPERS

G. V. Lazutkin, K. V. Boyarov

Highlight key issues and features of the calculations specifically introduced into the design of the spring isolators shockproof and unloading devices for perception considerable mass loads and powerful blows. The dependencies and algorithms for determining the elastic characteristics and design parameters of the devices according to the technical requirements of MR vibration isolators.

Key words: vibration system, shock protection, elastic characteristic, spring discharge device, design parameters, the algorithm for calculating.

Лазуткин Геннадий Васильевич – д-р техн. наук, ст. науч. сотр. ОНИЛ-1, Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: lazutkin.gennadij@mail.ru.

Бояров Константин Владиславович – магистрант факультета "Двигатели летательных аппаратов", Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), Россия, e-mail: konst90@gmail.com.