УДК 621.752.3

ОПОРА ДЛЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

***В.Н. Сорокин¹, И.Ю. Ефимов²**

¹ Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия

² ФГУП «ФНПЦ «Прогресс», г. Омск, Россия

*sorokin.vn@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. Повышение устойчивости дорожного полотна, от которой во многом зависит долговечность дорожного покрытия, – это одна из наиболее актуальных задач дорожного строительства, в которой также как и при производстве строительных материалов широко используются вибрационные процессы. Механизация производственных процессов в строительстве, рост мощности и быстродействия технологического оборудования приводят к возрастанию динамических нагрузок на его детали и узлы.

Для снижения динамических нагрузок в деталях и узлах строительных машин и оборудования, а также снижения негативного влияния вибрации на обслуживающий персонал необходимо изолировать виброгенерирующие узлы и агрегаты от базовой части машины, при этом не ущемляя работы рабочего органа, на который они воздействует.

Материалы и методы. Для изоляции виброактивных элементов машин используют виброопоры различных конструкций. В настоящей работе предложена конструкция виброопоры с эффектом квазинулевой жесткости, в которой в качестве опорного упругого элемента используется резинокордная оболочка типа И-09, а в качестве догружающего элемента (корректора) торообразная резиновая оболочка, которая опирается на четыре одинаковых опорных сегмента, каждый из этих сегментов представляет собой четвертую часть кольцевой трубы, разрезанной на две части вертикальной цилиндрической плоскостью. Внешние части каждого сегмента с помощью шарниров соединены со стойками, закрепленными на основании опоры, а внутренние части каждого сегмента также с помощью шарниров соединены с опорным упругим элементом и виброизолируемой массой. Описан порядок работы предложенной конструкции.

Составлена математическая модель виброопоры с эффектом квазинулевой жесткости.

Результаты. Решение уравнений математической модели выполнено на ЭВМ в среде Matlab с расширением Simulink. По значениям, полученным в результате решения уравнений математической модели, построен график изменения деформации торообразной оболочки корректора в зависимости от смещения массы, а также графики движения виброизолируемого объекта массой 100 кг для вариантов несущей пружины без дополнительного объема и с дополнительным объемом, равным объему несущей пневмопружины в диапазоне 1 – 10 Гц.

Обсуждение и заключение. Определены значения давления в оболочке корректора в зависимости от массы изолируемого объекта.

Из приведенного графика следует, что в процессе работы виброопоры деформации оболочки корректора могут быть обеспечены конструкцией опоры за счет эластичности материала оболочки.

Применение дополнительного объема вместе с корректором жесткости позволяет получить более широкий участок нагрузочной характеристики с квазинулевой жесткостью и улучшить виброзащитные свойства опоры.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: пневмопружина, резинокордная оболочка, догружающий элемент, виброизоляция объекта, системы с квазинулевой жесткостью.

© В.Н. Сорокин, И.Ю. Ефимов

Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

SUPPORT FOR VIBRATION ISOLATION OF THE TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

*V.N. Sorokin¹, I.Y. Efimov²

¹ Omsk State Technical University,
Omsk, Russia

² Federal State Unitary Enterprise «Progress»,
Omsk, Russia

*sorokin.vn@mail.ru

ABSTRACT

Introduction. The most urgent tasks of road construction is to improve the sustainability of the roadway, on which the durability of the road surface largely depends and vibration processes are widely used. Moreover, the mechanization of production processes in construction, the growth of power and speed of technological equipment lead to increasing in dynamic loads on its parts and assemblies. To reduce the dynamic loads in the parts and assemblies of construction machines and equipment, as well as to reduce the negative impact of vibration on the staff, it is necessary to isolate the vibration-generating units and assemblies from the base part of the machine.

Materials and methods. The vibro-supports of various designs are used to isolate the vibro-active elements of machines. The authors propose the vibration support design with a quasi-zero stiffness effect, in which the rubber-cord shell of the I-09 type is used as a supporting elastic element, and also the toroid-shaped rubber shell that relies on four identical support segments. In addition, each segment represents the fourth part of the annular tube and cut into two parts by a vertical cylindrical plane. The outer parts of each segment are connected with hinges to the posts and fixed on the support base, and the inner parts of each segment are also connected to a supporting elastic element and a vibration-proof mass is connected by means of hinges. The authors describe the working procedure of the proposed construction and compile the mathematical model of vibration support with a quasi-zero stiffness effect.

Results. As a result, the equations of the mathematical model are performed in Matlab with the Simulink extension. The values of the equations are used to plot the strain variation of the toroidal shell of the corrector, which depends on the mass displacement, as well as on the motion patterns of a vibration-proof object of 100 kg for variants of the carrier spring without additional volume and with additional volume of the 1 - 10 Hz pneumatic spring carrier.

Discussion and conclusions. The authors determine the pressure in the corrector shell, depending on the isolated object mass. Therefore, the deformation of the corrector shell could be provided with a support structure due to the elasticity of the shell material. The usage of additional volume together with the stiffness corrector allows to obtain a wider area of the load characteristics with quasi-zero stiffness and to improve the vibration-protective properties of the support.

KEYWORDS: pneumatic spring, rubber-cord shell, additional element, vibration isolation of the object, systems with quasi-zero stiffness.

© V.N. Sorokin, I.Y. Efimo

Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие строительной индустрии в нашей стране и за рубежом невозможно без создания высокопроизводительных, энергонасыщенных машин и оборудования. В машинах для производства и уплотнения строительных материалов, таких как грохоты, виброплиты, транспортеры и т.п. широко используются вибрационные процессы. Это неизбежно приводит к интенсивности и расширению спектра их вибрационных полей. Вибрация вызывает увеличение динамических нагрузок в элементах конструкции, стыках и сопряжениях, снижение несущей способности деталей, способствует формированию и росту трещин, оказывает негативное влияние на здоровье персонала [1,2]. Уменьшить отрицательное влияние вибрации на персонал и оборудование позволяет виброизоляция виброактивных элементов машин. Проблемы виброизоляции объектов возникают также практически во всех областях современной техники.

Для защиты от динамических воздействий виброактивных объектов широко применяются виброизолирующие системы, устанавливаемые между источником вибрации и защищаемым объектом.

Для виброизоляции виброактивных элементов машин и оборудования используются как активные, так и пассивные системы. Для защиты от вредной вибрации целесообразно применять пассивные системы как более простые и экономически оправданные.

Основными характеристиками пассивного виброизолятора является частота его собственных колебаний и несущая способность (реакция на статическую нагрузку). Чем ниже частота собственных колебаний, тем шире может быть диапазон частот возмущающей силы, в котором виброизолятор эффективен. Однако при этом в линейных вибрационных системах несущая способность виброизолятора не может быть обеспечена без увеличения габаритных размеров.

Для построения виброзащитных систем с малой собственной частотой колебаний возможно использование нелинейных систем с квазиулевым жесткостью [3,4,5]. Эти системы отличаются тем, что в рабочем диапазоне они имеют пологий участок силовой характеристики, и, таким образом, обладают малой жесткостью, сохраняя высокую несущую способность в положении равновесия. Это позволяет рассматривать их в качестве средств виброизоляции объектов с большой массой,

эффективных на низких частотах колебаний [6, 7], хотя настройка этих систем может вызывать определенные трудности.

Следовательно, виброизоляция элементов технологического оборудования, в котором используются вибрационные процессы, а также движущиеся неуравновешенные детали с использованием систем с квазиулевым жесткостью [8,9] являются актуальной задачей, которая требует своего решения.

КОНСТРУКЦИЯ ВИБРООПОРЫ С КВАЗИУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Для виброизоляции различного вида виброактивных объектов предлагается опора с эффектом квазиулевого жесткости, рисунок 1. Виброактивная масса 1 опирается на несущую пневмопружину 2, в частности, на базе резинордной оболочки (например И-09), которая воспринимает статическую нагрузку опоры. Кроме этого опоры имеет корректор жесткости, который включает в себя находящуюся под избыточным давлением торообразную резиновую оболочку 3, опирающуюся на четыре одинаковых опорных сегмента 4. Каждый сегмент представляет собой четвертую часть кольцевой трубы, разрезанной на две части вертикальной цилиндрической плоскостью. Внешние части каждого сегмента с помощью шарниров 5 соединены со стойками 6, закрепленными на основании опоры 7. Внутренние части каждого сегмента также с помощью шарниров соединены с массой 1.

При колебаниях виброактивной массы 1 происходит деформация пневмопружины 2, а также включается в работу корректор жесткости опоры. Шарнирное соединение сегментов 4 позволяет при колебаниях массы отклонять от среднего положения результирующее упругое усилие, создаваемое торообразной оболочкой 4. При этом вертикальная составляющая усилия, создаваемого торообразной оболочкой, всегда направлена противоположно силе, создаваемой несущей пневмопружиной 2, то есть компенсирует ее, образуя эффект квазиулевого жесткости в определенном диапазоне смещений массы.

Применение для создания корректора жесткости торообразной оболочки, находящейся под избыточным давлением, в сравнении с горизонтально установленными и шарнирно закрепленными пневмопружинами на базе пневмоцилиндра с поршнем позволяет уменьшить габариты опоры и исключить силу трения скольжения поршня в цилиндре, снижающую виброизоляционные свойства опоры.

Рисунок 1 – Конструкция опоры с эффектом квазинулевой жесткости:
а – вид сбоку, б – вид сверху

Figure 1 – Support structure with quasi-zero stiffness effect; а – side view, б – top view

Конструкция опоры позволяет перенастраивать ее в определенных пределах при изменении статической нагрузки без ухода рабочей точки с середины участка с квазинулевой жесткостью. Для этого необходимо нужным образом изменять давление в несущей пневмопружины и в торообразной оболочке корректора.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРООПОРЫ С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Для оценки динамики и эффективности виброизоляции предложенной опоры определим сначала упругую силу несущей пневмопружины И-09 [10] и вертикальную составляющую упругой силы корректора в предположении, что опора совершает поступательное движение вдоль вертикальной оси. Упругая сила несущей пневмопружины

$$P_{\text{уп}}(x) = (p_{\text{из}} + p_A) \left(\frac{V_0}{V_0 - F_{\Pi}(x) \cdot x} \right)^n F_{\Pi}(x) - mg - p_A F_{\Pi}(x), \quad (1)$$

где m – масса, приходящаяся на одну опору;

$p_{\text{из}}$, p_A – избыточное давление в пневмопружины и атмосферное давление;

V_0 – объём пневмопружины в положении равновесия опоры;

n – показатель политропы (для низких частот порядка 2 – 10 Гц можно принять $n = 1,3-1,4$) [11, 12];

$F_{\Pi}(x)$ – эффективная площадь пневмопружины, которая в общем случае является функцией смещения ее верхнего днища x при неподвижном нижнем днище (для резинокордной оболочки диафрагменного типа она постоянна).

Для рассматриваемой пневмопружины на базе резинокордной оболочки И-09 на основе экспериментальных данных можно принять $V_0 = 0,00073 \text{ м}^3$, тогда

$$F_{II}(x) = F_{II0} \left(1 + \frac{k_1}{F_{II0}} x + \frac{k_2}{F_{II0}} x^2 \right), \quad (2)$$

где $F_{II0} = 0.0064 \text{ М}^2$ – эффективная площадь в положении равновесия;
 $k_1 = 0,035 \text{ м}$, $k_2 = 0,75$ – коэффициенты изменения эффективной площади от хода пневмопружины.

Расчетная схема опоры с корректором показана на рисунке 2. Определим выражение для вертикальной составляющей упругой силы, создаваемой четырьмя сегментами корректора и приложенной к виброизолируемому объекту¹.

$$\begin{aligned} P_{\text{кор}}(x) &= \left[(p_0 + p_A) \left(\frac{V_{\kappa 0}}{V_{\kappa 0} + F \cdot \Delta l} \right)^n - p_A \right] F \cdot \sin \alpha = \\ &= \frac{F}{\sqrt{l^2 + x^2}} \left[(p_0 + p_A) \left(\frac{V_{\kappa 0}}{V_{\kappa 0} + F \cdot \Delta l} \right)^n - p_A \right] x, \end{aligned} \quad (3)$$

где p_0 – избыточное давление в торообразной оболочке корректора;

$V_{\kappa 0}$ – статический объем торообразной оболочки корректора;

l – расстояние между осями шарниров сегментов корректора в положении равновесия;

$\Delta l = \sqrt{l^2 + x^2} - l$ – увеличение этого расстояния при смещении объекта из положения равновесия по вертикали на величину x ;

α – угол наклона линии, соединяющей оси шарниров сегментов корректора с горизонталью в текущем положении;

F – эффективная площадь торообразной оболочки корректора:

$$F = \pi D_{\text{ср}} d_{\text{вн}}, \quad (4)$$

где $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр торообразной оболочки корректора;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр круглого сечения торообразной оболочки корректора.

Уравнение движения массы m в данном случае можно записать:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + P_{\text{yn}}(x) - P_{\text{кор}}(x) = P_0 \sin \omega t \quad (5)$$

где $P_{\text{yn}}(x)$ – усилие несущей пневмопружины И-09;

$P_{\text{кор}}(x)$ – усилие пневмопружины корректора;

b – коэффициент демпфирования в опоре;

P_0, ω – амплитуда и частота вибровозбуждающей силы.

Для того чтобы получить на нагрузочной характеристике опоры нулевую жесткость, в положении равновесия необходимо приравнять статическую жесткость несущей пневмопружины И-09 к статической жесткости корректора, которая получается из выражения (3):

$$C_{\text{кор}}^{\text{ст}} = \frac{p_0 F}{l}. \quad (6)$$

¹ Бурьян Ю.А., Силков М.В. Опора для технологического оборудования с корректором жесткости на базе пневмопружины с резинокордной оболочкой // Материалы II Международной научно-технической конференции «Проблемы машиностроения». Омск, 2018 г. С 34-39.

Рисунок 2 – Расчетная схема опоры с эффектом квазинулевой жесткости

Figure 2 – Support scheme with quasi-zero stiffness effect

Выражение для статической жесткости несущей пневмопружины И-09 может быть получено дифференцированием выражения (1) по x с учетом (2) и с подстановкой в полученное выражение $x = 0$. В результате получаем

$$C_{ст} = (p_{из} + p_A) \frac{nF_{п0}^2}{V_0} + k_1 p_{из}, \quad (7)$$

где избыточное давление в несущей пневмопружине можно определить из выражения

$$p_{из} = \frac{mg}{F_{п0}}. \quad (8)$$

Приравняв выражения (6) и (7) и учитывая выражение (8), можно определить статическое избыточное давление p_0 , которое необходимо обеспечить в торообразной оболочке корректора для создания на нагрузочной характеристике опоры нулевой жесткости в положении равновесия

$$p_0 = \left[(p_{из} + p_A) \frac{nF_{п0}^2}{V_0} + k_1 p_{из} \right] \frac{\lambda l}{F}, \quad (9)$$

где λ – коэффициент, учитывающий параметры корректирующей оболочки.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

На рисунке 3 показан график изменения давления p_0 в зависимости от нагрузки массой m на одну опору, построенный для пневмопружины И-09. Для торообразной оболочки корректора приняты следующие размеры $D_{ср} = 0,147$ м, $d_{вн} = 0,051$ м, расстояние между осями шарниров сегментов корректора в положении равновесия $l = 0,081$ м. Из графика на рисунке 3 видно, что значения давлений в оболочке корректора в зависимости от массы объекта находится в интервале от 0,04 до 0,126 мПа.

Решения уравнений выполнено на ЭВМ в среде Matlab с расширением Simulink. По значениям, полученным в результате решения дифференциального уравнения (5) построены

Рисунок 3 – График изменения статического избыточного давления в торообразной оболочке корректора p_0 в зависимости от нагрузки массой m на одну опору, построенный для пневмопружины И-09

Figure 3 – Graph of changes in static overpressure in the toroidal shell of the p_0 corrector, depending on the m mass load for the I-09 pneumatic spring

графики движения виброизолируемого объекта в диапазоне 1 – 10 Гц.

На рисунке 4 представлен график упругой силы несущей пневмопружины И-09, график вертикальной составляющей упругой силы, создаваемый корректором, а также график результирующий упругой силы опоры с участком квазинулевой жесткости для массы 100 кг.

На рисунке 5 приведен график изменения деформации торообразной оболочки корректора Δl в зависимости от смещения массы из положения равновесия, который показывает, что в рабочем диапазоне частот деформации торообразной оболочки на порядок меньше смещения массы из положения равновесия. Эти деформации оболочки могут быть обеспечены конструкцией опоры за счет растяжения материала оболочки.

Представляет интерес вариант построения опоры, когда несущая пневмопружина имеет дополнительный объем. В этом случае уменьшается жесткость несущей пневмопружины. В то же время статическая жесткость корректора не изменяется, но ее можно уменьшить, уменьшив статическое давление в оболочке. Уменьшение же жесткости несущей пневмо-

пружины при той же нагрузке уменьшает собственную частоту подвески, делает нагрузочную характеристику более приближенной к линейной. Все это улучшает виброзащитные свойства опоры.

На рисунке 6 представлены графики результирующей упругой силы для случая, когда опора с теми же параметрами несущей пневмопружины и торообразной оболочки, но с дополнительным объемом несущей пневмопружины, равным ее статическому объему, которая нагружена массой $m = 100$ кг в сравнении с такой же опорой без дополнительного объема.

Из графиков следует, что применение дополнительного объема вместе с корректором жесткости позволяет получить более широкий участок нагрузочной характеристики с квазинулевой жесткостью и улучшить виброзащитные свойства опоры.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из рисунка 3 следует, что с увеличением массы виброизолируемого объекта давление в корректирующей оболочке также необходимо увеличивать по линейному закону. Графики

Рисунок 4 – График изменения силы, действующей со стороны опоры для массы 100 кг в зависимости от ее смещения из положения равновесия: для несущей пневмопружины И-09 ($P_{уп}$); для корректора ($P_{кор}$); для результирующей силы ($P_{рез}$)

Figure 4 – Graph of force changes, acting on the support side for 100 kg mass and depending on support displacement from the equilibrium position: for an I-09 pneumatic spring carrier ($P_{уп}$); for corrector ($P_{кор}$); for the resultant force ($P_{рез}$)

Рисунок 5 – График изменения деформации торообразной оболочки корректора Δl в зависимости от смещения массы из положения равновесия x

Figure 5 – Graph of deformation changes in the toroidal shell of the Δl corrector, depending on the mass displacement from the equilibrium x position x

Рисунок 6 – График изменения результирующей силы опоры с корректором жесткости для массы 100 кг, приходящейся на одну опору, для вариантов несущей пневмопружины без и с дополнительным объемом, равным объему пневмопружины

Figure 6 – Graph of resultant support force changes with a stiffness corrector for a 100 kg mass per support and for the bearing pneumatic spring variants without and with an additional volume, which is equal to the pneumatic spring volume

результующей силы, действующей со стороны виброопоры на объект массой 100 кг в низкочастотном диапазоне колебаний (1 – 10 Гц) имеют практически горизонтальные участки (см. рисунок 4), обеспечивая, таким образом, квазинулевую жесткость. Деформации догружающей оболочки в процессе работы опоры невелики и компенсируются ее упругими свойствами (см. рисунок 5).

Использование вместе с несущей пневмопружиной на базе резинордной оболочки корректора жесткости, построенного на основе торообразной резиновой оболочки, находящейся под избыточным давлением, позволяет получить опору с эффектом квазинулевой жесткости, и, таким образом, уменьшить собственную частоту подвески и улучшить виброизоляцию различных виброактивных объектов.

Применение для создания корректора жесткости торообразной оболочки в сравнении с горизонтально установленными и шарнирно закрепленными пневмопружинами на базе пневмоцилиндра с поршнем позволяет в значительной степени уменьшить габариты опоры и исключить силу трения скольжения поршня в цилиндре, которая снижает виброи-

золяционные характеристики опоры.

Вместе с тем применение дополнительного объема несущей пневмопружины совместно с корректором жесткости позволяет получить более широкий участок нагрузочной характеристики с квазинулевой жесткостью и улучшить виброзащитные свойства опоры.

В работе рассмотрена виброопора с несущей пневмопружиной типа И-09, однако при необходимости модельный ряд может быть расширен.

Таким образом, использование в качестве виброизоляторов виброактивных элементов строительных, дорожных машин и оборудования виброопор предложенной конструкции с квазинулевой жесткостью позволит сократить негативное влияние вибрации на персонал и защищаемый объект.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах / под ред. В.Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т-6. Защита от вибрации и ударов. 456 с.
2. Technical Guide «Fundamentals of vibration isolation». CVI Melles Griot, 2010.

3. Алабужев П.М., Гритчин А.А. и др. Виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.

4. Валеев А. Р. Защита от вибрации и ударов системами с квазиулево́й жесткостью: монография. Уфа: Нефтегазовое дело, 2013. 166 с.

5. Ruzicka J.E., Derby T.F. Influence of Damping in Vibration Isolation / The Shock and Vibration Information Center. Washington. DC. 1971

6. Бурьян Ю.А., Силков М.В. Конструкция и оценка виброизоляции опоры для технологического оборудования с использованием эффекта квазиулево́й жесткости // Омский научный вестник. 2017. №5 (155). С. 10 – 13.

7. Schimmels J.M. and Y. Wan. Improved vibration isolating seat suspension designs based on position-dependent nonlinear stiffness and damping characteristic. // *Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*. 2003. Vol. 125. pp. 330 – 338.

8. Зотов А.Н. Виброзащитные и ударозащитные системы пассивного типа на базе упругих элементов с участками квазиулево́й жесткости // Известия высших учебных заведений. Сер. Машиностроение. 2006. № 7. С. 10–18.

9. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квазиулево́й жесткостью // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2007. № 2. С. 147–151.

10. Пневмоэлементы с резинокордной оболочкой [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group5>. (дата обращения 12.07.2017).

11. Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. М.: Наука, гл. ред. физ.- мат. лит., 1986. 368 с.

12. Корнеев С. А., Корнеев В.С., Зубарев А.В., Климентов Е.В. Основы технической теории пневматических амортизаторов. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 148 с.

REFERENCES

1. *Vibracii v tekhnike. Spravochnik. V 6-ti tomah*. [Vibrations in the equipment. Reference book. 6 volumes] Pod red. V.N. Shelomeya. Moscow, Mashinostroyeniye, 1981. T-6. Zashchita ot vibracii i udarov. 456 p. (in Russian)

2. Technical Guide «Fundamentals of vibration isolation». CVI Melles Griot, 2010.

3. Alabuzhev P.M., Gritchin A.A. i dr. *Vibrozhachitnye sistemy s kvazinulevoj zhestkost'yu* [Vibroprotective systems with

quasizero rigidity]. L.: Mashinostroyeniye, 1986. 96 p. (in Russian)

4. Valeev A.R. *Zashchita ot vibracii i udarov sistemami s kvazinulevoj zhestkost'yu: monografiya* [Protection against vibration and blows by systems with quasizero rigidity: monograph]. Ufa: Neftegazovoe delo, 2013. 166 p. (in Russian)

5. Ruzicka J.E., Derby T.F. Influence of Damping in Vibration Isolation / The Shock and Vibration Information Center. Washington. DC. 1971

6. Bur'yan YU.A., Silkov M.V. *Konstrukciya i ocenka vibrozolyacii opory dlya tekhnologicheskogo oborudovaniya s ispol'zovaniem ehffekta kvazinulevoj zhestkosti* [Construction and assessment of vibration insulation of a support for processing equipment with use of effect of quasizero rigidity]. *Omskij nauchnyj vestnik*, 2017, no 5 (155), pp. 10 – 13. (in Russian)

7. Schimmels J.M., Wan Y. Improved vibration isolating seat suspension designs based on position-dependent nonlinear stiffness and damping characteristic // *Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*. 2003. Vol. 125. pp. 330 – 338.

8. Zotov A. N. *Vibrozhachitnye i udarozashchitnye sistemy passivnogo tipa na baze uprugih ehlementov s uchastkami kvazinulevoj zhestkosti* [The vibroprotective and udarozashchitny systems of passive type on the basis of elastic elements with sites of quasizero rigidity]. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Ser. Mashinostroyeniye*, 2006, no 7. pp. 10–18. (in Russian)

9. Zotov A. N. *Vibroizolyatory s kvazinulevoj zhestkost'yu* [Vibroizolyatora with quasizero rigidity]. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Gornyj zhurnal*, 2007, no 2, pp 147–151. (in Russian)

10. *Pnevmoehlementy s rezinokordnoj obolochkoj* [Pneumoelements with the rubber-cord cover]. Available at: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group5>. (accessed 12.07.2017).

11. Glikman B.F. *Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskih system* [Mathematical models of pneumatichydraulic systems]. Moscow, Nauka. gl. red. fiz.- mat. lit., 1986. 368 p. (in Russian)

12. Korneev S.A., Korneev V.S., Zubarev A.V., Klimentov E.V. *Osnovy tekhnicheskoy teorii pnevmaticheskikh amortizatorov* [Bases of the technical theory of pneumatic shock-absorbers]. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 148 p. (in Russian)

Поступила 17.11.2018, принята к публикации 21.12.2018.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах. Конфликт интересов отсутствует.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Сорокин Владимир Николаевич – д-р техн. наук, доц., проф. кафедры «Основы теории механики и автоматического управления», ФГБОУ ВО Омского государственного технического университета ORCID ID 0000-0001-6612-7141 (644050, Россия, г. Омск, пр. Мира, 11, e-mail: sorokin.vn@mail.ru).

Ефимов Иван Юрьевич – соискатель, ФГУП «ФНПЦ «Прогресс», ORCID ID 0000-0002-5166-657 (644018, Россия, г. Омск, ул. 5-я Кордная, 4).

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Vladimir Nikolaevich Sorokin – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Mechanics and Automatic Control Theory, Omsk State Technical University (644050, Russia, Omsk, 11, Mira Ave. e-mail: sorokin.vn@mail.ru).

Efimov Ivan Yuryevich – Applicant, Federal State Unitary Enterprise “Progress”, (644018, Russia, Omsk, 4, 5-Kordnaya St.).

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Авторы совместно трудились над всеми разделами статьи. Вклад каждого из соавторов 50%.

AUTHORS CONTRIBUTION

The authors have equal contribution to all sections of the article.