

ВИБРОИЗОЛЯЦИОННАЯ ОПОРА С ЭФФЕКТОМ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ

Ю. А. Бурьян, М. В. Силков

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Исследование относится к важному направлению прикладной механики — теории виброизоляции виброактивных объектов, таких как генераторы, двигатели, насосы, компрессоры, вентиляторы, трубопроводы и т. д. Предложена конструкция, рассмотрены вопросы математического моделирования и получены выражения для выбора необходимых параметров простой и перспективной опоры с использованием эффекта квазинулевой жесткости. Показано, что предложенная опора позволяет расширить в сторону низких частот диапазон уменьшения коэффициента передачи силы на основании и тем самым улучшить виброизоляцию различных технологических объектов.

Ключевые слова: виброизоляция, квазинулевая жесткость, математическая модель упругой подвески, пневмопружина, коэффициент передачи силы на основание.

Введение

Защита от вибрации является актуальной проблемой современного машиностроения, поскольку надежность функционирования оборудования и безопасность работы оператора зависят от эффективности систем виброизоляции. Постоянное повышение скоростей движения и мощностей силовых установок и технологического оборудования приводит к возрастанию уровня колебаний, действующих на опорную конструкцию, что обуславливает необходимость совершенствования виброизоляционных систем и внедрение новых технических решений, составление их математических моделей и анализ их при различных режимах работы.

Постановка задачи

Для защиты технологического оборудования от вредной вибрации целесообразно применять пассивные системы как наиболее простые и экономически оправданные. Одной из основных характеристик виброизолятора является частота его свободных колебаний. Чем она меньше, тем шире диапазон частот вынуждающей силы, при котором работа виброизолятора эффективна. Для получения виброзащитных систем с малой собственной частотой колебаний возможно использование систем с квазинулевой жесткостью [1–3]. Они отличаются тем, что в рабочем диапазоне эти системы имеют пологий участок силовой характеристики и, следовательно, обладают малой жесткостью, но при этом у них высокая несущая способность в положении равновесия. Предлагаются различные конструкции виброизоляционных опор с квазинулевой жесткостью. Они включают в себя несущую пружину и пружины корректора жесткости, жесткость которых на рабочем участке вычитается из жесткости опорной пружины для получения участка

с квазинулевой жесткостью. Пружины корректора чаще всего выполняют на базе винтовых пружин, листовых рессор или пневмопружины [4–13]. Несмотря на несомненную эффективность систем с квазинулевой жесткостью, их внедрение тормозится малым числом конструкций, которые были бы просты в изготовлении, позволяли бы изменять статическую нагрузку на опору с сохранением эффекта квазинулевой жесткости.

Теория

Для виброизоляции различного вида виброактивных объектов предлагается следующая опора с эффектом квазинулевой жесткости (рис. 1). Опора состоит из нижнего и верхнего оснований 1, между которыми устанавливается винтовая несущая пружина 2, воспринимающая статическую нагрузку на опору. К верхнему основанию крепятся элементы корректора жесткости. Он включает в себя четыре симметрично расположенных рычага 3, шарнирно соединенных с верхним основанием. В нижней части в горизонтальной плоскости рычаги соединены между собой четырьмя пружинами растяжения 4, а на нижнее основание они опираются с помощью роликов 5 с резиновым ободом. При колебаниях верхнего основания 1 с виброизолируемым объектом вместе с деформацией несущей пружины 2 происходит перемещение рычагов 3 в вертикальной плоскости и деформация горизонтальных пружин корректора 4. В определенном диапазоне перемещений это компенсирует силу упругости несущей пружины, создавая эффект квазинулевой жесткости опоры.

Для оценки динамики и эффективности виброизоляции предложенной опоры определим выражение для вертикальной силы, создаваемой пружинами растяжения корректора и приложенной через рычаги 2 к виброизолируемому объ-

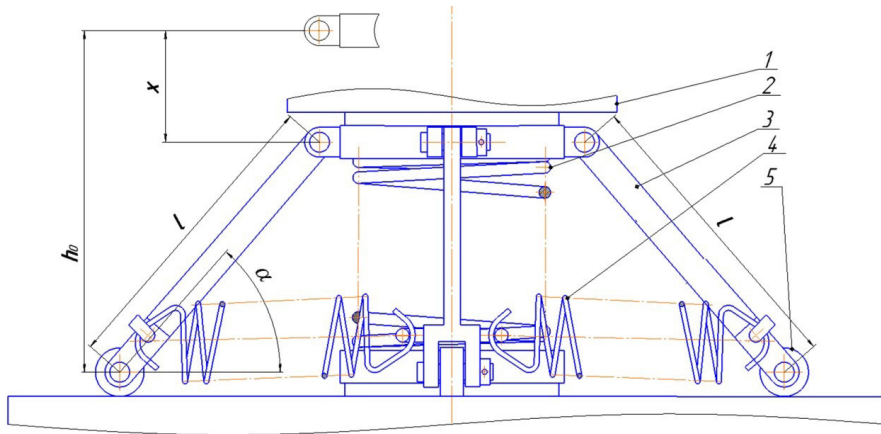


Рис. 1. Конструкция опоры с корректором, создающим эффект квазиулевого жесткости
Fig. 1. Support design with a corrector, creating a quasi-zero stiffness effect

екту. При этом предполагаем, что верхнее основание движется поступательно.

$$P_v(x) = 4\sqrt{2}c_k\lambda \operatorname{tg} \alpha, \quad (1)$$

где x — вертикальное перемещение виброизолируемой подвижной массы и верхнего основания опоры; c_k — жесткость одной пружины корректора; λ — ее деформация растяжения; α — угол наклона рычага 2 с горизонталью.

Из геометрических соотношений можно записать

$$\lambda = \left(\sqrt{l^2 - (h_0 - x)^2} - \sqrt{l^2 - h_0^2} \right) \sqrt{2};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h_0 - x}{\sqrt{l^2 - (h_0 - x)^2}}, \quad (2)$$

где l — расстояние между осями шарниров рычага 2; h_0 — расстояние между осями шарниров на верхнем и нижнем основаниях опоры, когда несущая пружина и пружины корректора находятся в начале нагружения.

Подставляя выражения (2) в (1) и учитывая силу опорной пружины с жесткостью c_0 , для результирующей вертикальной силы, приложенной к виброизолируемому объекту, можно записать выражение

$$P(x) = c_0x + 8(h_0 - x)c_k \left(1 - \sqrt{\frac{l^2 - h_0^2}{l^2 - (h_0 - x)^2}} \right). \quad (3)$$

Введем в рассмотрение безразмерные параметры:

$$\hat{x} = \frac{x}{h_0};$$

$$\hat{P} = \frac{P(x)}{c_0h_0};$$

$$k = \frac{l}{h_0};$$

$$\gamma = \frac{c_k}{c_0}. \quad (4)$$

Тогда выражение (3) в безразмерном виде можно переписать так:

$$\hat{P} = \hat{x} + 8\gamma(1 - \hat{x}) \left(1 - \sqrt{\frac{k^2 - 1}{k^2 - (1 - \hat{x})^2}} \right). \quad (5)$$

Взяв производную от выражения (5) по \hat{x} , получим выражение для безразмерной жесткости опоры с корректором:

$$\hat{c} = 1 + 8\gamma \left(\frac{k^2(k^2 - 1)}{(k^2 - (1 - \hat{x})^2)^{1,5}} - 1 \right). \quad (6)$$

Результаты численного эксперимента и их обсуждение

На рис. 2 на основе полученного выражения (6) построены графики зависимости безразмерной жесткости \hat{c} от безразмерной координаты \hat{x} при параметре $k = 1,04$, что соответствует углу $\alpha_0 = 85^\circ$ в начале нагружения опоры. Графики построены для трех различных значений параметра γ , характеризующего отношение жесткостей одной пружины корректора и опорной пружины. Из графика видно, что для получения малой, но положительной жесткости опоры в достаточно широком диапазоне смещений $\hat{x} = 0,3 - 0,6$ подойдет значение $\gamma = 0,135$ или несколько меньше.

Учитывая данные рекомендации, рассмотрим в качестве расчетного примера опору со статической нагрузкой 520 Н. Для нее выбраны следующие значения основных параметров: $c_0 = 3000$ Н/м; $c_k = 400$ Н/м, $l = 0,09$ м, $\alpha_0 = 85^\circ$, что соответствует компоновке и пропорциям конструкции, приведенной на рис. 1. На рис. 3 показаны графики нагрузочной характеристики данной опоры, рассчитанные на основе выражения (3).

Кривая 3 на рис. 3 показывает, что вблизи положения статического равновесия, соответствующего $x = 60$ мм, жесткость опоры существенно меньше жесткости опорной пружины (кривая 1). При этом малая жесткость опоры будет сохра-

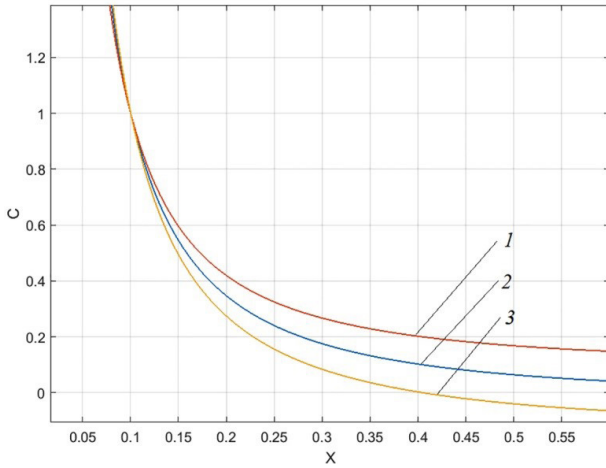


Рис. 2. График зависимости безразмерной жесткости опоры с корректором от безразмерной координаты смещения:
 1 — $\gamma = 0,12$; 2 — $\gamma = 0,135$; 3 — $\gamma = 0,15$
Fig. 2. The dependence of the dimensionless stiffness of the support with a corrector on the dimensionless displacement coordinates:
 1 — $\gamma = 0,12$; 2 — $\gamma = 0,135$; 3 — $\gamma = 0,15$

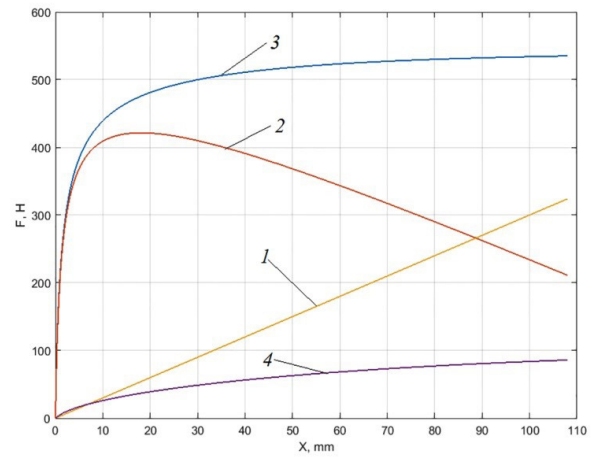


Рис. 3. График зависимости вертикальной силы от перемещения опоры:
 1 — для несущей пружины; 2 — для корректора;
 3 — суммарная зависимость для вертикальной силы опоры;
 4 — для горизонтальной силы одной пружины корректора
Fig. 3. Graph of vertical force versus support displacement:
 1 — for a carrier spring; 2 — for corrector;
 3 — total dependence for the vertical support force;
 4 — for the horizontal force of one spring corrector

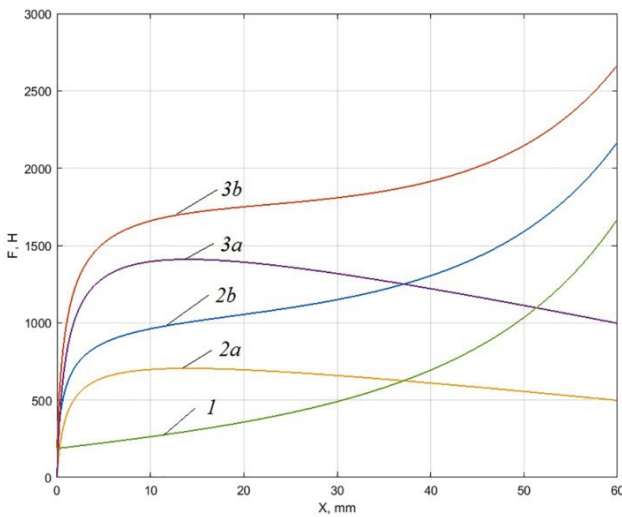


Рис. 4. График зависимости вертикальной силы от перемещения опоры:
 1 — для несущей пневмопружины И-09;
 2а — для корректора при $\gamma = 0,15$;
 2б — суммарная зависимость для вертикальной силы опоры при $\gamma = 0,15$;
 3а — для корректора при $\gamma = 0,3$;
 3б — суммарная зависимость для вертикальной силы опоры при $\gamma = 0,3$
Fig.4. The plot of vertical force versus support displacement:
 1 — for the bearing of the pneumatic spring I-09;
 2а — for corrector with $\gamma = 0,15$;
 2б — the total dependence for the vertical support force with $\gamma = 0,15$;
 3а — for corrector with $\gamma = 0,3$;
 3б — the total dependence for the vertical support force with $\gamma = 0,3$

пружина с резинокордной оболочкой. В качестве таковой взят однополостной пневмобаллон модели И-09 [14]. Такая пневмопружина обладает нелинейной нагрузочной характеристикой и создаваемая ею сила, передаваемая на виброизолируемый объект, определяется следующим выражением

$$P_{pn} = (p_{ex} + p_a) \left(\frac{V_0}{V_0 - F(x) \cdot x} \right)^n F(x) - p_a F(x), \quad (7)$$

где p_{ex} , V_0 — избыточное давление в пневмобаллоне и его объём в положении равновесия опоры, для данной пневмопружины $V_0 = 0,00073 \text{ м}^3$, $p_{ex} = 76500 \text{ Н/м}^2$; p_a — атмосферное давление; n — показатель политропы, который для низких частот порядка 2–8 Гц можно принять $n = 1,3 - 1,35$.

$F(x)$ — эффективная площадь РКО, которая для данной пневмопружины может быть аппроксимирована выражением

$$F(x) = F_0 \left[1 + \frac{k1}{F_0} (x - 0,03) + \frac{k2}{F_0} (x - 0,03)^2 \right], \quad (8)$$

где $F_0 = 0,0044 \text{ м}^2$ — эффективная площадь РКО в положении равновесия опоры, в данном случае при $x = 0,03 \text{ м}$; $k1 = 0,075 \text{ м}$; $k2 = 0,33$.

На рис. 4 показаны графики нагрузочных характеристик опоры с несущей пневмопружиной И-09 и с аналогичным корректором для получения эффекта квазинулевой жесткости опоры. Немного уменьшена высота опоры — $l = 0,07 \text{ м}$ для соответствия с высотой выбранной пневмопружины. Рассмотрены два варианта жесткости пружин корректора с $\gamma = 0,15$ и $\gamma = 0,3$. Здесь $\gamma = \frac{c_k}{c_{p0}}$, где c_{p0} — статическая жёсткость пневмопружины

няться в достаточно большом диапазоне изменения смещений x от 40 до 80 мм.

Далее рассмотрен вариант опоры, когда в качестве несущей пружины используется пневмо-

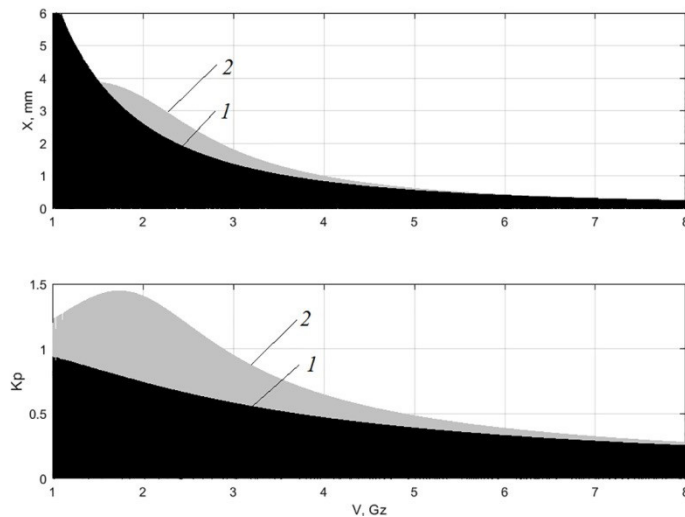


Рис. 5. График зависимости амплитуды колебаний виброизолируемой массы и коэффициента передачи силы на основание от частоты:

1 — для опоры с корректором;

2 — для опоры только на винтовую пружину с той же статической деформацией

Fig. 5. The plot of the amplitude of vibration of the vibration-proof mass and the coefficient of force transfer to the base on the frequency:

1 — for support with corrector;

2 — to support only the coil spring with the same static deformation

$$c_{p0} = \frac{n(p_{ex} + p_a)F_0^2}{V_0} + p_0 k_1. \quad (9)$$

На рис. 4 видно, что из-за нелинейности пневмопружины участок с квазиулевой жесткостью получается более коротким по сравнению с вариантом винтовой несущей пружины с постоянной жесткостью. Кроме того, расширение этого участка требует существенного увеличения жесткости пружин корректора, примерно в 2–3 раза. Однако несущая пневмопружина имеет свое преимущество. Изменяя давление, в ней можно легко перенастраивать опору при изменении статической нагрузки на нее с сохранением эффекта квазиулевой жесткости.

Для оценки эффективности виброизоляции предложенной опоры необходимо на различных частотах находить коэффициент передачи силы на основание K_p , как отношение амплитуд реакции основания и вибровозбуждающей силы. Реакция основания рассчитывалась по теореме о движении центра масс системы

$$R(t) = P_0 \sin \omega t - m\ddot{x}, \quad (10)$$

где P_0 , ω — амплитуда и частота вибровозбуждающей силы; m — масса виброизолируемого объекта, приходящаяся на одну опору; \ddot{x} — ускорение массы m , определяемое при решении нелинейного уравнения движения

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + P(x) = P_0 \sin \omega t, \quad (11)$$

где $P(x)$ — упругая сила опоры, определяемая выражением (3).

Расчёты проведены на ЭВМ в программе Simulink (Matlab). На основе решения дифференциального уравнения (11) с учетом (3) на ЭВМ определялись параметры движения виброизолируемого объекта. Подстановка их на каждом шаге интегрирования в выражение (10) и определение $R(t)$, делённого на P_0 , позволила определить величину K_p . Она определялась по огибающей амплитуды колебаний безразмерной реакции в функции от частоты вибровозбуждения. Частота при этом менялась в диапазоне от 1 до 10 Гц с маленькой скоростью 0,01 Гц/с.

На графиках рис. 5 показаны зависимости амплитуды колебаний объекта и коэффициента передачи силы на основание от частоты для рассматриваемой опоры с корректором и винтовой опорной пружиной (кривая 1). Для сравнения проведены расчеты и показан график амплитуды колебаний объекта и коэффициента передачи силы на основание для опоры только на винтовую пружину с той же статической деформацией 60 мм для той же массы (кривая 2). Жесткость ее в таком случае будет равна $c_{01} = 8833$ Н/м. При расчетах амплитуда вибровозбуждающей силы принята $P_0 = 30$ Н, коэффициент сопротивления в опоре принят $b = 700$ Нс/м.

Выводы и заключение

Из графика изменения коэффициента передачи силы на основание на рис. 5 видно, что предложенная опора, имеющая участок с квазиулевой жесткостью на нагрузочной характеристике, позволяет, по сравнению с опорой только на винтовую пружину с той же статической де-

формацией, расширить в сторону низких частот диапазон уменьшения коэффициента передачи силы на основании. Собственная частота подвески снижается с 2 герц до 0,54 герц в диапазоне амплитуд ± 20 мм. Чтобы обеспечить такое уменьшение собственной частоты за счет опоры только на винтовую пружину, необходимо увеличить статическую деформацию пружины в 13,7 раза с 60 мм до 823 мм, что невозможно. Таким образом, предложенная опора позволяет улучшить виброизоляцию различных технологических объектов. Полученные в работе зависимости и методика расчета позволяют на стадии проектирования выбрать основные параметры опоры для двух вариантов несущей пружины: винтовой и резинокордной пневматической, а также провести предварительную оценку эффективности виброизоляции по коэффициенту передачи силы на основании на различных частотах.

Список источников

1. Алабужев П. М., Гритчин А. А., Ким Л. И. [и др.]. Виброзащитные системы с квази нулевой жесткостью. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.
2. Danh L. T., Ahn K. K. Active pneumatic vibration isolation system using negative stiffness structures for a vehicle seat // *Journal of Sound and Vibration*. 2014. Vol. 333 (5). P. 1245–1268. DOI: 10.1016/j.jsv.2013.10.027.
3. Cheng C., Li S., Wang Y. Modeling and analysis of a high-static-lowdynamic stiffness vibration isolator with experimental investigation // *Journal of Vibroengineering*. 2018. Vol. 20, Issue 4. P. 1566–1578. DOI: 10.21595/jve.2017.18643.
4. Valeev A. R., Korobkov G. Ye. Device with Quasi-Zero-Stiffness for Vibration Isolation and Sag Compensation // *Proc. of the 8th International Youth Oil & Gas Forum*. 2014. P. 145–147.
5. Zotov A. N., Tashbulatov R. R. Compact low frequency vibration isolator with quasi-zero-stiffness // *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*. 2015. Vol. 34 (4). DOI: 10.1260/0263-0923.34.4.459.
6. Le T. D., Ahn K. K. Active pneumatic isolator system using negative stiffness structure for a vehicle seat // *Journal of Sound and Vibration*. 2014. Vol. 333 (5). P. 1245–1268. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.11.006.
7. Meng Q., Yang X., Li W. [et al.]. Research and Analysis of Quasi-Zero-Stiffness Isolator with Geometric Nonlinear Damping // *Journal of Vibration and Shock*. 2017. Vol. 17. 6719054. 9 p. DOI: 10.1155/2017/6719054.
8. Zhou J., Wang X., Mei Y. Characteristic analysis of a quasi-zero-stiffness vibration isolator // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 397. 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/397/1/012045.
9. Palomares E., Nieto A. J., Morales A. L. [et al.]. Numerical and experimental analysis of a vibration isolator equipped with a negative stiffness system // *Journal of Sound and Vibration*. 2018. Vol. 414. P. 31–42. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.11.006.
10. Yang X., Zheng J., Xu J. [et al.]. Structural design and isolation characteristic analysis of new quasi-zero-stiffness // *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2018. DOI: 10.1007/s42417-018-0056-x.
11. Buryan Y. A., Silkov M. V., Zubarev A. V. Vibration isolation support for processing equipment with quasi-zero stiffness effect on the base of air spring with rubber-cord shell // *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007. P. 030002-1–020021-5. DOI: 10.1063/1.5051863.
12. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Конструкция и оценка виброизоляции опоры для технологического оборудования с использованием эффекта квази нулевой жесткости // *Омский научный вестник*. 2017. № 5 (155). С. 10–13.
13. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Опора для технологического оборудования с корректором жесткости на базе пневмопружины с резинокордной оболочкой // *Проблемы машиноведения: материалы II Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2018. С. 34–38.*
14. Пневмоэлементы с резинокордной оболочкой. URL: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group5> (дата обращения: 12.05.2019).

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления».

SPIN-код: 8395-0034

AuthorID (РИНЦ): 520699

AuthorID (SCOPUS): 56503883300

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

СИЛКОВ Михаил Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

SPIN-код: 4176-0612

AuthorID (РИНЦ): 435387

AuthorID (SCOPUS): 23398406600

Адрес для переписки: silkovmv@mail.ru

Для цитирования

Бурьян Ю. А., Силков М. В. Виброизоляционная опора с эффектом квази нулевой жесткости // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2019. Т. 3, № 2. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-9-14.

Статья поступила в редакцию 29.04.2019 г.

© Ю. А. Бурьян, М. В. Силков

VIBRATION ISOLATION WITH QUASI-ZERO STIFFNESS EFFECT

Yu. A. Burian, M. V. Silkov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The study relates to an important direction of applied mechanics — the theory of vibration isolation of vibroactive objects, such as generators, engines, pumps, compressors, fans, pipelines, etc. The design is proposed, mathematical modeling questions are considered and expressions are obtained for choosing the necessary parameters simple and promising supports using quasi-zero stiffness. It is shown that the proposed support allows to extend towards low frequencies the range of reduction of the force transfer coefficient to the base and thereby improve the vibration isolation of various technological objects.

Keywords: vibration isolation, quasi-zero stiffness, mathematical model of elastic suspension, pneumatic spring, the coefficient of force transfer to the base.

References

1. Alabuzhev P. M., Gritchin A. A., Kim L. I. [et al.]. Vibrozashchitnyye sistemy s kvazinulevoy zhestkost'yu [Quasi-zero stiffness vibration systems]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1986. 96 p. (In Russ.).
2. Danh L. T., Ahn K. K. Active pneumatic vibration isolation system using negative stiffness structures for a vehicle seat // *Journal of Sound and Vibration*. 2014. Vol. 333 (5). P. 1245–1268. DOI: 10.1016/j.jsv.2013.10.027. (In Engl.).
3. Cheng C., Li S., Wang Y. Modeling and analysis of a high-static-lowdynamic stiffness vibration isolator with experimental investigation // *Journal of Vibroengineering*. 2018. Vol. 20, Issue 4. P. 1566–1578. DOI: 10.21595/jve.2017.18643. (In Engl.).
4. Valeev A. R., Korobkov G. Ye. Device with Quasi-Zero-Stiffness for Vibration Isolation and Sag Compensation // *Proc. of the 8th International Youth Oil & Gas Forum*. 2014. P. 145–147. (In Engl.).
5. Zotov A. N., Tashbulatov R. R. Compact low frequency vibration isolator with quasi-zero-stiffness // *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*. 2015. Vol. 34 (4). DOI: 10.1260/0263-0923.34.4.459. (In Engl.).
6. Le T. D., Ahn K. K. Active pneumatic isolator system using negative stiffness structure for a vehicle seat // *Journal of Sound and Vibration*. 2014. Vol. 333 (5). P. 1245–1268. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.11.006. (In Engl.).
7. Meng Q., Yang X., Li W. [et al.]. Research and Analysis of Quasi-Zero-Stiffness Isolator with Geometric Nonlinear Damping // *Journal of Vibration and Shock*. 2017. Vol. 17. 6719054. 9 p. DOI: 10.1155/2017/6719054. (In Engl.).
8. Zhou J., Wang X., Mei Y. Characteristic analysis of a quasi-zero-stiffness vibration isolator // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 397. 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/397/1/012045. (In Engl.).
9. Palomares E., Nieto A. J., Morales A. L. [et al.]. Numerical and experimental analysis of a vibration isolator equipped with a negative stiffness system // *Journal of Sound and Vibration*. 2018. Vol. 414. P. 31–42. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.11.006. (In Engl.).
10. Yang X., Zheng J., Xu J. [et al.]. Structural design and isolation characteristic analysis of new quasi-zero-stiffness // *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2018. DOI: 10.1007/s42417-018-0056-x. (In Engl.).
11. Buryan Y. A., Silkov M. V., Zubarev A. V. Vibration isolation support for processing equipment with quasi-zero stiffness effect on the base of air spring with rubber-cord shell // *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007. P. 030002-1–020021-5. DOI: 10.1063/1.5051863. (In Engl.).
12. Burian Yu. A., Silkov M. V. Konstruktsiya i otsenka vibrozolyatsii opory dlya tekhnologicheskogo oborudovaniya s ispol'zovaniyem effekta kvazinulevoy zhestkosti [Design and evaluation of vibration isolation of support for process equipment using quasi-null stiffness effect] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2017. No. 5 (155). P. 10–13. (In Russ.).
13. Burian Yu. A., Silkov M. V. Opora dlya tekhnologicheskogo oborudovaniya s korrektorom zhestkosti na baze pnevmopruzhin s rezinokordnoy obolochkoy [Support for technological equipment with stiffness corrector on the basis of pneumatic springs with rubber-cord shell] // *Problemy mashinovedeniya. Problemy mashinovedeniya*. Omsk: OmSTU Publ., 2018. P. 34–38. (In Russ.).
14. Pnevmoelementy s rezinokordnoy obolochkoy [Pneumatic elements with rubber-shell]. URL: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group5> (accessed: 12.05.2019). (In Russ.).

BURIAN Yuriy Andreyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Fundamentals of the Theory of Mechanics and Automatic Control Department.
SPIN-code: 8395-0034; AuthorID (RSCI): 520699
AuthorID (SCOPUS): 56503883300
Address for correspondence: burian@omgtu.ru
SILKOV Mikhail Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Fundamentals of the Theory of Mechanics and Automatic Control Department.
SPIN-code: 4176-0612; AuthorID (RSCI): 435387
AuthorID (SCOPUS): 23398406600
Address for correspondence: silkovmv@mail.ru

For citations

Burian Yu. A., Silkov M. V. Vibration isolation with quasi-zero stiffness effect // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-9-14.

Received 29 April 2019.
© Yu. A. Burian, M. V. Silkov