

ВИБРОИЗОЛЯЦИОННАЯ ПОДВЕСКА С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ДЛЯ ВИБРОАКТИВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ю. А. Бурьян, М. В. Силков

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

Работа посвящена теории виброизоляции виброактивных объектов, например, двигателей, генераторов, насосов, компрессоров, вентиляторов, трубопроводов и т.д. Предложена новая конструкция виброизоляционной подвески с квазинулевой жесткостью, получена ее математическая модель, позволяющая выбирать ее основные параметры. Проведены расчеты на ЭВМ, показывающие, что значительное смещение собственной частоты предложенной подвески в сторону низких частот по сравнению с опорой только на винтовые пружины с той же статической нагрузкой позволяет уменьшить коэффициент передачи силы на основание на рабочих частотах. Последнее дает возможность улучшить виброизоляцию различных технологических объектов.

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

Введение

Защита от вибрации является актуальной задачей, поскольку напрямую влияет на работоспособность оборудования и безопасность работы персонала. Постоянное усложнение и повышение мощности силовых установок и технологического оборудования ведет к росту амплитуды колебаний, передающихся на опорную конструкцию. Последнее вызывает необходимость улучшения виброизоляционных подвесок и внедрение новых конструкций для виброизоляционных опор, математического анализа эффективности их работы.

Постановка задачи

Для виброизоляции наиболее распространенными являются пассивные системы. Они наиболее просты и экономически оправданны. При этом чем меньше собственная частота колебаний виброизоляционной подвески, тем шире диапазон рабочих частот, при котором ее работа эффективна. Для уменьшения собственной частоты возможно использование упругих опор, создающих эффект квазинулевой жесткости [1–4]. Такие опоры позволяют получить на нагрузочной характеристике пологий участок, но при этом у них обеспечивается высокая несущая способность в положении равновесия. Обычно такие опоры включают в себя несущую пружину и пружины корректора жесткости, имеющего падающую нагрузочную характеристику на определенном участке. На этом участке корректор имеет отрицательную жесткость, которая вычитается из жесткости опорной пружины, образуя зону с квазинулевой жесткостью [5–15]. Несмотря на несомненную эффективность систем с квазинулевой жесткостью, их внедрение

тормозится малым числом конструкций, которые были бы надежны и просты в изготовлении.

Теория

Предлагается виброизоляционная подвеска, включающая в себя следующие опоры с эффектом квазинулевой жесткости (рис. 1). Опора имеет нижнее и верхнее основания 1 и винтовую несущую пружину 2, воспринимающую статическую нагрузку. Корректор жесткости включает в себя четыре пары рычагов 3, расположенных симметрично вертикальной оси симметрии опоры. Рычаги 3 шарнирно соединены между собой и каждый с верхним либо нижним основанием. В горизонтальной плоскости пары рычагов соединены между собой четырьмя пружинами растяжения 4.

При ненагруженной несущей пружине 2 рычаги 3 находятся почти в вертикальном положении (угол с горизонталью примерно восемьдесят пять градусов), а пружины корректора не деформированы. При статическом нагружении опоры вместе с деформацией несущей пружины поворачиваются рычаги 3 на меньший угол с горизонталью, растягивая при этом горизонтальные пружины 4. При этом опора находится в средней точке участка с квазинулевой жесткостью, что обеспечивается расчетным выбором размеров и жесткостей пружин 4. Далее, при колебаниях верхнего основания 1 с виброизолируемым объектом, происходит перемещение пар рычагов 3 в вертикальной плоскости и дополнительная деформация горизонтальных пружин 4. В определенном диапазоне перемещений виброизолируемого объекта сила, передающаяся на верхнее основание опоры от рычагов 3, создает падающую нагрузочную характеристику. Эта характеристика суммируется с растущей нагрузочной

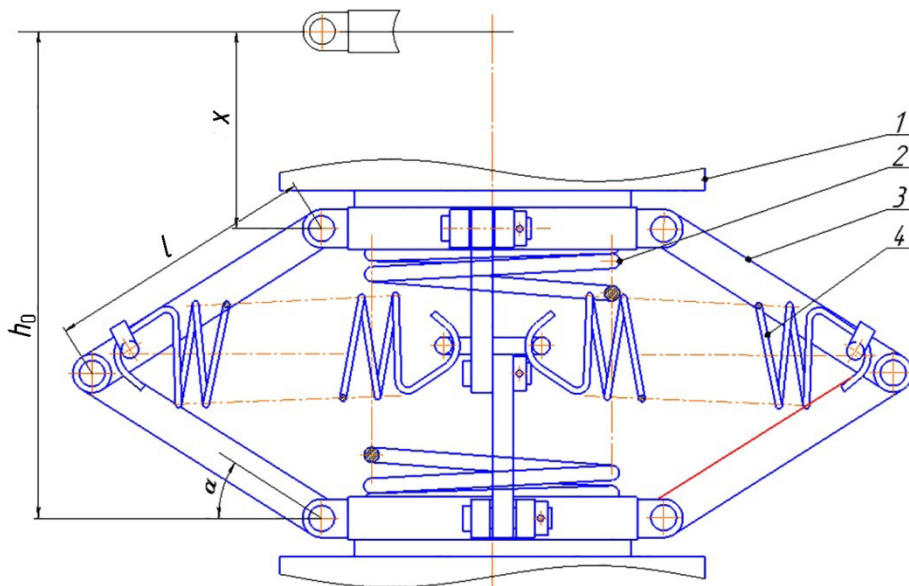


Рис. 1. Конструкция виброизоляционной подвески с квазинулевой жесткостью
Fig. 1. Design of vibration isolation suspension with quasi-zero stiffness

характеристикой несущей пружины, создавая эффект квазинулевой жесткости опоры.

Для составления математической модели предложенной опоры определим выражение для суммарной вертикальной составляющей силы, создаваемой пружинами 4 корректора и приложенной через рычаги 3 к верхнему основанию 1 и через него к виброизолируемому объекту. При этом предполагаем, что движение верхнего основания происходит поступательно.

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

где x — вертикальное перемещение верхнего основания опоры от начала нагружения несущей пружины и корректора; c_k — жесткость одной пружины корректора; λ — её деформация растяжения; α — угол наклона рычага 3 с горизонталью.

Множитель 4 в (1) учитывает четыре пары рычагов 3 у данного корректора (их может быть больше или меньше). Множитель $\sqrt{2}c_k \lambda$ учитывает результирующую горизонтальную силу от двух пружин 4, соединенных с одной парой рычагов и расположенных под углом 45 градусов к плоскости этих рычагов.

Из геометрических соотношений в данном случае можно записать

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

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

где l — длина рычага 3 или расстояние между осями его шарниров; h_0 — расстояние между осями шарниров пары рычагов 3, расположен-

ных на верхнем и нижнем основаниях опоры, в момент начала нагружения опоры (рис. 1).

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

$$P(x) = c_0 x + 4(h_0 - x)c_k \left(1 - \sqrt{\frac{l^2 - \left(\frac{h_0}{2}\right)^2}{l^2 - \left(\frac{h_0 - x}{2}\right)^2}} \right). \quad (3)$$

Введем безразмерные параметры:

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

$$\hat{P} = \frac{P(x)}{c_0 h_0},$$

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

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

Тогда выражение (3) в безразмерном виде примет вид:

$$\hat{P} = \hat{x} + 4\gamma(1 - \hat{x}) \left(1 - \sqrt{\frac{k^2 - 0,25}{k^2 - 0,25(1 - \hat{x})^2}} \right). \quad (5)$$

Если теперь взять производную от выражения (5) по $\hat{x}$, то получим для безразмерной жесткости опоры:

$$\hat{c} = 1 + 4\gamma \left(\frac{k^2(k^2 - 0,25)}{(k^2 - 0,25(1 - \hat{x})^2)^{1,5}} - 1 \right). \quad (6)$$

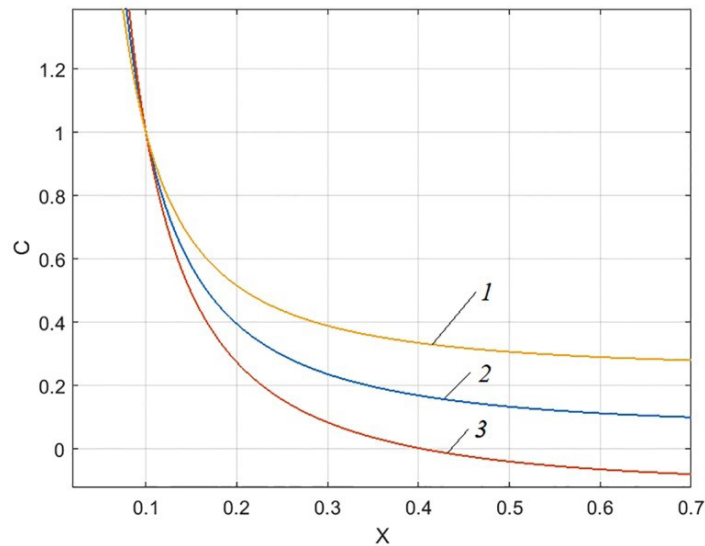


Рис. 2. График зависимости безразмерной жесткости опоры от безразмерной координаты смещения:
1 — $\gamma = 0,2$; 2 — $\gamma = 0,25$; 3 — $\gamma = 0,3$
Fig. 2. Graph of dimensionless stiffness of the support on dimensionless coordinate of displacement:
1 — $\gamma = 0,2$; 2 — $\gamma = 0,25$; 3 — $\gamma = 0,3$

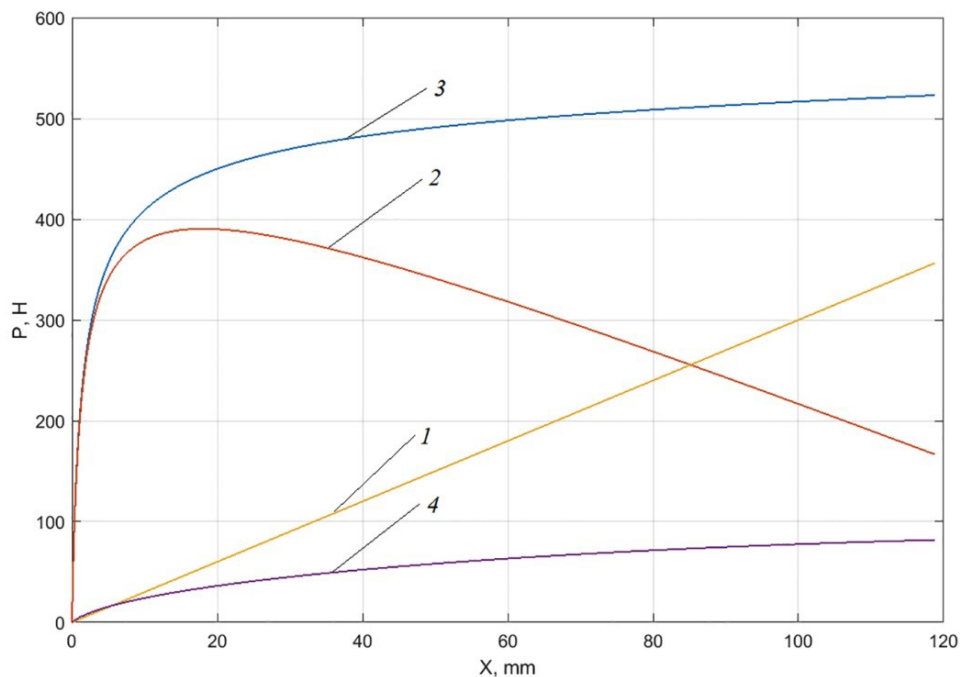


Рис. 3. График зависимости вертикальной силы, создаваемой опорой от ее смещения:
1 — для несущей пружины; 2 — для корректора;
3 — для несущей пружины и корректора вместе;
4 — для горизонтальной силы одной пружины корректора
Fig. 3. The dependence of the vertical force created by the support on its displacement:
1 — for the bearing spring; 2 — for the corrector;
3 — for the bearing spring and the corrector together;
4 — for the horizontal force of one corrector spring

Результаты численного эксперимента и их обсуждение

На основе выражения (6) на рис. 2 приведены графики зависимости безразмерной жесткости $\hat{c}$ от безразмерной координаты $\hat{x}$. Эти графики построены для $k = 0,502$, который определяет

угол наклона рычагов с горизонталью в начале нагружения опоры (в данном случае $\alpha_0 = 85^\circ$). Графики построены для трех различных значений параметра γ , характеризующего отношение жесткостей одной пружины корректора и опорной пружины. Из графика видно, что при $\gamma = 0,25$ (или несколько больше) кривая безразмер-

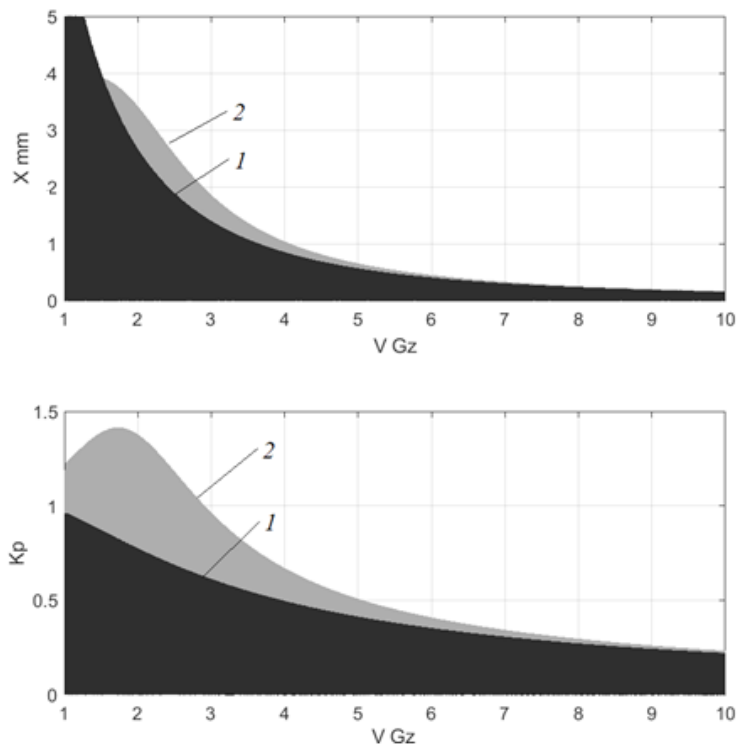


Рис. 4. График зависимости амплитуды колебаний виброизолируемой массы и коэффициента передачи силы на основание от частоты:

- 1 — для опоры с корректором;
2 — для опоры только на винтовую пружину с той же статической деформацией

Fig. 4. 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 a corrector;
2 — to support only the coil spring with the same static deformation

ной жесткости $\hat{c}$ проходит вблизи нуля в достаточно широком диапазоне смещений $\hat{x} = 0,3 - 0,6$. Таким образом, при этом значении γ опора будет создавать эффект квазинулевой жесткости в достаточно широком диапазоне смещений.

Возьмем для расчетного примера опору со статической нагрузкой 500 Н. На основе графиков на рис. 2 взяты следующие значения параметров: $c_0 = 3000$ Н/м; $c_k = 750$ Н/м, $l = 0,09$ м (это соответствует пропорциям опоры, показанной на рис. 1). На рис. 3 на основе выражения (3) построены графики нагрузочных характеристик отдельно для несущей пружины, для корректора и суммарная зависимость для вертикальной силы опоры. Там же показано изменение горизонтальной силы растяжения одной пружины корректора.

Кривая 3 (суммарная зависимость для вертикальной силы опоры) показывает, что вблизи положения статического равновесия, соответствующего $x = 60$ мм и нагрузке на опору 500 Н, жесткость опоры в 11 раз меньше жесткости опорной пружины (кривая 1). При этом малая жесткость опоры сохраняется в достаточно большом диапазоне изменения смещений ± 30 мм от положения равновесия.

Для оценки эффективности виброизоляции предложенной опоры может быть использован коэффициент передачи силы на основание K_p , как отношение амплитуды реакции основания к амплитуде вибровозбуждающей силы. Реакция

основания рассчитывалась на основе теоремы о движении центра масс системы по выражению

$$R(t) = P_0 \sin \omega t - m\ddot{x}, \quad (7)$$

где P_0 , ω — амплитуда и частота вибровозбуждающей силы; m — масса виброизолируемого объекта, приходящаяся на одну опору.

Ускорение объекта определялось решением нелинейного уравнения

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + P(x) = P_0 \sin \omega t, \quad (8)$$

где $P(x)$ — результирующая вертикальная сила, создаваемая опорой (3).

Расчёты проведены на ЭВМ в программе Simulink (Matlab). При этом на ЭВМ решалось уравнение (8) с учетом (3) и определялось ускорение $\ddot{x}$ объекта. Подстановка его на каждом шаге интегрирования в выражение (7) и нахождение амплитудного значения R_0 на каждом полупериоде позволили определить на нем величину K_p . Она определялась при медленном изменении частоты ω в диапазоне от 1 до 10 Гц со скоростью 0,01 Гц/с. При расчетах амплитуда вибровозбуждающей силы принята $P_0 = 30$ Н, коэффициент сопротивления в опоре $b = 700$ Нс/м.

На графиках рис. 4 показаны результаты расчетов для опоры с выбранными ранее параметрами. Приведены зависимости амплитуды ко-

лебаний объекта и значения коэффициента K_p от частоты. Для сравнения на этих же графиках показано изменение тех же характеристик в случае опирания такой же по величине массы только на винтовую пружину с той же статической деформацией (стандартная опора на несущую пружину без корректора). Жесткость ее в таком случае будет равна $c_{01} = 8333$ Н/м. Из графиков на рис. 4 видно, что предложенная опора позволяет уменьшить собственную частоту подвески с 2 Гц до 0,6 Гц, то есть в 3,3 раза по сравнению с опорой только на винтовую пружину с той же статической деформацией. Чтобы обеспечить такое уменьшение собственной частоты за счет опоры только на винтовую пружину с соответственно уменьшенной жесткостью, необходимо увеличить ее статическую деформацию в 11 раз с 60 мм до 660 мм, что невозможно.

Выводы и заключение

Таким образом, предложенная виброизоляционная подвеска позволяет расширить в сторону низких частот диапазон уменьшения коэффициента передачи силы на основание. Это дает возможность улучшить виброизоляцию различных виброактивных технологических объектов. Полученные в работе математическая модель и методика расчета позволяют на стадии проектирования выбрать жесткость несущей пружины и пружин корректора и необходимые размеры опоры по заданной статической нагрузке на нее для обеспечения эффекта квазиулевого жесткости. Кроме этого, можно провести предварительную оценку эффективности виброизоляции по величине коэффициента передачи силы на основание на различных частотах.

Список источников

1. Алабужев П. М., Гритчин А. А., Ким Л. И. [и др.]. Виброзащитные системы с квазиулевого жесткостью: моногр. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с. ISBN 0-89116-811-7.
2. Валеев А. Р. Конструкция сейсмоопоры с компенсационными кольцевыми пружинами // Нефтяное хозяйство. 2010. № 6. С. 116–118.
3. 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.
4. 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.
5. 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.
6. 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.
7. 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.

8. 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.

9. 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.

10. Buryan Yu. 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.

11. Buryan Ya. A., Silkov M. V., Trifonova E. N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141 (1). 030067. DOI: 10.1063/1.5122117.

12. Buryan Ya. A., Silkov M. V. Conical metal-rubber support with quasi-zero stiffness effect // Journal of Physics: Conference Series. 2019. Vol. 1210. 012027. DOI: 10.1088/1742-6596/1210/1/012027.

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

14. 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.

15. Бурьян Ю. А., Силков М. В. Виброизоляционная опора с эффектом квазиулевого 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.

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 квазиулевого жесткости // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-9-15.

Статья поступила в редакцию 10.10.2019 г.

© Ю. А. Бурьян, М. В. Силков



VIBRO-ISOLATION SUSPENSION WITH QUASI-ZERO STIFFNESS FOR VIBROACTIVE EQUIPMENT

Yu. A. Burian, M. V. Silkov

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

The work is devoted to the theory of vibration isolation of vibroactive objects, for example: engines, generators, pumps, compressors, fans, pipelines etc. A new design of vibration isolation suspension with quasi-zero stiffness is proposed, its mathematical model is obtained, which allows choosing its main parameters. Computer calculations have been performed that show that a significant shift in the natural frequency of the suspension towards low frequencies in comparison with relying only on coil springs with the same static load allows reducing the coefficient of transmission of force to the base at operating frequencies. The latter makes it possible to improve the vibration isolation of various technological objects.

Keywords: vibration isolation support, quasi-zero stiffness, mathematical model of elastic suspension, 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. Valeev A. R. Konstruktsiya seysmopory s kompensatsionnymi kol'tsevyimi pruzhinami [Construction of the seismoprotective support with ring springs] // *Neftyanoe hozyajstvo*. 2010. No. 6. P. 116–118. (In Russ.).
3. 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.).
4. 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.).
5. 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.).
6. 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.).
7. 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.).
8. 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.).
9. 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.).
10. Burian Yu. 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.).
11. Burian Yu. A., Silkov M. V., Trifonova E. N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141 (1). 030067. DOI: 10.1063/1.5122117. (In Engl.).
12. Burian Ya. A., Silkov M. V. Conical metal-rubber support with quasi-zero stiffness effect // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1210. 012027. DOI: 10.1088/1742-6596/1210/1/012027. (In Engl.).
13. Burian Yu. A., Silkov M. V. Konstruktsiya i otsenka vibroizolyatsii 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.).
14. Burian Yu. A., Silkov M. V. Opory 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.).
15. Burian Yu. A., Silkov M. V. Vibroizolyatsionnaya opora s efektom kvazinulevoy zhestkosti [Vibration isolation with quasi-zero stiffness effect] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. 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. (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. Vibro-isolation suspension with quasi-zero stiffness for vibroactive equipment // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-9-15.

Received 10 October 2019.

© Yu. A. Burian, M. V. Silkov