

УДК 62-752.2

<https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-2-144-155><https://elibrary.ru/AOPYVO>

Научная статья



УСЛОВИЕ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ СТАТИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРАЛЛЕЛОГРАММНОГО МЕХАНИЗМА ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ

М. С. Корытов*, И. Е. Кашапова, В. С. Щербаков*Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ),
г. Омск, Россия**kms142@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5104-7568>,**iriska-97-17-13@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-0631-564X>,**sherbakov_vs@sibadi.org, <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>***ответственный автор*

АННОТАЦИЯ

Введение. Снижение вибрационных воздействий на операторов машин является актуальной задачей, позволяет минимизировать влияние вибраций на здоровье, повысить работоспособность и внимание. Могут быть повышены точность и производительность работ. Проблема защиты от вибраций актуальна для всех видов машин, рабочие органы которых взаимодействуют с грунтом и дорожным покрытием. Одним из направлений снижения воздействий, наряду с виброзащитой кабин, является разработка систем виброзащиты сидений операторов. Перспективным является применение эффекта квазинулевой жесткости, что позволяет эффективно подавлять низкочастотные колебания. Для предложенной конструкции на основе параллелограммного механизма необходимо определить условие горизонтальности среднего участка статической силовой характеристики.

Материалы и методы. Для разработанной расчетной схемы с использованием известных силовых статических и геометрических соотношений выведены обладающие новизной аналитические зависимости между параметрами исходных данных и вертикальной подъемной силой механизма. К исходным параметрам относятся линейные размеры механизма, размер зоны квазинулевой жесткости, масса кресла с оператором и жесткость пружины. При выводе аналитических зависимостей использовались координаты подвижных и неподвижных относительно собственного основания точек механизма.

Результаты. Применение разработанных аналитических зависимостей позволяет для заданных параметров исходных данных построить статическую силовую характеристику механизма. Средний участок характеристики близок к горизонтальному, но в общем случае не является горизонтальным. В качестве примера для набора значений исходных данных приведена статическая характеристика, средняя часть которой не горизонтальна. Приравнивание значений вертикальной силы механизма в левой и правой граничной точках средней части характеристики позволило вывести аналитические зависимости обеспечения квазинулевой жесткости.

Обсуждение и заключение. Полученные аналитические выражения обеспечения горизонтальности среднего участка статической силовой характеристики были верифицированы. Применение выведенных условий уменьшает на единицу число параметров исходных данных. Увеличение двух размерных параметров механизма существенно уменьшает требуемую жесткость пружины механизма, что снижает металлоемкость.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: вибрации, виброзащита, статическая характеристика, аналитический, квазинулевая жесткость.

БЛАГОДАРНОСТИ. Авторы статьи выражают благодарность за нелегкий труд и экспертное мнение рецензенту, работавшему с данной статьей.

Статья поступила в редакцию 04.01.2022; одобрена после рецензирования 19.01.2022; принята к публикации 12.04.2022.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. **Конфликт интересов отсутствует.**

© Корытов М. С., Кашапова И. Е., Щербаков В. С., 2022



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Для цитирования: Корытов М.С. Условие квазинулевой жесткости статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья / М.С. Корытов, И.Е. Кашапова, В.С. Щербakov // Вестник СибАДИ. 2022. Т.19, № 2(84). С. 144-155. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155>

<https://doi.org/10.26518/2071-7296-2022-19-2-144-155>

<https://elibrary.ru/AOPYVO>

Original article

QUASI-ZERO RIGIDITY CONDITION FOR STATIC FORCE CHARACTERISTIC OF PARALLELOGRAM MECHANISM FOR SEAT VIBRATION PROTECTION SYSTEM

Mikhail S. Korytov*, Irina E. Kashapova, Vitalii S. Shcherbakov
Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
Omsk, Russia

kms142@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-5104-7568>,
iriska-97-17-13@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-0631-564X>,
sherbakov_vs@sibadi.org, <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. Reducing vibration effects on machine operators is an urgent task; it allows to minimize the impact of vibrations on health, increase efficiency and attention. Accuracy and productivity can be improved. The problem of vibration protection is relevant for all types of machines, the working bodies of which interact with the soil and road surface. One of the impact reduction directions, along with vibration protection of cabs, is the development of vibration protection systems for operator seats. It is promising to use the effect of quasi-zero rigidity, which makes it possible to effectively damp low-frequency oscillations. For the proposed design based on a parallelogram mechanism, it is necessary to determine the condition for the horizontalness of the middle section of the static power characteristic.

Materials and Methods. For the developed design scheme, using well-known power static and geometric relationships, novel analytical relationships between the parameters of the initial data and the vertical lifting force of the mechanism were derived. The initial parameters include the linear dimensions of the mechanism, the size of the quasi-zero rigidity zone, the weight of the chair with the operator, and the spring stiffness. When deriving analytical dependencies, the coordinates of the points of the mechanism moving and stationary relative to their own base were used.

Results. The use of the developed analytical dependencies allows, for the given parameters of the initial data, to build a static power characteristic of the mechanism. The middle section of the characteristic is close to horizontal, but in general it is not horizontal. As an example, a static characteristic is given for a set of initial data values, the middle part of which is not horizontal. Equating the values of the vertical force of the mechanism at the left and right boundary points of the middle part of the characteristic made it possible to determine analytical dependences for ensuring quasi-zero rigidity.

Discussion and conclusions. The obtained analytical expressions for ensuring the horizontalness of the middle section of the static power characteristic were verified. Applying the derived conditions decreases the number of parameters in the original data by one. An increase in the two dimensional parameters of the mechanism significantly reduces the required rigidity of the mechanism spring, which reduces the metal consumption.

KEYWORDS: vibration, vibration protection, static characteristic, analytical, quasi-zero rigidity.

ACKNOWLEDGMENTS: The authors of the article express their gratitude for the hard work and expert opinion to the reviewer who worked with this article.

The article was submitted 04.01.2022; approved after reviewing 19.01.2022; accepted for publication 13.04.2022.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation: Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S. Quasi-zero rigidity condition for static force characteristic of parallelogram mechanism for seat vibration protection system. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022; 19 (2): 144-155 <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155>

© Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S., 2022



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

ВВЕДЕНИЕ

Проблема защиты операторов строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин от производственных вибраций является актуальной. Работа большинства видов строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин связана с вращением либо ударными воздействиями рабочих органов [1]. Многочисленные исследования показывают, что организм человека весьма чувствителен к вибрациям различных частотных диапазонов. Продолжительное воздействие вибрационной нагрузки может не только вызывать дискомфорт, потерю внимательности и работоспособности операторов мобильных машин [2], но и вызывать заболевания работников этих машин, особенно при длительных повторяющихся воздействиях [3]. Так, например, диапазоны частот вибрации от 20 до 250 Гц и от 4 до 8 Гц приводят к наиболее сильным отрицательным воздействиям на нервную систему и на внутренние органы человека [4]. Операторы ручных машин вибрационного типа, используемых в дорожном строительстве или в сельскохозяйственном производстве (например, ручных трамбовок, молотов, кусторезов и т. д.), могут приобретать в процессе работы синдром вибрации кисти руки и периферические неврологические расстройства. Сильные вибрационные воздействия способны даже вызывать механические травмы операторов [2].

Не менее серьезные последствия вызывают вибрации, которые передаются через сиденье оператора машины [5]. Машины и инструменты с мощным электрическим, гидравлическим и пневматическим приводом применяются не только при строительстве сооружений [6, 7] и в сельском хозяйстве [8], но и в горнодобывающем комплексе [9], при разработке карьеров [10, 11], сносе зданий [12], уборке территорий [13] и, конечно, в дорожном строительстве [14]. Помимо того, что вибрации наносят вред здоровью операторов, они снижают скорость их реакции на производственные ситуации [15], что приводит к снижению производительности выполняемых работ. Кроме того, вибрации элементов строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин вызывают снижение их ресурса, повышенный

износ подвижных соединений и преждевременную потерю их работоспособности [16].

Чтобы свести к минимуму риски возникновения вибрационных травм, повысить ресурс элементов машин, снизить утомляемость операторов, применяют различные виброзащитные системы. Можно выделить два магистральных направления виброзащиты операторов: применение систем виброизоляции кабин операторов [17, 18] и сидений операторов [19]. Оба варианта не исключают их совместного применения.

Одним из перспективных направлений развития виброзащитных систем в настоящее время выступает применение эффекта квазиулевого жесткости [20, 21]. Применение данного эффекта позволяет более эффективно подавлять низкочастотные и сверхнизкочастотные колебания виброзащищаемой массы [22], которые характерны для динамических систем сидений операторов строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин [20].

Была предложена конструкция виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма¹ (рисунок 1), с помощью которой может быть реализован эффект квазиулевого жесткости в средней части статической характеристики [20]. Трос механизма, растянутый при помощи пружины растяжения, постоянно огибает ролики в точках 1, 2 и 4, и только вне зоны квазиулевого жесткости огибает также ролик в точке 3 (или 3'), что обеспечивает возрастание и убывание значения силы в левой и правой частях статической характеристики соответственно (рисунок 2), то есть ограничиваются вертикальные перемещения кресла без использования дополнительных пружин или отбойников.

Из рисунка 2, полученного для массы виброзащищаемого объекта $m = 200$ кг, высоты зоны квазиулевого жесткости $h_{qz} = 0,05$ м и жесткости пружины $c_s = 200000$ Н/м, следует, что условие горизонтальности среднего участка статической характеристики, что эквивалентно квазиулевого жесткости, не всегда выполняется в полной мере. Для предложенного обладающего новизной механизма виброзащитной системы (см. рисунок 1) в научной литературе отсутствуют результаты исследований и аналитические зависимости силовых

¹ Пат. 206711 Российская Федерация, МПК В60N 2/50. Виброзащитная система сиденья оператора / Почекуева И. Е., Корытов М. С., Щербаков В. С.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)» (RU); № 2021111734; заявл. 26.04.21; опублик. 23.09.21. Бюл. № 27. 6 с.

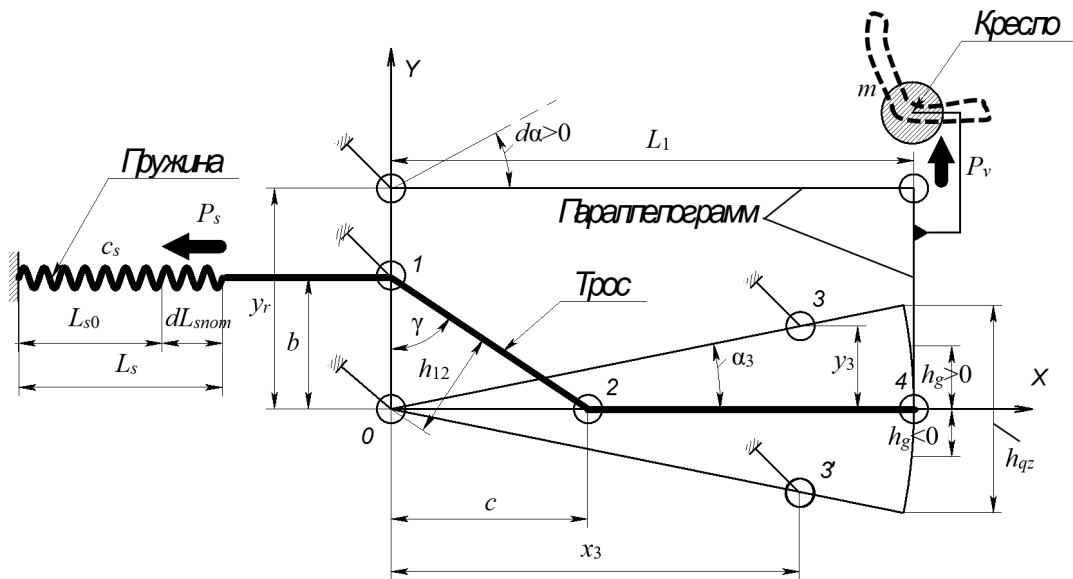


Рисунок 1 – Расчетная схема виброзащитной системы сиденья оператора на основе параллелограммного механизма с тросовыми элементами, пружиной и роликами
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Calculation diagram of an operator's seat vibration protection system based on a parallelogram mechanism with cable elements, spring and rollers
Source: compiled by the authors.

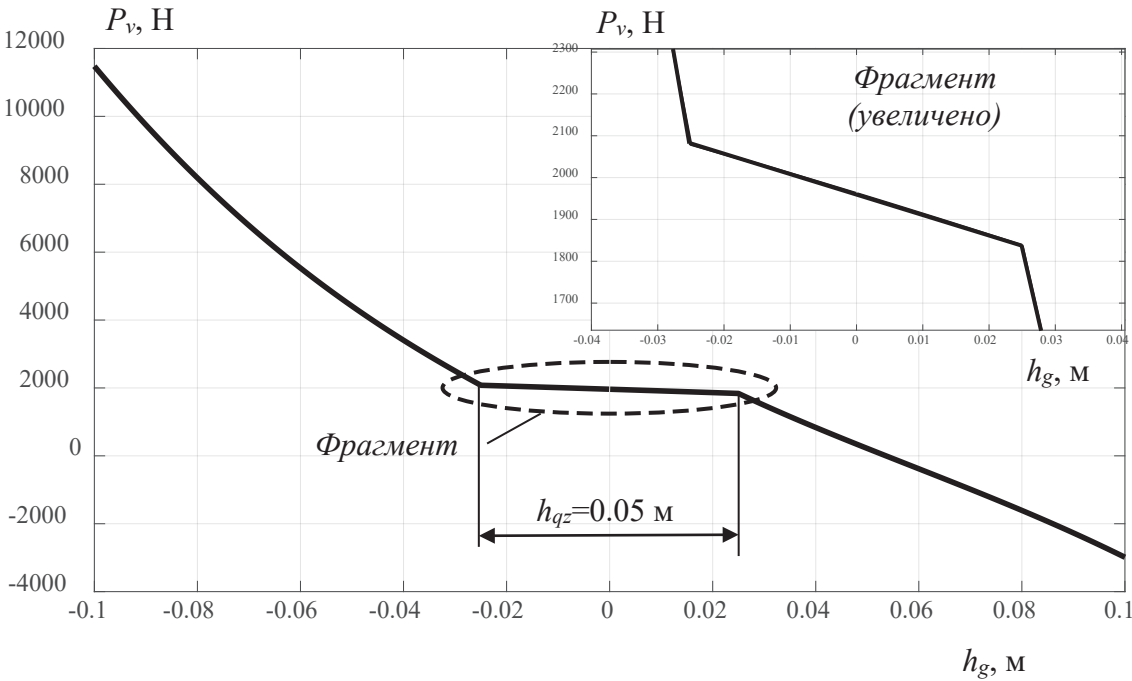


Рисунок 2– Статическая силовая характеристика предложенного механизма (пример)
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Static force characteristic of the proposed mechanism (example)
Source: compiled by the authors.

параметров системы от конструктивных размеров и параметров, а также не исследованы условия обеспечения горизонтальности средней части статической характеристики.

В связи с этим необходимо решить задачи вывода указанных аналитических зависимостей и условий и исследовать полученные зависимости.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Используя разработанную расчетную схему предложенного механизма (см. рисунок 1), новизна которого подтверждена патентом Российской Федерации (см. сноску выше), а также известные статические и геометрические размерные и силовые соотношения были получены приведенные ниже аналитические выражения. Механизм рассматривался в неподвижной относительно основания системе координат OXY .

Сумма моментов сил определялась относительно точки O поворота нижнего подвижного звена параллелограммного механизма. В формулах использовались следующие обозначения (см. рисунок 1): m – масса виброзащищаемого объекта (кресла с оператором); P_v – создаваемая механизмом сила подъема, направленная вдоль оси правого бокового звена параллелограмма (выходной параметр статической силовой характеристики); da – текущий угол подъема верхнего и нижнего звеньев параллелограммного механизма относительно горизонтальной оси OX ; h_g – высота подъема виброзащищаемого объекта совместно с правым боковым звеном механизма; h_{qz} – высота зоны квазиулевого жесткости (средней части характеристики); L_1 – длина верхнего и нижнего звеньев параллелограмма; y_r – длина левого и правого боковых звеньев параллелограмма; γ – угол между отрезком троса между точками 1 и 2 и левым боковым звеном параллелограммного механизма при прямоугольной форме последнего; α_3 – постоянное абсолютное значение угла между осью OX и прямой OZ (OZ'); L_h – плечо действия силы тяжести массы m кресла с оператором относительно точки O (при параллельности гравитационной вертикали и оси OY); b – постоянная длина отрезка $O-1$ на оси OY ; c – постоянная длина отрезка $O-2$, расположенного на нижнем подвижном звене параллелограмма; L_{s0} – длина пружины растяжения в недеформированном состоянии (когда статическая сила растяжения пружины равна нулю); L_s – текущая

длина пружины растяжения; c_s – коэффициент жесткости пружины растяжения; dL_{snom} – деформация пружины растяжения относительно собственной свободной длины L_{s0} , соответствующая прямоугольной форме параллелограммного механизма и его номинальной подъемной силе; P_s – текущая сила растяжения пружины и натяжения троса; L_{12} , L_{23} , L_{34} , L_{24} – расстояния между соответствующими индексам точками механизма, через которые проходит трос; h_{12} , h_{23} , h_{34} – плечи действия силы растяжения троса, действующей вдоль соответствующих отрезков, относительно точки O механизма; M_{12} , M_{23} , M_{34} – моменты, создаваемые силой растяжения троса, действующей вдоль соответствующих отрезков, относительно точки O механизма.

Также использовались обозначения координат x и y подвижных и неподвижных (относительно основания кресла) точек механизма $0...4$ с соответствующими числовыми индексами. Вертикальная координата точки Z' : $y_{3'} = -y_3$.

В набор исходных параметров для построения статической силовой характеристики входят линейные размеры механизма, размер зоны квазиулевого жесткости, масса кресла с оператором и жесткость пружины: b , c , L_1 , y_r , x_3 , h_{qz} , m , c_s .

Граничное значение угла поворота параллелограмма, при котором трос начинает контактировать с верхним 3 или нижним Z' роликами, зависит только от размеров зоны квазиулевого жесткости и длины нижней стороны параллелограмма и определяется из соотношения сторон прямоугольного треугольника

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{h_{qz}}{2 \cdot L_1}\right). \quad (1)$$

Далее, при заданном горизонтальном размере x_3 могут быть определены вертикальные координаты точек 3 и Z' :

$$y_3 = \tan(\alpha_3) \cdot x_3 = \frac{h_{qz} x_3}{2L_1 \sqrt{1 - \frac{h_{qz}^2}{4L_1^2}}}. \quad (2)$$

Для середины хода механизма (когда он имеет прямоугольную форму), координаты точек 1, 2 и 4 будут равны

$$x_1 = 0; y_1 = b; x_2 = c; y_2 = 0; x_4 = L_1; y_4 = 0. \quad (3)$$

Тогда длина отрезка 1–2 в середине хода

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} = \sqrt{b^2 + c^2}. \quad (4)$$

Длина отрезка 2–4 в середине хода

$$L_{24} = \sqrt{(x_2 - x_4)^2 + (y_2 - y_4)^2} = L_1 - c. \quad (5)$$

Угол γ в середине хода

$$\gamma = \arccos\left(\frac{L_{12}^2 + b^2 - c^2}{2 \cdot L_{12} \cdot b}\right) = \arccos\left(\frac{b}{\sqrt{b^2 + c^2}}\right). \quad (6)$$

Плечо силы растяжения троса, действующей вдоль отрезка 1–2 в середине хода механизма,

$$h_{12} = b \cdot \sin(\gamma) = b \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}. \quad (7)$$

Момент силы тяжести, создаваемый сиденьем с оператором относительно точки 0 в середине хода (при условии параллельности оси 0Y и гравитационной вертикали), который должен уравновешивать механизм:

$$M_g = m \cdot g \cdot L_1. \quad (8)$$

Сила растяжения пружины и троса, действующая на точку 2, и уравновешивающая момент M_g в середине хода:

$$P_s = \frac{M_g}{h_{12}} = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}}. \quad (9)$$

Номинальная деформация (растяжение) пружины в середине хода механизма

$$dL_{snom} = \frac{P_s}{c_s} = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}}. \quad (10)$$

Дополнительная (корректирующая) длина троса

$$\begin{aligned} kL_s &= L_{12} + L_{24} - dL_{snom} = \\ &= L_1 - c + \sqrt{b^2 + c^2} - \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c_s \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{b^2 + c^2}}}. \end{aligned} \quad (11)$$

Данный параметр необходим для вычисления в дальнейшем текущей деформации пружины

растяжения в положениях, отличных от середины хода механизма.

Параметры, определяемые по выражениям (1)–(11) для середины хода механизма, определяются однократно.

Далее для вычисления вертикальной силы механизма при любом значении высоты подъема механизма $h_g \neq 0$ может быть использована приведенная ниже последовательность формул.

Текущий угол подъема механизма

$$d\alpha = \arcsin\left(\frac{h_g}{L_1}\right). \quad (12)$$

Плечо действия силы тяжести сиденья с оператором относительно точки 0

$$L_h = \frac{h_g}{\tan(d\alpha)}. \quad (13)$$

Текущие координаты подвижных точек механизма

$$\begin{aligned} x_2 &= c \cdot \cos(d\alpha); \quad y_2 = c \cdot \sin(d\alpha); \\ x_4 &= L_1 \cdot \cos(d\alpha); \quad y_4 = L_1 \cdot \sin(d\alpha). \end{aligned} \quad (14)$$

Длина отрезка троса 1-2

$$L_{12} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}. \quad (15)$$

Если $h_g > 0$:

$$\begin{aligned} L_{23} &= \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2}; \\ L_{34} &= \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Если $h_g \leq 0$:

$$\begin{aligned} L_{23} &= \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - (-y_3))^2}; \\ L_{34} &= \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + ((-y_3) - y_4)^2}. \end{aligned} \quad (17)$$

Плечо силы растяжения троса, действующей вдоль отрезка 1–2, может быть определено через координаты точек 0, 1 и 2, по известной формуле расстояния между точкой и прямой (учитывая, что обе координаты точки 0 – нулевые) [23]:

$$h_{12} = \frac{|x_2 \cdot y_1 - y_2 \cdot x_1|}{\sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}}. \quad (18)$$

Если $|d\alpha| > \alpha_3$ (есть огибание тросом ролика в точке 3(3'), механизм вне зоны квазиулевого жесткости), то суммарная длина троса равна

$$L_{\Sigma} = L_{12} + L_{23} + L_{34}. \quad (19)$$

Если $|d\alpha| \leq \alpha_3$ (нет огибания тросом ролика в точке 3(3'), механизм в зоне квазиулевого жесткости)

$$L_{24} = \sqrt{(x_2 - x_4)^2 + (y_2 - y_4)^2}. \quad (20)$$

$$L_{\Sigma} = L_{12} + L_{24}. \quad (21)$$

Текущая длина пружины при любом положении механизма

$$L_s = L_{\Sigma} - kL_s. \quad (22)$$

Сила растяжения пружины

$$P_s = c_s \cdot L_s. \quad (23)$$

Момент, создаваемый силой растяжения троса, действующей вдоль отрезка 1-2, и приложенной к точке 2 механизма

$$M_{12} = P_s \cdot h_{12}. \quad (24)$$

Если $|d\alpha| > \alpha_3$ и $h_g > 0$ (есть огибание тросом ролика в верхней точке 3, механизм смещен вверх, находится вне зоны квазиулевого жесткости):

$$\begin{aligned} h_{23} &= \frac{|x_3 \cdot y_2 - y_3 \cdot x_2|}{\sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2}}; \quad M_{23} = P_s \cdot h_{23}; \\ h_{34} &= \frac{|x_4 \cdot y_3 - y_4 \cdot x_3|}{\sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2}}; \quad M_{34} = P_s \cdot h_{34}; \end{aligned} \quad (25)$$

Сумма моментов от троса при использовании зависимостей (25)

$$M_{\Sigma} = M_{12} - M_{23} - M_{34}. \quad (26)$$

Если $|d\alpha| > \alpha_3$ и $h_g \leq 0$ (есть огибание тросом ролика в нижней точке 3', механизм смещен вниз, находится вне зоны квазиулевого жесткости):

$$\begin{aligned} h_{23} &= \frac{|x_3 \cdot y_2 - (-y_3) \cdot x_2|}{\sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - (-y_3))^2}}; \quad M_{23} = P_s \cdot h_{23}; \\ h_{34} &= \frac{|x_4 \cdot (-y_3) - y_4 \cdot x_3|}{\sqrt{(x_3 - x_4)^2 + ((-y_3) - y_4)^2}}; \quad M_{34} = P_s \cdot h_{34}. \end{aligned} \quad (27)$$

Сумма моментов от троса при использовании зависимостей (27)

$$M_{\Sigma} = M_{12} + M_{23} + M_{34}. \quad (28)$$

Если $|d\alpha| \leq \alpha_3$ (механизм в зоне квазиулевого жесткости), то сумма моментов от троса равна

$$M_{\Sigma} = M_{12}. \quad (29)$$

После определения суммы моментов от троса, для любого положения механизма может быть определена создаваемая им вертикальная сила

$$P_v = \frac{M_{\Sigma}}{L_h}. \quad (30)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ

Применение зависимостей (12)...(30) для последовательности значений h_g позволяет построить статическую характеристику $P_v = f(h_g)$ механизма с заданными размерами и исходными параметрами массы виброзащищаемого объекта и коэффициента жесткости пружины. Так, например, характеристика, приведенная на рисунке 2, была получена для значений исходных данных $b = 0,1$ м, $c = 0,1$ м, $L_1 = 0,5$ м, $y_r = 0,1$ м, $x_3 = 0,1$ м, $h_{qz} = 0,05$ м, $m = 200$ кг, $c_s = 200\,000$ Н/м.

Для определения условий полного обеспечения квазиулевого жесткости выразим условие горизонтальности среднего участка статической характеристики как равенство силы в левой и правой граничных точках среднего участка:

$$P_v(-h_{qz}/2) = P_v(h_{qz}/2). \quad (31)$$

При подстановке в выражения (12)...(30) двух значений $h_g = -h_{qz}/2$ и $h_g = h_{qz}/2$, опуская промежуточные формулы, после упрощения получим

$$P_v(-h_{qz}/2) = \frac{b \cdot c \cdot c_s \left(\frac{\sqrt{L_1 \cdot b^2 + h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}}{\sqrt{L_1}} - \sqrt{b^2 + c^2} + \frac{L_1 \cdot g \cdot m \sqrt{b^2 + c^2}}{b \cdot c \cdot c_s} \right)}{\sqrt{L_1} \cdot \sqrt{L_1 \cdot b^2 + h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}}. \quad (32)$$

$$P_v(h_{qz}/2) = \frac{b \cdot c \cdot c_s \left(\frac{\sqrt{L_1 \cdot b^2 - h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}}{\sqrt{L_1}} - \sqrt{b^2 + c^2} + \frac{L_1 \cdot g \cdot m \sqrt{b^2 + c^2}}{b \cdot c \cdot c_s} \right)}{\sqrt{L_1} \cdot \sqrt{L_1 \cdot b^2 - h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}}. \quad (33)$$

Решение уравнения (31) относительно неизвестной переменной массы m имеет вид

$$m = - \frac{\frac{b \cdot c \cdot c_s \left(\frac{\sigma_2}{\sqrt{L_1}} - \sigma_3 \right)}{\sqrt{L_1} \cdot \sigma_2} - \frac{b \cdot c \cdot c_s \left(\frac{\sigma_1}{\sqrt{L_1}} - \sigma_3 \right)}{\sqrt{L_1} \cdot \sigma_1}}{\frac{\sqrt{L_1} \cdot g \cdot \sigma_3}{\sigma_2} - \frac{\sqrt{L_1} \cdot g \cdot \sigma_3}{\sigma_1}}, \quad (34)$$

где

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sqrt{L_1 \cdot b^2 - h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}; \\ \sigma_2 &= \sqrt{L_1 \cdot b^2 + h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}; \quad \sigma_3 = \sqrt{b^2 + c^2}. \end{aligned} \quad (35)$$

После упрощения выражение (34) принимает вид

$$m = \frac{b \cdot c \cdot c_s}{L_1 \cdot g}. \quad (36)$$

Решение уравнения (31) относительно неизвестной переменной коэффициента жесткости пружины c_s имеет вид

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c}. \quad (37)$$

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выражения (36) и (37) были верифицированы на модели, представленной формулами (12)...(30). Установлено, что при их использовании средний участок статической силовой характеристики виброзащитной системы сиденья оператора становится строго горизонтальным.

Применение одного из двух полученных выражений (36) или (37), обеспечивающих условие квазиулевого жесткости статической силовой характеристики, уменьшает на единицу количество параметров исходных данных для построения характеристики. На рисунке 3 приведен пример статической силовой характеристики, полученной по формулам (12)...(30) при предварительном использовании формулы (37), для тех же значений параметров исходных данных, которые использовались при получении характеристики на рисунке 2 (за исключением коэффициента жесткости пружины c_s , который не задавался, а вычислялся по (37)).

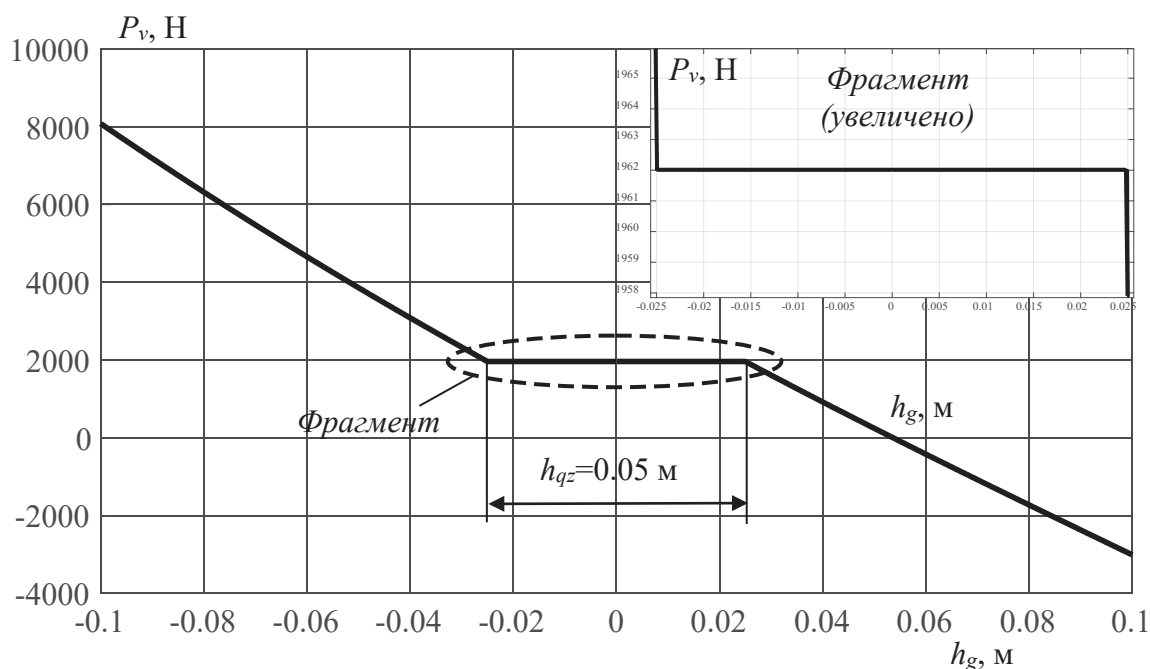


Рисунок 3 – Статическая силовая характеристика, полученная по условию (37) квазинулевой жесткости среднего участка (пример)
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Static force characteristic obtained from the quasi-rigidity condition (37) of the middle section (example)
Source: compiled by the authors.

Значение коэффициента жесткости пружины c_s , вычисленное по (37), составило 49050 Н/м.

Анализ выражения (37) показывает, что коэффициент жесткости пружины, обеспечивающий режим квазинулевой жесткости механизма в средней части статической характеристики, может быть изменен в определенных пределах путем изменения конструктивных размеров механизма b , c и L_1 . Причем увеличение размера L_1 увеличивает требуемую жесткость пружины, а увеличение размеров b , c , напротив, уменьшает. Зависимость $c_s(L_1)$ линейная, $c_s(b, c)$ – нелинейная. Увеличение размеров b и c в пределах габаритных размеров механизма позволяет существенно, в несколько раз уменьшить жесткость используемой пружины (рисунок 4), а следовательно,

металлоемкость, массу пружины и механизма. Зависимость, приведенная на рисунке 4, получена при тех же постоянных значениях остальных параметров, входящих в (37), при которых получены статические характеристики, приведенные на рисунках 2 и 3.

Уравнение (31) может быть видоизменено при необходимости обеспечения заданного наклона средней части характеристики путем добавления в него разности Δ значений в левой и правой граничной точках среднего участка характеристики:

$$P_v(-h_{qz}/2) = P_v(h_{qz}/2) + \Delta. \quad (38)$$

В этом случае решение уравнения (38) относительно c_s будет иметь несколько более сложный вид:

$$-\frac{\Delta \cdot \sqrt{L_1} \cdot \sigma_2 \cdot \sigma_1 - L_1 \cdot g \cdot m \cdot \sqrt{b^2 + c^2} \cdot \sigma_2 + L_1 \cdot g \cdot m \cdot \sqrt{b^2 + c^2} \cdot \sigma_1}{b \cdot c \cdot (\sigma_2 - \sigma_1) \cdot \sqrt{b^2 + c^2}}, \quad (38)$$

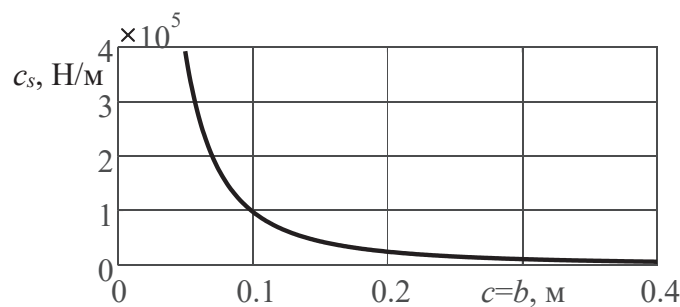


Рисунок 4 – Зависимость жесткости пружины от размеров c и b при условии равенства последних
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Dependence of spring rigidity on c and b dimensions if the latter are equal
Source: compiled by the authors.

где

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sqrt{L_1 \cdot b^2 - h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}; \\ \sigma_1 &= \sqrt{L_1 \cdot b^2 + h_{qz} \cdot b \cdot c + L_1 \cdot c^2}.\end{aligned}\quad (38)$$

Перспективная область использования разработанной модели и прогнозируемое направление дальнейших исследований – проектирование виброзащитных систем и оптимизация конструкции параллелограммного механизма сиденья оператора строительной, дорожной или подъемно-транспортной машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. 1791: 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012.
2. Nehaev V. A., Nikolaev V. A., Zakernichnaya N. V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. 1050: 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
3. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. 21(3): 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
4. Chen, F. Hu, H. Nonlinear vibration of knitted spacer fabric under harmonic excitation // *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. 2020. Vol. 15. DOI: 10.1177/1558925020983561
5. Seong-Hwan Kim, Dal-Seong Yoon, Gi-Woo Kim, et al. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

6. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Pochekuyeva I. E. Interpolation of experimental values for working parameters of a construction machine in the data space of an arbitrary dimensionality // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. 1546(1): 012086. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012086

7. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Belyakov V. E. Study of the crawler crane stability affected by the length of compensating ropes and platform rotation angle in the mode of movement with payload // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. 1546(1): 012135. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012135

8. Кузьмин В. А., Федоткин Р. С., Крючков В. А. Разработка имитационной модели для оценки эффективности виброзащиты системы подрессоривания колесного сельскохозяйственного трактора класса 4 // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2018. № 2 (27). С. 340–347.

9. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11. No. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988

10. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14. No. 3. Pp. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275

11. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. No. 3. Pp. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080

12. Andruszko J., Derlukiewicz D. The Numerical-Experimental Studies of Stress Distribution in the Three-Arm Boom of the Hybrid Machine for Demolition Works. In: Rysiński E., Pietrusiak D. // *Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering*. 2019. 8-14. DOI: 10.1007/978-3-030-04975-1_2

13. Korchagin P. A., Teterina I. A., Rahuba L. F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. 944: 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
14. Sun X., Zhang J. Performance of earth-moving machinery cab with hydraulic mounts in low frequency // *Journal of vibration and control*. 2014. 20(5): 724-735. DOI: 10.1177/1077546312464260
15. Baranovskiy A. M., Vikulov S. V. Vibration protection system for high-speed vessel crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. 3. 1: 35-38.
16. Bosnjak S. M., Arsic M. A., Gnjatovic N. B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets // *Engineering failure analysis*. 2018. 84: 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017
17. Rengqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region // *Journal of Vibroengineering*. 2020. 22. (5): 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345
18. Lyashenko M. V., Pobedin A. V., Potapov P. V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. 150: 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
19. Teterina I. A., Korchagin P. A., Letopolsky A. B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. 9783319956299: 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
20. Коротков М. С., Щербakov В. С., Почекуева И. Е. Применение параллелограммного механизма с эффектом квазиу нулевой жесткости в виброзащитных системах кресла оператора строительно-дорожной машины // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2021. № 2. С. 132–140. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140
21. Burian Y. A., Silkov M. V., Trifonova E. N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. No. 1. Pp. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117
22. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. Pp. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859
23. Larson Ron, Hostetler Robert P. *Precalculus: A Concise Course*. Boston: Houghton Mifflin, 2007. 526 p.
1. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. 1791: 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012.
2. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. 1050: 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
3. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014; 21(3): 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
4. Chen, F. Hu, H. Nonlinear vibration of knitted spacer fabric under harmonic excitation // *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. 2020; Vol. 15. DOI: 10.1177/1558925020983561
5. Seong-Hwan Kim, Dal-Seong Yoon, Gi-Woo Kim, et al. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900
6. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Pohekuyeva I. E. Interpolation of experimental values for working parameters of a construction machine in the data space of an arbitrary dimensionality // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. 1546(1): 012086. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012086
7. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Belyakov V. E. Study of the crawler crane stability affected by the length of compensating ropes and platform rotation angle in the mode of movement with payload // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020; 1546(1): 012135. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012135
8. Kuzmin V. A., Fedotkin R. S., Krjuchkov V. A. Razrabotka imitacionnoj modeli dlja ocenki jeffektivnosti vibrozashchity sistemy podressorivaniya kolesnogo sel'skhozajstvennogo traktora klassa 4 [Development of a simulation model to assess the effectiveness of vibration protection of the suspension system of a wheeled agricultural tractor of class 4]. *Innovacii v sel'skom hozjajstve*. 2018; 2 (27): 340-347.
9. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019; Vol. 11. No. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988
10. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017; Vol. 14. No. 3: 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
11. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014; Vol. 21. No. 3: 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
12. Andruszko J., Derlukiewicz D. The Numerical-Experimental Studies of Stress Distribution in the Three-Arm Boom of the Hybrid Machine for Demolition Works. In: Rusiński E., Pietrusiak D. // *Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering*. 2019; 8-14. DOI: 10.1007/978-3-030-04975-1_2

13. Korchagin P. A., Teterina I. A., Rahuba L. F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018; 944: 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059

14. Sun X., Zhang J. Performance of earth-moving machinery cab with hydraulic mounts in low frequency // *Journal of vibration and control*. 2014; 20(5): 724-735. DOI: 10.1177/1077546312464260

15. Baranovskiy A. M., Vikulov S. V. Vibration protection system for high-speed vessel crews // *Marine intellectual technologies*. 2019; 3. 1: 35-38.

16. Bosnjak S. M., Arsic M. A., Gnjatovic N. B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets // *Engineering failure analysis*. 2018; 84: 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017

17. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region // *Journal of Vibroengineering*. 2020. 22. (5): 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345

18. Lyashenko M. V., Pobedin A. V., Potapov P. V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. 150: 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

19. Teterina I. A., Korchagin P. A., Letopolsky A. B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. 9783319956299: 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19

20. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Pocheueva I. E. Primenenie parallelogrammnogo mehanizma s jeffektom kvazinulevoj zhestkosti v vibrozashhitnyh sistemah kresla operatora stroitel'no-dorozhnoj mashiny [Application of a parallelogram mechanism with the effect of quasi-zero rigidity in vibration protection systems of the operator's seat of a road construction machine]. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Brjanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2021; 2: 132-140. (in Russ.) DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140

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

22. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. et al. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*, 2021, 494: 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859

23. Larson Ron, Hostetler Robert P. *Precalculus: A Concise Course*. Boston: Houghton Mifflin, 2007. 526 p.

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Корытов М. С. Вывод уравнений математической модели, разработка программного продукта для проверки работоспособности математической модели.

Кашапова И. Е. Исследование состояния вопроса, написание введения, разработка программного продукта для проверки работоспособности математической модели.

Щербаков В. С. Общая идея работы, редактирование текста статьи, написание заключения.

CO-AUTHORS' CONTRIBUTION

Mikhail S. Korytov. Derivation of equations of a mathematical model, development of a software product to test the performance of a mathematical model.

Irina E. Kashapova. Issue researching, writing an introduction, developing a software product to test the performance of a mathematical model.

Vitaliy S. Shcherbakov. The general idea of the work, editing the text of the article, writing a conclusion.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Корытов Михаил Сергеевич – д-р техн.наук, доц.

Кашапова Ирина Евгеньевна – аспирант.

Щербаков Виталий Сергеевич – д-р техн.наук, проф.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Mikhail S. Korytov – Dr. of Sci., Associate Professor.

Irina E. Kashapova – Post-graduate student of the Process Automation and Electrical Engineering Department.

Vitaliy S. Shcherbakov – Dr. of Sci., Professor.