

УДК (UDC) 62-752.2

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТАРЕЛЬЧАТЫХ ПРУЖИН ДЛЯ СОЗДАНИЯ  
ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА С УЧАСТКОМ КВАЗИНУЛЕВОЙ  
ЖЕСТКОСТИUSE OF BELLEVILLE SPRINGS IN THE VIBRATION PROTECTIVE MECHANISM  
WITH A PART OF QUASI-ZERO-STIFFNESSКорытов М.С., Щербakov В.С., Почекуева И.Е.  
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Pochekueva I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Снижение вибраций, передающихся оператору строительных и дорожных машин через его кресло, является актуальной задачей, так как значительные вибрации приводят к заболеваниям человека, снижают производительность и точность выполняемых машинами работ. Для применения в виброзащитных системах преимуществами обладают механизмы с квазинулевой жесткостью, в которых не используются гидравлические или электромагнитные элементы. Среди них можно выделить виброзащитные системы на основе пакета тарельчатых пружин, имеющие сравнительно простую конструкцию. В них, в отличие от прочих механизмов с квазинулевой жесткостью, функции создания положительной и отрицательной жесткости объединены в одних и тех же конструктивных элементах – тарельчатых пружинах. Статическая характеристика тарельчатой пружины при определенных соотношениях ее размеров уже содержит участок квазинулевой жесткости малой протяженности. Пакет тарельчатых пружин позволяет увеличить размер области квазинулевой жесткости виброзащитной системы кресла человека-оператора строительной или дорожной машины до нужных значений порядка нескольких десятков сантиметров. Определенные сложности возникают в связи с расположением центра участка квазинулевой жесткости отдельной тарельчатой пружины посередине диапазона ее деформаций, когда пружина плоская. Это приводит к необходимости либо использования пружин нестандартной формы с буртами сверху и снизу, либо, как предлагается в настоящей статье, использования промежуточных кольцевых шайб между пружинами. В статье приводится методика определения количества и размеров пружин и шайб, обеспечивающих определенную величину участка квазинулевой жесткости всей виброзащитной системы. Также дается методика определения массы всего пакета пружин с шайбами. Установлено, что уменьшение диаметра пружин требует уменьшения толщины металла для обеспечения участка квазинулевой жесткости. Из-за этого при уменьшении диаметра пружин в пять раз, в двадцать четыре раза может быть уменьшена масса механизма.

**Abstract.** Reducing vibrations transmitted to the operator of construction and road vehicles through his chair is an urgent task, since significant vibrations lead to human diseases, reduce productivity and accuracy of work performed by machines, etc. Advantages for use in vibration protection systems are mechanisms with quasi-zero stiffness, in which no hydraulic or electromagnetic elements are used. Among them, vibration protection systems based on a package of Belleville springs, having a relatively simple design, can be distinguished. In them, unlike other mechanisms with quasi-zero stiffness, the functions of creating positive and negative stiffness are combined in the same structural elements - Belleville springs. The static characteristic of a Belleville spring with certain ratios of its dimensions already contains a section of quasi-zero stiffness of small length. The cup spring package allows you to increase the size of the quasi-zero stiffness area of the vibration-protective system of the armchair of a human operator of a construction or road machine to the required values of the order of several tens of centimeters. Certain difficulties arise in connection with the location of the center of the quasi-zero stiffness section of an individual disk spring in the middle of its deformation range when the spring is flat. This leads to the necessity of either using custom-shaped springs with collars at the top and bottom, or, as suggested in this article, using intermediate ring washers between the springs. The article provides a methodology for determining the number and size of springs and washers that provide a certain size of the quasi-zero stiffness section of the entire vibration protection system. It also provides a methodology for determining the mass of the entire package of springs with washers. It has been established that reducing the diameter of the springs requires reducing the thickness of the metal to provide a section of quasi-zero stiffness. Because of this, when the diameter of the springs is reduced by a factor of five, the mass of the mechanism can be reduced by a factor of twenty-four.

**Ключевые слова:** вибрации, виброзащита, механизм, тарельчатая пружина, пакет тарельчатых пружин, квазинулевая жесткость.

**Дата принятия к публикации:** 04.08.2020  
**Дата публикации:** 25.09.2020

#### Сведения об авторах:

**Корытов Михаил Сергеевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Щербаков Виталий Сергеевич** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Почекуева Ирина Евгеньевна** – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

**Keywords:** vibration, vibration protection, mechanism, belleville spring, packs of belleville springs, quasi-zero-stiffness.

**Date of acceptance for publication:** 04.08.2020  
**Date of publication:** 25.09.2020

#### Authors' information:

**Mikhail S. Korytov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobiles, Construction Materials and Technologies” at Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Vitaliy S. Sherbakov** - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State Automobile and Road University (SibADI),

e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Irina E. Pochekueva** – postgraduate of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

## 1. Введение

Операторы строительных и дорожных машин постоянно подвергаются воздействию вибраций в различном частотном диапазоне [1-10]. Вибрации вызваны как взаимодействием строительных и дорожных машин с внешней средой [11], так и источниками внутри самих машин, например, двигателем и трансмиссией [12].

В результате у человека-оператора любой строительной или дорожной машины снижается работоспособность, появляется повышенная утомляемость [13], могут развиваться связанные с вибрацией профессиональные заболевания [14].

С другой стороны, установлено, что снижение вибрационной нагрузки на человека-оператора, повышая безопасность и комфортность условий его работы, способствует повышению как производительности, так и качества выполняемых машиной работ [15].

В качестве узлов машины, которые проектировщики и производители строительных и дорожных машин стремятся защитить от вибраций, в первую очередь, выступают ка-

бина человека-оператора [16 - 18] и его кресло [19].

Одним из перспективных направлений виброзащиты в настоящее время считается применение систем с квазинулевой жесткостью [20].

Виброизоляционные системы с квазинулевой жесткостью, как правило, используют структурные элементы с т.н. отрицательной жесткостью в сочетании со структурными элементами с положительной жесткостью. Примером последних могут служить обычные винтовые пружины, рассматриваемые по отдельности [21].

Сочетание обычных пружин растяжения или сжатия способно образовывать механизмы с отрицательной жесткостью, такие, например, как ферма Мезиса и др. [22].

Использование виброизоляционных систем с квазинулевой жесткостью способно, при прочих равных условиях, увеличить частотный диапазон, в котором эффективна виброизоляция. Также могут быть улучшены характеристики виброзащиты по сравнению с линейным виброизолятором [23].

Однако виброизоляционные системы с квазиулевою жесткостью не лишены недостатков. Большинство систем виброизоляции с квазиулевою жесткостью чувствительны к изменению полезной нагрузки. Такая система, разработанная для определенной массы полезной нагрузки, не может обеспечить эффективную виброизоляцию для другого значения массы полезной нагрузки. Поскольку область квазиулевою жесткости системы спроектирована для определенной нагрузки и не подходит для другой нагрузки. Таким образом, при изменении нагрузки система уже не демонстрирует ожидаемые характеристики виброизоляции [23].

Другим недостатком систем с квазиулевою жесткостью, в которых используют отдельные структурные элементы с т.н. отрицательной жесткостью, является сравнительная сложность их конструкции. Это, в свою очередь, снижает надежность подобных систем. Хотя, необходимо отметить, что большинство пассивных виброзащитных систем, состоящих только из пружин и механических передач, являются более надежными, чем виброзащитные системы, содержащие электрические, электромагнитные, пневматические и гидравлические элементы.

Несмотря на приведенные недостатки, использование систем с квазиулевою жесткостью во всем мире считается в настоящее время перспективным направлением виброзащиты.

В настоящее время разрабатываются адаптивные виброизоляционные системы [23], лишенные недостатка потери эффекта квазиулевою жесткости при изменении полезной нагрузки. Но это сопряжено с еще большим усложнением конструкции подобных систем и, соответственно, снижением их надежности.

В свете изложенного, перспективными представляются виброзащитные системы с квазиулевою жесткостью, имеющие наиболее простую конструкцию. Желательно объединение функций создания положительной и отрицательной жесткости в одних и тех же конструктивных элементах.

Одним из вариантов таких простых и максимально надежных виброзащитных сис-

тем являются системы на основе тарельчатых пружин [24].

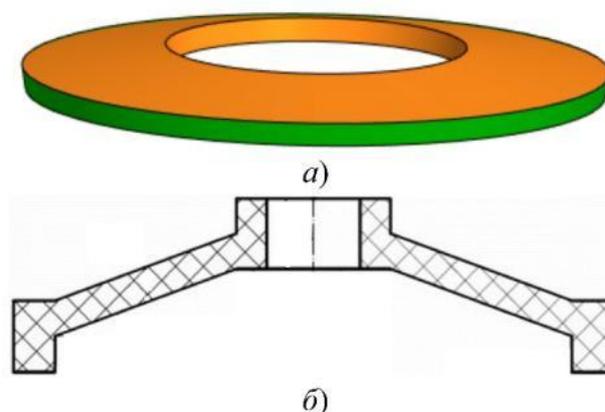


Рис. 1 – Тарельчатая пружина:  
а - стандартной формы (объемный вид);  
б - нестандартной формы (сечение) [24]

Отдельная тарельчатая пружина (рис. 1) при определенных значениях ее размеров может рассматриваться как монолитная деталь, сочетающая в себе свойства одновременно и положительной, и отрицательной жесткости. То есть, имеющая участок квазиулевою жесткости в статической силовой характеристике. Пакет тарельчатых пружин может быть использован для увеличения размеров области квазиулевою жесткости виброзащитной системы кресла человека-оператора строительной или дорожной машины.

В [24] предлагается использовать тарельчатые пружины нестандартной формы (см. рис. 1, б) с буртами сверху и снизу. Необходимость применения буртов обусловлена расположением участка квазиулевою жесткости в середине хода пружины при ее плоской форме. Однако применение стандартных пружин, серийно выпускаемых отечественной промышленностью, также имеет свои преимущества, прежде всего в виде меньшей стоимости пружин. Тарельчатая пружина должна иметь пространство для дальнейшей деформации, т.е. выгибания в обратном направлении. Для этого могут быть использованы кольцевые шайбы, располагаемые между пружинами в пакете при последовательной схеме сборки (рис. 2). Группу секций из двух тарельчатых пружин каждая, обращенных друг к другу наружными кромками, не-

обходимо при этом монтировать в наружной цилиндрической гильзе и, одновременно, на внутренней центрирующей оправке (на схеме не показаны).

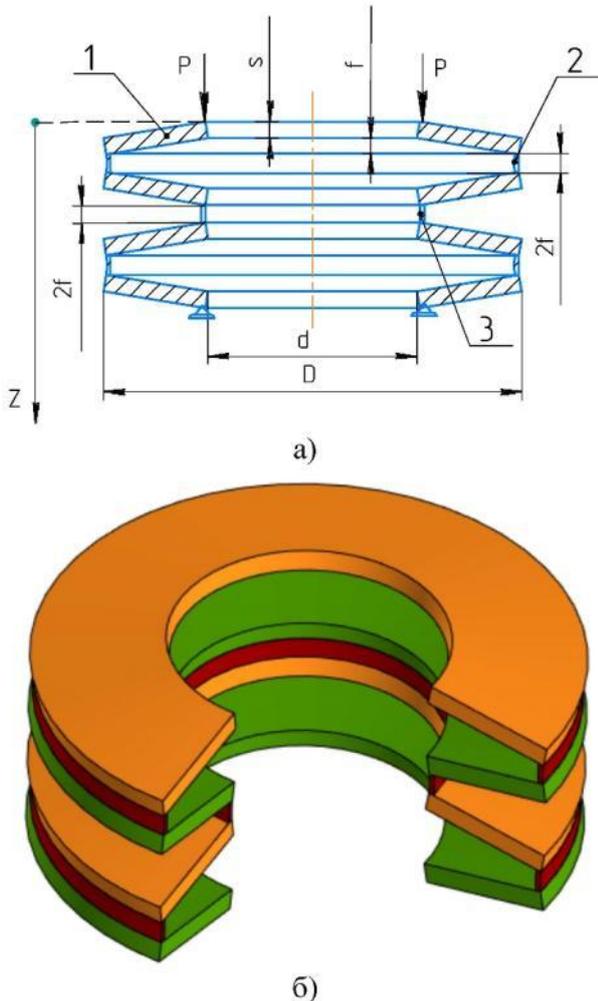


Рис. 2. Пакет из 4-х тарельчатых пружин с тремя промежуточными кольцами (пример, все пружины в свободном состоянии):  
 а – плоская схема; б – объемный вид, сборка с вырезом (1 – пружина; 2 – большая шайба; 3 – малая шайба)

При отсутствии кольцевых шайб участок квазиулевого жесткости отдельной пружины может быть использован только наполовину. Кроме того, отсутствие шайб обуславливает жесткое ограничение хода всего механизма при приведении пружин из конического в плоское состояние.

## 2. Постановка задачи

Необходимо определить количество пружин в пакете  $n_{pr}$ , размеры и статическую силовую характеристику пакета одинаковых тарельчатых пружин, когда задана определенная высота  $h_{qz}$  участка квазиулевого жесткости для массы полезного груза кресла человека-оператора  $m$ .

Статическая силовая характеристика представляет собой зависимость вертикальной силы  $P$ , создаваемой пакетом тарельчатых пружин, от вертикального перемещения верхней точки пакета  $z$  при сжатии пакета. Нижняя точка пакета при определении статической силовой характеристики считается неподвижной. Начало отсчета вертикальных перемещений  $z$  совпадает с верхней точкой пакета. Положительное направление перемещений – вниз (рис. 2).

Полезный груз в виде кресла с человеком-оператором располагается сверху.

Приняты следующие дополнительные обозначения:  $s$  – толщина стенки пружины;  $f$  – высота внутреннего конуса пружины в свободном недеформированном состоянии;  $D$  – наружный диаметр пружины;  $d$  – внутренний диаметр пружины;  $E$  – модуль упругости материала пружины;  $\rho$  – плотность материала пружины;  $\lambda$  – осадка одной тарелки;  $P_c = m \cdot g$  – номинальная сила пакета пружин в центре интервала квазиулевого жесткости, соответствующая массе полезного груза  $m$  в статике;  $P_{max}$  – максимальная сила, создаваемая пакетом пружин при  $\lambda = 2f$ ;  $q_{zz}$  – абсолютный размер области квазиулевого жесткости отдельной пружины с учетом принятых допущений;  $h_{qz}$  – абсолютный размер области квазиулевого жесткости всего пакета пружин;  $h_{pr}$  – полный рабочий ход всего пакета пружин;  $h_{pr plus}$  – полная (максимальная) габаритная высота всего пакета пружин при нулевой деформации пружин;  $part_f = 0,5$  – часть от половины хода пружины (доля  $f$ ), для которой принято допущение, что сила  $P$  постоянна. Расположенная в середине полного хода пружины, это будет принятая область квазиулевого жесткости отдельной пружины.

На размер наружного диаметра пакета пружины наложено ограничение в виде максимально допустимого размера в 0,5 м, соответствующего ширине кресла человека-оператора. Также должно соблюдаться ограничение в соотношении диаметров:  $d < D$ . Полная высота пакета пружин при нулевой деформации ограничивается величиной 0,5 м.

### 3. Определение размеров и статической характеристики пакета пружин кресла человека-оператора

Высоту кольцевых шайб и малого, и большого диаметров необходимо принять равной  $f$  (рис. 2). Это обеспечит возможность деформации пружин в диапазоне  $[0; 2f]$ .

$$P = \frac{8 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot s \cdot E \cdot \left( \frac{s^2 \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{12} - \left( \frac{d+D}{2 \cdot d - 2 \cdot D} + \frac{1}{\ln\left(\frac{D}{d}\right)} \right) \cdot (f - \lambda) \cdot \left( f - \frac{\lambda}{2} \right) \right)}{(D-d)^2}. \quad (1)$$

В то же время, форма статической характеристики тарельчатой пружины связана с соотношением размеров пружины [25]:

$$f = \sqrt{2} \cdot k \cdot s, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент, определяющий форму статической характеристики.

При  $k=1$  значение производной силы  $\frac{dP}{d\lambda}$  положительно во всем диапазоне перемещений  $[0; 2f]$ , кроме центра диапазона ( $\lambda = f$ ), где  $\frac{dP}{d\lambda} = 0$ . Данное значение коэффициента  $k$  соответствует статической характеристике тарельчатой пружины с участком квази нулевой жесткости [25].

Известно также аналитическое выражение производной силы по перемещению  $\frac{dP}{d\lambda}$ , которое не приводится ввиду его относительной громоздкости [25].

Для середины рассматриваемого диапазона рабочих перемещений ( $\lambda = f$ ) выражение силы (1) принимает вид:

В настоящее время существует несколько способов аналитического описания отдельной тарельчатой пружины с областью квази нулевой жесткости [24].

В работе было принято допущение о том, что деформации  $\lambda$  отдельной тарельчатой пружины происходят в рабочем диапазоне  $\lambda \in [0; 2 \cdot f]$ , для которого и должна быть определена статическая силовая характеристика [25].

Использовалась следующая известная зависимость между силой  $P$  и перемещением (осадкой)  $\lambda$  отдельной тарельчатой пружины вдоль собственной оси симметрии (перемещением кромок внутреннего диаметра относительно кромок внешнего диаметра пружины) [25]:

$$P_c = \frac{2 \cdot E \cdot f \cdot \pi \cdot s^3 \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{3 \cdot (D-d)^2}. \quad (3)$$

Учитывая, что толщина металла пружин  $s$  и высота внутреннего конуса  $f$  связаны между собой зависимостью (2), при заданных значениях диаметров пружин  $D$  и  $d$  согласно (3) определенному значению  $s$  соответствует единственное значение  $P_c = m \cdot g$ . Аналитическое решение данного уравнения относительно  $s$  дает следующее выражение:

$$s = (\sqrt{D-d}) \cdot \sqrt[4]{\frac{\frac{3\sqrt{2}}{4} \cdot P_c}{E \cdot \pi \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}}. \quad (4)$$

Целесообразно задаться определенными значениями диаметров, и по ним найти единственное значение  $s$  с использованием формулы (4).

Таким образом, в начале должны быть заданы два диаметра пружин в пределах  $d < D < 0,5$  м, а также характеристики их материала  $E$  и  $\rho$ . Кроме того, задается вы-

сота  $h_{qz}$  участка квазиулевой жесткости всего виброзащитного устройства. Затем по (4) вычисляется толщина стенки пружины  $s$ , после чего по зависимости (2) вычисляется высота внутреннего конуса.

Варьированием в цикле параметра  $\lambda$  в рассматриваемом диапазоне  $\lambda \in [0; 2 \cdot f]$  по формуле (1) может быть получена статическая силовая характеристика отдельной пружины  $P = f(\lambda)$ . Два примера статической характеристики для двух вариантов различных размеров стальных пружин приведены на рис. 3.

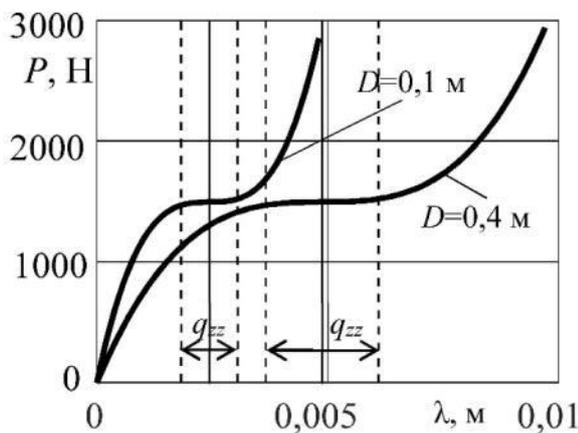


Рис. 3. Статические характеристики двух тарельчатых пружин: меньшего (слева) и большего (справа) диаметров

Масса  $m$  кресла с человеком-оператором принимала при этом значение 152,905 кг, что соответствовало силе  $P_c = 1500$  Н. Материал пружин и шайб – сталь ( $E = 206000$  МПа,  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>).

На рис. 3, слева заданные размеры пружины:  $D = 0,1$  м;  $d = 0,05$  м. Вычисленные размеры пружины:  $s = 1,726$  мм;  $f = 2,44$  мм.

На рис. 3, справа заданные размеры пружины:  $D = 0,4$  м;  $d = 0,2$  м. Вычисленные размеры пружины:  $s = 3,451$  мм;  $f = 4,881$  мм.

Далее определяются остальные параметры пакета в порядке, приведенном ниже.

Максимальная сила, создаваемая отдельной пружиной и, одновременно, пакетом последовательно соединенных пружин при  $\lambda = 2f$ , составляет:

$$P_{\max} = \max(P). \quad (5)$$

Абсолютная величина высоты зоны квазиулевой жесткости отдельной пружины:

$$q_{zz} = f \cdot \text{part}_f. \quad (6)$$

Число последовательно соединенных тарельчатых пружин, необходимое для обеспечения высоты интервала квазиулевой жесткости всего виброзащитного устройства, с запасом (округление до целого в большую сторону):

$$n_{\text{пр}} = \left\lceil \frac{h_{qz}}{q_{zz}} \right\rceil. \quad (7)$$

Полный рабочий ход всего пакета пружин:

$$h_{\text{пр}} = 2 \cdot f \cdot n_{\text{пр}}. \quad (8)$$

Полная габаритная высота всего пакета при нулевой деформации пружин:

$$h_{\text{пр plus}} = h_{\text{пр}} + n_{\text{пр}} \cdot s. \quad (9)$$

Число кольцевых шайб большого диаметра (округление до целого в меньшую сторону):

$$n_D = \left\lfloor \frac{n_{\text{пр}}}{2} \right\rfloor. \quad (10)$$

Число кольцевых шайб малого диаметра (округление до целого в большую сторону):

$$n_d = \left\lceil \frac{n_{\text{пр}}}{2} \right\rceil - 1. \quad (11)$$

Объем тарельчатых пружин, определяемый как сумма объемов колец с диаметрами  $D$ ,  $d$ , и высотой  $s$ :

$$V_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} \cdot s \cdot (D^2 - d^2) \cdot n_{\text{пр}}. \quad (12)$$

Объем кольцевых шайб большого диаметра:

$$V_D = n_D \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - (D - 0,002)^2) \cdot 2 \cdot f. \quad (13)$$

Объем кольцевых шайб малого диаметра:

$$V_d = n_d \cdot \frac{\pi}{4} \cdot ((d + 0,002)^2 - d^2) \cdot 2 \cdot f. \quad (14)$$

Здесь 0,002 м – принятая разность диаметров всех кольцевых шайб, минимально необходимая для сохранения их осевой жесткости.

Общий объем металла на все пружины и шайбы:

$$V_{sum} = V_{ip} + V_D + V_d. \quad (15)$$

Масса общего объема металла на все пружины и шайбы:

$$m_{sum} = V_{sum} \cdot \rho. \quad (16)$$

Для пружин, статические характеристики которых приведены на рис. 3, при  $h_{qc} = 0,05$  м, число пружин в механизме  $n_{ip}$  равно 41 (малые пружины) и 19 (большие пружины). Полный рабочий ход всего пакета  $h_{ip}$  составил 0,2 и 0,205 м, габаритная высота – 0,271 и 0,277 м соответственно. Наконец, масса общего объема стали на все пружины и шайбы составила 3,609 и 86,016 кг соответственно.

#### 4. Варьирование размеров пружин с целью уменьшения массы металла

Варьировать значения диаметров пружин  $D$  и  $d$  необходимо в цикле более высокого уровня.

На рис. 4 показаны результаты варьирования наружного диаметра пружин  $D$  в пределах от 0,1 до 0,5 м. Внутренний диаметр пружин при этом принимался зависимым:  $d = 0,5D$ . Подобная зависимость целесообразна, чтобы максимально приблизить размеры пружины к стандартным. Размеры и объемы кольцевых шайб также принимались зависимыми от размеров пружин. Они вычислялись по соответствующим размерам  $D$  и  $d$ .

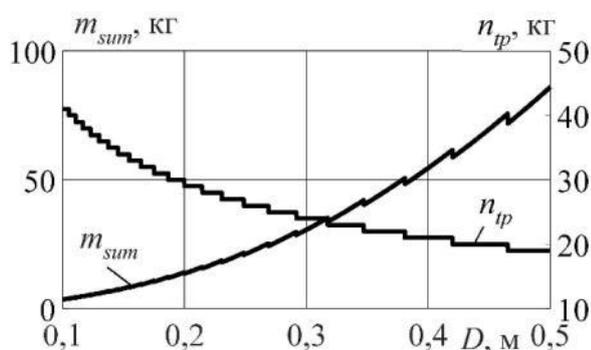


Рис. 4. Зависимости количества пружин  $n_{ip}$  и массы всех пружин с шайбами  $m_{sum}$  от наружного диаметра пружин  $D$

Ступенчатый характер зависимостей на рис. 4 обусловлен округлением числа пружин

и шайб до целочисленных значений при вычислениях по зависимостям (7), (10) и (11).

Полный рабочий ход всего пакета пружин и полная габаритная высота всего пакета при нулевой деформации пружин при этом остаются примерно постоянными. Их значения были указаны выше.

При необходимости минимизации массы общего объема металла на все пружины и шайбы, выбранное значение наружного диаметра пружины – это минимальный диаметр в рассматриваемом диапазоне. То есть  $D = 0,1$  м.

#### 5. Заключение

С использованием участков квазиулевой жесткости отдельных тарельчатых пружин, предложена методика проектирования пакета тарельчатых пружин с заданным размером участка квазиулевой жесткости всего пакета. Подобный механизм отличают максимальная простота и надежность.

Чтобы исключить использование тарельчатых пружин нестандартной усложненной формы с буртами, и ограничиться традиционной формой пружин, предлагается чередовать пружины в пакете с кольцевыми шайбами. При этом используется последовательная схема сборки пружин. Пружины обращают друг к другу наружными кромками. Группы из двух таких пружин обращены друг к другу внутренними кромками.

При деформации отдельной пружины на величину, равную высоте внутреннего конуса пружины в свободном состоянии, достигается срединная точка участка квазиулевой жесткости пружины. Поэтому целесообразно ограничиться рассмотрением деформации пружин в диапазоне от 0 (свободное состояние, высота всего пакета максимальна) до  $2f$  (высота всего пакета минимальна, сила максимальна).

Методика позволяет задать наружный диаметр пружин и всего пакета в целом, а также полный рабочий ход всего пакета пружин, и по ним определить все прочие размеры и статическую характеристику пакета пружин кресла человека-оператора строительных и дорожных машин.

Циклические вычисления по предложенной методике позволяют определить размеры пакета пружин, при которых масса общего объема металла на все пружины и шайбы  $m_{sum}$  минимальна.

Было установлено, что масса  $m_{sum}$  может быть во много раз снижена при варьировании наружного диаметра  $D$  в рассматриваемых пределах от 0,5 до 0,1 м с 86,016 до 3,609 кг, т.е. в 24 раза. При этом полный рабочий ход всего пакета пружин и абсолют-

ный размер области квазиулевой жесткости всего пакета пружин остаются постоянны. В то же время, количество пружин увеличивается с 19 до 41.

По условию минимизации объема использованных конструкционных материалов и общего веса виброзащитного устройства, диаметральный размер пружин должен быть принят равным минимальному в рассматриваемом диапазоне, т.е., в данном случае,  $D = 0,1$  м.

### Список литературы

1. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter // *Springer Proceedings in Physics*. 2018. Vol. 198. Pp. 165-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6\_20
2. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 118. Pp. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.09.004
3. 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. No. 9783319956299. Pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5\_19
4. 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. Vol. 1050. Pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
5. 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. Vol. 944. Pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 129. Pp. 06018.

### References

1. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter. *Springer Proceedings in Physics*, 2018, Vol. 198, pp. 165-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6\_20
2. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 118, pp. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.09.004
3. 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, No. 9783319956299, pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5\_19
4. 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, Vol. 1050, pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
5. 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, Vol. 944, pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation. *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 129, pp. 06018.

DOI: 10.1051/mateconf/201712906018

7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods // *Zentralblatt fur arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*. 2017. Vol. 67. No. 1. Pp. 15-21.

8. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modelling of the vibration reduction system used for protection of working machine operators // *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*. 2016. Pp. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

9. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. Pp. 1245-1251.

DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

10. Kovac J., Krilek J., Dado M. et al. Investigating the influence of design factors on noise and vibrations in the case of chainsaws for forestry work // *FME transactions*. 2018. Vol. 46. No. 4. Pp. 513-519. DOI: 10.5937/fmet1804513K

11. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Математическая модель сложной динамической системы «возмущающие воздействия – машина – оператор» // *Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии*. 2015. № 5 (45). С. 118-123.

12. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Летопольский А.Б. Влияние динамических характеристик шин на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2019. Т. 7. № 1. С. 176-181.

13. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Алешков Д.С. Исследование влияния эксплуатационных параметров коммунальной машины на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2018. Т. 6. № 1. С. 128-135.

14. Flimel M., Duplakova D. Ergonomic rationalization of transmitted vibration to hands of the workers // *Journal of vibration and control*. 2017. Vol. 23. No. 4. Pp. 517-525. DOI: 10.1177/1077546315581248

15. Березин И.Я., Пронина Ю.О., Бондарь В.Н., Вершинский Л.В., Тараненко П.А. Экспериментальные исследования ха-

DOI: 10.1051/mateconf/201712906018

7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods. *Zentralblatt fur arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*, 2017, Vol. 67, No. 1, pp. 15-21.

8. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modelling of the vibration reduction system used for protection of working machine operators. *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*, 2016, pp. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

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

10. Kovac J., Krilek J., Dado M. et al. Investigating the influence of design factors on noise and vibrations in the case of chainsaws for forestry work. *FME transactions*, 2018, Vol. 46, No. 4, pp. 513-519. DOI: 10.5937/fmet1804513K

11. Korchagin P.A., Teterina I.A. Matematicheskaya model slozhnoy dinamicheskoy sistemy «vozmushchayushchie vozdeystviya – mashina – operator». *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilno-dorozhnoy akademii*, 2015, No. 5 (45), pp. 118-123. (In Russian)

12. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolj-skiyj A.B. Vliyanie dinamicheskikh kharakteristik shin na vibronagruzhennost rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2019, Vol. 7, No. 1, pp. 176-181. (In Russian)

13. Teterina I.A., Korchagin P.A., Aleshkov D.S. Issledovanie vliyaniya ekspluatatsi-onnykh parametrov kommunalnoy mashiny na vibronagruzhennost rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2018, Vol. 6, No. 1, pp. 128-135. (In Russian)

14. Flimel M., Duplakova D. Ergonomic rationalization of transmitted vibration to hands of the workers. *Journal of vibration and control*, 2017, Vol. 23, No. 4, pp. 517-525. DOI: 10.1177/1077546315581248

15. Berezin I.Ya., Pronina Yu.O., Bondarj V.N., Vershinskiyj L.V., Taranenko P.A.

рактических элементов виброзащиты рабочего места оператора промышленного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 9. С. 19-22.

16. Гасанов Б.Г., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Лебединский И.Ю. Экспериментальная оценка эффективности применения пневматических упругих элементов в системах подвешивания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Труды НАМИ. 2018. № 4 (275). С. 82-90.

17. Колядин П.А. Уточненная модель динамической системы мобильного средства с применением элементов поддресоривания кабины оператора // Воронежский научно-технический вестник. 2019. Т. 1. № 1 (27). С. 53-59.

18. Лебединский И.Ю., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Сысоев М.И. Принципы создания систем поддресоривания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 2. С. 105-109.

19. Balakin P.D., Dyundik O.S., Zgonnik I.P. Systems of vibration isolators based on elements with linear characteristics // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1546. Pp. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012125

20. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квази-нулевой жесткостью // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2007. № 2. С. 147-151.

21. Alabuzhev P.M., Gritchin A.A., Kim L.I. Vibration protecting and measuring system with quasi-zero stiffness. Detroit: Hemisphere Publishing Corp., 1989. 100 p.

22. Кориотов М.С. Сравнительный анализ пружинных механизмов виброзащитных кресел дорожно-строительных машин / М.С. Кориотов, В.С. Щербиков, И.Е. Почекуева // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 1. С. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72

23. Ye K., Ji J.C., Brown T. Design of a quasi-zero stiffness isolation system for supporting different loads // Journal of sound and vibration. 2020. Vol. 471. Pp. 115198. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115198

Experimentalnye issledovaniya kharakteristik elementov vibrozashchity rabocheho mesta operatora promyshlennogo traktora. *Traktory i selkhoz mashiny*, 2016, № 9, pp. 19-22. (In Russian)

16. Gasanov B.G., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Lebedinskiy I.Yu. Eksperimentalnaya otsenka effektivnosti primeneniya pnevmaticheskikh uprugikh ehlementov v sistemakh podveshivaniya kabin transportno-tekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Trudy NAMI*, 2018, № 4 (275), pp. 82-90. (In Russian)

17. Kolyadin P.A. Utochnennaya model dinamicheskoy sistemy mobilnogo sredstva s primeneniem elementov podressorivaniya kabiny operatora. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskiiy Vestnik*, 2019, Vol. 1, No. 1 (27), pp. 53-59. (In Russian)

18. Lebedinskiy I.Yu., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Sihsoev M.I. Printsipy sozdaniya sistem podressorivaniya kabin transportno-tekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Sovremennyye naukoemkie tekhnologii*, 2019, № 2, pp. 105-109. (In Russian)

19. Balakin P.D., Dyundik O.S., Zgonnik I.P. Systems of vibration isolators based on elements with linear characteristics. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1546, pp. 012125. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012125

20. Zotov A.N. Vibroizolyatory s kvazinulevoy zhestkostyu. *Izvestiya vysshihkh uchebnykh zavedeniy. Gornyy zhurnal*, 2007, No. 2, pp. 147-151. (In Russian)

21. Alabuzhev P.M., Gritchin A.A., Kim L.I. *Vibration protecting and measuring system with quasi-zero stiffness*. Detroit: Hemisphere Publishing Corp., 1989. 100 p.

22. Korihtov M.S., Therbakov V.S., Pochekueva I.E. Sravnitelnyy analiz pruzhinnykh mekhanizmov vibrozashchitnykh kresel dorozhno-stroitelnykh mashin. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 1, pp. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72 (In Russian)

23. Ye K., Ji J.C., Brown T. Design of a quasi-zero stiffness isolation system for supporting different loads. *Journal of sound and vibration*, 2020, Vol. 471, pp. 115198. DOI:

24. Valeev A. Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2018. Vol.37. No. 3. Pp. 640-653. DOI: 10.1177/1461348418756022

25. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

10.1016/j.jsv.2020.115198

24. Valeev A. Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2018, Vol.37, No. 3, pp. 640-653. DOI: 10.1177/1461348418756022

25. Ponomarev S.D., Andreeva L.E. *Raschet uprugikh elementov mashin i priborov*. [Calculation of the elastic elements of machines and devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 326 p. (In Russian)