

УДК (УДК) 621.877.3

СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА СИДЕНЬЯ  
ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА НАЗЕМНОЙ МАШИНЫSTATIC ANALYSIS OF THE VIBRATION PROTECTION MECHANISM OF  
THE HUMAN OPERATOR SEAT OF A GROUND MACHINEКорытов М.С., Кашапова И.Е., Щербаков В.С.  
Korytov M.S., Kashapova I.E., Sherbakov V.S.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Наземные транспортно-технологические машины совершенствуются, что приводит к увеличению их мощности, скорости, вибраций и ударов. Вибрации негативно влияют на техническое состояние машины, здоровье и работоспособность оператора. Снижается производительность работ. Актуальной остается проблема виброзащиты операторов. Основные способы виброзащиты включают использование виброзащитных опор кабин и виброзащитных подвесок сиденья оператора в кабине. Перспективным является использование пассивных виброзащитных систем сидений с эффектом квазиулевого жесткости и нелинейной силовой характеристикой. Подстройка сиденья под переменный вес оператора важна для обеспечения эффекта квазиулевого жесткости. Для предложенной конструкции виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма приведена расчетная схема. На основе расчетной схемы выведены аналитические зависимости коэффициента пропорциональности между массой человека-оператора и величиной силы растяжения пружины и натяжения троса, а также силы растяжения пружины и натяжения троса от величины подъема или опускания сиденья. Выводимые аналитические выражения включали в себя геометрические размеры виброзащитного механизма, включая длину пружины растяжения, коэффициент жесткости пружины, массу сиденья с оператором. Приведены графики зависимостей коэффициента пропорциональности массы сиденья с оператором и силы растяжения пружины, от геометрических размеров при различных значениях коэффициента жесткости пружины, и различной габаритной горизонтальной длине механизма. Приведены графики зависимостей силы растяжения пружины механизма от высоты подъема сиденья при различных значениях массы сиденья, изменяемой в широком диапазоне. Графики силы растяжения пружины приведены для двух вариантов размеров механизма, отличающихся двукратным масштабированием с сохранением пропорций. Установлено, что увеличение геометрических размеров механизма предпочтительно для минимизации диапазона изменения силы растяжения пружины и уменьшения кривизны ха-

**Abstract.** Ground transport and technological machines are being improved, which leads to an increase in their power, speed, vibrations and impacts. Vibrations have a negative effect on the technical condition of the machine, health and performance of the operator. Work productivity decreases. The problem of vibration protection of operators remains relevant. The main methods of vibration protection include the use of vibration-proof cabin mounts and vibration-proof suspensions of the operator's seat in the cabin. The use of passive vibration-proof seat systems with a quasi-zero rigidity effect and a nonlinear force characteristic is promising. Adjusting the seat to the variable weight of the operator is important to ensure the effect of quasi-zero rigidity. For the proposed design of the vibration-proof seat system based on the parallelogram mechanism, a calculation scheme is given. Based on the calculation scheme, analytical dependencies are derived for the proportionality coefficient between the mass of the human operator and the magnitude of the spring tensile force and cable tension, as well as the spring tensile force and cable tension on the amount of seat lifting or lowering. The derived analytical expressions included the geometric dimensions of the vibration protection mechanism, including the length of the extension spring, the spring stiffness coefficient, and the mass of the seat with the operator. The graphs of the proportionality coefficient of the mass of the seat with the operator and the spring extension force on the geometric size are given for different values of the spring stiffness coefficient and different overall horizontal lengths of the mechanism. The graphs of the dependences of the mechanism spring extension force on the seat lift height are given for different values of the mass of the seat with the operator, changing in a wide range. The graphs of the spring extension force dependencies are given for two variants of the mechanism dimensions, differing in a double scaling with the preservation of proportions. It was found that an increase in the geometric dimensions of the mechanism is preferable for minimizing the range of variation of the spring extension force and reducing the curvature of the characteristics. The derived analytical dependencies open up the possibility of studying and optimizing the interrelated power and geometric parameters of the vibration protection mechanism of the seat, taking into

рактических. Выведенные аналитические зависимости открывают возможность исследования и оптимизации взаимосвязанных силовых и геометрических параметров виброзащитного механизма сиденья с учетом заданных ограничений.

**Ключевые слова:** виброзащитная подвеска сиденья, вибрация, квазинулевая жесткость, пружина.

**Дата получения статьи:** 13.08.2025

**Дата принятия к публикации:** 22.09.2025

**Дата публикации:** 25.12.2025

#### Сведения об авторах:

**Корытов Михаил Сергеевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,  
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Кашапова Ирина Евгеньевна** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,  
e-mail: kashapova\_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

**Щербakov Виталий Сергеевич** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,  
e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

account the specified restrictions.

**Keywords:** vibration-protective seat suspension, vibration, quasi-zero stiffness, spring.

**Date of manuscript reception:** 13.08.2025

**Date of acceptance for publication:** 22.09.2025

**Date of publication:** 25.12.2025

#### Authors' information:

**Mikhail S. Korytov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department of Automobile transport at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),  
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Irina E. Kashapova** – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Department of Automation and power engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),  
e-mail: kashapova\_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

**Vitaliy S. Sherbakov** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department of Automation and power engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),  
e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

## 1. Введение

На сегодняшний день наземные транспортно-технологические средства, в частности, специализированные машины для строительства и дорожного ремонта продолжают развиваться в направлении повышения мощности, эффективности работы и скорости движения. Это приводит к возрастанию таких производственных факторов, как вибрации в узлах машины и внешние удары [1- 3].

Причиной возникновения такого рода факторов является взаимодействие ходового оборудования и рабочих органов машин с микрорельефом опорной поверхности и обрабатываемой средой [4].

Длительное влияние вибраций негативно сказывается как на самой машине, так и на здоровье операторов. На практике довольно часто встречаются случаи профессиональных заболеваний операторов наземных машин, вызванные воздействием общей вибрации на организм человека [5].

В связи с этим актуальной остается проблема виброзащиты операторов наземных машин. Основными способами виброзащиты операторов являются использование виброзащитных кабин и виброзащитных подвесок сидений операторов, которые взаимодополняют друг друга и совместно снижают вибрационные нагрузки [6].

Перспективным направлением в области виброзащиты операторов является применение пассивных виброзащитных систем сидений с нелинейной статической силовой характеристикой, имеющей участок квазиулевой жесткости. Такие системы позволяют эффективно гасить вибрации в широком диапазоне частот, обеспечивая комфорт и защиту оператора [7]. Особенностью работы данной системы является то, что сила, воздействующая на сиденье оператора со стороны виброзащитного механизма, на участке квазиулевой жесткости сохраняет постоянное или близко к постоянному значение [8].

При разработке виброзащитной системы сиденья оператора необходимо рассмотреть такой аспект, как подстройку положения сиденья под переменный вес оператора.

Подстройка положения сиденья с учетом массы оператора позволяет устранить «дрейф» положения сиденья в зоне квазиулевой жесткости, что повышает стабильность и комфорт во время работы. Такая регулировка достигается за счет изменения силы, создаваемой пружиной растяжения, в виброзащитной системе сиденья, это обеспечивает адаптацию к переменной массе опе-

ратора и снижает вибрационные нагрузки, предотвращая дискомфорт и усталость оператора [9].

Таким образом, подстройка положения сиденья под требуемую массу человека-оператора является важной и актуальной задачей для обеспечения комфорта, безопасности и эффективности труда, а также для снижения вредного воздействия вибраций и поддержания здоровья оператора в процессе работы.

## 2. Постановка задачи

На рис. 1 представлена расчетная схема параллелограммного виброзащитного механизма, которой поставлена в соответствии локальная система координат  $OXY$ , жестко связанная с кабиной машины [10]. Приняты обозначения:  $m$  – сосредоточенная масса сиденья с оператором, кг;  $F_g$  – вертикальная подъемная сила виброзащитного механизма сиденья, которая должна уравнивать силу тяжести, создаваемую массой сиденья с оператором, Н;  $L$  – длина рычага, м;  $x$ ,  $y$ ,  $z$  – стороны треугольника 0-1-2, образованного

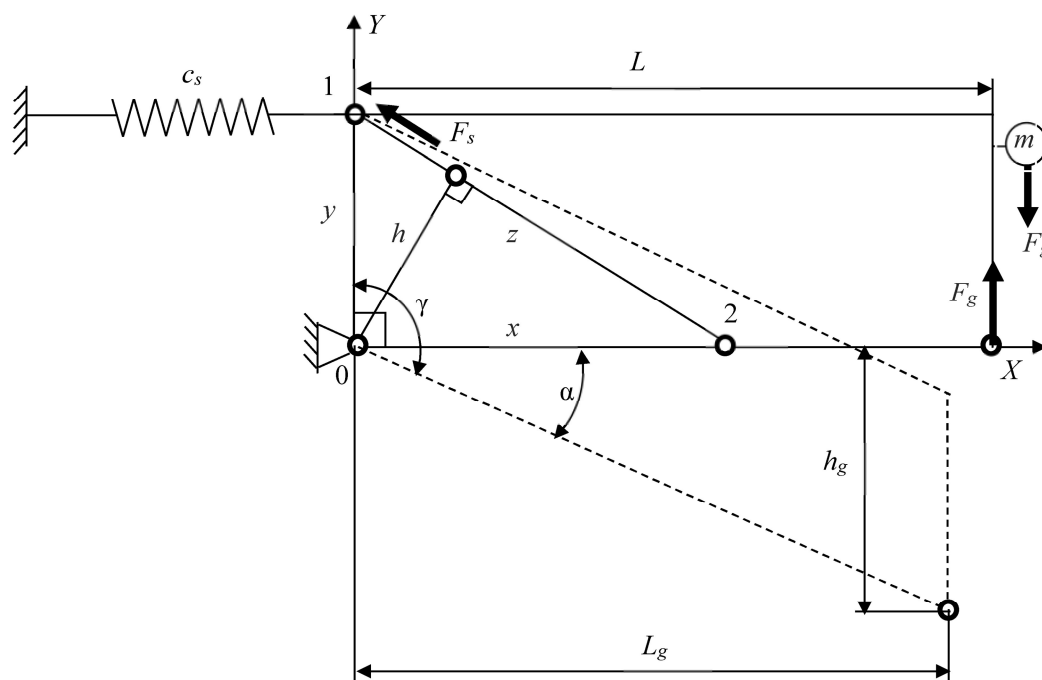


Рис. 1. Расчетная схема исследуемой виброзащитной системы сиденья (а) и пример ее кусочно-линейной двухсегментной статической силовой характеристики (б)

тросом, частью рычага и стойкой, в роли которой, в данном случае, выступают точки, жестко связанные с кабиной оператора,  $m$ ;  $h$  – высота треугольника, проведенная из вершины 0 к его стороне 1-2, образованной тросом,  $m$ ;  $F_s$  – сила растяжения пружины и натяжения троса,  $H$ ;  $c_s$  – жесткость пружины,  $H/m$ ;  $h_g$  – высота подъема или опускания правой точки механизма,  $m$ ;  $\gamma$  – угол поворота рычага относительно стойки, град;  $\pm\alpha$  – угол поворота рычага относительно оси  $OX$ , град.

Имеют место соотношения:

$$\gamma = 90^\circ - (\pm\alpha);$$
$$\text{sign}(\alpha) = \begin{cases} 1, & \text{если } \alpha > 0, h_g > 0; \\ 0, & \text{если } \alpha = 0, h_g = 0; \\ -1 & \text{если } \alpha < 0, h_g < 0. \end{cases} \quad (1)$$

Требуется вывести аналитическую зависимость  $k(x)$  где  $k$  – коэффициент пропорциональности между массой человека-оператора и величиной силы растяжения пружины, отражающую взаимосвязь силовых и геометрических параметров механизма. Также требуется вывести аналитическую зависимость силы растяжения пружины  $F_s(h_g)$ .

### 3. Вывод аналитических зависимостей

Особенность вывода формулы, связывающей силовые и геометрические параметры механизма, заключается в следующем: при вычислении моментов сил и при вычислении площади треугольника, используется общий параметр  $h$ . Это позволяет вывести зависимость, устанавливающую связь силовых и геометрических параметров механизма.

В случае, если  $\alpha \neq 0$ ,  $\gamma \neq 90^\circ$ , площадь треугольника 0-1-2 будет определяться выражением

$$S = \frac{x \cdot y \cdot \sin \gamma}{2}. \quad (2)$$

Площадь рассматриваемого треугольника 0-1-2 может быть определена по двум выражениям.

Как произведение длины высоты  $h$ , проведенной из вершины 0 к стороне 1-2, на длину этой стороны:

$$S = \frac{h \cdot z}{2}. \quad (3)$$

Формула (3) справедлива при любой форме треугольника 0-1-2.

Сторона  $z$  треугольника 0-1-2 в общем случае при  $\alpha \neq 0$ ,  $\gamma \neq 90^\circ$  может быть выражена через стороны  $x$  и  $y$  и угол  $\gamma$  между ними по теореме косинусов:

$$z = \sqrt{x^2 + y^2 - 2 \cdot x \cdot y \cdot \cos \gamma}. \quad (4)$$

Из (2) и (3) с учетом (4) высота  $h$  будет определяться выражением

$$h = \frac{x \cdot y \cdot \sin \gamma}{\sqrt{x^2 + y^2 - 2 \cdot x \cdot y \cdot \cos \gamma}}. \quad (5)$$

Выражение момента сил, создаваемого подъемной силой виброзащитного механизма при  $\alpha \neq 0$ ,  $\gamma \neq 90^\circ$  имеет вид:

$$M_g = F_g \cdot L_g = F_g \cdot L \cdot \cos \alpha. \quad (6)$$

Момент сил, создаваемый пружиной, равен

$$M_s = F_s \cdot h. \quad (7)$$

Учитывая равенство моментов сил  $M_g = M_s$ , из (6) и (7) выражение высоты  $h$  примет вид

$$h = \frac{F_g}{F_s} \cdot L \cdot \sin \gamma. \quad (8)$$

Приравняв (5) и (8), получим

$$\frac{F_g}{F_s} = \frac{x \cdot y \cdot \sin \gamma}{L \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{x^2 + y^2 - 2 \cdot x \cdot y \cdot \cos \gamma}}. \quad (9)$$

Учитывая, что  $\cos \gamma = \frac{h_g}{L}$  выражение (9)

принимает вид:

$$\frac{F_g}{F_s} = \frac{x \cdot y}{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2 - \frac{2 \cdot x \cdot y \cdot h_g}{L}}}. \quad (10)$$

Для среднего положения механизма, при  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ,  $h_g = 0$  выражения (9) и (10) примут вид:

$$\frac{F_g}{F_s} = \frac{x \cdot y}{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}. \quad (11)$$

В среднем положении механизма ( $\alpha = 0^\circ$ ,  $h_g = 0$ ) пружина растянута и уравнивает силу веса сиденья с оператором

$$F_g = m \cdot g \quad (12)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .



Из (11) видно, что

$$F_s = F_g \cdot \frac{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{x \cdot y}; \quad (13)$$

$$F_s = c_s \cdot L_s, \quad (14)$$

где  $c_s$  – коэффициент жесткости пружины, Н/м;  $L_s$  – величина растяжения пружины, м.

Из (13) и (14) видно, что в среднем положении механизма величина растяжения пружины

$$L_s = F_g \cdot \frac{L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{c_s \cdot x \cdot y} = m \cdot \frac{g \cdot L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{c_s \cdot x \cdot y}. \quad (15)$$

Для сохранения среднего положения сиденья оператора при изменении массы  $m$  необходимо корректировать растяжение пружины [10].

При фиксированных значениях конструктивных параметров сиденья и пружины, величина растяжения пружины прямо пропорциональна массе сиденья с оператором

$$L_s = k \cdot m, \quad (16)$$

где

$$k = \frac{g \cdot L \cdot \sqrt{x^2 + y^2}}{c_s \cdot x \cdot y}. \quad (17)$$

Из (17) видно, что  $k$  зависит от конструктивных параметров сиденья, в частности, от величины  $x$ . То есть, изменяя расстояние  $x$  можно обеспечивать среднее положение сиденья при изменении массы оператора за счет регулировки положения точки 2 на

нижней стороне параллелограммного механизма.

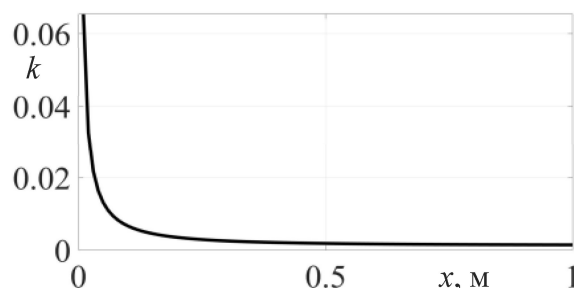
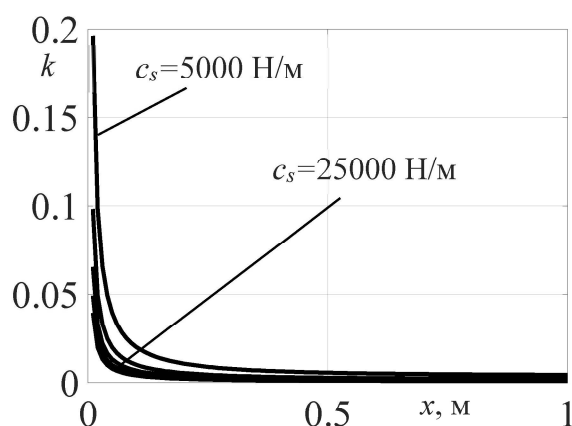


Рис. 2. Пример функциональной зависимости  $k(x)$

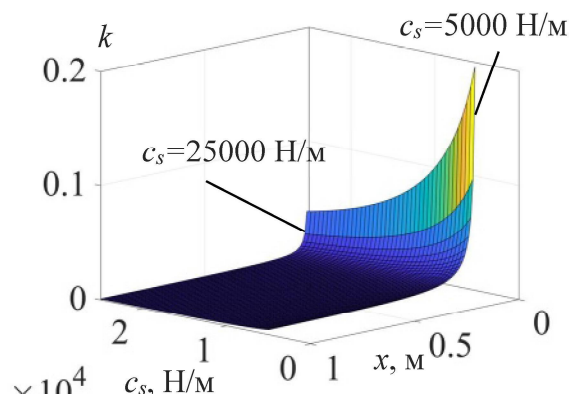
В качестве примера приведена функциональная зависимость рис. 2, отражающая взаимосвязь силовых и геометрических параметры механизма. Часть параметров принимала фиксированные значения:  $L=1$  м,  $y=0,5$  м,  $c_s=15000$  Н/м, а параметр  $x$  варьировался от 0 до 1 м с шагом 0,01 м.

На рис. 3, а приведено несколько кривых  $k(x)$ , полученных для различных значений коэффициента жесткости пружины  $c_s$ . Значения коэффициента жесткости пружины  $c_s$  менялись от 5000 Н/м до 25000 Н/м с шагом 5000 Н/м. Параметр  $x$  также варьировался от 0 до 1 м с шагом 0,01 м, прочие параметры принимали те же значения, что указаны выше.

На рис. 3, б приведен график поверхности  $k(x, c_s)$ , соответствующий кривым рис. 3, а.



а)



б)

Рис. 3. Функциональные зависимости  $k(x)$  при различных значениях коэффициента жесткости пружины  $c_s$  (а) и соответствующий им график поверхности  $k(x, c_s)$  (б)

Также по формуле (17), при изменении величины  $x$ , для различных значений геометрического параметра  $L$  и при фиксированных

значениях параметров  $c_s$  и  $y$ , были получены функциональные зависимости  $k(x)$ , которые приведены на рис. 4, а.

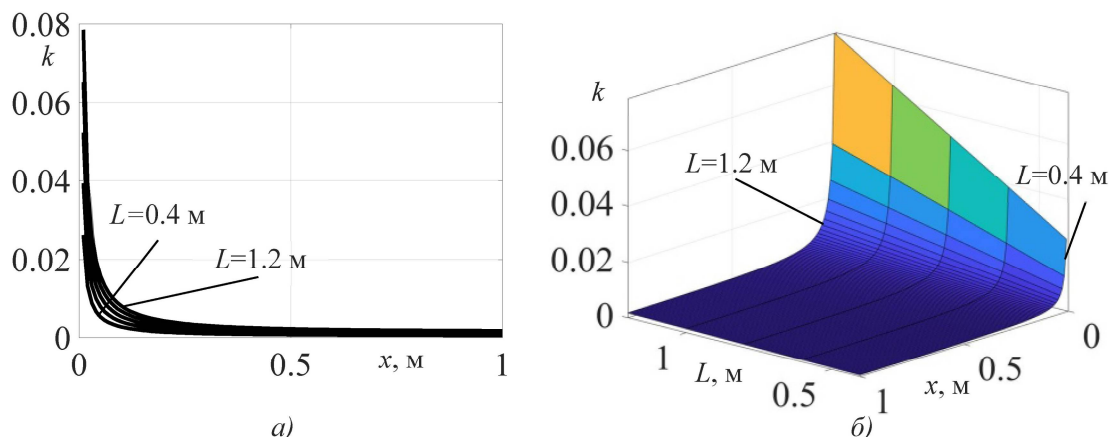


Рис. 4. Функциональные зависимости  $k(x)$  при различных значениях геометрического параметра механизма  $L$  (а) и соответствующий им график поверхности  $k(x, L)$  (б)

Параметр  $c_s$  принимал фиксированное значение  $c_s=15000$  Н/м, параметр  $y=0.5$  м. Варьируемый параметр  $L$  принимал значения в диапазоне от 0.4 до 1.2 м, изменяясь с шагом 0.2 м.

На рис. 4, б приведен график поверхности, соответствующий кривым рис 3, а.

Для построения графика зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса от высоты подъема сиденья  $F_s=f(h_g)$ , из формулы (10) может быть получено аналитическое выражение  $F_s$ , которое в общем случае будет иметь следующий вид:

$$F_s = \frac{L \cdot F_g \cdot \sqrt{x^2 + y^2 - \frac{2 \cdot x \cdot y \cdot h_g}{L}}}{x \cdot y}. \quad (18)$$

Использование выражения (18) позволило получить графики функциональных зависимостей силы растяжения пружины и натяжения троса  $F_s$  от высоты подъема сиденья, приведенные на рис. 5.

Масса сиденья с оператором при этом варьировалась в широких пределах от 80 до 200 кг с шагом в 10 кг. Параметр  $c_s$  принимал фиксированное значение  $c_s=15000$  Н/м.

Геометрические параметры для графиков на рис. 5, а принимали фиксированные значения:  $x=0.5$  м,  $y=0.5$  м,  $L=1$  м. На рис. 5, б геометрические параметры принимали значения:  $x=0.25$  м,  $y=0.25$  м,  $L=0.5$  м, что соответствует уменьшенному в 2 раза механизму с сохранением пропорций между геометрическими размерами  $x$ ,  $y$  и  $L$ . Также были исследованы два других соотношения размеров  $x=y$  при постоянном значении  $L=1$  м. На рис. 5, в геометрические параметры принимали значения:  $x=0.25$  м,  $y=0.25$  м,  $L=1$  м, а на рис 5, г –  $x=0.75$  м,  $y=0.75$  м,  $L=1$  м.

На рис. 6 для всех четырех рассмотренных соотношений  $x$ ,  $y$ ,  $L$  приведены графические зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса  $F_s$  в среднем положении механизма при  $h_g=0$  м (см. рис. 6, а) и диапазона изменения силы  $F_s$  (см. рис. 6, б) от массы  $m$  сиденья с оператором.

#### 4. Заключение

Выведена аналитическая зависимость коэффициента пропорциональности между массой человека-оператора и величиной силы растяжения пружины, отражающая взаимосвязь силовых и геометрических параметров механизма.

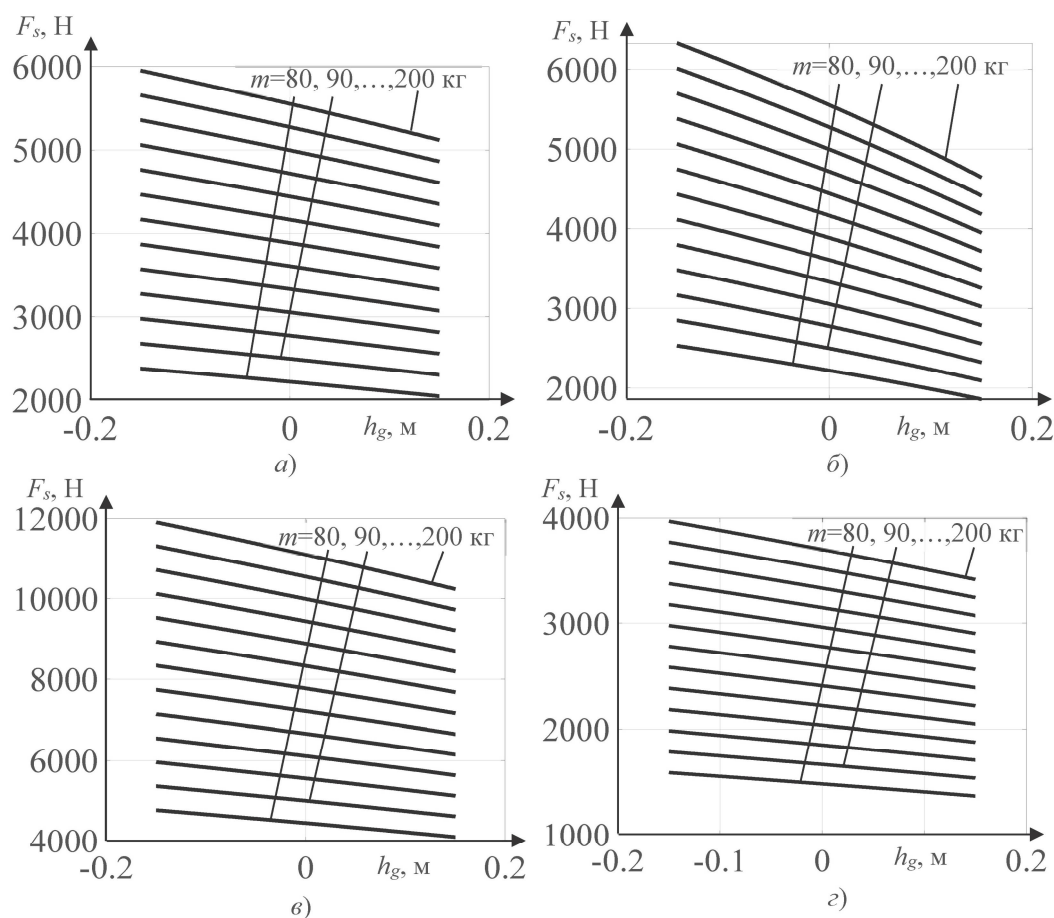


Рис. 5. Зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса  $F_s$  от высоты подъема/опускания сиденья  $h_g$  при различных значениях массы  $m$  сиденья с оператором: а) при  $x=0.5$  м,  $y=0.5$  м,  $L=1$  м; б) при  $x=0.25$  м,  $y=0.25$  м,  $L=0.5$  м; в) при  $x=0.25$  м,  $y=0.25$  м,  $L=1$  м; г) при  $x=0.75$  м,  $y=0.75$  м,  $L=1$  м

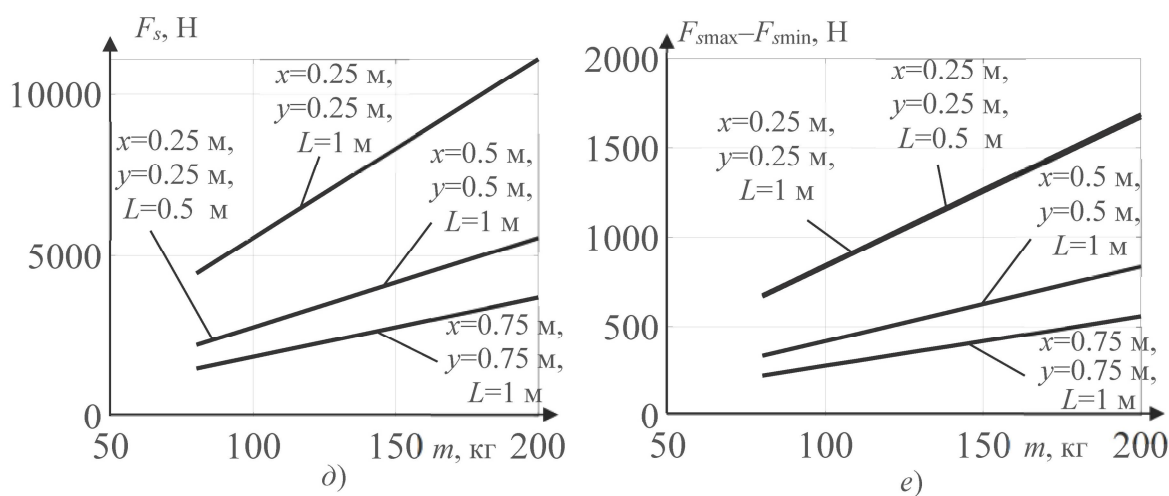


Рис. 6. Зависимости силы растяжения пружины и натяжения троса  $F_s$  и ее диапазона изменения от массы  $m$  сиденья с оператором при различных сочетаниях  $x$ ,  $y$ ,  $L$ : а)  $F_s(m)$  в среднем положении механизма  $h_g=0$  м; б) зависимости диапазона изменения  $F_s$

Из рис. 2 видно, что функциональная зависимость  $k=f(x)$  имеет гиперболическую форму, при этом значение  $k$  изменяется более чем в 10 раз, т.е. на порядок. Это позволяет сделать вывод о том, что можно использовать  $k$  или  $x$  как регулировочный параметр при подстройке положения сиденья под переменную массу человека-оператора.

Наиболее интенсивно влияние  $x$  проявляется при  $x < 0.2L$ . При  $x > 0.25L$  коэффициент  $k$  стабилизируется.

Анализ рис. 3 показывает, что увеличение жесткости пружины растяжения снижает значения коэффициента  $k$  во всем диапазоне изменения аргумента  $x$ . При увеличении значения  $L$  значения коэффициента  $k$  возрастают во всем диапазоне изменения аргумента  $x$  (см. рис. 4).

Также выведена аналитическая зависимость силы растяжения пружины от массы сиденья с оператором. В заданных диапазонах изменения параметров, форма статических характеристик силы растяжения пружины  $F_s(h_g)$  близка к линейной.

Из рис. 5, 6 видно, что при уменьшении геометрических размеров механизма, возрастает наклон, диапазон изменения и кривизна статических характеристик  $F_s(h_g)$ , в то время как значения силы растяжения пружины в средней точке характеристики остаются неизменными. В то же время, диапазон изменения  $F_s$  зависит от величины размеров  $x$  и  $y$ , и почти не зависит от значения  $L$ . При увеличении размеров  $x=y$  происходит уменьшение диапазона  $F_s$ . Это позволяет сделать вывод о том, что увеличение геометрических размеров механизма в пределах заданных ограничений является предпочтительным с позиции минимизации диапазона изменения силы растяжения пружины.

Выведенные аналитические зависимости открывают возможность исследования и оптимизации, с учетом заданных ограничений, силовых и геометрических параметров разработанного виброзащитного механизма сиденья.

### Список литературы

1. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions // *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2021. Vol. 22. P. 245–264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 327. No. 5. P. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C., et al. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators // *Measurement Science and Technology*. 2024. Vol. 35. No. 3. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // *Journal of Physics: Conference Series*.

### References

1. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2021, Vol. 22, pp. 245–264. DOI:10.1631/jzus.A2100006
2. Lagunova Y. A., Komissarov A. P., Lukashu O. A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, No. 5, pp. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators. *Measurement Science and Technology*, 2024, Vol. 35, No. 3, pp. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020,



2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097

5. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International journal of occupational safety and ergonomics*. 2020. P. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154

6. Han G., Kim K.D., Ahn D.V. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // *Journal of Biosystems Engineering*. 2023. Vol. 48. P. 69–78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7

7. Liu Y., Xu L., Song C. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping // *Archive of applied mechanics*. 2019. Vol. 89. No. 9. P. 1743-1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0

8. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile // *International journal of mechanical sciences*. 2021. Vol. 189. P. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci. 2020.105938

9. Коротков М.С. Моделирование вертикальных колебаний сиденья оператора с заданной силовой характеристикой // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2025. № 1. С. 75-84. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084

10. Способ и устройство формирования заданной формы квазинулевой статической характеристики виброзащитного механизма сиденья оператора / И.Е. Кашапова, В.С. Щербakov, М.С. Коротков. - Патент РФ на изобретение № 2779919. Заявл. 25.01.2022, № 2022101550. Оpubл. 15.09.2022. Бюл. № 26

Vol. 1441, pp. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097

5. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators. *International journal of occupational safety and ergonomics*, 2020, pp. 1–10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154

6. Han G., Kim K.D., Ahn D.V., et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *Journal of Biosystems Engineering*, 2023, Vol. 48, pp. 69–78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7

7. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping. *Archive of applied mechanics*, 2019, Vol. 89, No. 9, pp. 1743–1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0

8. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile. *International journal of mechanical sciences*, 2021, Vol. 189, pp. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci. 2020.105938

9. Korytov M.S. Modelirovanie vertikal'nykh kolebaniy sideniya operatora s zadannoy silovoy kharakteristikoy [Modeling vertical oscillations of the operator's seat with a given force characteristic]. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2025, No.1, pp. 75-84. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084 (In Russian)

10. Patent RU 2779919. Method and device for forming a given shape of a quasi-zero static characteristic of the vibration protection mechanism of the operator's seat. Khashapova I.E., Shcherbakov V.S., Korytov M.S. Declared 25.01.2022. Published 15.09.2022. (In Russian)