

УДК (UDK) 621.877.3

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СИСТЕМЫ СИДЕНИЙ ОПЕРАТОРОВ С ДВУХСЕГМЕНТНОЙ
КУСОЧНО-ЛИНЕЙНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙVIBRATION PROTECTION SYSTEMS FOR OPERATOR SEATS WITH
TWO-SEGMENT PIECEWISE-LINEAR STATIC FORCE CHARACTERISTICКорытов 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 в процессе работы подвержены значительным вибрациям и ударным воздействиям. Поэтому актуальна задача защиты их операторов от указанных воздействий. В работе исследовались негармонические импульсные воздействия на систему сиденья с оператором в виде перемещения вверх или вниз с постоянной скоростью, которое начинается в нулевой момент времени из состояния покоя системы. Осуществлялась модельная вычислительная проверка сделанного предположения о том, что виброзащитная система сиденья с несимметричной силовой характеристикой способна обеспечить лучшую защиту по сравнению с системами с симметричной силовой характеристикой. В исследуемой одномассовой системе сиденья на виброзащитной подвеске с одной поступательной степенью свободы, использовалась кусочно-линейная двухсегментная силовая характеристика с различными углами наклона сегментов в положительной и отрицательной областях значений локальной координаты деформаций виброзащитного механизма. Асимметричное кинематическое возбуждение движения системы выполнялось путем придания основанию в начальный момент линейного движения в вертикальном направлении с постоянной скоростью. В вычислительном эксперименте варьировались коэффициенты наклона сегментов статической силовой характеристики в положительной и отрицательной областях значений локальной координаты. В качестве показателя оценки эффективности защиты использовалось максимальное скорректированное ускорение сиденья. Осреднение показателя проводилось для подъема и опускания основания сиденья с одинаковой скоростью. Проведено сравнение виброзащитных систем с односегментной и двухсегментной силовыми характеристиками. Приведены функциональные зависимости максимального скорректированного ускорения от средних максимальных деформаций виброзащитного механизма сиденья, для расчетных случаев подъема и опускания основания. Подтверждено предположение о преимуществе виброзащитных систем с несимметричной силовой характеристикой. При небольших внешних воздействиях снижение макси-

Abstract. Ground transport and technological machines are exposed to significant vibrations and impacts during operation. Therefore, the task of protecting their operators from these effects is relevant. In this work, we investigated non-harmonic impulse effects on the seat system with the operator in the form of upward or downward movement with a constant speed, which begins at zero time from the rest state of the system. A model computational verification of the made assumption that the vibration protection system of the seat with an asymmetric force characteristic is capable of providing better protection compared to systems with a symmetric linear static force characteristic was carried out. In the studied single-mass vibration protection system of the seat on the vibration protection suspension with one translational degree of freedom, a piecewise linear two-segment force characteristic with different angles of inclination of the segments in the positive and negative areas of the values of the local coordinate of deformations of the vibration protection mechanism was used. Asymmetric kinematic excitation of the system motion was performed by giving the base a linear motion in the vertical direction at a constant speed at the initial moment. In the computational experiment, the slope coefficients of the static force characteristic segments in the positive and negative ranges of the local coordinate values were varied. The maximum corrected acceleration of the seat was used as an indicator for assessing the effectiveness of protection. The indicator was averaged for raising and lowering the seat base with the same speed. Vibration protection systems with single-segment and two-segment force characteristics were compared. Functional dependencies of the maximum corrected acceleration on the average maximum deformations of the vibration protection mechanism of the seat are given for the calculated cases of raising and lowering the base. The assumption about the advantage of vibration protection systems with an asymmetric force characteristic is confirmed. With small external impacts, the decrease in the maximum corrected acceleration is insignificant, with an increase in external impacts it is more significant.

мального скорректированного ускорения незначительно, при возрастании внешних воздействий более существенно.

Ключевые слова: виброзащита, виброизоляция, максимальное скорректированное ускорение, двухсегментная, характеристика.

Дата получения статьи: 20.04.2025
Дата принятия к публикации: 05.06.2025
Дата публикации: 25.09.2025

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», ФГБОУ ВО «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», ФГБОУ ВО «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», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Keywords: vibration protection, vibration isolation, maximum adjusted acceleration, two-segment, characteristic.

Date of manuscript reception: 20.04.2025
Date of acceptance for publication: 05.06.2025
Date of publication: 25.09.2025

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor at Department of Automobile transport, 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 at Department of Automation and power engineering, 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 at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

1. Введение

Наземные транспортно-технологические машины, в том числе строительные и дорожные машины, имеют тенденцию к непрерывному увеличению мощности, производительности, скорости перемещения и т.д. В связи с этим возрастает необходимость обеспечения защиты узлов машин и операторов от возникающих вибраций и ударных воздействий [1 - 3].

Силовые и кинематические воздействия на ходовые элементы и рабочие органы машин со стороны опорной поверхности и обрабатываемых сред, характеризуются переменными значениями и сменой знака перемещения, скорости, ускорения и силы [4, 5].

Большие вибрации и ударные воздействия уменьшают срок службы таких узлов машин, как трансмиссия, рабочие органы и ходовые элементы, снижают надежность и

эффективность работы машин. Но наибольший вред вибрации и ударные воздействия наносят операторам, вызывая у них профессиональные заболевания, снижая внимание и работоспособность операторов [6, 7]. В конечном итоге это приводит к снижению производительности и точности работ, выполняемых строительными и дорожными машинами [8 - 10]. Применение систем виброзащиты кабин [11] и сидений операторов [12] позволяет снизить уровень вибрационных и ударных воздействий на операторов. При этом виброзащитные системы сидений взаимодействуют непосредственно с операторами, поэтому являются наиболее важной составляющей виброзащиты.

Активные [13] и пассивные [14] виброзащитные системы сидений операторов, отличаясь друг от друга по признаку использования внешней энергии, могут реализовывать различные статические силовые характери-

стики, в том числе нелинейные и кусочно-линейные.

При низкочастотных и ударных воздействиях на основание сиденья, наряду с общепринятым показателем ускорения сиденья, используются другие показатели оценки эффективности виброзащиты, такие, например, как сила реакции со стороны опорной поверхности на сиденье с оператором [15]. Сила реакции со стороны опоры в каждый момент времени, при соблюдении условия отсутствия отрыва, может быть определена как произведение массы объекта на сумму ускорений: ускорения объекта в неподвижной системе координат и ускорения свободного падения $g = 9.81 \text{ м/с}^2$. Целесообразно для сравнительного анализа, в частности, при негармонических воздействиях импульсного и ступенчатого типа, использовать параметр максимального скорректированного ускорения. Это позволит проводить сравнение сидений с различной массой оператора.

Текущее значение скорректированного ускорения в каждый момент времени в динамике может быть вычислено без использования значения массы сиденья, по формуле

$$a_g(t) = g + a(t), \quad (1)$$

где $a(t)$ – текущее значение ускорения сиденья с оператором в неподвижной системе координат.

Максимальное значение скорректированного ускорения, достигаемое в течении рассматриваемого переходного процесса, обозначим $a_{g\max}$.

Предложенный параметр $a_{g\max}$ при низкочастотных и ударных воздействиях позволяет количественно оценить воздействие на оператора. Например, при движении сиденья с оператором вниз в неподвижной системе координат с ускорением, равным ускорению свободного падения, текущее значение параметра a_g будет нулевым. Это соответствует реальной ситуации, когда оператор фактически находится в невесомости, в свободном падении вместе с сиденьем, и сила воздействия на тело оператора со стороны сиденья равна нулю. В то же время, при использовании не подвергнутого коррекции значения ускорения в неподвижной системе координат a , в том же расчетном случае текущее

ускорение оператора вместе с сиденьем будет сравнительно большим, 9.81 м/с^2 , при фактическом отсутствии силового воздействия. Поэтому использование показателя $a_{g\max}$ вместо $a_{\max}$, будет более информативным.

2. Постановка задачи исследований

Было выдвинуто предположение о том, что виброзащитная система сиденья оператора с несимметричной силовой характеристикой обеспечивает меньшее значение $a_{g\max}$, в частности, при негармонических воздействиях ударного импульсного или ступенчатого типа.

Необходимо исследовать на эффективность виброзащитную систему сиденья операторов с несимметричной силовой характеристикой при негармоническом воздействии.

Была описана и исследована одномассовая виброзащитная система сиденья с оператором, имеющая одну вертикальную поступательную степень свободы (рис. 1, а) и наиболее простой вид несимметричной статической силовой характеристики – кусочно-линейный двухсегментный (рис. 1, б). Подобные характеристики могут быть реализованы не только в активных, но и в пассивных виброзащитных системах с помощью комбинации двух упругих элементов, например, пружин сжатия, каждая из которых имеет ограниченный ход.

Предлагается использовать асимметричное кинематическое возбуждение данной системы:

$$y_{op} = f(t).$$

В целях снижения вычислительной сложности, предлагается, чтобы воздействие характеризовалось одним параметром. Это упростит решение задач анализа и синтеза.

Требуется с использованием известной математической модели провести исследование отклика описываемой системы на кинематическое возбуждение и подтвердить выдвинутую гипотезу.

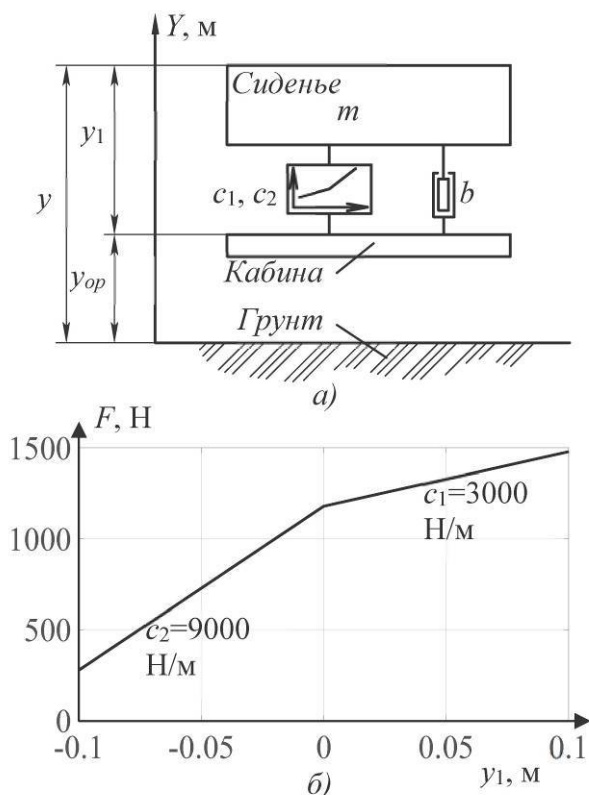


Рис. 1. Расчетная схема исследуемой виброзащитной системы сиденья (а) и пример ее кусочно-линейной двухсегментной статической силовой характеристики (б)

3. Математическая модель

В математической модели рассматриваемой системы (рис. 1) сосредоточенная масса виброзащищаемого объекта сиденья с оператором имеет величину m и обладает одной поступательной степенью свободы относительно основания сиденья, т.е. пола кабины. Абсолютная вертикальная координата массы в неподвижной системе координат, т.е. относительно грунта, обозначена y , относительная координата деформации виброзащитного механизма сиденья относительно собственного равновесного положения обозначена y_1 . Модель включает в себя также демпфер с постоянным коэффициентом демпфирования b , и силовой механизм, обеспечивающий заданную кусочно-линейную двухсегментную статическую силовую характеристику $F=f(y_1)$:

$$F(y_1) = c \cdot y_1, \quad (2)$$

где $F(y_1)$ – сила упругости, действующая со стороны силового механизма виброзащитной системы на сиденье с оператором; c – переменный, в данном случае, коэффициент жесткости, значения которого задаются по условиям:

$$c = \begin{cases} c_1 & \text{при } y_1 > 0; \\ c_2 & \text{при } y_1 \leq 0. \end{cases} \quad (3)$$

Также в модели использовалось обозначение: y_{op} – координата основания сиденья, т.е. пола кабины оператора, в неподвижной системе координат. Временная зависимость указанной координаты является входным или внешним воздействием в используемой модели.

Координаты сиденья и его основания связаны зависимостью

$$y_1 = y - y_{op}. \quad (4)$$

Динамика системы, расчетная схема которой приведена на рис. 1, а, описывается нелинейным (разрывным) дифференциальным уравнением второго порядка [14]:

$$m \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y}_1 + F(y_1) = 0, \quad (5)$$

где $\ddot{y} = a(t)$.

Одной и двумя точками в дифференциальном уравнении (5) обозначены первая и вторая производные координат по времени.

В уравнении (5) и в выражении статической силы (2) не учитывалось слагаемое силы тяжести $m \cdot g$, поскольку известно, что сила тяжести не влияет на характер колебаний виброзащищаемой массы. Происходит только смещение точки равновесия механизма на постоянную величину [14]. В то же время, при определении значения показателя оценки воздействия на оператора по (1), ускорение свободного падения учитывалось.

Заданное кинематическое возбуждение колебаний системы в виде перемещения основания сиденья, может описываться различными функциями. Например, общепринятым является использование гармонической синусоидальной функции перемещения основания [14].

В настоящей работе использовалось кинематическое возбуждение виброзащитной системы в виде перемещения основания сиденья с постоянной скоростью v_c . Переме-

щение основания начиналось сразу после нулевого момента времени моделирования, и продолжалось в течении рассматриваемого переходного процесса:

$$\begin{cases} \dot{y}_{op}(t \leq 0) = 0; y_{op}(t \leq 0) = 0; \\ \dot{y}_{op}(t > 0) = v_c; y_{op}(t > 0) = v_c \cdot t. \end{cases} \quad (6)$$

Начальными условиями моделирования являлись нулевые значения координаты основания сиденья и ее первой производной:

$$\dot{y}_{op}(t=0) = 0; y_{op}(t=0) = 0. \quad (7)$$

То есть, перемещение основания в нулевой момент времени и до нулевого момента отсутствовало, система находилась в статическом равновесии.

Дифференциальное уравнение (5), разрешенное относительно абсолютного ускорения сиденья с оператором, принимает вид

$$\ddot{y} = -\frac{F(y_1) + b \cdot \dot{y}_1}{m}. \quad (8)$$

При представлении уравнения (8) в форме Коши, т.е. в виде системы из двух дифференциальных уравнений первого порядка, данная система может быть решена известными численными методами [14, 16].

Для оценки эффективности виброзащитной системы в [14] используется параметр $\ddot{y}_{\max}$ – максимальное абсолютное ускорение сиденья в неподвижной системе координат, достигаемое во время переходного процесса.

Большой информативностью при описываемом воздействии обладает показатель среднего значения максимального ускорения сиденья $\bar{\ddot{y}}_{\max}$, определенный как среднее арифметическое двух значений $\ddot{y}_{\max}$ для расчетных случаев подъема и опускания основания с одинаковой по модулю скоростью.

В настоящей работе использовался показатель $\bar{a}_{g\max}$ на основе скорректированного ускорения a_g : среднее значение максимального скорректированного ускорения сиденья $\bar{a}_{g\max}$. Он определялся как среднее арифметическое двух значений максимального скорректированного ускорения $a_{g\max}(+v_c)$ и $a_{g\max}(-v_c)$ для расчетных случаев подъема и опускания основания сиденья с одинаковой по абсолютному значению скоростью: $\pm v_c$:

$$\bar{a}_{g\max} = \frac{a_{g\max}(+v_c) + a_{g\max}(-v_c)}{2}. \quad (9)$$

Использование показателя $\bar{a}_{g\max}$ (9) подразумевает равную вероятность подъема и опускания основания сиденья с одной и той же скоростью, что близко к реальным условиям движения машины по случайному микрорельефу опорной поверхности при сохранении горизонтальности макрорельефа.

4. Результаты экспериментов

В серии вычислительных экспериментов, проводимых на описываемой математической модели, коэффициенты наклона двух сегментов статической силовой характеристики c_1 и c_2 варьировались каждый в диапазоне от 1000 до 10000 Н/м с шагом 1000 Н/м. Рассматривались все возможные сочетания двух значений указанных коэффициентов.

Прочие параметры динамической системы сиденья на подвижном основании с виброзащитной подвеской принимали фиксированные значения: масса $m=120$ кг, коэффициент демпфирования $b=200$ Н/(м/с). Конечное время моделирования составляло 5 с во всех расчетных случаях. Абсолютная скорость перемещения основания сиденья v_c принимала два значения: 0,1 м/с и 1 м/с.

На рис. 2, а приведены в качестве примера две сравниваемые статические силовые характеристики: односегментная с одним значением коэффициента $c=7000$ Н/м, изображенная пунктирной линией, и двухсегментная с двумя значениями коэффициентов: $c_1=10000$ Н/м при $y_1 \geq 0$ и $c_2=5000$ Н/м при $y_1 < 0$, изображенная сплошной линией. Для приведенной на рис. 2, а односегментной характеристики с $c=7000$ Н/м, на рис. 2, б приведен пример временных зависимостей координаты основания сиденья $y_{op}(t)$ и абсолютной координаты сиденья $y(t)$ при подъеме основания со скоростью $v_c=1$ м/с.

На рис. 2, в, г приведены временные зависимости параметров виброзащитной системы с односегментной характеристикой с коэффициентом $c=7000$ Н/м при скоростях подъема и опускания основания сиденья со скоростью $v_c=\pm 1$ м/с соответственно. На рис.

2, в – временные зависимости локальной координаты собственной деформации виброзащитного механизма $y_1(t)$, а на рис. 2, г –

соответствующие им временные зависимости скорректированного ускорения сиденья $a_g(t)$.

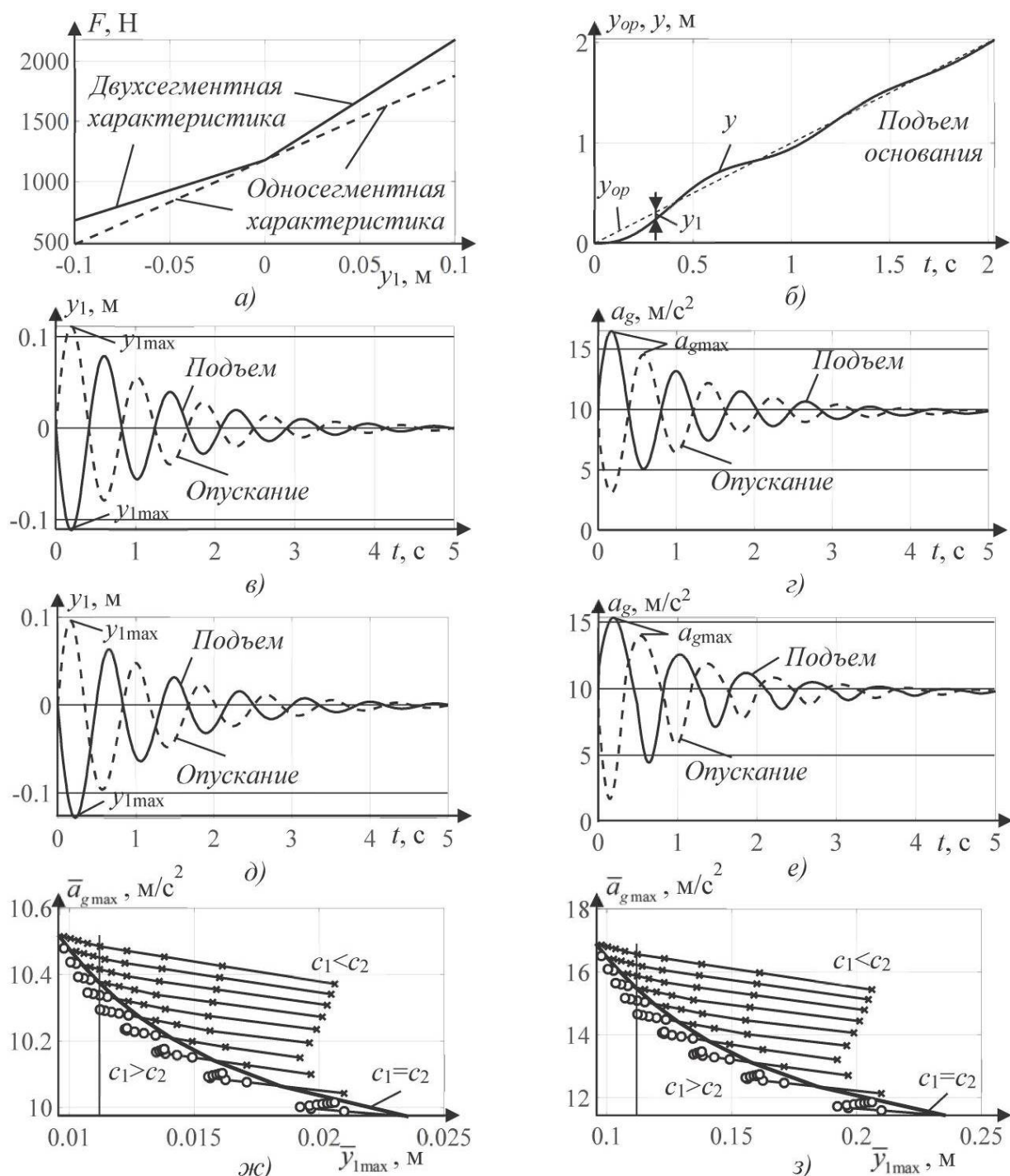


Рис. 2. Примеры двухсегментной и односегментной статических силовых характеристик виброзащитной системы (а), временных зависимостей абсолютных координат основания и сиденья (б), локальной координаты деформации механизма (в, д), скорректированного ускорения (г, е), функциональных зависимостей средних максимальных скорректированных ускорений сиденья от средних максимальных деформаций механизма (ж, з)

На рис. 2, д, е приведены аналогичные временные зависимости $y_1(t)$ и $a_g(t)$ соответ-

ственно, полученные при тех же условиях, но для виброзащитной системы с двухсег-

ментной характеристикой с коэффициентами $c_1=10000$ Н/м; $c_2=5000$ Н/м (рис. 2, а).

На рис. 2 ж, з приведены обобщающие функциональные зависимости значений средних максимальных скорректированных ускорений сиденья $\bar{a}_{g\max}$ от средних максимальных деформаций механизма $\bar{y}_{1\max}$. Скорость перемещения основания при вычислении значений $\bar{a}_{g\max}$, приведенных на рис. 2, ж составляла $v_c=\pm 0.1$ м/с. При вычислении значений $\bar{a}_{g\max}$ на рис. 2, з, указанная скорость принимала значения $v_c=\pm 1$ м/с.

Средняя максимальная деформация механизма определялась по зависимости, аналогичной (8), как среднее арифметическое максимальных абсолютных значений деформаций или отклонений локальной координаты виброзащитного механизма от равновесного положения $y_{1\max}(+v_c)$ и $y_{1\max}(-v_c)$, для двух расчетных случаев соответственно, подъема и опускания основания сиденья с одинаковой по абсолютному значению скоростью: $\pm v_c$:

$$\bar{y}_{1\max} = \frac{y_{1\max}(+v_c) + y_{1\max}(-v_c)}{2}. \quad (9)$$

Максимальная деформация $y_{1\max}$ в каждом расчетном случае перемещения определялась как максимальное достигаемое в переходном процессе абсолютное значение y_1 :

$$y_{1\max} = \max(|y_1|). \quad (10)$$

На рис. 2 ж, з тонкими наклонными линиями соединены точки с одним и тем же значением c_2 . Жирной линией соединены также точки функции, полученные при условии $c_1=c_2$.

5. Обсуждение результатов

Круглыми маркерами О-образной формы на рис. 2 ж, з обозначены точки функции $\bar{a}_{g\max}$, полученные при условии $c_1>c_2$. Маркерами Х-образной формы на тех же рисунках обозначены точки, полученные при условии $c_1<c_2$. Все точки функции на рис. 2 ж, з, полученные при условии $c_1>c_2$, располагаются ниже жирной линии, соответствующей односегментной статической силовой харак-

теристике. А все точки функции, полученные при условии $c_1<c_2$, располагаются выше жирной линии, соответствующей односегментной характеристике.

Видно, что на рис. 2 ж, з графики имеют весьма близкую друг к другу форму, отличающуюся масштабом по вертикальной оси. Вертикальные тонкие линии на рис. 2 ж, з, в качестве примера, пересекают горизонтальную ось аргумента при значении средних максимальных деформаций механизма $\bar{y}_{1\max}=0,0112$ м (рис. 2, ж) и $\bar{y}_{1\max}=0,112$ м (рис. 2, з). Указанным значениям средних максимальных деформаций механизма соответствуют две точки на каждом из рис. 2, ж, з: $c=c_1=c_2=7000$ Н/м (верхняя точка пересечения тонкой вертикальной линии и жирной наклонной линии) и $c_1=10000$ Н/м, $c_2=5000$ Н/м (нижняя точка пересечения тонкой вертикальной линии и одной из тонких наклонных линий). Приведенные значения коэффициентов c_1 и c_2 , соответствуют двум приведенным на рис. 2, а статическим силовым характеристикам: двухсегментной исследуемой и односегментной традиционной.

Сравнение значений двух точек на рис. 2, ж: [$\bar{y}_{1\max}=0,0112$ м; $\bar{a}_{g\max}=10,379$ м/с²] для системы с односегментной характеристикой и [$\bar{y}_{1\max}=0,0112$ м; $\bar{a}_{g\max}=10,294$ м/с²] для системы с двухсегментной характеристикой, показывает, что использование системы с двухсегментной характеристикой снижает значение показателя $\bar{a}_{g\max}$ на величину менее 1 %.

На рис. 2, з аналогичные две точки функции имеют координаты [$\bar{y}_{1\max}=0,112$ м; $\bar{a}_{g\max}=15,5$ м/с²] для системы с односегментной характеристикой и [$\bar{y}_{1\max}=0,112$ м; $\bar{a}_{g\max}=14,649$ м/с²] для системы с двухсегментной характеристикой. Имеет место снижение значение показателя $\bar{a}_{g\max}$ на 5,5 %.

6. Заключение

На основе расчетной схемы виброзащитной системы оператора с одной вертикальной поступательной степенью свободы ис-

следована математическая модель динамической системы, включающей в себя подвижное основание, массу сиденья с оператором, виброзащитный механизм с одним постоянным коэффициентом демпфирования и двумя различными коэффициентами жесткости при положительном и отрицательном значениях локальной координаты деформации механизма.

Способ внешнего воздействия на виброзащитную систему, в виде начинающегося в нулевой момент времени перемещения основания с постоянной скоростью, позволил определить среднее значение максимальных скорректированных ускорений сиденья при подъеме и опускании основания сиденья с одинаковой по абсолютной величине скоростью. Коррекция значения ускорения сиденья с оператором выполнялась путем прибавления постоянной величины ускорения свободного падения. Параметр оценки на основе скорректированных ускорений не зависит от массы объекта. Среднее значение максимальных скорректированных ускорений сиденья при подъеме и опускании основания, при предложенном способе внешнего воздействия, а также при низкочастотных периодических воздействиях, позволил дать оценку воздействия на оператора со стороны сиденья. В отличие от нескорректированных значений ускорения сиденья в неподвижной системе координат.

По результатам вычислительного эксперимента было подтверждено предположение о том, что виброзащитная система сиденья с несимметричной силовой характеристикой способна обеспечить лучшую защиту оператора от силовых воздействий по сравнению с виброзащитной системой, которая имеет симметричную линейную односегментную статическую силовую характеристику.

Установлено, что исследуемая виброзащитная система с кусочно-линейной двух-

сегментной статической силовой характеристикой может обеспечивать меньшие значения показателя оценки по сравнению с виброзащитной системой с односегментной характеристикой, но только в случае превышения значения коэффициента пропорциональности правой части характеристики, над значением коэффициента левой части характеристики. Правая часть характеристики соответствует смещению сиденья вверх, а левая – вниз, относительно номинального среднего положения виброзащитного механизма.

При небольших величинах внешних воздействий, например, при скорости основания 0,1 м/с, среднее значение максимальных скорректированных ускорений сиденья системы с двухсегментной характеристикой по сравнению с традиционной снижается незначительно, на величину менее 1 %. Однако при возрастании величин внешних воздействий, например, при скорости основания 1,0 м/с, среднее значение максимальных скорректированных ускорений сиденья снижается уже более существенно, на 5,5 %.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что при описываемом воздействии импульсного типа, виброзащитные системы с несимметричной силовой характеристикой не уступают традиционным виброзащитным системам с симметричной линейной характеристикой, и даже показывают незначительное преимущество.

Направлением дальнейших исследований может являться поиск более сложной нелинейной формой несимметричной статической силовой характеристики виброзащитной системы и оптимизация формы этой характеристики, что позволит еще больше снизить воздействия на оператора в виде максимальных скорректированных ускорений.

Список литературы

1. 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. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
2. 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
3. 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
4. Peng H., Yanchun Y., Weijia X., et al. Vibration modelling and testing of off-road vehicle incorporating coupled roll and pitch vibrations // *Biosystems Engineering*. 2024. Vol. 240. P. 111–122. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2024.02.006
5. Hu K., Zhang W., Li K. Vibration analysis and optimization of tracked tractor frame based on modal programming method // *Journal of Chinese Agricultural Mechanization*. 2021. Vol. 42. No. 8. P. 121–126. DOI: 10.13733/j.jcam.issn.2095-5553.2021.08.17
6. Adam S., Jalil N., Rezali K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system // *International journal of industrial ergonomics*. 2020. Vol. 80. P. 103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014
7. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2022. Vol. 36. P. 55–75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9
8. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles // *Coatings*. 2017. Vol. 7. No. 5. P. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059
9. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopol-

References

1. 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
2. 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
3. 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
4. Peng H., Yanchun Y., Weijia X. Vibration modelling and testing of off-road vehicle incorporating coupled roll and pitch vibrations. *Biosystems Engineering*, 2024, Vol. 240, pp. 111–122. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2024.02.006
5. Hu K., Zhang W., Li K. Vibration analysis and optimization of tracked tractor frame based on modal programming method. *Journal of Chinese Agricultural Mechanization*, 2021, Vol. 42, No. 8, pp. 121–126. DOI: 10.13733/j.jcam.issn.2095-5553.2021.08.17
6. Adam, S., Jalil, N., Rezali, K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. *International journal of industrial ergonomics*, 2020, Vol. 80, pp. 103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014
7. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2022, Vol. 36, pp. 55–75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9
8. Loprencipe G., Zoccali pp. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles. *Coatings*, 2017, Vol. 7, No. 5, pp. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059
9. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopol-

sky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097

10. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. No. 1. P. 35–38.

11. 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

12. Atindana V.A., Xu X., Huan L., et al. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2023. Vol. 45. P. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8

13. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y., Tao L., Yan Z. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications // *Engineering Structures*. 2024. Vol. 301. P. 117282. DOI: 10.1016/j.engstruct.2023.117282

14. Коротков М.С., Щербачев В.С., Кашапова И.Е. Амплитудно-частотные характеристики виброзащитной системы сиденья с трехсегментной статической силовой характеристикой и участком квази нулевой жесткости // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2024. № 2. С. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110

15. Liu Q., Wang S., Yan G. A human-sensitive frequency band vibration isolator for heavy-duty truck seats // *Applied Mathematics and Mechanics*. 2024. Vol. 45. No. 10. P. 1733–1748. DOI: 10.1007/s10483-024-3177-8

16. Химич А.В., Лагерева И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // *Научно-технический вестник*

† on vibration load at the operator's workplace. † *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, † Vol. 1441, pp. 012097. DOI: 10.1088/1742- † 6596/1441/1/012097

† 10. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews. *Marine intellectual technologies*, 2019, Vol. 3, No. 1, pp. 35–38.

† 11. 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, pp. 69–78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7

† 12. Atindana V.A., Xu X., Huan L. Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2023, Vol. 45, pp. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8

† 13. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y., Tao L., Yan Z. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications. *Engineering Structures*, 2024, Vol. 301, pp. 117282. DOI:10.1016/j.engstruct.2023.117282

† 14. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Khashapova I.E. Amplitudno-chastotnye kharakteristiki vibrozashitnoy sistemih sideniya s trekhsegmentnoy staticheskoy silovoy kharakteristikoy i uchastkom kvazinulevoy zhestkosti [Amplitude-frequency characteristics of the vibration-protective seat system with a three-segment static force characteristic and a quasi-zero stiffness section quasi-zero stiffness] / M.S. Korytov,. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No.2, pp. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110 (In Russian)

† 15. Liu Q., Wang S., Yan G. A human-sensitive frequency band vibration isolator for heavy-duty truck seats. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2024, Vol. 45, No. 10, pp. 1733–1748. DOI: 10.1007/s10483-024-3177-8

† 16. Khimich A.V., Lagerev I.A. Issledovanie dinamicheskoy nagruzhennosti mobil'noy kanatnoy transportno-

Брянского государственного университета.
2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-
9920-2022-08-02-159-164

† tekhnologicheskoyj mashin, razmethennoyj
† na sklone [Study of the dynamic loading of a
† mobile rope transport and technological ma-
† chine located on a slope]. *Nauchno-*
† *tekhnicheskijj vestnik Bryanskogo gos-*
† *darstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp.
† 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-
† 02-159-164 (In Russian)

— — — — —