

УДК (UDC) 621.877.3

## АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ С ТРЕХСЕКМЕНТНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ И УЧАСТКОМ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ

## AMPLITUDE-FREQUENCY CHARACTERISTICS OF THE SEAT VIBRATION PROTECTION SYSTEM WITH A THREE-SEGMENT STATIC FORCE CHARACTERISTIC WITH A SECTION OF QUASI-ZERO STIFFNESS

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.  
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Защита от вибрации для операторов тяжелой техники важна. Воздействие вибрации вредит здоровью. Для защиты используют виброзащитные сиденья. Перспективны надежные пассивные системы с квазинулевой жесткостью. Для разработанной конструкции сиденья на основе параллелограммного механизма, пружины, троса и роликов, проведено исследование виброзащитных свойств. Разработана расчетная схема, выделены ключевые параметры, проведено их исследование на показатели виброзащиты. Статическая силовая характеристика аппроксимировалась тремя линейными сегментами с горизонтальным средним. Использовалась известная динамическая модель, описывающая вынужденные колебания массы. Перемещение основания задавалось гармонической функцией. Сравнивались виброзащитные системы с трехсегментной и с односегментной статической силовой характеристикой. Сравнение проводилось по коэффициентам передачи, по ускорениям и по перемещению подвески. Приведены в виде графиков результаты вычислительного эксперимента: амплитудно-частотные характеристики в виде коэффициентов передачи по ускорениям и перемещениям, при различных амплитудах колебаний основания, коэффициентах демпфирования и жесткости. Приведены зависимости средних значений коэффициентов передачи в исследуемом диапазоне частот. Эффективно виброгашение, когда максимальный ход подвески не выходит за пределы среднего участка статической характеристики. Наиболее эффективно виброгашение, по среднему значению коэффициента передачи по ускорениям, достигается при минимальных, а для односегментной характеристики – нулевых значениях коэффициента жесткости. Наличие крайних сегментов в характеристике существенно повышает средние значения коэффициентов передачи по ускорениям и перемещению подвески. Виброзащитные системы сидений в реальных условиях должны иметь ограничение перемещения подвески из эргономических соображений. Значения коэффициентов жесткости крайних участков статической силовой характеристи-

**Abstract.** Vibration protection for heavy equipment operators is important. Exposure to vibration is harmful to health. Vibration protection seats are used for protection. Reliable passive systems with quasi-zero stiffness are promising. For the developed design of the seat on the basis of parallelogram mechanism, spring, cable and rollers, the study of vibration-protective properties is carried out. The design scheme has been developed, key parameters have been selected, and their study on vibration protection parameters has been carried out. The static force response was approximated by three linear segments with a horizontal mean. The known dynamic model describing forced oscillations of the mass was used. The displacement of the base was given by a harmonic function. Vibration protection systems with three-segment and with one-segment static force response were compared. The comparison was carried out in terms of transmission coefficients, accelerations and suspension displacement. The results of the computational experiment are presented in the form of graphs: amplitude-frequency characteristics in the form of transmission coefficients in acceleration and displacement, at different amplitudes of base vibrations, damping and stiffness coefficients. Dependences of average values of transmission coefficients in the investigated frequency range are given. Vibration damping is effective when the maximum suspension travel does not exceed the middle section of the static characteristic. The most effective vibration damping, according to the average value of the acceleration transfer coefficient, is achieved at minimum, and for a single-segment characteristic - zero values of the stiffness coefficient. The presence of extreme segments in the characteristic significantly increases the average values of the acceleration and displacement transfer coefficients of the suspension. Seat vibration protection systems in real conditions should have a limitation of suspension displacement for ergonomic reasons. The values of the stiffness coefficients of the extreme parts of the static force response, according to the criterion of minimizing the average value of the acceleration transfer coefficient, should be minimized. To substantiate the optimal values of the stiffness coefficients of the extreme sections of the

ки, по критерию минимизации среднего значения коэффициента передачи по ускорениям, должны минимизироваться. Для обоснования оптимальных значений коэффициентов жесткости крайних участков характеристики и коэффициентов вязкого трения целесообразно проведение дополнительных исследований при ступенчатых и стохастических воздействиях.

**Ключевые слова:** вибрация, виброзащита, строительная машина, оператор, сиденье.

**Дата получения статьи:** 15.01.2024  
**Дата принятия к публикации:** 11.03.2024  
**Дата публикации:** 25.06.2024

#### 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

**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

**Кашапова Ирина Евгеньевна** – преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

characteristic and viscous friction coefficients, it is advisable to conduct additional studies under step and stochastic impacts.

**Keywords:** vibration, vibration protection, construction machine, operator, seat.

**Date of manuscript reception:** 15.01.2024  
**Date of acceptance for publication:** 11.03.2024  
**Date of publication:** 25.06.2024

#### Authors' information:

**Mikhail S. Korytov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobile transport” at Siberian State-Impact 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 and power engineering” at «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Irina E. Kashapova** – lecturer of Department “Automation and power engineering” at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

## 1. Введение

Важность защиты от производственной вибрации для операторов строительной, дорожной и землеройной техники трудно переоценить [1]. Длительное воздействие вибрации при движении тяжелой техники может привести к ряду проблем со здоровьем и тяжелых заболеваний, включая синдром вибрации рук и синдром вибрации всего тела [2].

Операторы строительной, дорожной и землеройной техники подвержены риску развития профессиональных заболеваний. Более того, постоянное воздействие вибрации на все тело может привести к заболеваниям опорно-двигательного аппарата, болям в пояснице и даже повреждению позвоночника [3].

Чтобы решать эти проблемы, необходимо выполнять определенные меры по защите

операторов машин от вибрации. Это в первую очередь использование виброзащитных сидений [4, 5], а также систем подвески кабин [6] и оборудования, взаимодействующего с рабочей средой, чтобы минимизировать воздействие вибрации на операторов. Необходимо регулярное техническое обслуживание виброзащитных систем для поддержания уровня вибрации в заданных пределах, обучение операторов методам использования виброзащитных систем.

Кроме того, организациям проектировщикам и производителям строительных, дорожных и землеройных машин необходимо обеспечивать выполнение нормативных стандартов и рекомендаций, касающихся защиты от вибрации на рабочем месте. При этом операторы смогут работать более безопасно и комфортно, что снизит риск возникновения долгосрочных проблем со здоровьем.

ем, связанных с длительным воздействием вибрации от взаимодействия движителей и рабочих органов строительных, дорожных и землеройных машин со средой.

Одним из перспективных подходов в области виброзащиты является применение виброзащитных систем с эффектом квазиулевой жесткости [4, 5, 7]. Активные виброзащитные системы с подводом внешней энергии имеют больше возможностей [8, 9], но в то же время имеют и недостатки в виде относительной сложности конструкции и меньшей надежности по сравнению с пассивными виброзащитными системами. Целесообразно использовать для виброзащиты сидений операторов пассивные виброзащитные системы, реализующие эффект квазиулевой жесткости.

Для разработанной конструкции пассивной виброзащитной системы сиденья опера-

тора дорожной машины [4] на основе параллелограммного механизма, троса и роликов (рис. 1, а), необходимо провести исследование виброзащитных свойств, используя метод математического моделирования [10].

## 2. Постановка задачи

Необходимо разработать эквивалентную расчетную схему, соответствующую конструктивной схеме предложенной пассивной виброзащитной системы (см. рис. 1, а). Для предложенной виброзащитной системы необходимо выделить ключевые параметры, которые ее характеризуют, в том числе параметры ее статической силовой характеристики, и провести исследование влияния этих параметров на показатели виброзащиты.

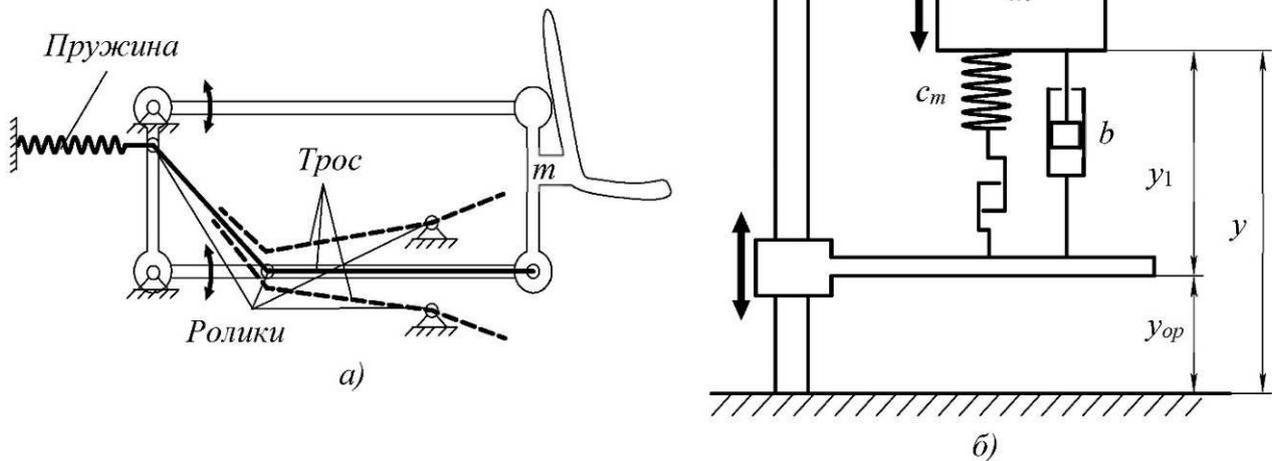


Рис. 1. Конструктивная схема предложенной пассивной виброзащитной системы на основе параллелограммного механизма (а) и соответствующая ей эквивалентная расчетная схема (б)

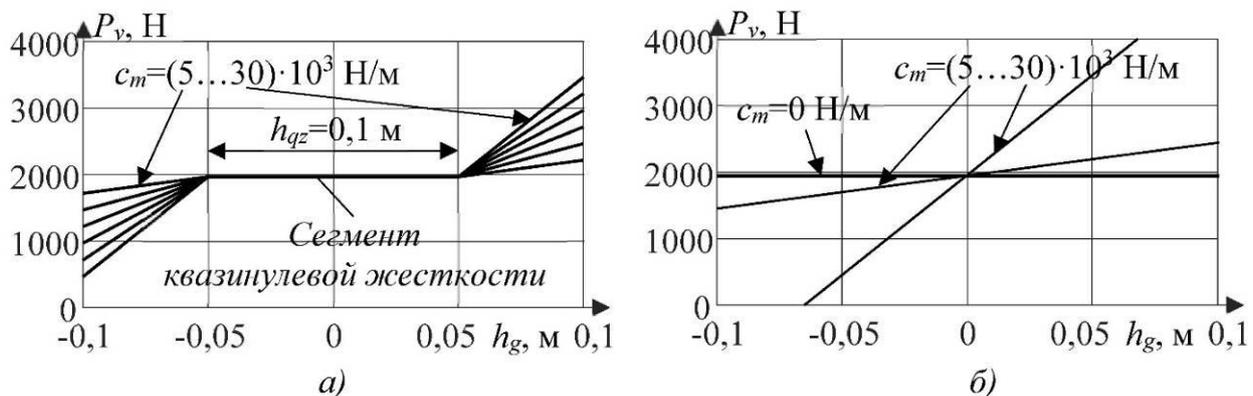


Рис. 2. Статические силовые характеристики исследуемых виброзащитных систем (примеры): а - трехсегментные; б - односегментные

### 3. Математическая модель

Для описания динамики механизма, конструктивная схема которого изображена на рис. 1 а, может быть использована эквивалентная расчетная схема, которая приведена на рис. 1, б. Подвеска сиденья оператора обозначена как элемент с зоной нечувствительности, параллельно соединенный с демпфером. Перемещения основания  $y_{op}(t)$  в модели заданы и не зависят от перемещений виброзащищаемой массы  $m$  сиденья с оператором. Статическая силовая характеристика предложенной пассивной виброзащитной системы на основе параллелограммного механизма при этом аппроксимируется тремя линейными сегментами (рис. 2, а). Средний сегмент в частном случае может быть горизонтальной линией. То есть, может быть подобрано такое положительное значение коэффициента жесткости пружины на рис. 1 а, которое обеспечивает режим квазиулевой жесткости виброзащитной системы в средней части статической силовой характеристики. Крайние сегменты в статической силовой характеристике имеют наклон, который задается коэффициентом  $c_m$ . Средний сегмент имеет длину  $h_{qz}$ . В частном случае, при  $h_{qz}=0$  м, статическая силовая характеристика из трехсегментной становится односегментной линейной, что соответствует упруго-вязкой модели серийных виброзащитных систем (рис. 2, б).

Для моделирования динамического процесса колебаний виброзащищаемой массы на подвижном основании, использовалась известная математическая модель [11], описывающая вынужденные колебания массы  $m$ , на которую действуют силы инерции, упругости и вязкого трения. Дифференциальное уравнение модели имеет вид [11]:

$$m \cdot a + b \cdot v_1 + F = 0, \quad (1)$$

где  $b$  – коэффициент вязкого трения эквивалентного виброзащитного механизма, Н/(м/с);  $v_1 = \frac{dy_1}{dt}$ ;  $v = \frac{dy}{dt}$ ;  $a = \frac{dv}{dt}$ .

Линейные размеры  $y_1$ ,  $y_{op}$  и  $y$  связаны между собой зависимостью (рис. 1, б):

$$y = y_1 + y_{op}.$$

В случае трехсегментной статической силовой характеристики, сила  $F$  в дифференциальном уравнении (1) определялась выражением:

$$F = \begin{cases} c_m \cdot \left( y_1 - \frac{h_{qz}}{2} \right) & \text{при } y_1 > \frac{h_{qz}}{2}; \\ 0 & \text{при } -\frac{h_{qz}}{2} \leq y_1 \leq \frac{h_{qz}}{2}; \\ c_m \cdot \left( y_1 + \frac{h_{qz}}{2} \right) & \text{при } y_1 < -\frac{h_{qz}}{2}. \end{cases}$$

Перемещение основания сиденья при проведении описываемых исследований задавалось синусоидальной гармонической функцией

$$y_{op} = A_{mp} \cdot \sin(t \cdot w),$$

где  $A_{mp}$  – амплитуда колебаний основания, м;  $w=2\pi f$  – угловая (круговая) частота колебаний основания, рад/с;  $f$  – частота колебаний основания, с<sup>-1</sup>.

Уравнение (1) приводилось к форме Коши с понижением порядка от второго к первому, т.е. заменялось системой из двух дифференциальных уравнений первого порядка. Затем система из двух дифференциальных уравнений первого порядка решалась численным методом Рунге-Кутты при помощи встроенной функции ode45 системы MATLAB [12].

Оценка и сравнение свойств виброзащитных систем проводились по двум коэффициентам передачи. Коэффициент передачи по ускорениям рассчитывался для каждого отдельного процесса колебаний по формуле

$$K_d = \frac{\ddot{y}_{\max}}{\left( \ddot{y}_{op} \right)_{\max}} = \frac{\ddot{y}_{\max}}{A_{mp} \cdot w^2},$$

где  $\ddot{y}_{\max}$  – амплитуда абсолютного ускорения сиденья в неподвижной системе координат.

Коэффициент передачи по локальной координате (перемещению подвески) отдельного колебательного процесса рассчитывался по формуле

$$K_{z1} = \frac{y_{1\max}}{A_{mp}},$$

где  $y_{1\max}$  – амплитуда перемещения виброзащитной подвески.

#### 4. Результаты вычислительного эксперимента

Исследовались две виброзащитные системы: с трехсегментной статической силовой характеристикой (рис. 2, а) и с односегментной статической силовой характеристикой (рис. 2, б).

Частота колебаний основания сиденья варьировалась в диапазоне от 0,1 до 4 Гц с шагом 0,01 Гц, поскольку предварительными исследованиями было установлено, что в данном диапазоне частот наблюдаются наибольшие значения коэффициентов передачи, как по ускорениям  $K_d$ , так и по локальной координате  $K_{z1}$ . Это подтверждается приведенными ниже графиками.

Масса сиденья с оператором в качестве примера принимала фиксированное значение  $m=200$  кг. Величина среднего сегмента статической силовой характеристики составляла  $h_{qz}=0,1$  м. Это максимально возможный размер зоны квазиулевой жесткости с учетом принятых эргономических ограничений.

Интерес представляют колебания основания с амплитудами, приближающимися и превышающими половину величины среднего сегмента статической силовой характеристики ( $0,5h_{qz}$  и более). При этом в некоторых расчетных случаях ход виброзащитного механизма выходит за границы среднего участка. Поэтому параметр амплитуды основания в описываемой серии экспериментов варьировался в пределах  $A_{mp}=0,05\dots 0,1$  м с шагом 0,01 м. Значение коэффициента вязкого трения варьировалось в пределах  $b=250\dots 1500$  Н/(м/с) с шагом 250 Н/(м/с).

Значение коэффициента жесткости крайних участков трехсегментной статической силовой характеристики варьировались в пределах  $c_m=(5\dots 30)\cdot 10^3$  Н/м с шагом 5000 Н/м. Для виброзащитной системы с односегментной статической силовой характеристикой исследовалось также значение  $c_m=0$  Н/м, что соответствовало квазиулевой жесткости с неограниченным ходом подвески. Соответствующие указанным значениям  $c_m$  характеристики приведены на рис. 2.

На рис. 3 - 5 приведены в виде графиков некоторые результаты описываемого вычислительного эксперимента, проводимого по полному факторному плану.

На рис. 3 приведены результаты в виде нескольких амплитудно-частотных характеристик, зависимостей коэффициентов передачи по ускорениям  $K_d$  и перемещениям  $K_{z1}$ , полученных при различных амплитудах колебаний основания, коэффициентах демпфирования и коэффициентах жесткости из указанных выше диапазонов. Все приведенные на рис. 3 результаты получены только для виброзащитной системы с трехсегментной статической силовой характеристикой.

На рис. 4 приведены в виде нескольких поверхностей зависимости средних значений (по исследуемому диапазону частот) коэффициентов передачи от коэффициента жесткости  $c_m$  и коэффициента вязкого трения  $b$ , полученные для всех сочетаний  $c_m$  и  $b$ , а также для всех рассматриваемых амплитуд основания. Каждая непрозрачная поверхность соответствует одному из 6 исследуемых значений амплитуды основания  $A_{mp}$ . Кроме того, на рис. 4 представлены в виде полупрозрачных поверхностей зависимости средних значений коэффициентов передачи для виброзащитной системы с односегментной статической силовой характеристикой. Это позволило провести сравнительный анализ виброзащитных систем с трехсегментной и односегментной характеристиками.

В качестве примера на рис. 5 приведены двумерные графики в виде линий, представляющие сечения поверхностей, представленных на рис. 4, плоскостями  $c_m=0$  Н/м (для виброзащитной системы с односегментной характеристикой) и  $c_m=5000$  Н/м (для виброзащитной системы с трехсегментной характеристикой), т.е. плоскостями с минимальными исследуемыми значениями  $c_m$ . Что соответствует минимальным значениям коэффициентов передачи обеих виброзащитных систем.

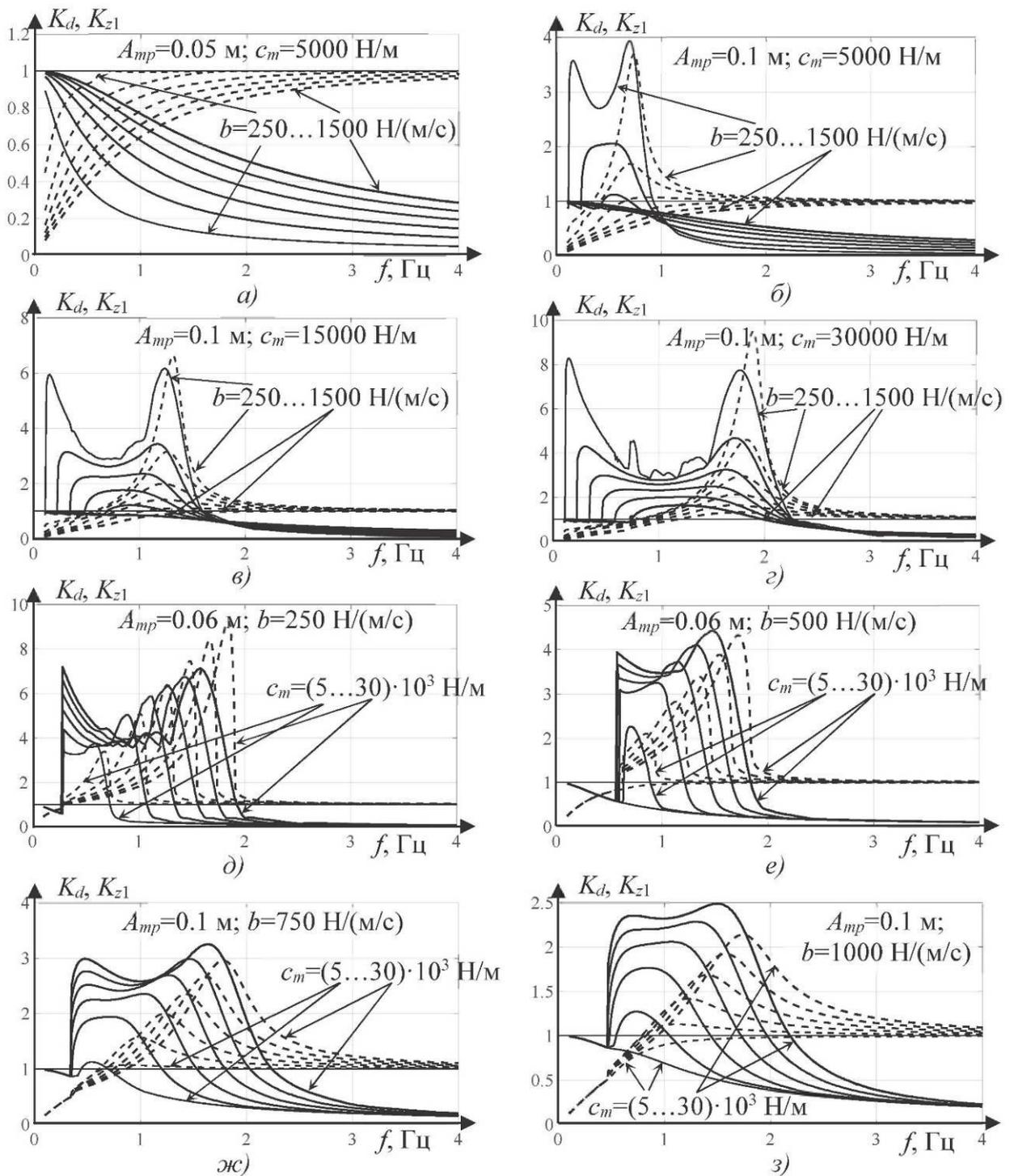


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики виброзащитной системы с участком квазиу нулевой жесткости размером 0,1 м при различных амплитудах колебаний основания, коэффициентах демпфирования и коэффициентах жесткости крайних участков статической силовой характеристики (—  $K_d$ ; - - -  $K_{z1}$ )

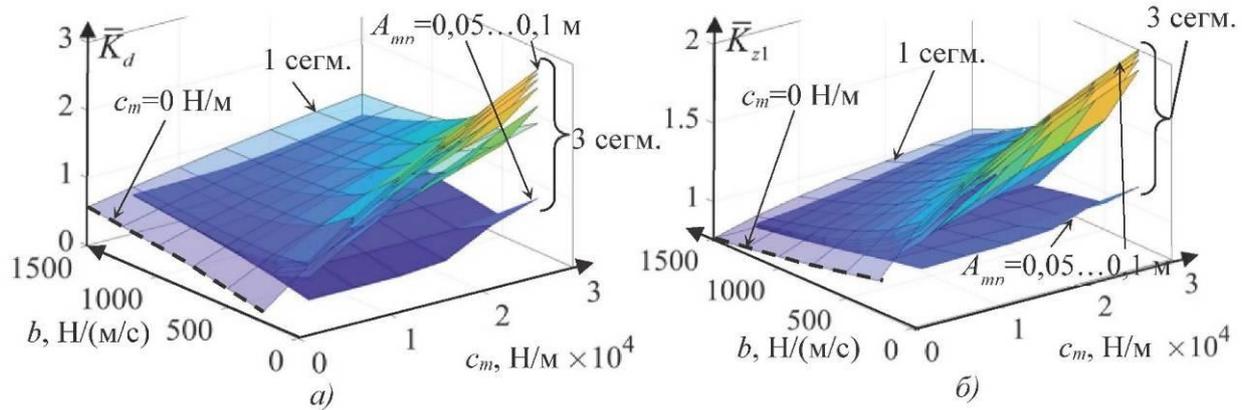


Рис. 4. Зависимости средних значений коэффициентов передачи по ускорениям (а) и по локальной координате механизма (б) от коэффициента вязкого трения и коэффициентов жесткости: единственного участка статической силовой характеристики (полупрозрачная поверхность) и двух крайних участков статической силовой характеристики (непрозрачные поверхности)

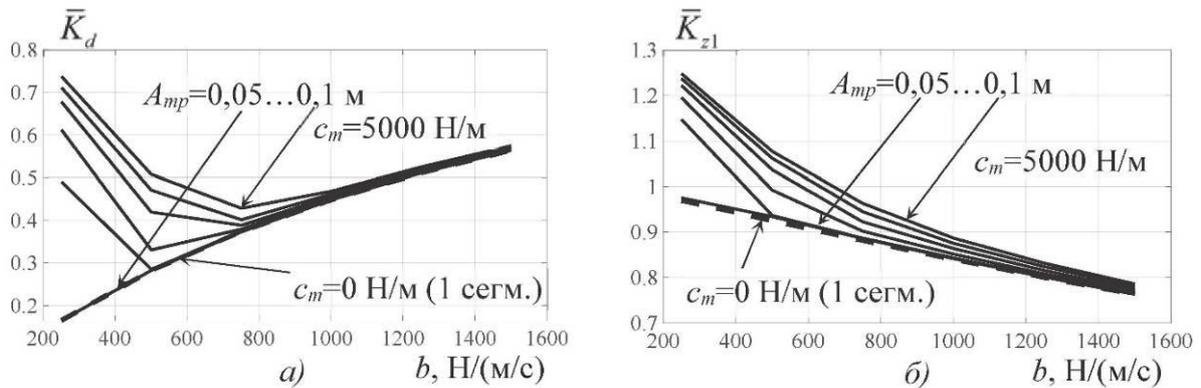


Рис. 5. Зависимости средних значений коэффициентов передачи по ускорениям (а) и по локальной координате механизма (б) от коэффициента вязкого трения виброзащитной системы при минимальных коэффициентах жесткости  $c_m$ : с единственным участком статической силовой характеристики (---) и с трехсегментным участком статической силовой характеристики (—)

### 5. Обсуждение результатов

Анализ приведенных на рис. 3 графиков амплитудно-частотных характеристик виброзащитной системы с трехсегментной статической силовой характеристикой подтверждает, что более эффективное виброгашение происходит, когда максимальный ход виброзащитной подвески (локальная координата  $y_{1max}$ ) не выходит за пределы среднего участка статической характеристики ( $y_{1max} \leq 0,5h_{qz}$ , рис. 3 а). При амплитуде основания, равной половине величины среднего участка квази-нулевой жесткости ( $A_{mp} = 0,5h_{qz}$ ), коэффициенты передачи  $K_d$  и  $K_{z1}$  при любых частотах меньше единицы. Для всех расчетных случаев характерно асимптотическое уменьшение

коэффициента передачи по ускорениям  $K_d$  при увеличении частоты колебания основания сиденья. Коэффициент передачи по локальной координате  $K_{z1}$  при увеличении частоты всегда асимптотически стремится к единице, сверху или снизу. Для зависимостей коэффициента передачи по ускорениям  $K_d$  от частоты возможно наличие как одного, так и двух локальных максимумов при амплитудах основания сиденья, превышающих половину величины среднего участка квази-нулевой жесткости. Причем два локальных максимума, т.е. две резонансные частоты, образуются при сочетаниях малых значений коэффициента вязкого трения и больших значениях коэффициента жесткости крайних сегментов статической силовой характери-

стики. Для коэффициента передачи по локальной координате  $K_{z1}$  характерно наличие одного глобального максимума, либо асимптотического возрастания (рис. 3 а).

Анализ приведенных на рис. 4 графиков показывает, что трехсегментные статические силовые характеристики могут обеспечивать меньшие значения усредненных коэффициентов передачи, чем односегментные, т.е. существующие серийные, при больших значениях коэффициента вязкого трения. Значения коэффициентов жесткости (крайних участков и единого участка, обозначены одним и тем же символом  $c_m$ ) при этом должны быть средние и большие.

В то же время, наиболее эффективное виброгашение, которое оценивается средним коэффициентом передачи по ускорениям, достигается при минимальных, а для односегментной характеристики – нулевых значениях коэффициентов жесткости  $c_m$ , что иллюстрируется рис. 5. Самую эффективную виброзащиту дает односегментная статическая силовая характеристика с эффектом квазиулевой жесткости.

Оптимальные по критерию минимизации среднего коэффициента передачи по ускорениям, значения коэффициента вязкого трения системы с трехсегментной характеристикой, будут меняться в зависимости от амплитуды колебаний основания (рис. 5 а). Это может создавать определенные сложности с подбором оптимального значения коэффициента вязкого трения системы с трехсегментной характеристикой на реальном объекте.

## 6. Заключение

Главный вывод, который может быть сделан из общего анализа графиков амплитудно-частотных характеристик, приведенных в качестве примера на рис. 3, и прочих графиков из описываемой серии экспериментов, не вошедших на рис. 3 по причине ограниченного объема статьи, заключается в том, что повышение амплитуды колебаний основания сиденья до величин, превышающих половину величины среднего участка

квазиулевой жесткости, приводит к возрастанию как ускорений, так и хода виброзащитной подвески сиденья, в результате чего в диапазоне частот 0,1...2 Гц проявляется резонанс, наибольшие значения которого наблюдаются при сочетаниях малых значений коэффициента вязкого трения и больших значениях коэффициента жесткости крайних сегментов статической силовой характеристики. То есть, уменьшение наклона крайних сегментов статической силовой характеристики, или приближение ее к односегментной квазиулевой с неограниченным ходом подвески, позволяет наиболее эффективно гасить колебания основания с большой (в пределе – сколь угодно большой) амплитудой. Максимально возможный размер зоны квазиулевой жесткости позволяет наиболее эффективно гасить колебания любой амплитуды.

Наличие крайних сегментов в статической силовой характеристике виброзащитной системы в ряде случаев существенно повышает средние значения коэффициентов передачи как по ускорениям, так и по перемещению подвески.

В то же время, виброзащитные системы сидений операторов строительных и дорожных машин в реальных условиях эксплуатации должны иметь ограничение хода подвески из эргономических соображений.

Из полученных результатов можно сделать вывод о том, что значения коэффициентов жесткости крайних участков виброзащитной системы с трехсегментной статической силовой характеристикой, по критерию минимизации средних значения коэффициента передачи по ускорениям, должны также минимизироваться. Для обоснования оптимальных значений коэффициентов жесткости крайних участков статической силовой характеристикой, а также коэффициентов вязкого трения системы, необходимо проведение дополнительных исследований при других видах воздействий на основании сиденья оператора. В частности, при ступенчатых (ударных) и стохастических воздействиях, возникающих при перемещении машины по микрорельефу опорной поверхности.

## Список литературы

1. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings // *Global journal of environmental science and management-GJESM*. 2022. Vol. 8. No. 2. Pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08
2. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach // *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2022. Vol. 39. Pp. 1501-1520. DOI: 10.1007/s42461-022-00636-7
3. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *J. Mech. Sci. Technol.* 2022. Vol. 36. Pp. 55-75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9
4. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness // *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023. Vol. 90. No. 03. Pp. 233-244. DOI: 10.17816/0321-4443-301264
5. 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 // *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* 2023. Vol. 45. Pp. 502. DOI: 10.1007/s40430-023-04391-8
6. Han G., Kim KD., Ahn DV. et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // *J. Biosyst. Eng.* 2023. Vol. 48. Pp. 69-78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7
7. Zhou X., Zhao D., Sun X. et al. An asymmetric quasi-zero stiffness vibration isolator with long stroke and large bearing capacity // *Nonlinear Dyn.* 2022. Vol. 108. Pp. 1903-1930. DOI: 10.1007/s11071-022-07300-1
8. Deng L., Sun S., Wu Q. et al. A new magnetorheological quasi-zero stiffness vibration isolation system with large zero stiffness range and highly stable characteristics // *Nonlinear Dyn.* Vol. 2023. 111. Pp. 18631-18653. DOI: 10.1007/s11071-023-08856-2
9. Ma Z., Xu X., Xie J. et al. Negative Stiffness Control of Quasi-Zero Stiffness Air

## References

1. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings. *Global journal of environmental science and management-GJESM*, 2022, Vol. 8, No. 2, pp. 251-264. doi: 10.22034/gjesm.2022.02.08
2. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach. *Mining, Metallurgy & Exploration*, 2022, Vol. 39, pp. 1501-1520. doi: 10.1007/s42461-022-00636-7
3. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2022, Vol. 36, pp. 55-75. doi: 10.1007/s12206-021-1205-9
4. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Optimization of design parameters of the vibration protection system of a motor grader seat with quasi-zero stiffness. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2023, Vol. 90, No. 3, pp. 233-244. doi: 10.17816/0321-4443-301264
5. 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. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 2023, Vol. 45, pp. 502. doi: 10.1007/s40430-023-04391-8
6. Han G., Kim KD., Ahn DV. et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *J. Biosyst. Eng.*, 2023, Vol. 48, pp. 69-78. doi: 10.1007/s42853-022-00165-7
7. Zhou X., Zhao D., Sun X. et al. An asymmetric quasi-zero stiffness vibration isolator with long stroke and large bearing capacity. *Nonlinear Dyn.*, 2022, Vol. 108, pp. 1903-1930. doi: 10.1007/s11071-022-07300-1
8. Deng L., Sun S., Wu Q. et al. A new magnetorheological quasi-zero stiffness vibration isolation system with large zero stiffness range and highly stable characteristics. *Nonlinear Dyn.*, Vol. 2023, 111, pp. 18631-18653. doi: 10.1007/s11071-023-08856-2
9. Ma Z., Xu X., Xie J. et al. Negative Stiffness Control of Quasi-Zero Stiffness Air

Suspension via Data-Driven Approach with Adaptive Fuzzy Neural Network Method // *Int. J. Fuzzy Syst.* 2022. Vol. 24. Pp. 3715-3730. DOI: 10.1007/s40815-022-01357-1

10. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Study of the antivibration suspended seat oscillations with quasi-zero stiffness effect under sinusoidal excitation // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1901(1). Pp. 012120. DOI: 10.1088/1742-6596/1901/1/012120

12. Xuechuan Wang, Qiuyi Xu, Satya N. Atluri. Combination of the variational iteration method and numerical algorithms for nonlinear problems // *Applied Mathematical Modelling*. 2020. Vol. 79. Pp. 243-259. DOI: 10.1016/j.apm.2019.10.034

Suspension via Data-Driven Approach with Adaptive Fuzzy Neural Network Method . *Int. J. Fuzzy Syst.*, 2022, Vol. 24, pp. 3715-3730. doi: 10.1007/s40815-022-01357-1

10. Khimich A.V., Lagerev I.A. Issledovanie dinamicheskoy nagruzhenosti mobilnoy kanatnoy transportno-tekhnologicheskoy mashiny, razmeshchenoy na sklone [*Study of the dynamic loading of a mobile rope transport and technological machine located on a slope*]. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp. 159-164. doi: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164 (In Russian)

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Study of the antivibration suspended seat oscillations with quasi-zero stiffness effect under sinusoidal excitation. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1901(1), pp. 012120. doi: 10.1088/1742-6596/1901/1/012120

12. Xuechuan Wang, Qiuyi Xu, Satya N. Atluri. Combination of the variational iteration method and numerical algorithms for nonlinear problems. *Applied Mathematical Modelling*, 2020, Vol. 79, pp. 243-259. doi: 10.1016/j.apm.2019.10.034