

УДК (UDC) 621.877.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА  
С ЗАДАННОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙSIMULATION OF VERTICAL VIBRATIONS OF THE OPERATOR'S SEAT WITH A  
GIVEN FORCE CHARACTERISTICКорытов М.С., Щербakov В.С., Галдин Н.С., Кашапова И.Е.  
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Galdin N.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Операторы строительных и дорожных машин подвергаются значительным вибрационным и ударным нагрузкам. Вибрации приводят к профессиональным заболеваниям и снижению работоспособности операторов. В качестве основных направлений виброзащиты используются виброзащитные опоры кабин и виброзащитные подвески сидений. Активные виброзащитные системы имеют преимущества в широте частотного диапазона и возможностях настройки. В то же время пассивные виброзащитные системы надежнее и долговечнее. В перспективных виброзащитных системах используется эффект квазиулевого жесткости. Описана разработанная в российской среде моделирования SimInTech математическая модель пассивной виброзащитной системы сиденья с эффектом квазиулевого жесткости. Учитываются внешние воздействия в виде заданных перемещений основания сиденья, и параметры системы. Входными параметрами являются масса, время, коэффициенты жесткости и демпфирования, амплитуда и частота колебаний основания сиденья. Выходными параметрами являются координата, скорость и ускорение сиденья в абсолютной системе координат и производная от них перегрузка сиденья. Также в результате моделирования определяются временные зависимости локальной координаты, или деформации виброзащитного механизма. Используются блоки библиотеки «Механика» SimInTech. Реализованы заданные функциональные зависимости возвращающей силы и демпфирования. Модель воспроизводит вертикальные колебания сиденья. Приведены пример использования и результаты. Возвращающая сила определяется трехсегментной статической силовой характеристикой. Перегрузка определяется по текущим значениям ускорения сиденья, которые, в свою очередь, определяются блоком виртуального датчика. Приведен пример использования модели, когда исследуются вертикальные колебания сиденья с оператором наземной транспортно-технологической машины. Основание сиденья, т.е. пол кабины, совершает заданные гармонические колебания. Приведены графики временных зависимостей вертикальной координаты центра масс сиденья, вертикальной координаты основания сиденья и перемещения сиденья относительно

**Abstract.** Operators of construction and road building machines are subjected to significant vibration and shock loads. Vibrations lead to occupational diseases and reduced working capacity of operators. The main areas of vibration protection are vibration-protective cab supports and vibration-protective seat suspensions. Active vibration protection systems have advantages in the breadth of frequency range and possibilities of their customization. At the same time, passive vibration protection systems are more reliable and durable. The effect of quasi-zero stiffness is utilized in promising vibration protection systems. The developed simulation mathematical model of passive vibration protection system of a seat in SimInTech environment is described. The model takes into account external influences in the form of specified displacements of the seat base, and system parameters. Input parameters are mass, time, stiffness and damping coefficients, amplitude and frequency of vibrations of the seat base. Output parameters are the coordinate, velocity and acceleration of the seat in the absolute coordinate system, and the derivative of them is the overload of the seat. Also as a result of modeling the time dependencies of the local coordinate, or deformation of the vibration protection mechanism are determined. In the SimInTech environment the blocks of the "Mechanics" library are used. The specified functional dependencies of the return force and damping are realized. The model reproduces vertical vibrations of the seat with the operator. An example of use and results are given. The return force is determined by a three-segment static force characteristic. The overload is determined from the current acceleration values of the seat, which in turn are determined by the virtual sensor unit. An example of using the model is given, when vertical vibrations of a seat with an operator of a ground transportation and technological machine are investigated. The base of the seat, i.e. the floor of the operator's cabin, performs specified harmonic oscillations. Graphs of time dependences of the vertical coordinate of the seat center of mass, the vertical coordinate of the seat base and the displacement of the seat relative to its own base, as well as the time dependence of the seat overload are given. The field of application of the developed model is to study the dynamics of forced vertical vibrations of the vibration protection system of the seat of a ground transportation-technological machine with

собственного основания, а также временная зависимость перегрузки сиденья. Область применения разработанной модели – исследование динамики вынужденных колебаний виброзащитной системы сиденья наземной транспортно-технологической машины с оператором.

**Ключевые слова:** виброзащитный механизм, математическая модель, Simintech, квазинулевая жесткость.

**Дата получения статьи:** 03.12.2024  
**Дата принятия к публикации:** 10.01.2025  
**Дата публикации:** 25.03.2025

#### 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](mailto:kms142@mail.ru).

*ORCID:* [0000-0002-5104-7568](https://orcid.org/0000-0002-5104-7568)

**Щербаков 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](mailto:sherbakov_vs@sibadi.org).

*ORCID:* <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

**Галдин Николай Семенович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,

*e-mail:* [galdin\\_ns@sibadi.org](mailto:galdin_ns@sibadi.org).

*ORCID:* <https://orcid.org/0000-0001-8945-1542>

**Кашапова Ирина Евгеньевна** – кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,

*e-mail:* [kashapova\\_ie@mail.ru](mailto:kashapova_ie@mail.ru).

*ORCID:* <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

*a human operator.*

**Keywords:** vibration protection mechanism, simulation model, Simintech, quasi-zero stiffness.

**Date of manuscript reception:** 03.12.2024  
**Date of acceptance for publication:** 10.01.2025  
**Date of publication:** 25.03.2025

#### 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](mailto:kms142@mail.ru).

*ORCID:* [0000-0002-5104-7568](https://orcid.org/0000-0002-5104-7568)

**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](mailto:sherbakov_vs@sibadi.org).

*ORCID:* <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

**Nikolay S. Galdin** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Department of Construction, lifting and transportation and oil and gas engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),

*e-mail:* [galdin\\_ns@sibadi.org](mailto:galdin_ns@sibadi.org).

*ORCID:* <https://orcid.org/0000-0001-8945-1542>

**Irina E. Kashapova** – Candidate of Technical Sciences, Lecturer at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),

*e-mail:* [kashapova\\_ie@mail.ru](mailto:kashapova_ie@mail.ru).

*ORCID:* <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

## 1. Введение

Операторы современных строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин подвергаются значительным вибрационным и ударным нагрузкам в процессе работы, поскольку скорости перемещения как самих машин, так и их рабочих органов, взаимодействующих со средой, имеют тенденцию к непрерывному возрастанию [1 - 3].

Поэтому весьма важной и актуальной является проблема снижения динамических

воздействий и вибраций на операторов всех видов наземных транспортно-технологических машин: автогрейдеров [4 - 6], фронтальных погрузчиков [7, 8], бульдозеров [9, 10], скреперов [11].

Вибрации необходимо снижать и по причине того, что они приводят к возникновению профессиональных заболеваний у операторов [12, 13]. Ухудшение физического состояния операторов вследствие вибраций приводит к снижению концентрации внимания, понижению их работоспособности [14],

что, в свою очередь, отрицательно влияет на производительность и качество выполняемых работ [15, 16].

Основными направлениями защиты оператора наземной транспортно-технологической машины от вибраций и ударов являются применение виброзащитных опор и механизмов кабины оператора [17] и сиденья [18].

Виброзащитные системы сидений, являясь, образно выражаясь, «последним рубежом» защиты оператора на пути передачи динамических воздействий и вибраций, имеют чрезвычайно важное значение. Применяются активные [19] и пассивные [18] виброзащитные системы сидений операторов.

Активные виброзащитные системы на основе электрических и гидравлических компонентов с внешним подводом энергии, имеют преимущества перед пассивными системами: возможность реализации произвольно заданной силовой характеристики, виброзащита в более широком частотном диапазоне внешних воздействий и т.д.

В то же время, пассивные виброзащитные системы на основе упругих элементов, рычагов, пружин и т.п., обладают несомненно большей надежностью, долговечностью, ремонтпригодностью по сравнению с активными системами.

Как активные, так и пассивные виброзащитные системы сидений операторов могут обладать эффектом квазиулевой жесткости, который в настоящее время считается перспективным, поскольку позволяет расширить частотный диапазон эффективной виброзащиты до низких и сверхнизких частот внешних воздействий [18, 19].

Эффект квазиулевой жесткости может быть описан как горизонтальность части силовой характеристики виброзащитной системы, когда при изменении локальной координаты виброзащищаемого объекта, т.е. сиденья, относительно собственной опорной поверхности, возвращающая сила механизма остается приблизительно постоянной.

Для исследования поведения виброзащитной системы при различных внешних воздействиях, необходимо использовать метод математического моделирования [20], широко применяемый во всех областях на-

учных исследований. Использование математической модели виброзащитной системы позволит исследовать ее в различных режимах, в том числе труднореализуемых или вообще не реализуемых на физическом объекте, выполнить оптимизацию параметров, рассмотрев при этом большое число расчетных случаев.

## 2. Постановка задачи

Для разрабатываемой пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины требуется составить математическую модель и реализовать ее в программной среде разработки. Для этого необходимо прежде всего разработать расчетную схему системы, выделив в ней основные параметры, в том числе характеризующие внешние воздействия в виде вертикального перемещения пола кабины, в которой установлено сиденье оператора.

В первом приближении целесообразно рассмотреть одномассовую модель сиденья с оператором и виброзащитным механизмом. Основание сиденья, т.е. пол кабины оператора, перемещается с заданной частотой, при этом принято допущение, что его перемещения не зависят от колебаний сиденья ввиду относительной малости массы последнего. Целесообразно разработать математическую модель для получения перемещений, скоростей и ускорений сиденья при гармонических колебаниях основания, которые являются общепринятым видом воздействий при исследовании виброзащитных систем [18, 19].

В качестве входных параметров математической модели выступали: масса сиденья с оператором и виброзащитным механизмом  $m$ ; время моделирования отдельного динамического процесса  $T_{kon}$ ; коэффициенты жесткости виброзащитного механизма сиденья  $c_1$ ,  $c_2$  в центральном и крайних участках силовой характеристики, т.е. в зоне квазиулевой жесткости и в упорах, ограничивающих зону квазиулевой жесткости; коэффициенты демпфирования виброзащитного механизма сиденья  $b_1$ ,  $b_2$  в центральном и крайних участках силовой характеристики; ам-

плитуда заданных перемещений основания сиденья в вертикальном направлении (изменение координаты основания  $y_{op}$ )  $A_{mp}$ ; угловая (круговая) частота заданных колебаний основания сиденья  $\omega = 2\pi/T_o = 2\pi \cdot f$ ; период заданных колебаний основания сиденья  $T_o$ ; частота заданных колебаний основания сиденья в секунду  $f$ ;  $Y_0$  – размер участка квазиулевого жесткости в средней части силовой характеристики виброзащитного механизма сиденья.

Выходными параметрами, получаемыми в результате моделирования, являлись координата  $y(t)$ , скорость  $\dot{y}(t)$  и ускорение  $\ddot{y}(t)$  вертикальной координаты сиденья с оператором в абсолютной, неподвижной системе координат в виде временных зависимостей. А также временные зависимости координаты  $y_1(t)$ , скорости  $\dot{y}_1(t)$  и ускорения  $\ddot{y}_1(t)$  локальной координаты собственной деформации виброзащитного механизма сиденья, т.е. смещения сиденья относительно его опорной поверхности.

Обработка векторов дискретных значений указанных выходных параметров позволяет определить обобщенные параметры, характеризующие вибрационную и силовую нагрузку на человека-оператора, в частности, амплитуду  $n_{y_{max}}$  перегрузки  $n_y$  по вертикальному ускорению сиденья с оператором  $a$  в неподвижной системе координат, а также амплитуду локальной координаты деформации виброзащитного механизма сиденья  $y_{lmax}$ .

### 3. Математическая модель сиденья оператора

Математическая модель виброзащитного сиденья оператора с заданной силовой характеристикой разрабатывалась в Российской среде динамического моделирования технических систем SimInTech [21, 22].

Для моделируемой механической системы сиденья с одной поступательной степенью свободы использовалась библиотека блоков SimInTech «Механика», группа блоков «Эле-



Рис. 1. Блоки библиотеки «Механика» SimInTech

менты поступательного движения» (рис. 1, а), а также блоки «Задатчик профиля поступательного движения» из группы «Механические источники» (рис. 1, б) и «Датчик поступательного движения» из группы «Механические датчики» (рис. 1, в) той же библиотеки. Из группы блоков «Элементы поступательного движения» использовались блоки «Поступательная заделка», «Масса», «Поступательная пружина», «Поступательный демпфер», «Поступательный ограничитель положения» (рис. 1, а).

В качестве примера были реализованы представленные на рис. 2 функциональные зависимости возвращающей силы  $F$  (статическая силовая характеристика) и переменного коэффициента демпфирования  $b$  виброзащитного механизма сиденья от локальной координаты собственной деформации виброзащитного механизма сиденья  $y_1$ .

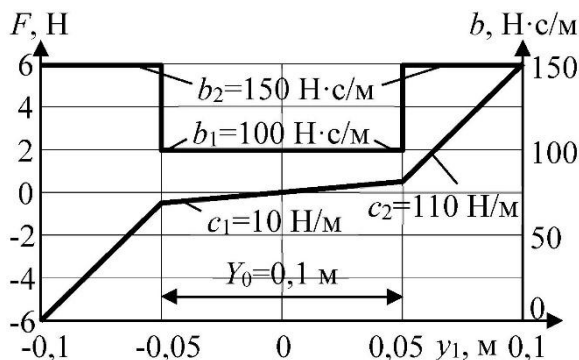


Рис. 2. Функциональные зависимости возвращающей силы и коэффициента демпфирования виброзащитного механизма сиденья от локальной координаты  $y_1$  (пример)

Для этого в блочной диаграмме модели сиденья блоки «Поступательная пружина», «Поступательный демпфер» и «Поступательный ограничитель положения» были соединены параллельно (рис. 3).

В окне настроек параметров блока «Поступательный ограничитель положения» в колонке «Формула» при этом использовались следующие выражения для задания значений: «Коэффициент демпфирования верхнего упора»  $b_2 - b_1$ ; «Коэффициент демпфирования нижнего упора»  $b_2 - b_1$ ;

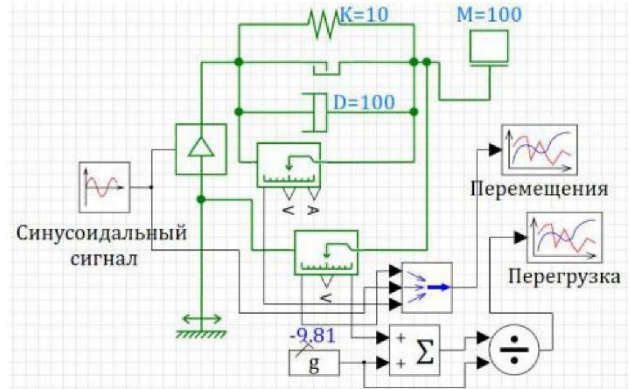


Рис. 3. Математическая модель колебаний сиденья на виброзащитной подвеске в обозначениях SimInTech

«Коэффициент жесткости верхнего упора»  $c_2 - c_1$ ; «Коэффициент жесткости нижнего упора»  $c_2 - c_1$ ; «Положение верхнего упора»  $Y_0 / 2$ ; «Положение нижнего упора»  $-Y_0 / 2$ .

В настройках блоков «Поступательная пружина» и «Поступательный демпфер» задавались непосредственно значения  $c_1$  и  $b_1$  соответственно.

Для задания возмущающих воздействий в виде перемещения основания сиденья на полу кабины, также в качестве примера использовался блок «Синусоида» библиотеки блоков SimInTech «Источники».

При необходимости изменения характера заданных перемещений основания, в модели могут быть использованы другие виды блоков из библиотеки «Источники»: «Линейный источник», «Ступенька», «Кусочно-линейная», «Треугольный сигнал», «Полином n-й степени» и т.д., а также их комбинации, что позволяет задать практически любой вид перемещений основания.

Значения всех параметров модели задавались в списке сигналов проекта в меню SimInTech «Сервис» – «Сигналы...».

Приведенная математическая модель воспроизводит вертикальные колебания массы сиденья с оператором в соответствии с дифференциальным уравнением [18]

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

где  $b$  – переменный коэффициент демпфирования виброзащитного механизма сиденья (см. рис. 2), Н·с/м;  $v_1 = \frac{dy_1}{dt}$ ;  $v = \frac{dy}{dt}$ ;  $a = \frac{dv}{dt}$ .

Возвращающая сила  $F$  виброзащитного механизма сиденья в дифференциальном уравнении (1) в рассматриваемом примере определялась выражением трехсегментной статической силовой характеристики:

$$F = c_2 \begin{cases} c_2 \cdot \left( y_1 - \frac{Y_0}{2} \right) + c_1 \cdot \frac{Y_0}{2} & \text{при } y_1 > \frac{Y_0}{2}; \\ c_1 \cdot y_1 & \text{при } -\frac{Y_0}{2} \leq y_1 \leq \frac{Y_0}{2}; \\ c_2 \cdot \left( y_1 + \frac{Y_0}{2} \right) - c_1 \cdot \frac{Y_0}{2} & \text{при } y_1 < -\frac{Y_0}{2}. \end{cases}$$

Гармоническая функция синусоиды описывала в рассматриваемом примере заданные перемещения основания сиденья  $y_{op}$ :

$$y_{op} = A_{mp} \cdot \sin(t \cdot \omega).$$

Перегрузка  $n_y$ , т.е. отношение фактической силы взаимодействия тела оператора с опорой к весу тела оператора, определялась по текущим значениям ускорения сиденья с оператором  $a(t)$ , по формуле

$$n_y(t) = \frac{a(t) + g}{g}.$$

Текущие значения ускорения сиденья с оператором в неподвижной системе координат  $a(t)$  определялись из модели при помощи блока виртуального датчика SimInTech «Датчик поступательного движения».

#### 4. Результаты вычислительного эксперимента

Для сочетания значений входных параметров модели  $m=100$  кг;  $A_{mp}=0,1$  м;  $f=1$  Гц;  $g=-9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $b_1=100$  Н·с/м;  $b_2=150$  Н·с/м;  $c_1=10$  Н/м;  $c_2=110$  Н/м;  $X_0=0,1$  м, были получены графики временных зависимостей перегрузки сиденья в неподвижной системе координат  $n_y(t)$ , а также соответствующие им графики временных зависимостей перемещения основания  $y_{op}(t)$ , перемещения сиденья с оператором  $y(t)$ , и локальной координаты, т.е. деформации виброзащитного механизма сиденья  $y_1(t)$ . Все указанные зависимости приведены на рис. 4.

Время моделирования составляло  $T_{kon}=10$  с.

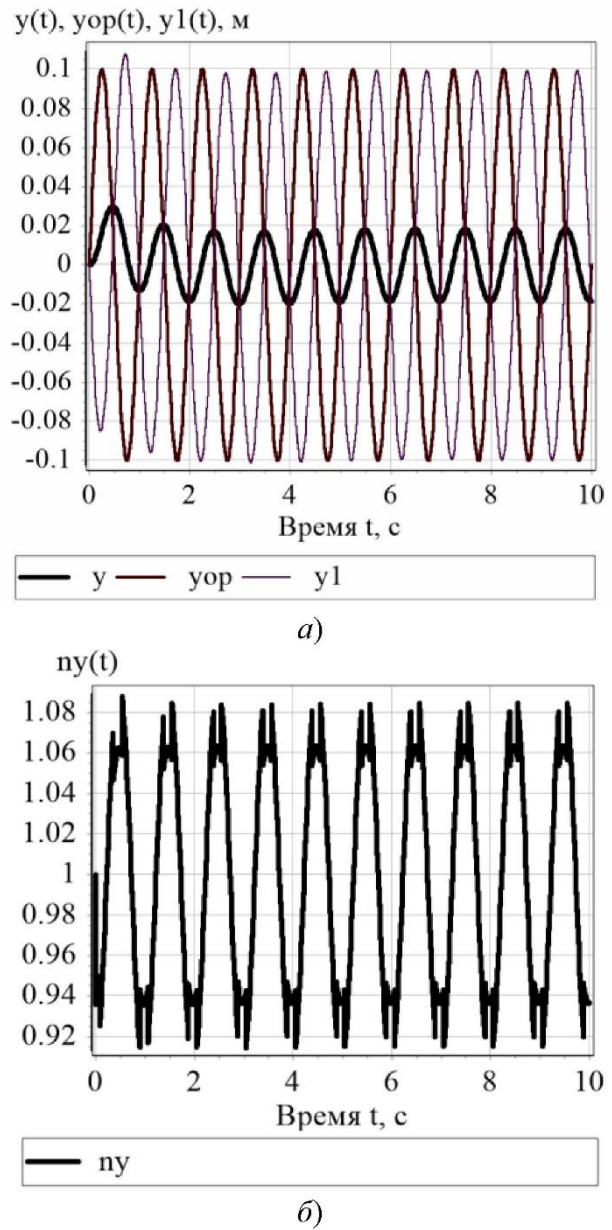


Рис. 4. Результаты моделирования в виде временных зависимостей: а) координат центра масс сиденья, его основания и перемещения сиденья относительно собственного основания; б) перегрузки сиденья (пример)

На рис. 4, а, приведены в качестве примера временные зависимости вертикальной координаты центра масс сиденья с оператором  $y(t)$ , вертикальной координаты основания сиденья  $y_{op}(t)$ , и перемещения сиденья относительно собственного основания  $y_1(t)$ . На рис. 4, б приведена соответствующая

временная зависимость перегрузки сиденья  $n_y(t)$ .

## 5. Заключение

В российской среде динамического моделирования SimInTech с использованием блоков библиотеки «Механика» была разработана математическая модель для исследования вертикальных колебаний сиденья с оператором наземной транспортно-технологической машины, возникающих при заданных гармонических колебаниях основания сиденья, т.е. пола кабины оператора.

Математическая модель содержит трехсегментную статическую силовую характеристику виброзащитного сиденья со средним участком квазиулевого жесткости и двумя крайними участками заданного наклона. Так-

же в модели присутствует возможность задания различных коэффициентов демпфирования для трех участков статической силовой характеристики виброзащитного сиденья.

Заданное перемещение основания в виде временной зависимости выступает в качестве входного сигнала модели. Выходными сигналами являются временные зависимости абсолютной координаты сиденья с оператором, перемещения сиденья относительно собственного основания, и перегрузки сиденья.

В качестве области применения разработанной математической модели выступает исследование динамики вынужденных вертикальных колебаний виброзащитной системы сиденья с человеком-оператором, имеющей в статической силовой характеристике участок квазиулевого жесткости.

## 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. 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. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand 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: JOSE*. 2020. P. 1–10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
5. Sukharev R.Y. Trajectory plotting algo-

## 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. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand 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: JOSE*, 2020, pp. 1-10, DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
5. Sukharev R.Y. Trajectory plotting algo-

rithm for a self-driving road grader // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 2096. P. 012181. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012181

6. 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. P. 251–264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

7. Kim S.H., Yoon D.S., Kim G.W. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Cho J.H., Na S.J., Kim M.S. Structural load estimation of the wheel loader for customer usage profile monitoring // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2024. Vol. 38. No. 7. P. 3455–3464. DOI: 10.1007/s12206-024-0620-0

9. Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine // *Annals of work exposures and health*. 2019. Vol. 63. No. 8. P. 881–889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054

10. 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. P. 1501–1520. DOI: 10.1007/s42461-022-00636-7

11. Yu H., Zhao C., Li S. Pre-work for the birth of driver-less scraper (LHD) in the underground mine: the path tracking control based on an LQR controller and algorithms comparison // *Sensors*. 2021. Vol. 21. No. 23. P. 7839. DOI: 10.3390/s21237839

12. 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. P. 55–75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9

13. 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.

rithm for a self-driving road grader. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 2096, pp. 012181.

DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012181

6. 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

7. Kim S.H., Yoon D.S., Kim G.W. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2020, pp. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Cho J.H., Na S.J., Kim M.S. Structural load estimation of the wheel loader for customer usage profile monitoring. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2024, Vol. 38, No. 7, pp. 3455-3464. DOI: 10.1007/s12206-024-0620-0

9. Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine. *Annals of work exposures and health*, 2019, Vol. 63, No. 8, pp. 881-889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054

10. 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

11. Yu H., Zhao C., Li S. Pre-work for the birth of driver-less scraper (LHD) in the underground mine: the path tracking control based on an LQR controller and algorithms comparison. *Sensors*, 2021, Vol. 21, No. 23, pp. 7839. DOI: 10.3390/s21237839

12. 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

13. 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

14. 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

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

16. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. N 1. P. 35–38.

17. Sakinala V., Paul P.S., Moparthi J.R. Assessment of HEMM Operators' Risk Exposure due to Whole-Body Vibration in Underground Metalliferous Mines Using Machine Learning Techniques // *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2024. Vol. 41. P. 2143–2159. DOI: 10.1007/s42461-024-01009-y

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

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

20. 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

21. Савчук И.В., Белова В.Д. Функциональные возможности программного комплекса SimInTech в реализации режимов моделирования, оптимизации, управления и контроля объектов // *Научно-технический*

103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014

14. 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, pp. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059

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

16. 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.

17. Sakinala V., Paul P.S., Moparthi J.R. Assessment of HEMM Operators' Risk Exposure due to Whole-Body Vibration in Underground Metalliferous Mines Using Machine Learning Techniques. *Mining, Metallurgy & Exploration*, 2024, Vol. 41, pp. 2143-2159. DOI: 10.1007/s42461-024-01009-y

18. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Khashapova I.E. 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. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No.2, pp. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110 (In Russian)

19. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y., et al. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications. *Engineering Structures*, 2024, Vol. 301, pp. 117282.

DOI: 10.1016/j.engstruct.2023.117282

20. Khimich A.V., Lagerev I.A. 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)

21. Savchuk I.V., Belova V.D. Functional capabilities of the SimInTech software system in the implementation of simulation, optimization, control and monitoring modes of objects. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Povolzhjya*,

вестник Поволжья. 2023. № 7. С. 206-210.

22. Беклемищев Ф.С., Селиванова В.А. Моделирование механической системы с использованием переменных состояний в SimInTech // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 4. С. 172-183.

‡ 2023, No. 7, pp. 206-210. (In Russian)

‡ 22. Beklemitev F.S., Selivanova V.A. Modeling a mechanical system using state variables in SimInTech. *Izvestiya Tuljskogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2020, No. 4, pp. 172-183. (In Russian)

‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡