

УДК (UDC) 62-752.2

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СИДЕНЬЯ АВТОГРЕЙДЕРА С КВАЗИНУЛЕВОЙ
СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙDYNAMIC PROPERTIES OF A MOTOR GRADER SEAT WITH QUASI-ZERO STATIC
CHARACTERISTICSКорытов 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. Транспортные и технологические машины и оборудование испытывают при работе значительные вибрационные воздействия со стороны рабочей среды, которые передаются человеку-оператору через сиденье кабины. Отрицательное влияние динамических воздействий и вибраций, передаваемых через сиденье на оператора, отмечается во множестве работ. Использование виброзащитных систем сидений операторов требует их моделирования и исследования на математических моделях, что является актуальной задачей при проектировании подобных систем. Перспективными являются виброзащитные системы с эффектом квазинулевой жесткости. Для исследования виброзащитных систем с квазинулевой жесткостью, была разработана комплексная имитационная математическая модель автогрейдера, перемещения которой имеют пространственный характер. Модель включает в себя подсистемы опорных элементов базового шасси, виброзащитных опор кабины оператора, и, наконец, виброзащитного механизма сиденья оператора. Последняя подсистема позволяет исследовать виброзащитные механизмы с заданным размером зоны квазинулевой жесткости в статической силовой характеристике. С использованием разработанной комплексной имитационной модели были исследованы реакции системы на ступенчатые воздействия, оказываемые на элементы ходового оборудования базового шасси автогрейдера. Исследовались воздействия на одно из колес переднего балансирного моста и одно из колес задней балансирной тележки автогрейдера. Рассматривались две статические силовые характеристики виброзащитной системы сиденья, одна из которых имела участок квазинулевой жесткости, а вторая нет. По результатам вычислительного эксперимента установлено, что виброзащитная система с участком квазинулевой жесткости обеспечивает максимальные ускорения сиденья, в десятки раз меньшие, чем виброзащитная система без участка квазинулевой жесткости. Что подтверждает перспективность использования виброзащитных систем с эффектом квазинулевой жесткости.

Ключевые слова: сиденье оператора, вибрация, виброзащита, квазинулевая жесткость.

Abstract. During operation, transport and technological machines and equipment experience significant vibration effects from the working environment, which are transmitted to the human operator through the cab seat. The negative impact of dynamic influences and vibrations transmitted through the seat to the operator is noted in many works. The use of vibration protection systems for operator seats requires their simulation and study on mathematical models, which is an urgent task in the design of such systems. Vibration protection systems with the effect of quasi-zero stiffness are promising. To study vibration protection systems with quasi-zero stiffness, a complex simulation mathematical model of a motor grader was developed, the movements of which are of a spatial nature. The model includes subsystems of supporting elements of the base chassis, vibration-proof supports of the operator's cabin, and, finally, the vibration-proof mechanism of the operator's seat. The last subsystem makes it possible to study vibration protection mechanisms with a given size of the zone of quasi-zero stiffness in the static force characteristic. Using the developed complex simulation model, the system's responses to step actions exerted on the elements of the running equipment of the base chassis of the motor grader were studied. The effects on one of the wheels of the front balance axle and one of the wheels of the rear balance bogie of the motor grader were investigated. Two static power characteristics of the vibration-protective seat system were considered, one of which had a section of quasi-zero stiffness, and the second did not. According to the results of the computational experiment, it was established that the vibration protection system with a quasi-zero stiffness section provides maximum seat accelerations that are ten times less than a vibration protection system without a quasi-zero stiffness section. This confirms the promise of using vibration protection systems with the effect of quasi-zero stiffness.

Keywords: operator's seat, vibration, vibration protection, quasi-zero stiffness.

Дата принятия к публикации: 01.11.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Date of acceptance for publication: 01.11.2022
Date of publication: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ),
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ),
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Кашапова Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ),
e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

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

1. Введение

Работа наземных транспортно-технологических машин, рабочие органы и ходовое оборудование которых взаимодействует с внешней средой, зачастую сопряжена со значительными перемещениями рабочих органов и самих машин, что приводит к колебаниям и вибрациям сидений операторов данных машин [1].

Присутствие значительных вибраций и их отрицательное воздействие на операторов отмечаются во многих работах для разных видов самоходных машин: гидравлических экскаваторов [2], коммунальных машин для уборки дорог [3], фронтальных погрузчиков [4], автогрейдеров [5].

Системы виброзащиты самоходных наземных машин осуществляют подавление вибраций кабин операторов [6] и непосредственно сидений операторов [7]. Это два основных способа снижения вибрационных нагрузок на операторов, которые взаимно дополняют друг друга.

Для виброзащитных механизмов сидений операторов, основные перемещения которых совершаются в вертикальном направлении, перспективным считается применение эффекта квазиулевого жесткости [8, 9].

Авторами была разработана конструкция виброзащитной системы сиденья оператора строительно-дорожной машины на основе параллелограммного механизма с пружиной и тросом [10], схема которой приведена на рис. 1,а, а пример реализуемой статической характеристики – на рис 1,б.

Данная система способна реализовать эффект квазиулевого жесткости в среднем участке статической силовой характеристики, при этом ограничивающие ролики создают наклонные участки характеристики. Этим плавно ограничиваются вертикальные перемещения сиденья вверх и вниз вне участка квазиулевого жесткости. Гибкий мало-растяжимый трос огибает точки 3 ограничивающих роликов вне зоны квазиулевого жесткости, и не касается ограничивающих роликов, когда механизм находится внутри зоны квазиулевого жесткости.

В качестве транспортно-технологической машины рассматривался автогрейдер как одна из наиболее подверженных вибрационным воздействиям дорожно-строительных машин.

Режимы работы машины, кресло оператора которой имеет виброзащитную систему, целесообразно исследовать на имитационной динамической модели. Использование последней позволяет существенно снизить зат-

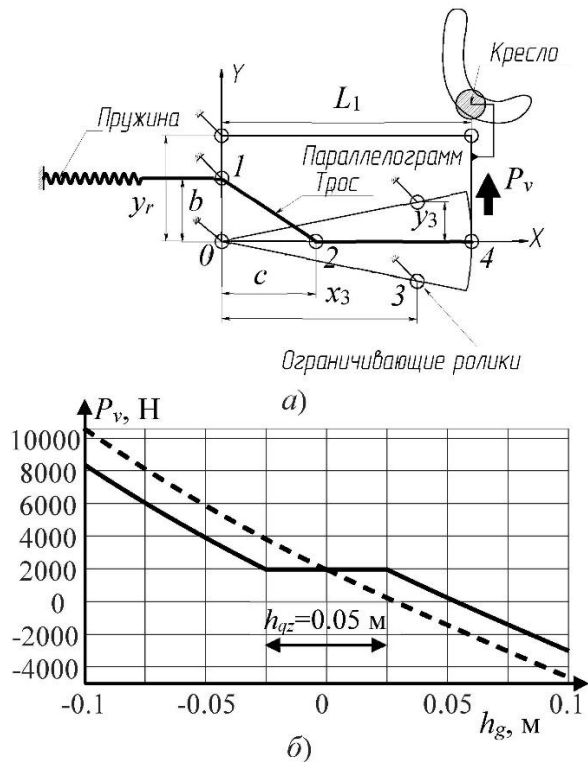


Рис. 1. Виброзащитная система на основе параллелограммного механизма с пружиной и тросом: а) расчетная схема; б) исследуемые примеры статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости (—) и без него (---)

раты на проектирование и рассмотреть большое количество вариантов сочетаний параметров объекта.

2. Постановка задачи

Необходимо разработать имитационную динамическую модель автогрейдера с предложенной виброзащитной системой кресла. Предпочтителен учет в модели пространственного характера перемещений машины, а также включение в модель элементов виброзащитной системы кабины оператора.

На разработанной модели необходимо провести сравнение виброзащитной системы сиденья с эффектом квазиулевого жесткости, с аналогичной системой, не имеющей участка квазиулевого жесткости в статической характеристике (см. рис. 1, б, пунктирная линия). Для этого необходимо исследовать поведение системы при ступенчатых

воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера.

3. Имитационная модель

Для создания комплексной имитационной динамической модели автогрейдера с виброзащитной системой кресла, использовался обладающий наиболее полными возможностями в плане моделирования пространственных механических систем пакет Simscape Multibody вычислительной системы MATLAB. Подробно модель базовой машины автогрейдера описана в [5]. Она включает в себя подсистемы тел Фохта 6 пневматических колес автогрейдера. Кроме того, комплексная модель включала в себя четыре подсистемы виброзащитных опор кабины, и подсистему виброзащитного механизма сиденья оператора. Последняя также подробно описана в [11], где приведены математические выражения для вычисления всех параметров виброзащитной системы.

В частности, коэффициент жесткости пружины виброзащитного механизма, исходя из условия обеспечения квазиулевого жесткости последнего, перед запуском имитационной модели вычислялся по формуле [11]:

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c}.$$

Конструктивный размер u_3 (рис. 1, а) вычислялся, исходя из заданного размера зоны квазиулевого жесткости [11]:

$$y_3 = \frac{h_{qz} \cdot x_3}{2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{h_{qz}^2}{4 \cdot L_1^2}}}.$$

Общая схема комплексной модели в обозначениях Simulink/Simscape Multibody вычислительной системы MATLAB [12] приведена на рис. 2, а. На рис. 2, б приведена схема подсистемы виброзащитного механизма сиденья оператора в тех же обозначениях.

В подсистеме виброзащитного механизма сиденья блоки *Revolute Joint* моделировали вращательные ширниры параллелограмма. Блоки *Transform Sensor* использовались для

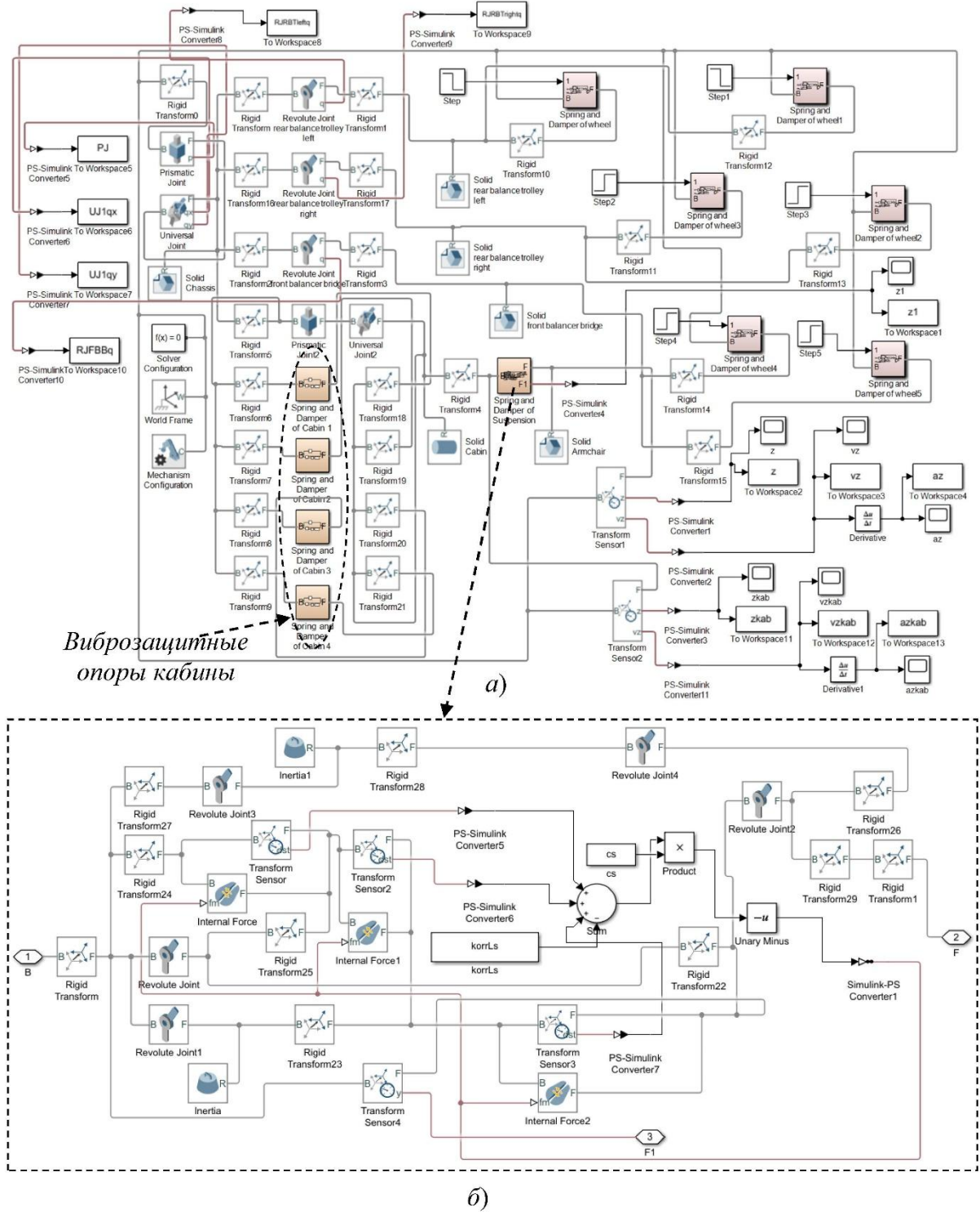


Рис. 2. Комплексная модель автогрейдера с подсистемами виброизоляции кабины и сиденья в обозначениях Simulink/Simscape Multibody:
 а) подсистема верхнего уровня; б) подсистема виброзащитного механизма сиденья

измерения расстояний между подвижными и неподвижными точками параллелограмма, сумма которых определяла текущую длину троса. Блоки *Internal Force* моделировали силовое воздействие со стороны троса на обе

точки отдельного отрезка троса. Для моделирования нестационарной структуры отрезков троса реального виброзащитного механизма (в зоне квазиулевой жесткости отрезок 2-4, вне этой зоны отрезки 2-3-4, рис. 1,

а) один из блоков вращательного шарнира, *Revolute Joint1*, имел в списке задаваемых параметрах ограничения перемещения в виде предельных углов поворота (*Limits*). Значения последних соответствовали угловым координатам точек 3 (ограничивающих трос роликов) на схеме. С подвижным элементом шарнира *Revolute Joint1* было жестко связано виртуальное звено нулевой массы, моделирующее трос, причем постоянная длина этого звена равнялась расстоянию отрезка 0-3 (радиусу окружности поворотов правой точки виртуального звена). То есть, отрезки троса в модели, в отличие от реального объекта, имели постоянную структуру в виде составного отрезка 1-2-3-4, при этом точка 3 правого края виртуального звена вращалась по радиусу вокруг точки 0, находясь внутри зоны квазиулевой жесткости (средняя часть статической силовой характеристики), и ограничивалась во вращении предельными углами *Limits* при выходе за границы зоны квазиулевой жесткости. Подобная модель полностью эквивалентна реальному механизму с нестационарной структурой отрезков троса. Повороты виртуального звена вызывались силами натяжения троса, и задавались при помощи блоков *Internal Force*.

Для описания каждой из четырех виброзащитных опор кабины использовался блок *Spring and Damper Force* библиотеки *Simscapе Multibody*. Данный блок моделирует тело Фохта с постоянными коэффициентами упругости и вязкого трения [12].

4. Результаты вычислительного эксперимента

Конструктивные параметры виброзащитного механизма на основе параллелограмма (рис. 1, а) в проведенном в качестве примера вычислительном эксперименте принимали следующие значения: $b=0.1$ м, $c=0.1$ м, $L_1=0.5$ м, $x_3=0.35$ м, $y_r=0.1$ м. Угловой коэффициент сопротивления каждого из четырех шарниров параллелограмма составлял 5 Н·м/(рад/с). Коэффициент жесткости каждой из четырех виброзащитных опор кабины составлял 10000 Н/м, а коэффициент вязкого трения – 1000 Н/(м/с). Заданный размер зоны

квазиулевой жесткости принимал два значения $h_{qz}=0.05$ м и $h_{qz}=0$ м. В последнем случае статическая силовая характеристика виброзащитного механизма была аналогична характеристике обычной пружины с демпфером, не имеющей зоны квазиулевой жесткости.

Масса m сиденья с человеком-оператором составляла 200 кг. Прочие параметры имитационной модели соответствовали автогрейдеру марки ДЗ-98.

Абсолютное значение приращения высоты микрорельефа во всех расчетных случаях составляло 0,1 м.

Время начала ступенчатого воздействия во всех опытах составляло 50 с. Интервал времени от 0 до 50 с использовался для полного затухания начальных колебаний груза, вызванных силами тяжести звеньев при нулевых начальных приращениях обобщенных координат автогрейдера.

На рис. 3, а приведены временные зависимости вертикальной координаты центра масс сиденья с оператором (y_c , сплошная линия, шкала слева) и вертикальной координаты основания сиденья на полу кабины (y_k , пунктирная линия, шкала справа) в неподвижной системе координат $O_0X_0Y_0Z_0$ при ступенчатом воздействии на левое колесо переднего балансирного моста базового шасси автогрейдера, соответствующем наезду на ступень высотой +0.1 м. Размер зоны квазиулевой жесткости принимал при этом значение $h_{qz}=0.05$ м.

Аналогичные временные зависимости приведены на рис. 3, б для того же расчетного случая, но для размера зоны квазиулевой жесткости $h_{qz}=0$ м.

На рис. 3, в, г приведены временные зависимости y_c и y_k при ступенчатом воздействии на левое колесо балансирной тележки автогрейдера, соответствующем наезду на ступень высотой +0.1 м. На рис. 3, в – при размере зоны квазиулевой жесткости $h_{qz}=0.05$ м, на рис. 3, г – при размере зоны квазиулевой жесткости $h_{qz}=0$ м.

На рис. 4, а, б приведены временные зависимости ускорений центра масс сиденья в неподвижной СК $O_0X_0Y_0Z_0$ для двух описанных выше расчетных случаев (воздействий

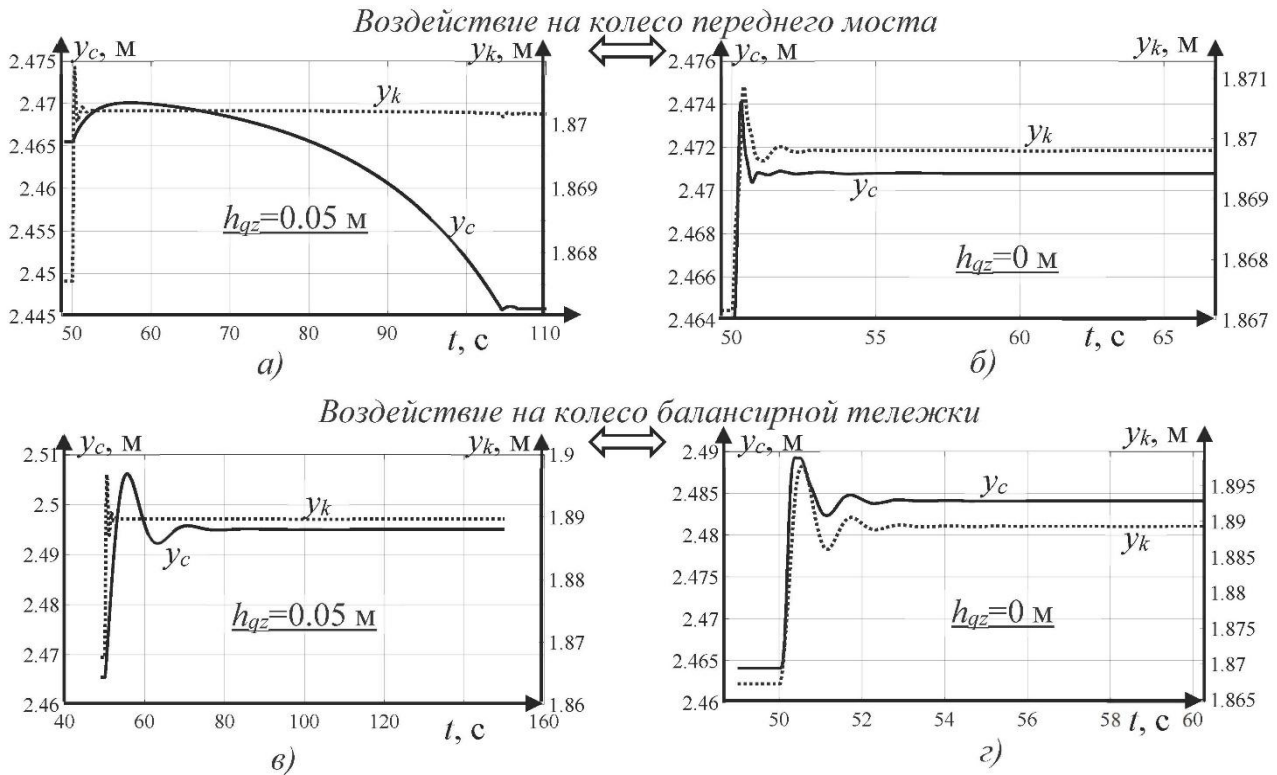


Рис. 3. Временные зависимости вертикальных координат центра масс кресла с оператором y_c (шкалы слева, сплошные линии) и основания кресла на полу кабины y_k (шкалы справа, пунктирные линии) при ступенчатом воздействии на колесо: а) переднего моста, $h_{qz}=0.05$ м; б) переднего моста, $h_{qz}=0$ м; в) балансирной тележки, $h_{qz}=0.05$ м; г) балансирной тележки, $h_{qz}=0$ м

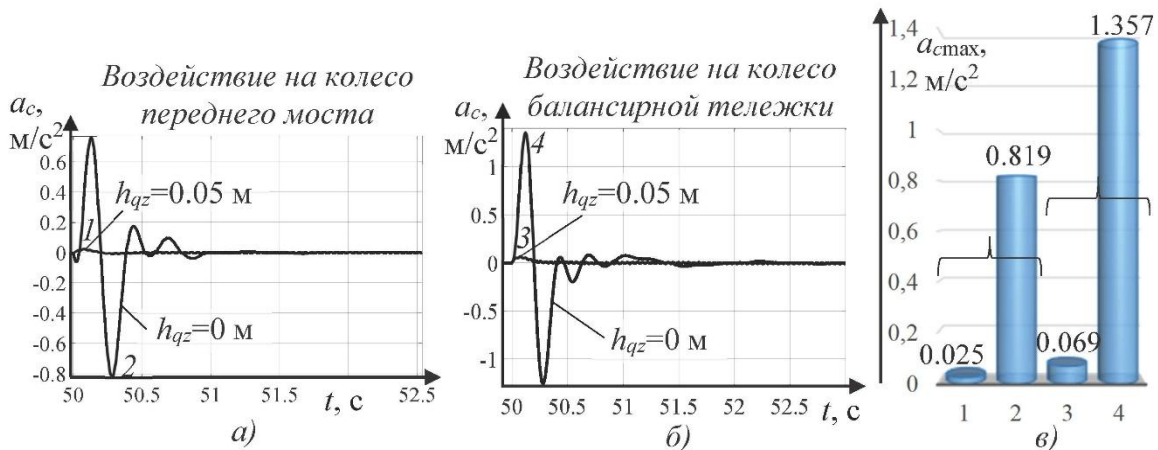


Рис. 4. Временные зависимости ускорений сиденья при ступенчатом воздействии на колесо переднего моста (а), на колесо балансирной тележки (б), а также соответствующие максимальные значения ускорений сиденья (в)

на колесо переднего моста и балансирной тележки соответственно) при двух значениях размера зоны квазиулевой жесткости $h_{qz} = 0.05$ м и $h_{qz} = 0$ м в каждом расчетном случае. На рис. 4, в приведены максимальные значения ускорений сиденья для четырех

описанных вариантов: 1 – воздействие на колесо переднего моста при $h_{qz} = 0.05$ м; 2 – то же при $h_{qz} = 0$ м; 3 – воздействие на колесо балансирной тележки при $h_{qz} = 0.05$ м; 4 – то же при $h_{qz} = 0$ м.

5. Заключение

Разработана комплексная имитационная математическая модель автогрейдера [5] с виброзащитной системой сиденья человека-оператора, статическая силовая характеристика которой имеет участок квазиулевой жесткости заданной величины [10, 11].

Полученные с помощью разработанной имитационной модели результаты вычислительного эксперимента показывают, что при наличии зоны квазиулевой жесткости в средней части статической характеристики виброзащитной системы сиденья, максимальные ускорения сиденья на порядок меньше, чем при отсутствии зоны квазиулевой жесткости. В 33 раза уменьшаются максимальные ускорения при ступенчатом внешнем воздействии на колесо переднего балансирного моста и в 20 раз при аналогич-

ном воздействии на одно колесо задней балансирной тележки.

Это позволяет сделать вывод о том, что применение виброзащитной системы сиденья с эффектом квазиулевой жесткости позволяет в ряде случаев, в частности, при ступенчатых воздействиях на элементы ходового оборудования, на порядок уменьшать вибрационное воздействие на операторов строительных и дорожных машин, что выражается в многократном снижении максимального ускорения сиденья в вертикальном направлении.

Полученные результаты могут быть интересны исследователям, занимающимся вопросами разработки виброзащитных систем сидений операторов с эффектом квазиулевой жесткости, в том числе для строительных и дорожных машин.

Список литературы

1. Mayton A.G., Jobes C.C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. №. 3. P. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
2. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. № 5. DOI: 10.1177/1687814019849988
3. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
4. Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14. № 3. P. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
5. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vi-

References

1. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*, 2014, No. 3, pp. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
2. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system. *Advances in mechanical engineering*, 2019, No. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988
3. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
4. Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 2017, Vol. 14, No. 3, pp. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
5. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-

- brations of the working equipment of a earthmoving machine in the transport mode // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. P. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015
6. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
7. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International journal of occupational safety and ergonomics*. 2020. P. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
8. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. № 1. P. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117
9. Chang Y., Zhou J., Wang K. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. P. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859
10. Кorytov M.C., Щербачков В.С., Почекуева И.Е. Применение параллелограммного механизма с эффектом квазинулевой жесткости в виброзащитных системах кресла оператора строительно-дорожной машины // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2021. № 2. С. 132-140. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140
11. Кorytov M.C., Кашапова И.Е., Щербачков В.С. Условие квазинулевой жесткости статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т.19. № 2(84). С. 144-155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155
12. Simscape Multibody. Model and simulate multibody mechanical systems (website: https://www.mathworks.com/help/sm/index.html?s_tid=CRUX_lftnav).
- moving machine in the transport mode. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, Vol. 1260, pp. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015
6. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*, 2016, Vol. 150, pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
7. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators. *International journal of occupational safety and ergonomics*, 2020, pp. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154
8. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment. *AIP Conference Proceedings*, 2019, Vol. 2141, No. 1, pp. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117
9. Chang Y., Zhou J., Wang K. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*, 2021, Vol. 494, pp. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859
10. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Pochekueva I.E. Primenenie parallelogrammnogo mekhanizma s efektom kvazinulevoy zhestkosti v vibrozashchitnykh sistemakh kresla operatora stroitelno-dorozhnoy mashiny. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 2, pp. 132-140. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140 (In Russian)
11. Korytov M.S., Kashapova I.E., Shcherbakov V.S. Uslovie kvazinulevoy zhestkosti staticheskoy silovoy kharakteristiki parallelogrammnogo mekhanizma vibrozashchitnoy sistemy sidenya. *Vestnik SibADI*, 2022, Vol.19, No. 2(84), pp. 144-155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155 (In Russian)
12. Simscape Multibody. Model and simulate multibody mechanical systems (website: https://www.mathworks.com/help/sm/index.html?s_tid=CRUX_lftnav).