

На правах рукописи



КАШАПОВА Ирина Евгеньевна

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА РАБОЧЕЕ МЕСТО
ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА АВТОГРЕЙДЕРА**

Специальность 2.5.11 – «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Омск – 2024

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)».

Научный руководитель: **Корытов Михаил Сергеевич**, доктор технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», профессор кафедры «Автомобильный транспорт» (г. Омск).

Официальные оппоненты: **Макаров Владимир Сергеевич**, доктор технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», профессор кафедры «Строительные и дорожные машины» (г. Нижний Новгород);

Николаев Виктор Александрович, доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный университет путей сообщения, заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика» (г. Омск).

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет».

Защита диссертации состоится «24» апреля 2024 г. в 13:00 часов на заседании диссертационного совета ВАК РФ Д 99.2.109.02 при ФГАОУ ВО «ОмГТУ» и ФГБОУ ВО «СибАДИ» по адресу: 644080, г. Омск, проспект Мира, 5, аудитория 2.318.

Тел. (3812) 65-03-23, e-mail: iateterina@mail.ru

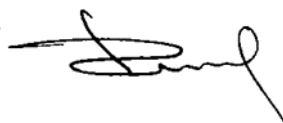
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «СибАДИ» и на сайте университета по адресу: <https://sibadi.org/about/units/institut-magistratury-i-aspirantury/studies/dissertations/67220/>

в библиотеке ФГАОУ ВО «ОмГТУ» и на сайте университета по адресу: https://www.omgtu.ru/scientific_activities/dissertatsionnye_sovety/obyavleniya_o_zashchite_dissertatsiy_i_dokumenty_k_nim/kasharova-i-e.php

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью учреждения, просим направлять в диссертационный совет по адресу: 644080, г. Омск, пр. Мира, 5. Тел. (3812) 65-03-23, e-mail: iateterina@mail.ru

Автореферат разослан «21» февраля 2024 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 99.2.109.02,
кандидат технических наук



Тетерина
Ирина Алексеевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Отрасль машиностроения непрерывно совершенствуется, что отражается в росте производительности, мощности и скорости движения землеройно-транспортных машин (ЗТМ). Вместе с этим увеличиваются вибрации, которые возникают в узлах машины и на рабочем месте человека-оператора (ЧО). Значительные вибрации сокращают срок службы трансмиссии и других узлов, снижают не только эффективность работы, но и надежность машин. Вибрации также негативно сказываются и на здоровье ЧО, в некоторых случаях могут приводить к профессиональным заболеваниям.

При строительстве дорог широкое распространение среди землеройно-транспортных и планировочных машин находят автогрейдеры. Отличительной особенностью автогрейдеров является отсутствие амортизаторов. В процессе работы автогрейдеры подвергаются динамическим воздействиям. Особенно сильно это проявляется в транспортном режиме, где преобладают низкочастотные вибрации.

Системы подавления вибраций играют важную роль при решении вопросов повышения производительности автогрейдеров, совершенствования их систем защиты ЧО от негативных воздействий во время рабочего процесса. Улучшение виброизоляции ЧО автогрейдера достигается в основном за счет оптимизации системы крепления кабины на базовом шасси и сиденья ЧО в кабине.

Одним из перспективных направлений в создании виброзащитных систем (ВС) является создание сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости. Известны активные ВС, но их использование ограничивается сравнительно большой сложностью и стоимостью.

Таким образом, актуальной остается проблема снижения динамических воздействий на ЧО. Одним из эффективных способов ее решения является создание ВС сидений на основе надежных и простых пассивных конструкций с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

Степень разработанности темы исследования.

Вопросами защиты ЧО от действия вибрации занимались многие отечественные ученые: П.М. Алабужев, В.Л. Афанасьев, В.В. Бабенков, В.Я. Балагула, А.М. Барановский, С.В. Белокобыльский, В.В. Болотин, Р.С. Большаков, К.Ч. Выюнг, М.М. Гайцгори, В.Н. Говердовский, А.И. Громовик, А.И. Джилкичиев, С.В. Елисеев, Ю.В. Ермошенко, И.Ю. Ефимов, М.М. Жилейкин, А.В. Зобов, А.Н. Зотов, А.К. Зуев, О.П. Ивакина, В.А. Ивович, В.Б. Кашуба, С.К. Карцов, М.З. Козловский, Е.А. Колинко, П.А. Корчагин, О. С. Кочетов, А.О. Лисин, В.С. Макаров, И.И. Малахов, Е.Ю. Малиновский, С.Е. Манянин, А.С. Миронов, Ю.И. Молев, И.С. Никифоров, В.А. Николаев, В.А. Остроменская, П.И. Остроменский, Я.Г. Пановко, О.А. Петракова, А.Н. Пивцаев, А.А. Силаев, И.С. Ситов, В.Н. Сорокин, А.И. Степанов, В.В. Столяров, И.А. Тетерина, О.В. Фоминова, К.В. Фролов, А.А. Хачатуров, А.П. Хоменко, В.Ф. Хон, И.А. Чакурин, В.И. Чернышев, Э.И. Шелепов, В.С. Щербаков и др.

Среди организаций следует отметить: ВНИИ Стройдормаш, Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Уфимский государственный нефтяной технический университет, Южно-Уральский государственный университет, Новосибирский государственный технический университет, Омский государственный университет путей сообщения, Омский государственный технический университет, Новосибирский электротехнический университет связи им. Псурцева, Иркутский государственный университет путей сообщения, Сибирскую государственную академию телекоммуникаций и информатики, Иркутский национальный исследовательский технический университет (ИРНИТУ) и др.

Особый интерес к проблемам виброзащиты проявляли и зарубежные авторы: Zhang Xiaojiang, Yan Zhenhua, Li Taoyong, Li Haochuan, Li Donghai, Zhao shougen, He Yujin, Li Tao, Hu Jianzhong и др.

Диссертация соответствует паспорту специальности 2.5.11 «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы», пункты: 5 – математическое моделирование рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами); 6 – оптимизация конструкций и синтез законов управления движением назем-

ных транспортно-технологических средств и их комплексов, а также их отдельных функциональных узлов, механизмов и систем, направленные на улучшение экономичности, надежности, производительности, экологичности и эргономичности, технологической производительности, обеспечение энергоэффективности и безопасности.

Целью диссертационной работы является снижение динамических воздействий на человека-оператора автогрейдера путем разработки виброзащитной системы сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Усовершенствовать способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевого жесткости.

2. Разработать обобщенную математическую модель сложной динамической системы процесса движения автогрейдера по микрорельефу, в состав которой ввести подсистему виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой.

3. Установить функциональные зависимости и связь между основными параметрами сложной динамической системы: конструктивными размерами виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, возмущающими воздействиями со стороны микрорельефа и уровнем вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера.

4. Разработать инженерную методику оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

Объектом исследования являются динамические воздействия на человека-оператора автогрейдера в транспортном режиме.

Предметом исследования являются зависимости, связывающие параметры элементов виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, параметры воздействий со стороны микрорельефа опорной поверхности с величиной вибрации на сидении человека-оператора автогрейдера в транспортном режиме.

Научная новизна диссертационной работы заключается:

- в усовершенствовании способа формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевого жесткости, позволяющего подстраиваться под переменную массу человека-оператора и устранять «дрейф» положения сиденья в зоне квазиулевого участка;

- в полученных аналитических зависимостях для построения нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора;

- в полученных аналитических выражениях, обеспечивающих условие формирования участка с квазиулевого жесткостью нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора;

- в предложенном аналитическом выражении силы виброзащитной системы от ее перемещения относительно основания, учитывающем ограниченный ход сиденья, и, позволяющем задавать требуемый наклон квазиулевого участка нелинейной статической силовой характеристики;

- в разработанных математических моделях динамики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, отличающихся от известных учетом нелинейной статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости;

- в разработанных математической и имитационной моделях сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора», отличающихся от известных наличием виброзащитной системы сиденья предложенной конструкции с нелинейной статической силовой характеристикой;

- в выявленных функциональных зависимостях, связывающих конструктивные размеры виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора и возмущающие воздействия со стороны микрорельефа с уровнем вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера;

• в разработанной методике оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, позволяющей определять параметры конструкции, способствующие достижению максимальной эффективности по среднеквадратичному виброускорению.

Теоретическая и практическая значимость результатов работы.

1. На основе анализа виброзащитных мероприятий автогрейдеров разработаны новые высокоэффективные конструкции виброзащитных систем сидений, которые защищены патентами на изобретение и на полезные модели РФ.

2. Научно обоснованы обладающие новизной инженерные разработки виброзащитных систем сидений с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости. Применение полученных результатов позволило минимизировать вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера.

3. Разработана инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости.

4. Предложенная инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости сиденья мобильной машины внедрена на предприятиях: АО «Омсктрансмаш», ООО «Управление механизации №8» и используется в учебном процессе, осуществляемом образовательными организациями: ФГБОУ ВО «СибАДИ»; ФГБОУ ВО «СГУВТ», Филиал ВА МТО в г. Омске «Омский автобронетанковый инженерный институт».

Методология и методы исследований. Работа базируется на методологии системного анализа: использован комплексный метод исследований, который включил в себя литературный и патентный поиск, анализ и обобщение, теоретические и экспериментальные исследования, математическое моделирование. Использовано программное обеспечение MATLAB (в том числе приложение Simulink).

Положения, выносимые на защиту: 1. Усовершенствованный способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазиулевого жесткости, отличающийся от известных тем, что он позволяет подстраиваться под переменную массу человека-оператора и устранять «дрейф» положения сиденья в зоне квазиулевого участка путем изменения растяжения пружины; 2. Математическая и имитационная модели рабочего процесса сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора», отличающиеся от известных включением виброзащитной системы сиденья предложенной конструкции с нелинейной статической силовой характеристикой; 3. Результаты теоретических исследований взаимосвязанных подсистем имитационной модели рабочего процесса сложной динамической системы, описывающие динамические взаимодействия микрорельефа, базовой машины, кабины, виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой; 4. Научно обоснованные технические решения по созданию виброзащитной системы сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазиулевого жесткости; 5. Инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора, позволяющая определять параметры новой конструкции, способствующие достижению максимальной эффективности по среднеквадратичному виброускорению.

Степень достоверности исследований обосновывается на основании корректных допущений, принятых при математическом моделировании; использовании апробированных методов математического моделирования и программных продуктов; подтверждении адекватности результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация результатов работы. Основные результаты исследования докладывались и обсуждались на: III, IV, V Национальных научно-практических конференциях «Образование. Транспорт. Инновации. Строительство», Омск: 2020-2022г.; III, IV, V, VI, VII Международных научно-практических конференциях студентов, аспирантов и молодых учёных «Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных», Омск: 2019-2023г.; V Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы современной науки глазами молодых

исследователей», Омск: 2020г.; IV, V, VI Международных научно-технических конференциях «Проблемы машиноведения», Омск: 2020-2022г.; V Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию ФГБОУ ВО «СибАДИ», Омск: 2020г.; VI Межведомственной научно-практической конференции «Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация», Омск: 2022г.; IV, VI, VII Международных научно-практических конференциях «Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации», Омск: 2019, 2021, 2022г.; XIV, XV Международных научно-технических конференциях «Динамика систем, механизмов и машин», Омск: 2020-2021г; Региональной (межвузовской) студенческой научно-практической конференции «Университетская наука в решении задач национальной безопасности и технологического суверенитета», посвященной 100-летию со дня рождения С.И. Манякина, Омск: 2023 г.

Публикации по работе. По материалам исследований опубликовано 57 печатных работ, из них 12 статей в журналах, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ, 8 статей в изданиях, включенных в международную базу «Scopus», 1 статья в издании, включенном в международную базу «Web of Science», 1 патент РФ на изобретение, 5 патентов РФ на полезную модель, 3 свидетельства о регистрации программ для ЭВМ. Авторский вклад в совместных публикациях составляет от 50 до 75 %.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем работы 222 страницы, включая 14 таблиц, 75 рисунков и 7 приложений. Список литературы включает 196 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы научная новизна, теоретическая и практическая значимость. Представлена краткая характеристика работы.

В первой главе проведен обзор и анализ причин и источников вибраций. Отмечены последствия ее длительного воздействия на организм ЧО. Проведен анализ санитарных норм и ГОСТов, которые предъявляются к виброзащите ЧО наземных машин. Рассмотрены основные тенденции развития автогрейдеров. Проведен анализ существующих конструкций сидений, их ВС и упругих элементов, используемых в ВС сидений. Проведен анализ математических моделей микрорельефа. Составлена блок-схема процесса передачи динамических воздействий при движении автогрейдера по микрорельефу (рисунок 1). Усовершенствован способ формирования квазинулевой статической характеристики, сущность которого заключается в том, что вертикально направленная возвращающая сила ВС является постоянной величиной. Усовершенствованный способ формирования нелинейной статической силовой характеристики ВС с участком квазинулевой жесткости (рисунок 2) отличается тем, что кроме пружины и рычага, входящего в состав параллелограммного механизма, ВС включает в себя гибкий нерастяжимый трос, связанный с пружиной и огибающий ролики, несколько из которых неподвижны относительно основания виброзащитного механизма, а один закреплен на качающемся рычаге. В результате статическая силовая характеристика ВС получает, кроме среднего участка квазинулевой жесткости, также два крайних участка, ограничивающих ход виброзащитного механизма при выходе за границы среднего участка. При введении в состав ВС механизма перемещения закрепленного конца пружины ВС получила возможность подстройки под переменную массу ЧО и устранять «дрейф» положения сиденья в зоне квазинулевого участка.

Во второй главе представлена общая методика исследований, базирующаяся на методологии системного анализа. Комплексный метод исследований обуславливает проведение как теоретических, так и экспериментальных исследований. В работе использована методология пассивного и активного экспериментов. Математическое моделирование сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» реализовано с помощью программного продукта MATLAB.

В третьей главе обоснован критерий эффективности ВС сиденья ЧО. В процессе работы были использованы различные показатели, характеризующие динамические воздействия. Однако при разработке инженерной методики в качестве критерия эффективности был использован

наиболее распространенный стохастический критерий – среднеквадратичное значение виброускорения a_s на рабочем месте ЧО, которое не должно превышать значения требуемых санитарных норм, установленных ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) и СанПиНом 1.2.3685-21. Целевая функция имела вид:

$$a_s \rightarrow \min . \quad (1)$$

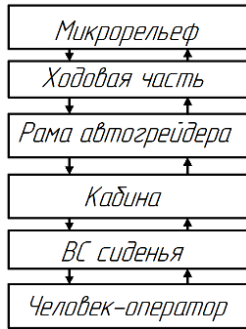


Рисунок 1 – Блок-схема процесса передачи динамических воздействий при движении автогрейдера по микрорельефу

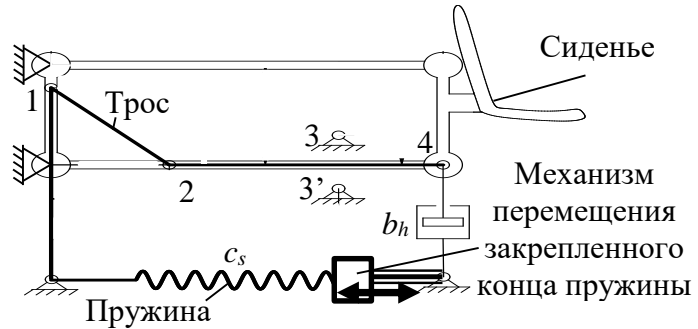


Рисунок 2 – Расчетная схема усовершенствованного способа формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы с участком квазиулевого жесткости

В работе исследовались три типа динамических воздействий: единичное ступенчатое, гармоническое и случайное. Моделирование случайных неровностей микрорельефа осуществлялось по заданным корреляционным функциям с использованием программного продукта MATLAB, при помощи m-файла.

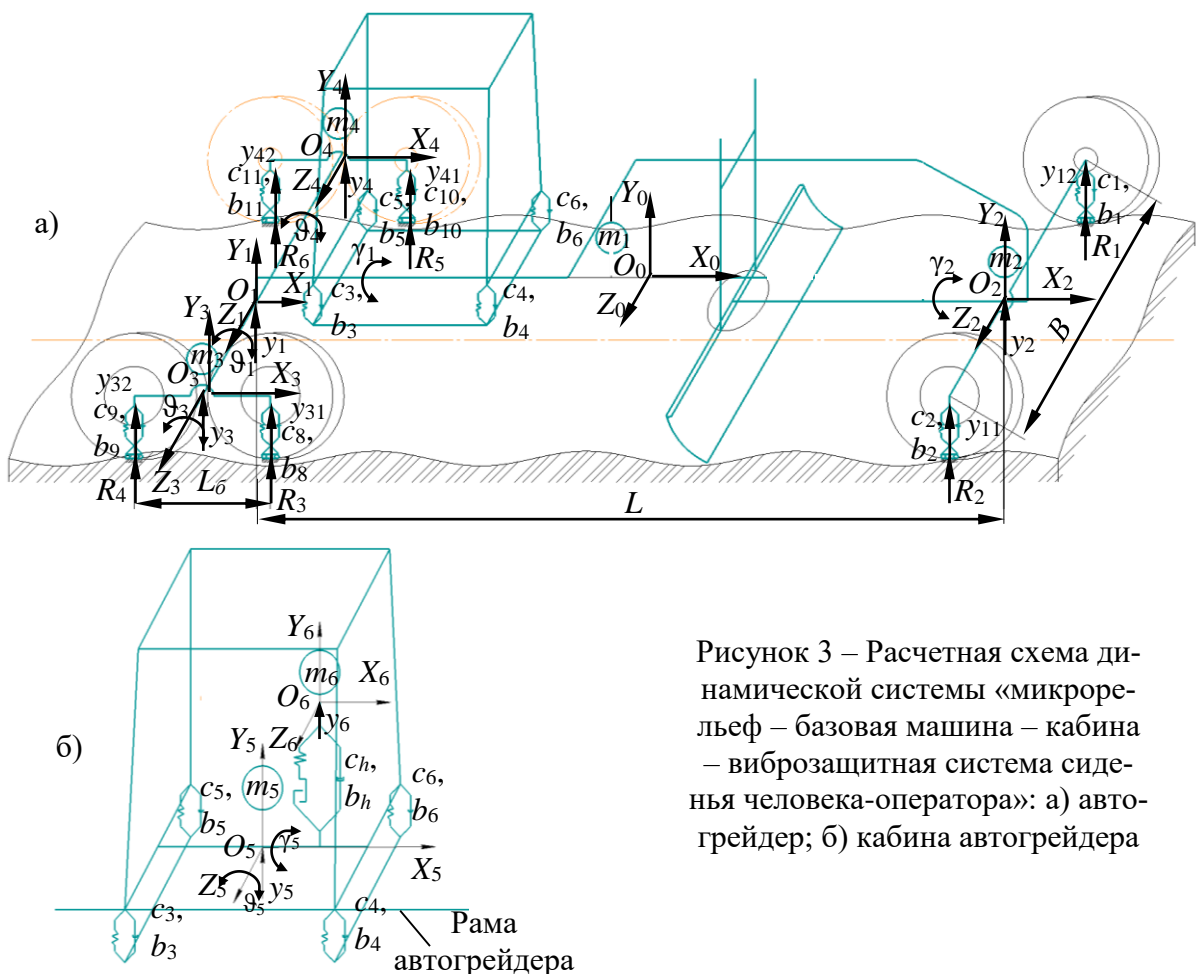


Рисунок 3 – Расчетная схема динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора»: а) автогрейдер; б) кабина автогрейдера

При моделировании динамики автогрейдера были приняты следующие допущения: система стационарна; автогрейдер представлен как пространственная разветвленная кинематическая цепь с наложенными на нее упруго-вязкими динамическими связями; связи, наложенные на

колебательную систему, являются телами Фохта; отсутствуют люфты в шарнирах; отсутствуют силы сухого трения; элементы ходового оборудования постоянно контактируют с опорной поверхностью; звенья расчетной схемы представлены как абсолютно жесткие стержни с сосредоточенными массами; машина движется с постоянной скоростью.

Расчетная схема автогрейдера, как динамическая система, представлена в инерциальной системе координат (СК) $O_0X_0Y_0Z_0$ на рисунке 3. Звеньям поставлены в соответствие шесть локальных СК. Обобщенные координаты автогрейдера представлены в таблице 1. Система имеет 13 степеней свободы. Подвеска сиденья ЧО (m_6) на рисунке 3 обозначена упрощенно как пружина и элемент с зоной нечувствительности, параллельно соединенные с демпфером.

Таблица 1 – Описание обобщенных координат автогрейдера

№	Обобщенные координаты	Описание обобщенной координаты
1	$q_1=y_1(t)$	Вертикальная координата центра задней оси (точка O_1) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
2	$q_2=\gamma_1(t)$	Угол поворота СК $O_1X_1Y_1Z_1$ в поперечной вертикальной плоскости (крен автогрейдера), поворот вокруг оси X_0 , град или рад;
3	$q_3=\vartheta_1(t)$	Угол поворота СК $O_1X_1Y_1Z_1$ в продольной вертикальной плоскости (тангаж автогрейдера), поворот вокруг оси Z_0 , град или рад;
4	$q_4=y_2(t)$	Вертикальная координата центра передней оси (точка O_2) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
5	$q_5=\gamma_2(t)$	Угол поворота СК $O_2X_2Y_2Z_2$ вокруг оси X_1 , град или рад;
6	$q_6=y_3(t)$	Вертикальная координата центра правой балансирной тележки (точка O_3) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
7	$q_7=\vartheta_3(t)$	Угол поворота СК $O_3X_3Y_3Z_3$ вокруг оси Z_1 , град или рад;
8	$q_8=y_4(t)$	Вертикальная координата центра левой балансирной тележки (точка O_4) отсчитывается от нулевой плоскости Земли, м;
9	$q_9=\vartheta_4(t)$	Угол поворота СК $O_4X_4Y_4Z_4$ вокруг оси Z_1 , град или рад;
10	$q_{10}=y_5(t)$	Вертикальная координата центра масс кабины (точка O_5) отсчитывается в СК рамы $O_1X_1Y_1Z_1$, м;
11	$q_{11}=\gamma_5(t)$	Угол поворота СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$ вокруг оси X_1 , град или рад;
12	$q_{12}=\vartheta_5(t)$	Угол поворота СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$ вокруг оси Z_1 , град или рад;
13	$q_{13}=y_6(t)$	Вертикальная координата центра масс сиденья (точка O_6) отсчитывается в СК кабины $O_5X_5Y_5Z_5$, м;

Математическая модель сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» составлена с использованием метода уравнений Лагранжа второго рода и представляет собой систему из 13 дифференциальных уравнений (ДУ) второго порядка с переменными коэффициентами, являющимися функциями больших значений обобщенных координат и конструктивных параметров. В векторно-матричной форме система ДУ имеет вид:

$$A\ddot{\vec{q}} + B\dot{\vec{q}} + C\vec{q} = \vec{Q}, \quad (2)$$

где A, B, C – матрицы коэффициентов ДУ; $\ddot{\vec{q}}, \dot{\vec{q}}, \vec{q}$ – векторы-столбцы, представляющие соответственно ускорения, скорости и малые значения обобщенных координат; \vec{Q} – вектор-столбец сил, действующих по обобщенным координатам.

На рисунке 4 представлена расчетная схема ВС предложенной конструкции сиденья ЧО, обеспечивающая нелинейную статическую силовую характеристику с участком квази-нулевой жесткости и участками ограничения перемещений (рисунок 5). Трос механизма, натянутый при помощи пружины растяжения, постоянно огибает ролики в точках 1, 2 и закреплен в точке 4 и только вне участка квази-нулевой жесткости огибает также ролик в точке 3 (или 3').

Это обеспечивает возрастание и убывание значения силы в левой и правой частях нелинейной статической силовой характеристики соответственно, т.е. ограничивает вертикальные перемещения сиденья без использования дополнительных пружин или отбойников. Сумма моментов сил определялась относительно точки O поворота нижнего звена параллелограммного механизма.

На схеме (см. рисунок 4) и в формулах использованы следующие обозначения: m_6 – масса ВС (сиденья с ЧО); P_v – вертикально направленная возвращающая сила ВС; α_3 – постоянный угол между осью OX и прямой $O3$ ($O3'$); h_g – высота подъема/опускания рабочей точки относительно нулевого уровня, м; h_{qz} – высота зоны квазиулевого жесткости (средней части статической характеристики); L_1 – длина верхнего и нижнего звеньев параллелограмма; y_r – длина левого и правого боковых звеньев параллелограмма; γ_k – угол между участком троса между точками 1 и 2 и левым боковым звеном параллелограммного механизма; L_h – длина плеча действия вертикально направленной возвращающей силы P_v ; n, c – расстояния до двух точек крепления вращающихся роликов, расположенных соответственно на вертикальном и нижнем звеньях параллелограммного механизма, относительно точки O ; L_{s0} – равновесная длина (в свободном состоянии) пружины растяжения; L_s – текущая длина пружины растяжения; dL_{snom} – деформация пружины растяжения относительно собственной свободной длины L_{s0} , соответствующая прямоугольной форме параллелограммного механизма и его номинальной подъемной силе; P_s – сила растяжения пружины; c_s – линейная жесткость пружины растяжения; h_{12} – плечо действия силы растяжения троса; b_h – коэффициент вязкого трения амортизатора; x_3 – горизонтальная координата роликов торможения; M_Σ – суммарный момент сил от троса относительно точки O .

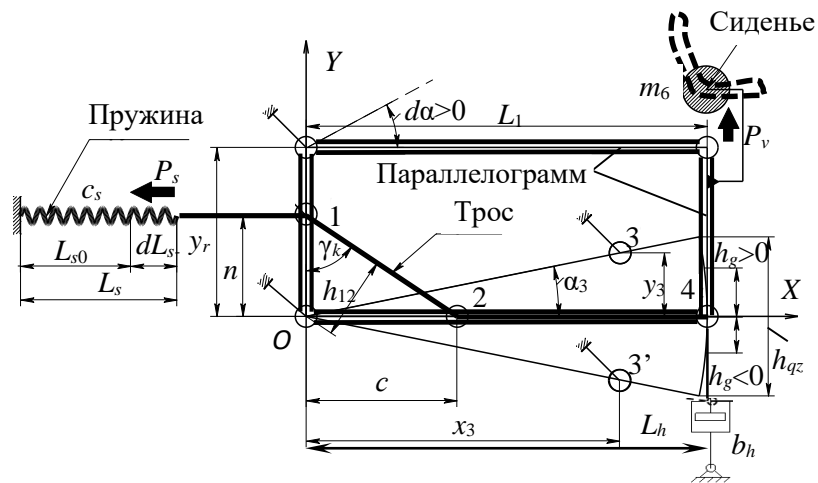


Рисунок 4 – Расчетная схема виброзащитной системы сиденья человека-оператора

Для любого положения механизма по выведенным аналитическим выражениям (не приводятся в автореферате ввиду большого объема) может быть определена создаваемая им вертикальная сила:

$$P_v = \frac{M_\Sigma}{L_h} \quad (3)$$

В качестве примера для построения нелинейной статической силовой характеристики (рисунок 5) приняты исходные данные: $n=0,1$ м; $c=0,1$ м; $L_1=0,5$ м; $y_r=0,2$ м; $x_3=0,15$ м; $h_{qz}=0,05$ м; $m_6=200$ кг; $c_s=200000$ Н/м.

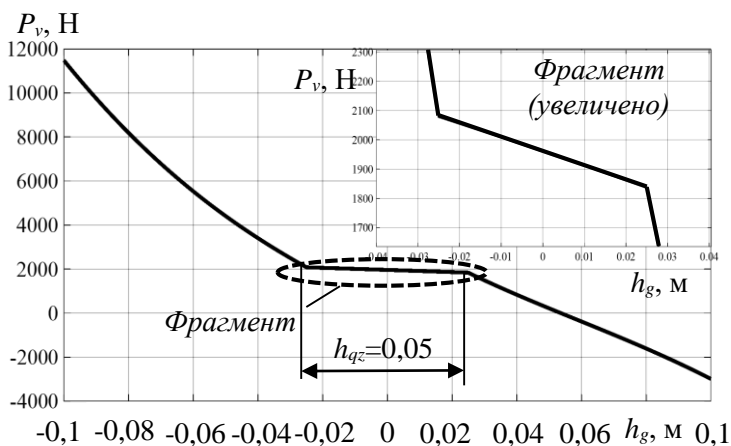


Рисунок 5 – Статическая силовая характеристика предложенного механизма (пример)

Совокупность моделей подсистем была объединена в одну модель сложной динамической системы. Исследование выполнялось с использованием разработанной имитационной модели автогрейдера (рисунок 6), включающей в себя собственно механическую систему автогрейдера, виброзащитные опоры кабины, ВС сиденья и подсистему моделирования стохастических воздействий на элементы ходового оборудования.

Для создания имитационной динамической модели автогрейдера с ВС сиденья, использовались блоки пакета Simscape Multibody вычислительной системы MATLAB, блоки Simulink, а также программные коды в виде m-файлов. Общая схема имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» в обозначениях Simulink/Simscape Multibody системы MATLAB приведена на рисунке 6, а. На рисунках 6, б, в

приведены схемы двух подсистем: ВС предложенной конструкции сиденья и отдельной опоры кабины соответственно.

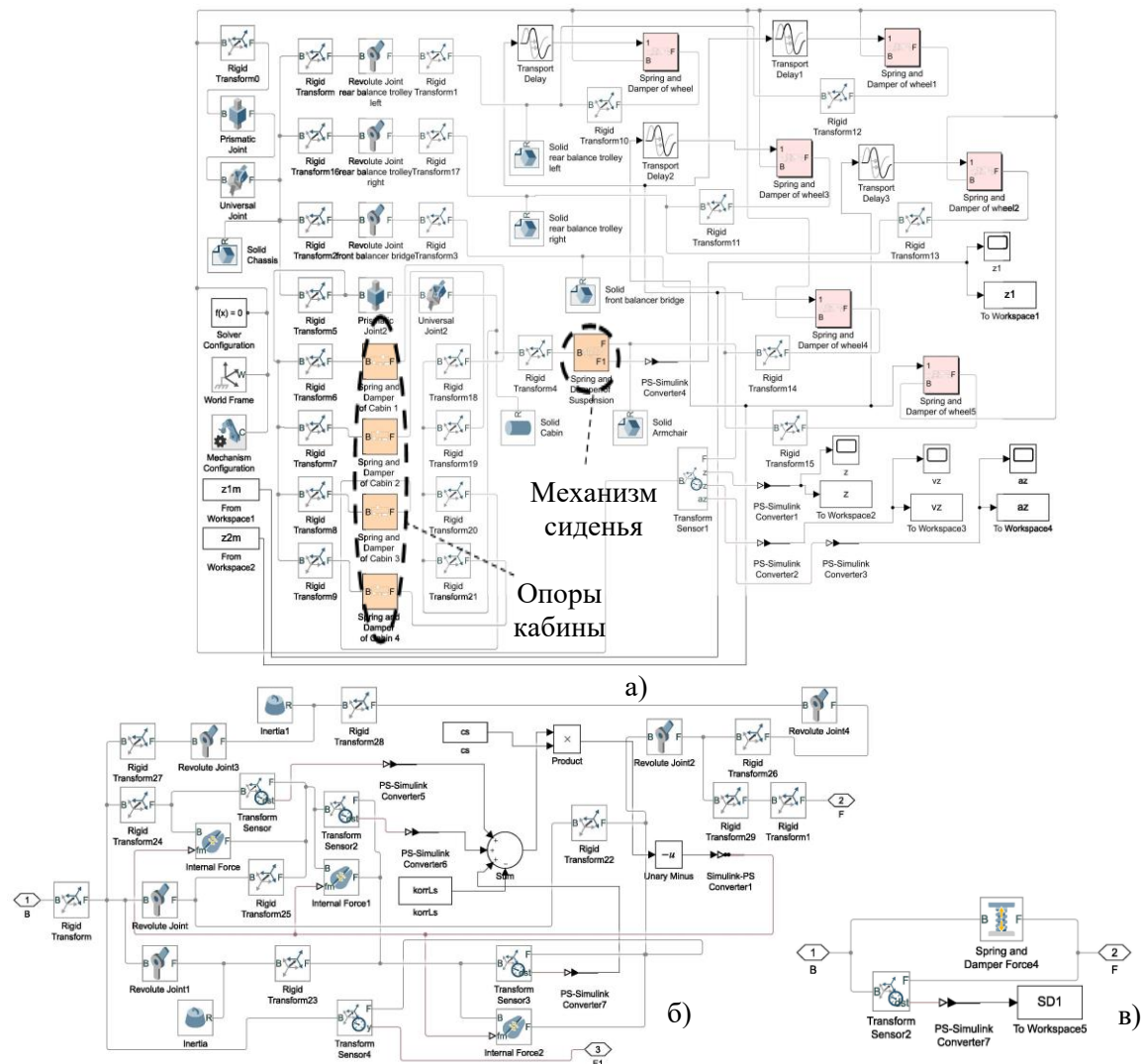


Рисунок 6 – Имитационная модель автогрейдера с подсистемами виброизоляции кабины и сиденья в обозначениях Simulink/Simscape Multibody: а) модель верхнего уровня; б) подсистема виброзащитного механизма сиденья; в) подсистема виброзащитной опоры кабины

Разработанная имитационная модель (см. рисунок 6) позволила провести исследование рабочего процесса сложной динамической системы «Микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденье ЧО» при различных воздействиях.

В четвертой главе представлены результаты теоретических исследований, которые направлены на изучение влияния конструктивных, эксплуатационных параметров машины и основных параметров предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой на величину динамических воздействий на рабочем месте ЧО. При проведении исследований масса m_6 сиденья с ЧО варьировалась в пределах 100...200 кг.

Для разработанной конструкции ВС (см. рисунок 4) было выведено обладающее новизной аналитическое выражение коэффициента жесткости пружины c_s , обеспечивающего квазинулевую жесткость среднего участка нелинейной статической силовой характеристики (см. рисунок 5):

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m_6}{n \cdot c} \quad (4)$$

Анализ выражения (4) показывает, что коэффициент жесткости пружины c_s , обеспечивающий режим квазинулевой жесткости ВС в средней части характеристики, может быть изменен в определенных пределах путем изменения конструктивных размеров механизма n , c и L_1 . Причем, увеличение размера L_1 увеличивает необходимую жесткость пружины, а увеличение размеров n ,

c , напротив, уменьшает. Увеличение размеров n и c в пределах габаритных размеров ВС позволяет существенно, в несколько раз, уменьшить жесткость используемой пружины (рисунок 7), а, следовательно, размеры, металлоемкость, массу пружины и ВС в целом.

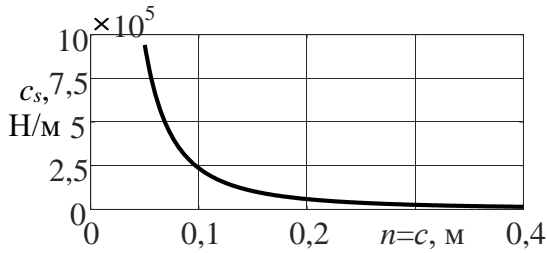


Рисунок 7 – Зависимость жесткости пружины от размеров n и c (при $n=c$), $L_1=1,2$ м, $m_6=200$ кг

Исследование силовых характеристик ВС сиденья являлось важным этапом при их изучении. Был проведен сравнительный анализ (рисунки 8, 9) ВС сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квази нулевой жесткости, с аналогичной серийно выпускаемой ВС, не имеющей участка квази нулевой жесткости в силовой характеристике. Исследования проведены при ступенчатых воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера. Конструктивные параметры ВС (см. рисунок 4) в

качестве примера в серии вычислительных экспериментов при ступенчатых воздействиях принимали значения: $n=0,1$ м, $c=0,1$ м, $L_1=1,2$ м, $x_3=0,15$ м, $y_r=0,2$ м.

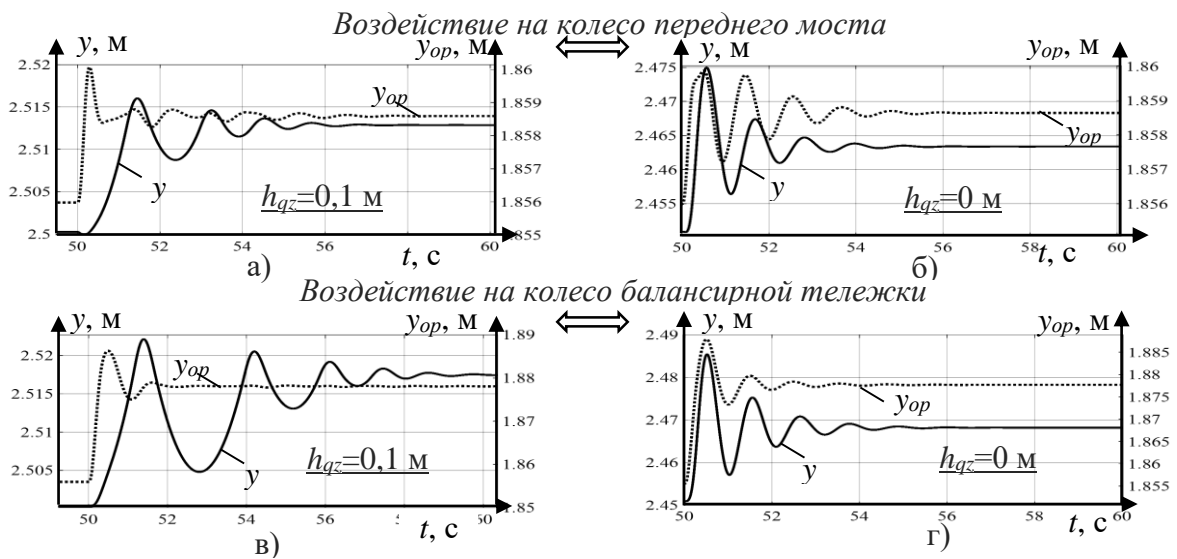


Рисунок 8 – Временные зависимости абсолютных значений вертикальных координат центра масс сиденья с человеком-оператором y (шкалы слева, сплошные линии) и основания сиденья на полу кабины y_{op} (шкалы справа, пунктирные линии) при ступенчатом воздействии на колесо: а) переднего моста, $h_{qz}=0,1$ м; б) переднего моста, $h_{qz}=0$ м; в) балансирной тележки, $h_{qz}=0,1$ м; г) балансирной тележки, $h_{qz}=0$ м

Угловой коэффициент сопротивления каждого из 4 шарниров параллелограмма составлял 5 Нм/(рад/с). Коэффициент жесткости каждой из 4-х виброзащитных опор кабины составлял 10000 Н/м, а коэффициент вязкого трения – 1000 Н/(м/с). На рисунке 8 размер участка квази нулевой жесткости представлен для двух значений: $h_{qz}=0,1$ м и $h_{qz}=0$ м. В последнем случае статическая силовая характеристика ВС была аналогична характеристике обычной ВС, описываемой в виде пружины с демпфером, и не имеющей участка квази нулевой жесткости. Масса m_6 сиденья с ЧО составляла 200 кг. Прочие конструктивные параметры имитационной модели соответствовали автогрейдеру марки ДЗ-98. Абсолютное значение ступенчатого приращения высоты микрорельефа составляло 0,1 м, время начала ступенчатого воздействия – 50 с. Интервал времени от 0 до 50 с использовался для моделирования полного затухания начальных колебаний сиденья ЧО, вызванных силами тяжести звеньев при начальных условиях в виде нулевых обобщенных координат автогрейдера.

Полученные на разработанной имитационной модели результаты вычислительного эксперимента (см. рисунок 9) показали, что при наличии участка квази нулевой жесткости в средней части нелинейной статической силовой характеристики ВС, максимальные ускорения сиденья

при ступенчатых внешних воздействиях в 5...5,5 раз меньше, чем при отсутствии зоны квазиу- левой жесткости, т.е. чем при использовании традиционной ВС.

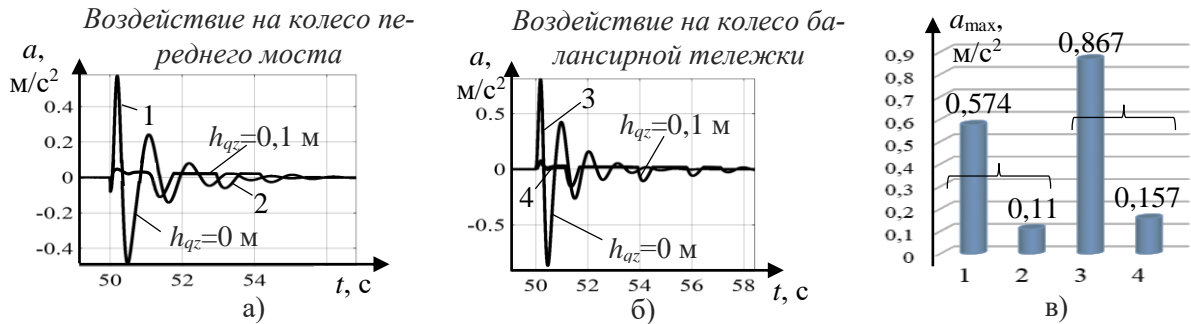


Рисунок 9 – Временные зависимости ускорений сиденья при ступенчатом воздействии: а) на колесо переднего моста, б) на колесо балансирной тележки; в) соответствующие максимальные значения ускорений сиденья

На рисунке 10 приведены полученные при моделировании гармонических воздействий на основание сиденья результаты сравнения по среднеквадратичному виброускорению серийно выпускаемого сиденья и предложенной конструкции сиденья с предельно допустимыми значениями среднеквадратичного виброускорения a_{spri} , установленными СанПиНом 1.2.3685-21. При этом масса сиденья с ЧО варьировалась в пределах 100...200 кг.

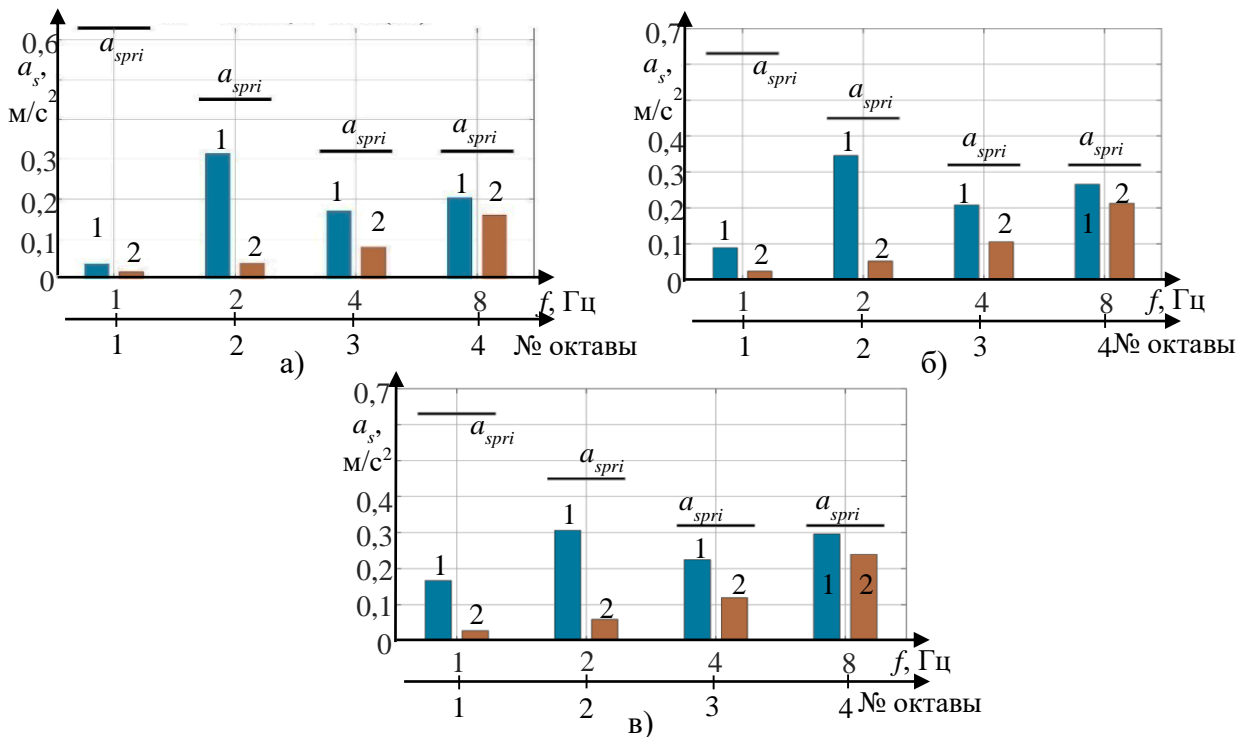


Рисунок 10 – Сравнение серийного и предложенного сидений по среднеквадратичному ускорению при гармонических воздействиях, для значений масс а) 100 кг; б) 150 кг; в) 200 кг:

1 – серийное; 2 – предложенное; a_{spri} – предельно допустимые значения среднеквадратичных ускорений, устанавливаемых СанПиНом 1.2.3685-21

Результаты сравнения (см. рисунок 10) показали: значения среднеквадратичного виброускорения двух систем не превышают предельно допустимых значений a_{spri} в первых четырех октавных полосах частот, независимо от значения массы сиденья с ЧО. Однако предложенная конструкция сиденья показывает существенно меньшие значения среднеквадратичного виброускорения, в рассматриваемом диапазоне частот, а, следовательно, создает более комфортные условия для ЧО.

Исследования по влиянию размера участка квазиулевого жесткости нелинейной статической силовой характеристики на среднеквадратичное ускорение сиденья ЧО были проведены при

стохастических воздействиях на колеса автогрейдера, что соответствовало движению автогрейдера по микрорельефу. При этом варьировались параметры: 1) среднее квадратичное отклонение вертикальных координат микропрофиля $\sigma_m = [0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06]$ м; 2) скорость перемещения автогрейдера в горизонтальном направлении $v = [1; 2; 3; 4; 5; 6]$ м/с (или $[3,6; 7,2; 10,8; 14,4; 18,0; 21,6]$ км/час); 3) величина участка квазиулевой жесткости ВС предложенной конструкции сиденья ЧО $h_{qz} = [0; 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1]$ м; 4) величина приращения Δ_{cs} к значению c_s , коэффициента жесткости пружины ВС предложенной конструкции, вычисляемому по (4) и соответствующему горизонтальности среднего участка нелинейной статической силовой характеристики ВС предложенной конструкции, $\Delta_{cs} = [0; 2500; 5000; 7500; 10000]$ Н/м. Параметр Δ_{cs} незначительно изменяет наклон среднего участка силовой характеристики относительно горизонтали. Остальные параметры системы были заморожены и соответствовали автогрейдеру ДЗ-98.

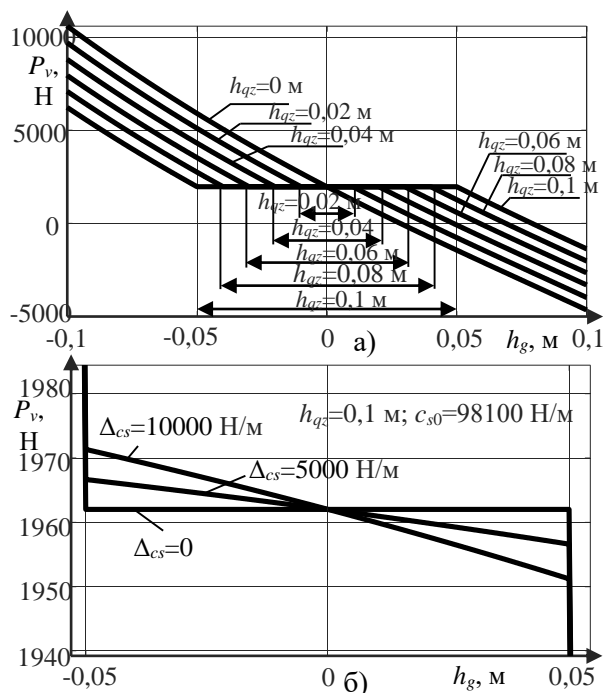


Рисунок 11 – Исследуемые статические силовые характеристики виброзащитной системы сиденья человека-оператора: а) с 6 различными значениями h_{qz} ; б) увеличенный фрагмент среднего участка трех характеристик с 3 различными значениями Δ_{cs} (при $h_{qz}=0,1$ м)

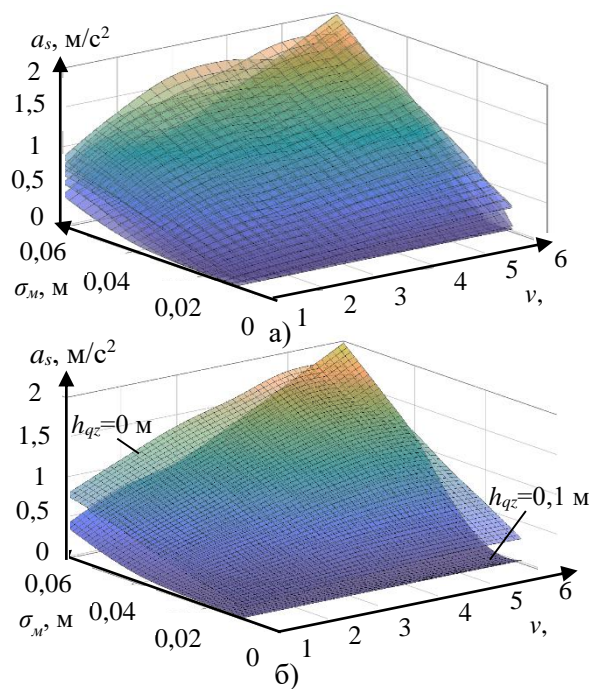


Рисунок 12 – Зависимости среднее квадратичного ускорения a_s от скорости автогрейдера v и среднее квадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m : а) шесть поверхностей для всех исследуемых значений величины участка квазиулевой жесткости h_{qz} ; б) две поверхности для граничных значений величины участка квазиулевой жесткости h_{qz}

На рисунке 11, а, в качестве примера, приведены 6 исследованных статических силовых характеристик с варьируемыми значениями ширины участка квазиулевой жесткости ВС предложенной конструкции сиденья ЧО h_{qz} , от 0 до 0,1 м. Средний участок всех характеристик на рисунке 11, а строго горизонтален, то есть в приведенных характеристиках величина приращения к коэффициенту жесткости пружины равна нулю: $\Delta_{cs}=0$ Н/м. Наклон среднего участка нелинейных статических характеристик с $h_{qz}=0,1$ м может быть визуально оценен лишь при значительном увеличении вертикального масштаба фрагментов характеристик (см. рисунок 11, б). На рисунке 12, а приведены графики 6 поверхностей – зависимостей среднее квадратичного ускорения сиденья от скорости автогрейдера и среднее квадратичного отклонения профиля микрорельефа.

Графики, представленные на рисунке 12, в качестве примера, получены при фиксированном значении приращения к жесткости пружины $\Delta_{cs}=10000$ Н/м. Шесть поверхностей на рисунке 12, а соответствуют шести исследуемым значениям величины участка квазиулевой жесткости h_{qz} . Расположенные на более низком уровне поверхности соответствуют большим значениям h_{qz} . Аналогичные поверхности $a_s=f(\sigma_m, v)$, которые были построены при значениях приращения к

жесткости пружины Δ_{cs} 0 и 5000 Н/м, отличаются от приведенных на рисунке 12 незначительно, поэтому в автореферате не приводятся.

Полученные зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_M были аппроксимированы полиномом второй степени:

$$a_s = 3,9 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_M^2 h_{qz}^2 \Delta_{cs} + 0,8 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_M^2 h_{qz}^2 \Delta_{cs}^2 + 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_M v h_{qz}^2 \Delta_{cs}^2 - 10,4 \cdot \sigma_M^2 v^2 + 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_M v h_{qz} \Delta_{cs} + 8,7 \cdot \sigma_M v h_{qz} - 1,04 \cdot v h_{qz} + 95,4 \cdot \sigma_M h_{qz}^2 - 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_M h_{qz} \Delta_{cs}^2 + 103,02 \cdot \sigma_M^2 v - 0,2 \cdot \sigma_M^2 v h_{qz}^2 \Delta_{cs} + 3026,16 \cdot \sigma_M^2 v^2 h_{qz}^2 - 10,42 \cdot \sigma_M^2 v^2 + 5,45 \cdot \sigma_M v + 0,67 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_M^2 v h_{qz} \Delta_{cs} - 14436,74 \cdot \sigma_M^2 v h_{qz}^2 - 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_M h_{qz} \Delta_{cs}^2 + 0,06. \quad (5)$$

Коэффициент детерминации уравнения (5) $R^2=0,961$.

На рисунке 13 в виде совокупностей двумерных графиков приведены функциональные зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины зоны квазиулевого жесткости h_{qz} . Различным кривым соответствуют различные скорости перемещения v , значения которых подписаны рядом с каждой кривой. Графики объединены в шесть групп по шести значениям σ_M .

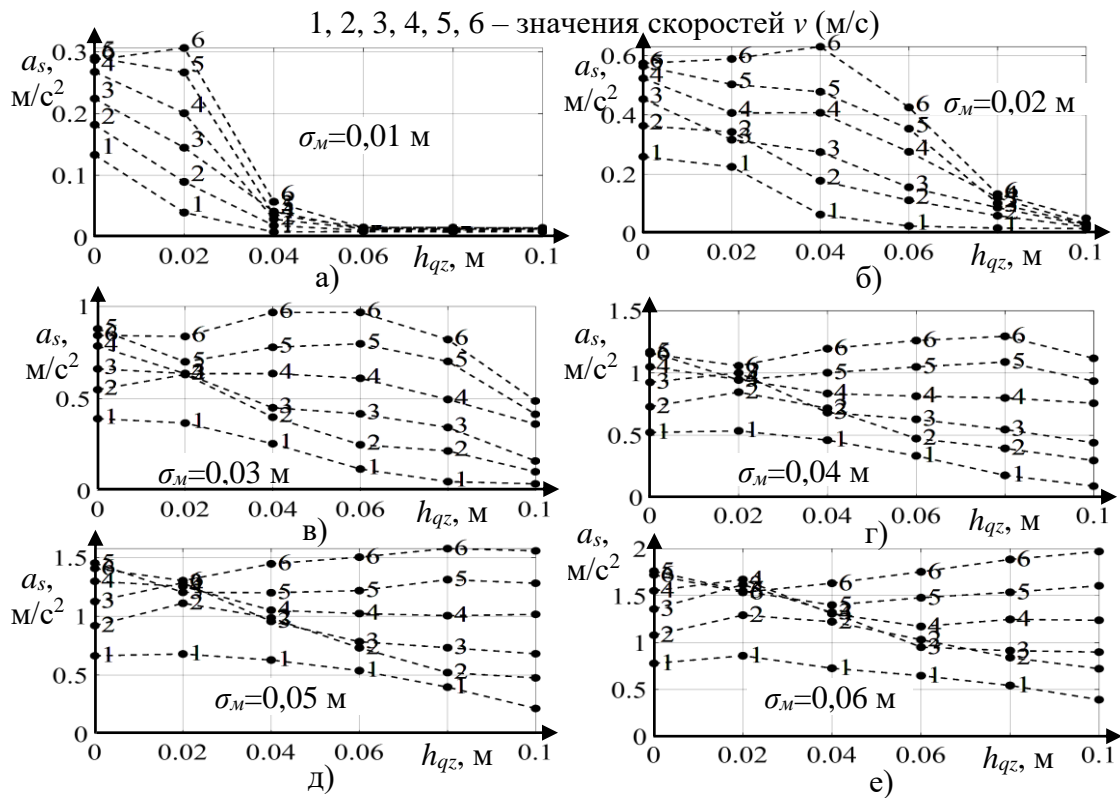


Рисунок 13 – Зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины участка квазиулевого жесткости h_{qz} , полученные при значениях среднеквадратичного отклонения профиля σ_M : а) 0,01 м; б) 0,02 м; в) 0,03 м; г) 0,04 м; д) 0,05 м; е) 0,06 м

Большой информативностью обладают графики зависимостей средних значений \bar{a}_s среднеквадратичных ускорений сиденья от величины зоны квазиулевого жесткости h_{qz} (рисунок 14). Значение функции в каждой точке графиков рассчитано как среднее арифметическое \bar{a}_s для совокупности экспериментов при всех возможных сочетаниях σ_M и v .

Полученные зависимости средних значений \bar{a}_s среднеквадратичного отклонения вертикального ускорения сиденья от величины участка квазиулевого жесткости h_{qz} при различных сочетаниях значений σ_M и v (см. рисунок 14) аппроксимированы полиномом второй степени:

$$\bar{a}_s = -0,62 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta_{cs} \cdot h_{qz} - 0,2 \cdot 10^{-3} \Delta_{cs} \cdot h_{qz}^2 + 0,814. \quad (6)$$

Коэффициент детерминации уравнения $R^2=0,983$.

При стохастических воздействиях в транспортном режиме было установлено, что в диапазоне частот от 0,1 до 4 Гц амплитуды спектра возмущающих воздействий на сиденье со стороны

кабины наибольшие. Увеличение величины зоны квазиулевого жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднее значение среднеквадратичного ускорения сиденья, в указанном диапазоне частот, в 1,5 раза и более. Что подтверждает преимущество разработанной ВС с участком квазиулевого жесткости перед традиционной ВС.

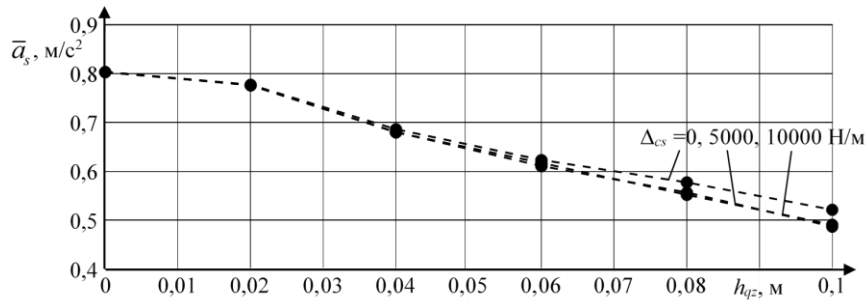


Рисунок 14 – Графики функциональных зависимостей средних значений \bar{a}_s среднеквадратического отклонения вертикального ускорения сиденья от величины участка квазиулевого жесткости h_{qz} при различных сочетаниях значений σ_m, ν (стохастические воздействия) и различных значениях Δ_{cs} приращения к коэффициенту жесткости пружины

Результаты исследований показали, что увеличение величины зоны квазиулевого жесткости h_{qz} в статической характеристике всегда, при прочих равных условиях, снижает значения критерия эффективности ВС. Поэтому целесообразно придание этому параметру максимального значения с учетом заданных эргономических ограничений: $h_{qz}=0,1$ м.

В работе предложено обладающее новизной аналитическое выражение возвращающей силы для перспективных виброзащитных механизмов с непрерывной нелинейной статической силовой характеристикой, от собственной деформации механизма $y_1=h_g$:

$$P_v = \frac{k_{ynum}}{d_{yp} + y_1} - \frac{k_{ynum}}{d_{yp} - y_1} - k_{y1} \cdot y_1, \quad (7)$$

где k_{y1} – коэффициент линейного слагаемого функции силы, Н/м; k_{ynum} – коэффициент нелинейных слагаемых, Нм; $d_{yp}=y_{1range}/2$ – половина диапазона допустимого хода механизма, м; y_{1range} – диапазон допустимого хода механизма, превышение которого невозможно по конструктивным причинам, м.

На рисунке 15 в качестве примера приведены 10 различных графиков статических характеристик, полученных при различных значениях коэффициентов в выражении (7). Чем больше в (7) коэффициент нелинейных слагаемых, тем меньше кривизна нелинейных участков статической характеристики, т.е. сила возрастает более плавно. Чем больше коэффициент линейных слагаемых, тем больше наклон линейного участка статической характеристики (см. рисунок 15).

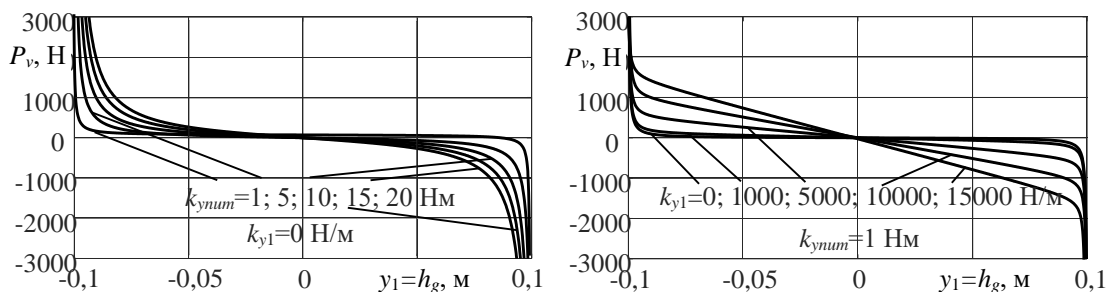


Рисунок 15 – Примеры нелинейных статических силовых характеристик виброзащитной системы с различными значениями коэффициентов в выражении функции силы от перемещения

Для практического применения разработанной ВС сиденья на основе параллелограммного механизма (см. рисунок 4), была решена задача выбора рациональных значений ее основных конструктивных параметров. Анализ результатов вычислительных экспериментов при стохастических воздействиях позволил сделать выводы, что необходимо принимать

максимальные, с учетом заданных ограничений, значения размера механизма L_1 . Рациональные значения коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , согласно рисунку 16, находятся в пределах 400...500 Н/(м/с).

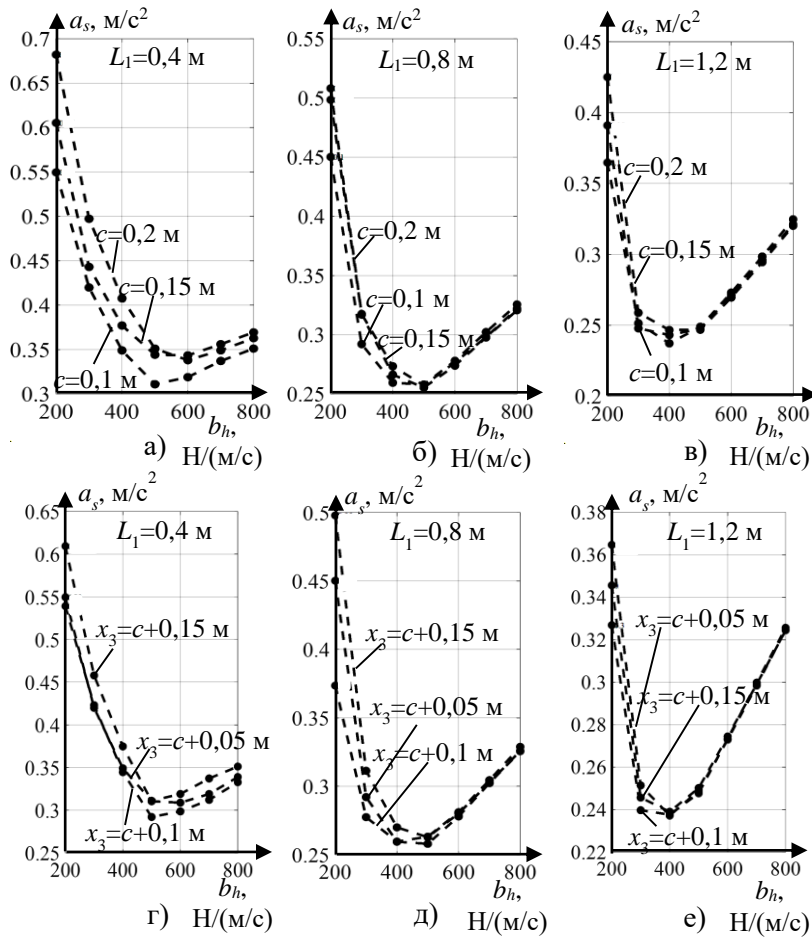


Рисунок 16 – Зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h ; а – в) при различных значениях размеров L_1 и c , и размере $x_3=c+0,05$ м; б) при $L_1=0,8$ м; в) при $L_1=1,2$ м; г – е) при различных значениях размеров L_1 и x_3 , и постоянном значении размера $c=0,1$ м: г) при $L_1=0,4$ м; д) при $L_1=0,8$ м; е) при $L_1=1,2$ м

Зависимости среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s от коэффициента вязкого трения амортизатора b_h , полученные при максимальном значении $L_1=1,2$ м, аппроксимированы полиномом третьей степени:

$$\begin{aligned}
 a_s = & 0,12cd_x^2b_h - 0,02cb_h + 1,8c^2d_x^2b_h + 0,5 \cdot 10^{-4}c^3d_x^3b_h^3 + 0,4 \cdot 10^{-4}cb_h^2 - \\
 & - 0,01c^3d_x^2b_h^2 - 1,75cd_x^3 + 64,9d_x^3 + 0,13 \cdot 10^{-3}c^3d_xb_h^2 - 114,6cd_x^2 - 0,6 \cdot 10^{-3}c^2d_x^3b_h^2 - \\
 & - 0,62d_x + 0,2 \cdot 10^{-5}d_xb_h^2 - 1,26cd_x^3b_h - 0,23 \cdot 10^{-7}cb_h^3 - 0,23 \cdot 10^{-2}cd_xb_h + 0,04cd_x^2b_h + \\
 & + 54,4c^2d_x^2 - 0,8 \cdot 10^{-4}c^2d_xb_h^2 + 3,8c + 0,03c^2d_xb_h + 28,24cd_x^3 - 0,2 \cdot 10^{-3}cd_x^2b_h^2 + 0,3,
 \end{aligned} \quad (8)$$

где d_x – приращение к размеру $c=n$, по которому вычисляется размер x_3 (по формуле $x_3=c+d_x$).

Коэффициент детерминации уравнения (8) $R^2=0,956$.

В процессе исследований была разработана методика назначения и оптимизации основных конструктивных параметров виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья (см. рисунок 4), представленная блок-схемой алгоритма на рисунке 17.

Методика заключается в выполнении следующих шагов:

1. Задание исходных данных: постоянных параметров автогрейдера; вектора предельно допустимых среднеквадратичных виброускорений, установленных СанПиНом 1.2.3685-21 $\bar{a}_{spr} = a_{spr}$ по четырем октавам; предельно допустимого общего среднеквадратичного виброускорения, установленного ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) $a_{sg}=0,315$ м/с²; $v=[1; 2; 3; 4; 5; 6]$ м/с; $\sigma_M=[0,06; 0,05; 0,04; 0,03; 0,02; 0,01]$ м; $h_{qc}=0,1$ м; L_{1max} ; c_{smax} ; параметров пружины – D_s ; n_s ; G .

2. Задание и вычисление значений основных размеров механизма ВС и жесткости пружины из условий пропорциональности механизма и по выведенным аналитическим зависимостям: L_1 ; $c = n$; y_r ; dL_{snom} ; c_s .

3. В случае, если выполняется условие $c_s > c_{smax}$, то $c_s = c_{smax}$, производится коррекция значений L_1, n, c, y_r . Если условие не выполняется, коррекция значений L_1, n, c, y_r, c_s не производится.

4. Задание начальных, приближенных к оптимальным, значений оптимизируемых параметров: $b_h = 450$ Н/(м/с); $x_3 = (c + 0,05)$ м.

5. Симплекс-методом выполняется локальная двухмерная оптимизация, выполняется уточнение оптимальных значений параметров b_h и x_3 по целевой функции минимизации среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья a_s .

6. Вычисление значений среднеквадратичных ускорений сиденья \bar{a}_{sgv} при гармонических воздействиях в первых четырех октавах частот.

7. Полученные значения среднеквадратичного виброускорения по первым четырем октавам \bar{a}_{sgv} поэлементно сравниваются с предельно допустимыми \bar{a}_{spr} , установленными СанПиНом 1.2.3685-21. При превышении предельно допустимых значений уменьшается максимальное значение скорости машины v на 1 м/с и повторяется локальная оптимизация b_h и x_3 (пункт 5). Если условие не выполняется, уменьшение скорости машины не производится.

8. Полученное в пункте 5 значение a_s сравнивается с предельно допустимым a_{sg} , установленным ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997). При превышении предельно допустимого значения уменьшается максимальное значение скорости машины v на 1 м/с и повторяются пункты 5, 6, 7. Если условие не выполняется, пункты 5, 6, 7 не повторяются.

9. Рассчитываются размер u_3 и параметры пружины растяжения $d_s; l_s; m_s$.

10. Вывод результатов: $L_1; y_r; b_h; x_3; u_3; d_s; l_s; m_s; c_s; a_s$.

В пятой главе представлены результаты экспериментальных исследований. При проведении экспериментальных исследований ставились следующие задачи: 1. Определить численные значения параметров машины, входящих в математическую модель. 2. Определить среднеквадратические значения виброускорения на раме автогрейдера, на полу кабины и сиденье ЧО. 3. Подтвердить адекватность математической модели путем сравнения результатов экспериментальных исследований с теоретическими в статическом и динамическом режимах. Исследования проводились на базе АО «Омскавтодор» на автогрейдере ДЗ-98В, выпущенном ЗАО «Челябинские строительные дорожные машины».

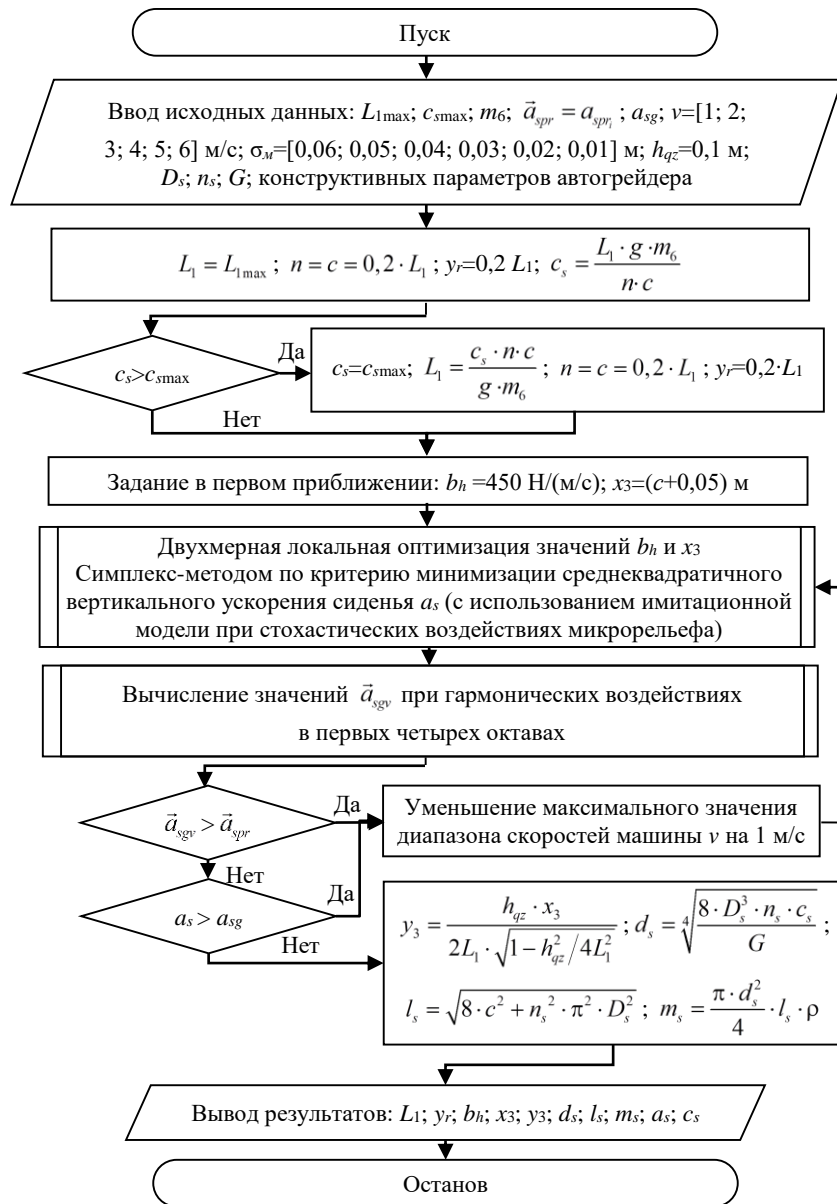


Рисунок 17 – Блок-схема алгоритма методики назначения и оптимизации конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма

В динамическом режиме эксперимент состоял из нескольких частей: 1. Определение декремента затухания колебаний сиденья ЧО и коэффициента сопротивления подвески сиденья ЧО серийной конструкции при ступенчатом воздействии на сиденье ЧО. 2. Определение коэффициента жесткости колес путем измерения деформации шин. 3. Определение виброускорений в местах крепления датчиков (рисунок 18) при ступенчатом воздействии на отдельные колеса ходового оборудования (наезд колесом на балку высотой 0,1 м). 4. Определение виброускорений в местах крепления датчиков (см. рисунок 18) в транспортном режиме. При этом скорость машины принимала фиксированные значения от 5 до 15 км/ч с шагом 2,5 км/ч. Для измерения виброускорений использовалась виброизмерительная аппаратура ZETLAB 017-U8 (см. рисунок 18) с акселерометрами общего назначения ВС 111. Регистрировались виброускорения в диапазоне частот 0,1...4 Гц, вызывающие наибольшие амплитуды колебаний основания сиденья ЧО.

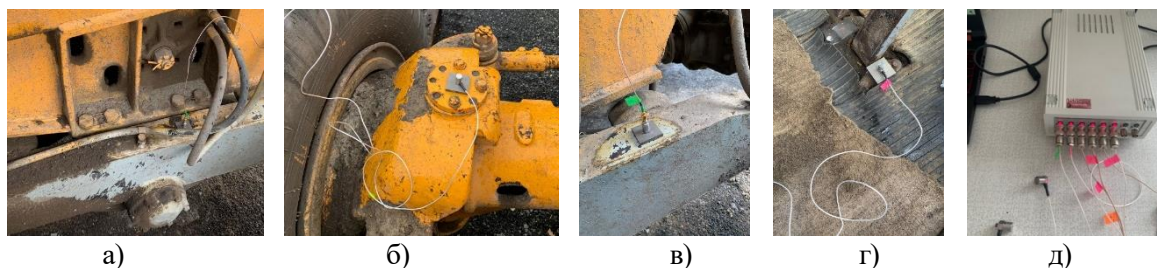


Рисунок 18 – Места установки датчиков: а – левый балансир; б – передний мост; в – рама автогрейдера; г – пол кабины; д – виброизмерительная аппаратура ZETLAB 017-U8 с акселерометрами

Ряд экспериментов, проведенных на реальной машине, позволил сопоставить экспериментальные результаты с результатами, полученными на имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО».

Для подтверждения адекватности математической модели было проведено сравнение коэффициентов передачи динамических воздействий на сиденье ЧО по ускорениям при ступенчатых и стохастических воздействиях. На рисунке 19 приведены результаты сравнения теоретических и экспериментальных значений максимальных виброускорений в местах крепления датчиков при ступенчатых воздействиях. Теоретические значения коэффициентов передачи на сиденье ЧО по максимальным ускорениям для ступенчатого воздействия 10 см: на колесо левой балансирной тележки $K_{зб}=0,165$; на колесо переднего моста $K_{пм}=0,17$. Экспериментальные значения коэффициентов передачи по максимальным ускорениям на сиденье: $K_{зб}=0,16$; $K_{пм}=0,178$.

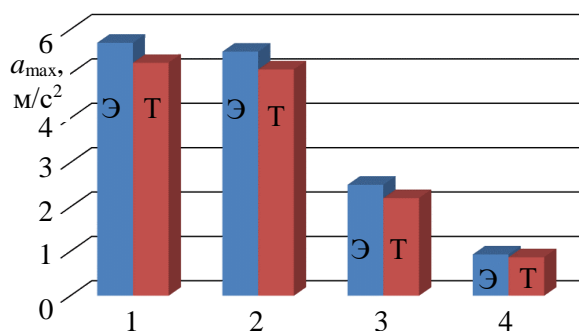


Рисунок 19 – Определение вибрации в местах крепления датчиков при ступенчатом воздействии: Э – экспериментальные значения; Т – теоретические значения: 1 – левый балансир; 2 – передний мост; 3 – кабина; 4 – сиденье человека-оператора

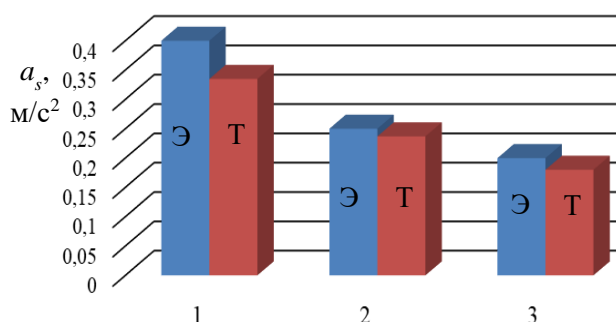


Рисунок 20 – Определение вибрации в местах крепления датчиков при стохастических воздействиях при $v=5$ км/ч: Э – экспериментальные значения; Т – теоретические значения: 1 – левый балансир; 2 – кабина; 3 – сиденье человека-оператора

Относительная погрешность по коэффициенту передачи динамических воздействий на сиденье ЧО по максимальным ускорениям от колеса левой балансирной тележки при ступенчатом воздействии высотой 10 см равна $\delta X_c=3,12$ %. Относительная погрешность по коэффициенту передачи динамических воздействий на сиденье ЧО по максимальным ускорениям от колеса переднего моста при ступенчатом воздействии высотой 10 см равна $\delta X_c=4,97$ %.

На рисунке 20 в качестве примера приведены результаты сравнения теоретических и экспериментальных значений среднеквадратичных значений виброускорения в местах крепления датчиков при стохастических воздействиях при $v=5$ км/ч. Теоретическое значение коэффициента передачи по среднеквадратичным ускорениям при стохастических воздействиях, например, при $v=5$ км/ч равно $K_{36}=0,5$. Экспериментальное значение коэффициента передачи по среднеквадратичным ускорениям при стохастических воздействиях при $v=5$ км/ч равно $K_{36}=0,54$. Относительная погрешность по коэффициенту передачи динамических воздействий на сиденье ЧО по среднеквадратичным ускорениям от левой балансирной тележки при стохастических воздействиях, например, при $v=5$ км/ч, равна $\delta X_c=7,4$ %.

Проведенный сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований позволяет утверждать, что имитационная модель сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – ВС сиденья ЧО» адекватна. Относительная погрешность не превышает 12%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Усовершенствован способ формирования нелинейной статической силовой характеристики виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с участком квазинулевой жесткости, который вносит вклад в решение научной задачи, имеющей значение для развития отрасли машиностроения. Усовершенствование способа позволило предложить ряд новых конструкций виброзащитных механизмов сидений с квазинулевой жесткостью, на которые получены патенты на полезные модели.

2. Разработаны обобщенные математическая и имитационная модели сложной динамической системы процесса движения автогрейдера по микрорельефу, отличающиеся тем, что в их состав введена подсистема виброзащитного устройства предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой. Модели позволяют определять виброускорения сиденья при ступенчатых, гармонических и стохастических возмущающих воздействиях, решать задачи анализа и синтеза оптимальных значений параметров сложной динамической системы. Возмущающими воздействиями выступали динамические воздействия от взаимодействия элементов ходового оборудования с микрорельефом. В качестве варьируемых параметров имитационной модели выступали: конструктивные размеры виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья человека-оператора с нелинейной статической силовой характеристикой с участком квазинулевой жесткости; коэффициент вязкого трения амортизатора; ширина участка квазинулевой жесткости сиденья. Выходными параметрами являлись вертикальная координата сиденья и ее производные, в том числе, виброускорение. Подтверждена адекватность имитационной модели сложной динамической системы «микрорельеф – базовая машина – кабина – виброзащитная система сиденья человека-оператора». Расхождение теоретических и экспериментальных данных не превышает 12%.

3. Установлены функциональные зависимости и связи между основными параметрами системы: конструктивными размерами механизма виброзащитной системы, возмущающими воздействиями на элементы ходового оборудования и уровнем вибрации на рабочем месте человека-оператора автогрейдера.

Использование виброзащитной системы предложенной конструкции сиденья с нелинейной статической силовой характеристикой и величиной участка квазинулевой жесткости $h_{qz}=0,1$ м, позволяет при ступенчатых воздействиях (высотой ступени 0,1 м) снизить максимальные ускорения сиденья в 5...5,5 раз, с 0,574...0,867 до 0,11...0,157 м/с².

Полученные на имитационной модели временные зависимости вертикальной координаты кабины были преобразованы в амплитудно-частотную характеристику внешних воздействий на виброзащитную систему сиденья. Среднеквадратичное отклонение вертикальных координат профиля при стохастических воздействиях изменялось в пределах $\sigma_m=0,01...0,06$ м, скорость машины изменялась в пределах $v=1...6$ м/с. Наибольшие амплитуды колебаний основания сиденья человека-оператора при этом находились в частотном диапазоне от 0,1 до 4 Гц.

При стохастических воздействиях подтверждено преимущество предложенной виброзащитной системы с квазиулевой жесткостью перед серийной виброзащитной системой. Увеличение величины участка квазиулевой жесткости h_{qz} с нулевого значения в серийной системе до 0,1 м в предложенной системе, снижает среднее по выборке среднеквадратичное ускорение сиденья в частотном диапазоне от 0,1 до 4 Гц в 1,5 раза.

Были получены уравнения регрессии среднеквадратичного вертикального ускорения сиденья: от скорости автогрейдера, среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа, размера и наклона участка квазиулевой жесткости статической силовой характеристики виброзащитной системы; от коэффициента вязкого трения амортизатора и конструктивных размеров виброзащитного механизма. Результаты проведенных исследований позволили провести оптимизацию значений конструктивных размеров виброзащитной системы и коэффициента вязкого трения амортизатора по минимизации критерия среднеквадратичного вертикального ускорения.

4. Разработана инженерная методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы с квазиулевой статической характеристикой сиденья мобильной машины, которая позволяет проводить назначение и оптимизацию конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья на основе параллелограммного механизма: основных размеров механизма, коэффициента жесткости пружины растяжения, коэффициента вязкого трения амортизатора, параметров пружины. В результате оптимизации рекомендованы следующие значения. Размер участка квазиулевой жесткости: $h_{qz}=0,1$ м. Размер механизма L_1 необходимо максимизировать до 0,6 м при размещении внутри кабины и до 1,2 м при возможности размещении части параллелограммного механизма вне кабины. При значении массы сиденья с оператором 200 кг рациональные значения коэффициента вязкого трения амортизатора b_h находятся в пределах 400...500 Н/(м/с), коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма – в пределах 80000...100000 Н/м, коэффициента жесткости двух крайних участков статической силовой характеристики – в пределах 5000...15000 Н/м. Ход подвески виброзащитной системы при этом не превышает $(1,5...2)h_{qz}$. Полученное в результате оптимизации среднеквадратичное ускорение сиденья $a_s=0,288$ м/с², не превышает предельного значения 0,315 м/с², установленного ГОСТом 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997), в частотном диапазоне от 0,1 до 4 Гц.

Инженерная методика внедрена на предприятиях г. Омска: АО «Омсктрансмаш», ООО «Управление механизации №8», и используется в учебном процессе, осуществляемом образовательными организациями: ФГБОУ ВО «СибАДИ»; ФГБОУ ВО «СГУВТ», Филиал ВА МТО в г. Омске «Омский автобронетанковый инженерный институт».

Ожидаемый экономический эффект составил порядка 42000 рублей в год на один модернизированный автогрейдер.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на создание адаптивных виброзащитных систем в широком частотном диапазоне возмущающих воздействий.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ:

В изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ:

1. Корытов М.С. Аналитический анализ виброзащитной системы человека- оператора / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2023. – №2. – С. 145-158.

2. Корытов М.С. Аналитическое выражение для аппроксимации силы трения виброзащитного механизма сиденья оператора / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.22281/2413-9920-2022-08-03-183-193 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 3. – С. 183-193.

3. Корытов М.С. Аналитическое решение дифференциального уравнения вынужденных колебаний виброзащитной системы с кусочно-линейной статической силовой характеристикой при гармоническом кинематическом возбуждении перемещений основания / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.14489/hb.2023.01.pp.016-026 // Справочник. Инженерный журнал. – 2023. – №1(310). – С. 16-26.

4. Корытов М.С. Динамические свойства сиденья автогрейдера с квазиулевым статической характеристикой / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.22281/2413-9920-2022-08-04-291-298 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 4. – С. 291-298.

5. Корытов М.С. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квазиулевого жесткости оператора строительно-дорожной машины / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №4. – С. 486-496.

6. Корытов М.С. Использование тарельчатых пружин для создания виброзащитного механизма с участком квазиулевого жесткости / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-9920-2020-06-03-377-387 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №3. – С. 377-387.

7. Корытов М.С. Исследование виброзащитной системы сиденья с квазиулевым жесткостью при стохастических воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.25206/2588-0373-2023-7-1-61-69 // Омский научный вестник. Серия авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2023. – Т.7, №1. – С. 61-69.

8. Корытов М.С. Методика оптимизации основных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазиулевым статической характеристикой / М.С. Корытов, И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков. – DOI 10.26518/2071-7296-2023-20-2-180-193 // Вестник СибАДИ. – 2023. – Т.19, №2 (90). – С. 180-193.

9. Корытов М.С. Оптимизация конструктивных параметров виброзащитной системы сиденья автогрейдера с квазиулевым жесткостью / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова. – DOI 10.17816/0321-4443-301264 // Тракторы и сельхозмашины. – 2023. – Т. 90, № 3. – С. 233-244.

10. Корытов М.С. Применение параллелограммного механизма с эффектом квазиулевого жесткости в виброзащитных системах кресла оператора строительно-дорожной машины / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – №2. – С. 132-140.

11. Корытов М.С. Сравнительный анализ пружинных механизмов виброзащитных кресел дорожно-строительных машин / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева. – DOI 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72 // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №1. – С. 62-72.

12. Корытов М.С. Условие квазиулевого жесткости статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья / М.С. Корытов, И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков. – DOI 10.26518/2071-7296-2022-19-2-144-155 // Вестник СибАДИ. – 2022. – Т.19, №2 (84). – С. 144-155.

В изданиях, индексируемые в реферативных базах данных SCOPUS и «Web of Science»:

1. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. et al. Study of the external section shape of the static characteristic of the antivibration suspension with a quasi-zero stiffness section. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, Vol. 2182, P. 012057. – DOI 10.1088/1742-6596/2182/1/012057.

2. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. et al. Analytical description and study of the static characteristic parameters of the antivibration suspension of the operator's seat. *International Journal of Mechanics and Control*, 2022, Vol. 23, no. 02, pp. 3-9.

3. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. et al. Use of the belleville spring package in the vibration protection mechanism of the operator's seat. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, Vol. 2182, P. 012056. – DOI 10.1088/1742-6596/2182/1/012056.

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

6. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekueva I.E. Oscillations simulation of the vibration protection suspended load with a movable base. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), P. 012013. – DOI 10.1088/1742-6596/1791/1/012013.

7. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekueva I.E. Roller vibroprotection mechanism with a quasi-zero stiffness section. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), P. 012014. – DOI 10.1088/1742-6596/1791/1/012014.

8. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791(1), P. 012015. – DOI 10.1088/1742-6596/1791/1/012015.

9. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekuyeva I.E. Interpolation of experimental values for working parameters of a construction machine in the data space of an arbitrary dimensionality. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1546(1), P. 012086. – DOI 10.1088/1742-6596/1546/1/012086.

Патенты и свидетельства:

1. Патент № 206711 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Виброзащитная система сиденья оператора : № 2021111734 : заявлено 26.04.2021 : опубликовано 23.09.2021 / И.Е. Почекуева, М.С. Корытов, В.С. Щербаков; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 2 с.

2. Патент № 209204 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Виброзащитное сиденье человека-оператора : № 2021132320 : заявлено 08.11.2021 : опубликовано 07.02.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 2 с.

3. Патент № 210303 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Сиденье с квазиулевым жесткостью оператора мобильной машины : № 2022103331 : заявлено 10.02.2022 : опубликовано 06.04.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 2 с.

4. Патент № 211548 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Виброзащитная система с квазиулевым жесткостью сиденья оператора : № 2022107416 : заявлено 22.03.2022 : опубликовано 14.06.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 6 с.

5. Патент № 211587 Российская Федерация, МПК В60N 2/50 Сиденье с квазиулевым жесткостью : № 2022107415 : заявлено 22.03.2022 : опубликовано 15.06.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 6 с.

6. Патент № 2779919 Российская Федерация, МПК В60N 2/50, В60N 2/38, В60N 2/42 Способ и устройство формирования заданной формы квазиулевым статической характеристики виброзащитного механизма сиденья оператора : № 2022101550 : заявлено 25.01.2022 : опубликовано 15.09.2022 / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов; патентообладатель ФГБОУ ВО «СибАДИ». – 7 с.

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021612124 Российская Федерация. Модель для исследования перемещений виброзащитного механизма с участком квазиулевым жесткости кресла человека-оператора землеройно-транспортной машины : № 2021611342 : заявлено 10.02.2021: дата регистрации 11.02.2021 / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Почекуева; правообладатель Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ). – 1 с.

8. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022612237 Российская Федерация. Методика синтеза статической силовой характеристики с участком квазиулевым жесткости виброзащитной системы сиденья : № 2022611472 : заявлено 07.02.2022 : дата регистрации 19.02.2022 / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова; правообладатель Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ). – 1 с.

9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023615871 Российская Федерация. Комплексная имитационная модель автогрейдера с подсистемами виброзащитных опор кабины и виброзащитного механизма сиденья : №2023613310: заявлено 27.02.2023: дата регистрации 20.03.2023 / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова; правообладатель Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ). – 1 с.

Статьи в сборниках материалов конференций и других изданиях:

1. Кашапова И.Е. Анализ квазиулевым статической характеристики виброзащитного сиденья человека-оператора / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов // Транспортные средства специального назначения: разработка, производство и модернизация : Сборник материалов VI Межведомственной научно-практической конференции. – Омск : ОАИИ, 2022. – С. 97-104.

2. Кашапова И.Е. Виброзащитная подвеска с квазиулевым жесткостью сиденья человека-оператора / И.Е. Кашапова, В.С. Щербаков, М.С. Корытов // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции. – Омск: СибАДИ, 2021. – С. 76-79.

3. Кашапова И.Е. Виброзащитная система сиденья человека-оператора землеройно-транспортной машины на основе параллелограммного механизма / И.Е. Кашапова // *Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных: Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных.* – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 65-69.

4. Кашапова И.Е. Инженерные решения сидений с квазиулевым жесткостью / И.Е. Кашапова // *Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции, приуроченной к проведению в Российской Федерации Десятилетия науки и технологий.* – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 82-86.

5. Кашапова И.Е. Конструктивные разновидности виброзащитной системы сиденья оператора / И.Е. Кашапова, М.С. Корытов, В.С. Щербаков [и др.]. // *Проблемы машиноведения : Материалы VI Международной научно-технической конференции.* – Омск: ОмГТУ, 2022. – С.38-44.

6. Кашапова И.Е. Разработка способа и устройства, формирующего заданную форму статической характеристики, с участием квазиулевого жесткости, виброзащитного механизма сиденья человека-оператора / И.Е. Кашапова, М.С. Корытов, В.С. Щербаков // *Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации: Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции, приуроченной к проведению в Российской Федерации Десятилетия науки и технологий.* – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 87-91.

7. Кашапова И.Е. Социальная и экономическая эффективность при внедрении сиденья с квазиулевым жесткостью / И.Е. Кашапова // *Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, приуроченной к 110-летию со дня рождения Т.В. Алексеевой.* – Омск : СибАДИ, 2023. – С. 89-93.

8. Кашапова И.Е. Формирование статических характеристик упругих элементов с участием квазиулевого жесткости кресел строительных машин / И.Е. Кашапова // *Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции.* – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 72-75.

9. Корытов М.С. Варианты математических описаний вертикальных колебаний сиденья оператора на виброзащитной подвеске / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова // *Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов V Национальной научно-практической конференции.* – Омск: СибАДИ, 2022. – С. 71-76.

10. Корытов М.С. Виброзащитная система с нелинейными упругими и демпфирующими характеристиками / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева. – DOI 10.25206/2310-9793-8-1-46-54 // *Динамика систем, механизмов и машин.* – Омск: ОмГТУ, 2020. – Т.8, №1. – С. 46-54.

11. Корытов М.С. Интерполяция экспериментальных значений параметров рабочего процесса строительной машины в пространстве данных произвольной размерности / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева // *Проблемы машиноведения : Материалы IV Международной научно-технической конференции.* – Омск : ОмГТУ, 2020. – С. 464-470.

12. Корытов М.С. Использование пакетов тарельчатых пружин в виброзащитном механизме кресла оператора / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова [и др.]. – DOI: 10.25206/2310-9793-9-1-42-51 // *Динамика систем, механизмов и машин.* – Омск : ОмГТУ, 2021. – Т.9, №1. – С. 42-51.

13. Корытов М.С. Исследование колебаний кресла на виброзащитной подвеске с эффектом квазиулевого жесткости при синусоидальном возбуждении / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева // *Проблемы машиноведения : Материалы V Международной научно-технической конференции.* – Омск: ОмГТУ, 2021. – С. 53-61.

14. Корытов М.С. Исследование формы внешних участков статической характеристики виброзащитной подвески с участием квазиулевого жесткости / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, И.Е. Кашапова [и др.]. – DOI 10.25206/2310-9793-9-1-51-57 // *Динамика систем, механизмов и машин.* – Омск : ОмГТУ, 2021. – Т.9, №1. – С. 51-57.

15. Корытов М.С. Моделирование колебаний груза на виброзащитной подвеске с подвижным основанием / М.С. Корытов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева. – DOI

10.25206/2310-9793-8-1-62-70 // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2020. – Т.8, №1. – С. 62-70.

16. Корятов М.С. Роликовый виброзащитный механизм с участком квазиулевого жесткости / М.С. Корятов, В.С. Щербаков, В.В. Титенко, И.Е. Почекуева. – DOI 10.25206/2310-9793-8-1-55-62 // Динамика систем, механизмов и машин. – Омск : ОмГТУ, 2020. – Т.8, №1. – С. 55-62.

17. Почекуева И.Е. Анализ возмущающих воздействий со стороны микрорельефа на землеройно-транспортную машину/ И.Е. Почекуева // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию ФГБОУ ВО «СибАДИ». – Омск: СибАДИ, 2021. – С. 96-100.

18. Почекуева И.Е. Анализ гасителей колебаний на рабочем месте человека-оператора землеройно-транспортной машины / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, Е.А. Кашапов // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации : Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2019. – С. 95-98.

19. Почекуева И.Е. Анализ коэффициентов передачи воздействий со стороны микрорельефа на кресло человека-оператора автогрейдера / И.Е. Почекуева // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов IV Национальной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 132-138.

20. Почекуева И.Е. Анализ подвески кресла человека-оператора с упругими элементами / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, М.С. Корятов // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: Проблемы, Перспективы, Инновации : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 91-95.

21. Почекуева И.Е. Анализ упругих элементов, используемых в подвесках кресел человека-оператора землеройно-транспортных машин / И.Е. Почекуева // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – Омск : СибАДИ, 2020. – С. 33-37.

22. Почекуева И.Е. Влияние неровностей микрорельефа на перемещение кресла человека-оператора автогрейдера / И.Е. Почекуева // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 36-41.

23. Почекуева И.Е. Защита от динамических воздействий человека-оператора одноковшового экскаватора, оборудованного гидроударными механизмами / И.Е. Почекуева // Фундаментальные и прикладные исследования молодых учёных : Сборник материалов III Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – Омск : СибАДИ, 2019. – С. 63-67.

24. Почекуева И.Е. Математическое описание автогрейдера, как объекта управления / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, М.С. Корятов // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов III Национальной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2020. – С. 112-115.

25. Почекуева И.Е. Применение тарельчатых пружин в виброзащитных подвесках кресел человека-оператора землеройно-транспортных машин / И.Е. Почекуева, В.С. Щербаков, М.С. Корятов // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство : Сборник материалов III Национальной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2021. – С. 127-131.

26. Pochekueva I.E. Investigation into the reduction of dynamic impact on the human operator of motor grader / I.E. Pochekueva // Актуальные вопросы современной науки глазами молодых исследователей : Сборник материалов V Международной научно-практической конференции. – Омск : СибАДИ, 2020. – С. 312-315.

27. Pochekueva I.E., Rakhuba L.F. Analysis of vibration protection devices designed to protect the human operator of the earthmoving transport machine from dynamic influences / I.E. Pochekueva, L.F. Rakhuba // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: Проблемы, Перспективы, Инновации : Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции. – Омск: СибАДИ, 2019. – С. 90-94.

КАШАПОВА Ирина Евгеньевна

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА РАБОЧЕЕ МЕСТО
ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА АВТОГРЕЙДЕРА**

Специальность 2.5.11 – «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Подписано к печати 14.02.2024 Формат 60x90 1/16.
Печать оперативная. Бумага офсетная.
Усл. п. л. 1,5. Тираж 100 экз. Заказ № 32.
Отпечатано в издательско-полиграфическом комплексе
ФГБОУ ВО «СибАДИ», Россия, г. Омск, проспект Мира, д. 5.