

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ
ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ОПЕРАТОРА
ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА ПРИ НИЗКОЧАСТОТНОМ
ВОЗДЕЙСТВИИ СО СТОРОНЫ ДВИЖИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ
МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ**

2.5.11 – «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы»

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Абызов Алексей Александрович

Челябинск – 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1. Влияние вибрации на человека-оператора. Санитарные нормы по вибронагруженности для рабочего места оператора промышленного трактора.....	14
1.2 Виды виброзащитных сидений. Моделирование динамики системы «виброзащитное кресло - тело оператора».....	18
1.3. Моделирование динамики гусеничного трактора.....	27
1.4. Описание взаимодействия гусеницы с грунтом.	29
Моделирование гусеничного движителя	29
1.5 Выводы по первой главе. Задачи диссертационного исследования.....	30
ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ «ВИБРОЗАЩИТНОЕ СИДЕНЬЕ – ОПЕРАТОР» ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА.....	32
2.1. Оборудование для лабораторных исследований.....	33
2.2. Определение упругих характеристик системы подressоривания и подушки сиденья.....	35
2.3 Определение динамических характеристик элементов виброзащитного сиденья.....	38
2.4 Экспериментальные исследования динамической системы «виброзащитное сиденье – тело оператора»	47
2.5 Выводы по второй главе	53
ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ – КОРПУС – КАБИНА – СИДЕНЬЕ – ОПЕРАТОР».....	55
3.1 Математическая модель подсистемы «корпус – кабина».....	56
3.1.1 Расчетная схема модели	56

3.1.2 Дифференциальные уравнения движения.....	57
3.2 Математическая модель подсистемы «грунт – гусеница – тележка».....	60
3.2.1 Расчетная схема модели.....	60
3.2.2 Моделирование грунта.....	61
3.3. Тестовые расчеты и проверка адекватности модели.....	62
3.4. Выводы по третьей главе.....	71
ГЛАВА 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧЕГО МЕСТА ОПЕРАТОРА. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ.....	72
4.1. Формирование случайного воздействия на подсистему «корпус-кабина-сиденье-оператор».....	72
4.2. Передаточные функции динамической системы.....	76
4.3. Проверка адекватности модели. Методика расчетной оценки виброускорений на месте водителя.....	78
4.4. Исследование влияния условий и режимов движения на вибронагруженность рабочего места оператора.....	81
4.5. Рекомендации по совершенствованию системы виброзащиты оператора	85
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	88
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	92
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	105

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

При создании новых и модернизации выпускаемых моделей транспортных и технологических мобильных машин важной задачей является обеспечение комфортных условий и выполнение санитарных норм на месте водителя-оператора. При этом, в частности, важно обеспечить выполнение норм по уровню вибраций. Известно, что длительная работа в неблагоприятных условиях, сочетающихся со сверхнормативной вибрационной нагрузкой, приводит к развитию целого ряда заболеваний, в частности, вибрационной болезни, заболеваниям суставов и позвоночника. Устранение ошибок, допущенных при проектировании системы виброзащиты водителя-оператора, обычно требует существенных финансовых затрат при доводке новых образцов машин. В связи с этим актуальной является задача расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места водителя-оператора с помощью специально разработанных математических моделей с последующим подбором необходимых динамических характеристик элементов системы виброизоляции.

Для движущейся мобильной машины источниками вибраций являются динамические процессы в ДВС и трансмиссии, переменные нагрузки со стороны рабочих органов, в случае гусеничной машины – вибрации, вызванные работой гусеничного движителя. Предельные уровни вибраций определяются санитарными нормами. При этом наиболее жесткие ограничения накладываются на вибрации в диапазоне частот 2,5 – 10 Гц. По-видимому, это связано с тем, что в указанном диапазоне располагаются собственные частоты внутренних органов человека.

Обеспечение санитарных норм по уровню вибрации особенно актуально для промышленных тракторов с полужесткой подвеской. Из-за особенностей конструкции ходовой части при движении такой машины перемещения, вызванные движением по неровному грунту, практически без ослаблений передаются на пол кабины водителя и далее на виброзащитное сиденье и

водителя. В связи с отмеченными особенностями обеспечение санитарных норм по вибрациям при создании таких тракторов является наиболее сложной задачей, которую не всегда удастся удовлетворительно решить. На кафедре «Техническая механика» ЮУрГУ в течение ряда лет под руководством И.Я. Березина (Д.В. Хрипунов, В.К. Халтурин, Ю.О. Пронина) проводились расчетно-экспериментальные работы, направленные на исследование и поиск путей снижения вибронегативности рабочего места оператора промышленного трактора. Работы выполнялись на примере трактора Т-170 производства Челябинского тракторного завода. В ходе этих исследований было выявлено, что основным источником низкочастотной вибрации при движении такого трактора является взаимодействие опорных катков со звенчатой гусеницей, лежащей на грунте. Данная работа является продолжением и развитием этих исследований.

Вопросы динамики и вибрационной нагруженности мобильной техники различного назначения исследовались в ряде научных организаций, университетов и конструкторских бюро головных предприятий: ИМАШ имени А.А. Благонравова РАН, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ВНИИТрансмаш, МАДИ, МГПУ (МАМИ), ВолгГТУ, НГТУ им. Р.Е.Алексеева, ЮУрГУ, КГУ, Уралвагонзавод, ЧТЗ, ЧЗПТ, КМЗ, ВТЗ, АлтГТЗ и других организациях.

Вопросы теории механических колебаний применительно к задаче вибрационной безопасности разработаны В.И. Бабицким, В.Л.Бидерманом, И.И.Быховским, М.З.Коловским, Г.Я. Пановко, Я.Г.Пановко, Б.А.Потемкиным, В.А.Светлицким, К.В.Фроловым и другими учеными.

Вопросы динамики гусеничных машин опубликованы в научных трудах М.Г.Аджатяна, А.А.Абызова, И.Я.Березина, Л.В.Барахтанова, В.Н.Бондаря, Н.С.Вольской, В.В.Гуськова, В.Б.Держанского, В.И.Запруднова, С.Д.Игнатова, В.Е.Клубничкина, В.А.Койнаш, В.Г.Крупко, Г.О.Котиева, В.И.Красенькова, Г.Н.Кутькова, С.А.Коростелева, И. В. Лесковца, В.А.Лухминского, М.В.Ляшенко, Е.Д.Львова, С.Е.Манянина, М.И.Медведева, В.А.Николаева, Н.Е.Перегудова, А.В.Победина, Б.М.Позина, С.В.Рождественского, А.А.Стадухина, А.Г.Савельева,

Е.Б.Сарыча, А.А.Силаева, И.А.Тараторкина, И.П. Трояновской, В.М.Шарипова, В.В.Шеховцова, и других ученых.

Прикладные исследования применительно к проблемам виброзащиты выполнены Д.В. Баландиным, В.Л. Вершинским, Г.С. Жартовским, А.М. Захезиным, О.С. Кочетовым, В.И. Костюченко, Е.Е. Прокоповым, Ю.О. Прониной, И.П. Палатинской, П.А. Тараненко, Д.В. Хрипуновым, В.В. Шеховцовым и другими учеными.

Медицинские проблемы и стандартизация в области виброзащиты опубликованы в работах Б.Ф. Боброва, С.А. Бабанова, И.В. Бухтиярова, С.Я. Крившича, А.К. Кисленко, Д.А. Кривошеина, Д.А. Линника, М.К. Романченко, Л.Н. Скребенкова и других исследователей.

Значительный интерес к проблемам виброзащиты отмечается в работах зарубежных авторов, среди которых следует упомянуть исследования Griffin M.J., Kiiski J., Khaksar Z., Krajnak K. Kitazaki, S. Cvetanovic, B. Mondal P. Zheng E. Singh A. Mehdizadeh , S.A. Adam S. A. Gagorowski A. Zeinab K. Singh. G. Ning, D. Monda, E. Cvetanovic A. N., Desai R., Rauch F. Kumar V. Oncescu A T., Wang W, Kim T H.

Представленная диссертация посвящена вопросу разработки расчетных методов оценки вибрационного воздействия на оператора промышленного трактора и обеспечения выполнения российских и международных нормативных требований.

Цель исследования является дальнейшее развитие комплексного подхода для проектирования промышленных тракторов, позволяющего на ранних стадиях моделировать динамические процессы в системе «гусеничный движитель – трактор – виброзащитное сиденье – оператор», вызванные взаимодействием гусеницы с грунтом, и на основании полученных результатов оценивать соответствие санитарным нормам вибрационной нагрузки, а также определять пути ее снижения.

Задачи исследования:

1. Разработка математической модели, описывающей динамическую подсистему «грунт – гусеничная тележка трактора» с учетом особенностей конструкции тележки (расположения опорных катков, формы опорных поверхностей траков) и нелинейных упруго-пластических свойств грунта.

2. Разработка математической модели динамической подсистемы «виброзащитное сиденье – водитель». Проведение экспериментальных исследований динамики элементов виброзащитного сиденья и сиденья с размещенным на нем водителем, идентификация математической модели на основе полученных экспериментальных данных.

3. Разработка единой математической модели динамической системы «грунт – гусеничная тележка – трактор – виброзащитное сиденье – водитель». Проведение расчетных исследований с целью проверки адекватности модели.

4. Разработка усовершенствованной методики расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места оператора промышленного трактора. Проведение расчетных исследований влияния различных факторов на вибрационную нагруженность; разработка практических рекомендаций для обеспечения нормативных требований по вибронагруженности рабочего места оператора промышленного трактора.

Объект исследования – случайные вибрационные процессы в динамической системе промышленного трактора и в системе виброзащиты водителя-оператора в условиях реальной эксплуатации.

Предмет исследования – определение на стадиях проектирования показателей уровня вибрационной нагруженности рабочего места оператора промышленного трактора в условиях реальной эксплуатации и разработка предложений по обеспечению требований санитарных норм.

Научная новизна исследования:

1. Предложена усовершенствованная методика расчетной оценки низкочастотного вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя

на рабочее место оператора промышленного трактора. Методика включает моделирование случайного внешнего воздействия и использование математической модели системы «гусеничный движитель – корпус трактора – кабина – виброзащитное сиденье – тело оператора» для решения задачи статистической динамики. При этом, в отличие от известных работ, расчеты проводятся для водителей различной массы и с учетом изменения динамических характеристик сиденья в зависимости от его настройки. Также имеется возможность оценивать вибрационную нагруженность различных частей тела оператора.

2. Разработана математическая модель динамической подсистемы промышленного трактора, отличающаяся подробным учетом геометрии опорных поверхностей траков и особенностей конструкции гусеничной тележки, а также нелинейных упруго-пластических свойств грунта.

3. Предложена новая математическая модель подсистемы «виброзащитное кресло–оператор промышленного трактора», описывающая тело оператора как многомассовую динамическую систему и позволяющая, в отличие от известных моделей, учесть зависимость динамических характеристик от настроек кресла и антропометрических показателей водителя.

Теоретическую и практическую значимость работы составляют следующие положения:

1. Разработана математическая модель и программные средства, позволяющие исследовать динамические процессы в системе «гусеничный движитель – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – водитель».

2. Разработана методика лабораторных исследований динамики системы «виброзащитное сиденье – оператор». Разработана математическая модель и выполнена ее идентификация для виброзащитного кресла Sibeco и водителей-операторов различной массы.

3. С помощью разработанной модели и программных средств проведено исследование влияния различных факторов на уровень низкочастотных вибраций на месте водителя, предложены меры по их снижению.

Методологической основой работы являются: системный подход, математическое моделирование, законы аналитической механики, методы вычислительной математики, теория гусеничных машин, спектральная теория поддресоривания гусеничных машин, экспериментальные методы исследования вибрационных процессов.

Положения, выносимые на защиту.

1. Подход к решению задачи снижения низкочастотного вибрационного воздействия на рабочее место оператор промышленного трактора.

2. Математическая модель и результаты моделирования динамики промышленного трактора

3. Математическая модель подсистемы «виброзащитное сиденье – оператор».

Достоверность и обоснованность обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью принятых допущений, применением фундаментальных законов механики и известных численных методов. Адекватность разработанных математических моделей подтверждена сопоставлением результатов расчетных и экспериментальных исследований. Достоверность результатов экспериментальных исследований обеспечена применением современного аттестованного измерительного и регистрирующего оборудования лаборатории "Экспериментальная механика" ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ)".

Реализация результатов работы. Результаты исследований приняты, в Южно-Уральском государственном университете (НИУ. г. Челябинск, Россия) Результаты исследований приняты к внедрению в ОАО «Сохтмони асоси» Рогунская ГЭС (Таджикистан), в Южно-Уральском государственном университете (НИУ. г. Челябинск, Россия), в Таджикском техническом университете им. академика М.С. Осими (г. Душанбе, Таджикистан).

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на международной научно практической конференции

«Технические науки инженерное образование для устойчивого развития» (г. Душанбе, 2021), на четырнадцатой научной конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ (г. Челябинск, 2022), на международной научно-практической конференции «Пром-Инжинеринг –2022» (г. Сочи, 2022), на XVI Международной научно-практической конференции «Перспективные направления развития автотранспортного комплекса» (г. Пенза, 2022), на научных семинарах кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ (г. Челябинск, 2020-2024 г.).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 7 научных работ, в том числе 2 статьи в научных журналах, включенных в перечень ВАК РФ, 1 статья в издании, индексируемом в SCOPUS и 4 статьи в прочих изданиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения. Диссертация изложена на 106 страницах машинописного текста, включая 45 иллюстраций, 6 таблиц, 26 формул. Библиографический список содержит 123 наименований.

Диссертация выполнена на кафедрах «Колесные и гусеничные машины» и «Техническая механика» Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)». Автор выражает глубокую благодарность научному руководителю, д.т.н. доценту, профессору кафедры «Техническая механика» Абызову А.А. за помощь при подготовке диссертационной работы.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Как показывает опыт, одной из наиболее сложных задач при создании новых образцов дорожно-строительной техники является обеспечение нормативного уровня вибраций на месте водителя-оператора. В связи с этим при проектировании машины большое значение приобретают расчетные исследования, направленные на прогнозирование уровня вибрационной надежности и оценку эффективности мероприятий по их снижению. Такие исследования базируются на современных достижениях в области прикладной механики, экспериментальных методов исследований, компьютерного моделирования динамических процессов в связанных нелинейных системах при многопараметрическом случайном воздействии.

Диссертационная работа посвящена прогнозированию вибрационной нагруженности рабочего места оператора гусеничного промышленного трактора. Такие тракторы имеют ряд существенных отличий от машин другого назначения (сельскохозяйственных тракторов, быстроходных гусеничных машин) по условиям работы и по конструкции ходовой системы:

- в процессе выполнения технологических операций трактор подвергается действию интенсивных случайных нагрузок со стороны грунта на ходовую систему и рабочие органы;

- работа осуществляется в условиях разнообразных грунтовых фонов (от самых мягких типа песка до разборного каменистого грунта);

- основные рабочие операции осуществляются на пониженных скоростях движения (1,3 – 3,5 км/ч);

- на промышленных тракторах чаще всего используется полужесткая подвеска, обеспечивающая неупругое перемещение тележек при движении по неровностям и передающая вибрации от ходовой системы непосредственно на корпус машины;

- в ходовой системе применяются опорные катки малого диаметра и гусеница большего шага, чем у сельскохозяйственных тракторов.

Отмеченные особенности конструкции ходовой системы и низкая скорость приводят к возникновению при движении трактора низкочастотной вибрации с частотой следования траков (2-12 Гц). Повышенный уровень вибраций в данном частотном диапазоне неоднократно выявлялся при сертификационных испытаниях тракторов Т-130, Т-170 Челябинского тракторного завода. При этом использование стандартных элементов виброизоляции кабины трактора и виброзащитного кресла в данном диапазоне частот оказалось недостаточно эффективным. [65].

На кафедре «Прикладная механика» ЮУрГУ в течение ряда лет под руководством проф. И.Я. Березина проводились экспериментальные и расчетные исследования низкочастотных вибраций промышленного трактора с полужесткой подвеской, вызванных движением опорных катков по звенчатой гусенице (Д.В. Хрипунов, В.К. Халтурин, Ю.О. Пронина) [45, 65, 66]. В 2000- 2003 г. аспирантом кафедры Д.В. Хрипуновым были выполнены экспериментальные исследования вибраций, возникающих при различных режимах движения трактора Т-130. В процессе испытаний регистрировались вибрации на корпусе трактора и на гусеничной тележке (в частности, в зонах ведущего и направляющего колес, а также на месте установки сиденья водителя), относительные углы поворота траков в опорной ветви гусеницы и ряд других параметров [65]. Для выявления источника низкочастотных вибраций были проведены тестовые испытания, в ходе которых регистрировались вибрации при неподвижном тракторе с работающим двигателем (опыт 1) и при движении трактора на низшей передаче. На рисунке 1.1 представлены фрагменты осциллограмм и функции спектральной плотности виброускорений в зоне крепления виброзащитного сиденья, полученные по результатам этих испытаний.

Анализ этих данных показывает, что при работающем двигателе и неподвижном тракторе (опыт 1) в спектре присутствуют только вибрации, обусловленные работой двигателя (с частотой около 20 Гц). При движении трактора (опыт 2) к этим вибрациям добавляются интенсивные низкочастотные

вибрации в диапазоне 2-4 Гц, частота которых соответствует частоте чередования траков в опорной ветви гусеницы.

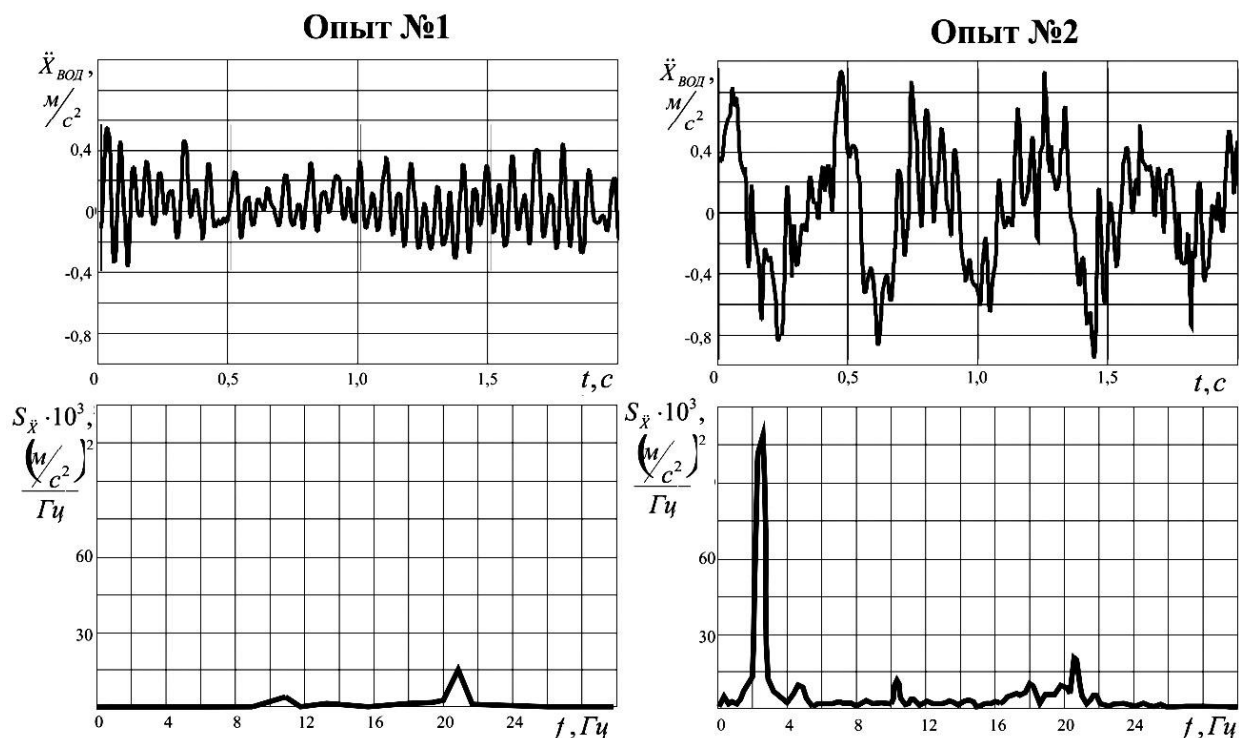


Рисунок 1.1 Фрагменты осциллограмм и функции спектральной плотности процессов изменения вертикальных ускорений в зоне крепления виброзащитного кресла [65].

Представленные результаты подтверждают, что основным источником низкочастотных колебаний, передаваемых на корпус трактора, является процесс перекачивания опорных катков по звенчатой гусенице, лежащей на податливом грунте. При этом, по данным медико-биологических исследований, низкочастотный диапазон (2-12 Гц) оказывает наиболее неблагоприятное влияние на здоровье и работоспособность человека.

Таким образом, задача обеспечения виброзащиты рабочего места оператора промышленного трактора от низкочастотных вибраций, вызванных работой гусеничного движителя, является актуальной задачей.

1.1. Влияние вибрации на человека-оператора. Санитарные нормы по вибронегруженности для рабочего места оператора промышленного трактора.

Сиденье с системой поддрессирования обеспечивает оператору надежную опору для уверенного управления машиной и в то же время снижает вибрационные воздействия. Исследованию влияния вибраций на здоровье и работоспособность человека, а также обоснованию санитарных норм посвящены многочисленные научные исследования и нормативная литература.

Общему исследованию влияния вибраций на человека, вызывающих вибрационную болезнь, посвящена например, работа [6]. Анализ распространенности заболеваний, вызванных повышенными вибрациями на рабочем месте водителя трактора, приведен, в частности, в работах зарубежных авторов Desai R. [83], Kitazaki S., M.J. Griffin. [94, 95], Gohari M. [87], Abercromby A. F [73], Harsha S. P. [90], Singh D. [114], Kumar V. [96], Taskin Y. [119], Oncescu T. [112].

В работе **Томлеевой С.В.** [63] приведены данные по изучению зависимости вибрационной болезни от уровня общей вибрации на рабочем месте человека, обоснованы рекомендации, которые обеспечат необходимый уровень виброзащиты как человека – оператора, так и транспортной машины.

В работе [74] приведена методика определения уровня общей вибрации и получены зависимости между уровнем общей мощности вибрации и вероятностью заболеваний вибрационной болезнью с учетом продолжительности воздействия вибрации на человека.

Воздействие вибрации на человека зависит от ее спектрального состава, направления, места применения, продолжительности воздействия, а также от индивидуальных особенностей человека. Общая качественная оценка субъективных ощущений, вызванных действием вибрации, представлена на рисунке 1.2 в виде областей равного восприятия. Каждая область равного восприятия вибрации соответствует разным уровням неприятных ощущений

человека, границы между этими областями называются кривыми равного восприятия вибрации [12].

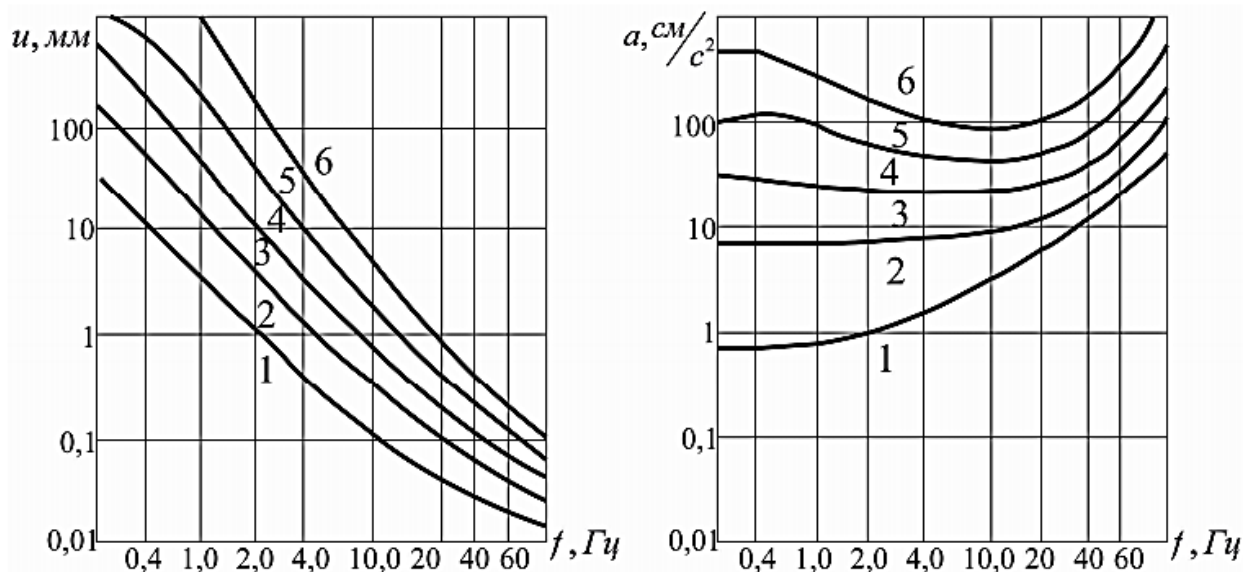


Рисунок 1.2 – Области равного восприятия вибрации:

1 – неощутимая; 2 – слабо оощутимая; 3 – хорошо оощутимая; 4 – сильно оощутимая; 5 – неприятная при длительном воздействии; 6 – неприятная при кратковременном воздействии

По способу передачи на человека вибрация подразделяется на общую и локальную [12]. Общая вибрация передается через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека. Локальная вибрация передается через ноги, руки, предплечья человека.

Согласно существующим санитарным нормам СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [58], общую вибрацию по источнику ее возникновения подразделяют на следующие категории:

- транспортная вибрация, воздействующая на человека на рабочих местах подвижных машин при их движении по местности;
- транспортно-технологическая вибрация, воздействующая на операторов машин, перемещающихся по специально подготовленным поверхностям производственных помещений;
- технологическая вибрация, воздействующая на операторов стационарных машин или передающаяся на рабочие места, не имеющие источников вибрации.

В течение продолжительного времени ряд отечественных и зарубежных авторов занимались изучением влияния вибрации на тело человека. В период с 60 - х годов XX века до настоящего времени центром исследований этих проблем являлся Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН, в котором под руководством академика К.В. Фролова были развернуты исследования по широкому кругу вопросов вибрационной безопасности [64].

По результатам многочисленных медицинских исследований [12] установлено, что наибольшую опасность с точки зрения здоровья оператора представляют собой вибрационные воздействия в области 2 - 14 Гц, так как именно этот диапазон частот вызывает резонансные явления основных органов человеческого тела (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Резонансные частоты тела человека

Часть тела	Частота, Гц
Грудная клетка	2–12
Ноги, руки	2–8
Голова	8–14
Поясничная часть позвоночника	4– 14

Опасность диапазона частот, совпадающего с областью резонансов тела человека, также подчеркивается нормативными документами, которые при интегральной оценке уровня вибрации по частоте вводят повышающие весовые коэффициенты (таблица 1.2) [12]

Следует отметить, что применительно к промышленным тракторам санитарные нормы предъявляют повышенные требования по колебаниям в вертикальном направлении. Так, согласно СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [58] требования о вертикальным колебаниям в 1,5 – 2 раза выше, чем по продольным в исследуемом диапазоне траковых частот (таблица 1.3).

Таблица 1.2 – Значения весовых коэффициентов для виброускорения.
Общая вибрация

Среднегеометрические Частоты полос, Гц	в 1/3 октавных полосах		в 1/1 октавных полосах	
	Z ₀	X ₀ , Y ₀	Z ₀	X ₀ , Y ₀
0,8	0,45	1,00	0,50	1,00
1,0	0,50	1,00		
1,25	0,56	1,00		
1,6	0,63	1,00	0,71	1,00
2,0	0,71	1,00		
2,5	0,80	0,80		
3,15	0,90	0,63	1,00	0,50
4,0	1,00	0,50		
5,0	1,00	0,40		
6,3	1,00	0,315	1,00	0,25
8,0	1,00	0,25		
10,0	0,80	0,20		
12,5	0,63	0,16	0,50	0,125
16,0	0,50	0,125		
20,0	0,40	0,10		

Таблица 1.3 – Предельно допустимые значения общей вибрации рабочих мест при
длительности воздействия 8 часов

Среднегеометрические частоты полос, Гц	Предельно допустимые значения виброускорения, м/с ²			
	в 1/3 октавных полосах		в 1/1 октавных полосах	
	Z ₀	X ₀ , Y ₀	Z ₀	X ₀ , Y ₀
0,8	0,70	0,22	1,10	0,40
1,0	0,63	0,22		
1,25	0,56	0,22		
1,6	0,50	0,22	0,79	0,45
2,0	0,45	0,22		
2,5	0,40	0,28		
3,15	0,35	0,35	0,56	0,79
4,0	0,32	0,45		
5,0	0,32	0,56		
6,3	0,32	0,70	0,63	1,60
8,0	0,32	0,89		
10,0	0,40	1,10		
12,5	0,50	1,40	1,10	3,20
16,0	0,63	1,80		
20,0	0,79	2,20		

1.2 Виды виброзащитных сидений. Моделирование динамики системы «виброзащитное кресло - тело оператора»

В соответствии с ГОСТ 26568-85 (Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация) [18], методы защиты по отношению к источнику возбуждения вибрации подразделяют на две группы:

- методы, снижающие параметры вибрации воздействием на источник возбуждения;
- методы, снижающие параметры вибрации на путях ее распространения от источника возбуждения.

Методы снижения передачи вибрации на путях ее распространения по виду реализации подразделяют на четыре группы:

- методы, снижающие передачу вибрации дополнительными устройствами, встраиваемыми в конструкцию машин. Например, применение динамических гасителей колебаний;
- методы, снижающие передачу вибрации изменением конструктивных элементов машин. Например, смещение собственных частот системы, при которых возможно возникновение резонанса из-за совпадения с частотой внешнего воздействия;
- методы, снижающие передачу вибрации использованием демпфирующих покрытий;
- методы, снижающие передачу вибрации антифазной синхронизацией двух или нескольких источников возбуждения вибрации.

Методы, снижающие передачу вибрации с помощью дополнительных устройств, встраиваемых в конструкцию, подразделяют по принципу действия на методы виброизоляции и методы виброгашения.

Методы виброизоляции подразделяют:

- по использованию дополнительного источника энергии (методы пассивной виброизоляции и методы активной виброизоляции);

– по виду снижаемого динамического воздействия (методы силовой виброизоляции и методы кинематической виброизоляции).

Виброзащитные сиденья по конструкции можно разделить на две большие группы – с пассивной и активной системами поддресоривания. Сиденья первого типа наиболее распространены, их конструкция обычно включает упругий и демпфирующий элементы в системе поддресоривания, а также мягкую подушку. В качестве упругого элемента могут использоваться пружины, торсионы, пневматические рессоры. Конструкция сиденья обычно предусматривает регулировку по росту и массе водителя.

Сиденья с активным поддресориванием могут включать управляемые упругие элементы или амортизаторы, характеристика которых изменяется при колебаниях сиденья, исполнительные механизмы, задающие силовое воздействие на подвижную часть сиденья в противофазе с внешним воздействием и др. Управление активными элементами осуществляется специальным контроллером по сигналам датчиков-акселерометров таким образом, чтобы минимизировать колебания подушки сиденья, на которой располагается оператор. Такие сиденья обеспечивают наиболее эффективное снижение вибраций, однако они дороги, имеют сложную конструкцию, в связи с этим потенциально менее надежны и пока не находят широкого применения.

Исследованиям в области динамики виброзащитного кресла и защиты оператора от действия вибрации посвящены исследования Амельченко, Н.П. [1], Годжаева З.А. [13], Гурецкого В.В. [23], Гинзбурга, Ю.В. [14], Гнеденко, Б.В. [15], Захезина А.М. [25], Комкина А.И. [28], Коловского, М.З. [27], Ляшенко М.В. [32-34], Линника Д. А. [35], Михайлова В. Г. [40], Обозова А. А. [43], Пановко Г.Я. [48-50], Пехтерева М.М. [51], Поливаевой О. И [52,53], Томлеевой С. В. [63], Фролова К.В. [64], Шагиняна А.С. [67], Шарипова В.М. [68], Шеховцова К.В. [69,70], Щербакова В.С. [71] и других авторов.

Исследованиям характеристик виброзащитных кресел посвящен ряд работ **Ляшенко М.В.** [32-34]. В частности, представлены результаты испытаний сиденья Sibeco на пневматической подвеске с целью получения передаточной

функции. В экспериментальной установке для возбуждения колебаний использовался гидропульсатор. Исследования проводились на основе режимов гармонического возбуждения системы поддресоривания кресла.

В кандидатской диссертации **Шеховцова К.В.** [69,70] выполнены экспериментальные и расчетные исследования, которые показали эффективность использования эластомерных динамических виброизоляторов в качестве системы поддресоривания кабины сельскохозяйственного трактора. Автором разработана математическая модель, включающая ходовую систему трактора и системы поддресоривания остова, двигателя, кабины и сиденья оператора. Автор отмечает, что «в системах поддресоривания кабин с динамическими демпферами должны быть предусмотрены демпферы с нелинейными характеристиками, обеспечивающими реализацию допустимого свободного хода кабины».

Исследования в области вибробезопасности также проводились группой исследователей под руководством **Захезина А.М.** [25]. Научные и прикладные результаты внедрены в различных отраслях – дорожно-строительной технике, металлургии, гражданском и промышленном строительстве. В частности, разработаны и внедрены в варианты амортизаторов виброзащитных кресел операторов с коническими резинометаллическими виброизоляторами оригинальной конструкции, охватывающими широкий диапазон частот внешнего воздействия.

Исследования влияния параметров виброзащитных элементов на вибрационную нагрузку операторов колесных тракторов ведутся сотрудниками Белорусско-Российского университета [1,35,40].

В кандидатской диссертации **Линника Д.А.** [35], приведены параметры упругодемпфирующих характеристик виброзащиты кабины, разработаны алгоритм и программа моделирования колебаний массы колесного трактора на ПЭВМ, отражающие характер вибрационной нагрузки рабочего места водителя в интерактивном режиме. Установлено, что модернизированная система подвески кабины колесного трактора обеспечивает снижение среднеквадратичных

значений виброускорения на рабочем месте водителя на 70 – 75 % по сравнению с существующей системой виброзащиты кабины.

В работе **Михайлова В.Г.** [40] исследовано влияние толщины прокладки подушки сиденья на вибронагруженность оператора. Показано, что в использовании подрессоренного сиденья изменение толщины подушки существенно не влияет на уровень вибрации водителя. Выбор толщины накладки в большей степени определяется физиологическими факторами — обеспечением равномерного распределения давления на таз водителя и кровообращения.

В кандидатской диссертации **Амельченко Н.П.** [1] разработаны теоретические методы качественного анализа линейных и нелинейных рессорных систем, спектрального анализа колебаний, позволяющие прогнозировать эффективность включения демпфирующих релаксационных элементов в подвеску, различные конструкции динамических гасителей колебаний, а также разработаны методы моделирования вибрации сиденья водителя.

Исследованию виброзащитного сиденья с нелинейным упругим элементом посвящена работа **М.С.Корытова** [30].

Поливаев О. И., Юшин А. Ю., Костиков О. М. в работах [52,53] отмечают, что использование дополнительного активного упругого элемента в подвеске сиденья оператора снижает уровень виброускорений на рабочем месте до санитарных норм.

В работе **Barac Z.** [81] представлены исследования вибрации, воздействующей на тело оператора при движении сельскохозяйственного трактора по типам агротехнических покрытий: асфальт, поле люцерны и полевой тропе при использовании семи различных подушек сидений трактора. Показано, что наиболее эффективно снижает вибрацию мягкая подушка из пены с эффектом памяти. Характеристики подушки сиденья и их влияние на подавление вибраций также исследованы в работах [40, 72].

Исследованиям активных и полуактивных систем подвески сидений посвящен ряд работ зарубежных авторов, в частности **Ibrahim I. M.**[93], **Bai X. X.**

F., Yang S.[82], Alfadhli A. [77], Ning D. [108-111], Al-Ashmori M. Wang X. [78], Du X. M.[85].

В статье **Du X. M.** [85] исследуется система подрессоривания сидения с магнитореологическим демпфером для снижения низкочастотной и высокоамплитудной вибрации, приводящей к нарушениям здоровья у водителей или пассажиров. Анализируются характеристики жесткости и демпфирования полуактивной ножничной подвески сиденья, вводится упрощенная модель такой подвески. Экспериментальные результаты показывают, что ее использование позволяет снизить уровень вибрации на 47,66% по сравнению с неуправляемой системой.

Для выбора оптимальных параметров сиденья при проектировании машины применяется математическое моделирование. Для получения наиболее точных результатов необходимо использовать математическую модель, описывающую динамику системы «виброзащитное сиденье- тело оператора». В настоящее время при расчетах часто используют упрощенные модели, где тело оператора заменяется сосредоточенной массой. Повысить точность результатов исследований можно при использовании более сложных моделей. При этом также появится возможность исследовать колебания различных частей тела водителя–оператора и использовать новые критерии вибрационной нагруженности, например, энергию, поглощаемую телом [117, 113]. Важность учета динамических процессов в колеблющемся теле оператора косвенно подтверждается нормативными документами (например, [22]), предусматривающими проведение стендовых испытаний виброзащитных сидений вместе с находящимся на них человеком. В настоящее время разработан ряд математических моделей, описывающие колебания тела водителя – оператора. Однако, при этом модели, предлагаемые различными исследователями, имеют разную структуру и каждая из них соответствует оператору с какой-либо одной массой тела. В связи с этим актуальной является задача разработки математической модели системы «виброзащитное кресло – тело водителя-

оператора» и определение набора ее параметров, соответствующих операторам с различной массой тела.

Исследованию динамических характеристик тела человека и разработке соответствующих математических моделей посвящены работы Андреевой-Галаниной Е.Ц. [6], Палатинской И.П. [46,47], Пановко Г.Я. [48-50], Фролова К.В. [64], а также ряда других авторов.

В работе **Палатинской И.П.** [46] рассмотрены принципы разработки динамической биомеханической модели, позволяющие моделировать вибронегруженность поясничного отдела позвоночника человека-оператора [47].

В работах **Пановко Г.Я.** [48-50] дано обоснование возможности рассматривать тело человека, испытывающего вибрационное воздействие в виде различных дискретных моделей, отображающих локальную вибрацию основных частей тела оператора (рисунок 1.3). Методом механического импеданса выполнена идентификация параметров модели. Полученные результаты могут быть использованы в расчетных исследованиях для оценки вибронегруженности.

Расчетные исследования динамики виброзащитного кресла с использованием такой модели выполнены в работе И.Я. Березина и Ю.О. Прониной [8].

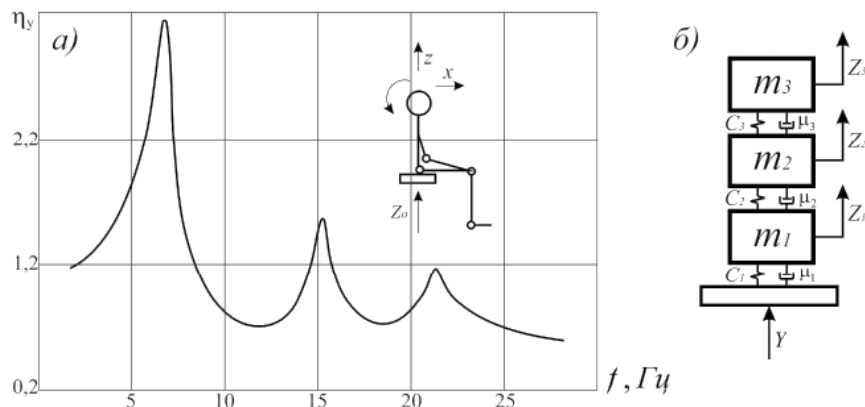


Рисунок 1.3 – Моделирование тела человека: а) – амплитудно-частотные характеристики тела сидящего человека, измеренные в направлении вертикальной оси; б) – модель тела человека

Моделированию динамических процессов в теле оператора посвящены следующие работы зарубежных авторов: Kumar R. [99], Langer T. H. [103], Singh

A. [115], Kromulski J. [101], Kabir M. S. N. [98], Oncescu T. A. [112], Barac Z. [81], Deo M. A. N. M. [84], Khaksar Z. [97] Abouel-seoud S. A. [76], Gagorowski A. [88] и др. В частности, работе [115] предложено оценивать риск для здоровья водителя на основе общей поглощенной энергии в организме. Для этого, в частности, может использоваться модель человеческого тела Вана и Шиммельса с четырьмя степенями свободы.

В ряде работ для описания динамики тела оператора используется конечно-элементная модель [113]. При этом модель может быть весьма подробной. Однако, при ее разработке могут возникнуть трудности с определением свойств материалов, моделирующих тело человека, а проведение расчетов занимает большое время. В связи с отмеченным большое распространение получили модели, в которых тело человека описывается набором сосредоточенных масс, а также упругих и демпфирующих элементов. В настоящее время предложен ряд подобных моделей различной сложности, описывающих вертикальные колебания тела сидящего человека.

В наиболее простых моделях виброзащитное сиденье с оператором моделируется одномассовой динамической системой. Такое описание использовано, в частности, в работе Д.В.Хрипунова [65]. В более сложных моделях тело человека по вертикали условно разделяется на две или три части и, соответственно, описывается двух - или трехмассовыми расчетными схемами [50,105]. Трехмассовая модель также представлена в стандарте ISO 5982 [92]. В настоящее время большее распространение получили модели, описывающие колебания нижней и верхней частей туловища, головы и внутренних органов. Расчетные схемы таких моделей, описывающих вертикальные колебания, представлены на рисунке 1.4.

Входное воздействие для представленных моделей – это вертикальное перемещение кресла; обобщенными координатами являются вертикальные перемещения масс. Расчетная схема (рисунок 1.4, а) включает нижнюю часть туловища (m_2), верхнюю часть (m_4), голову (m_5) и внутренние органы (m_3) В работе [117] приведены параметры этой модели для человека массой 60,7 кг.

Схема (рисунок 1.4, б) отличается отсутствием упругого и демпфирующего элементов (c_6 и b_6). В [101] приведены параметры этой модели для человека массой 76 кГ, в [117] для человека массой 55,2 кГ.

В модели (рисунок 1.4, с) внутренние органы описываются двумя массами (m_3 и m_6). В [123] представлены ее параметры для человека массой 72 кГ. Модель (рисунок.1.4, д) описывает внутренние органы тремя массами (m_3 , m_{31} и m_{32}). Верхняя часть туловища также разделена на две массы (m_4 и m_{41}) [118]. Параметры перечисленных моделей представлены в таблице 1.4. Анализ этих данных показывает, что параметры моделей, приводимые в работах разных авторов, существенно различаются даже при описании людей с близкой массой тела.

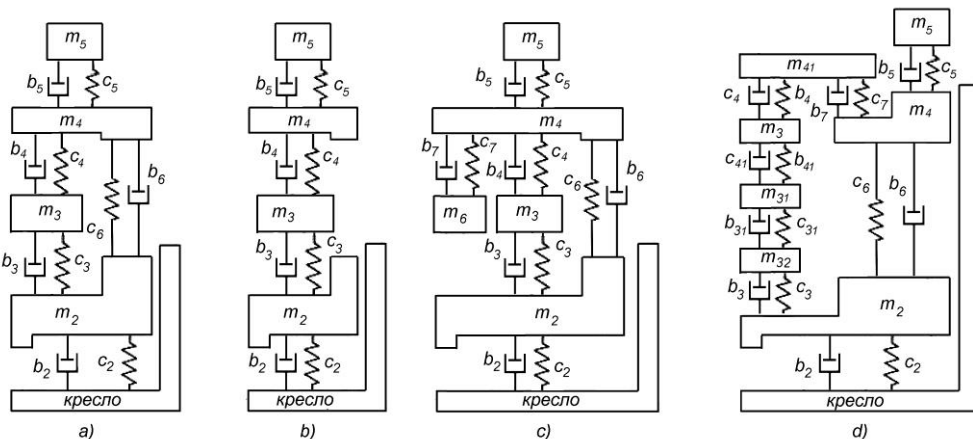


Рисунок 1.4. Расчетные схемы математических моделей сидящего человека

Настройки виброзащитного сиденья, а следовательно, его упругие и демпфирующие характеристики зависят от массы тела оператора, при этом оператор и сиденье являются элементами единой динамической системы. В связи с этим вибрационная нагруженность рабочего места зависит от массы оператора. Следовательно, для получения наиболее полных результатов расчетной оценки ее необходимо выполнить для водителей-операторов различной массы.

Статистические характеристики распределений антропометрических данных, в частности массы тела людей в различных странах приводятся в [21].

Таким образом, актуальной является задача разработки единой математической модели, описывающей динамику системы «виброзащитное сиденье – оператор» и

определения параметров модели для операторов различной массы. Эта задача должна решаться применительно к каждому конкретному типу виброзащитного сиденья.

Таблица 1.4 Параметры математических моделей сидящего человека

Параметры модели	Масса оператора; расчетная схема модели (рис. 1.4)				
	55,2 кГ; схема b)	60,1 кГ; схема a)	72 кГ; схема c)	76 кГ; схема b)	81 кГ; схема d)
m_2 , кГ	12,80	360	10,20	18	27
m_3 , кГ	8,60	5,50	9,0	12,2	1,4
m_{31} , кГ	-	-	-	-	0,46
m_{32} , кГ	-	-	-	-	6,02
m_4 , кГ	28,5	15	20,2	40,3	6,94
m_{41} , кГ	-	-	28	-	33,3
m_5 , кГ	5,31	4,17	5,8	5,5	5,6
m_6 , кГ	-	-	8,1	-	6,02
c_2 , Н/м	90000	49340	120100	21670	25500
c_3 , Н/м	162800	20000	5300	17200	8940
c_{31} , Н/м	-	-	-	-	8940
c_4 , Н/м	18300	10000	9150	309600	8940
c_{41} , Н/м	-	-	-	-	8940
c_5 , Н/м	310000	134400	292000	5900	53640
c_6 , Н/м	-	-	128200	-	53640
c_7 , Н /м	-	-	13172	-	53640
b_2 , Н·с/м	2060	2480	2375	500	378
b_3 , Н·с/м	4580	330	677	1920	298
b_{31} , Н·с/м	-	-	-	-	298
b_4 , Н·с/м	4750	200	1792	232	298
b_{41} , Н·с/м	-	-	-	-	298
b_5 , Н·с /м	400	250	979	95	3651
b_6 , Н·с/м	-	909	4020	-	3651
b_7 , Н·с/м	-	-	144	-	3651

1.3. Моделирование динамики гусеничного трактора

Для решения задачи расчетного прогнозирования виброн нагруженности рабочего места водителя-оператора необходимо использовать математические модели, описывающие динамику системы «грунт – движитель – корпус – кабина трактора».

Конструкции ходовых систем гусеничных машин отличаются разнообразием. В работах ряда исследователей предложены математические модели, описывающие динамику гусеничных машин различных типов.

В литературе наиболее широко представлены математические модели, описывающие машины с независимой подвеской. В ранних работах А.О. Никитина [42], А.А.Силаева [59], Н.А.Забавникова [26] рассматривались модели с линейными упругими и демпфирующими элементами. В современных математических моделях, предназначенных для исследования динамики быстроходных машин, учитывается нелинейность характеристик упругих и демпфирующих элементов подвески, большие перемещения при колебаниях корпуса. Моделирование ходовых систем таких машин описано в [14, 107, 116]. Математические модели тракторов с балансирной подвеской представлены, например, в [14, 102].

Один из вариантов математической модели, описывающей динамику промышленного трактора с полужесткой подвеской, разработан Д.В. Хрипуновым [65] и получил дальнейшее развитие в работах [8, 66, 45]. При использовании такой модели для исследования вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя большое значение имеет адекватность описания подсистемы «податливый грунт – гусеница – опорный каток». В отмеченных выше работах используется упрощенное описание ходовой системы. В частности, грунт рассматривается как упругое основание, траки гусениц – как шарнирно соединенные пластины без грунтозацепов. При этом взаимодействие каждого из катков с гусеницей рассматривается независимо от остальных катков. Очевидно, что развитие этой модели необходимо вести в направлении совершенствования

описания свойств грунта, а также более подробного моделирования элементов гусеничного движителя.

При использовании линейных математических моделей для получения функции спектральной плотности виброускорений на месте водителя обычно используется спектральный метод [56, 59]. В случае модели с нелинейными упругими и демпфирующими элементами для получения решения используется численное интегрирование дифференциальных уравнений движения [7].

Кроме традиционного подхода, предполагающего разработку расчетной схемы математической модели, запись уравнений движения и последующее их решение, в настоящее время для моделирования динамики мобильных машин находят применение специализированные пакеты программ для моделирования динамики (MSC.ADAMS [106], Ansys Motion [75, 79], Универсальный механизм и др.). Такие пакеты обычно имеют встроенный инструмент для постройки моделей различных объектов, в том числе ходовых систем гусеничных машин. Однако следует отметить, что при использовании современной вычислительной техники расчеты, выполняемые с помощью таких моделей, оказываются весьма продолжительными. В связи с этим их обычно используют для моделирования непродолжительных процессов, например, переезда одиночной неровности.

Микропрофиль дороги, для которого производится моделирование движения машины, должен соответствовать типовым условиям эксплуатации. Для колесных и гусеничных машин различного назначения характеристики микропрофиля (одиночные препятствия, гармонический профиль, случайный микропрофиль) задаются в нормативной литературе. Для промышленных тракторов в стандарте [20] предписывается проводить натурные испытания по определению вибраций на месте водителя на грунтовой дороге или на участке, полученном в результате выполнения технологической операции (например, бульдозирования). При этом микропрофиль трассы не регламентируется.

1.4. Описание взаимодействия гусеницы с грунтом. Моделирование гусеничного движителя

Для описания свойств грунта при моделировании взаимодействия движителя машины с поверхностью дороги традиционно используется несколько принципиально различных подходов. В соответствии с одним из них, для описания зависимости между деформацией грунта и давлением используются эмпирические соотношения, полученные по результатам экспериментов по вдавливанию штампа в грунт. При этом для описания зависимостей при сжатии и при сдвиге используются различные соотношения. В отечественных исследованиях наибольшее распространение получили зависимости, предложенные В.В. Кацыгиным [29]. Зарубежные исследователи для описания погружения штампа в грунт чаще всего используют зависимости, предложенные Беккером [80], а для описания поперечного сдвига - Вонгом [120]. Такое описание является достаточно приближенным, однако отличается простотой и в связи с этим находит широкое применение. Для описания грунта при этом используется ограниченный набор характеристик, которые могут быть определены экспериментально или взяты из литературных источников. В частности, зависимости, предложенные Беккером и Вонгом, используются при моделировании взаимодействия гусеницы с грунтом в пакете программ Ansys Motion [79].

Исследованию взаимодействия колесного и гусеничного движителя со снегом посвящены обширные исследования, проводившиеся в НГТУ им Р.Е.Алексеева под руководством Л.В.Барахтанова [9, 31, 39].

При описании несвязных грунтов, состоящих из отдельных частиц, находят применение DEM модели [74, 122]. При описании связных грунтов наиболее точные результаты могут быть получены при использовании модели нелинейной вязко-упругой среды; при этом для расчетов обычно используют метод конечных элементов. Такой подход позволяет наиболее точно учесть форму опорной поверхности движителя, деформирование грунта в условиях сложного

напряженного состояния и другие особенности [89]. Существенными недостатками при этом являются необходимость задания большого массива параметров, описывающих свойства грунта и большая продолжительность расчетов.

1.5 Выводы по первой главе. Задачи диссертационного исследования

Как показал анализ литературы по теме диссертационного исследования, задача снижения вибрационной нагруженности и выполнения санитарных норм на рабочем месте водителя-оператора промышленного трактора является актуальной. При этом одним из основных источников низкочастотной вибрации для трактора с полужесткой подвеской является процесс взаимодействия опорных катков с находящейся на грунте звенчатой гусеницей. В связи с этим при проектировании новых машин необходимо проводить расчетные исследования, включающие моделирование динамики движущегося трактора и расчетную оценку вибрационной нагруженности на рабочем месте.

В разработанных к настоящему времени математических моделях трактора с полужесткой подвеской гусеничный движитель описывается приближенно, без учета реальной геометрии опорной поверхности траков. Подсистема «виброзащитное кресло – водитель», являющаяся одним из элементов единой динамической системы, тоже моделируется весьма приближенно, чаще всего в виде одномассовой системы. Отмеченные особенности снижают достоверность расчетных оценок вибрационной нагруженности.

Представленные в диссертации исследования выполнены на примере трактора производства Челябинского тракторного завода с 5-катковой гусеничной тележкой (соответствующие модификации Т-130, Т-170 и более поздних моделей). Рассматривается трактор, оснащенный виброзащитным сиденьем Sibeco. Рассмотрены вертикальные колебания водителя-оператора трактора, вызванные движением опорных катков по звенчатой гусенице. Поскольку при

натурных испытаниях тракторов микропрофиль дороги не регламентируется, расчеты выполнены для случая движения по ровной поверхности.

На основе выполненного обзора сформулированы следующие задачи диссертационного исследования:

1. Разработка математической модели, описывающей динамическую подсистему «грунт – гусеничная тележка трактора» с учетом особенностей конструкции тележки (расположения опорных катков, формы опорных поверхностей траков) и нелинейных упруго-пластических свойств грунта.

2. Разработка математической модели динамической подсистемы «виброзащитное сиденье – водитель». Проведение экспериментальных исследований динамики элементов виброзащитного сиденья и сиденья с размещенным на нем водителем, идентификация математической модели на основе полученных экспериментальных данных.

3. Разработка единой математической модели динамической системы «грунт – гусеничная тележка – трактор – виброзащитное сиденье – водитель». Проведение расчетных исследований с целью проверки адекватности модели.

4. Разработка усовершенствованной методики расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места оператора промышленного трактора. Проведение расчетных исследований влияния различных факторов на вибрационную нагруженность; разработка практических рекомендаций для обеспечения нормативных требований по вибронагруженности рабочего места оператора промышленного трактора.

ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ «ВИБРОЗАЩИТНОЕ СИДЕНЬЕ – ОПЕРАТОР» ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

Основными элементами, обеспечивающими виброзащиту для операторов промышленных тракторов, являются системы подрессоривания кабины и виброзащитные сиденья оператора. В ранних конструкциях таких кресел использовались пружинно-рычажные механизмы и гидравлические амортизаторы. В настоящее время, в связи с возрастающими требованиями к виброзащите, широкое применение получают гидропневматические устройства, отличающиеся стабильностью упруго-вязких характеристик и возможностью их регулирования в процессе эксплуатации. В частности, в рассматриваемом в данном исследовании сиденье фирмы Sibeco использована пневматическая рессора и гидравлический амортизатор.

Регулировка сиденья по росту и массе водителя осуществляется изменением давления воздуха в пневматической рессоре с помощью встроенного компрессора.

Для разработки математических моделей, описывающих динамику системы «корпус трактора – кабина – виброзащитное сиденье – тело оператора» необходимо провести экспериментальные исследования инерционных и упруго-демпфирующих характеристик системы подрессоривания кресла и подушки сиденья. На основании результатов таких исследований производится идентификация математической модели. В связи с тем, что вибрации трактора, вызванные звенчатостью гусеницы, имеют небольшую амплитуду, в дальнейшем, при определении ускорений на месте водителя, динамическая система будет рассматриваться как линейная с постоянными параметрами. Однако, при проведении расчетных исследований для водителей различной массы (при различных настройках сиденья) параметры должны корректироваться. В связи с этим по результатам экспериментальных исследований должны быть получены

зависимости упругих и демпфирующих характеристик модели от настроек сиденья (массы водителя). Представленные в данной главе результаты экспериментальных исследований опубликованы в работах [2, 4, 5, 36, 37, 72].

2.1. Оборудование для лабораторных исследований

Исследования проводились в Центре экспериментальной механики Южно – Уральского Государственного Университета. Была проведена серия статических и динамических испытаний.

При проведении статических испытаний кресло нагружалось с помощью грузов известной массы. Для измерения перемещений использовалась линейка и штангенрейсмас.

Для проведения динамических испытаний использовалась стендовая установка, схема которой приведена на рисунке 2.1. Она включает:

1. Электродинамический вибростенд V875-440-HBT 900 Combo фирмы LDS (Англия), предназначенный для гармонического, случайного и ударного воздействий на исследуемое изделие в вертикальном или горизонтальном направлениях. Основные технические характеристики стенда: максимальное толкающее усилие – 35,6 кН; рабочий диапазон частот – 0-3000 Гц; максимальное виброускорение – 100 g; максимальный размах колебаний стола – 50мм; размер стола – 900 x 900 мм.

2. Персональный компьютер с предустановленным программным обеспечением LMS Test.Lab 13A, обеспечивающим управление, обработку и представление результатов виброиспытаний.

3. 96-канальную информационно-измерительную систему LMS Scadas LAB, позволяющую осуществлять управление, сбор, анализ и регистрацию результатов испытаний. В качестве первичных датчиков применяются трехкомпонентные акселерометры чувствительностью 100 mV/g.

4. Усилитель SPA40K, предназначенный для усиления сигнала, поступающего с системы управления, и его передачи на подвижную катушку электродинамического вибростенда.

5. Управляющий пьезоэлектрический акселерометр, установленный на подвижной платформе вибростенда и используемый в контуре обратной связи.

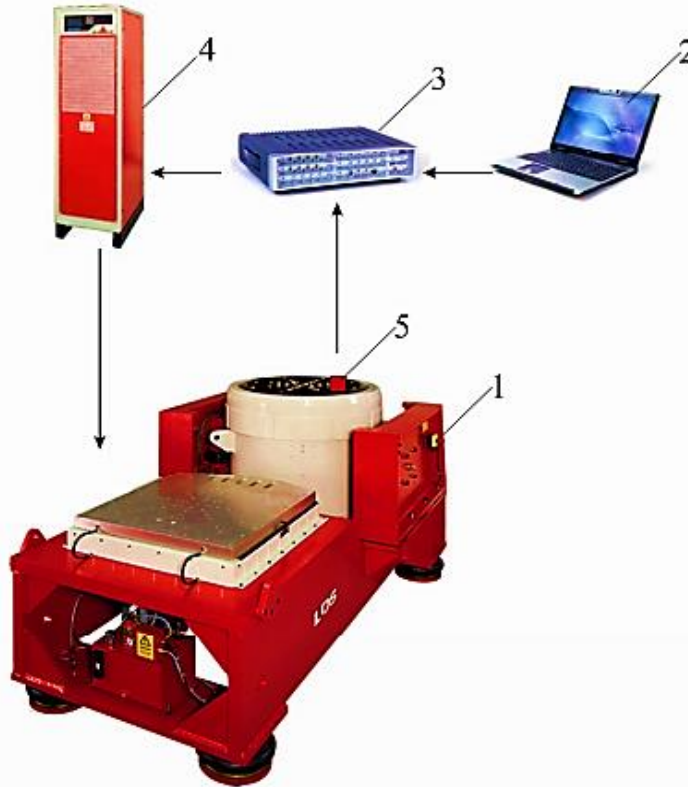


Рисунок 2.1 – Схема стендовой установки для испытаний:

1 – электродинамический вибростенд LDS V875-440-HBT 900 Combo;
2 – персональный компьютер; 3 – информационно-измерительная система LMS Scadas LAB; 4 – усилитель SPA40K; 5 – управляющий акселерометр

Для реализации программы нагружения вибростенда использована информационно-измерительная система LMS Scadas LAB, содержащая генератор сигналов с контуром обратной связи. Заданная на персональном компьютере программа нагружения (например, синусоидальное нагружение с разверткой по частоте, ударное возбуждение, широкополосное случайное воздействие) передается в систему управления, формирующую электрический сигнал. Далее сигнал поступает на усилитель и затем на подвижную катушку электродинамического вибростенда. Виброускорения стола вибростенда

регистрируются датчиком обратной связи и передаются в систему управления, которая в режиме реального времени корректирует управляющий сигнал для реализации заданной программы нагружения.

2.2. Определение упругих характеристик системы подрессоривания и подушки сиденья

На первом этапе исследований были определены упругие характеристики системы подрессоривания кресла подушки сиденья при статическом нагружении. Испытания проводились в соответствии с [17].

Настройка кресла по росту и массе водителя осуществляется изменением давления воздуха, нагнетаемого компрессором, смонтированным в сиденье. В качестве параметра, характеризующего настройку, использовано значение нагрузки на сиденье Q , при котором оно занимает среднее положение по высоте. В конструкции имеется ряд шарниров, из-за трения в которых упругая характеристика имеет явно выраженный гистерезис. Для уменьшения этого эффекта перед испытаниями шарниры были смазаны, гидравлический амортизатор отсоединен. Также перед началом испытаний кресло многократно нагружалось для «приработки».

В процессе испытаний на подушку кресла последовательно помещались грузы известной массы и с помощью штангенрейсмаса измерялось перемещение подвижной платформы; деформация мягкой подушки при этом не учитывалась (рисунок 2.2, *a*). При каждом значении настройки Q замеры проводились несколько раз – в процессе нагружения и разгрузки. Полученные результаты усреднялись. Замер петли гистерезиса не производился, так как в дальнейших исследованиях диссипацию энергии в системе предполагается описывать с помощью эквивалентного вязкого трения, определяемого по результатам динамических испытаний. Анализ полученных результатов показал, что соотношение между силой, действующей на сиденье (F), и перемещением платформы (X) может быть аппроксимировано квадратичной зависимостью. Поскольку целью исследований являлось получение зависимости жесткости

$C(X, Q)$, которая получается дифференцированием по X зависимости $F(X, Q)$, в качестве последней был использован полный полином второй степени:

$$F(X, Q) = a_1 + a_2 \cdot X + a_3 \cdot Q + a_4 \cdot X^2 + a_5 \cdot Q^2 + a_6 \cdot X \cdot Q, \quad (2.1)$$

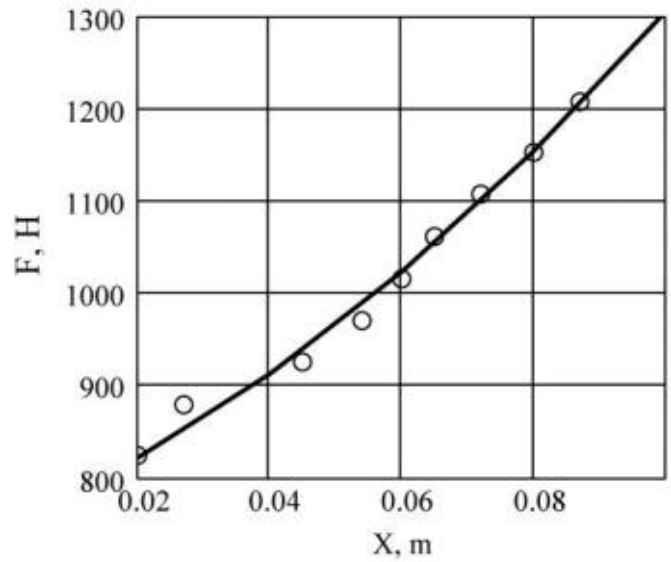
$$C(X, Q) = a_2 + 2 \cdot a_4 \cdot X + a_6 \cdot Q, \quad (2.2)$$

где $a_1 - a_6$ – коэффициенты, определяемые методом наименьших квадратов.

На рисунке 2.2, *b* в качестве примера представлены экспериментальные значения и аппроксимирующая зависимость для $Q=950$ Н.



a)



b)

Рисунок 2.2 – Статические испытания системы поддресоривания сиденья: а) сиденье с грузами, б) экспериментальные значения и их аппроксимация

По результатам обработки данных серии экспериментов получено следующее выражение [55]:

$$F(X, Q) = -227 - 2190 \cdot X + 1650 \cdot Q + 37500 \cdot X^2 - 585 \cdot Q^2 + 2400 \cdot X \cdot Q, \quad (2.3)$$

где F – нагрузка, Н; Q – вес, имитирующий оператора, Н; X – перемещение, м.

На рис. 3, *a, b* в качестве примера представлены зависимости $F(X, Q)$ и $C(X, Q)$ – жесткости кресла, построенные в соответствии с этим выражением.

Среднеквадратическое отклонение экспериментальных значений от аппроксимирующей зависимости не превышает 4% от среднего значения нагрузки F .

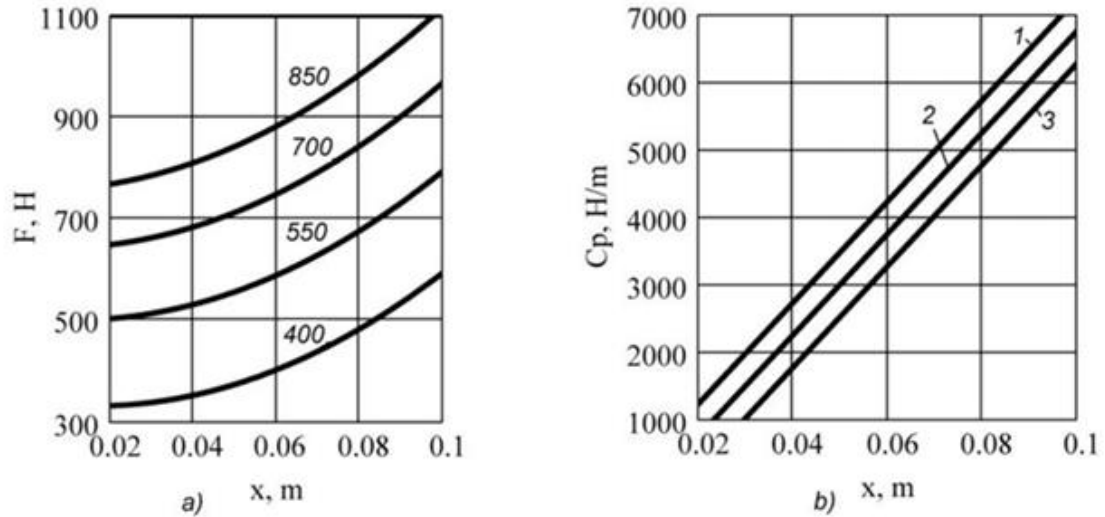


Рисунок 2.3 – Регрессионные зависимости для описания упругой характеристики системы поддрессоривания: а) зависимость силы от перемещения для различных настроек, б) зависимость жесткости от перемещения ($1 - Q = 400$ Н, $2 - Q = 600$ Н, $3 - Q = 800$ Н)

При исследовании упругой характеристики подушки сиденья на нее помещался жесткий диск, на который также последовательно укладывались грузы. При этом замерялось перемещение диска относительно основания подушки; система поддрессоривания кресла была заблокирована (рисунок 2.4).

Экспериментальные точки и аппроксимирующая зависимость представлены на рисунке 2.5 (F – нагрузка на подушку, Δ – деформация подушки).



Рисунок 2.4 – Исследование жесткости подушки сидения

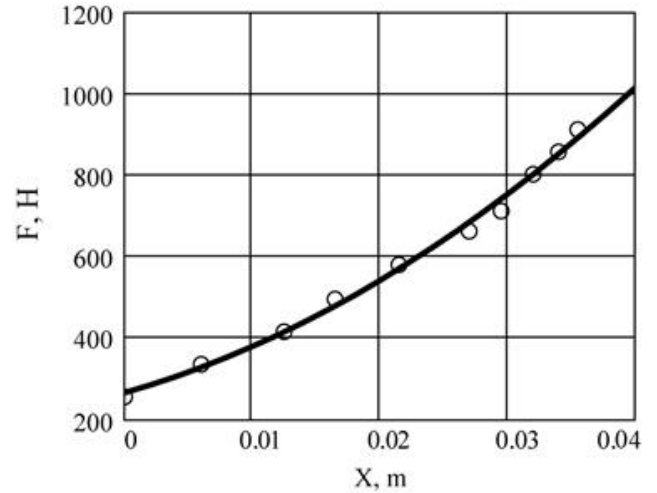


Рисунок 2. 5 – Статическая упругая характеристика подушки кресла

Таким образом, в результате испытаний при статическом нагружении получены упругие характеристики системы подressоривания кресла для различных степеней накачки пневматической рессоры, а также упругая характеристика подушки кресла.

2.3 Определение динамических характеристик элементов виброзащитного сиденья

Для определения динамических характеристик элементов виброзащитного кресла были проведены динамические испытания на вибростенде. На первом этапе были определены динамические характеристики подушки сиденья.

При определении динамических характеристик подушки кресло жестко закреплялось на подвижной платформе стенда; воздух из пневматической рессоры выпускался, система подressоривания кресла фиксировалась в нижнем положении.

На подушку сидения устанавливался пакет грузов, стянутых резьбовой шпилькой. В процессе испытаний перемещение грузов относительно основания сидения происходило только за счет деформации подушки. В ходе испытаний стол вибростенда совершал гармонические колебания в вертикальном направлении с плавно возрастающей частотой, амплитуда виброускорений

поддерживалась постоянной. На рисунке 2.6 показан общий вид стендовой установки. С помощью акселерометра (датчик №2 на рисунке) регистрировались виброускорения груза, расположенного на подушке сиденья. Опыты проводились для грузов различной массы.

По результатам испытаний была построена амплитудно-частотная характеристика системы «подушка-груз» (рисунок. 2.7). Экспериментальная АЧХ сравнивалась с теоретической для одномассовой системы (рисунок. 2.7, а), движение которой описывается дифференциальным уравнением [10]:

$$m_1 \ddot{y}_1 + b_1 \dot{y}_1 + c_1 y_1 = c_1 x + b_1 \dot{x}, \quad (2.4)$$



Рисунок 2.6 – Установка сиденья на вибростенде

АЧХ определяется следующим выражением:

$$Y / X (f) = \left| \frac{c + 2\pi \cdot i \cdot f \cdot b}{-(2\pi \cdot f)^2 m + 2\pi \cdot i \cdot f \cdot b + c} \right|, \quad (2.5)$$

где Y – перемещение груза, X – перемещение стола вибростенда,
 c – жесткость, b – коэффициент эквивалентного вязкого трения, m – масса,
 i – мнимая единица.

Сопоставление экспериментальной АЧХ с расчетной для одномассовой системы (рисунок.2.7,а, б) показало, что при использовании в расчете жесткости, полученной по результатам статических испытаний, приводит к очень большому различию теоретической и экспериментальной собственных частот. В связи с этим при построении расчетной АЧХ проводился подбор жесткости (c_l) и коэффициента вязкого трения (b_l) до наилучшего совпадения расчетного и экспериментального графиков по частоте резонанса и по высоте резонансного пика. Полученное значение динамической жесткости оказалось в несколько раз выше статической. Видимо, это объясняется особенностями деформации подушки кресла с пенополиуретановым наполнителем. Также оказалось, что параметры системы существенно зависят от массы груза на подушке кресла. По результатам испытаний были получены значения c_l и b_l для различных масс и по ним построены регрессионные зависимости (рисунок 2.8.)

$$c(m) = 57900 + 19800 \cdot m, \quad b(m) = 495 + 3 \cdot 98 \cdot m - 0,17 \cdot m^2, \quad (2.6)$$

где масса m задается в кг, жесткость C в Н/м, коэффициент вязкого трения b в Н*с²/м.

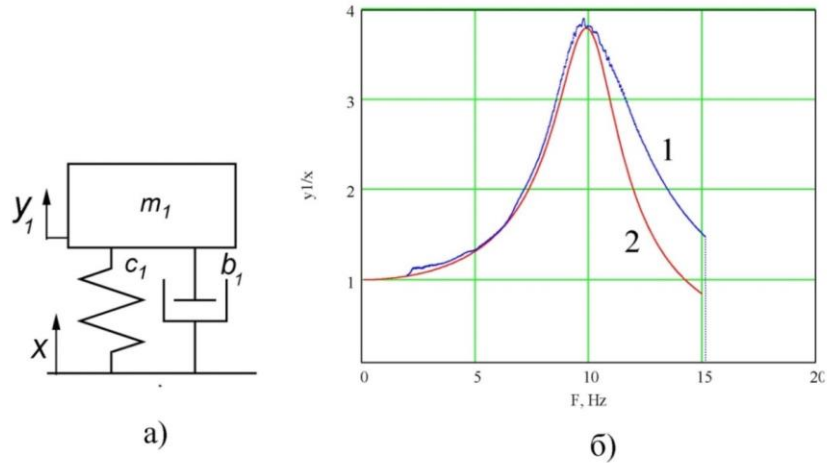


Рисунок 2.7 – Модель системы «груз- подушка сиденья» (а) и амплитудно-частотные характеристики (б); 1 – эксперимент, 2 – расчет

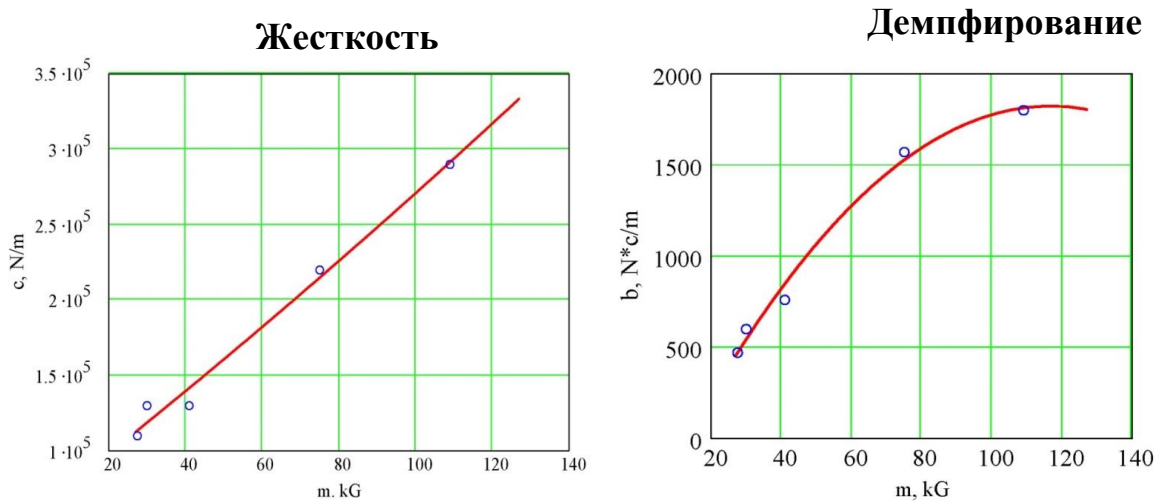


Рисунок 2.8 – Зависимости жесткости и коэффициента вязкого трения подушки от массы груза

При экспериментальном исследовании динамических характеристик системы поддресоривания кресла верхняя часть с подушкой демонтировалась и на ее место устанавливался набор грузов. В ходе испытаний стол вибростенда совершал гармонические колебания в вертикальном направлении с плавно возрастающей частотой, амплитуда виброускорений поддерживалась постоянной. Была проведена серия испытаний с грузами различной массы и различной настройкой сиденья. В качестве параметра, характеризующего настройку кресла, использовано значение нагрузки на систему поддресоривания Q (включает массу

оператора и верхний части сиденья (20 кг), при котором оно занимает среднее положение по высоте.

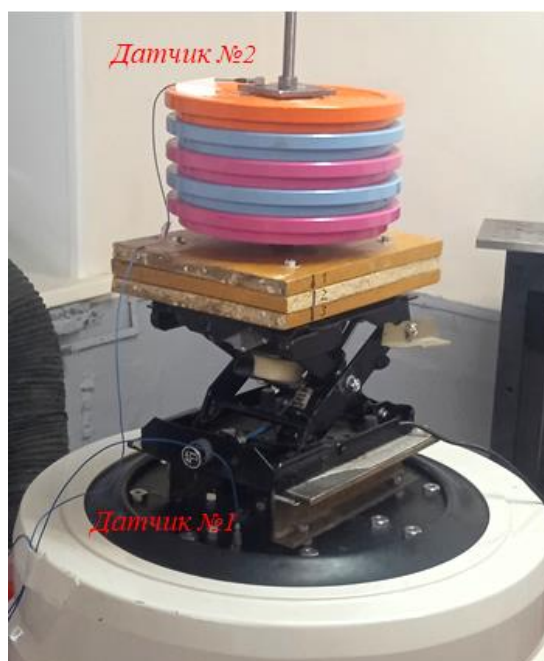


Рисунок 2.9 – Система подрессоривания сиденья с грузами на вибростенде

По результатам испытаний построены АЧХ системы «груз - система подрессоривания». В дальнейшем эти АЧХ сравнивались с расчетными для одномассовой системы. Как и при исследовании подушки, оказалось, что значения жесткости, полученная при статических испытаниях, нельзя использовать при моделировании динамических процессов.

Первоначально экспериментальная АЧХ сравнивалась с расчетной АЧХ для одномассовой системы, имеющей параллельно соединенные упругий и демпфирующий элементы (рисунок 2.10, а).

Движение такой системы описывается дифференциальным уравнением (2.4), а АЧХ уравнением (2.5). Как показали результаты расчетов, при использовании такой модели невозможно добиться удовлетворительного совпадения расчетных и экспериментальных данных (рисунок. 2.10, б). В связи с этим были выполнены расчеты для моделей с последовательным и смешанным соединением упругих и демпфирующих элементов.

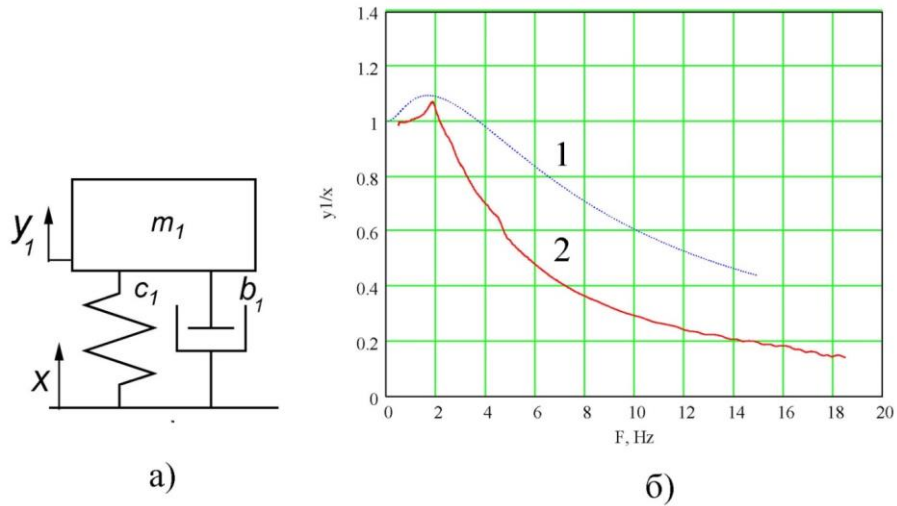


Рисунок 2.10 – Расчетная схема одномассовой системы с параллельным соединением элементов (а) и АЧХ (б); 1 – расчет, 2 – эксперимент

Динамика системы с последовательным соединением элементов (рисунок 2.11, а) описывается системой из двух дифференциальных уравнений:

$$m_1 \ddot{y}_1 = b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1), \quad b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1) = c_1(x - y_0), \quad (2.7)$$

где y_0 – перемещение точки соединения упругого и демпфирующего элементов.

Сопоставление расчетной и экспериментальной АЧХ показано на рисунке 2.11, б. Использование такой модели дает лучшие результаты, чем для модели с параллельным соединением. Однако, подбором параметров модели добиться совпадения расчетных и экспериментальных данных в зарезонансной области также не удастся.

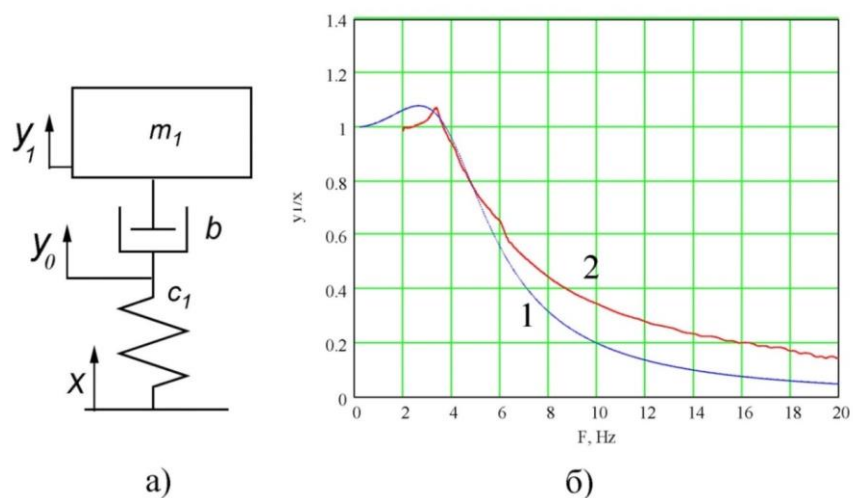


Рисунок 2.11 – Расчетная схема одномассовой системы с последовательным соединением элементов (а) и АЧХ (б); 1 – расчет, 2 – эксперимент

В связи с этим была использована модель со смешанным соединением упругого и демпфирующих элементов (рисунок 2.12, а). Динамика такой системы описывается системой дифференциальных уравнений:

$$m_1 \ddot{y}_1 = b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1) + b_1(\dot{x} - \dot{y}_1), \quad b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1) = c_1(x - y_0). \quad (2.8)$$

Использование такой модели дало наилучший результат (рисунок 2.12, б). Были определены параметры модели для различных значений массы груза. При этом в ходе эксперимента пневматическая рессора накачивалась таким образом, чтобы платформа сидения занимала среднее положение по высоте. Следует отметить, что модели с последовательным и смешанным соединением элементов можно использовать только для описания колебаний кресла без учета его статического перемещения, поскольку расположение элементов вязкого трения в этих моделях не позволяет им воспринимать статическую нагрузку.

Эксперименты по определению динамических характеристик системы подрессоривания проводились для четырех значений массы m_l : 78, 91, 117, 143 кг (использовались имевшиеся грузы по 13 кг). Для каждого значения массы проводилось по 3 испытания. По результатам каждого испытания определялись значения c_l , b , b_l , соответствующие совпадению расчетной и экспериментальной резонансных частот, высот резонансных пиков, а также наилучшему совпадению АЧХ в зарезонансной области. Следует отметить, что в связи с ограниченными возможностями использованного вибростенда в низкочастотной области, при эксперименте нагружение осуществлялось начиная с частоты 2 Гц.

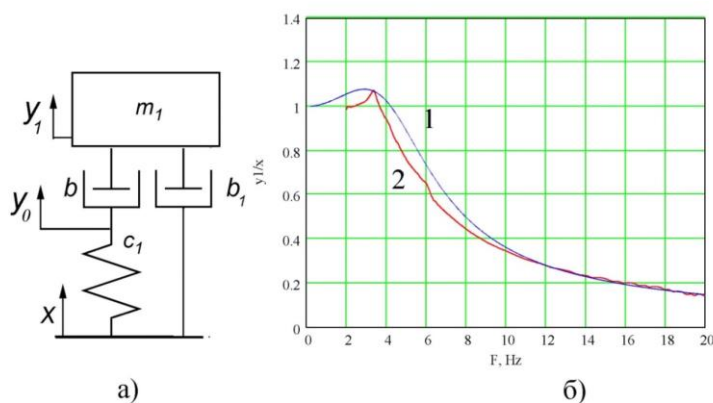


Рисунок 2.12 – Расчетная схема одномассовой системы со смешанным соединением элементов (а) и АЧХ (б); 1 – расчет, 2 – эксперимент

По осредненным (для каждого из трех испытаний) значениям были получены регрессионные зависимости, связывающие указанные параметры с весом груза Q .

$$\begin{aligned} b(Q) &= -599 + 12,9 \cdot Q - 0,00442 \cdot Q^2, & b_1(Q) &= -11400 + 22,8 \cdot Q - 0,0079 \cdot Q^2, \\ c_1(Q) &= -8355 + 21,4 \cdot Q - 0,00765 \cdot Q^2, \end{aligned} \quad (2.9)$$

где Q – вес груза, установленного на систему поддрессоривания (Н), b и b_1 – коэффициенты вязкого трения (Н·с²/м), c – жесткость упругого элемента (Н/м).

Экспериментальные значения и аппроксимирующие выражения представлены на рисунке 2.13.

Описанные выше результаты получены при обработке данных, полученных при испытаниях отдельных элементов кресла. В дальнейшем их предполагается использовать в моделях, описывающих многомассовую систему. С целью проверки полученных результатов были проведены экспериментальные исследования полностью собранного кресла с грузом, установленным на подушке сиденья. При этом в динамическую систему входили и система поддрессоривания кресла, и подушка сиденья. При проведении испытаний регистрировались ускорения платформы кресла (между системой поддрессоривания и подушкой, координата y_1), а также груза (координата y_2), рисунок 2.14.

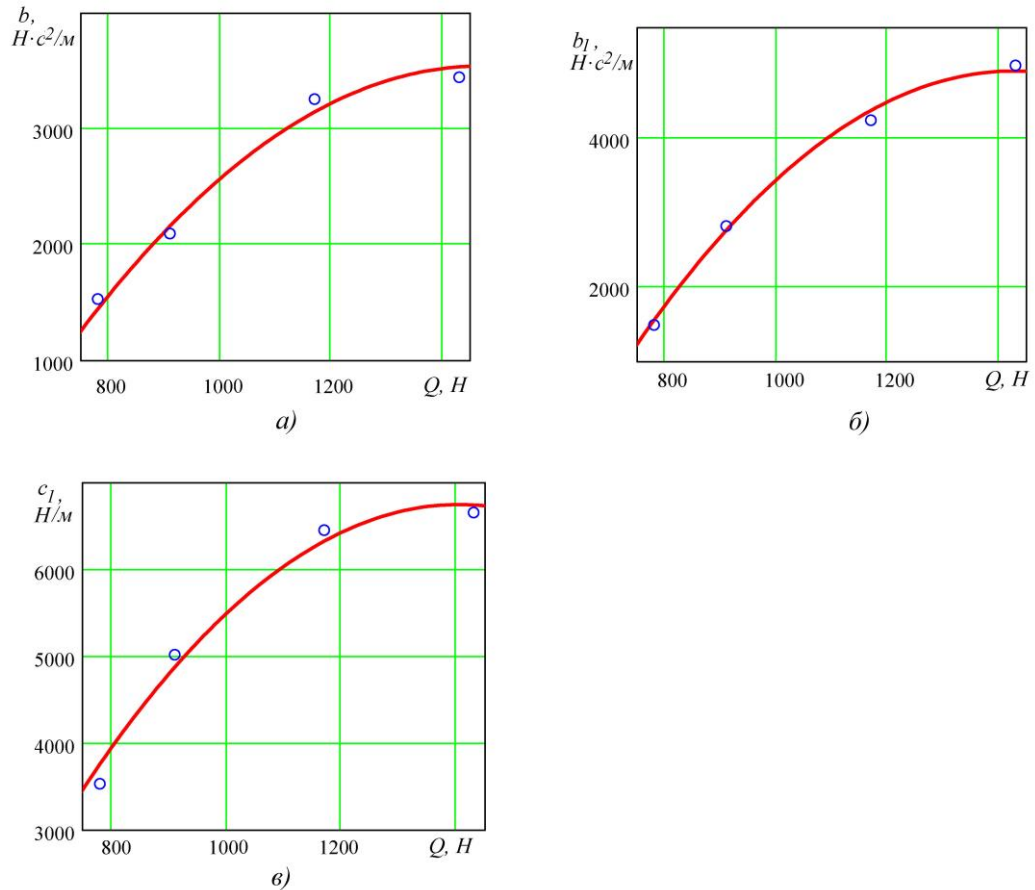


Рисунок 2.13 – Экспериментальные значения и аппроксимирующие зависимости параметров модели системы подрессоривания c_1, b, b_1 от веса груза.

Анализ представленных данных демонстрирует хорошее качественное и количественное соответствие расчетных и экспериментальных характеристик. Это подтверждает возможность использования полученных динамических характеристик системы подрессоривания и подушки при построении многомассовых моделей системы «виброзащитное кресло – тело водителя».

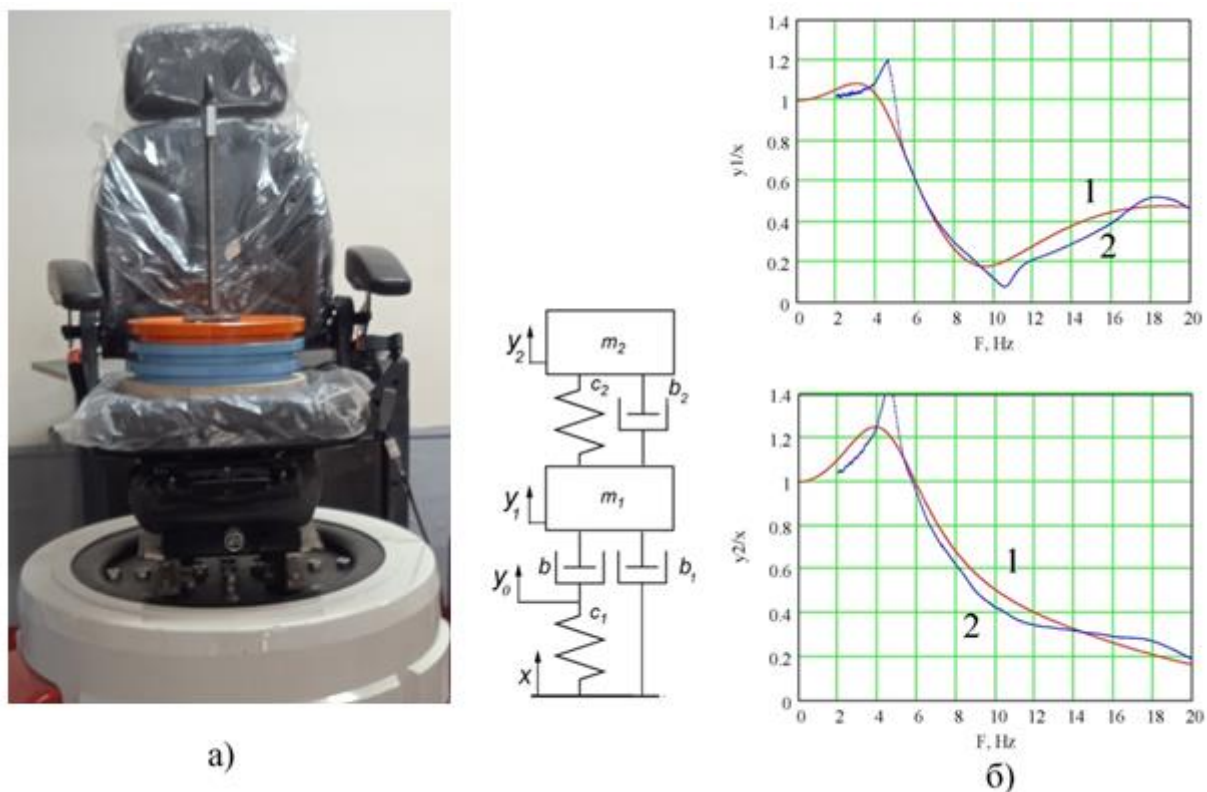


Рисунок 2.14 – Расчетная схема двухмассовой системы (а) и АЧХ (б);
1 – расчет, 2 – эксперимент

2.4 Экспериментальные исследования динамической системы «виброзащитное сиденье – тело оператора»

Виброзащитное сиденье вместе с телом оператора образуют единую динамическую систему, поэтому разрабатываемая математическая модель должна включать единую подсистему «виброзащитное сиденье - тело оператора». Как показал анализ литературы, разработанные к настоящему времени математические модели, описывающие динамику тела оператора, отличаются большим разнообразием. При этом параметры моделей, имеющих близкие расчетные схемы, приводимые различными авторами, существенно различаются. Разрабатываемая в диссертации модель основана на 4- массовой модели тела человека [115], объединенной с моделью виброзащитного кресла (рисунок 2.14).

С целью определения параметров модели динамической системы «виброзащитное сиденье - тело оператора» была проведена серия

экспериментальных исследований с участием добровольцев. Исследования проводились в Центре виброиспытаний и мониторинга состояния конструкций Южно – Уральского государственного университета. Экспериментальная установка включала следующую аппаратуру (рисунок 2.15): электродинамический вибростенд LDS V850, систему управления для вибрационных испытаний *Bruel&Kjaer* VC-LAN 7542, датчик обратной связи (акселерометр PCB 352C04), регистрирующий комплекс LMS, управляющий персональный компьютер, а также акселерометры PCB 333B30, закрепленные на элементах виброзащитного сиденья и на теле оператора.

На подвижной платформе вибростенда установлены акселерометры обратной связи системы управления (Ду) и системы сбора данных (Дк). Акселерометр Д1 установлен на верхней платформе кресла, под верхний подушкой. Акселерометр Д2 закреплен на специальном податливом диске, используемым, в соответствии с ГОСТом [22], при виброиспытаниях сидений. Он находится на подушке сиденья, под человеком – испытуемым.

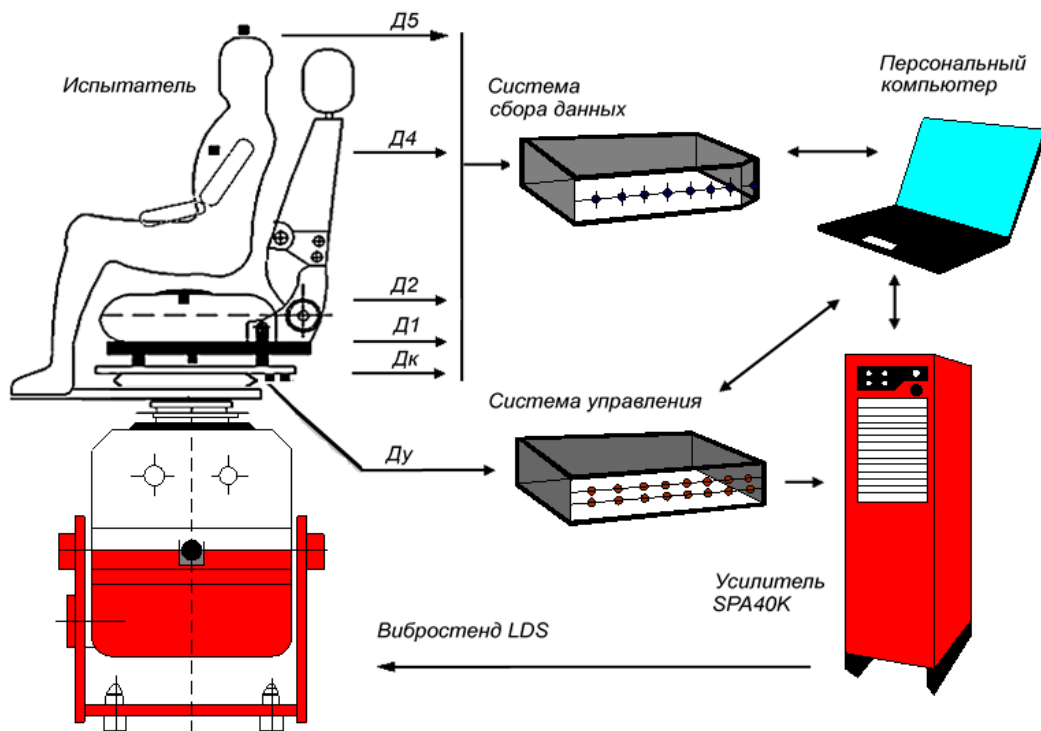


Рисунок 2.15 – Схема экспериментальной установки

При размещении акселерометров непосредственно на испыталеле необходимо обеспечить их неподвижность относительно тела. В связи с этим акселерометр Д4 был установлен на податливую пластиковую пластину, которая плотно привязывалась к груди испыталеля. Акселерометр Д5 устанавливался на каске, которая плотно надевалась на голову. При испытаниях регистрировались виброускорения в вертикальном направлении. На рисунке 2.16 представлена фотография установленного на стенд виброзащитного сиденья с испыталелем.

Испытания проводились с участием группы добровольцев, имевших массу тела от 52 до 118 кг. В процессе испытаний использовалось гармоническое нагружение основания кресла с постоянной амплитудой виброускорений и плавно изменяющейся частотой от 2 до 10 Гц.

После обработки результатов были получены частотные передаточные функции, отображающие реакции различных элементов динамической системы на единичное гармоническое воздействие со стороны нижней платформы сиденья, закрепленной на столе вибростенда. С каждым из испыталелей эксперимент повторялся по три раза, результаты усреднялись.

Расчетная схема математической модели приведена на рисунке 2.17. Элементы m_1 , c_1 , b , b_1 , c_2 и b_2 описывают виброзащитное сиденье. Масса m_1 соответствует верхней части сиденья, установленной на системе поддресоривания; для данного сиденья она равна 20 кг. Элементы c_1 , b , b_1 описывают систему поддресоривания схемой с последовательно- параллельным соединением упругих и демпфирующих элементов. Элементы c_2 , b_2 описывают подушку кресла. Параметры этих элементов для настроек кресла, соответствующих различной массе человека-оператора, приведены в предыдущем разделе. Следует заметить, что при определении значений c_1 , b , b_1 по уравнениям (2.9) в качестве значения Q следует использовать суммарный вес испыталеля и верхней части сиденья с подушкой ($m_1 = 20$ кг).

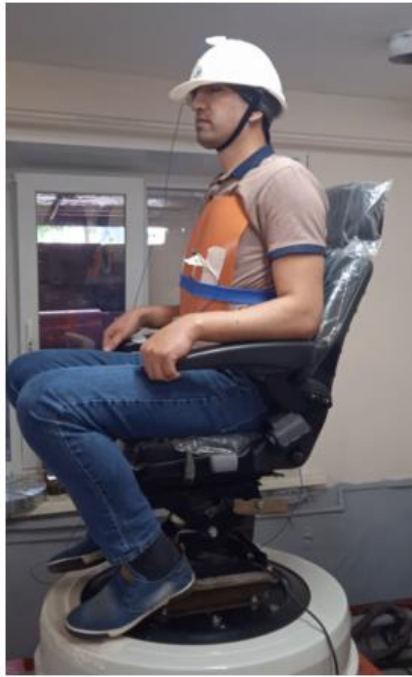


Рисунок 2.16 – Испытатель на вибростенде

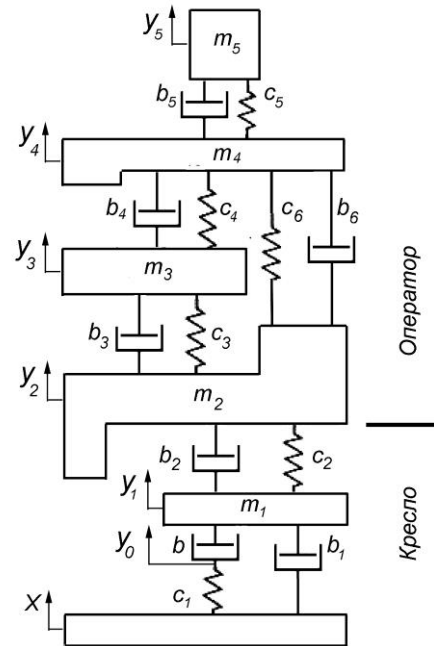


Рисунок 2.17 – Расчетная схема модели виброзащитного сиденья с оператором

Остальные элементы (массы $m_2 - m_5$, упругие и демпфирующие элементы $c_2 - c_6$, $b_2 - b_6$) соответствуют модели тела человека (рисунок 1.4, а). Поскольку модель тела человека включает большое количество параметров, а число датчиков и возможность их установки на оператора в процессе эксперимента ограничены, значения этих параметров для операторов различной массы предварительно были определены на основе анализа литературных данных. В дальнейшем, при сопоставлении расчетных и экспериментальных АЧХ, эти параметры были уточнены.

Входным кинематическим воздействием для модели является вертикальное перемещение основания $x(t)$, обобщенными координатами – вертикальные перемещения масс ($y_1 - y_6$). Также введена дополнительная координата y_0 , соответствующая вертикальному перемещению точки соединения элементов c_1 и b . Динамика представленной математической модели описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1) &= c_1(x - y_0), \\
m_1\ddot{y}_1 &= b(y_0 - y_1) + b_1(\dot{x} - \dot{y}_1) + c_2(y_2 - y_1) + b_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1), \\
m_2\ddot{y}_2 &= c_2(y_1 - y_2) + b_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_3(y_3 - y_2) + b_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + \\
&+ c_6(y_4 - y_2) + b_6(\dot{y}_4 - \dot{y}_2), \\
m_3\ddot{y}_3 &= c_3(y_2 - y_3) + b_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + c_4(y_4 - y_3) + b_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_3), \\
m_4\ddot{y}_4 &= c_4(y_3 - y_4) + b_4(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + c_5(y_5 - y_4) + b_5(\dot{y}_5 - \dot{y}_4) + \\
&+ c_6(y_2 - y_4) + b_6(\dot{y}_2 - \dot{y}_4), \\
m_5\ddot{y}_5 &= c_5(y_4 - y_5) + b_5(\dot{y}_4 - \dot{y}_5).
\end{aligned} \tag{2.10}$$

После преобразований [59, 60] из этих уравнений были получены выражения для частотных передаточных функций. В дальнейшем параметры элементов модели, описывающих тело человека, были уточнены для обеспечения наилучшего соответствия расчетных и экспериментальных данных.

В качестве примера на рисунке 2.18 представлены расчетные частотные передаточные функции для оператора с массой тела 73 кг. Там же приведены экспериментальные передаточные функции для координат y_1 , y_2 , y_4 , y_6 , полученные на основе сигналов акселерометров Дк, Д1, Д2, Д4 и Д5.

В результате уточнения параметров элементов модели, описывающих тело оператора, удалось обеспечить достаточно хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных. Небольшие локальные всплески, присутствующие на экспериментальных передаточных функциях, по-видимому, вызваны резонансами отдельных элементов виброзащитного сиденья, не учитываемых в математической модели. Следует отметить существенное расхождение расчетной и экспериментальной передаточных функций для обобщенной координаты y_4 , соответствующей колебаниям верхней части тела оператора. По-видимому, это вызвано не вполне удачным размещением акселерометра Д4 (ближе к средней части туловища), а также недостаточно жесткую связь с телом испытуемого.

Аналогичные результаты были получены для испытуемых с массой тела 52, 66, 85 и 118 кг. Уточненные по результатам сопоставления расчетных и

экспериментальных данных параметры модели для операторов с массой тела 52, 66, 73, 85 и 118 кг представлены в таблице 2. 1.

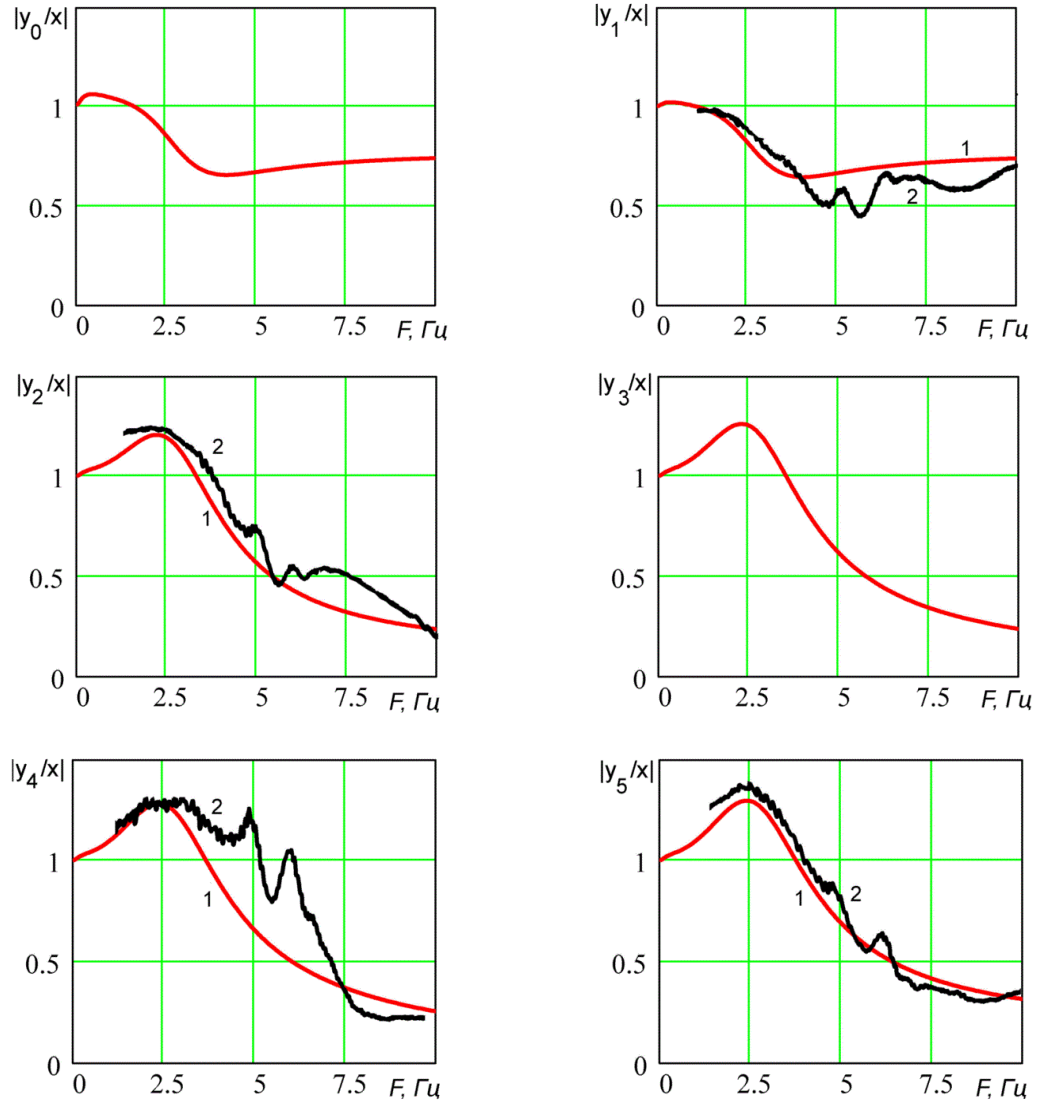


Рисунок 2.18 – Расчетные и экспериментальные передаточные функции для испытателя массой 73 кг; 1 – расчет, 2 – эксперимент

Таблица 2.1. Параметры математической модели виброзащитного сиденья с оператором

Параметры модели	Масса оператора, кГ				
	52	66	73	85	118
m_1 , кГ	20	20	20	20	20
m_2 , кГ	10,9	17,2	18,4	24,8	37
m_3 , кГ	11,5	11,2	12,4	13,7	16,7
m_4 , кГ	25	32,3	36,7	40,4	58
m_5 , кГ	4,6	5,3	5,5	6,1	6,3
c_1 , Н/м	3100	3600	5218	5600	6070
c_2 , Н/м	170000	195000	220000	230000	290000
c_3 , Н/м	24320	18180	15100	9800	7600
c_4 , Н/м	15200	10200	9100	8700	6300
c_5 , Н/м	172360	111300	84410	52760	37820
c_6 , Н/м	254000	166000	122400	111700	80600
b , Н·с/м	1100	1800	2300	2800	3500
b_1 , Н·с/м	950	1100	3200	3700	4300
b_2 , Н·с/м	1100	1300	1500	1620	1810
b_3 , Н·с/м	4940	3180	2300	1300	780
b_4 , Н·с/м	5270	2840	1620	790	220
b_5 , Н·с/м	400	220	120	110	76
b_6 , Н·с/м	4840	4267	3800	3400	2100

2.5 Выводы по второй главе

Проведены статические и динамические испытания виброзащитного сиденья Sibeko. Показано, что статические и динамические характеристики упругий элемента системы подressоривания и подушки существенно различаются, в связи с чем при построении динамической модели должны быть

использованы динамические характеристики. Получены зависимости динамической жесткости и коэффициентов вязкого трения элементов сиденья от массы находящегося на нем человека-оператора.

Предложена математическая модель, описывающая динамику водителя-оператора и виброзащитного сиденья. В отличие от известных моделей, рассматривается единая динамическая система «виброзащитное сиденье- тело оператора», параметры которой определены для операторов с различной массой тела. Адекватность модели подтверждена сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

Разработанная модель будет использована в качестве части единой математической модели «гусеничный движитель – корпус – кабина - виброзащитное сиденье - тело оператора». Для расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места.

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ – КОРПУС – КАБИНА – СИДЕНЬЕ – ОПЕРАТОР»

Для решения задачи расчетной оценки уровня вибраций на месте водителя, вызванных взаимодействием опорных катков со звенчатой гусеницей в опорной ветви, необходимо использовать математическую модель, описывающую динамику системы «грунт – гусеница – тележки – корпус – кабина – виброзащитное сиденье – оператор». При этом подсистема модели, описывающая взаимодействие опорных катков с гусеницей, лежащей на податливом грунте, получается достаточно сложной.

В настоящее время широкое распространение получили пакеты программ, предназначенные для моделирования динамики различных объектов (ADAMS [121], Ansys Motion [75], Универсальный механизм [31] и др.). В этих пакетах имеются встроенные средства для построения различных объектов, в т.ч. автомобилей и гусеничных машин. Модель динамической системы промышленного трактора может быть полностью построена в таком пакете. Подобные модели можно использовать для расчета непродолжительных процессов (например, переезда одиночной неровности). При моделировании движения по протяженному участку трассы время расчета оказывается неприемлемо большим.

Как показал предварительный анализ, динамические составляющие нагрузок, вызванные колебаниями трактора при движении, существенно меньше статической нагрузки. Это позволяет рассмотреть подсистему «грунт – тележка трактора» отдельно, считая, что она нагружена статическим весом корпуса [3]. При этом может быть использована модель, подробно описывающая тележку, опорные катки, ведущее и направляющее колеса, разработанная в пакете программ Ansys Motion.

По результатам расчета движения по заданному грунту с определенной скоростью могут быть получены процессы изменения вертикального перемещения оси ведущего колеса ($Z_T(t)$) и угла поворота тележки ($\varphi_T(t)$) (рисунок

3.1). В дальнейшем эти процессы используются в качестве входного кинематического воздействия для подсистемы, включающей корпус, кабину и кресло с водителем–оператором (рисунок 3.2).

Таким образом, при разработке математической модели трактора с полужесткой подвеской приняты следующие допущения:

- Рассматриваются только вертикальные и продольно-угловые колебания, вызванные движением трактора по звенчатой гусенице.
- Рассматривается движение трактора со скоростью, изменяющейся по случайному закону.
- Грунт моделируется упруго-пластической средой. В стандарте [20] предписывается проводить натурные испытания по определению вибраций на участке, полученном в результате выполнения технологической операции (например, бульдозирования), при этом микро профиль трассы не регламентируется. В связи с этим в данном диссертационном исследовании моделирование движения проводится для ровного участка трассы.
- Предполагается, что колебания корпуса трактора не оказывают влияние на колебания тележек, вызванные движением по звенчатой гусенице, лежащей на грунте.
- Считается, что колебания тележек происходят синфазно и синхронно (наихудший случай).
- Динамическая система рассматривается как линейная, при этом инерционные, упругие и демпфирующие характеристики подсистемы «кресло – водитель» корректируются в зависимости от массы водителя.

3.1 Математическая модель подсистемы «корпус – кабина»

3.1.1 Расчетная схема модели

Предлагаемая модель подсистемы «корпус – кабина – виброзащитное кресло с водителем» описывает вертикальные и продольно – угловые колебания трактора. Расчетная схема представлена на рисунке 3.2. На рисунке приняты

следующие обозначения: корпус трактора (2; центр тяжести O_2 , масса m_{12} и момент инерции I_{12}), кабина (3; O_3 , m_{13} , I_{13}) и кресло с водителем. Внешнее воздействие – кинематическое: перемещение оси ведущего колеса $Z_T(t)$ и угол поворота тележки относительно горизонтали $\varphi_T(t)$.

Обобщенные координаты:

- угол поворота корпуса относительно горизонтали $\varphi_{КОР}$;
- вертикальное перемещение центра тяжести кабины Z_K ;
- продольно–угловое перемещение кабины φ_K ;

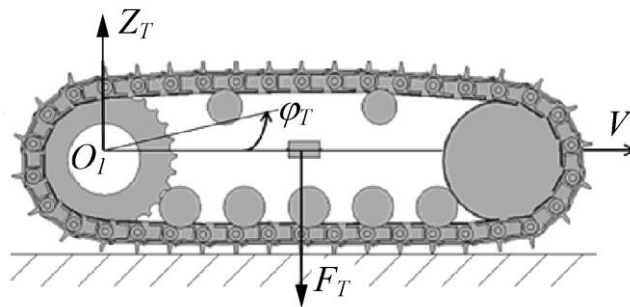


Рисунок 3.1 – Расчетная схема математической модели тележки трактора

Упругие элементы с жесткостями c_{11} , c_{12} , c_{13} и описывают характеристики рессоры трактора, системы подрессоривания кабины и системы подрессоривания кресла водителя. Элементы вязкого трения b_{11} , b_{12} , b_{13} и описывают диссипацию энергии в этих же элементах. Колебания трактора при движении по грунту сопровождаются небольшими деформациями упругих элементов, в связи с чем их характеристики, используемые при расчете, могут считаться линейными. Координаты элементов расчетной схемы $l_1 \dots l_6$ указаны на рисунке 3.2.

3.1.2 Дифференциальные уравнения движения

Разработка комплексной методики, позволяющей моделировать процессы формирования вибрационной нагрузки рабочего места оператора, предполагает создание математической модели в виде дифференциальных уравнений, которые в рамках принятых допущений описывают процесс движения трактора по грунтовому основанию.

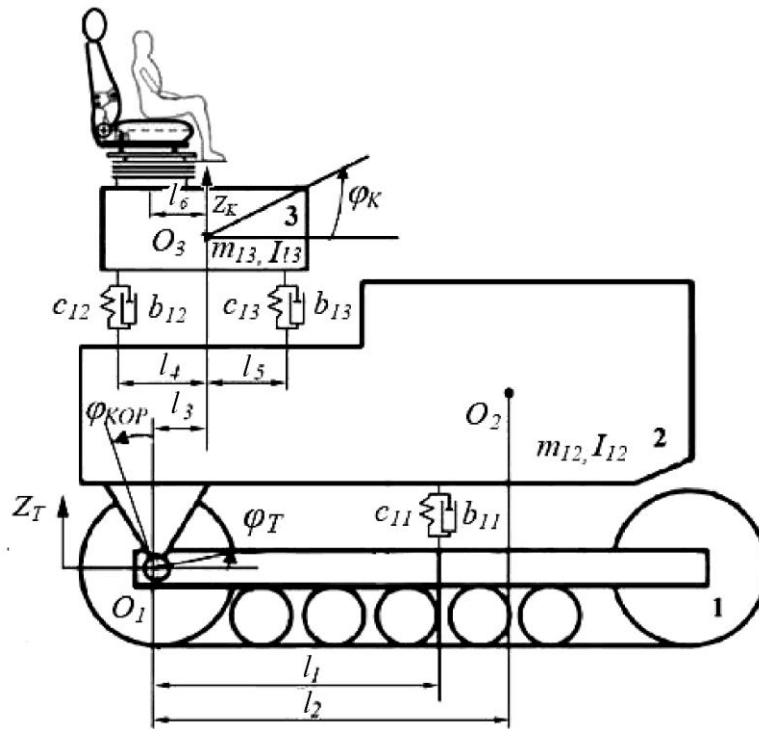


Рисунок 3.2 – Расчетная схема математической модели, подсистемы «корпус – кабина – виброзащитное сиденье с водителем»

Система уравнений движения для выбранной схемы составлена с помощью уравнений Лагранжа второго рода [10]. В результате были получены следующие уравнения:

Корпус:

$$\begin{aligned}
 & \ddot{\varphi}_{КОР} (I_{12} + m_{12}l_2^2) + \varphi_{КОР} [l_1^2 c_{11} + (l_4 - l_3)^2 c_{12} + (l_3 + l_5)^2 c_{13}] + \\
 & + z_k [c_{12}(l_4 - l_3) - c_{13}(l_3 + l_5)] + \varphi_K [c_{12}(l_4 - l_3)l_4 - c_{13}(l_3 + l_5)l_5] + \\
 & + \dot{\varphi}_{КОР} [l_1^2 b_{11} + (l_4 - l_3)^2 b_{12} + b_{13}(l_3 + l_5)^2] + \\
 & + \dot{z}_k [b_{12}(l_4 - l_3) - b_{13}(l_3 + l_5)] + \dot{\varphi}_K [b_{12}(l_4 - l_3)l_4 - b_{13}(l_3 + l_5)l_5] = \\
 & = z_T [l_1 c_{11} + c_{12}(l_4 - l_3) - c_{13}(l_3 + l_5)] + \varphi_T c_{11} l_1^2 + \\
 & + \dot{z}_T [l_1 b_{11} + b_{12}(l_4 - l_3) - b_{13}(l_3 + l_5)] + \dot{\varphi}_T b_{11} l_1^2 - m_{12} l_2 \ddot{z}_T
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Кабина:

$$\begin{aligned}
 & m_{13}\ddot{z}_K + z_K(c_{12} + c_{13} + c_1) + \varphi_K[c_{13}l_5 - c_{12}l_4 - c_1l_6] + \\
 & + \varphi_{KOP}[c_{12}(l_4 - l_3) - c_{13}(l_3 + l_5)] - y_0c_1 + \dot{z}_K(b_{12} + b_{13} + b_1) + \\
 & + \dot{\varphi}_K[(b_{13}l_5 - b_{12}l_4 - b_1l_6)] + \dot{\varphi}_{KOP}[b_{12}(l_4 - l_3) - b_{13}(l_3 + l_5)] - b_1\dot{y}_1 = \\
 & = z_T(c_{12} + c_{13}) + \dot{z}_T(b_{12} + b_{13});
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

$$\begin{aligned}
 & I_{13}\ddot{\varphi}_K + z_K(-c_{12}l_4 + c_{13}l_5 - c_1l_6) + \varphi_K(c_{12}l_4^2 + c_{13}l_5^2 + c_1l_6) + \\
 & \varphi_{KOP}[-c_{12}l_4(l_4 - l_3) - c_{13}l_5(l_3 + l_5)] + y_0c_1l_6 + \dot{z}_K(b_{12}l_4 + b_{13}l_5 - b_1l_6) + \\
 & \dot{\varphi}_K[b_{12}l_4^2 + b_{13}l_5^2 + b_1l_6^2] + \dot{\varphi}_{KOP}[-b_{12}l_4(l_4 - l_3) - b_{13}l_5(l_3 + l_5)] + \\
 & + \dot{y}_1b_1l_6 = z_T(c_{13}l_5 - c_{12}l_4) + \dot{z}_T(b_{13}l_5 - b_{12}l_4).
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

При моделировании кресла использована расчетная схема, представленная на рисунке 2.17, при этом в качестве входного воздействия $x(t)$ используется $(Z_K(t) - \varphi_K(t) \cdot l_6)$:

$$\begin{aligned}
 & b(\dot{y}_0 - \dot{y}_1) = c_1(z_K - \varphi_K l_6 - Y_0) \\
 & m_1\ddot{y}_1 = b(y_0 - y_1) + b_1(\dot{z}_K - \dot{\varphi}_K l_6 - y_0) + c_2(y_2 - y_1) + b_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \\
 & m_2\ddot{y}_2 = c_2(y_1 - y_2) + b_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_3(y_3 - y_2) + b_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + \\
 & c_6(y_4 - y_2) + b_6(\dot{y}_4 - \dot{y}_2), \\
 & m_3\ddot{y}_3 = c_3(y_2 - y_3) + b_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + c_4(y_4 - y_3) + b_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_3), \\
 & m_4\ddot{y}_4 = c_4(y_3 - y_4) + b_4(\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + c_5(y_5 - y_4) + b_5(\dot{y}_5 - \dot{y}_4) + \\
 & c_6(y_2 - y_4) + b_6(\dot{y}_2 - \dot{y}_4), \\
 & m_5\ddot{y}_5 = c_5(y_4 - y_5) + b_5(\dot{y}_4 - \dot{y}_5) .
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

В отличие от ранее разработанных моделей в предлагаемой математической модели в качестве случайного входного воздействия для подсистемы «корпус – кабина – виброзащитное кресло с водителем» используются вертикальные и продольно-угловые колебания тележки трактора. Для описания виброзащитного кресла с водителем использована многомассовая модель, что позволяет более точно оценить вибронагруженность рабочего места водителя и исследовать колебания различных частей его тела.

3.2 Математическая модель подсистемы «грунт – гусеница – тележка»

3.2.1 Расчетная схема модели

При разработке математической модели, описывающей динамику тележки трактора при движении по деформируемому грунту, в настоящее время целесообразно использовать специализированные пакеты программ, предназначенные для моделирования динамики систем твердых тел (ADAMS [121], Ansys Moution [75], Универсальный механизм [31] и др.). В частности, ASYS Motion имеет встроенный инструмент постройки моделей ходовых систем гусеничных машин. Программа имеет готовые шаблоны для построения сегмента и башмака гусеничной цепи, а также шаблоны опорных катков и ведущего колеса. Построение модели требует от пользователя только ввод соответствующих размеров [75]. При выполнении данной работы с помощью пакета ASYS Motion была создана модель пятикатковой тележки трактора ЧТЗ–УРАЛТРАК (соответствующие модификации тракторов Т–130, Т-170, и более поздних моделей) с базой 2517 мм, пятью опорными катками и шириной гусеницы 500 мм. (рисунок 3.3).

На рисунке 3.4 представлена модель звена гусеничной цепи с башмаком, построенная с использованием шаблонов пакета ASYS Motion.

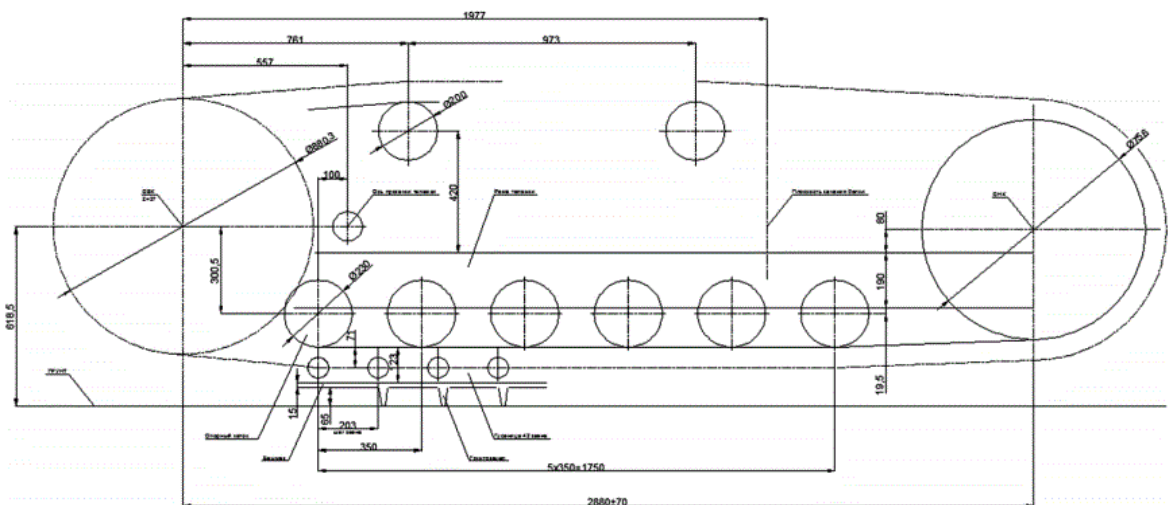


Рисунок 3.3 – Схема гусеничного движителя

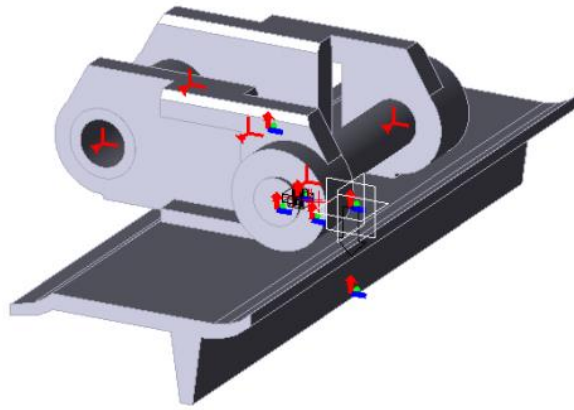


Рисунок 3.4 – Модель трака гусеницы

На рисунке 3.5 представлена модель гусеничной тележки в целом. Грунт, по которому движется тележка, моделируется длинной пластиной. При моделировании движения тележки сначала задавалась вертикальная нагрузка, равная половине веса трактора. После погружения опорной поверхности гусеницы в грунт задавалась линейно увеличивающаяся угловая скорость вращения ведущего колеса машины. Далее моделировалось движение машины с постоянной скоростью. Следует отметить большую продолжительность расчетов при использовании данной модели. Один расчет симуляции длиной в 10 секунд на современном персональном компьютере длится в среднем 5 часов.

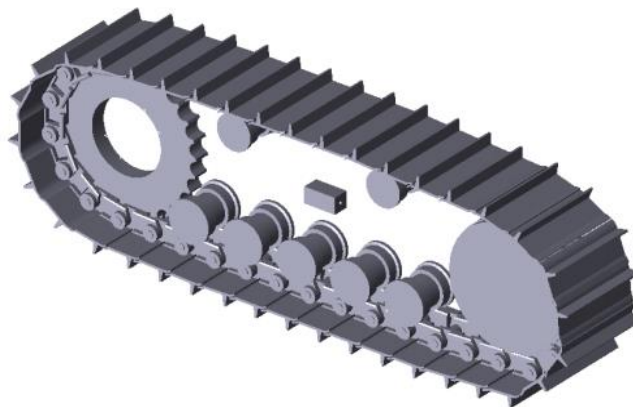


Рисунок 3.5 – Модель тележки с гусеничным движителем

3.2.2 Моделирование грунта

Для описания деформационных свойств грунта в пакете ANSYS Motion используются зависимости Беккера и Вонга [80, 120]. Зависимость нормального давления (P) от осадки (z) описывается следующим выражением:

$$P(z) = (k_{\varphi} + k_c / w) |z|^n, \quad (3.5)$$

где k_{φ} и k_c – модули трения и сцепления при деформации; w – ширина трака; n – показатель степени.

Зависимость касательного напряжения (τ) от поперечного смещения (s):

$$\tau(s) = \frac{\tau_{\max}}{C_e} \left[1 + \left[\frac{C_e}{1 + e^{-1}} - 1 \right] e^{(1-|s|/s_{\max})} \right] \left[1 - e^{-s/s_{\max}} \right], \quad (3.6)$$

$$\tau_{\max} = C + P \cdot \operatorname{tg}(\phi), \quad (3.7)$$

где C – сцепление; s_{\max} – максимальный сдвиг, C_e – безразмерный коэффициент (приемистость грунта, в расчетах принято значение по умолчанию; рекомендованное в документации и равное единице).

Расчеты были выполнены для движения по трем типам грунта: 1) глина, влажность 25%, 2) суглинок, влажность 24%, 3) супесь, влажность 26%. Первый грунт является наиболее жестким, третий – самым мягким. Характеристики грунтов представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики грунтов

	1. Глина (влажность 25%)	2. Суглинок (влажность 24%)	3. Супесь (влажность 26%)
$k_c, \text{кН/м}^{n+1}$	12,7	0,06	2,79
$k_{\varphi}, \text{кН/м}^{n+2}$	1556	5880	141
n	0,13	1,01	0,3
$C, \text{кПа}$	69	3,1	13,8
$s_{\max}, \text{мм}$	6	6	70
$\phi, \text{град}$	34	29,8	22

3.3. Тестовые расчеты и проверка адекватности модели

Моделирование движения гусеничного движителя по грунту включало следующие этапы:

– погружение гусеничного движителя в грунт под действием силы, равной весу половины трактора;

– движение системы с постоянным ускорением и в дальнейшем с постоянной скоростью.

После проведения расчетов были получены процессы изменения во времени координат различных элементов движителя.

На рисунке 3.6 в качестве примера представлены просадки движителя в различные виды грунта. Горизонтальная линия отображает нулевой уровень почвы. Хорошо видно, что в самый жесткий грунт погрузились только концы грунт зацепов; в грунт со средней жесткостью грунтозацепы погрузились почти полностью и в самый мягкий грунт погрузились не только грунтозацепы, но и частично башмаки траков.

С помощью разработанной модели была выполнена серия тестовых расчетов движения по рассматриваемым грунтам. В результате расчета получают процессы вертикального перемещения оси ведущего колеса $Z_T(t)$ и углового перемещения тележки и $\varphi_T(t)$. Поскольку тележка двигалась с постоянной скоростью, $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$ являются периодическими процессами с одинаковой частотой, соответствующей частоте следования траков гусеницы (рисунок 3.7).

С помощью разработанной модели была выполнена серия тестовых расчетов движения по рассматриваемым грунтам. В результате расчета получают процессы вертикального перемещения оси ведущего колеса $Z_T(t)$ и углового перемещения тележки и $\varphi_T(t)$. Поскольку тележка двигалась с постоянной скоростью, $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$ являются периодическими процессами с одинаковой частотой, соответствующей частоте следования траков гусеницы (рисунок 3.7)

На рисунке 3.8 представлены диаграммы, иллюстрирующие зависимость размахов вертикальных и угловых перемещений тележки от видов грунта.

Угловые и вертикальные перемещения оказались наибольшими при движении по жесткому грунту, в который грунт зацепы траков практически не погружались. На мягком грунте, с которым траки контактировали всей опорной поверхностью, перемещения оказались наименьшими.

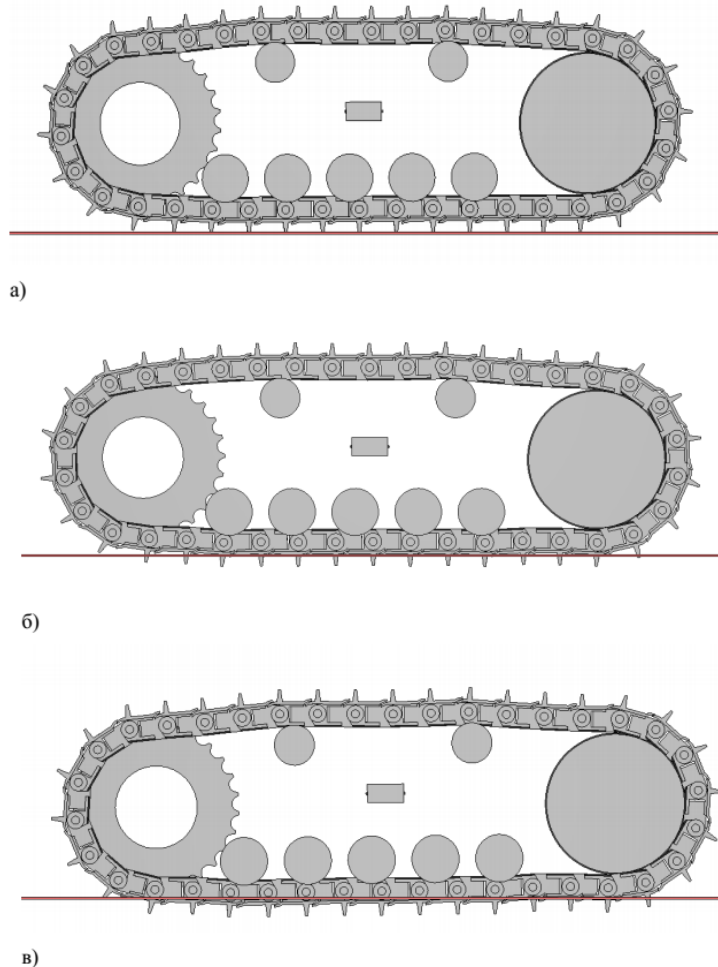


Рисунок 3.6 – Погружение гусеницы в грунт:
а) глина; б) суглинок; в) супесь.

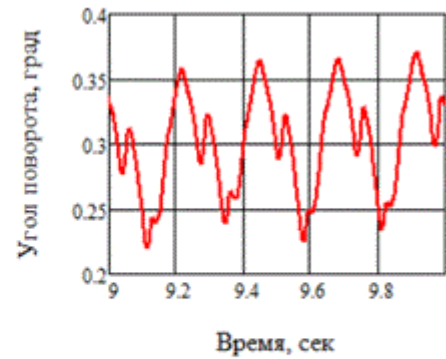
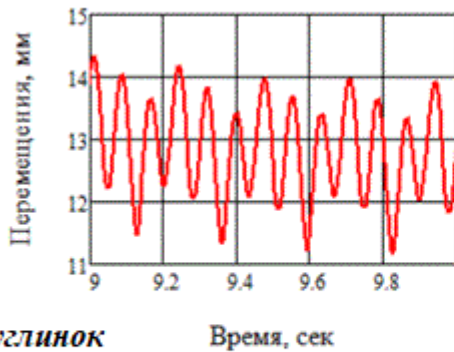
Для проверки адекватности модели были использованы результаты экспериментальных исследований, проводившихся в 2002 г. Д.В. Хрипуновым [65]. Во время проведения эксперимента трактор двигался по трассам с различным грунтом, свойства трех видов грунта, используемого в расчетных исследованиях, близки к свойствам грунтов, на которых проводился эксперимент.

На корпусе и тележке трактора были установлены акселерометры и регистрировались виброускорения при движении по различным грунтам с различными скоростями; также производилась видеосъемка.

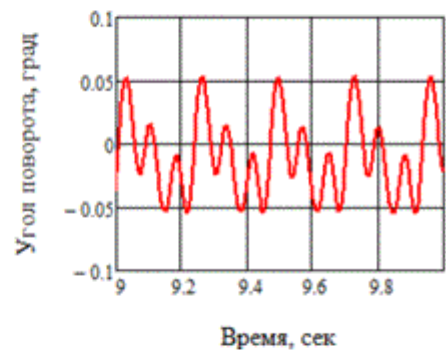
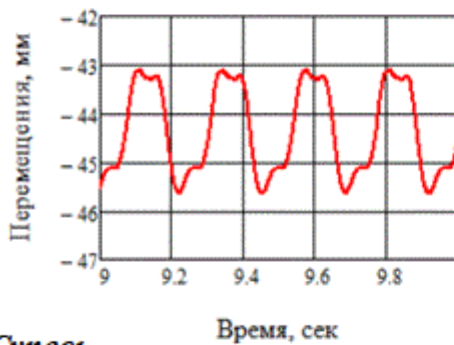
Для определения относительных углов поворота траков использованы результаты видеосъемки. При проведении эксперимента камера была установлена неподвижно. Фрагмент видеозаписи движения катков по опорной ветви гусеницы был разбит на отдельные кадры и были выбраны кадры, соответствующие

максимальному (φ_1) и минимальному (φ_2) углам относительного поворота средних траков. Размах угла относительного поворотов определялся как разность этих значений: $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ (рисунок 3.9).

Глина



Суглинок



Супесь

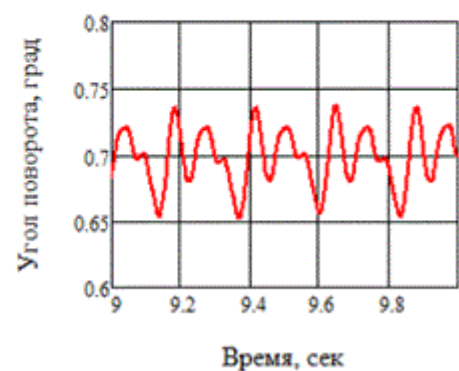
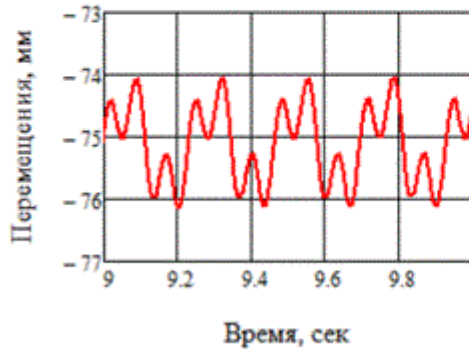


Рисунок 3.7 – Процессы изменения вертикального перемещения и углов поворота тележки гусеничного движителя для различных видов грунта

Для каждого вида грунта была проведена серия измерений (по различным кадрам видеозаписи), результаты осреднены. Размахи относительных углов поворота траков также были получены при моделировании движения тележки.

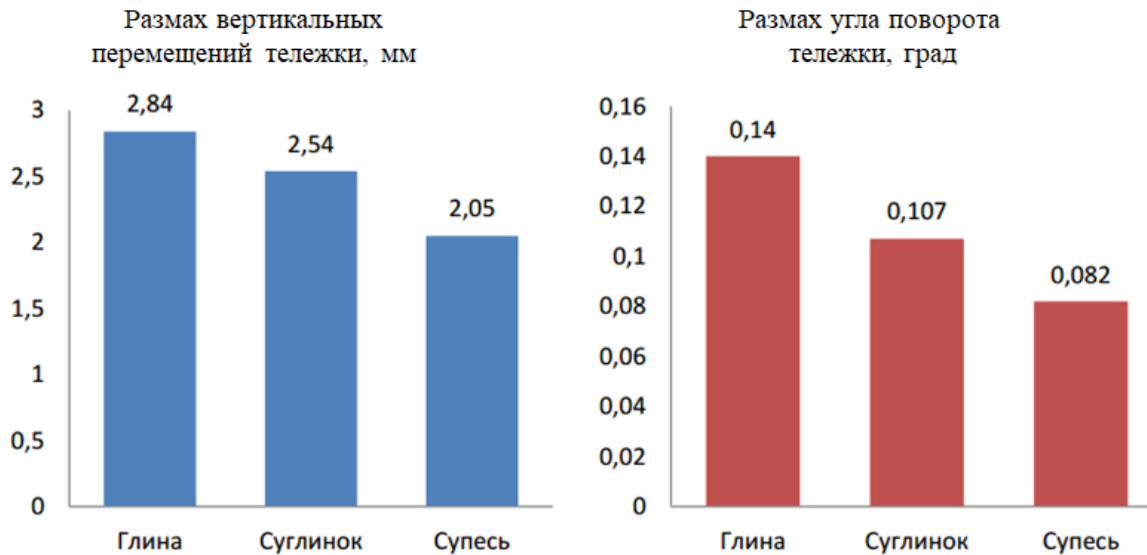


Рисунок 3.8 – Зависимости вертикальных и угловых колебаний тележки от свойств грунта

Результаты расчета и экспериментальные данные представлены на рисунке 3.10. Как показывает анализ результатов, углы относительного поворота траков не превышают 3,5 градусов. При этом наибольшие углы соответствуют движению по суглинку. Отличие экспериментальных и расчетных данных не превышает 10%. Следует отметить, что при небольших углах поворота использованный метод экспериментального определения углов по результатам видеосъемки имеет невысокую точность.

В процессе проведения испытаний регистрировались виброускорения тележки в вертикальном направлении в зонах ведущего и направляющего колес. В результате обработки этих данных были получены значения среднеквадратических ускорений в низкочастотной области (до 20 Гц). Аналогичные данные были получены и при моделировании движения тележки. Расчетные и экспериментальные результаты представлены на рисунке 3.11.



Рисунок 3.9 – Пример определения относительного угла поворота траков (эксперимент Д. В. Хрипунова) [65].

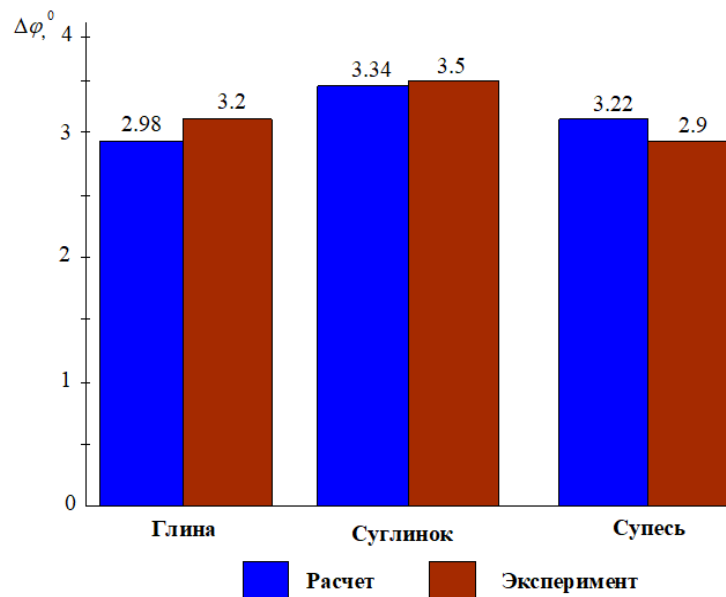


Рисунок 3.10 – Размах относительных углов поворота траков в опорной ветви при движении по различным грунтам (расчет и эксперимент)

Анализ представленных данных показывает, что во всех экспериментах и расчетах вибрации в зоне направляющего колеса оказались больше, чем в зоне ведущего. Наибольшие виброускорения зарегистрированы при движении по

жесткому грунту (глина). Наименьшим виброускорениям в зоне направляющего колеса соответствует движение по грунту средней жесткости (суглинок).

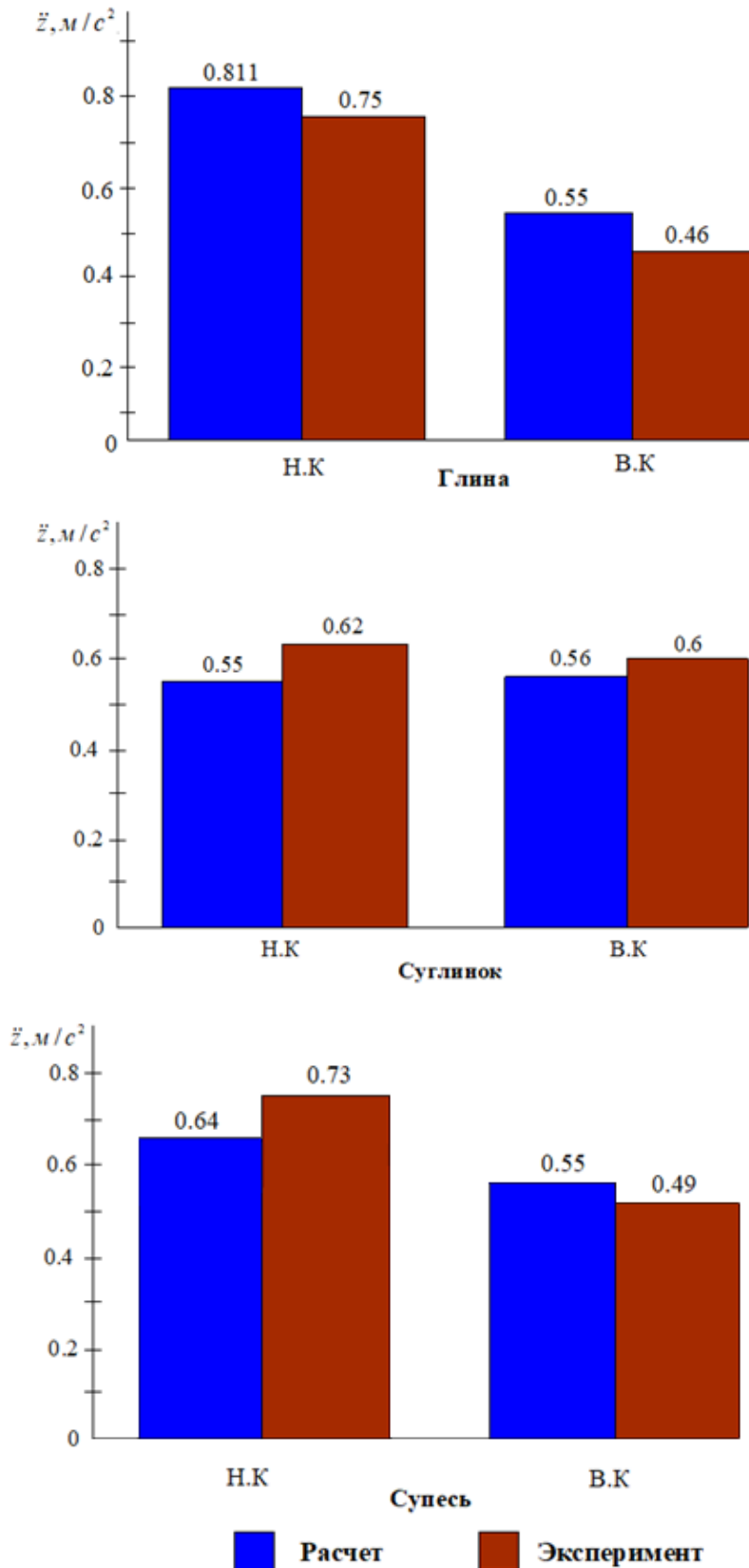


Рисунок 3.11 – Среднеквадратичные значения виброускорений тележки в зонах ведущего и направляющего колес (эксперимент Д.В. Хрипунова [65])

Вибрации в зоне ведущего колеса мало зависят от характеристик грунта. Различие экспериментальных и расчетных результатов не превышает 15%. Следует отметить, что на экспериментальные данные оказывали влияние вибрации со стороны двигателя трактора, не учитываемые в расчете.

Очевидно, что на колебания тележки трактора при движении существенное влияние будет оказывать расстановка опорных катков. Так, например, в случае, если расстояние между опорными катками кратно шагу гусеницы, они одновременно будут наезжать на середины траков и одновременно попадать в область шарниров гусеницы. При этом будут преобладать вертикальные колебания тележки. Если же расстояние между катками кратно полуторному шагу гусеницы – следует ожидать увеличения амплитуды угловых колебаний тележки.

Для исследования влияния расстановки опорных катков на колебания тележки были проведены дополнительные расчеты.

У гусеницы рассматриваемого трактора шаг равен 203 мм, расстояние между опорными катками – 350 мм. Соотношение расстояния между опорными катками и шагом гусеничной цепи: $j = 350 / 203 \approx 1,724$. При значении $j = 1,5$ когда первый опорный каток окажется над шарниром гусеницы, следующий будет находиться в центре трака. При $j = 2$ опорные катки будут одновременно наезжать на шарниры.

Для исследования влияния расстановки опорных катков на колебания тележки была проведена серия расчетов. Рассмотрены четыре варианта расположения опорных катков (рисунок 3.12, а):

- 1) стандартное расстояние между катками (350 мм, $j = 1,72$);
- 2) уменьшенное расстояние между катками (304 мм, $j = 1,5$);
- 3) увеличенное расстояние между катками (406 мм, $j = 2$);
- 4) смешанный вариант (304 мм между первым и вторым, четвертым и пятым катками; 406 мм между вторым и третьим, третьим и четвертым катками).

Зависимости размахов угловых и вертикальных колебаний тележки от расстановки катков представлены на рисунке 3.12, б), в). В случае второго

варианта (полтора шага гусеницы) произошло увеличение угловых колебаний и снижение вертикальных по сравнению со стандартной расстановкой. При расстоянии между катками, равном удвоенному шагу (вариант 3) происходит уменьшение размаха угловых колебаний и увеличение вертикальных. Эти результаты качественно соответствуют общепринятым представлениям о работе гусеничного движителя и могут служить одним из показателей адекватности предложенной модели. При расстановке катков с переменным шагом (вариант 4) размах угловых колебаний уменьшился на 25% при увеличении вертикальных на 9%. Влияние такой расстановки на вибронегруженность рабочего места водителя будет исследована в следующей главе.

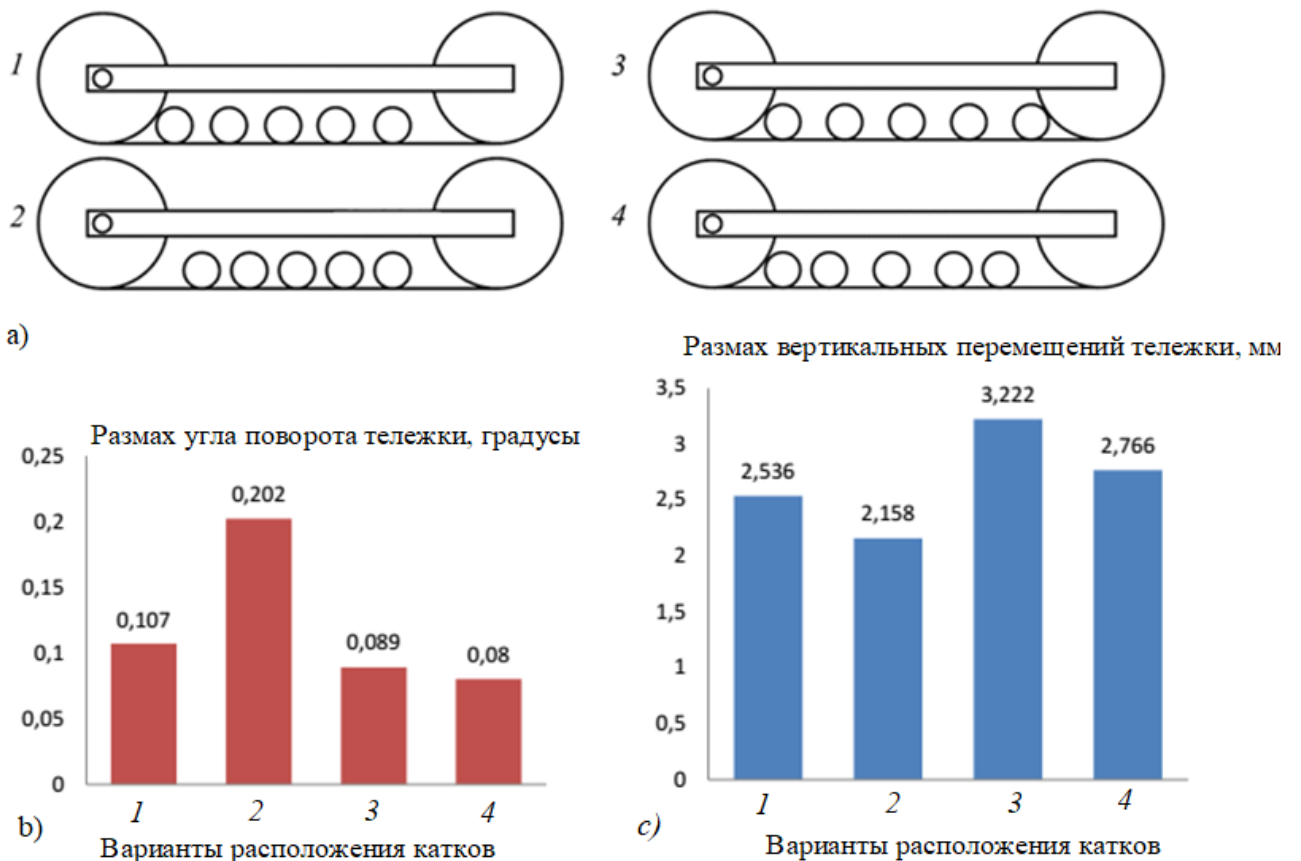


Рисунок 3.12 – Результаты исследования влияния расстановки катков на колебания тележки. а) варианты расстановки катков; б) результаты расчета.

3.4. Выводы по третьей главе

Разработанная в диссертации математическая модель динамической системы трактора с полужесткой подвеской, в отличие от ранее разработанных, использует подробную модель гусеничного движителя и его взаимодействия с грунтом. Это позволяет при моделировании динамики учесть влияние нелинейных упругих характеристик грунта, реальную форму опорной поверхности траков, натяжение гусеницы, расстановку опорных катков и ряд других факторов.

Проверка адекватности модели выполнена на основе сопоставления результатов расчетов с экспериментальными данными (эксперименты Д.В. Хрипунова) [65]. Различие экспериментальных и расчетных среднеквадратических значений виброускорений в двух зонах гусеничной тележки не превышает 15%. Расчетные и зарегистрированные экспериментально размахи взаимных углов поворота траков не превышают 10%.

Исследовано влияние расстановки траков на колебания тележки трактора. Показано, что при расстановке катков с переменным шагом размах угловых колебаний уменьшился на 25% при увеличении вертикальных на 9%

Разработанная модель будет использована в следующей главе для проведения расчетных исследований.

ГЛАВА 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧЕГО МЕСТА ОПЕРАТОРА. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ

4.1. Формирование случайного воздействия на подсистему «корпус-кабина-сиденье-оператор»

В данной работе предложен подход, в соответствии с которым динамическая система промышленного трактора разделена на две подсистемы: «грунт- гусеница- тележка» и «корпус-кабина-сиденье-водитель». На первом этапе исследования динамики моделируют движение тележки по грунту с постоянной скоростью. При этом получают процессы изменения во времени вертикального $Z_T(t)$ и углового $\varphi_T(t)$ перемещений тележки в виде массивов чисел.

При постоянной скорости движения это периодические процессы с основной частотой, соответствующей частоте чередования траков при заданной скорости. В рамках принятой модели предполагается, что случайный характер внешнего воздействия на корпус трактора со стороны тележки обусловлен переменной скоростью движения. Процессы изменения $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$, соответствующие переменной скорости, могут быть получены путем простого пересчета значений времени для элементов массивов $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$.

Процесс изменения во времени скорости движения трактора задается на основании результатов экспериментальных исследований. В данной работе предполагалось, что значения скорости распределены по закону равной плотности в диапазоне значений, соответствующих движению трактора на заданной передаче.

Полученные в результате процессы являются коррелированными узкополосными случайными процессами. В связи с этим в дальнейшем, для решения задачи статистической динамики [56, 59–62], необходимо получить спектральные плотности этих процессов $S_z(f)$, $S_\varphi(f)$, а также функции взаимной

спектральной плотности $S_{z\varphi}(f)$, $S_{\varphi z}(f)$. Рассмотрим основные соотношения, используемые при получении этих характеристик.

Для получения функций спектральной плотности в данной работе использован метод, основанный на использовании корреляционных функций (формула Винера-Хинчина). При этом предполагается, что процессы $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$ являются стационарными и эргодическими [11]:

$$S_z(f) = 4\pi \int_0^{\infty} K_z(\tau) \cdot e^{-i2\pi f\tau} d\tau, \quad S_{z\varphi}(f) = 2\pi \int_{-\infty}^{\infty} K_{z\varphi}(\tau) \cdot e^{-i2\pi f\tau} d\tau, \quad (4.1)$$

где $K_z(\tau)$, $K_{\varphi z}(\tau)$ - корреляционная функция и взаимная корреляционная функция процессов $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$. Функцию спектральной плотности $S_{\varphi}(f)$, а также функцию взаимной спектральной плотности $S_{\varphi z}(f)$ получают аналогично.

При практической реализации данного метода используются процессы изменения $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$, заданные в виде массивов чисел: $Z_i = Z_T(i \cdot \Delta t)$ и $\varphi_i = \varphi_T(i \cdot \Delta t)$ ($i = 1 \dots N$, Δt - шаг по времени, N – общее число точек). При этом корреляционные функции могут быть вычислены только до некоторых максимальных значений сдвига $\tau_{\max} = m \cdot \Delta t$, $m < N$:

$$\begin{aligned} K_z(\Delta t \cdot i) &= \frac{1}{N+1-j} \sum_{i=0}^{N-j+1} (Z_i - M_z)(Z_{i+j} - M_z); \quad i = 0 \dots m \\ K_{z\varphi}(\Delta t \cdot i) &= \frac{1}{N+1-j} \sum_{i=0}^{N-j+1} (\varphi_i - M_{\varphi})(Z_{i+j} - M_z); \quad i = 0 \dots m \\ K_{\varphi z}(\Delta t \cdot i) &= \frac{1}{N+1-j} \sum_{i=0}^{N-j+1} (\varphi_{i+j} - M_{\varphi})(Z_i - M_z); \quad i = -m \dots -1 \end{aligned} \quad (4.2)$$

где M_z и M_{φ} – матожидания процессов $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$. Корреляционные функции $K_{\varphi}(\tau)$, $K_{\varphi z}(\tau)$ получают аналогично.

В дальнейшем, при расчете функций спектральной плотности по выражениям (4.1), используется «окно» $u(\tau)$, определенное на интервале $[-\tau_{\max}, \tau_{\max}]$ и сглаживающее вариации корреляционной функции на границах этого интервала. При этом уравнения (4.1) преобразуются следующим образом:

$$S_z(f) = 4\pi \int_0^{\tau \max} u(\tau) K_z \cdot e^{-i2\pi f\tau} dt, \quad S_\phi(f) = 4\pi \int_0^{\tau \max} u(\tau) K_\phi(\tau) \cdot e^{-i2\pi f\tau} dt,$$

$$S_{z\phi}(f) = 2\pi \int_{-\tau \max}^{\tau \max} u(\tau) K_{z\phi}(\tau) \cdot e^{-i2\pi f\tau} dt \quad (4.3)$$

$$S_{\phi z}(f) = 2\pi \int_{-\tau \max}^{\tau \max} u(\tau) K_{\phi z}(\tau) \cdot e^{-i2\pi f\tau} dt$$

В качестве примера на рисунке 4.1 представлены функции спектральной плотности $S_z(f)$, $S_\phi(f)$, $S_{z\phi}(f)$, $S_{\phi z}(f)$, соответствующие движению по суглинку на первой передаче. Следует отметить, что функции взаимной спектральной плотности являются комплексными, на рисунке приведены графики их модулей.

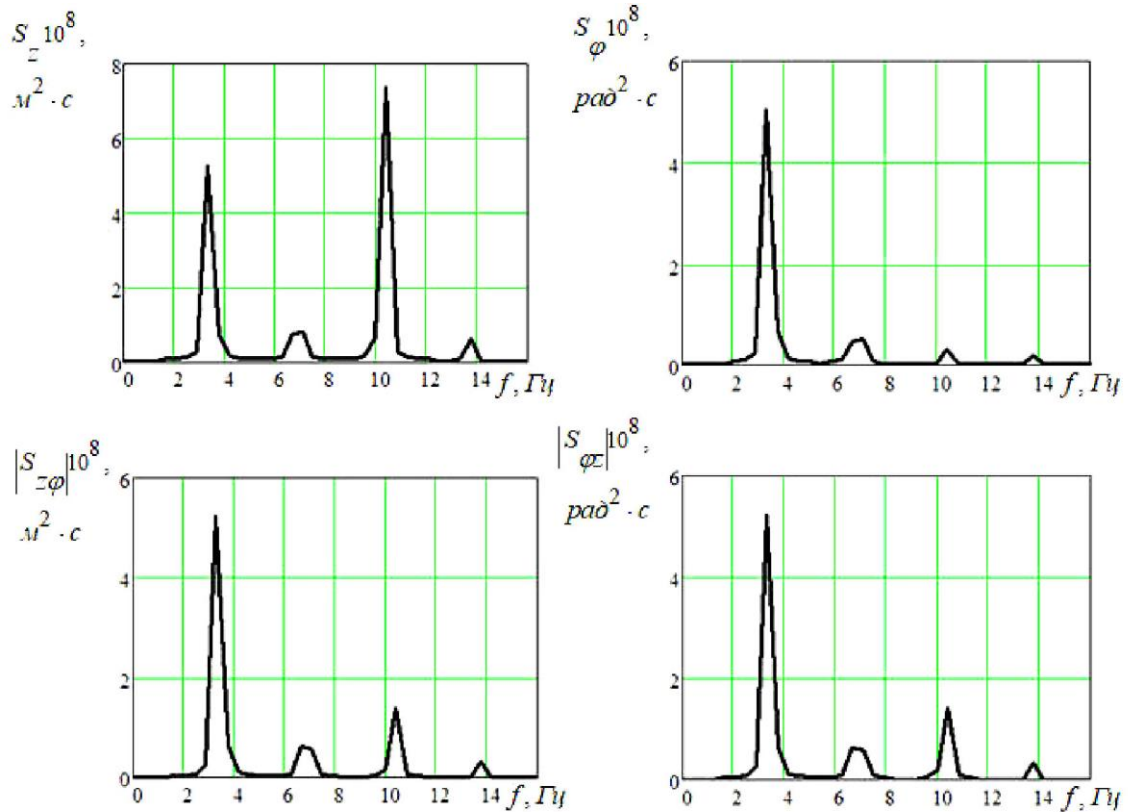


Рисунок 4.1 – Функции спектральной плотности перемещений тележки
 Функции спектральной плотности вертикальных и угловых колебаний тележки при движении по различным грунтам на 1, 2 и 3 передачах представлены на рисунке 4.2. Также приведены спектральные плотности для тележки с неравномерной расстановкой опорных катков.

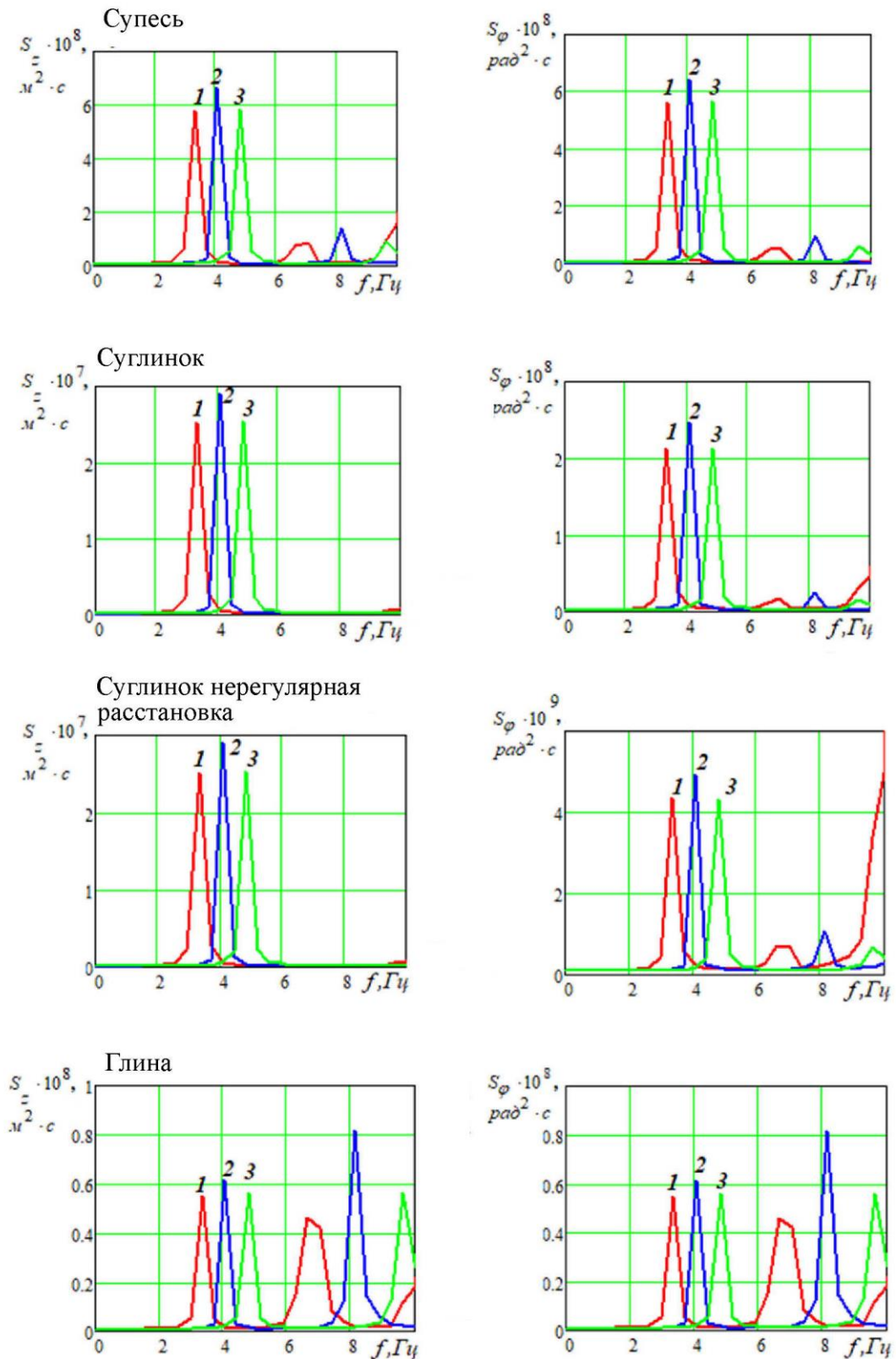


Рисунок 4.2 – Функции спектральной плотности перемещений тележки при движении по различным грунтам:

1 – первая передача, 2 – вторая передача, 3 – третья передача

Процессы вертикальных и угловых перемещений тележки при движении трактора с переменной скоростью являются узкополосными; основная гармоника имеет частоту, соответствующую траковой частоте. Кроме того, в спектре колебаний имеются высшие гармоники, которые при движении по жесткому грунту (глине) имеют значительный уровень.

4.2. Передаточные функции динамической системы

Передаточные функции, связывающие функции спектральной плотности случайного внешнего воздействия и ускорений на месте водителя, могут быть получены из дифференциальных уравнений движения [54, 60]. Система уравнений движения (3.1 – 3.4) может быть записана в матричной форме:

$$[M] \cdot \ddot{\mathbf{y}} + [B] \cdot \dot{\mathbf{y}} + [C] \cdot \mathbf{y} = [D1] \cdot \dot{\mathbf{q}} + [D2] \cdot \mathbf{q}, \quad (4.4)$$

где \mathbf{y} и \mathbf{q} – столбцы обобщенных координат и внешних воздействий:

$$\mathbf{y} = [\phi_{kop} \ z_k \ \phi_k \ y_0 \ y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4 \ y_5]^T, \quad \mathbf{q} = [z_T \ \phi_T \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (4.5)$$

после алгебраизации системы и замены оператора p на $i\omega$ получаем следующую систему:

$$[A] \cdot \mathbf{y} = [D] \cdot \mathbf{q},$$

где $a_{ij} = -\omega^2 \cdot m_{ij} + i\omega \cdot b_{ij} + c_{ij}$, $d_{ij} = i \cdot \omega \cdot d1_{ij} + d2_{ij}$, $i = 1..9$, $j = 1..9$.

Вектор передаточных функций от j - того внешнего воздействия W_j к обобщенным координатам механической системы:

$$W_j = \det[A_j] / \det[A], \quad (4.6)$$

где $[A_j]$ – матрица $[A]$, в которой j - й столбец заменен на j -й столбец матрицы $[D]$.

Модули передаточных функции от Z_T и ϕ_T к координате x (перемещение пола кабины) и к обобщенным координатам модели сиденья с водителем ($y_2..y_5$) для водителя массой 73 кг представлены на рисунке 4.3. Там же показаны передаточные функции для одномассовой модели сиденья с водителем (при аналогичных характеристиках системы поддресоривания). Эти данные

свидетельствуют о существенных различиях передаточных функций для подушки сиденья (y_2) при использовании различных моделей.

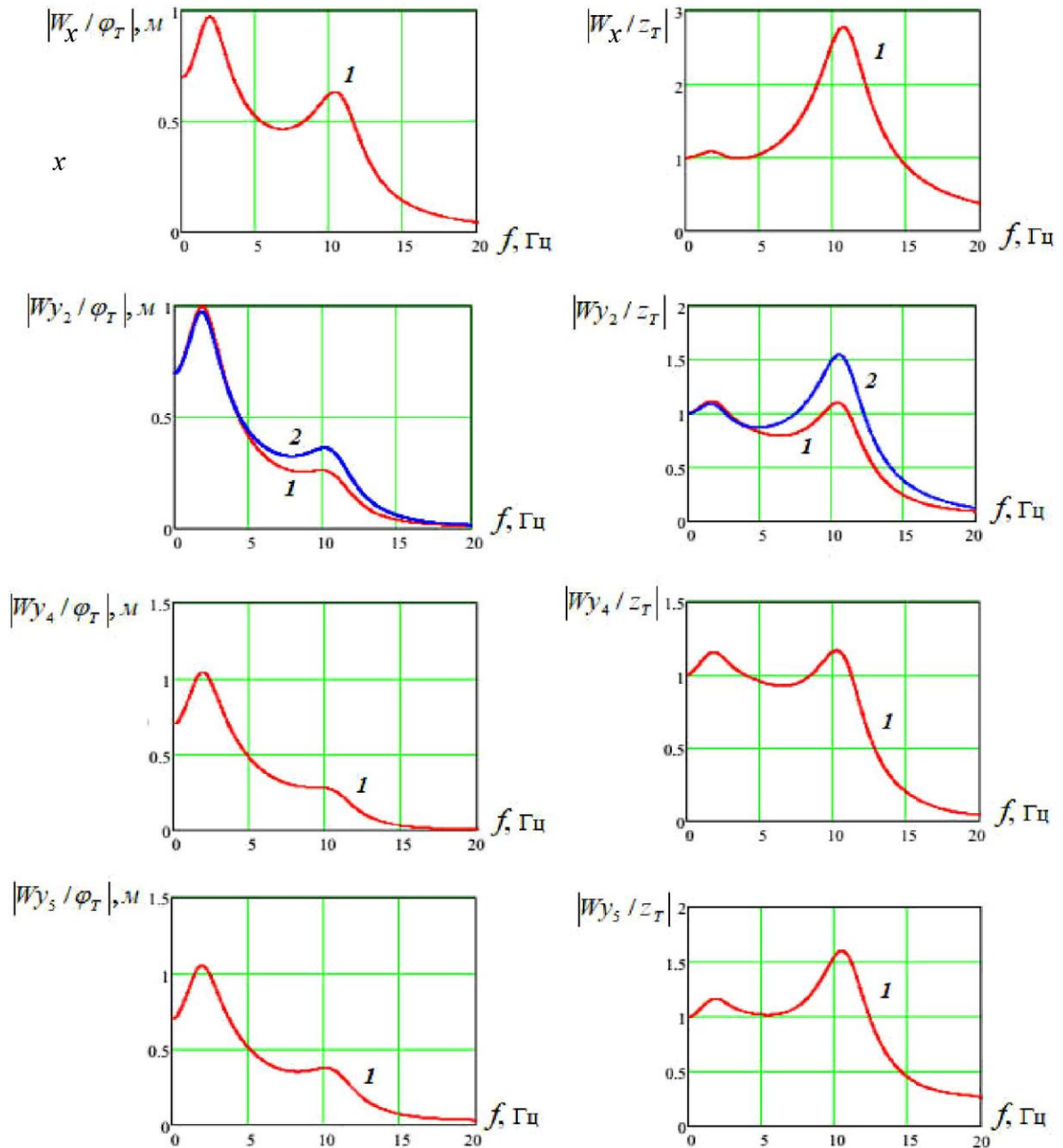


Рисунок 4.3 – Передаточные функции динамической системы:
1 – многомассовая модель сиденья, 2 – одномассовая модель

Спектральные плотности виборперемещений обобщенных координат модели «сиденье – оператор» y_i могут быть получены по следующим выражениям:

$$\begin{aligned}
 S_{y_i}(\omega) = & \left| W_{yiz}(\omega) \right|^2 S_z(\omega) + \left| W_{yi\varphi}(\omega) \right|^2 S_\varphi(\omega) + \\
 & + W_{yiz}(\omega) \cdot W_{yi\varphi}^*(\omega) \cdot S_{z\varphi}(\omega) + W_{yi\varphi}(\omega) \cdot W_{yiz}^*(\omega) \cdot S_{\varphi z}(\omega).
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

Спектральные плотности виброускорений обобщенных координат:

$$S_{\ddot{y}_i}(\omega) = \omega^4 S_{y_i}(\omega) . \quad (4.8)$$

Таким образом, с помощью приведенных соотношений из спектральных плотностей колебаний гусеничной тележки могут быть получены функции спектральных плотностей виброускорений на месте водителя. Для расчетов в дальнейших исследованиях использовался пакет программ Mathcad [24].

4.3. Проверка адекватности модели. Методика расчетной оценки виброускорений на месте водителя

В соответствии с действующими стандартами предусмотрено два варианта оценки воздействия вибрации на человека:

1) Спектральная оценка, которая характеризует распределение средних квадратических значений ускорений по октавным или третьоктавным полосам. Значения виброускорений в этих полосах сравнивают с предельно допустимыми значениями из нормативной литературы.

2) Интегральная оценка виброускорений, которая получается в виде числовой характеристики как сумма квадратов скорректированных по частотам средних квадратических значений ускорений. Полученное значение также сравнивается с предельным значением из нормативных документов. Предельные значения для этих оценок приведены в [58] и в таблице 1.3.

В диссертации в дальнейшем использована спектральная оценка в третьоктавных полосах частот; рассмотрен низкочастотный диапазон (до 10 Гц). Средние квадратические значения виброускорений в i - х полосах частот Az_i получают, интегрируя функцию спектральной плотности $S_{\ddot{z}}(f)$:

$$Az_i = \int_{F_{ni}}^{F_{vi}} 2\pi S_{\ddot{z}}(f) df , \quad (4.9)$$

где F_{vi} , F_{ni} – граничные частоты третьоктавных полос.

Для проверки адекватности предлагаемой методики было выполнено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными, полученными

при полигонных натуральных исследованиях отделом испытаний ЧТЗ и с результатами расчетов, полученными Ю.О.Прониной [45] (рисунок 4.4).

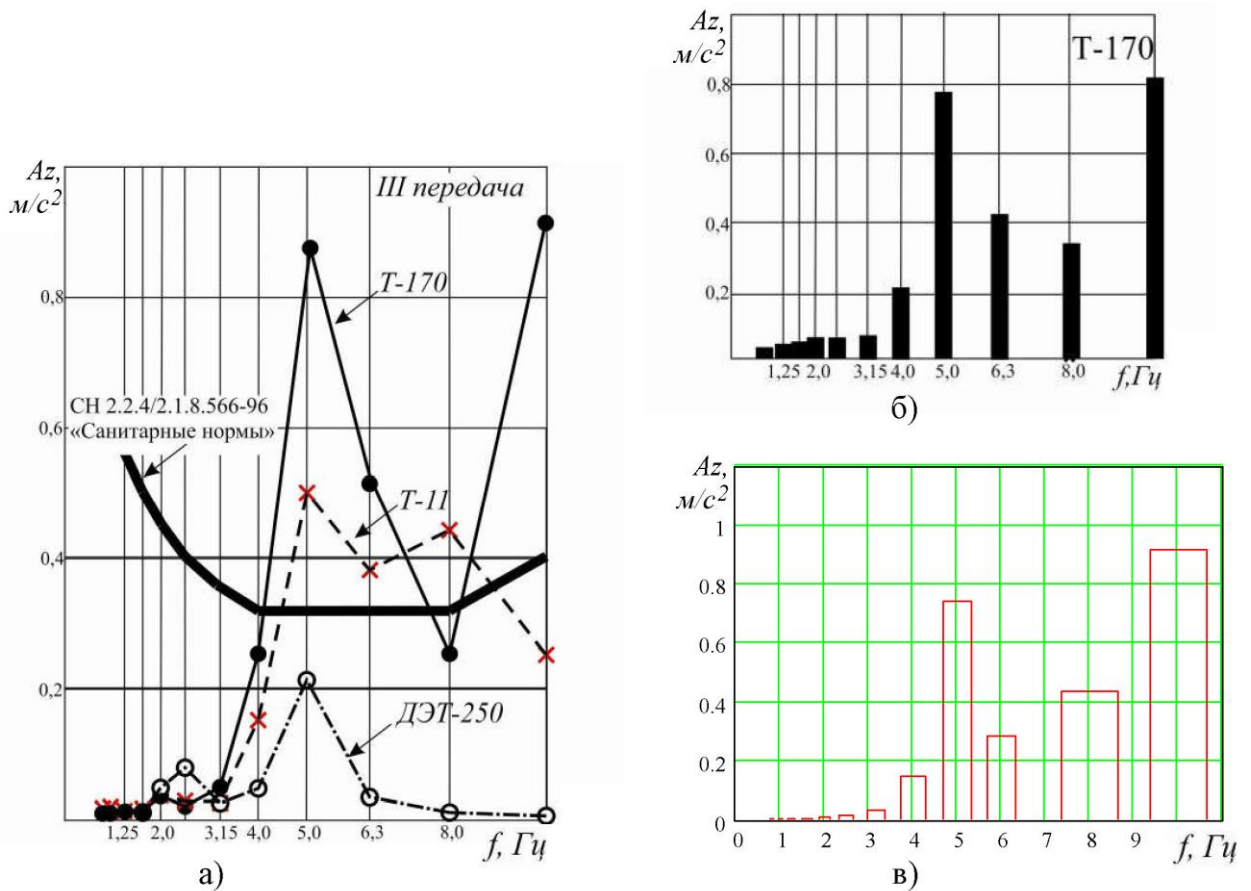


Рисунок 4.4 – Средние квадратические значения виброускорений в третьоктавных полосах: а) результаты расчета Ю.О.Прониной, б) результаты натурных исследований (данные ЧТЗ), в) результаты расчета по предлагаемой модели

Анализ этих данных показывает их хорошее качественное соответствие. Максимальные уровни виброускорений регистрируются в полосах с центральными частотами 5 и 10 Гц. Виброускорения в полосах 6,3 и 8 Гц также находятся вблизи предельных значений. Максимальное отличие результатов расчета от экспериментальных данных ЧТЗ не превышает 15%, отличие от результатов Ю.О.Прониной не превышает 18%. Учитывая возможные отличия условий натурных испытаний от принятых в расчете, такую погрешность можно считать вполне приемлемой.

Разработанная в диссертации методика расчетной оценки вибрационной нагруженности рабочего места водителя предполагает последовательное выполнение следующих этапов:

1) Моделируют движение тележки с заданной скоростью по рассматриваемому грунту, при этом к тележке приложены силы, соответствующие весу корпуса трактора и сопротивлению движения. В результате расчета получают процессы $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$. Моделирование проводят для грунтов и скоростей движения, характерных для эксплуатации рассматриваемого трактора.

2) Из полученных процессов формируют спектральные плотности случайных процессов углового и вертикального перемещений тележки, соответствующие движению трактора с переменной скоростью. Далее они используются в качестве характеристик входного воздействия для динамической системы «корпус трактора – кабина – кресло с водителем».

3) С помощью спектрального метода получают функции спектральной плотности вертикальных ускорений на месте водителя и средние квадратические значения виброускорений в третьоктавных полосах на подушке виброзащитного сиденья и, при необходимости, для различных частей тела водителя. Расчеты выполняют для движения трактора по различным грунтам и с различной скоростью, а также для водителей с различной массой тела. Из полученных результатов выбирают вариант с наибольшей вибрационной нагруженностью. Сопоставление этих данных с предельными значениями позволит проверить выполнение санитарных норм по уровню вибрации. В случае необходимости динамические характеристики виброзащитного кресла и системы виброизоляции кабины трактора могут быть скорректированы.

4.4. Исследование влияния условий и режимов движения на вибронегруженность рабочего места оператора

По разработанной методике проведена серия расчетных исследований, направленных на изучение влияния различных факторов на вибрационную нагруженность оператора промышленного трактора. Расчеты выполнены на примере трактора Т-170 производства ЧТЗ, вариант с 5-катковой гусеничной тележкой. Поскольку расчетные исследования направлены на прогнозирование результатов натурных испытаний, при задании исходных данных следует ориентироваться на приводимые в стандартах условия проведения стендовых испытаний виброзащитных сидений и полигонных испытаний тракторов. Так, ГОСТ 27259–2006 (ИСО 7096:2000) [22] при испытаниях сиденья на вибростенде предписывает проводить испытания с двумя испытателями – массой 52 - 53 и 98 - 103 кг. В соответствии с ГОСТ 12.2.122–2013 [20] при оценке уровня вибраций на рабочем месте во время полигонных испытаний требует участия испытателя с массой тела 75 ± 5 кг. В связи с этим расчетные исследования проводились для водителя массой 73 кг. При исследованиях влияния массы тела на вибрационную нагруженность дополнительно проводились расчеты для испытателей с массой тела 52 и 118 кг (таблица 2.1). Результаты расчетов представлены в виде значений средних квадратических виброускорений на рабочем месте водителя в третьоктавных полосах. На рисунках также показана верхняя граница санитарных норм для 8-часового рабочего дня.

На рисунке 4.5 представлены результаты расчетов для движения на второй передаче по трассам с различным грунтам. Наибольшие виброускорения зафиксированы при движении по жесткому грунту (глина) в полосе с центральной частотой 10 Гц.

Влияние скорости движения на виброускорения показано на рисунке 4.6 для двух видов грунта. Как правило, большим ускорениям соответствует движение с большей скоростью. Однако в полосе с центральной частотой 10 Гц наибольшие значения зафиксированы при движении на I передаче. Это связано с тем, что в

этом режиме одна из высших гармоник внешнего воздействия совпадает с максимумом передаточной функции динамической системы.

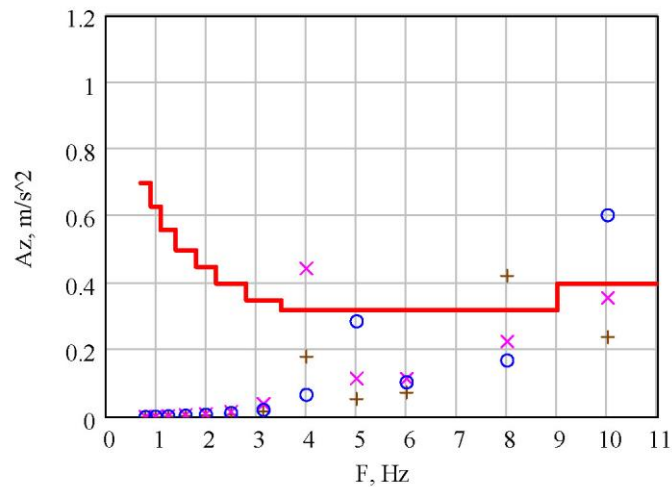


Рисунок 4.5 – Средние квадратические значения виброускорений на месте водителя при движении по различным грунтам (II передача):

— — верхняя граница санитарных норм,
 + — супесь, x — суглинок, o — глина

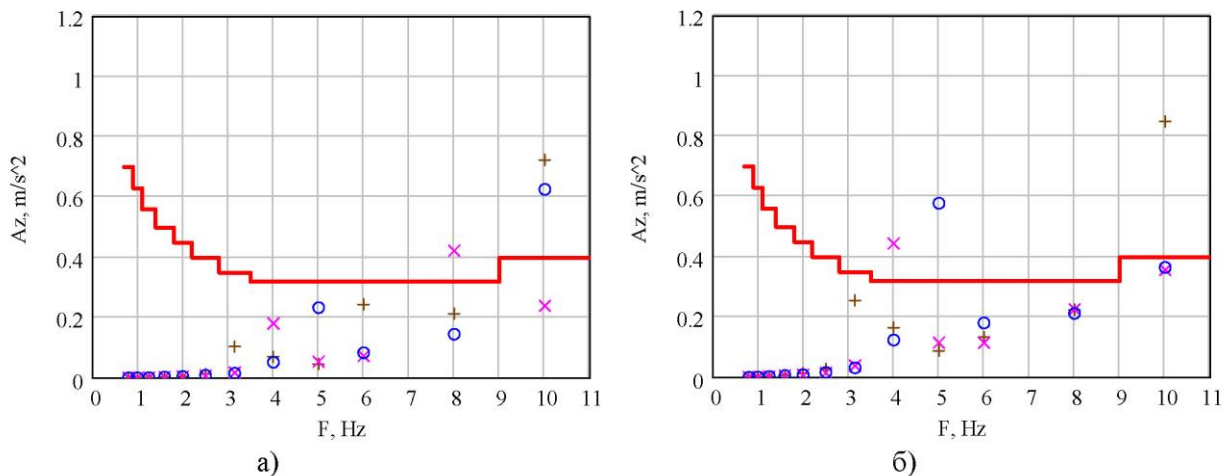


Рисунок 4.6 – Средние квадратические значения виброускорений на месте водителя при движении с различной скоростью: а) супесь, б) суглинок; + — I передача; x — II передача, o — III передача

Влияние массы водителя иллюстрирует рисунок 4.7 (движение трактора по суглинку- грунту средней жесткости). В большей части третьоктавных полос разница в виброускорениях для водителей различной массы незначительна, что может свидетельствовать об оптимальной работе системы настройки сиденья. Однако в полосах с центральными частотами 4 и 5 Гц, где находятся максимумы спектра внешнего воздействия, наблюдается превышение санитарных норм и

существенное (до 50 %) отличие вибрационной нагруженности водителей с различной массой тела. Наиболее высокая вибронгруженность соответствует массе 75 кг.

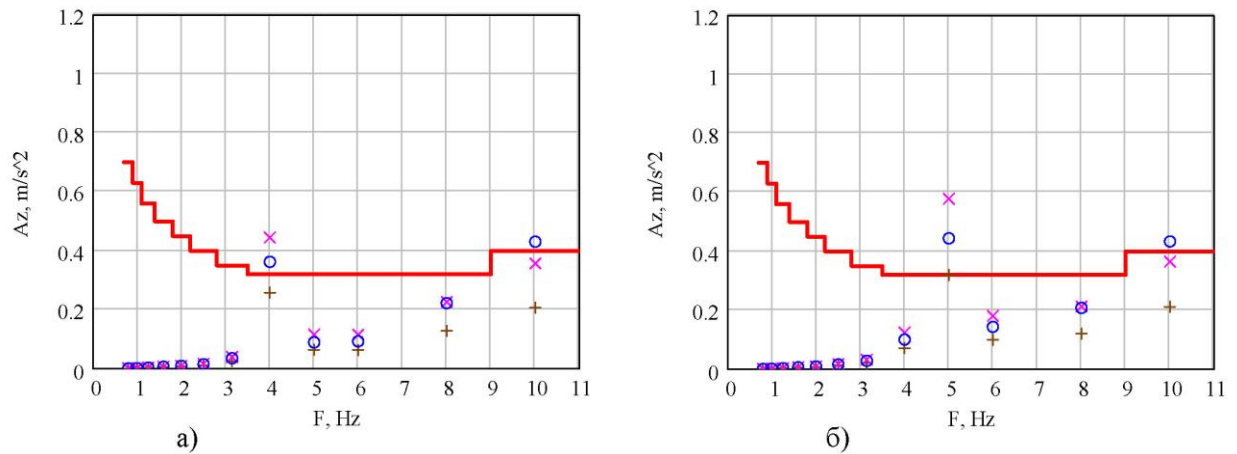


Рисунок 4.7 – Средние квадратические значения виброускорений на месте водителя для водителей различной массы:

а) II передача, б) III передача;

+ – масса 52 кг; x – масса 73 кг, o – масса 118 кг

Как отмечалось ранее, результаты расчета виброускорений на месте водителя зависят от структуры использованной модели. На рисунке 4.8 представлены результаты расчета виброускорений на полу кабины и на подушке сиденья для двух вариантов модели динамической подсистемы «виброзащитное сиденье – водитель»: одномассовая модель и многомассовая модель (суглинок, движение на II передаче). Максимальное различие результатов по ускорениям на подушке сиденья достигает 30%. Таким образом, использование многомассовой модели необходимо не только для оценки вибронгруженности различных частей тела водителя, но и для адекватного расчета вибронгруженности рабочего места.

Влияние расположения опорных катков иллюстрирует рисунок 4.9 (грунт суглинок, движение на II и III передачах). Использование нерегулярной расстановки (глава 1) позволяет снизить вибронгруженность на 5-15 %. В отдельных полосах частот снижение вибронгруженности может быть более существенным.

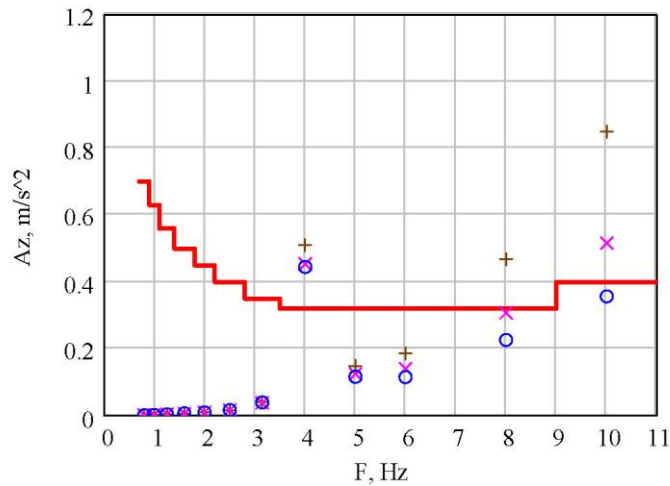


Рисунок 4.8 – Расчетные средние квадратические значения виброускорений при использовании различных моделей «сиденье-водитель»: + – ускорения на полу кабины, x – ускорения на рабочем месте (одномассовая модель), o – ускорения на рабочем месте (многомассовая модель)

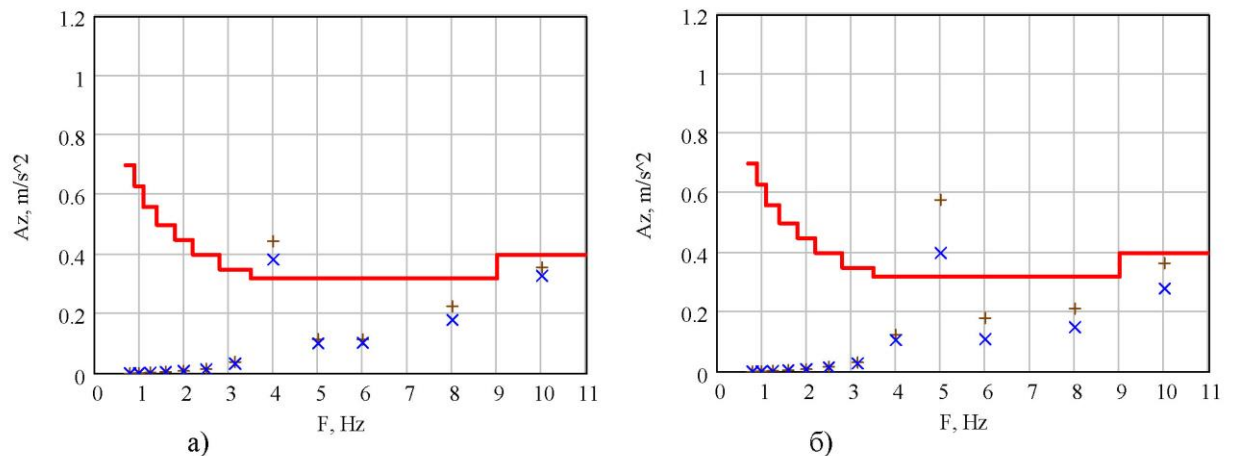


Рисунок 4.9 – Средние квадратические значения виброускорений в на месте водителя для различного расположения опорных катков: а) II передача, б) III передача; + – стандартная расстановка, x – нерегулярная расстановка

Вибронагруженность различных частей тела водителя- оператора иллюстрирует рисунок 4.10 (движение по суглинку, II и III передачи). Эти результаты, а также результаты моделирования движения по другим грунтам и на других скоростях показывают, что виброускорения грудной клетки и головы могут превышать виброускорения на подушке сиденья на 10-25%. В связи с этим, по-видимому, наиболее адекватной оценкой вибронагруженности должны

служить не виброускорения на подушке сиденья, а виброускорения части тела оператора, совершающей наиболее интенсивные колебания.

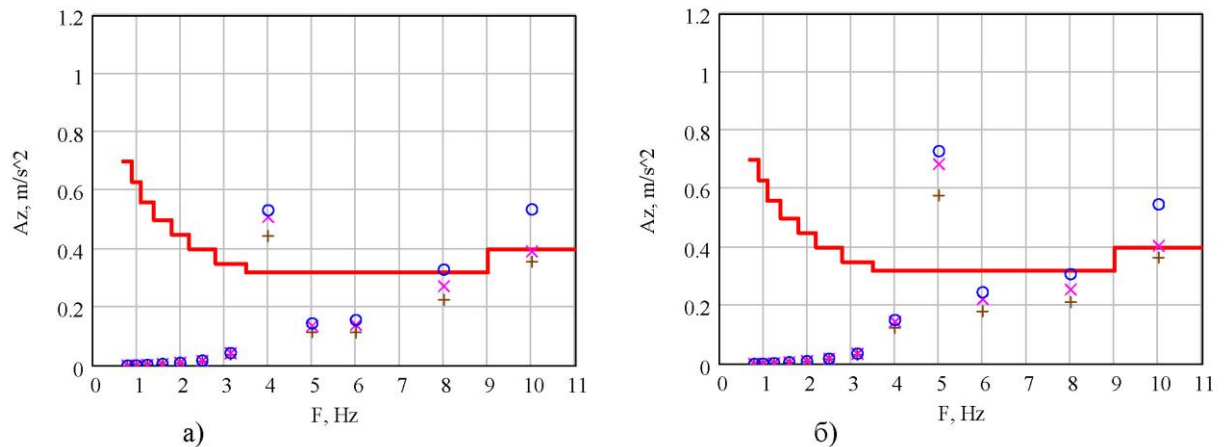


Рисунок 4.10 – Средние квадратические значения виброускорений в третьоктавных полосах: а) II передача, б) III передача; + – подушка сиденья, x – грудь, o – голова

4.5. Рекомендации по совершенствованию системы виброзащиты оператора

Как показывает анализ результатов проведенных расчетов, виброускорения на месте водителя рассматриваемого трактора в ряде режимов движения превышают предельные уровни в полосах с центральными частотами 4-6 и 10 Гц. Эти результаты хорошо согласуются с экспериментальными и расчетными данными Ю.О.Прониной [45], Д.В.Хрипунова [65], а также с экспериментальными данными ЧТЗ. Повышенный уровень виброускорений на этих частотах объясняется следующим:

- В диапазоне 3-6 Гц находится максимум спектра внешнего воздействия, соответствующий «траковой» частоте (см. рисунок 4.2.).
- В районе частоты 10 Гц находятся максимумы передаточных функций от внешнего воздействия $\varphi_T(t)$ и $z_T(t)$ к координате y_2 (подушка сиденья), см. рисунок 4.3.

Как показывает анализ динамической системы, максимум передаточной функции в районе 10 Гц вызван собственной частотой, соответствующей преимущественным колебаниям кабины. Для его уменьшения необходимо увеличить коэффициент вязкого трения системы поддрессирования кабины.

Виброизоляция в диапазоне 3-6 Гц осуществляется в основном за счет системы поддресоривания сиденья. Поскольку низкочастотный резонанс сиденья находится в районе 1-2 Гц (в зависимости от настройки), диапазон 3-6 Гц для этой частоты является зарезонансным. Система поддресоривания сиденья достаточно сильно задемпфирована (элементы вязкого трения b , b_1 на рисунке 2.17), поэтому для снижения колебаний в зарезонансной зоне необходимо уменьшить коэффициент вязкого трения b_1 . Как показали расчеты, при этом амплитуда колебаний вблизи низкочастотного резонанса увеличивается незначительно.

Для определения оптимальных параметров демпфирования была выполнена серия расчетов, соответствующих движению трактора с различными скоростями по различным грунтам с варьированием значений коэффициентов вязкого трения b_1 , а также b_{12} , b_{13} (поддресоривание кабины, рисунок 3.2). При этом регистрировались средние квадратические значения виброускорений нижней части туловища (на подушке сиденья), а также груди и головы. Как показали результаты расчетов, для обеспечения выполнения санитарных норм необходимо увеличить коэффициент вязкого трения гидроопор кабины в 2,3 раза (за счет использования опор с другими характеристиками или дополнительных гидравлических амортизаторов), а также снизить коэффициент вязкого трения системы поддресоривания сиденья b_1 на 60% (за счет использования гидравлического амортизатора с другой характеристикой). На рисунке 4.11 в качестве примера приведены средние квадратические значения виброускорений для движения трактора по суглинку на III передаче при исходных и скорректированных значениях параметров системы виброзащиты.

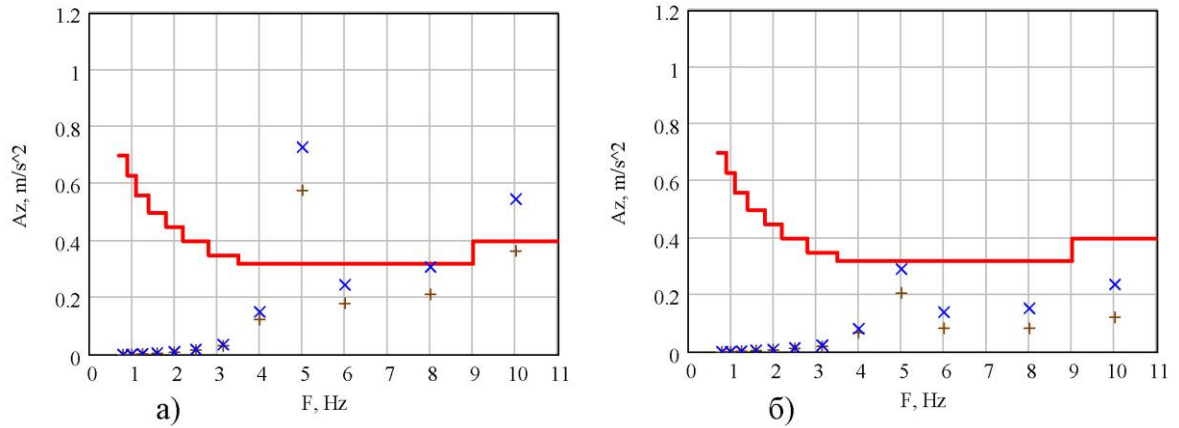


Рисунок 4.11 – Средние квадратические значения виброускорений:

- а) исходный вариант параметров виброизоляции,
 б) скорректированный вариант; + – подушка сиденья, x – грудь, o – голова

Предложенная корректировка обеспечивает выполнение санитарных норм в рассматриваемом диапазоне частот как на подушке сиденья, так и для различных частей тела водителя-оператора. Полученные результаты могут быть использованы при модернизации существующих тракторов и учтены при разработке новой техники.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам выполненной диссертационной работы сформулированы следующие выводы:

1. В диссертационной работе представлена усовершенствованная методика расчетной оценки эффективности виброзащиты оператора промышленного трактора с полужесткой подвеской от наиболее неблагоприятного низкочастотного воздействия, вызванного движением опорных катков по звенчатой гусенице. Методика предусматривает моделирование динамики движущегося трактора и получение расчетных значений виброускорений на месте водителя, которые в дальнейшем сравниваются с предельно допустимыми значениями.

2. Проведены статические и динамические испытания виброзащитного сиденья фирмы Sibeco, система поддрессоривания которого оснащена пневматическим упруго-демпфирующим элементом и гидравлическим амортизатором. По результатам испытаний установлено, что статическая жесткость элементов системы поддрессоривания и подушки сиденья существенно (до нескольких раз) ниже динамической жесткости, в связи с чем при построении динамической модели необходимо использовать динамическую жесткость.

Проведены динамические испытания подушки сиденья и системы поддрессоривания. По результатам испытаний предложена модель системы поддрессоривания сиденья, включающая соединенные последовательно-параллельно упругий элемент и два элемента вязкого трения. Получены зависимости параметров модели от настройки системы поддрессоривания по массе тела водителя.

4. Предложена модель динамической подсистемы «виброзащитное сиденье – оператор». Для описания тела оператора использована 4-массовая модель, сиденье описывается 2-массовой моделью, включающую систему поддрессоривания и подушку сиденья. Проведены динамические испытания сиденья с находящимися на нем испытуемыми различной массы (от 53 до 118 кг). По результатам испытаний, а также на основании обобщения литературных

данных выполнена идентификация модели; получены значения ее параметров для пяти значений массы тела водителей-операторов.

5. Разработана динамическая модель гусеничной тележки трактора, находящейся на грунте. Для создания модели использован пакет программ Ansys Motion. Модель включает балку, на которой находятся опорные катки, ведущее и направляющее колеса, поддерживающие ролики и гусеничную ленту. Грунт рассматривается как нелинейная упруго-пластическая среда. Выполнено моделирование движения тележки по грунту, получены процессы вертикальных и продольно-угловых колебаний. Адекватность модели подтверждена сопоставлением результатов расчета с экспериментальными данными (Д.В.Хрипунов). Различие расчетных и экспериментальных относительных углов поворота траков опорной ветви не превышает 10%, средних квадратических значений виброускорений в зонах ведущего и направляющего колес не превышает 10%. Разработана методика получения функций спектральной плотности колебаний тележки, соответствующих движению трактора с переменной скоростью.

6. Разработана математическая модель «корпус трактора- кабина-виброзащитное сиденье- водитель», описывающая вертикальные и продольно-угловые колебания. Входными воздействиями для модели являются вертикальные и продольно-угловые колебания тележек трактора. Получены дифференциальные уравнения движения и передаточные функции, позволяющие в соответствии со спектральным методом получать функции спектральной плотности виброускорений на подушке сиденья, а также различных частей тела водителя (нижняя часть туловища, голова, грудь). В дальнейшем по спектральным плотностям получают средние квадратические значения виброускорений в стандартных третьоктавных полосах, которые сравнивают с предельно-допустимыми значениями. Адекватность модели подтверждена сопоставлением результатов расчета с экспериментальными и расчетными данными других исследователей.

С помощью разработанных моделей выполнена серия расчетных исследований на примере трактора производства ЧТЗ с 5-катковой гусеничной тележкой (соответствующие модификации тракторов Т-130, Т-170 и более современных моделей). Расчеты выполнены для движения по различным грунтам на 1, 2 и 3 передачах. Показано, что наиболее интенсивные вибрации на месте водителя соответствуют движению по жесткому грунту на 3 передаче. При этом при движении на 2 и 3 передаче виброускорения в диапазонах частот 2-6 Гц и 8-10 Гц превышают предельно-допустимый уровень. Моделирование динамики системы для водителей различной массы тела показало, что наибольшие виброускорения соответствуют водителям с большей массой, при этом различие для водителей с массой 52 и 118 кг в отдельных полосах частот может достигать 50%.

Проведены сравнительные расчеты с использованием различных моделей подсистемы «сиденье-водитель». Различие результатов при использовании одномассовой модели и предлагаемой многомассовой в отдельных полосах частот достигает 30%.

Исследование колебаний различных частей тела оператора показало, что виброускорения грудной клетки и головы в отдельных полосах частот могут превышать виброускорения на подушке сиденья на 10-25%. Этот результат подтверждает необходимость использования многомассовой модели для адекватной оценки вибронагруженности тела водителя-оператора.

Показано, что использование нерегулярной расстановки опорных катков снижает вибрационную нагруженность в отдельных полосах частот до 15%.

7. Для исключения превышения уровня санитарных норм по вибрациям на месте водителя предложено изменить параметры системы поддрессоривания кабины трактора и виброзащитного сиденья. Увеличение коэффициента демпфирования опор кабины в 2,3 раза позволяет снизить уровень вибраций в диапазоне 8-10 Гц. Снижение коэффициента демпфирования b_1 системы поддрессоривания кресла на 60 % снижает уровень вибраций в диапазоне 2-5 Гц. Эти изменения обеспечивают снижение виброускорений до уровней, не

превышающих санитарные нормы. Изменения могут быть осуществлены за счет использования гидроопор кабины с другими характеристиками и изменения характеристик гидравлического амортизатора системы поддрессоривания сиденья.

Дальнейшее развитие исследований планируется в следующих направлениях:

- совершенствование математической модели промышленного трактора с целью учета поперечных колебаний;
- учет микропрофиля поверхности почвы;
- учет случайного воздействия со стороны рабочих органов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амельченко, Н.П. Подвеска сиденья водителя колесного трактора /Н.П. Амельченко, В.А. Ким // Могилев: Белорусско–Российский университет. – 2006. – 179 с.
2. Абызов, А. А. Моделирование динамики и экспериментальные исследования характеристик системы «виброзащитное сиденье–оператор промышленного трактора» / А.А. Абызов, А.В. Ерпалов, К.Дж. Мухиддинзода //Вестник Южно–Уральского государственного университета. серия: Машиностроение. – 2022. – т. 22. – №. 4. – с. 42-51.
3. Абызов, А.А. Моделирование динамики промышленного трактора при низкочастотном вибровозбуждении со стороны гусеничного движителя/ А.А. Абызов, К.Дж. Мухиддинзода, С.Г. Некрасов //Вестник Южно–Уральского государственного университета. серия: Машиностроение. – 2023. – т. 23. – №. 1. – с. 63-72.
4. Абызов, А.А. Экспериментальные исследования упругих характеристик элементов виброзащитного кресла оператора промышленного трактора / А.А. Абызов, К.Дж. Мухиддинзода // Материалы международной научно–практической конференции "технические науки и инженерное образование для устойчивого развития" – часть 1. – 2021. С. 8- 12.
5. Абызов, А.А. Экспериментальные исследования и идентификация модели динамической системы «виброзащитное кресло – оператор» мобильной машины / А.А. Абызов, К.Дж. Мухиддинзода // Вестник Южно–Уральского государственного университета. серия: Машиностроение. – 2023. – т. 23. – №. 4. – с. 69-79.
6. Андреева–Галанина, Е.Ц. Вибрационная болезнь. /Е.Ц. Андреева–Галанина, Э.А. Дрогичина, В.Г. Артамонова // Ленинград : Медгиз. Ленингр. отд., 1961. – 174 с
7. Амосов А. А., Вычислительные методы для инженеров/ Амосов А. А., Дубинский Ю. А., Копченова Н. В. // . – 2003.

8. Березин, И.Я. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, Ю.О. Пронина П.А. Тараненко// Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – №. 8. – С. 14-18.
9. Барахтанов, Л.В. Снегоходные машины / Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, А.П. Куляшов, С.В. Рукавишников. – Горький: Волго – Вятское книжное изд-во, 1986, – 191 с.
10. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
11. Бендат, Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных: Пер. с англ.— М.: Мир, 1989. — 540 с.
12. Вибрации в технике: справочник: в 6 т. / Ред. Совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В.Фролова, 1981. – 456 с.
13. Годжаев, З.А. Вибронагруженность рабочего места оператора и виброзащитные свойства подвесок сидений //Известия МГТУ МАМИ. – 2021. – №. 1. – С. 2–11.
14. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швец, А.Г. Парфенов // М: Машиностроение, 1986 – 296 с.
15. Гнеденко, Б.В. Курс теории вероятностей / Б.В. Гнеденко. – М.: Едиториал УРСС, 2005. – 448 с.
16. ГОСТ ИСО 10326–1–2002. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. – М.: Стандартиформ, 2006. – 10 с.
17. ГОСТ 20062–96. Сиденье тракторное. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 12 с.
18. ГОСТ 26568–85 Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 14 с.

19. ГОСТ 31191.1–2004 (ИСО 2631–1:1997). Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 43 с.
20. ГОСТ 12.2.122–2013 Система стандартов безопасности труда тракторы промышленные методы контроля безопасности М: Стандартинформ, 2014. – 18 с.
21. ГОСТ Р ИСО 7250–3–2019 Эргономика: основные антропометрические измерения для технического проектирования. Часть 3. Международные и региональные данные для использования в стандартах на продукцию. М: Стандартинформ, 2019. – 39 с.
22. ГОСТ 27259–2006 (ИСО 7096:2000). Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. М.: Стандартинформ, 2008. 19 с.
23. Гурецкий, В.В. Об оптимизации параметров системы амортизации при стационарных случайных воздействиях // Машиноведение. – 1971. – № 5. – С. 23–28.
24. Дьяконов, В.П. Mathcad 11/12/13 в математике : справ. / В.П. Дьяконов. – М. : Горячая линия – Телеком, 2007. – 958 с.
25. Захезин, А.М. К выбору параметров резинометаллических амортизаторов / А.М. Захезин, С.Н. Вагин, В.И. Михайлов // Динамика машин и конструкций. – 1981. – № 254. – С. 48–51.
26. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1968. – 396 с.
27. Коловский, М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 318 с.
28. Комкин, А.И. Вибрация. Воздействие, нормирование, защита / А.И. Комкин. – М.: Новые технологии, 2004. – 14 с.
29. Кацыгин, В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / В.В. Кацыгин. – Минск: Урожай, 1965. – 241 с

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

31. Клубничкин В. Е. Моделирование движения гусеничных машин по лесным дорогам / В. Е. Клубничкин, Е. Е. Клубничкин, В.С. Макаров, Д.В. Зезюлин, А.В. Редкозубов, В.В. Беляков //Труды НГТУ им. ПЕ Алексева. – 2016. – №. 1 (112). – С. 171-176.

32. Ляшенко, М.В. Методы оптимизационного синтеза систем поддрессоривания и элементов ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: автореферат дис. докт. техн. наук / М.В. Ляшенко – Волгоград, 2003. – 36 с.

33. Ляшенко, М.В. Математическая модель пневматической релаксационной подвески сиденья с рекуперацией энергии колебаний / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, А. И. Искалиев //Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – №. 4. – С. 30–37.

34. Ляшенко, М.В. Анализ эффективности алгоритмов управления демпфированием в пневматических подвесках сидений / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, А.И. Искалиев// Энерго–и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2020. – №. 3. – С

35. Линник, Д.А. Повышение эффективности системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора / Д.А. Линник // Вестник Белорусско–Российского университета. – 2020. – №. 2 (67). – С. 40–50.

36. Мухиддинзода, К.Дж. Экспериментальные исследования динамических характеристик виброзащитного сиденья оператора промышленного трактора / К.Дж. Мухиддинзода, А.А. Абызов // Материалы четырнадцатой научной конференции аспирантов и докторантов. – Челябинск: Изд – во ЮУрГУ, 2022. – С. 27 – 33.

37. Мухиддинзода, К.Дж. Экспериментальные исследования динамических характеристик системы "виброзащитное кресло – оператор

промышленного трактора" с целью обеспечения санитарных норм на рабочем месте / К.Дж. Мухиддинзода // Материалы XVI международная научно–практическая конференция "Перспективные направления развития автотранспортного комплекса". МНИЦ ПГАУ, – 2022. С. 100 – 104.

38. Мицын, Г.П. Моделирование процесса взаимодействия гусеничного движителя промышленного трактора с грунтом / Г.П. Мицын, И.Я. Березин, Д.В. Хрипунов // Инженерная защита окружающей среды в транспортно–дорожном комплексе: Сб. науч. тр. МАДИ. – М.: МАДИ, 2002. – С. 217–236.

39. Манянин, С.Е. Повышение проходимости колесных и гусеничных машин по снегу путем научно обоснованного выбора конструктивных параметров движителей: автореферат дис. докт. техн. наук /Манянин С.Е. НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2019. – 32 с.

40. Михайлов, В.Г. Исследование, аппроксимация характеристик подушек сидений и их влияние на вибронагруженность водителя ТС / В. Г. Михайлов //Системный анализ и прикладная информатика. – 2016. – №. 1. – С. 51–59.

41. Моделирование гусеничных движителей в ANSYS Motion. – <https://cae-club.ru/publications/modelirovanie-gusenichnyh-dvizhiteley-v-ansys-motion> (дата обращения: 10.01.2023).

42. Никитин, А.О. Избранные труды А.О. Никитина: Сб. науч. тр. / [Отв. ред. А.П. Степанов, В.В. Павлов]; Моск. гос. автомоб. – дор. ин–т (техн. ун–т). – Москва : МАДИ, 1993. – 115 с.

43. Обозов, А.А. Экспериментальная оценка уровней диссипации в подвеске сиденья дорожно–строительной машины // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2013. – № 17. – С. 128–130

44. Опейко, Ф.А. Математическая теория трения / Ф.А. Опейко. – Минск: Наука и техника, 1971. 149 с.

45. Пронина, Ю.О. Совершенствование системы виброзащиты оператора промышленного трактора при проектировании на основе моделирования процесса

низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя: дис. канд. тех. наук / Ю.О. Пронина. – Изд. ЮУрГУ, 2017. – 139 с.

46. Палатинская, И.П. Создание динамической биомеханической модели поясничного отдела человека–оператора автотранспортных устройств / И.П. Палатинская, Н.Ю. Долганина // Вестник Таджикского технического университета им. акад. М.С. Осими. – 2014. – Т. 2. – С. 89.

47. Палатинская, И.П. Сравнительный анализ антропометрических параметров, влияющих на вибронагруженность оператора мобильных сельскохозяйственных машин / И.П. Палатинская, Г.У. Камбулатова // Материалы LV международной научно–технической конференции «Достижения науки–агропромышленному производству»/под ред. проф., д–ра с.–х. наук МФ Юдина. – Челябинск: ФГБОУ ВО Южно–Уральский ГАУ, 2016. – Ч. IV. – 300 с. – 2016. – С. 217.

48. Пановко, Г.Я. Построение динамических моделей тела человека–оператора при вибрационных воздействиях: автореферат дис. канд. техн. наук / Г.Я. Пановко. – Москва, 1973. – 28с.

49. Пановко, Г.Я. Дискретная колебательная модель тела человека и определение ее параметров / Г.Я. Пановко, Б.Г. Трактовенко // Машиноведение. – 1974. – № 4. – С. 16–20.

50. Пановко, Г.Я. Определение параметров моделей тела человека–оператора при вибрационном и ударном воздействиях / Г.Я. Пановко, Б.А. Потемкин, К.В. Фролов // Машиноведение. – 1972. – №3. – С. 31–37.

51. Пехтерев, М.М. Колебания на рабочем месте тракториста / М.М. Пехтерев, В.И. Самусенко // Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. – 2013. – № 5. – С. 52–56.

52. Поливаев, О.И. Параметры подвески сиденья с управляемым пневмопоршневым упругим элементом / О.И. Поливаев, А.Ю. Юшин, О.М. Костиков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 9. – С. 47– 49.

53. Поливаев, О. И. Имитационная модель вертикальных колебаний кресла оператора трактора в программном комплексе SiminTech // Вестник

Воронежского государственного аграрного университета. – 2020. – Т. 13. – №. 4. – С. 79–87.

54. Пугачев, В.С. Статистическая теория систем автоматизированного управления / В.С. Пугачев. – М.:Физматлит, 2002. – 496 с.

55. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. / Румшицкий Л. З. // Справочное руководство. – 1971.

56. Савочкин, В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев // М.: Машиностроение, 1993. – 319 с.

57. СанПиН 2.2.4.3359–16 “Санитарно–эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах”. – Москва, 2016. –72 с (Добавил)

58. СН 2.2.4/2.1.8.566–96 «Федеральные санитарные правила, нормы и гигиенические нормативы. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий». – Москва, 1997. – 20 с.

59. Силаев, А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.

60. Светлицкий, В.А. Случайные колебания механических систем / В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.

61. Светлицкий, В.А. Статистическая механика и теория надежности/ В.А. Светлицкий // . – М.: Изд–во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. – 504 с.

62. Свешников, А.А. Прикладные методы теории случайных функций / А.А. Свешников. – М.: Наука, 1968. – 464 с.

63. Томлеева, С.В. Расчетно–аналитические принципы проектирования виброзащитных элементов перескока петлеобразной формы: Дисс. на соискание степени канд. техн. наук/ С.В. Томлеева //, – Брянск, 1996. – 199с.

64. Фролов, К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В.Фролов, Ф.А. Фурман // М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.

65. Хрипунов, Д.В. Методы оценки вибронагруженности промышленного трактора со стороны гусеничного движителя: автореферат дис. канд. техн. наук / Хрипунов Денис Вячеславович. – Челябинск, 2002. – 22с.

66. Халтурин, В.К. Эксплуатационная нагруженность и моделирование динамики гусеничного бульдозерно–рыхлительного агрегата. / В.К. Халтурин, И.Я. Березин, А.А. Абызов // Тракторы сельхозмашины. – 2013. – № 2. – С. 16–19.
67. Шагинян, А.С. Динамические модели виброзащитных сидений самоходных сельскохозяйственных машин (ССХМ) // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. – 2000. – № 1 (1). – С. 46–52.
68. Шарипов, В.М. Основы эргономики и дизайна автомобилей и тракторов / В.М. Шарипов. – М.: Академия, 2005. – 250 с.
69. Шеховцов, К.В. Снижение уровня вибронгруженности рабочего места оператора трактора за счет применения динамических гасителей колебаний в системе поддрессоривания кабины: автореферат дис. канд. техн. наук / К.В. Шеховцов – Волгоград, 2014. – 20 с.
70. Шеховцов, К.В. Снижение уровня вибронгруженности рабочего места оператора трактора / К.В. Шеховцов, А.В. Победин, Н.С. Соколов Добрев, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов // Технология колесных и гусеничных машин. – 2014. – № 4. – С. 39–46
71. Щербаков, В.С. Система моделирования устройств виброзащиты кабины строительно–дорожной машины / В.С. Щербаков, И.И. Малахов // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2009. – Т. 5. – № 9. – С. 6–11
72. Abyzov A. A. Experimental Study of the Dynamic Characteristics of the Anti–vibration Industrial Tractor Operator's Seat / A. A. Abyzov Y. O. Pronina, K. J. Muhiddinzoda // International Conference on Industrial Engineering. – Springer, Cham, 2023. – pp. 421–430.
73. Abercromby A. Vibration exposure and biodynamic responses during whole–body vibration training // Medicine and science in sports and exercise. – 2007. – Т. 39. – №. 10. – P. 1794.
74. Asaf, Z. Evaluation of Link–Track Performances using DEM / Z. Asaf, D. Rubinstein, I. Shmulevich // Journal of Terramechanics. – 2006. – № 43.

75. Ansys Motion Multibody Dynamics Simulation Software. – <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-motion> (date of access:10.01.2023).
76. Abouel-Seoud S. A. Control of driver whole-body vibration ride comfort in agricultural tractor //Agricultural Engineering International: CIGR Journal. – 2019. – T. 21. – №. 2. – P. 40–51.
77. Alfadhli A., Darling J., Hillis A. J. The control of an active seat with vehicle suspension preview information //Journal of Vibration and Control. – 2018. – T. 24. – №. 8. – P. 1412–1426.
78. Al-Ashmori M., Wang X. A systematic literature review of various control techniques for active seat suspension systems //Applied Sciences. – 2020. – T. 10. – №. 3. – P. 1148.
79. ANSYS Motion Links Track Tutorial // ANSYS, Inc. – 38 c.
80. Bekker M.G. Theory of Land Locomotion. The Mechanics of Vehicle Mobility / M.G. Bekker // University of Michigan Press, 2016. – 530 p.
81. Barac Z. Operator's whole body vibrations dependent of agrotechnical surface, speed of movement and seat upholstery //Tehnički glasnik. – 2018. – T. 12. – №. 2. – P. 68–73.
82. Bai X. X. F., Yang S. Hybrid controller of magnetorheological semi-active seat suspension system for both shock and vibration mitigation //Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 2019. – T. 30. – №. 11. – P. 1613–1628.
83. Desai R., Guha A., Seshu P. Multibody biomechanical modelling of human body response to direct and cross axis vibration //Procedia computer science. – 2018. – T. 133. – P. 494–501.
84. Deo M. A. N. M., Kumar A., Mani I. Whole Body Vibration on drivers seat and fender with fully loaded double axle tractor-trailers under different operating conditions: Whole Body Vibration on drivers seat and fender //Journal of AgriSearch. – 2021. – T. 8. – №. 2. – P. 149–154.
85. Du X.M. H control for a semi-active scissors linkage seat suspension with magnetorheological damper //Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 2019. – T. 30. – №. 5. – P. 708–721.

86. Davoodi E. Design and evaluation of vibration reducing seat suspension based on negative stiffness structure //Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. – 2020. – T. 234. – №. 21. – P. 4171–4189.
87. Gohari M. A novel artificial neural network biodynamic model for prediction seated human body head acceleration in vertical direction //Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control. – 2012. – T. 31. – №. 3. – P. 205–216.
88. Gaęorowski A. Simulation study on stiffness of suspension seat in the aspect of the vibration assessment affecting a vehicle driver //Logistics and Transport. – 2010. – T. 11. – P. 55–62.
89. Hambleton, J. P. Modeling Wheel–Induced Rutting in Soils: Indentation / J.P. Hambleton, A. Drescher // Journal of Terramechanics. – 2008. – № 45. – P. 201–211.
90. Harsha S. P. Measurement and bio–dynamic model development of seated human subjects exposed to low frequency vibration environment //International Journal of Vehicle Noise and Vibration. – 2014. – T. 10. – №. 1–2. – P. 1–24.
91. Heidarian A., Wang X. Review on seat suspension system technology development //Applied Sciences. – 2019. – T. 9. – №. 14. – P. 2834.
92. ISO 5982:2001. International Organization for Standardization. Mechanical Vibration and Shock: Range of Idealized Values to Characterize Seated–Body Biodynamic Response Under Vertical Vibration. – International Organization for Standardization, 2002. – 28 p.
93. Ibrahim I. M., El–Demerdash S. M. Investigation of wheeled tractors ride comfort using hydraulic semi–active suspension system. – SAE Technical Paper, 1999. – №. 1999–01–3727.
94. Kitazaki S. Resonance Behaviour of the Seated Human Body and Effects of Posture / S. Kitazaki, M.J. Griffin // Journal of Biomechanics. – 1997. – Vol. 31, № 2. – P. 143–149.

95. Kitazaki S., Griffin M. J. A modal analysis of whole-body vertical vibration, using a finite element model of the human body //Journal of Sound and Vibration. – 1997. – T. 200. – №. 1. – P. 83–103.
96. Kumar V., Saran V. H. Biodynamic model of the seated human body under the vertical whole body vibration exposure //International Journal of Acoustics & Vibration. – 2019. – T. 24. – №. 4.
97. Khaksar Z., Ahmadi H., Mohtasebi S. S. Whole body vibration analysis of tractor operators using power spectral density //Journal of Mechanical Engineering and Technology. – 2013. – T. 1. – №. 1. – P. 6–12.
98. Kabir M. S. N. Measurement and evaluation of whole body vibration of agricultural tractor operator //International Journal of Agricultural and Biological Engineering. – 2017. – T. 10. – №. 1. – P. 248–255.
99. Kumar R., Kalsi S., Singh I. Vibration effect on human subject in different postures using 4-layered CAD model //Int. J. Innov. Technol. Explor. Eng. – 2020. – T. 9. – №. 7. – P. 168–174.
100. Kim E., Fard M., Kato K. A seated human model for predicting the coupled human-seat transmissibility exposed to fore-aft whole-body vibration //Applied Ergonomics. – 2020. – T. 84. – P. 102929.
101. Kromulski J. The vibration energy absorption of tractor operator exposed to vertical whole-body vibration under work of the aggregate tractor-round baler //Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering. – 2020. – T. 65. – №. 1.
102. Li, S. Vibration analysis and simulation verification for suspension of track tractor / S. Li, J. Zhang, Du Y. //AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC, 2019. –Vol. 2154 – №.1.– P. 020041.
103. Langer T. H., Ebbesen M. K., Kordestani A. Experimental analysis of occupational whole-body vibration exposure of agricultural tractor with large square baler //International journal of industrial ergonomics. – 2015. – T. 47. – P. 79–83.
104. Maclaurin B. A skid steering model with track pad flexibility. / B.A. Maclaurin // Journal of Terramechanics. – 2007. – №. 44. – P. 95–110.

105. Matsumoto Y. Mathematical Models for the Apparent Masses of Standing Subjects Exposed to Vertical Whole–Body Vibration / Y. Matsumoto, M. J. Griffin // *Journal of Sound and Vibration*. – 2003. – Vol. 260. – №. 3. – P. 431–451.
106. Matej J. Tracked mechanism simulation of mobile machine in MSC. ADAMS/View // *Research in agricultural engineering*. – 2010. – T. 56. – №. 1. – P. 1–7.
107. Nguyen Q. Mathematical Model for Vibration Analysis of Tracked Vehicle / Q. Nguyen, J. Furch // *International Conference on Military Technologies (ICMT)*. – IEEE, 2019. – P. 1–4.
108. Ning D. An Active Seat Suspension Design for Vibration Control of Heavy–Duty Vehicles / D. Ning, S. Sun, J. Zhang // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. – 2016 – Vol. 35, № 4. – P. 264–278.
109. Ning D. An Innovative Two–Layer Multiple–DOF Seat Suspension for Vehicle Whole Body Vibration Control / D. Ning, S. Sun, B. Zhang // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. – 2018. – Vol. 23, № 4. – P. 1787–1799.
110. Ning D. An electromagnetic variable stiffness device for semiactive seat suspension vibration control // *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. – 2019. – T. 67. – №. 8. – C. 6773–6784.
111. Ning D. Disturbance observer based Takagi–Sugeno fuzzy control for an active seat suspension // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2017. – T. 93. – C. 515–530.
112. Oncescu T. A., Petcu A., Tarnita D. Evaluation of whole–body vibrations and comfort state of tractor driver for different types of terrain and speeds // *Acta technica napocensis–series: applied mathematics, mechanics, and engineering*. – 2021. – T. 64. – №. 1.
113. Pradhan N. C. A finite element modeling based approach to predict vibrations transmitted through different body segments of the operator within the workspace of a small tractor / N. C. Pradhan, P. K. Sahoo, D. K. Kushwaha, Y. Makwana, I. Mani, M. S. K. Kumar // *Journal of Field Robotics*. – 2023.
114. Singh D. Ride comfort analysis of passenger body biodynamics in active quarter car model using adaptive neuro–fuzzy inference system based super twisting

sliding mode control //Journal of Vibration and Control. – 2019. – T. 25. – №. 12. – C. 1866–1882.

115. Singh A., Singh I., Kalsi S. Transmissibility evaluation of whole-body vibration using three-layer human CAD model //Journal of The Institution of Engineers (India): Series C. – 2020. – T. 101. – №. 3. – C. 595–602.

116. Sojka M. Mathematical model of suspension of tracked vehicles / M. Sojka, S. Cornak // International Conference on Military Technologies (ICMT). – IEEE, 2017. – P.111–114.

117. Szczepaniak J., Tanas W., Kromulski J. Vibration energy absorption in the whole-body system of a tractor operator / J. Szczepaniak, W., Tanas, J. Kromulski //Annals of Agricultural and Environmental Medicine 2014, Vol 21, No 2.

118. Szczepaniak J. Dynamic loads of whole operator's body originating from the work of tractor mower set / J. Szczepaniak, T. Pawlowski, J. Kromulski //Mechanization in agriculture & Conserving of the resources 2013, Vol 59, No 6, pp. 28–31.

119. Taskin Y. Experimental investigation of biodynamic human body models subjected to whole-body vibration during a vehicle ride //International Journal of Occupational Safety and Ergonomics. – 2018.

120. Wong J.Y. Theory of ground vehicles / J.Y. Wong // 3rd ed. John Wiley & Sons, 2001 – 528 p.

121. Yin H. B., Dynamic performance simulation of a tracked vehicle with ADAMS tracked vehicle toolkit software/ Yin H. B., Shao P. L. //Asian Simulation Conference. – Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2004. – C. 553-558.

122. Zhang R. Simulation on Mechanical Behavior of Cohesive Soil by Distinct Element Method / R. Zhang, J. Li. // Journal of Terramechanics. – 2006. – № 43. – P. 303–316.

123. . Zhao L. Nonlinear coupled dynamic modelling of driver-seat-cab system and biomechanical behaviour prediction/ L. Zhao, Y. Yu, J. Cao // Strojnicki vestnik- Journal of Mechanical Engineering, 2022, vol. 68 (2), pp. 90-100.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Акты и справки о внедрении

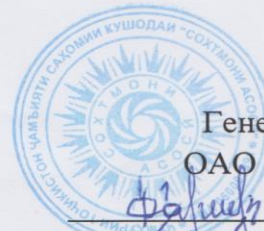
ҶУМҲУРИИ ТОҶИКИСТОН
ҶАМЪИЯТИ САҲОМИИ
КУШОДАИ
«СОХТМОНИ АСОСИ»



РЕСПУБЛИКА ТАДЖИКИСТАН
ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ
ОБЩЕСТВО
«СОХТМОНИ АСОСИ»

735417, Ҷумҳурии Тоҷикистон, шаҳри Роғун, Майдони сохтмони №1, Тел: (83134) 2-22-56, E-mail: Sokhtmoni_asosi@mail.ru
с/х 20202972016900042394, МФО: 350101369, х/к 204029722413691, ЦСК "Ориёнбанк" дар шаҳри Душанбе

№ 1/31 аз «06» 02 с. 2024



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор
ОАО «Сохтмони асосӣ»

Карчиев Д.Дж.
«06» 02 2024 г.

АКТ

о внедрении в ОАО «СА» Рогунская ГЭС результатов исследований аспиранта
кафедры «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государственного
университета (НИУ),
Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин

Результаты исследований по диссертационной работе Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин, посвященной расчетной оценке вибраций на рабочем месте оператора промышленного трактора обсуждены в Научно-Техническом Совете Дирекции строительства и рекомендованы к применению при модернизации дорожно-строительной техники, в частности, при подборе виброзащитных сидений водителей - операторов.

Методика основана на компьютерном моделировании динамики гусеничной машины. Применение указанной методики позволит обосновать выбор виброзащитных сидений, обеспечивающих снижение вибраций на рабочем месте водителя до уровней, не превышающих санитарные нормы. Это позволит существенно улучшить условия работы водителей в горных условиях Республики Таджикистан.

Главный механик
ОАО «Сохтмони асосӣ»
Мирзоев Ф.

Главный инженер УМР
ОАО «Сохтмони асосӣ»
Хакимов С.

УТВЕРЖДАЮ
 Ректор ТТУ им. акад. М.С. Осими
 Д.Э.н., профессор
 Давлатзода К.К.
 « 08 » _____ 2024 г.



СПРАВКА

о внедрении в Таджикском техническом университете имени академика М.С. Осими результатов диссертационной работы аспиранта кафедры «Колесные и гусеничные машины» Южно–Уральского государственного университета (НИУ) Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин

Настоящим удостоверяем, что результаты диссертационной работы аспиранта Мухиддинзода Камолиддини Джамолиддин, посвященной расчетной оценке вибраций на рабочем месте оператора промышленного трактора и разработке мероприятий по их снижению внедрены в учебный процесс на кафедрах «Эксплуатация автомобильного транспорта» и «Детали машин и строительно-дорожные машины». Материалы использованы при разработке учебных курсов для подготовки бакалавров направления 37.01.05-02 – «Автомобиль и автомобильное хозяйство», и 361101 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные и оборудование»

Декан факультета транспорта
и дорожной инфраструктуры
к.т.н., и. о. доцент

Низомзода Ф.Н.

Зав. кафедрой «ДМ и СДМ»
к.т.н., и. о. доцент

Шарифов Д.А.