

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

На правах рукописи



Пронина Юлия Олеговна

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ ОПЕРАТОРА  
ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ НА ОСНОВЕ  
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА НИЗКОЧАСТОТНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ  
СО СТОРОНЫ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

05.05.03 – колесные и гусеничные машины

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
почетный работник высшего  
профессионального образования РФ  
Березин И.Я.

Челябинск – 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ .....	11
1.1 Медико-биологические исследования в области виброзащиты. Санитарные нормы и требования по вибронегруженности, предъявляемые к рабочему месту оператора промышленного трактора .....	17
1.2 Исследования в области моделирования динамических процессов и средств вибрационной защиты операторов тракторной техники .....	24
2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ СИСТЕМЫ «ГУСЕНИЧНАЯ ТЕЛЕЖКА – КОРПУС – КАБИНА – КРЕСЛО ОПЕРАТОРА» .....	30
3 ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ И КРЕСЛА ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА .....	41
3.1 Оборудование стендовой установки .....	42
3.2 Идентификация характеристик подрессоривания виброзащитного кресла.....	44
3.3 Идентификация характеристик подрессоривания гидроопор кабины .....	47
3.4 Определение сертификационных характеристик виброзащитного кресла.....	51
3.4.1 Собственная частота кресла.....	52
3.4.2 Определение коэффициента передачи кресла SEAT .....	53
3.4.3 Определение коэффициента передачи в зоне резонанса $H(fr)$ .....	56
3.5 Исследование вибрационной нагруженности тела человека-оператора.....	57
4 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЛУЧАЙНОГО НИЗКОЧАСТОТНОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ НА КОРПУС ТРАКТОРА СО СТОРОНЫ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ.....	63
5 РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ «ГУСЕНИЧНАЯ ТЕЛЕЖКА – КОРПУС – КАБИНА – КРЕСЛО ОПЕРАТОРА».....	74

6 ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ. ПОЛЕВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРАКТОРА.....	83
6.1 Измерительные устройства и регистрирующая аппаратура.....	83
6.2 Анализ вибронагруженности корпуса трактора.....	87
6.3 Анализ вибронагруженности кабины и кресла оператора.....	92
7 ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА. ОБОСНОВАНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ ВИБРОЗАЩИТЫ .....	101
7.1 Влияние упруго-вязких характеристик поддрессоривания корпуса трактора..	101
7.2 Влияние упруго-вязких характеристик гидроопор кабины Simrit .....	103
7.3 Влияние упруго-вязких характеристик кресла оператора Sibeco.....	106
7.4 Влияние упруго-вязких характеристик индивидуального поддрессоривания опорных катков .....	107
7.5 Обоснование практических предложений .....	109
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	120
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	126
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	139

## **ВВЕДЕНИЕ**

**Актуальность** темы диссертации.

В настоящее время одной из первостепенных задач, стоящих перед головными предприятиями отечественного машиностроения, является повышение качества и конкурентоспособности вновь создаваемых и модернизируемых изделий.

Как показывает опыт ведущих отраслей, в значительной мере эта проблема требует повышения уровня научно-технического сопровождения проектных работ путем внедрения на ранних стадиях современных расчетно-экспериментальных методов.

В настоящее время наряду с необходимостью повышения основных функциональных характеристик машин, важной является проблема выполнения эргономических требований, в частности, санитарных норм по вибрации на рабочем месте оператора.

Вопросы вибрационного воздействия на элементы систем виброзащиты операторов мобильной техники исследовались в научных организациях и конструкторских бюро головных предприятий: ИМАШ имени А.А. Благонравова РАН, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ВНИИТрансмаш, Академии БТВ, 38 НИИ МО РФ, МАДИ, МГПУ (МАМИ), ВолгГТУ, ЮУрГУ, КГУ, Уралвагонзавод, ЧТЗ, ЧЗПТ, КМЗ, ВТЗ, АлтГЗ и других организациях.

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

Вопросы динамики гусеничных машин опубликованы в научных трудах Абдулова С.В., А.С. Антонова, В.И. Баловнева, И.Б. Барского, С.А. Бекетова, Г.С. Белоутова, В.Б. Держанского, А.А. Дмитриева, Н.А. Забавникова, В.А. Горелова, В.В. Гуськова, С.В. Кондакова, С.А. Коростелева, Г.О. Котиева, В.И.

Красненькова, Г.Н. Кутькова, Е.Д. Львова, М.В. Ляшенко, М.И. Медведева, А.В. Победина, Б.М. Позина, С.В. Рождественского, 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 В.Н. Бондарем, В.Л. Вершинским, Г.С. Жартовским, А.М. Захезиным, В.И. Костюченко, И.П. Палатинской, П.А. Тараненко, Д.В. Хрипуновым, В.П. Шевчуком, К.В. Шеховцовым и другими учеными.

Медицинские проблемы и стандартизация в области виброзащиты опубликованы в работах С.А. Бабанова, А.К. Кисленко, М.К. Романченко, В.В. Сабадаш, А.Г. Хрупачева.

Значительный интерес к проблемам виброзащиты отмечается в работах зарубежных авторов, среди которых следует отметить исследования Griffin M.J., Kiiski J., Kitazaki S., Khaksar Z., Lewis C.H., Mehdizadeh S.A., Mehta C.R., Paddan G.S., Rodean S., Slota G.P., Wilder D.G. и других.

Представленная диссертация посвящена вопросу обеспечения российских и международных нормативных требований по уровню вибрационного воздействия на операторов промышленных тракторов, с чем связаны проблемы возникновения профессиональных заболеваний и снижения эффективности их труда.

В настоящее время контроль выполнения нормативных требований по виброзащите операторов проводится на заключительном этапе при сертификации вновь создаваемых и модернизируемых изделий, когда реализация доводочных мероприятий сопряжена со значительными временными и материальными затратами. По этой причине вопрос обеспечения санитарных норм по виброзащите операторов остается весьма проблематичным и требующим расчетно-экспериментальной разработки на этапе выполнения проектных работ.

В связи с этим **целью** диссертационной работы является разработка комплексного подхода, позволяющего на ранних стадиях проектирования новых и модернизируемых изделий моделировать процессы формирования вредного для

органов человека низкочастотного вибрационного нагружения рабочего места оператора со стороны гусеничного движителя.

Достижение поставленной цели связано с решением следующих **задач**:

1. Разработка математических моделей, описывающих прохождение вибрационного процесса от действующего источника к рабочему месту оператора;

2. Разработка схемы взаимодействия гусеничного движителя с грунтом и алгоритма преобразования экспериментальных данных в случайные процессы внешнего воздействия;

3. Проведение стендовых испытаний с целью идентификации вида характеристик и параметров элементов поддрессирования кабины и кресла;

4. Разработка программного обеспечения для реализации модели;

5. Проведение полевых тестовых испытаний трактора с целью проверки адекватности разработанной модели;

6. Разработка практических рекомендаций для обеспечения нормативных требований виброзащиты операторов.

**Научную новизну** диссертационной работы составляют следующие положения:

1. Предложен новый подход к решению актуальной эргономической задачи снижения уровня низкочастотного вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя на рабочее место оператора промышленного трактора. Подход включает анализ потенциально опасных источников вибрации, создание компьютерных моделей «источник – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – тело оператора» и разработку методами параметрического прогноза эффективных конструкторских решений.

2. Разработана математическая модель промышленного трактора, которая в отличие от известных, отображает:

– разнообразие конструкций многоопорных ходовых систем промышленных тракторов, в частности жесткое крепление опорных катков,

торсионная система поддрессоривания, миниподдрессоривание опорных катков, рессорное или балочное опирание корпуса;

– процесс формирования внешнего воздействия в виде случайного кинематического нагружения, обусловленного переездом опорных катков по звеньям гусеницы, опирающейся на податливое грунтовое основание;

– случайные динамические процессы, протекающие в вибрационном канале «гусеница – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло», что позволяет на стадии проектирования расчетным путем получать диаграммы виброн нагруженности рабочего места оператора, которые в настоящее время, по установившейся практике, определяются экспериментально при сертификационных испытаниях новых изделий.

3. Предложен метод преобразования выборок случайных величин, описывающих взаимодействие гусеничного движителя с грунтом, в функции спектральных плотностей узкополосных случайных процессов, которые при реализации математической модели используются в качестве входных воздействий.

**Теоретическую и практическую значимость** работы составляют следующие положения:

1. Для реализации предложенной математической модели создана программа, позволяющая исследовать процесс функционирования вибрационного потока в системе «гусеничный движитель – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло». На примере перспективного промышленного трактора Т-11 Челябинского тракторного завода разработана программа для моделирования виброн нагруженности рабочего места оператора со стороны гусеничного движителя.

2. Выполнена идентификация параметров модели на основе результатов лабораторных исследований динамических характеристик гидропневматических элементов поддрессоривания кабины фирмы Simrit и виброзащитного кресла Sibeco, впервые устанавливаемых на промышленном тракторе Т-11.

3. Обоснована возможность применения современного стендового оборудования для определения ряда сертификационных характеристик элементов системы виброзащиты трактора путем воспроизведения случайных процессов в лабораторных условиях.

4. На основе анализа комплекса расчетных передаточных функций получено распределение резонансных частот («спектральный портрет системы»), позволяющее оценивать ее структуру и разрабатывать эффективные предложения.

5. На основе параметрического анализа результатов моделирования исследовано влияние различных конструктивных факторов системы на уровень вибрационной нагруженности рабочего места оператора и разработаны предложения по обеспечению виброзащиты.

**Методологической основой** работы являются: системный подход, математическое моделирование, законы аналитической механики, методы вычислительной математики, теория гусеничных машин, спектральная теория подрессоривания гусеничных машин, экспериментальные методы лабораторных и полевых испытаний.

**Объект исследования** – случайные вибрационные процессы, протекающие в элементах системы виброзащиты оператора промышленного трактора 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.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Подход к решению задачи снижения уровня вибрационного воздействия на рабочее место оператора промышленного трактора.

2. Математическая модель и результаты моделирования процесса прохождения вибрационного сигнала от низкочастотного источника со стороны гусеничного движителя по исследуемому вибрационному каналу.

3. Метод преобразования выборок случайных величин, описывающих взаимодействие гусеничного движителя с грунтом, в функции спектральных плотностей узкополосных случайных процессов.

4. Методика сравнительного анализа различных вариантов конструктивных решений с помощью диаграмм вибронагруженности рабочего места оператора.

**Достоверность** результатов расчетных исследований обеспечена применением фундаментальных законов динамики, использованием верифицированных методов решения дифференциальных уравнений, тестированием разработанных программ для ПЭВМ; адекватность разработанных математических моделей подтверждена сопоставлением расчетных и экспериментальных результатов исследования. Достоверность полученных результатов экспериментальных исследований обеспечена испытаниями, которые были проведены на современном, передовом испытательном оборудовании лаборатории "Экспериментальная механика" ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ)".

**Реализация работы.** Результаты исследований обсуждены на техническом совете и приняты к внедрению в практику Конструкторского отдела Челябинского тракторного завода (Приложение А).

**Апробация результатов работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались на конференциях профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (г. Челябинск, 2015 г., 2017 г.); Всероссийской конференции «Безопасность жизнедеятельности глазами молодежи» (г. Челябинск, 2011 г.), Международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству» (г. Челябинск, 2011 г.), Международной научно-практической конференции «Экология. Риск. Безопасность» (г. Курган, 2010 г.), научной конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ (г. Челябинск, 2013 г.), Всероссийской конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» ВНИИ Транспортного машиностроения (г. Санкт-Петербург, 2014

– 2015 г.), техническом совете отдела главного конструктора Челябинского тракторного завода (2017 г.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 11 научных статей, из них три – в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, семи глав основного текста, заключения, списка используемой литературы из 132 наименований и приложения. Общий объем диссертации составляет 139 страниц, работа содержит 58 рисунков и 15 таблиц.

## 1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Прикладные исследования в области вибрационной безопасности, направленные на обеспечение высокого научно-технического уровня проектных работ, базируются на использовании достижений в областях медицины, прикладной механики, экспериментальных методов исследований и компьютерного моделирования динамических процессов, протекающих в условиях реальной эксплуатации машин. Применительно к наземной мобильной технике возникает необходимость моделирования процессов динамического взаимодействия элементов связанных нелинейных систем при многопараметрическом случайном внешнем воздействии. Такая постановка открывает перспективу на ранних стадиях проектирования и испытаний опытных образцов вновь создаваемых и модернизируемых изделий прогнозировать процессы вибрационного воздействия на человека-оператора и обеспечивать нормативные требования его виброзащиты.

Направления исследований и обоснование исходных положений, принятых в диссертации, обусловлено спецификой промышленных тракторов, широко применяемых в составе разнообразной дорожно-строительной техники. Условия работы промышленных тракторов по сравнению с сельскохозяйственными тракторами отличаются:

- высоким уровнем нагрузок, преимущественно толкающего типа в условиях высокой маневренности;
- ярко выраженным случайным характером внешнего воздействия со стороны грунта на ходовую часть и навесное оборудование;
- разнообразием грунтовых фонов (суглинок, жесткая дорога, карьер с разборным каменистым грунтом и т.п.);
- основные рабочие операции промышленных тракторов до 80 % времени выполняются на пониженных скоростях движения от 1,5 до 3,5 км/ч и другое.

Отличие промышленных тракторов с точки зрения конструктивных особенностей ходовой части состоит в следующем:

– на сельскохозяйственных тракторах применяется индивидуальное или кареточное подрессоривание катков; на промышленных – преимущественно полужесткая подвеска, фактически обеспечивающая неупругое перемещение гусеничных тележек левого и правого бортов при наезде на большие неровности;

– опорные катки промышленных тракторов по сравнению с сельскохозяйственными имеют малый диаметр, при этом шаг гусеницы существенно выше.

Отмеченные особенности ходовой части промышленных тракторов и условия их эксплуатации способствуют возникновению ряда специфических отличительных эффектов, таких как понижение частоты чередования траков относительно опорных катков, увеличение относительных углов поворота между смежными звеньями в моменты переезда катками зоны шарниров по причине наличия жестких включений в поверхностных слоях грунта при выполнении дорожно-строительных работ и работ в карьерных условиях, повышение нагрузок на траки со стороны опорных катков вследствие низкого уровня подрессоривания корпуса трактора и другое.

В период 2000 – 2003 гг по заданию Челябинского тракторного завода кафедрой «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета выполнялась работа, направленная на выявление причин возникновения случайного низкочастотного возбуждения, которое, как показывают результаты сертификационных испытаний, являются наиболее проблематичными с точки зрения обеспечения санитарных норм по вибрации на рабочем месте человека-оператора. В этот период аспирантом кафедры Хрипуновым Д.В. были выполнены экспериментальные исследования (рисунки 1.1 и 1.2), установившие наличие постоянно действующего механизма возникновения колебаний, связанного с чередованием траков вследствие перекатывания опорных катков по беговой дорожке гусеницы [97].

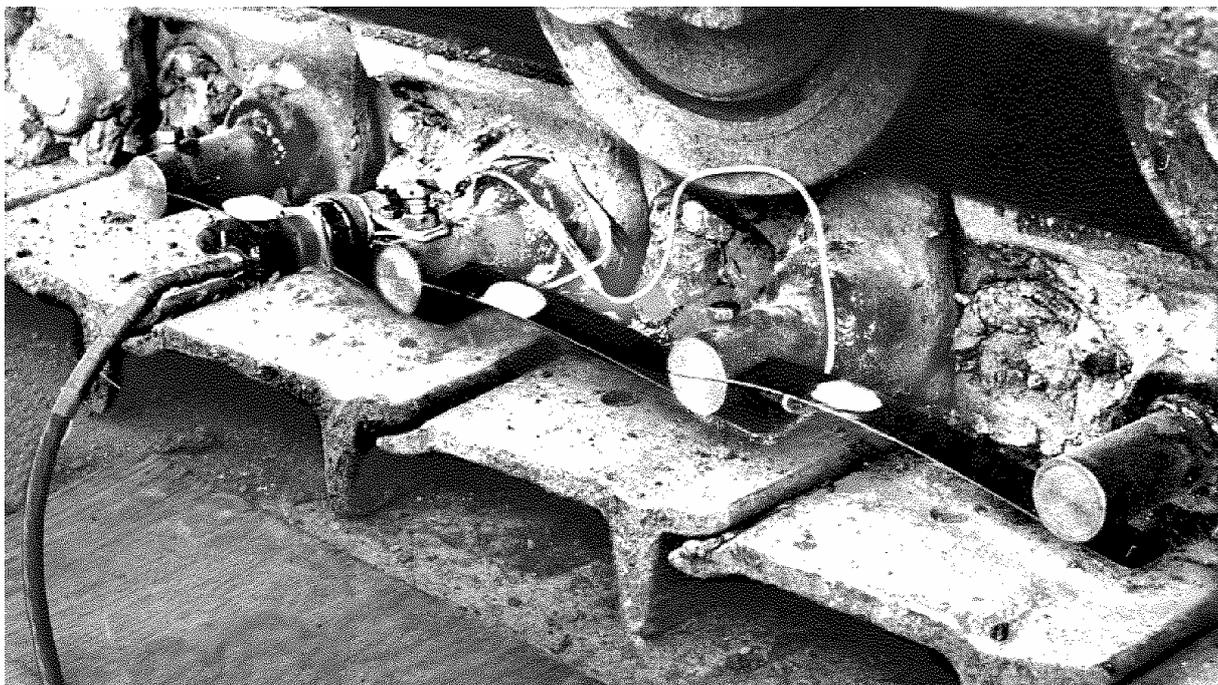


Рисунок 1.1 – Размещение датчиков углов поворота на траках гусеницы [97]

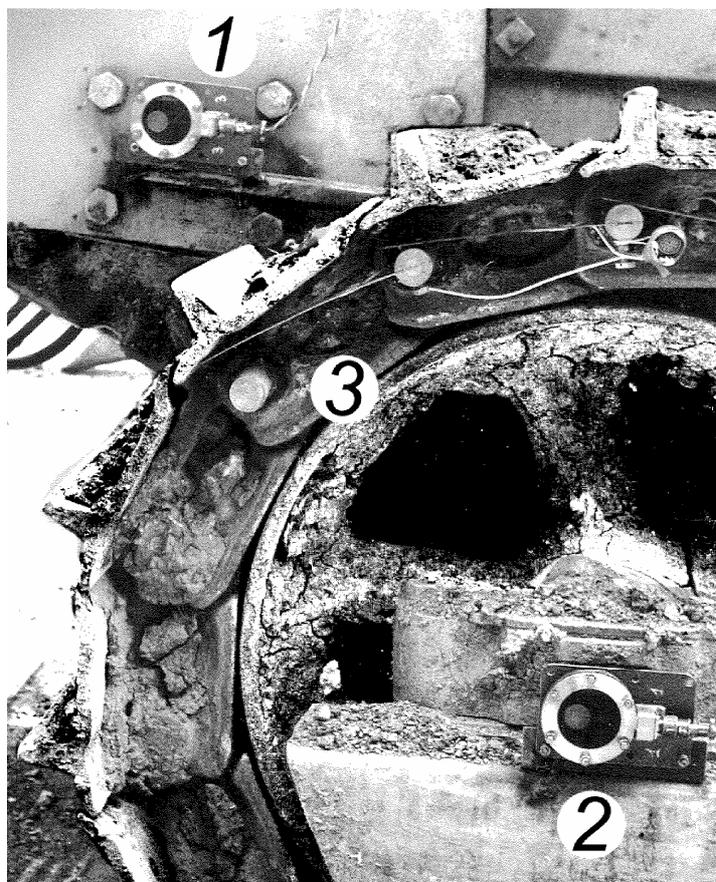


Рисунок 1.2 – Передняя часть трактора с размещением датчиков ускорений (позиции 1 и 2) и датчика угла поворота траков (позиция 3) в зоне направляющего колеса трактора Т-170 [97]

Подтверждение этого факта было получено в результате проведения тестовых испытаний трактора Т-170, в ходе которых регистрировались процессы изменения вертикальных ускорений в зоне крепления кресла оператора при следующих условиях: опыт № 1 – трактор неподвижен при работающем двигателе; в опыте № 2 трактор движется на низшей передаче (рисунок 1.3).

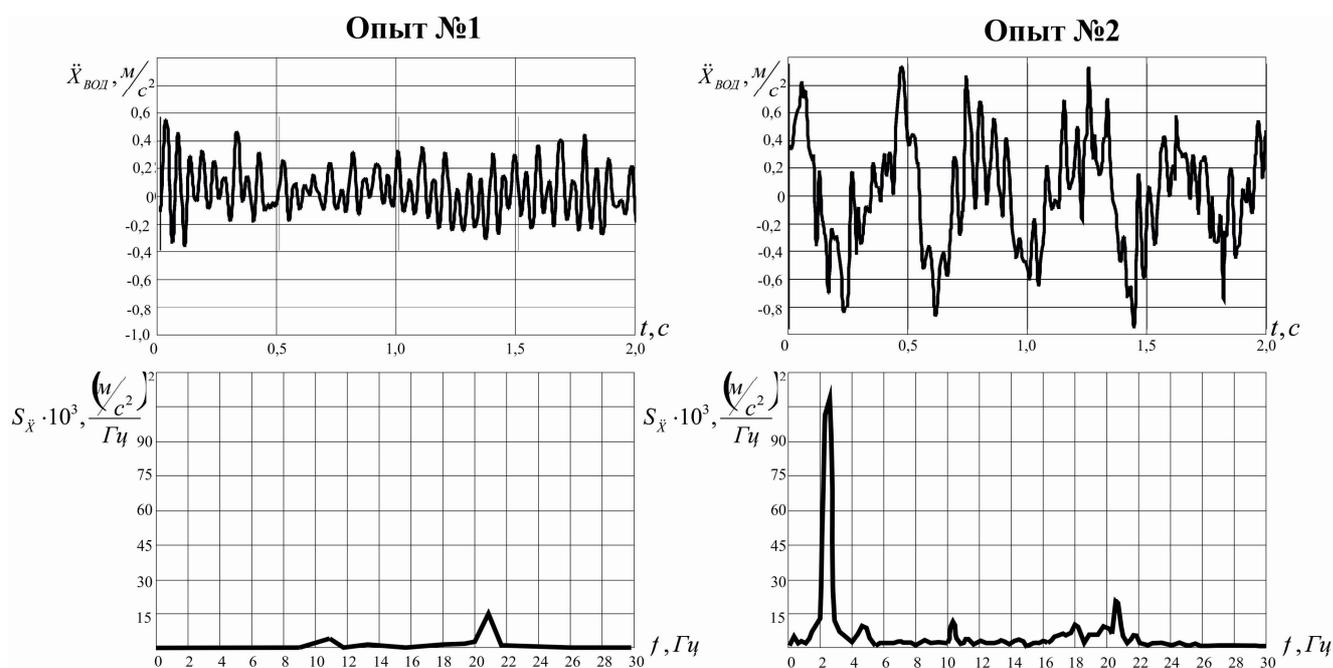


Рисунок 1.3 – Фрагменты осциллограмм при тестовых испытаниях и соответствующие им функции спектральной плотности процессов изменения вертикальных ускорений в зоне крепления виброзащитного кресла [97]

Анализ приведенных результатов позволяет сделать вывод о том, что при работе двигателя на холостом ходу и неподвижном тракторе (опыт № 1) уровень и частота вибрационного воздействия определяются только работой двигателя (~ 20 Гц); в процессе движения трактора на пониженной передаче (опыт № 2) на рабочем месте оператора возникают вибрации с четко выраженной низкочастотной составляющей в диапазоне частот 2 – 4 Гц, что соответствует частоте чередования траков в опорной ветви и сопутствующей высокочастотной составляющей от двигателя.

Таким образом, было установлено, что в качестве непрерывного вибровозбудителя низкочастотных колебаний, передаваемых на корпус трактора,

следует рассматривать механизм процесса перекачивания опорных катков по звенчатой гусенице, лежащей на упругом основании.

Следует отметить, что результаты сертификационных испытаний предыдущих моделей тракторов Челябинского Тракторного завода (Т-130, Т-170) показали, что обеспечение требований санитарных норм по вибрации в низкочастотной области является трудноосуществимым. При создании перспективного базового промышленного трактора Т-11 в качестве элементов поддрессоривания кабины и кресла Конструкторским Бюро Челябинского тракторного завода были применены гидропневматические устройства, обеспечивающие высокую стабильность работы и возможность регулирования упруго-вязких характеристик. Однако при испытаниях опытных образцов трактора Т-11 была выявлена низкая эффективность этих устройств в наиболее опасном низкочастотном диапазоне. В качестве примера на рисунке 1.4 приведен фрагмент частотного спектра, полученного при испытаниях трактора Т-11, на котором установлены сменяемые гидроопоры кабины немецкой фирмы Simrit. Датчики, размещенные на корпусе трактора и кабине, фиксировали вертикальные ускорения элементов. Анализ представленных результатов показывает, что при движении трактора на его корпус передаются непрерывно действующие значительные по величине ускорения в достаточно широком диапазоне частот и соответствуют, по-видимому, работе различных агрегатов, таких как двигатель, трансмиссия, турбокомпрессор и другие. Анализ результатов, полученных для кабины, демонстрирует факт значительного снижения уровня вибрации в интервале частот свыше 20 Гц, с одной стороны, и сохранения пика в низкочастотной области, с другой.

Отмеченное обстоятельство объясняется тем, что при попытке снижения собственной частоты кабины возникает эффект ее сильного раскачивания при движении трактора по большим неровностям, что приводит к ухудшению обзорности и, как следствие, трудностям управления тракторным агрегатом.

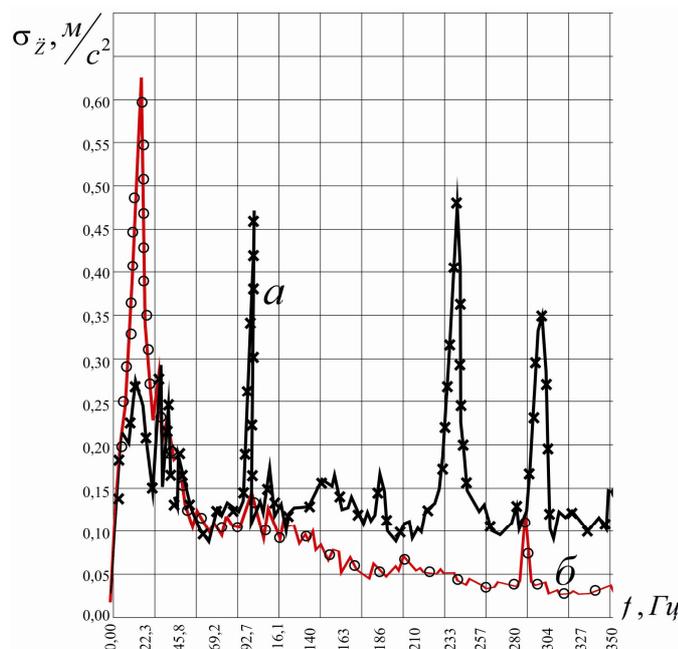


Рисунок 1.4 – Спектр виброускорений: а – на корпусе трактора в зоне крепления кабины; б – на кабине с применением гидроопор фирмы Simrit (данные ГСКБ ЧТЗ)

Исследование низкочастотного вибрационного воздействия представляет особый интерес в связи с тем, что по данным медико-биологических исследований именно этот низкочастотный диапазон (2 – 12 Гц) является наиболее неблагоприятным с точки зрения здоровья и работоспособности человека.

**Таким образом, задача обеспечения виброзащиты рабочего места оператора в низкочастотном диапазоне, обусловленном воздействием на корпус трактора со стороны гусеничного движителя, является актуальной эргономической проблемой.**

## **1.1 Медико-биологические исследования в области виброзащиты.**

### **Санитарные нормы и требования по вибронегруженности, предъявляемые к рабочему месту оператора промышленного трактора**

Степень опасности воздействия колебаний зависит от многих факторов, таких как уровень и направление вибрации, ее частота и продолжительность воздействия на человека. Вибрационная болезнь относится к числу довольно распространенных и тяжелых по клиническим проявлениям форм профессиональной патологии обморочных состояний. Вибрация оказывает непосредственное влияние на человека, снижая его функциональные возможности и работоспособность. В условиях вибрации нарушаются острота зрения, координация движений, меняются реакция и пороги чувствительности, ослабевает память. В отношении сидящего человека вибрация представляет собой фактор риска, в первую очередь для поясничных позвонков и связанных с ними нервных окончаний. Большие механические напряжения, нарушения питания ткани диска могут вызвать развитие дегенеративных процессов в поясничных сегментах позвоночника. Общая вибрация с частотой менее 0,7 Гц, определяемая как «качка», не приводит к вибрационной болезни, она может вызывать только неприятные ощущения (морская болезнь) [28].

Влияние вибрации на человека зависит от ее спектрального состава, направления, места приложения, продолжительности воздействия, а также от индивидуальных особенностей человека. Суммарная качественная оценка субъективных ощущений, вызванных действием вибрации, представлена на рисунке 1.5 в виде областей равного восприятия. Каждой области равного восприятия вибрации соответствуют различные уровни неприятных ощущений человека, границы между этими областями называют кривыми равного восприятия вибрации [18].

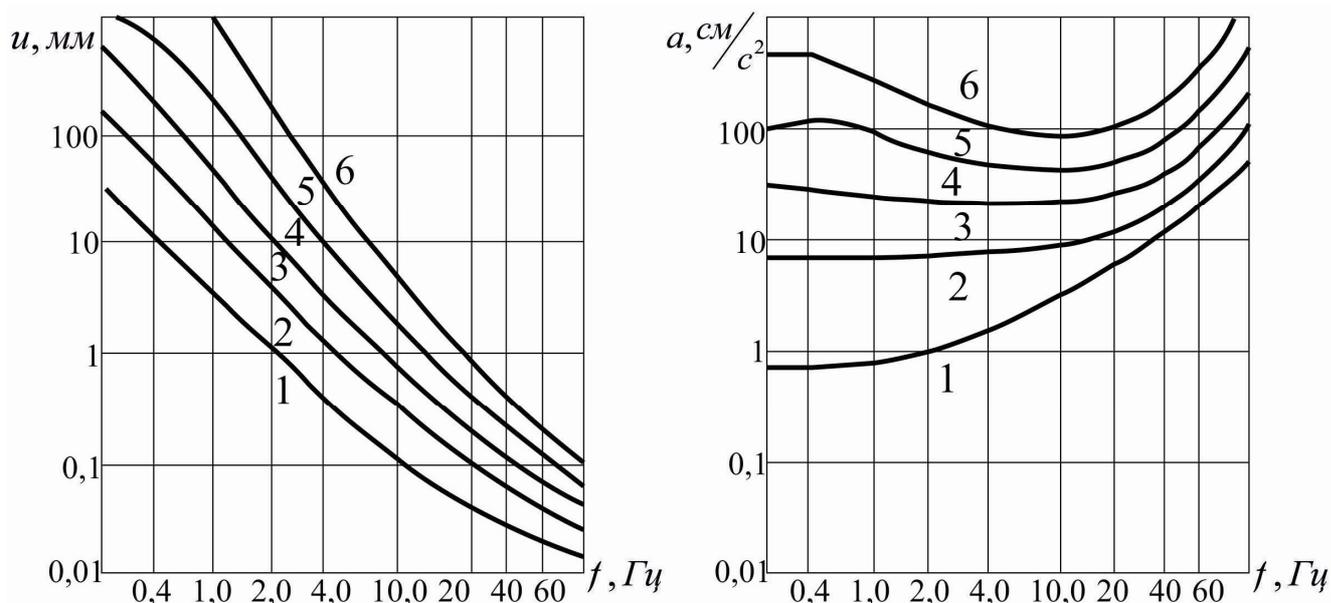


Рисунок 1.5 – Области равного восприятия вибрации: 1 – неощутимая; 2 – слабо ощутимая; 3 – хорошо ощутимая; 4 – сильно ощутимая; 5 – неприятная при длительном воздействии; 6 – неприятная при кратковременном воздействии

По способу передачи на человека вибрация подразделяется на общую и локальную [89]. 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 [89], 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 занимался изучением влияния вибрации на тело человека. В период с 60-тых годов до настоящего времени в нашей стране 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.

Результаты исследований в этой области опубликованы в научных трудах Андреевой-Галаниной Е.Ц. [4, 5], Бабанова С.А. [8, 9], Мухина [51], Палатинской И.П. [55, 56], Пановко Г.Я. [57, 58, 59], Потемкина Б.А. [70], Потемкина Г.А. [71], Сабадаш В.В. [77], Фролова К.В. [92, 93], Хрупачева А.Г. [98], а также [15, 17, 19, 20, 35, 66] и других авторов.

В работах Пановко Г.Я. [57, 58, 59] дано обоснование возможности рассматривать тело человека, испытывающего вибрационное воздействие, в виде различных дискретных моделей, отображающих локальную вибрацию основных частей тела оператора (рисунок 1.6). Методом механического импеданса выполнена идентификация параметров модели. Полученные результаты могут быть использованы в расчетных исследованиях для оценки вибронегруженности элементов тела.

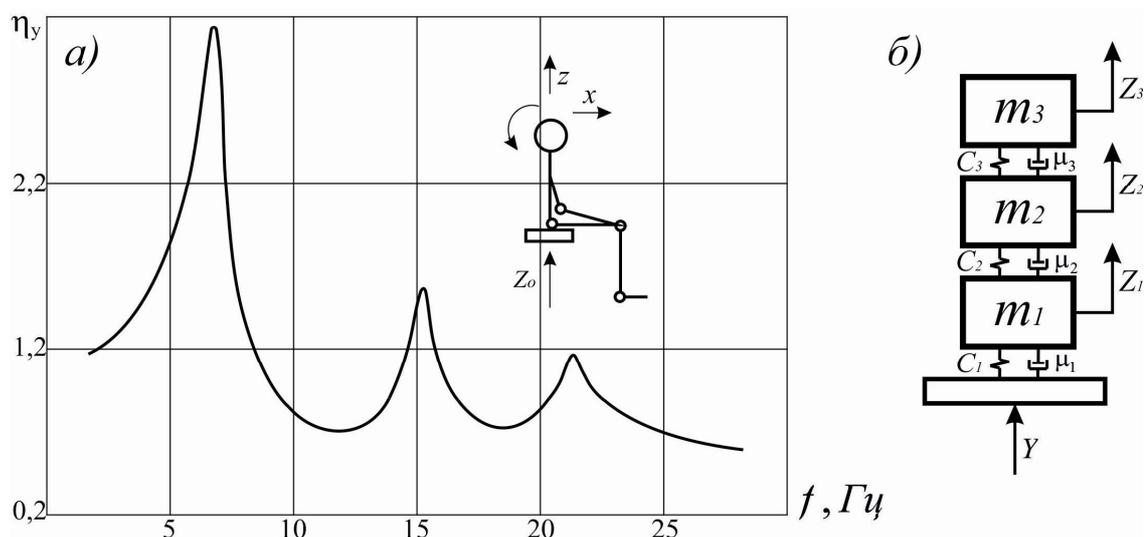


Рисунок 1.6 – Моделирование тела человека: а) – амплитудно-частотные характеристики тела сидящего человека, измеренные в направлении вертикальной оси; б) – модель тела человека [58]

В настоящее время широко применяются модели человека континуального типа. В частности, в исследованиях Палатинской И.П. [55, 56] создаются манекены для изучения действия вибрации на тело человека с применением пакетов программ, позволяющих создавать конечноэлементные модели. В работах создаются динамические биомеханические модели позвоночника человека-оператора и оценивается влияние амплитудо-частотных характеристик вибрации.

По результатам многочисленных медицинских исследований [18, 100, 71] было установлено, что наибольшую опасность с точки зрения здоровья оператора представляют вибрационные воздействия в области 2 – 14 Гц, так как именно этот диапазон частот вызывает резонансные явления основных органов тела человека (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Резонансные частоты тела человека

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

Из работ зарубежных авторов в области медицинских исследований воздействия вибрации на тело человека, с нашей точки зрения, заслуживают внимания работы Cholewicki J. [108], Essien S.K. [109], Griffin M.J. [111, 119, 120], Granata K.P. [110], Hinz B. [112], Kiiski J. [114], Kitazaki S. [115, 116, 117, 118], Lewis C.H. [119, 120, 121], Mansfield N.J. [122, 123], Rodean S. [127], Slota G.P. [128, 129], Szczepaniak J. [130], Wilder D.G. [131].

В работах Griffin M.J. и Kitazaki S. [117, 118] изучаются поведение тела при воздействии вибрации, его резонансные частоты, связь положения тела с его вибронегруженностью, а также влияние длительности воздействия вибрации. В ряде работ (Slota G.P. [129], Granata K.P. [110] и др.) изучается связь вибрационного воздействия с возникающими болями в поясничном отделе позвоночника. Большое количество современных работ зарубежных авторов

также основано на создании манекена тела человека, испытывающего вибрационное воздействие (Lewis С.Н. [119, 120, 121], Griffin M.J. [111], Szczepaniak J. [130] и др.).

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) [89].

Таблица 1.2 – Значения весовых коэффициентов для виброускорения.

Общая вибрация

Среднегеометрические частоты полос, Гц	в 1/3 октавных полосах		в 1/1 октавных полосах	
	$Z_o$	$X_o, Y_o$	$Z_o$	$X_o, Y_o$
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		

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 [89] требования по вертикальным колебаниям в 1,5 – 2 раза выше, чем по продольным в исследуемом диапазоне траковых частот (таблица 1.3).

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 <sup>2</sup>			
	в 1/3 октавных полосах		в 1/1 октавных полосах	
	$Z_o$	$X_o, Y_o$	$Z_o$	$X_o, Y_o$
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		

Нормативные документы также регламентируют ограничить время работы оператора в зависимости от уровня действующей на него вибрации [71]. На рисунке 1.7 показана диаграмма, связывающая допустимый уровень непрерывно действующих допустимых ускорений вертикальных вибраций с продолжительностью их воздействия на тело человека.

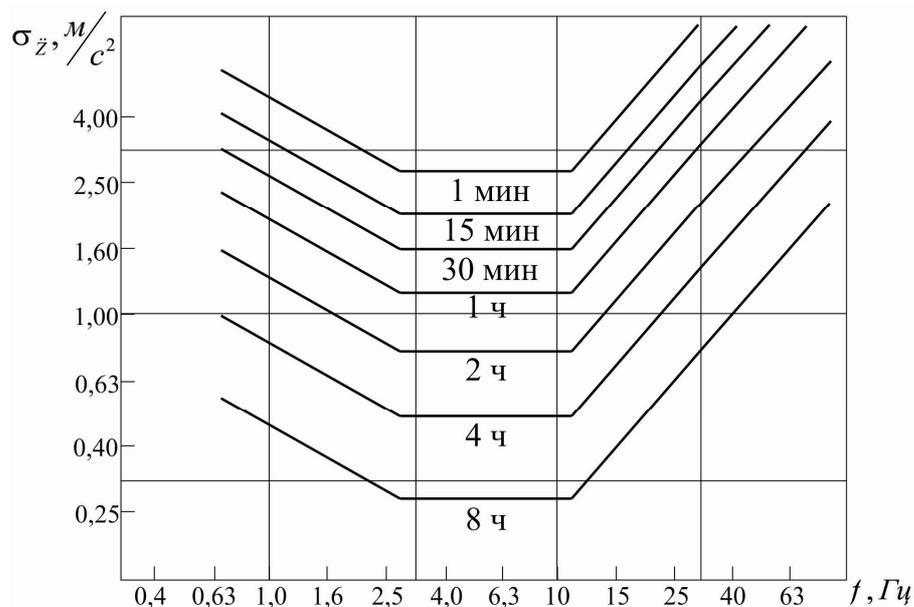


Рисунок 1.7 – Границы допустимых величин средних квадратических значений ускорений вертикальных вибраций (по проекту рекомендаций ИСО ТК108)

Забегая вперед, следует отметить, что результаты расчетных и экспериментальных исследований, проведенных в данной работе (главы 5 и 6) показали близость (и даже совпадение) диапазона низкочастотного вибрационного воздействия и области, в которой лежат собственные частоты элементов конструкции промышленных тракторов (корпус, кабина, кресло). Отмеченное обстоятельство еще раз подтверждает опасность и значимость исследуемого явления.

## **1.2 Исследования в области моделирования динамических процессов и средств вибрационной защиты операторов тракторной техники**

В соответствии с ГОСТ 26568-85 (Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация) [26] 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:

- методы виброизоляции;
- 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).

Вопросам защиты операторов от действия вибрации посвящены исследования Алешкова Д.С. [2], Амельченко, Н.П. [3], Асташева В.К. [6], Бабицкого В.И. [10], Быховского И.И. [16], Вульфсона И.И. [21], Гурецкого В.В. [30, 31], Захезина А.М. [37, 38, 39], Коловского М.З. [43, 44], Ляшенко М.В. [50], Обозова А.А. [52, 53], Пановко Г.Я. [57, 58, 59], Пановко Я.Г. [60, 61, 62], Пехтерева М.М. [64], Писаренко Г.С. [65], Подрубалова В.К. [67, 68, 69], Потемкина Б.А. [70], Сабадаш В.В. [77], Савельева А.Г. [78], Сазонова И.С. [80, 81, 82], Синева А.В. [87], Фролова К.В. [92, 93], Фурмана Ф.А. [94], Фурунжиева Р.И. [95], Хачатурова А.А. [96], Шагиняна А.С. [99], Шарипова В.М. [100, 101], Шеховцова В.В. [102], Шеховцова К.В. [103, 104, 105, 106], Щербакова В.С. [107] и других авторов.

Значительный вклад в исследования внесли сотрудники кафедры «Автомобиле- и тракторостроение» Волгоградского Государственного Технического Университета: Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов К.В и другие.

В частности, в докторской диссертации Ляшенко М.В. [50] часть работы посвящена исследованию динамики каркасных кабин, разработке и программной реализации методов проектирования виброизоляции элементов конструкции кабины тягово-транспортных средств. В частности, создана конечно-элементная модель каркасной кабины тракторов семейства ВТ, позволяющая рассчитывать и оптимизировать вибронагруженность системы подрессоривания и конструктивных элементов кабины. Разработана методика и создана информационно-измерительная система для исследования динамических характеристик виброизоляторов кабин.

В кандидатской диссертации Шеховцова К.В. [103] выполнены экспериментальные и расчетные исследования, которые показали эффективность использования эластомерных динамических виброизоляторов в качестве системы

подрессоривания кабины, применение которой на сельскохозяйственном тракторе улучшает виброзащиту рабочего места оператора. Автором разработана математическая модель, включающая ходовую систему трактора и системы подрессоривания остова, двигателя, кабины и сиденья оператора. Автор отмечает, что «в системах подрессоривания кабин с динамическими демпферами должны быть предусмотрены демпферы с нелинейными характеристиками, обеспечивающими реализацию допустимого свободного хода кабины».

Значительный вклад в проблему вибрационной безопасности вносят исследования коллектива научных работников под руководством Захезина А.М. [37, 38, 39], научные и прикладные результаты которых внедряются в различных отраслях – дорожно-строительной технике, металлургии, гражданском и промышленном строительстве и другое. В частности, разработаны и внедрены в варианты амортизаторов виброзащитных кресел операторов с коническими резинометаллическими виброизоляторами оригинальной конструкции, охватывающими широкий диапазон частот внешнего.

Значительные результаты в области виброзащиты операторов колесных машин получены сотрудниками Белорусско-Российского университета. В работах Сазонова И.С., В.А. Кима, Н.П. Амельченко, О.В. Билык, Д.А. Линника [80, 81, 82] разработаны методы теоретического анализа эффективности функционирования проектируемых подвесок сидений водителя колесного трактора, позволяющие исследовать эффективность использования динамических гасителей колебаний в системе подрессоривания сиденья, исследовать влияние гистерезиса упругодиссипативных элементов подвески типа «резина» на колебательный процесс сиденья, а также проектировать подвеску колесных тракторов для гашения низкочастотных колебаний с элементом релаксации демпфирования. Отмечается, что применение упругого элемента с гистерезисной характеристикой позволяет обеспечить эффективное гашение высокочастотных колебаний при транспортных скоростях по дорогам с искусственным покрытием. Следует отметить исследования, посвященные изучению активного подрессоривания сиденья водителя [80], в которых создана модель

пространственных колебаний колесного трактора. Проведенный анализ колебательных процессов позволил получить оценки вибронагруженности при пассивном и активном поддресоривании сиденья водителя. В результате исследований выявлены пути достижения наиболее безопасных условий работы человека-оператора. Отмечается, что при активном управлении колебаниями сиденья водителя наблюдается значительное уменьшение амплитуд перемещений для всех конструктивных схем систем поддресоривания шасси.

В работе Хрипунова Д.В. [97] выявлен эффект «бегущая волна», возбуждаемый низкочастотным воздействием со стороны гусеничного движителя. Разработана математическая модель «укладки» траков в опорной ветви, ориентированная на оценку вибронагруженности корпуса трактора. Исследовано влияние на уровень возбуждаемых колебаний параметров ходовой системы и условий движения промышленного трактора Т-170. Для промышленного трактора с полужесткой подвеской произведена количественная оценка вертикальных и продольных виброускорений пола кабины на месте крепления кресла оператора.

В ряде исследований авторами разрабатываются модели, отображающие случайный характер внешнего воздействия со стороны грунта. Значительный вклад в развитие этого направления вносит работа Силаева А.А. Разработанная автором спектральная теория поддресоривания транспортных средств [86], посвящена изучению динамики многоопорных мобильных машин в условиях внешнего воздействия в виде стационарных случайных процессов.

В работах Подрубалова В.К. [67, 68, 69] создается динамическая система машины, движущейся в транспортном режиме. Модель позволяет изучать стационарные пространственные колебания масс многомерной динамической системы машины, определять выходные спектральные характеристики, а также проводить оценку уровней вибрации на сиденье оператора на соответствие международным стандартам. На основе созданной модели автор проводит исследование влияния различных параметров (жесткость шин, поддресоривание кабины, поддресоривание сиденья, полное поддресоривание остова) на уровень вибронагруженности сиденья оператора. Автор делает вывод, что проведенные

теоретические исследования позволили создать теоретические основы комплексного решения широкого круга задач для проектирования мобильных машин с заданными характеристиками в условиях реальной эксплуатации.

В работе Шагиняна А.С. [99] создается динамическая модель системы «машина – человек» с целью подбора параметров виброзащитных устройств сидений самоходных сельскохозяйственных машин. В качестве входного воздействия принимается функция спектральной плотности ускорений. Автор делает вывод, что данный подход позволяет более осознанно вести проектирование конструкций сидений и выполнять нормативные требования по снижению шума и вибраций.

В качестве одного из наиболее эффективных средств виброзащиты операторов транспортных машин в литературе рассматривается возможность применения конструкций катков с внутренней амортизацией путем применения в них эластомерных элементов. Применительно к опорным каткам сельскохозяйственных тракторов широкий круг исследований проводится конструкторским бюро Алтайского тракторного завода и Алтайским государственным техническим университетом имени И.И. Ползунова. Для катков малого диаметра подробный обзор выполнен в работах С.А. Коростелева [45], в котором проведен анализ большого числа конструкций; в качестве примера им представлен один из вариантов конструкций опорного катка малого диаметра с внутренними кольцевыми амортизаторами овального сечения, работающими на сдвиг и сжатие. Однако следует отметить, что рассмотренные варианты катков с внутренней амортизацией, применительно к промышленным тракторам, связаны решением проблемы обеспечения их долговечности.

Среди работ зарубежных авторов в этой области, на наш взгляд, следует отметить работы Griffin M.J. [119], Khaksar Z. [113], Lewis C.H. [119, 120, 121], Mehdizadeh S.A. [124], Mehta C.R. [125], Paddan G.S. [126].

В работе Mehdizadeh S.A. [124] создается плоская модель кабины на четырех опорах, различными методами оптимизации выполняется подбор

параметров демпфирования. В конце автор делает вывод об эффективности применения предложенной методики.

Работа Khaksar Z. [113] посвящена экспериментальному анализу вибрации, действующей на оператора трактора. Исследования функций спектральных плотностей, полученных при четырех различных режимах движения трактора, показали, что все три направления общей вибрации, действующей на оператора, имеют наибольшую мощность в диапазоне частот до 5 Гц.

В работе Griffin M.J. и Paddan G.S. [126] проводится анализ существующих моделей виброзащитных кресел, в качестве критерия эффективности работы кресла принимается коэффициент  $seat$ , регламентируемый нормативными документами. Авторы делают вывод, что возможно путем корректировки параметров кресла снизить уровень вибронегруженности оператора, в частности, они отмечают, что достаточно поменять местами установленные на машины кресла, чтобы достигнуть положительных результатов.

Выполненный обзор публикаций позволяет отметить актуальные направления развития исследований в проблеме виброзащиты операторов:

- в направлении медико-биологических исследований разрабатываются модели тела человека-оператора, изучается влияние колебательных процессов на различные органы человека, а также влияние вибрационных воздействий на работоспособность и здоровье операторов;

- в направлении создания технических средств виброзащиты разрабатываются различные устройства с использованием резинотехнических и гидропневматических элементов виброзащиты;

- в направлении создания регулируемых и автоматизированных систем виброзащиты.

## **2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ СИСТЕМЫ «ГУСЕНИЧНАЯ ТЕЛЕЖКА – КОРПУС – КАБИНА – КРЕСЛО ОПЕРАТОРА»**

Разработка комплексной методики, позволяющей моделировать процессы формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора, предполагает создание математической модели в виде дифференциальных уравнений, которые в рамках принятых допущений описывают процесс движения трактора по грунтовому основанию. В связи с этим было проведено изучение существующих модификаций трактора и построена модель, описывающая их конструктивные особенности.

Линейка моделей тракторов Челябинского тракторного завода берет свое начало в тридцатых годах прошлого века с первой машины «Сталинец-60» и насчитывает большое количество разнообразных моделей современной техники, предназначенной для выполнения сельскохозяйственных, дорожно-строительных, горнодобывающих работ, прокладки нефтегазовых магистралей и другое. При этом они отличаются многими параметрами – массовыми и габаритными характеристиками, двигателями, трансмиссиями, ходовой частью и многими другими аспектами. К настоящему времени существует большое число модификаций промышленных тракторов и созданных на его базе разнообразие инженерных машин различного назначения. Отметим особенности ходовых систем ряда базовых моделей. Тракторы Т-130, Т-170 имеют полужесткую подвеску, включающую гусеничную тележку с жестко закрепленными в ней катками и листовую рессору, связывающую тележку с корпусом [40, 22]. На трактора Т-10М листовая рессора была заменена балансирной балкой повышенной жесткости. Принципиальное отличие ходовой части имеют тракторы ДЭТ-250, ДЭТ-400, на которых применена индивидуальная (торсионная) подвеска катков [42].

Основные исходные положения и допущения модели:

1. С целью описания процессов зарождения и передачи вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя к рабочему месту оператора объект исследований представляется дискретной системой, включающей гусеничную тележку, корпус, кабину оператора и виброзащитное кресло.

2. С учетом специфики данного исследования, направленного на обеспечение требований санитарных норм по вибрации в низкочастотном диапазоне, задача ограничивается рассмотрением кинематического воздействия в диапазоне до 12 Гц, обусловленным чередованием звеньев гусеницы при движении трактора с постоянной скоростью в транспортном режиме на низших передачах по ровному податливому грунтовому основанию. При этом поперечные колебания корпуса, отрыв опорных катков от гусеницы и усилия сопротивления со стороны рабочих органов и опорных катков не рассматриваются.

3. Основные виброзащитные элементы конструкции – кабина и кресло оператора представлены в виде линейных систем; обоснованность этого положения выполнена на основе экспериментальных исследований, подробно изложенных в 4 главе диссертации.

4. В связи со значительным отличием массовых характеристик корпуса и кабины от массы кресла с оператором, принято целесообразным применить принцип декомпозиции модели, позволяющий систему «ходовая часть – корпус – кабина» описывать системой связанных дифференциальных уравнений, результаты реализации которой в последующем рассматриваются в качестве входного процесса на основании кресла оператора.

С учетом сформулированных допущений выбрана расчетная схема, представленная на рисунке 2.1. Она предусматривает возможные варианты конструкций ходовой системы промышленных тракторов, например, листовую рессору (Т-130), жесткую поперечную балку (Т-170), индивидуальное подрессоривание опорных катков (ДЭТ-250).

В качестве обобщенных координат, определяющих положение трактора, приняты следующие физические величины:

1. Вертикальная координата оси ведущего колеса ( $Z_{ОСИ}$ );
2. Угол поворота гусеничной тележки в продольной вертикальной плоскости ( $\varphi_{ТЕЛ}$ );
3. Угол поворота корпуса трактора в продольной вертикальной плоскости ( $\varphi_{КОРП}$ );
4. Угол поворота кабины оператора в продольной вертикальной плоскости ( $\varphi_{КАБ}$ );
5. Вертикальная координата кабины оператора ( $Z_{КАБ}$ );
6. Вертикальная координата виброзащитного кресла ( $Z_{КР}$ );

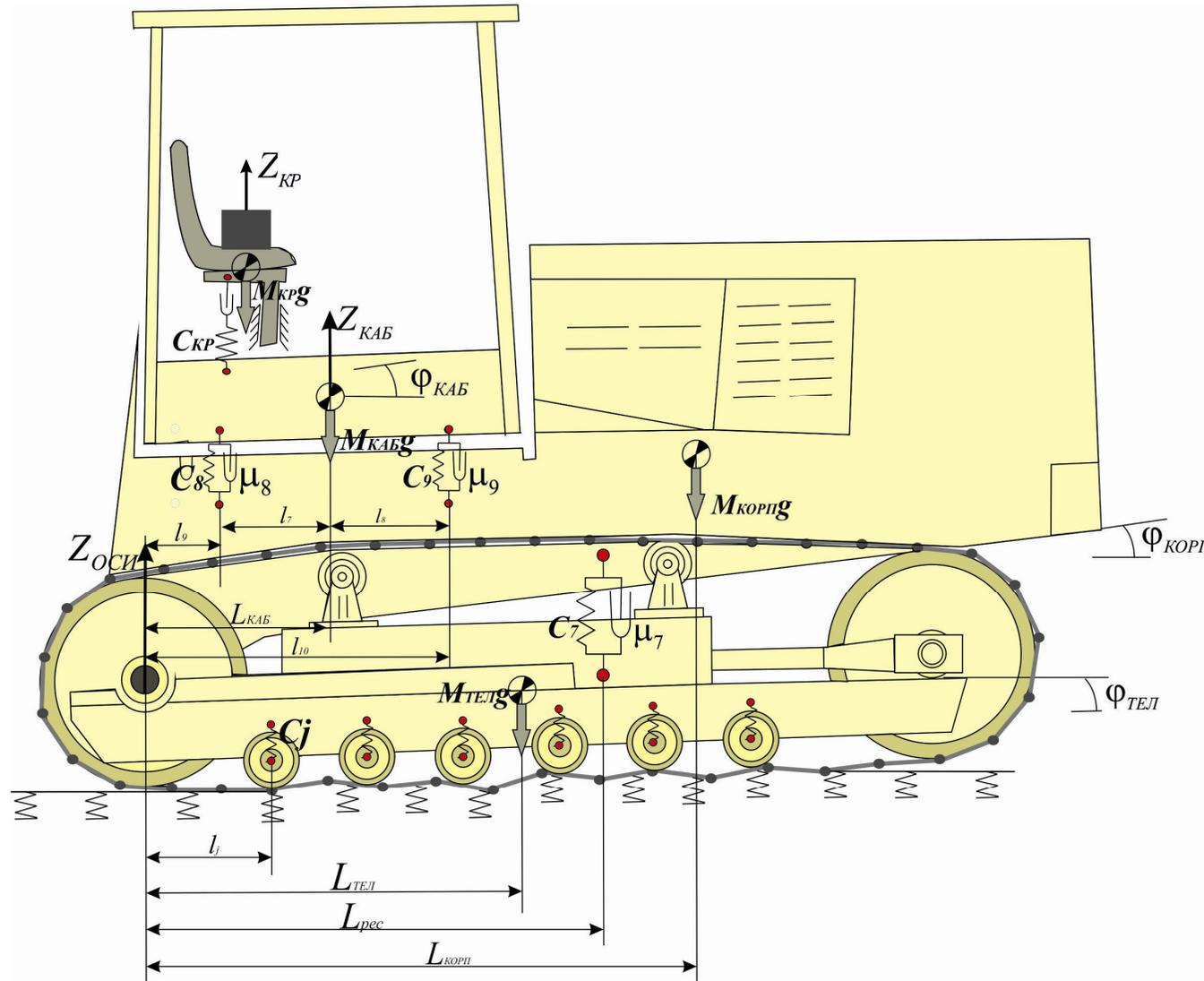


Рисунок 2.1 – Расчетная схема трактора

На рисунке 2.1 приняты следующие обозначения:  $C_j, j=1..6$  – жесткость поддрессоров катков;  $C_7, \mu_7$  – жесткость и коэффициент демпфирования рессоры;  $C_8, \mu_8, C_9, \mu_9$  – жесткости и коэффициенты демпфирования гидроопор кабины;  $C_{KP}, \mu_{KP}$  – жесткость и коэффициент демпфирования подвески кресла;  $l_j (j=1..6)$  – расстояние от оси ведущего колеса до  $j$  катка;  $L_{ТЕЛ}, L_{КОРП}, L_{КАБ}$  – расстояния от оси ведущего колеса до центров тяжести гусеничной тележки, корпуса, и кабины трактора, соответственно;  $L_{РЕС}$  – расстояние от оси ведущего колеса до рессоры;  $l_7, l_8$  – расстояния от центра тяжести кабины до гидроопор;  $l_9, l_{10}$  – расстояния от оси ведущего колеса до гидроопор.

Система уравнений движения для выбранной схемы составлена с помощью уравнений Лагранжа второго рода [7, 12, 48, 49]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_j} = 0, \quad j=1,2..5 \quad (2.1)$$

где  $q_j, \dot{q}_j$  – обобщенные координаты и скорости;

$T, \Pi, R$  – кинетическая, потенциальная энергии системы и диссипативная функция Рэлея.

Кинетическая энергия корпуса трактора, совершающего линейные и угловые перемещения в продольной вертикальной плоскости, определяется через физические координаты выражением:

$$T_{корп} = \frac{1}{2} M_{корп} (\dot{Z}_{оси} + L_{корп} \dot{\phi}_{корп})^2 + \frac{1}{2} J_{корпz} \dot{\phi}_{корп}^2, \quad (2.2)$$

где  $M_{корп}$  – масса корпуса трактора;

$L_{корп}$  – расстояние от оси ведущего колеса до центра тяжести корпуса трактора;

$J_{корпz}$  – момент инерции корпуса трактора относительно его центра тяжести.

Кинетическая энергия гусеничной тележки, совершающей линейные и угловые перемещения в продольной вертикальной плоскости:

$$T_{ТЕЛ} = \frac{1}{2} M_{ТЕЛ} (\dot{Z}_{ОСИ} + L_{ТЕЛ} \dot{\phi}_{ТЕЛ})^2 + \frac{1}{2} J_{ТЕЛz} \dot{\phi}_{ТЕЛ}^2, \quad (2.3)$$

где  $M_{ТЕЛ}$  – масса гусеничной тележки;

$L_{ТЕЛ}$  – расстояние от оси ведущего колеса до центра тяжести гусеничной тележки;

$J_{ТЕЛz}$  – момент инерции гусеничной тележки относительно ее центра тяжести.

Кинетическая энергия кабины, совершающей линейные и угловые перемещения в продольной вертикальной плоскости:

$$T_{КАБ} = \frac{1}{2} M_{КАБ} \dot{Z}_{КАБ}^2 + \frac{1}{2} J_{КАБ} \dot{\phi}_{КАБ}^2, \quad (2.4)$$

где  $M_{КАБ}$  – масса кабины;

$J_{КАБ}$  – момент инерции кабины относительно ее центра тяжести.

Кинетическая энергия рассматриваемой системы равна сумме кинетических энергий отдельных ее компонентов:

$$T = T_{КОРП} + T_{ТЕЛ} + T_{КАБ}. \quad (2.5)$$

Подставляя выражения для  $T_{КАБ}$ ,  $T_{ТЕЛ}$ ,  $T_{КАБ}$  из выражений (2.2) – (2.4) в (2.5), получим:

$$T = \frac{1}{2} M_{КОРП} (\dot{Z}_{ОСИ} + L_{КОРП} \dot{\phi}_{КОРП})^2 + \frac{1}{2} J_{КОРПz} \dot{\phi}_{КОРП}^2 + \frac{1}{2} M_{ТЕЛ} (\dot{Y} + L_{ТЕЛ} \dot{\phi}_{ТЕЛ})^2 + \frac{1}{2} J_{ТЕЛz} \dot{\phi}_{ТЕЛ}^2 + \frac{1}{2} M_{КАБ} \dot{Z}_{КАБ}^2 + \frac{1}{2} J_{КАБ} \dot{\phi}_{КАБ}^2. \quad (2.6)$$

Потенциальная энергия корпуса трактора определяется выражением

$$П_{КОРП} = M_{КОРП} g (Z_{ОСИ} + L_{КОРП} \phi_{КОРП}). \quad (2.7)$$

Потенциальная энергия гусеничной тележки равна

$$П_{ТЕЛ} = M_{ТЕЛ} g (Z_{ОСИ} + L_{ТЕЛ} \phi_{ТЕЛ}). \quad (2.8)$$

Потенциальная энергия кабины

$$P_{КАБ} = M_{КАБ} g Z_{КАБ}. \quad (2.9)$$

Помимо потенциальной энергии сил тяжести корпуса трактора, гусеничной тележки и кабины, необходимо учесть потенциальную энергию деформации балансирующего устройства:

$$P_{РЕС} = \frac{1}{2} C_7 [L_{РЕС} (\varphi_{ТЕЛ} - \varphi_{КОРП})]^2, \quad (2.10)$$

где  $C_7$  – жесткость поперечной балки или рессоры;

$L_{РЕС}$  – расстояние от оси ведущего колеса до точки крепления балансирующего устройства к корпусу трактора;

Характерной особенностью конструкций промышленных тракторов является многоопорность ходовой системы. В зависимости от модели трактора опорные катки жестко крепятся к гусеничной тележке (Т-130, Т-170), либо трактор имеет индивидуальное подрессоривание катков (ДЭТ-250, ДЭТ-400). Учет этого обстоятельства удастся учесть, применяя при разработке модели предложенную А.А.Силаевым [86] спектральную теорию подрессоривания многоопорных транспортных средств, согласно которой подрессоренный кузов машины можно рассматривать как систему со многими входами в виде цепи опорных катков, размещенных по длине опорной поверхности. При этом, применительно к трактору, случайная функция кинематического внешнего воздействия со стороны источника в виде «бегущей волны» воспринимается каждым опорным катком смещенной по времени.

Поскольку при решении задач статистической динамики используется понятие частотной передаточной функции, представляющей собой реакцию системы на единичное гармоническое воздействие, возникает необходимость представить входное воздействие в виде гармонических сигналов. Задавшись воздействием на первый каток в виде единичного воздействия:

$$h_1(t) = H \cdot \sin(\omega t), \quad (2.11)$$

или в комплексном виде:

$$h_1(t) = H \cdot e^{i\omega t}, \quad (2.12)$$

где  $H$  – амплитуда гармонического воздействия;

$h_1(t)$  – перемещение переднего опорного катка,

другие опорные катки по отношению к переднему получают вид:

$$h_j(t) = H \cdot e^{i\omega(t-\tau_j)} = H \cdot e^{i\omega t} \cdot e^{-i\omega\tau_j} = h_1(t) \cdot e^{-i\omega\tau_j}, \quad (2.13)$$

где  $h_j$  – высота неровностей, по которым проходит  $j$ -каток;

$\tau_j = \frac{l_n - l_j}{V}$  – сдвиг по времени  $j$ -катка по отношению к переднему катку;

$V$  – скорость движения трактора;

$l_j$  – расстояние от оси ведущего колеса до точки крепления  $j$ -катка;

$l_n$  – расстояние от оси ведущего колеса до точки крепления переднего катка.

Теперь выражение потенциальной энергии упругих элементов крепления катков определяется:

$$P_K = \sum_{j=1}^n \frac{1}{2} C_j (-l_j \varphi_{ТЕЛ} - Z_{ОСИ} + h_j)^2, \quad (2.14)$$

где  $C_j$  – жесткость подрессоривания  $j$ -го катка;

$n$  – количество катков.

Потенциальная энергия упругих элементов крепления кабины (гидроопор):

$$P_{Г} = \frac{1}{2} C_8 (Z_{КАБ} - l_7 \varphi_{КАБ} - Z_{ОСИ} - l_9 \varphi_{КОРП})^2 + \frac{1}{2} C_9 (Z_{КАБ} + l_8 \varphi_{КАБ} - Z_{ОСИ} - l_{10} \varphi_{КОРП})^2, \quad (2.15)$$

где  $C_8, C_9$  – жесткость упругих элементов;

$l_7, l_8$  – расстояния от центра тяжести кабины до упругих элементов;

$l_9, l_{10}$  – расстояния от оси ведущего колеса до упругих элементов.

Потенциальная энергия рассматриваемой системы получает вид:

$$P = P_{КОРП} + P_{ТЕЛ} + P_{КАБ} + P_{РЕС} + P_K + P_{Г}. \quad (2.16)$$

После подстановки выражений (2.7) – (2.10), (2.14), (2.15) в (2.16) получим:

$$\begin{aligned} P = & M_{КОРП} g (Z_{ОСИ} + L_{КОРП} \varphi_{КОРП}) + M_{ТЕЛ} g (Z_{ОСИ} + L_T \varphi_{ТЕЛ}) + \\ & + M_{КАБ} g Z_{КАБ} + \frac{1}{2} C_{РЕС} [L_{РЕС} (\varphi_{ТЕЛ} - \varphi_{КОРП})]^2 + \sum_{j=1}^n \frac{1}{2} C_j (-l_j \varphi_{ТЕЛ} - Z_{ОСИ} + h_j)^2 + \\ & + \frac{1}{2} C_8 (Z_{КАБ} - l_7 \varphi_{КАБ} - Z_{ОСИ} - l_9 \varphi_{КОРП})^2 + \frac{1}{2} C_9 (Z_{КАБ} + l_8 \varphi_{КАБ} - Z_{ОСИ} - l_{10} \varphi_{КОРП})^2. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Диссипативная функция Рэлея балансирной балки (листовой рессоры) для случая линейного трения имеет вид:

$$R_B = \frac{1}{2} \mu_7 L_{PEC}^2 (\dot{\phi}_{ТЕЛ} + \dot{\phi}_{КОРП})^2, \quad (2.18)$$

где  $\mu_7$  – коэффициент эквивалентного вязкого трения рессоры.

Диссипативная функция Рэлея элементов крепления катков для случая линейного трения имеет вид:

$$R_K = \sum_{j=1}^n \frac{1}{2} \mu_j (-l_j \dot{\phi}_{ТЕЛ} - \dot{Z}_{ОСИ} + \dot{h}_j)^2, \quad (2.19)$$

где  $\mu_j$  – коэффициент эквивалентного вязкого трения  $j$ -го катка, приведенный к  $j$ -му шарниру.

Диссипативная функция Рэлея элементов крепления кабины (гидроопор) для случая линейного трения имеет вид:

$$R_G = \frac{1}{2} \mu_8 (\dot{Z}_{КАБ} - l_7 \dot{\phi}_{КАБ} - \dot{Z}_{ОСИ} - l_9 \dot{\phi}_{КОРП})^2 + \frac{1}{2} \mu_9 (\dot{Z}_{КАБ} + l_8 \dot{\phi}_{КАБ} - \dot{Z}_{ОСИ} - l_{10} \dot{\phi}_{КОРП})^2, \quad (2.20)$$

где  $\mu_8, \mu_9$  – коэффициенты эквивалентного вязкого трения амортизаторов кабины.

Диссипативная функция Рэлея рассматриваемой системы для случая линейного трения определяется как:

$$R = R_B + R_K + R_G. \quad (2.21)$$

После подстановки выражений (2.18) – (2.20) в (2.21) получим:

$$R = \frac{1}{2} \mu_7 L_{PEC}^2 (\dot{\phi}_{ТЕЛ} + \dot{\phi}_{КОРП})^2 + \sum_{j=1}^n \frac{1}{2} \mu_j (-l_j \dot{\phi}_{ТЕЛ} - \dot{Z}_{ОСИ} + \dot{h}_j)^2 + \frac{1}{2} \mu_8 (\dot{Z}_{КАБ} - l_7 \dot{\phi}_{КАБ} - \dot{Z}_{ОСИ} - l_9 \dot{\phi}_{КОРП})^2 + \frac{1}{2} \mu_9 (\dot{Z}_{КАБ} + l_8 \dot{\phi}_{КАБ} - \dot{Z}_{ОСИ} - l_{10} \dot{\phi}_{КОРП})^2. \quad (2.22)$$

После дифференцирования функций кинетической, потенциальной энергий и диссипативной функции Рэлея и последующего преобразования получена система уравнений Лагранжа второго рода:

$$M_{КОРП} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{КОРП} \ddot{\phi}_{КОРП}) + M_{ТЕЛ} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{ТЕЛ} \ddot{\phi}_{ТЕЛ}) + \sum_{j=1}^n C_j (Z_{ОСИ} - h_j + l_j \phi_{ТЕЛ}) + C_8 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7 \phi_{КАБ} + l_9 \phi_{КОРП}) +$$

$$\begin{aligned}
 & + C_9(Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} - l_8\varphi_{КАБ} + l_{10}\varphi_{КОРП}) + \sum_{j=1}^n \mu_j (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{h}_j + l_j\dot{\varphi}_{ТЕЛ}) \\
 & + \mu_8(\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7\dot{\varphi}_{КАБ} + l_9\dot{\varphi}_{КОРП}) + \mu_9(\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} - l_8\dot{\varphi}_{КАБ} + l_{10}\dot{\varphi}_{КОРП}) = 0, \quad (2.23.1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_{ТЕЛ}L_{ТЕЛ}(\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{ТЕЛ}\ddot{\varphi}_{ТЕЛ}) + J_{ТЕЛ}\ddot{\varphi}_{ТЕЛ} + C_7L_{РЕС}^2(\varphi_{ТЕЛ} - \varphi_{КОРП}) + \\
 & + \mu_7L_{РЕС}^2(\dot{\varphi}_{ТЕЛ} - \dot{\varphi}_{КОРП}) + \sum_{j=1}^n C_j l_j (Z_{ОСИ} - h_j + l_j\varphi_{ТЕЛ}) + \sum_{j=1}^n \mu_j l_j (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{h}_j + l_j\dot{\varphi}_{ТЕЛ}) = 0, \quad (2.23.2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_{КОРП}L_{КОРП}(\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{КОРП}\ddot{\varphi}_{КОРП}) + J_{КОРП}\ddot{\varphi}_{КОРП} + C_7L_{РЕС}^2(\varphi_{КОРП} - \varphi_{ТЕЛ}) + \\
 & + \mu_7L_{РЕС}^2(\dot{\varphi}_{КОРП} - \dot{\varphi}_{ТЕЛ}) + C_8l_9(Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7\varphi_{КАБ} + l_9\varphi_{КОРП}) + \\
 & + C_9l_{10}(Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} - l_8\varphi_{КАБ} + l_{10}\varphi_{КОРП}) + \mu_8l_9(\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7\dot{\varphi}_{КАБ} + l_9\dot{\varphi}_{КОРП}) + \\
 & + \mu_9l_{10}(\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} - l_8\dot{\varphi}_{КАБ} + l_{10}\dot{\varphi}_{КОРП}) = 0, \quad (2.23.3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_{КАБ}(\ddot{Z}_{КАБ} + g) + C_8(Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} - l_7\varphi_{КАБ} - l_9\varphi_{КОРП}) + \\
 & + C_9(-Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} + l_8\varphi_{КАБ} - l_{10}\varphi_{КОРП}) + \mu_8(-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} - l_7\dot{\varphi}_{КАБ} - l_9\dot{\varphi}_{КОРП}) + \\
 & + \mu_9(-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} + l_8\dot{\varphi}_{КАБ} - l_{10}\dot{\varphi}_{КОРП}) = 0, \quad (2.23.4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & J_{КАБ}\ddot{\varphi}_{КАБ} + C_8l_7(Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7\varphi_{КАБ} + l_9\varphi_{КОРП}) + \\
 & + C_9l_8(-Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} - l_8\varphi_{КАБ} + l_{10}\varphi_{КОРП}) + \mu_8l_7(\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7\dot{\varphi}_{КАБ} + l_9\dot{\varphi}_{КОРП}) + \\
 & + \mu_9l_8(-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} + l_8\dot{\varphi}_{КАБ} - l_{10}\dot{\varphi}_{КОРП}) = 0. \quad (2.23.5)
 \end{aligned}$$

Дополнительно используется уравнение связи, отображающее шарнирное соединение корпуса и тележки, которое учтено при составлении указанной системы уравнений.

Таким образом, по результатам исследований, выполненных во 2 главе, можно отметить следующие результаты:

– сформулированы исходные положения и допущения к математической модели, описывающей динамику трактора при движении в транспортном режиме

по ровному податливому основанию;

– составлены дифференциальные уравнения, описывающие динамику трактора и отображающие массовые и геометрические параметры трактора и упруго-вязкие характеристики элементов поддрессоривания;

– в последующем для получения практических результатов моделирования необходимо выполнить следующие дополнительные исследования, в частности: идентификацию характеристик основных элементов поддрессоривания и получение случайных процессов, характеризующих внешнее воздействие. Эти вопросы будут обсуждены в главах 3 и 4.

### **3 ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ.**

#### **ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ И КРЕСЛА ОПЕРАТОРА ТРАКТОРА**

Основными элементами, обеспечивающими виброзащиту операторов промышленных тракторов, являются системы поддрессоривания кабины и виброзащитного кресла. До последнего времени устройство этих систем базировалось на применении пружинно-рычажных механизмов и конструкций с эластомерными элементами. 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 проведения испытаний опытных образцов. На промышленном тракторе Т-11 Челябинского тракторного завода применяются гидроопоры кабины немецкой фирмы Simrit и системы сидений фирмы Sibeco. Для идентификации параметров названных элементов виброзащиты, а также для обоснования типа расчетных схем элементов выполнен цикл лабораторных исследований, проведенный в Центре экспериментальной механики Южно-Уральского Государственного Университета.

В процессе выполнения лабораторных исследований, наряду с задачей идентификации параметров математической модели, выполнено обоснование возможности использования вместо полевых испытаний уникального стендового оборудования для определения ряда сертификационных характеристик и оценки их соответствия требованиям стандарта.

### 3.1 Оборудование стендовой установки

Схема стендовой установки для лабораторных испытаний, приведенная на рисунке 3.1, включала:

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.

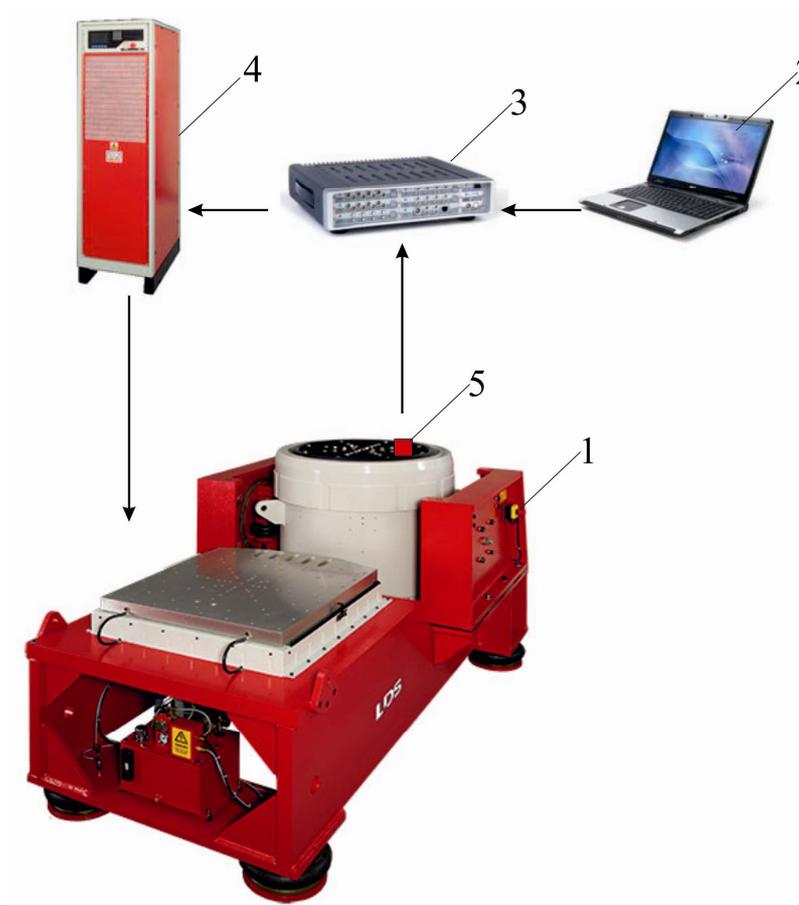


Рисунок 3.1 – Схема стендовой установки для испытаний:

- 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 используется 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, которая формирует электрический сигнал. Далее сигнал поступает на усилитель и затем на подвижную катушку электродинамического вибростенда. Вследствие взаимодействия переменного электрического тока подвижной катушки с постоянным магнитным полем, созданным неподвижной катушкой, вибростол стенда приходит в движение. Акселерометр, установленный на вибростоле, используется в качестве элемента

обратной связи: датчик регистрирует виброускорения и передает их в систему управления, которая в режиме реального времени корректирует управляющий сигнал для реализации заданной программы нагружения.

### 3.2 Идентификация характеристик поддресоривания виброзащитного кресла

На первом этапе выполнялись обоснование вида и определение параметров математической модели кресла, которая встраивается в динамическую систему «ходовая часть – корпус трактора – кабина – кресло оператора». Отличительной особенностью кресла фирмы Sibeco является применение на нем совмещенной гидропневматической подвески, сочетающей свойства упругости и вязкого демпфирования.

Исследуемое кресло жестко закреплялось на подвижной платформе стенда; грузы, имитирующие массу оператора, совместно с измерительным диском неподвижно фиксировались на поверхности сидения. На рисунке 3.2 показан общий вид стендовой установки. На платформе стенда (вход  $\ddot{z}$ ) и на измерительном диске (выход  $\ddot{y}$ ) располагались датчики ускорений.



Рисунок 3.2 – Установка кресла на испытательном стенде

На основании кресла задавалось гармоническое воздействие с разверткой по частоте от 1,5 до 5 Гц. На рисунке 3.3 показана частотная передаточная функция кресла с закрепленной на нем массой 90 кг. В связи с тем, что нижний порог чувствительности пьезоэлектрических датчиков PCB TLC356A32 ограничен значением измеряемой частоты равной 1,5 Гц, участок характеристики проведен условно.

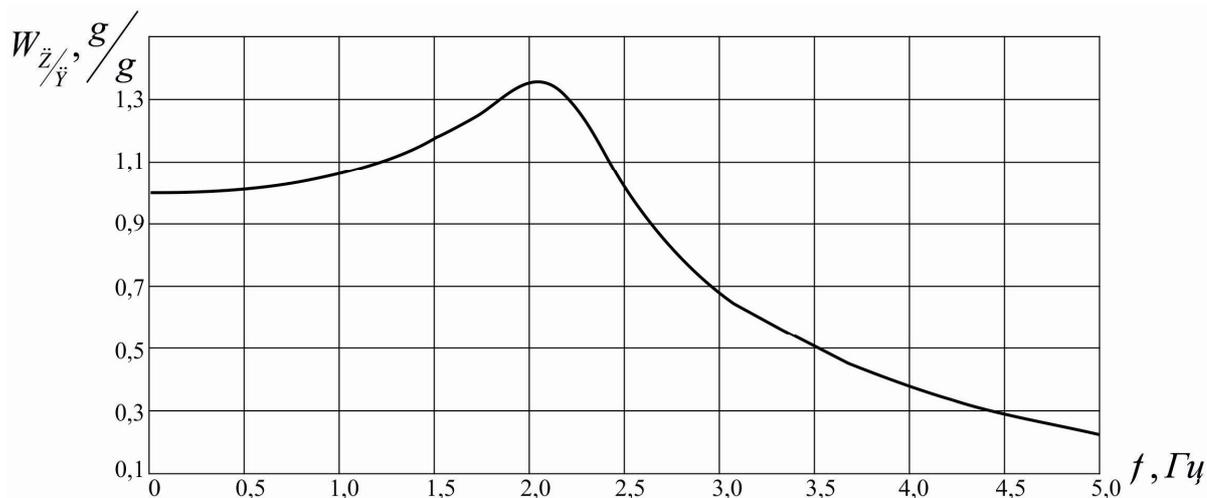


Рисунок 3.3 – Передаточная функция кресла фирмы Sibeco, полученная из эксперимента

Визуальный анализ представленных результатов показал, что экспериментальная передаточная функция довольно точно описывает поведение одномассовой системы. Поскольку в данном исследовании рассматриваются вибрационные процессы, происходящие с малыми амплитудами перемещений и скоростей, это позволяет сделать вывод об обоснованности рассматривать модель кресла как одномассовый линейный элемент с собственной частотой равной 2,2 Гц, что соответствует значению характеристики жесткости, равной  $C_{кр} = 17,1 \cdot 10^3 \frac{Н}{м}$ .

При решении задач динамики наряду с массовыми и упругими свойствами системы необходимо располагать характеристиками вязкого трения, характеризуемого коэффициентом демпфирования, который также можно определить путем математического моделирования системы. Для этого были

рассмотрены две математические модели кресла (с последовательным и параллельным соединением упругого и вязкого элементов) и получены их частотные передаточные функции. На рисунке 3.4, *а* представлена передаточная функция кресла, полученная из эксперимента, на рисунках 3.4, *б* и 3.4, *в* – передаточные функции кресла, полученные расчетным путем.

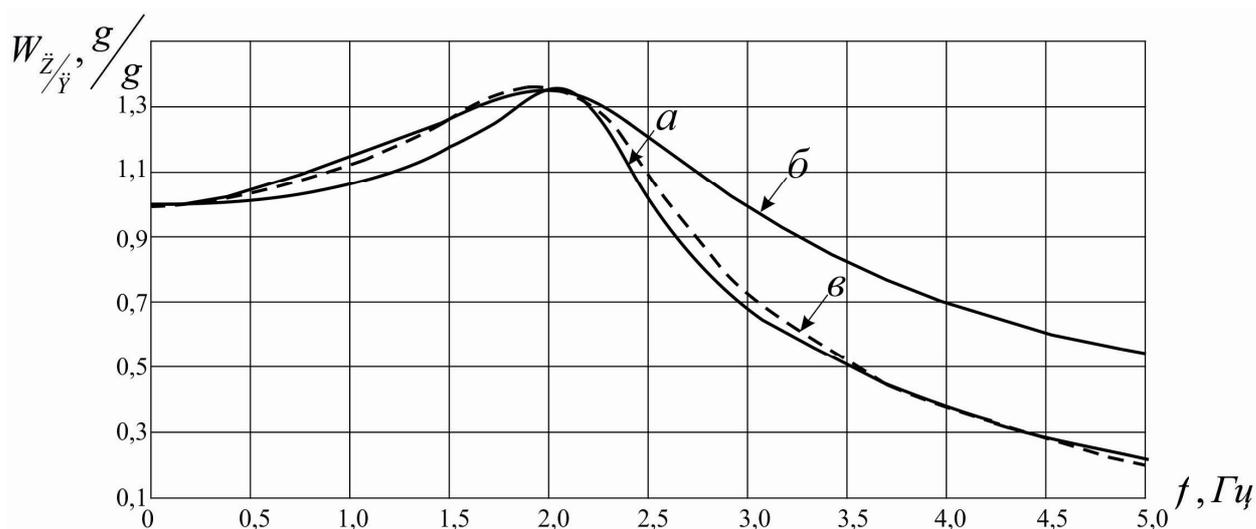


Рисунок 3.4 – Передаточная функция кресла фирмы Sibeco: *а* – полученная из эксперимента; *б* – полученная математическим моделированием с параллельным соединением элементов; *в* – с последовательным соединением элементов

Анализ приведенных результатов указывает на достаточно близкое схождение данных эксперимента с математической моделью кресла, в которой элементы расположены последовательно, при этом коэффициент демпфирования гидропневматической системы подрессоривания виброзащитного кресла фирмы Sibeco принят равным  $\mu_{кр} = 1,53 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ .

Достоверность полученных результатов контролировалась путём десятикратного воспроизведения опытов; отличие результатов измерений жёсткости находится в пределах 5 %, коэффициента демпфирования в пределах 7%.

### 3.3 Идентификация характеристик подрессоривания гидропор кабины

Кабина промышленного трактора Т-11 устанавливается на четырех гидроопорах немецкой фирмы Simrit (рисунок 3.5).

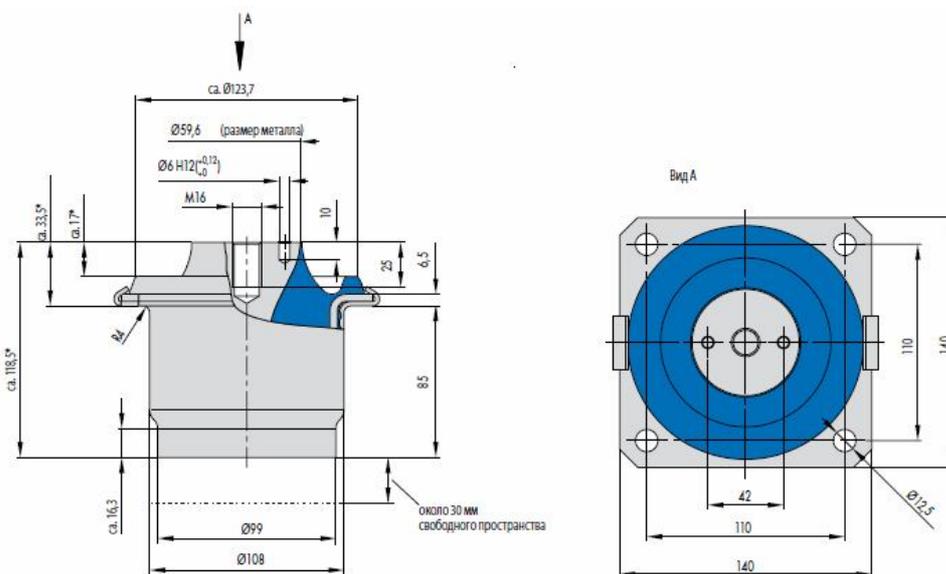


Рисунок 3.5 – Схема гидроопоры VL 03618704 фирмы Simrit

Комплекс выполненных исследований включал обоснование вида и идентификацию параметров математической модели. Гидроопора устанавливалась на подвижной платформе стенда и с помощью специально созданной оснастки к ней закреплялись грузы, имитирующие одну четверть части массы кабины (рисунок 3.6).

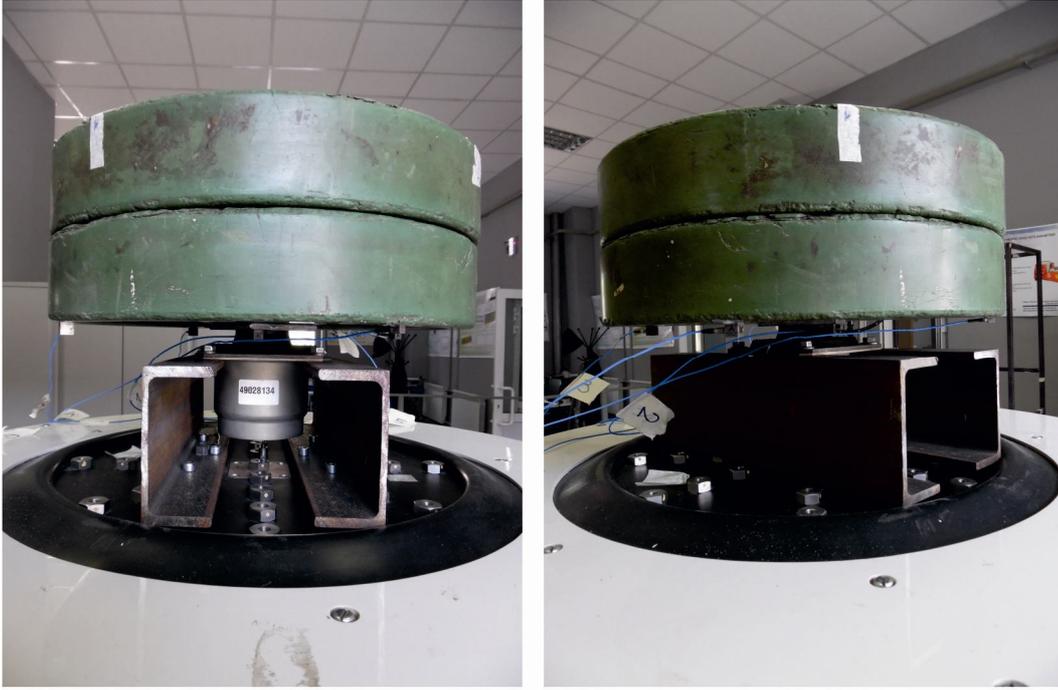


Рисунок 3.6 – Установка гидропоры фирмы Simrit на вибростенде

Для определения собственной частоты системы на платформу стенда задавалось гармоническое воздействие с разверткой по частоте до 50 Гц. На рисунке 3.7 показана амплитудно-частотная характеристика, полученная при гармоническом нагружении гидропоры с закрепленной массой.

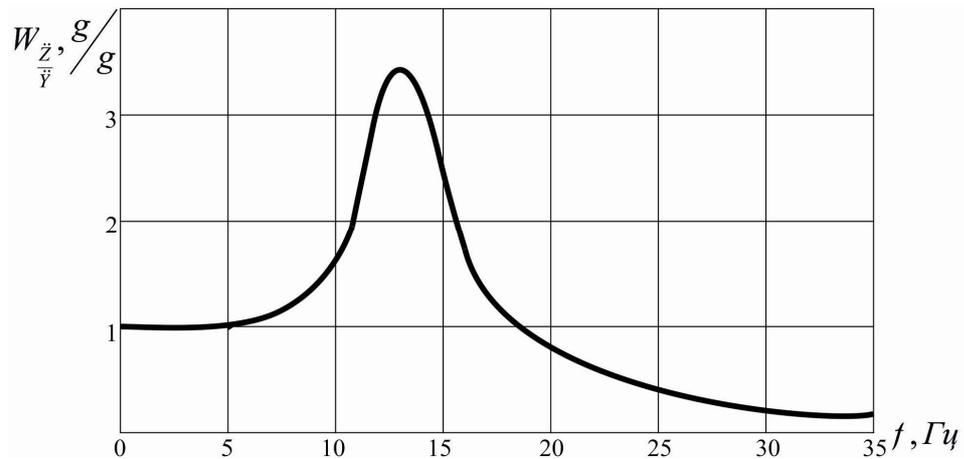


Рисунок 3.7 – Частотная передаточная функция гидропоры Simrit, полученная экспериментально

Анализ приведенных результатов эксперимента позволяет сделать вывод о возможности рассматривать гидропоры Simrit как одномассовый линейный элемент системы виброзащиты, при этом жесткость опоры принята равной

$$C_{опоры} = 0,7 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{М}}.$$

Для определения коэффициента демпфирования опоры с установленными на нее грузами нагружалась импульсным воздействием. Датчики, закрепленные на грузах, регистрировали амплитуду ускорений. На рисунке 3.8 представлена осциллограмма затухающих колебаний, описывающая явление декремента колебаний при работе стенда в режиме ударного нагружения, подобные результаты были получены для двух различных наборов грузов – 50 кг и 100 кг.

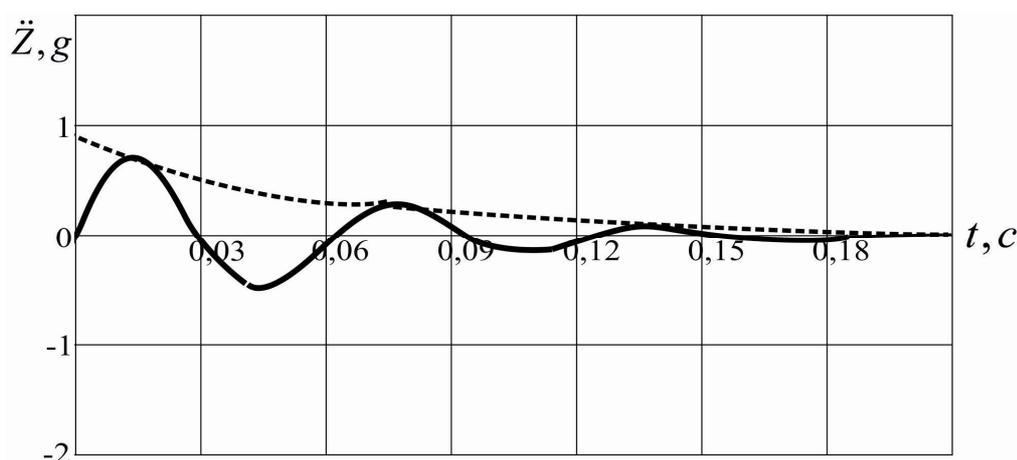


Рисунок 3.8 – Ударное нагружение опоры. Ускорения, измеренные на грузах

Используя данные, полученные из эксперимента, коэффициент демпфирования можно определить следующим образом:

$$\mu = \frac{\delta \cdot m \cdot f_c}{\pi}, \quad (3.1)$$

$$\delta = \ln \frac{A_k}{A_{k+1}}, \quad (3.2)$$

где  $\delta$  – декремент колебаний;

$m$  – масса системы;

$f_c$  – собственная частота системы;

$A_k, A_{k+1}$  – значения соседних амплитуд затухающих колебаний.

В связи с тем, что конструкция оснастки стенда для испытаний опоры ударным нагружением создавала возможность возникновения изгибно-затухающих колебаний, контрольная проверка этого явления осуществлялась путём установки по периметру грузов четырёх диаметрально расположенных датчиков.

В таблице 3.1 представлены результаты обработки эксперимента.

Таблица 3.1 – Результаты обработки эксперимента на ударное воздействие

Масса груза, кг	№ датчика	Декремент	Демпфирование, $\frac{H \cdot c}{m}$
50	1 датчик	1,11	2944
	2 датчик	1,12	2947
	3 датчик	1,14	3010
	4 датчик	1,15	3036
100	1 датчик	1,03	3330
	2 датчик	1,04	3353
	3 датчик	1,04	3351
	4 датчик	1,03	3325

Анализ проведенных исследований позволяет принять коэффициент демпфирования гидроопоры VL 03618704 фирмы Simrit равным  $3,1 \cdot 10^3 \frac{H \cdot c}{m}$ .

Для обоснования вида математической модели опоры была рассмотрена модель с параллельным соединением упругого и вязкого элементов. На рисунке 3.9 показана частотная передаточная функция опоры, полученная расчетным путем, с параметрами модели, найденными из эксперимента.

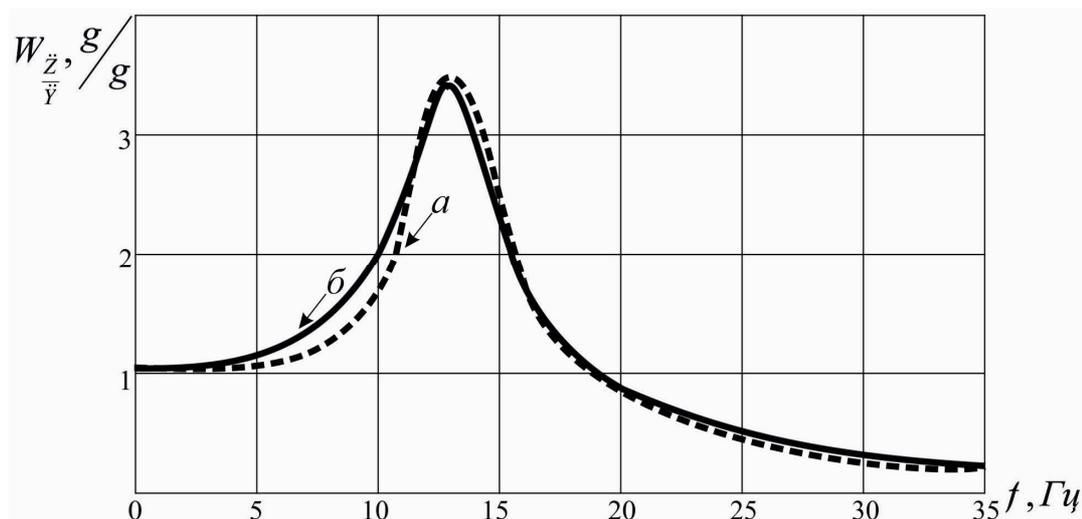


Рисунок 3.9 – Частотная передаточная функция гидроопоры Simrit: а – полученная из эксперимента; б – полученная математическим моделированием с параллельным соединением упругого и вязкого элементов

Анализ приведенных результатов указывает на достаточно близкое схождение данных эксперимента (рисунок 3.9, а) с математической моделью опоры, в которой элементы расположены параллельно (рисунок 3.9, б).

Достоверность полученных результатов контролировалась путём десятикратного воспроизведения опытов; отличие результатов измерений жёсткости и коэффициента демпфирования находятся в пределах 5 %.

### 3.4 Определение сертификационных характеристик виброзащитного кресла

Одним из вариантов нагружения исследуемого объекта, который может воспроизводиться на описанной стендовой установке, является случайное воздействие, задаваемое в виде спектральной плотности процессов изменения ускорений. Таким образом, открывается возможность определения в лабораторных условиях сертификационных характеристик элементов виброзащиты, в частности кресла.

Нормативные документы [24, 25, 27] предлагают методику проведения стендовых испытаний, описывают последовательность обработки результатов

измерений и устанавливают предельно допустимые значения расчетных коэффициентов. В качестве сертификационных характеристик кресла оператора промышленного трактора установлены следующие параметры:

- собственная частота сиденья;
- коэффициент передачи сиденья (SEAT), характеризующий качество поддрессоривания сиденья в интервале частот от 0 Гц до 17 Гц;
- коэффициент передачи ( $H(f_r)$ ), характеризующий качество поддрессоривания сиденья в зоне резонанса.

### **3.4.1 Собственная частота кресла**

Одной из наиболее важных сертификационных характеристик кресла является его собственная частота, определение которой предусмотрено ГОСТ 20062-96 «Сиденье тракторное. Общие технические условия» [25]. Названный стандарт ограничен определением собственной частоты путем статических испытаний, при которых последовательным нагружением определяется упругая характеристика кресла и затем путем введения ряда допущений и с учетом массы конструкции и тела оператора вычисляется собственная частота. В данном исследовании возможности стендовой установки использованы для определения собственной частоты кресла в условиях динамического нагружения на основе анализа частотной передаточной функции.

Результаты исследований (рисунок 3.3) показали, что собственная частота кресла Sibeco находится в области 2,2 Гц.

### 3.4.2 Определение коэффициента передачи кресла SEAT

Методика определения коэффициента передачи сидения SEAT описана в ГОСТ 10236-1-2002 «Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний» [24] и определяет коэффициент выражением

$$SEAT = \frac{a_s}{a_p}, \quad (3.3)$$

где  $a_s$  – среднее квадратическое значение вертикальной составляющей скорректированного ускорения на диске сиденья в диапазоне частот от 0,89 Гц до 16,99 Гц;

$a_p$  – среднее квадратическое значение вертикальной составляющей скорректированного ускорения на платформе под сиденьем в диапазоне частот от 0,89 Гц до 16,99 Гц.

Здесь под скорректированными ускорениями понимаются домноженные на заданные стандартом весовые коэффициенты, значения которых соответствуют степени влияния вибрации на тело человека.

В соответствии с ГОСТ 27259-2006 «Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины» [27] на основании кресла задается стандартизированное для гусеничных тракторов случайное внешнее воздействие, спектральная плотность которого представлена на рисунке 3.10, а. На рисунках 3.10, б и 3.10, в показаны спектральные плотности ускорений, полученные в результате обработки процессов, зарегистрированных датчиками входа и выхода, соответственно.

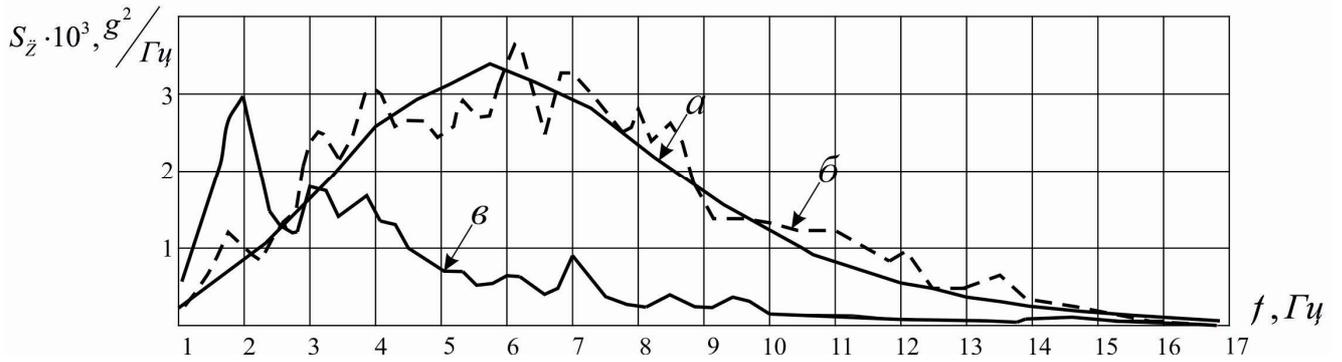


Рисунок 3.10 – Спектральная плотность: а – вход, предусмотренный ГОСТ [27]; б – вход, реализованный на стенде; в – выход, полученный в результате эксперимента

Следует отметить, что в диапазоне частот от 5 до 17 Гц кресло обладает высокими демпфирующими свойствами, однако в области 2 Гц происходит усиление входного сигнала, что, по-видимому, объясняется совпадением сигнала с собственной частотой кресла.

Для определения коэффициента SEAT, характеризующего качество поддрессоривания сиденья в интервале частот 0 – 17 Гц, указанный интервал необходимо разделить на третьоктавные полосы, в каждой из которых путем интегрирования и вычисления квадратного корня вычисляются средние квадратические значения ускорений входного ( $a_{pi}$ ) и выходного ( $a_{si}$ ) сигналов. Корректировкой полученных значений весовыми коэффициентами для каждой полосы и последующим суммированием по полосам получают средние квадратические значения ускорений входа ( $a_p$ ) и выхода ( $a_s$ ) (3.4), (3.5). Их отношение дает искомый коэффициент SEAT.

$$a_p = \sqrt{\sum_{i=1}^n (a_{pi} \cdot W_i)^2}, \quad (3.4)$$

$$a_s = \sqrt{\sum_{i=1}^n (a_{si} \cdot W_i)^2}, \quad (3.5)$$

где  $a_i$  – среднее квадратическое значение виброускорения в  $i$ -ой частотной полосе;  
 $n$  – число частотных полос в нормируемом частотном диапазоне;  
 $W_i$  – весовые коэффициенты для  $i$ -ой частотной полосы [89].

Весовые коэффициенты определены в 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» [89]. В таблице 3.2 приведена последовательность расчета коэффициента SEAT в третьоктавных полосах.

Таблица 3.2 – Расчет коэффициента SEAT

Среднегеометрическая частота, Гц	$W_k$	$a_{s_i}$	$a_{p_i}$	$(a_{s_i} \cdot W_i)^2 \cdot 10^3$	$(a_{p_i} \cdot W_i)^2 \cdot 10^3$	$a_s$	$a_p$	$\frac{a_s}{a_p}$
1	0,482	0,011	0,007	0,026	0,012	0,079	0,149	0,533
1,25	0,484	0,018	0,012	0,078	0,033			
1,6	0,494	0,028	0,019	0,193	0,088			
2	0,531	0,034	0,021	0,334	0,124			
2,5	0,631	0,027	0,027	0,299	0,286			
3,15	0,804	0,034	0,041	0,767	1,092			
4	0,967	0,036	0,051	1,239	2,421			
5	1,039	0,029	0,055	0,923	3,285			
6,3	1,054	0,03	0,068	1,013	5,183			
8	1,036	0,026	0,068	0,712	5,025			
10	0,988	0,023	0,055	0,507	2,998			
12,5	0,902	0,014	0,043	0,169	1,522			

Выполненные расчеты показали, что коэффициент SEAT для кресла Sibeco, устанавливаемого на тракторе Т-11, равен 0,53, что не превышает предельно допустимого значения 0,7 [24].

### 3.4.3 Определение коэффициента передачи в зоне резонанса $H(f_r)$

Для определения коэффициента  $H(f_r)$ , характеризующего качество поддрессоривания кресла в зоне, соответствующей третьоктавной полосе, в которой находится резонанс. Далее вычисляются отношения средних квадратических значений ускорений входного и выходного сигналов (3.6) в указанной зоне (рисунок 3.11).

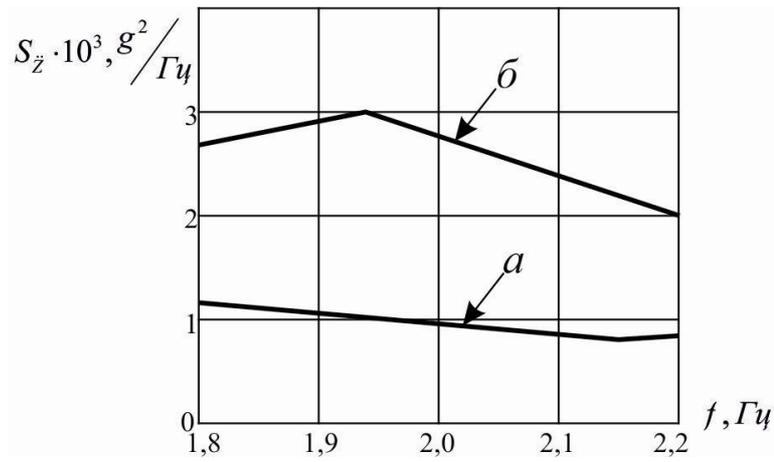


Рисунок 3.11 – Спектральная плотность: а – вход, реализованный на стенде; б – выход, полученный в результате эксперимента

$$H(f_r) = \frac{a_s(f_r)}{a_p(f_r)}, \quad (3.6)$$

Выполненные расчеты показали, что коэффициент  $H(f_r)$  для кресла Sibeco равен 1,6, что превышает предельно допустимое значение 1,5 [24].

Сопоставление результатов исследований стендовых испытаний кресла Sibeco приведено в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Сравнение результатов экспериментов с предельными нормативными значениями

Сертификационные динамические характеристики кресла Sibeco	Требования стандартов	Результаты стендовых измерений
Собственная частота $f_c$ (ГОСТ 20062-96)	1,5 Гц, не более	2,2 Гц
Коэффициент, характеризующий качество поддрессоривания сиденья в интервале частот 0 – 17 Гц SEAT (ГОСТ 10326-1-2002)	0,7, не более	0,53
Коэффициент, характеризующий качество поддрессоривания в зоне резонанса $H(f_r)$ (ГОСТ 10326-1-2002)	1,5, не более	1,6

### 3.5 Исследование вибрационной нагруженности тела человека-оператора

В последнее время среди специалистов, занимающихся обеспечением жизнедеятельности человека (космос, авиация, морской транспорт, наземные и обрабатывающие машины, технологическое оборудование и т.д.), большой интерес приобретают исследования в области восприятия вибрационного воздействия на отдельные части тела человека. Среди отечественных центров по исследованиям в этом направлении необходимо отметить Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН, где под руководством академика

К.В. Фролова был развернут широкий круг исследований в этом направлении. Так, в работах Я.Г. Пановко, Г.А. Потемкина разработаны модели, позволяющие исследовать воздействие вибрации на тело человека оператора.

Для исследования вибронегруженности элементов тела на этапе проектирования возникает необходимость создания модели тела человека, испытывающей вертикальные колебания. Обоснованием к выбору модели послужили результаты, полученные Г.Я. Пановко [57, 58, 59]. На рисунке 3.12, а приведена амплитудно-частотная характеристика, полученная при натурных стендовых испытаниях тела человека, по которой видно, что в исследуемом диапазоне частот четко проявляются три резонансные области. Это обстоятельство послужило основанием для выбора модели тела человека, имеющей три степени свободы. В качестве примера в исследовании была рассмотрена одна из таких моделей, приведенная на рисунке 3.12, б (где  $m_1, m_2, m_3$  – соответственно массы таза, туловища и головы). Значения массовых и упруго-вязких характеристик приведены в справочной литературе [18].

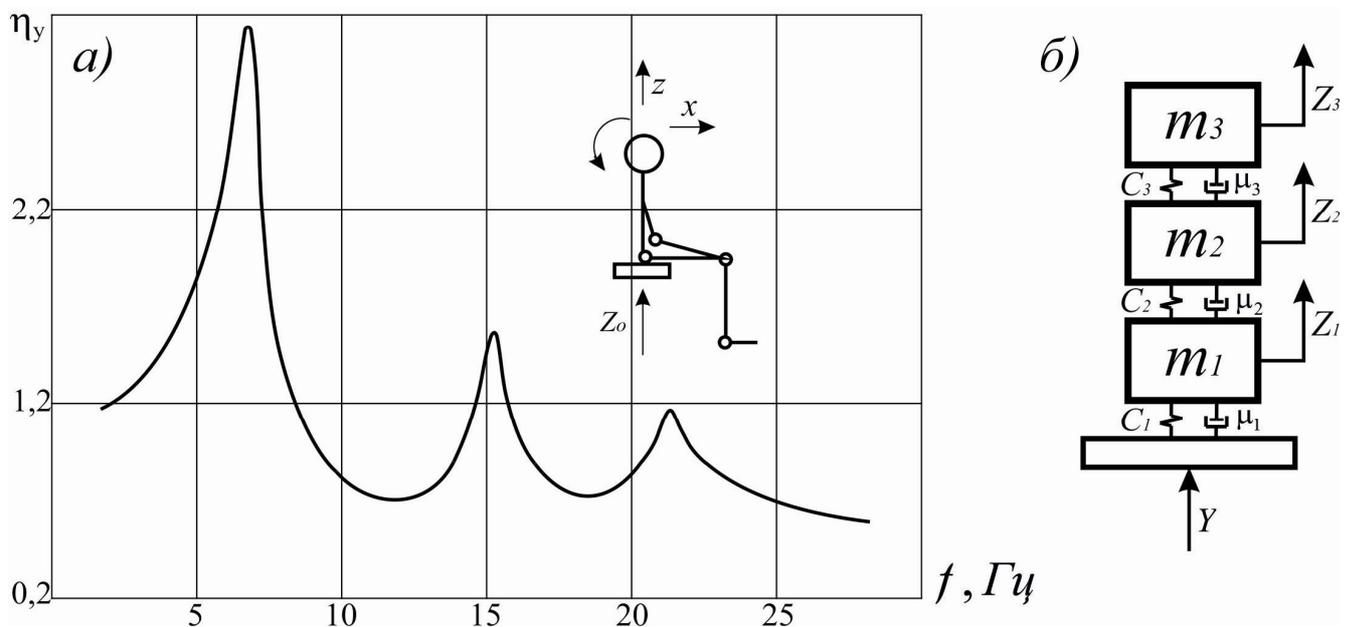


Рисунок 3.12 – Моделирование тела человека: а) – амплитудно-частотные характеристики тела сидящего человека, измеренные в направлении вертикальной оси; б) – модель тела человека

В настоящем исследовании для оценки вибронгруженности частей тела оператора и виброзащитных свойств кресла рассмотренная модель была соответственно дополнена (рисунок 3.13). В качестве входного воздействия задавалась спектральная плотность ускорений, регламентируемая стандартом при проведении сертификационных испытаний (рисунок 3.10, а).

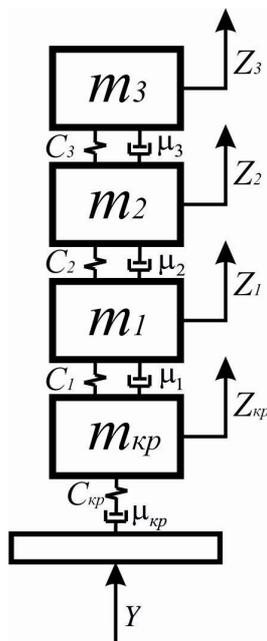


Рисунок 3.13 – Модель тела человека с виброзащитным креслом оператора

Для модели, приведенной на рисунке 3.13, была составлена система уравнений движения, реализацией которой были получены передаточные функции элементов модели, представленные на рисунке 3.14.

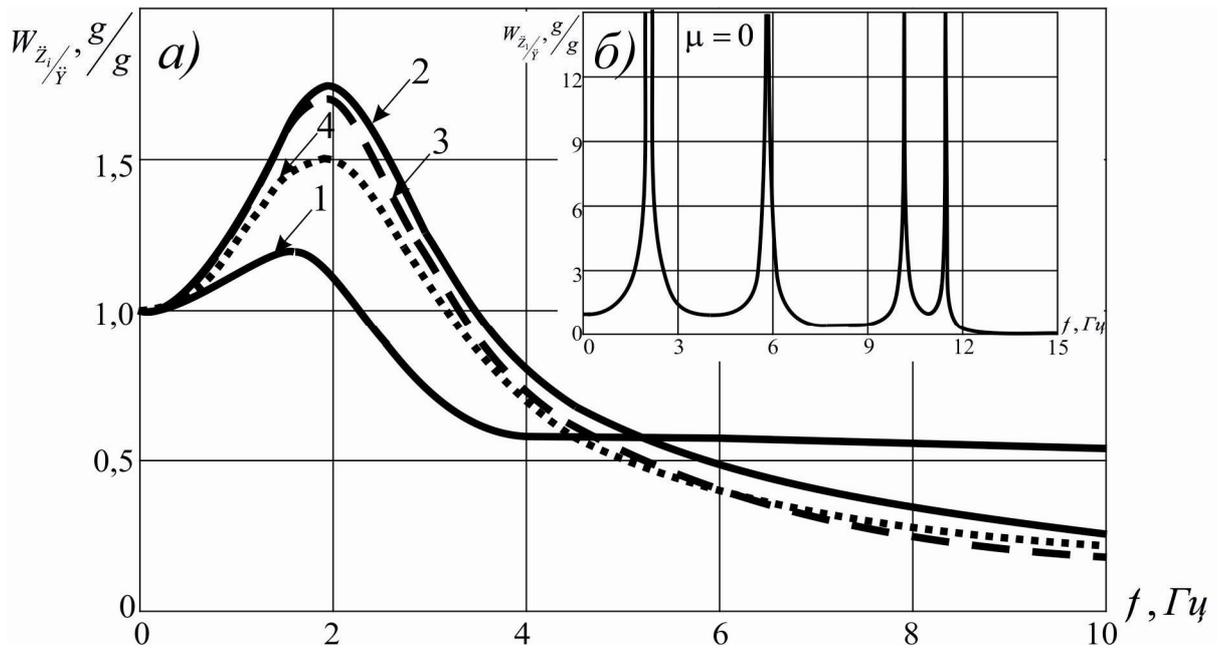


Рисунок 3.14 – Частотные передаточные функции, полученные моделированием:  
1 – кресло; 2 – голова; 3 – туловище; 4 – таз

Анализ (рисунок 3.14, а) показывает, что все названные передаточные функции имеют пики в области только собственной частоты кресла, что объясняется высоким коэффициентом демпфирования частей тела человека. Для проверки достоверности модели (рисунок 3.13) был выполнен тестовый расчет с искусственно заложенным нулевым коэффициентом демпфирования ( $\mu=0$ ). На рисунке 3.14, б видно, что модель работает адекватно, на передаточных функциях видно проявление четырех резонансных частот. Все собственные частоты системы проявляются в исследуемом частотном интервале 2 – 12 Гц: колебания кресла (~ 2 Гц), колебания туловища (~ 6 Гц), колебания таза (~ 10 Гц), колебания головы (~ 11 Гц).

Одной из возможностей применения стендовой установки для исследования колебаний тела человека является оценка уровня вибрационной нагруженности сложных систем и объектов, в частности элементов тела человека. В рамках диссертационной работы были проведены экспериментальные исследования вибронгруженности человека, сидящего на виброзащитном кресле оператора трактора Т-11 фирмы Sibeco. Испытуемый занял свободное удобное положение в кресле, на основании кресла задавалось гармоническое воздействие с разверткой

по частоте от 2 до 10 Гц. Датчики, установленные на подушке кресла и голове человека, регистрировали вертикальные ускорения. В результате обработки испытаний были получены частотные передаточные функции, представленные на рисунке 3.15.

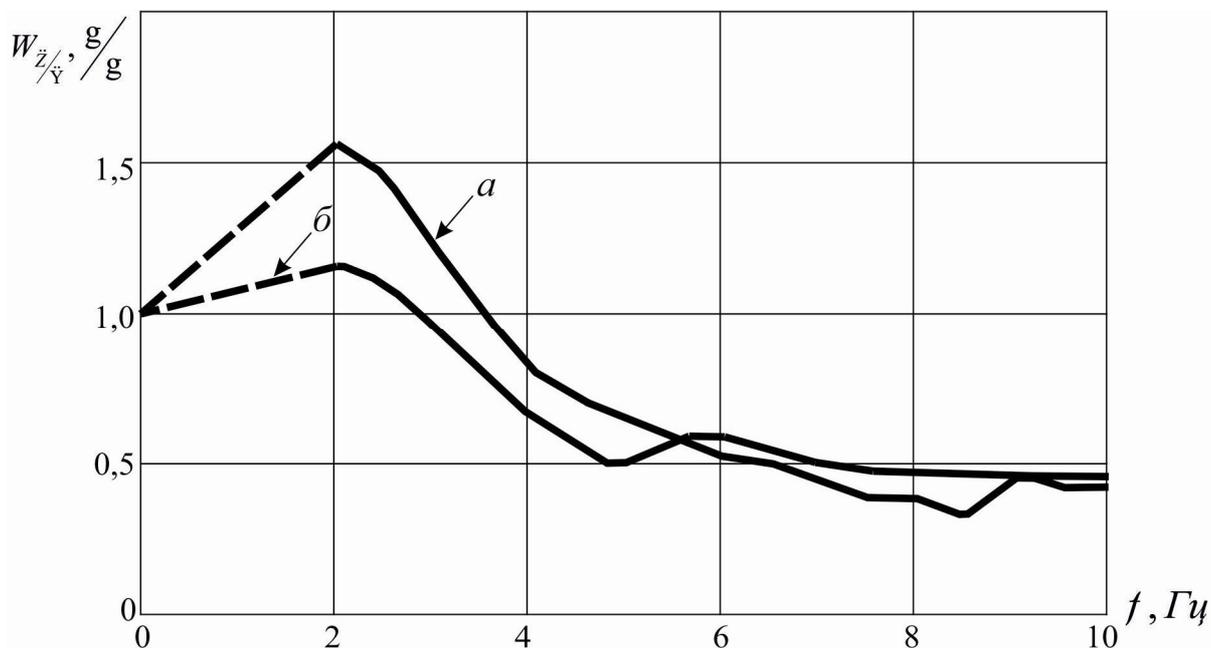


Рисунок 3.15 – Частотные передаточные функции, полученные из эксперимента: а – стенд – голова; б – стенд – кресло

Визуальный анализ приведенных зависимостей показывает, что результаты эксперимента (рисунки 3.14 и 3.15) практически совпадают с расчетом, что указывает на возможность применения стендовой установки и моделирования тела человека-оператора для выполнения медико-биологических исследований в области вибрационной защиты.

Таким образом, по результатам исследований, выполненных в 3 главе, можно отметить следующие результаты:

– подготовлены и проведены лабораторные исследования динамических характеристик элементов виброзащиты трактора Т-11, включающие в частности гидроопоры кабины немецкой фирмы Simrit и виброзащитное кресло оператора фирмы Sibeco;

– обоснован вид и определены параметры математических моделей названных элементов. Анализ их характеристик позволяет при математическом моделировании вибрационных процессов (с учетом малости амплитуд вибрации) рассматривать их в виде линейных одномассовых элементов системы виброзащиты. При этом коэффициенты жесткости и демпфирования для кресла и опоры кабины соответственно равны:

$$C_{кр} = 17,1 \cdot 10^3 \frac{Н}{М}, C_{опоры} = 0,7 \cdot 10^6 \frac{Н}{М}, \mu_{кр} = 1,53 \cdot 10^3 \frac{Н \cdot с}{М}, \mu_{опоры} = 3,1 \cdot 10^3 \frac{Н \cdot с}{М}.$$

– определены сертификационные характеристики виброзащитного кресла оператора, такие как собственная частота сиденья, коэффициент передачи сиденья (SEAT), характеризующий качество поддрессоривания сиденья в интервале частот от 0 Гц до 17 Гц и коэффициент передачи на резонансе ( $H(f_r)$ ), характеризующий качество поддрессоривания сиденья в зоне его резонанса;

– получены экспериментальные и расчетные частотные передаточные функции модели «виброзащитное кресло – тело человека», показано близкое их совпадение. Показана возможность применения стендовой установки и моделирования тела человека-оператора для выполнения медико-биологических исследований в области вибрационной защиты.

#### **4 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЛУЧАЙНОГО НИЗКОЧАСТОТНОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ НА КОРПУС ТРАКТОРА СО СТОРОНЫ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

Промышленный трактор представляет собой сложную систему, элементы которой служат источниками вибраций; среди них можно выделить двигатель, трансмиссию, сопутствующие агрегаты, ходовую часть и рабочие органы. Как отмечалось ранее, первоначальной задачей предлагаемой методики является выявление в конструкции трактора потенциально опасных источников вибровозбуждения, определение вида и характера возбуждаемых процессов и оценка их уровня и частотного состава.

В рамках темы диссертационной работы в качестве источника низкочастотных колебаний выбран сложный механизм, связанный с чередованием траков в опорной ветви при движении трактора по ровному податливому основанию.

Как отмечалось ранее, в процессе натурных испытаний трактора Т-170, выполненных Д.В. Хрипуновым, с помощью специально сконструированных датчиков и комплекса аппаратуры были зарегистрированы процессы изменения угла поворота между смежными траками, обусловленные деформацией грунта. В результате обработки осциллограмм было показано, что эти процессы носят случайный характер изменения угла поворота траков и частоты их чередования, получены эмпирические законы распределения названных случайных величин для различных грунтовых фонов (суглинок, проселочная дорога, песок и бетон). Применение метода статистической динамики предполагает задание случайного внешнего воздействия в виде функций спектральных плотностей. В связи с этим возникает необходимость представления законов дискретных случайных величин в функции спектральных плотностей процессов изменения ординат кинематического воздействия на опорные катки со стороны гусеницы. На рисунке 4.1 в качестве частного случая схематично изображен процесс перекатывания каждого опорного катка по звенчатой гусенице, лежащей на податливом упругом

основании, представленный в виде приближенной детерминированной схемы. Представленная схема соответствует случаю движения трактора с постоянной скоростью по грунтовому фону неизменной жесткости. Она отображает неслучайный процесс циклического перемещения опорного катка в вертикальном направлении.

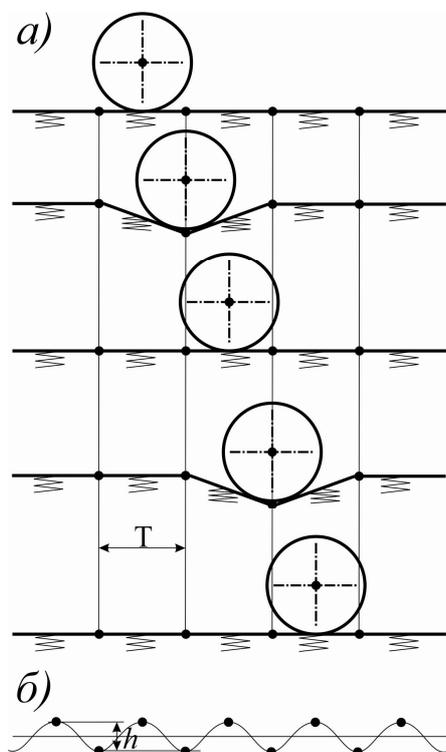


Рисунок 4.1 – Схема формирования циклического процесса:

- а) – положения опорного катка в процессе перекатывания по гусеничной цепи;
- б) – траектория перемещения оси опорного катка

Описанное явление получило название «бегущая волна». В последующем оно будет использовано в качестве кинематического внешнего воздействия на корпус трактора.

В процессе анализа результатов, полученных в опытах Хрипунова Д.В., было выявлено необычное явление, состоящее в том, что суммарный эффект воздействия большого числа катков левого и правого бортов (12 штук) на трактор проявляется в виде сигнала с частотой, соответствующей перекатыванию одиночного катка по звенчатой гусенице (рисунок 1.3). Наличие отмеченного явления также нашло подтверждение в результатах натурных испытаний,

проведенных в рамках данной работы (глава 6), где в качестве примера на рисунке 4.2 приведены осциллограммы вертикальных ускорений, зарегистрированных на корпусе трактора. Из анализа представленных результатов видно, что частота воздействия на корпус трактора, движущегося на I передаче, со стороны гусеничного движителя находится в области 2,5 Гц, а на II передаче в области 3 Гц, что согласуется с результатом расчета частоты, возникающей при движении одиночного катка.

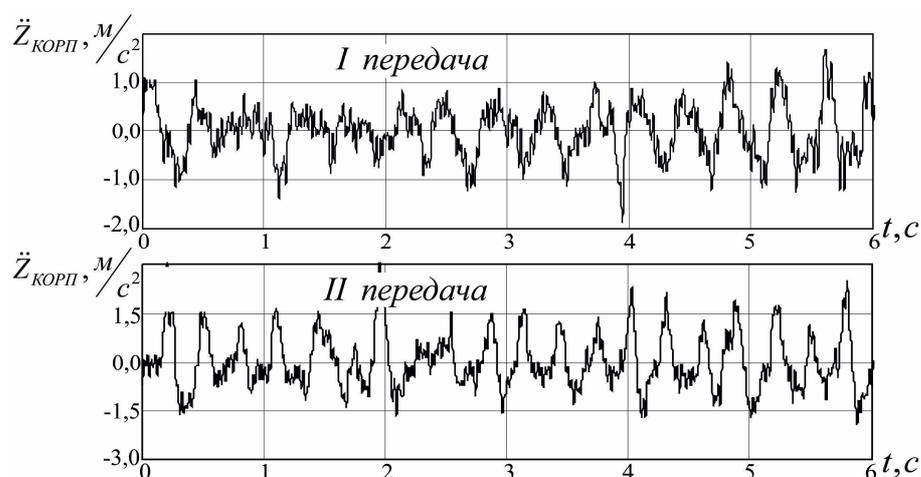


Рисунок 4.2 – Осциллограммы ускорений корпуса трактора

Отмеченное явление объясняется тем, что в конструкциях отечественных и зарубежных промышленных тракторов гусеничные тележки жестко крепятся к корпусу в вертикальном направлении, а именно, в зоне ведущего колеса тележки шарнирно связаны с корпусом, а в передней части – с жесткой поперечной балкой, шарнирно соединенной с корпусом трактора. Таким образом, назначение гусеничных тележек сводится к обеспечению угловых перемещений левого и правого бортов относительно друг друга при переезде трактором больших неровностей.

Следует отметить, что точки приложения усилий со стороны опорных катков равномерно распределены по всей поверхности гусеничных тележек левого и правого бортов, что приводит преимущественно к вертикальному перемещению корпуса трактора. Закрепленные жестко на каждой из тележек

опорные катки передают на корпус трактора гармонические усилия траковой частоты, смещенные по времени. Названные усилия в соответствии с положениями гармонического анализа, передаются на корпус трактора в виде суммарного гармонического процесса этой же частоты.

Таким образом, механизм функционирования рассмотренного источника со стороны гусеничного движителя приближенно можно трактовать следующим образом: входной процесс от всех опорных катков формируется на тележке в виде суммарного сигнала, передаваемого на корпус трактора в вертикальном направлении с частотой чередования траков в опорной ветви [41]. При этом тележка является элементом, на котором происходит суммирование и передача сигнала на корпус.

Важным обстоятельством, характеризующим вид кинематического воздействия на корпус трактора со стороны гусеничного движителя, является, выявленный в многочисленных экспериментах, случайный характер процессов. Следует отметить, что отечественная и зарубежная нормативная документация, касающаяся вопросов защиты операторов транспортных средств, базируется на вероятностном представлении нормируемых параметров вибрации. В связи с этим при моделировании динамических процессов в системе «грунт – гусеничный движитель – корпус трактора – кабина оператора – виброзащитное кресло» необходимо отобразить факторы вероятностного характера. К ним в первую очередь (в отличие от схемы, изображенной на рисунке 4.1) следует отнести случайное распределение податливости грунтов и скорости движения трактора, обусловленной вариацией сил сопротивления движению, естественным буксованием траков и другое.

Высказанное положение подтверждается результатами натурных испытаний, проведенных в рамках данной работы (глава 6). Они выявили наличие постоянной низкочастотной случайной составляющей, оказывающей воздействие на все элементы трактора: корпус, кабину, кресло оператора. В качестве примера на рисунке 4.3 приведены осциллограммы вертикальных ускорений, зарегистрированные на корпусе трактора, при движении на трех низших

передачах, а также соответствующие им вероятностные характеристики в виде функций спектральных плотностей ускорений. Анализ полученных данных показывает, что по мере увеличения скорости движения трактора частота, обусловленная внешним воздействием, увеличивается от 2,5 Гц на первой, 3,5 Гц на второй и до 5 Гц на третьей передачах, что соответствует проявлению траковых частот на разных передачах.

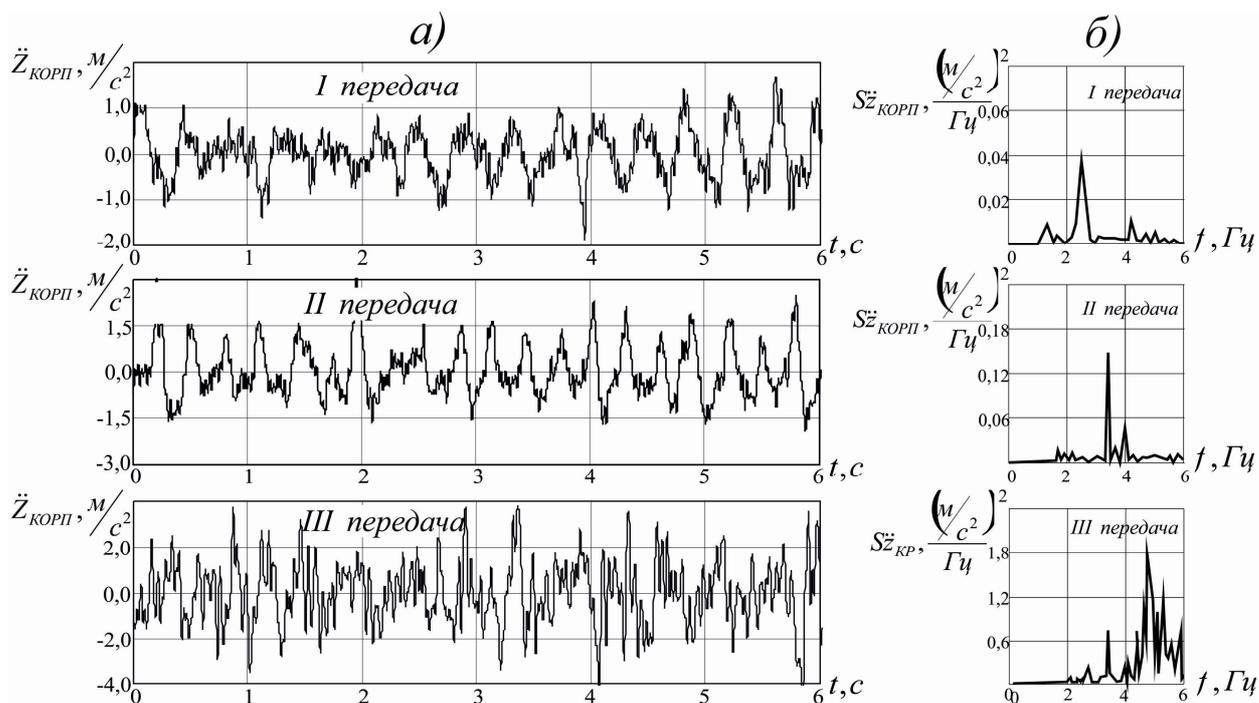


Рисунок 4.3 – Результаты натуральных испытаний: а) – осциллограммы ускорений корпуса трактора; б) – соответствующие им спектральные плотности ускорений

Таким образом, высказанное положение качественно отображает механизм формирования низкочастотного вибрационного воздействия на корпус трактора со стороны гусеничного движителя. С другой стороны, на первый взгляд описанное явление представляется малозначимым, поскольку по данным экспериментальных исследований [97] амплитуда перемещений оси катка ( $h$ ) достигает величин 6 – 8 мм. Однако, как показывают результаты статистической обработки натуральных испытаний трактора (рисунок 4.3, б), доля дисперсии, приходящаяся на диапазон «бегущей волны», составляет значительную часть (30

– 40 %) от общей дисперсии низкочастотного диапазона, охватывающего область до 14 Гц.

Очевидно, значительное влияние низкочастотной составляющей объясняется рядом факторов, таких как суммарное воздействие большого числа усилий, распределенных по опорным поверхностям двух гусениц, эффектом жесткого взаимодействия катков с гусеницами («металл по металлу»), а также наличием грунтовых фонов большой податливости в зонах выполнения дорожно-строительных работ.

В качестве исходной информации для описания функционирования источника использованы экспериментальные данные, полученные при натурных испытаниях, в ходе которых регистрировались функции изменения взаимных углов поворота смежных траков при движении трактора по различным грунтовым фонам (луг, жесткая проселочная дорога, песок, бетон). В результате статистической обработки Хрипуновым. Д.В. были получены вероятностные характеристики максимумов этих процессов. Значения математического ожидания и средние квадратические значения максимумов угла поворота траков приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Статистические характеристики максимумов взаимных углов поворота между смежными траками

Грунтовой фон	Статистические характеристики	
	$m_{\varphi}$ , (град)	$\sigma_{\varphi}$ , (град)
Бетон	5,1	0,28
Проселочная дорога	8,6	0,51
Суглинок	9,6	0,46
Песок	7,9	0,38

Поскольку для решения задач статистической механики необходимым является задание входных процессов в виде спектральных плотностей случайных функций [86], возникает необходимость преобразовать вероятностные характеристики дискретных значений углов поворота и скоростей движения в процессы вертикальных перемещений осей опорных катков с последующим преобразованием их в функции спектральной плотности [1, 23, 32, 33, 36, 73, 75, 85].

В предлагаемом исследовании алгоритм названного процесса реализуется методом статистических испытаний (Монте-Карло), который базируется на допущении о том, что случайный процесс внешнего воздействия формируется из действующих последовательно гармонических сигналов, изменение амплитуд и частот которых являются случайными величинами. Случайная вариация амплитуд принята соответствующей закону нормального распределения, параметры которого определены экспериментально, а частоты случайно изменяются по закону равной плотности в диапазоне соответствующих скоростей движения трактора.

Схема алгоритма формирования процесса вертикальных перемещений оси опорного катка приведена на рисунке 4.4; на ней приняты следующие обозначения:  $\varphi$  – взаимный угол поворота траков;  $m_\varphi$  – математическое ожидание угла поворота траков;  $\sigma_\varphi$  – среднее квадратическое значение угла поворота траков;  $V$  – скорость движения трактора;  $A$  – амплитуда отклонения оси катка;  $\omega$  – частота колебаний оси катка;  $l$  – длина трака,  $i$  – номер цикла.

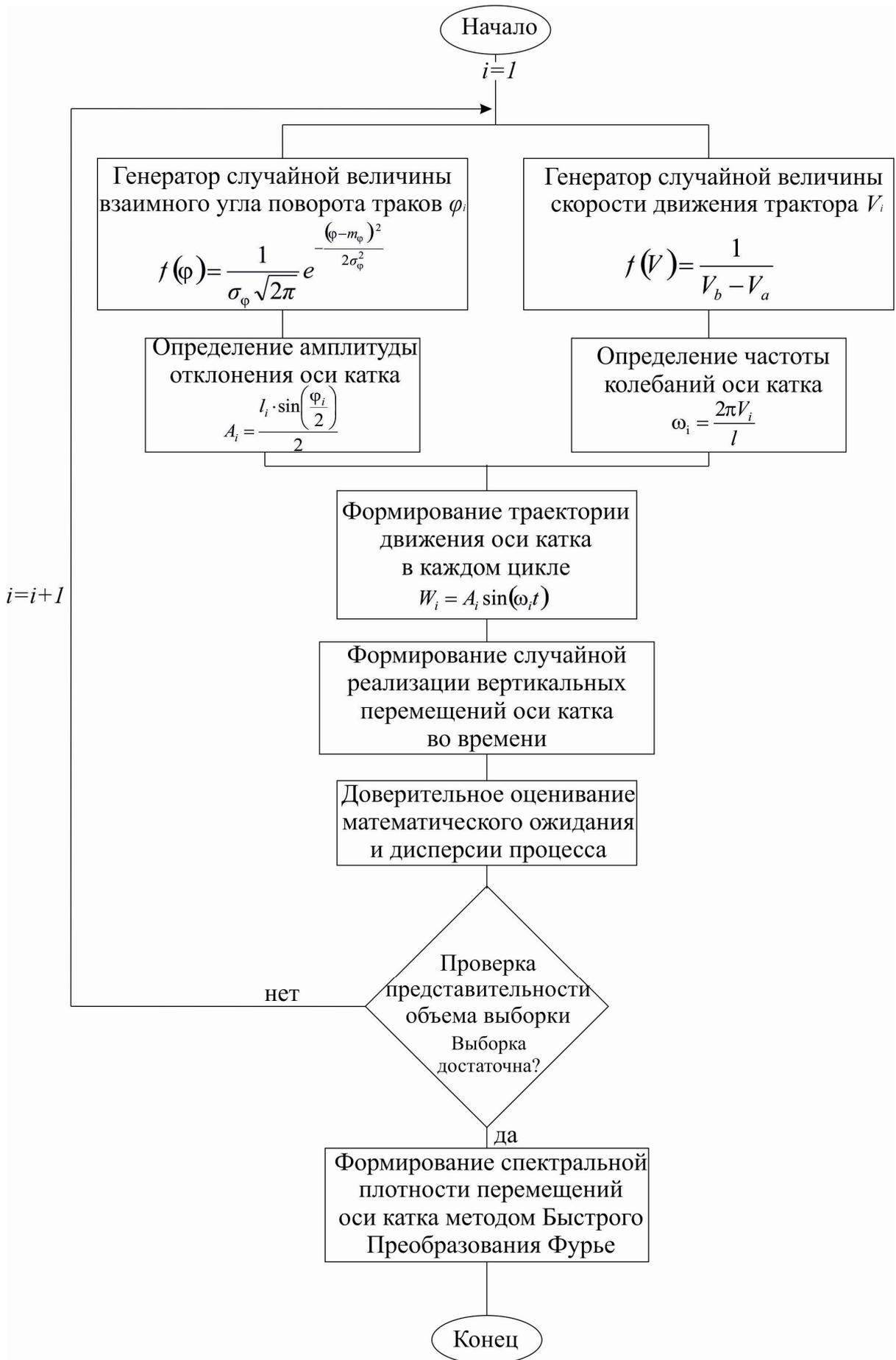


Рисунок 4.4 – Блок-схема реализации метода Монте-Карло

На рисунке 4.5 в качестве примера приведены результаты моделирования процесса перекачивания опорных катков по звенчатой гусенице.

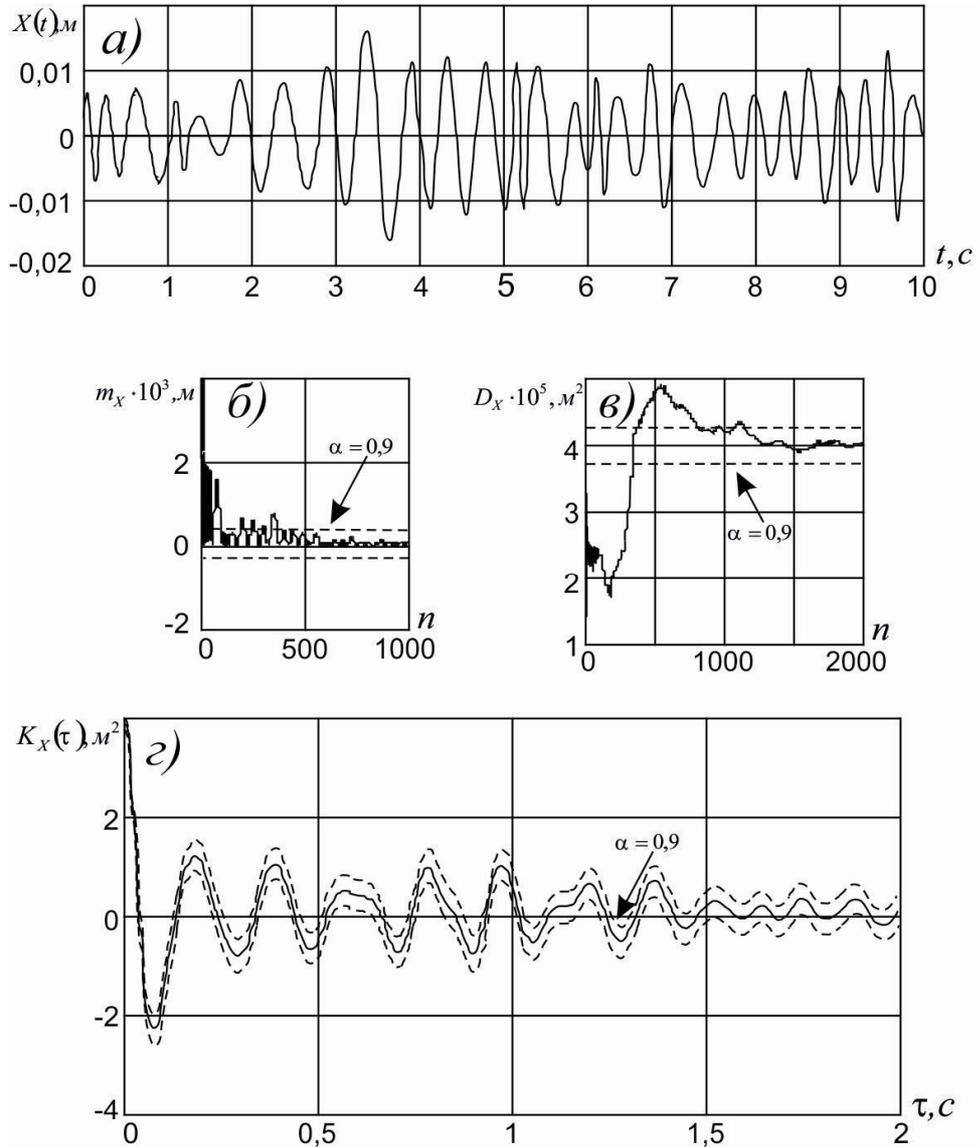


Рисунок 4.5 – Результаты расчетных исследований: а) – образец реализации процесса перекачивания оси катка; б), в) – зависимости математического ожидания и дисперсии процесса от объема выборки соответственно; г) – корреляционная функция (на графиках пунктиром нанесены доверительные области, соответствующие доверительной вероятности  $\alpha = 0,9$ )

Примеры полученных в результате расчета спектральных плотностей перемещений входного воздействия для суглинка и жесткой проселочной дороги представлены на рисунке 4.6.

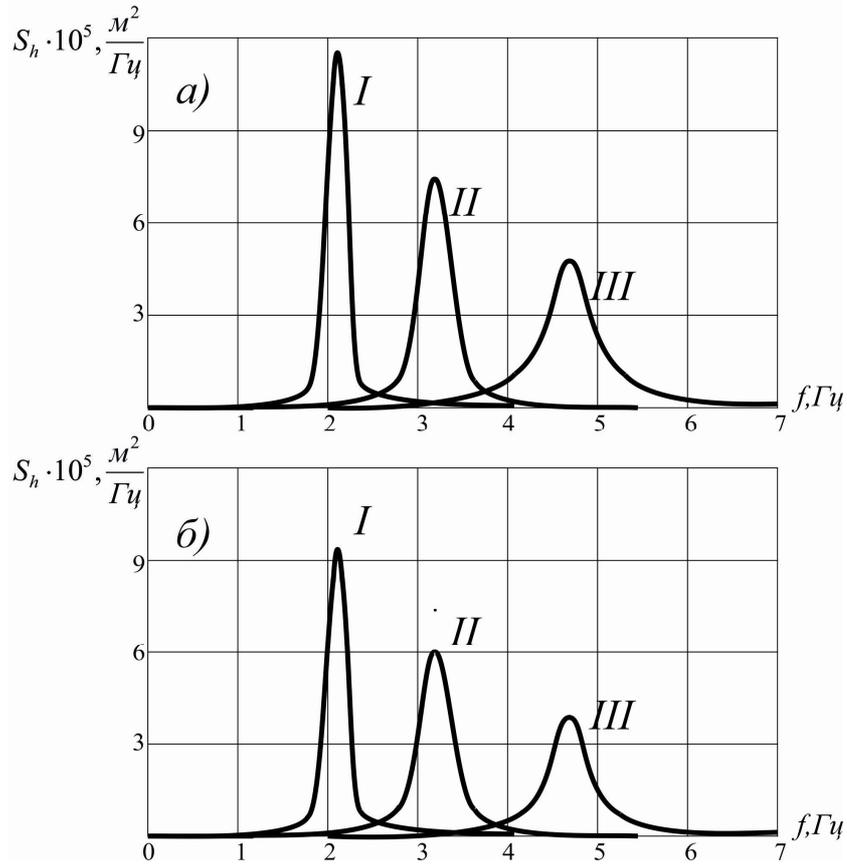


Рисунок 4.6 – Спектральные плотности внешнего воздействия для трех низших передач (I, II, III): а) – суглинистая трасса; б) – жесткая проселочная дорога

Анализ полученных результатов показал, что изучаемое внешнее воздействие, возникающее вследствие движения опорных катков по звенчатой гусенице, является узкополосным случайным процессом. При этом средние квадратические значения перемещений для различных грунтовых фонов равны: суглинистая трасса –  $6,4 \cdot 10^{-3} м$ , жесткая проселочная дорога –  $5,8 \cdot 10^{-3} м$ . Функции спектральных плотностей названных процессов имеют пиковые значения частоты на I, II и III передачах в интервалах 1,3 – 2,8 Гц, 2,2 – 3,9 Гц, 3,5 – 5,8 Гц, соответственно.

Таким образом, по результатам исследований, выполненных в 4 главе, можно отметить следующие результаты:

– на основе анализа имеющихся экспериментальных данных сформулированы допущения и предложена приближенная схема формирования циклического процесса перемещения опорного катка при перекачивании по гусеничной цепи, лежащей на податливом грунтовом основании;

– достоверность предложенной схемы взаимодействия системы «опорный каток – траки гусеницы – податливый грунт» подтверждена результатами натурных испытаний;

– предложена методика преобразования дискретных экспериментальных данных в реализацию случайного процесса кинематического перемещения опорного катка; методом Монте-Карло получены спектральные плотности перемещений опорного катка. Средние квадратические значения перемещений для различных грунтовых фонов равны: суглинистая трасса –  $6,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , жесткая проселочная дорога –  $5,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . При этом функции спектральных плотностей названных процессов имеют пиковые значения частоты на I, II и III передачах в интервалах 1,3 – 2,8 Гц, 2,2 – 3,9 Гц, 3,5 – 5,8 Гц, соответственно;

– в дальнейшем полученные спектральные плотности (глава 5) используются в качестве входного процесса в задаче моделирования динамики трактора.

## **5 РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ «ГУСЕНИЧНАЯ ТЕЛЕЖКА – КОРПУС – КАБИНА – КРЕСЛО ОПЕРАТОРА»**

В представленной диссертационной работе была предложена система дифференциальных уравнений, описывающая динамику продольно-угловых колебаний элементов конструкции при кинематическом внешнем воздействии со стороны многоопорной системы гусеничного движителя промышленного трактора (глава 2).

Поскольку нормативная документация в области виброзащиты операторов базируется на вероятностной постановке задач, возникает необходимость соответствующей реализации полученной системы уравнений. Одним из наиболее эффективных способов реализации модели является операторный метод, заимствованный из теории систем автоматического управления [63, 73, 74, 75, 76] и широко применяемый в решении задач статистической динамики машин при случайном внешнем воздействии [83, 84, 86]. Применяемый метод имеет ряд преимуществ, таких как:

- возможность, минуя процедуру интегрирования системы дифференциальных уравнений, получить комплекс частотных передаточных функций, отображающих спектральную картину связанной механической системы;

- представлять результаты моделирования вибрационных процессов в вероятностной постановке с целью обеспечения возможности сопоставления их с требованиями санитарных норм;

- наряду с характеристиками вибрационного воздействия на тело оператора дает возможность получить случайные характеристики эксплуатационной нагруженности различных элементов системы виброзащиты трактора с целью решения задач прочностной надёжности.

Постановка задачи формулируется следующим образом: пусть на вход механического объекта, динамическое поведение которого описывается системой линейных дифференциальных уравнений относительно обобщенных координат

$y_j(t)$ ,  $j=1..n$ , действует стационарный случайный процесс  $x(t)$  с заданной функцией спектральной плотности  $S_x(\omega)$ . Требуется определить функции спектральных плотностей для каждой из обобщенных координат  $S_{y_j}(\omega)$ .

Алгоритм применения операторного метода реализуются в следующей последовательности: на первом этапе выполняется алгебраизация системы дифференциальных уравнений путём введения в них операторов дифференцирования  $p = \frac{d}{dt}$  и  $p^2 = \frac{d^2}{dt^2}$ . Система алгебраических уравнений, полученная после введения операторов дифференцирования, получает вид:

$$\begin{aligned} Z_{ОСИ} & \left( M_{КОРП} p^2 + M_{ТЕЛ} p^2 + \sum_{j=1}^n C_j + \sum_{j=1}^n \mu_j p + C_8 + C_9 + \mu_8 p + \mu_9 p \right) + \\ & + \varphi_{ТЕЛ} \left( M_{ТЕЛ} L_{ТЕЛ} p^2 + \sum_{j=1}^n C_j l_j + \sum_{j=1}^n \mu_j l_j p \right) + \\ & + \varphi_{КОРП} \left( M_{КОРП} L_{КОРП} p^2 + C_8 l_9 + C_9 l_{10} + \mu_8 l_9 p^2 + \mu_9 l_{10} p^2 \right) + \\ & + Z_{КАБ} \left( -C_8 - C_9 - \mu_8 p - \mu_9 p \right) + \varphi_{КАБ} \left( C_8 l_7 - C_9 l_8 + \mu_8 l_7 p - \mu_9 l_8 p \right) + \\ & + M_{КОРП} g + M_{ТЕЛ} g = \sum_{j=1}^n C_j e^{-i\omega\tau_j} + \sum_{j=1}^n \mu_j p e^{-i\omega\tau_j}, \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} & Z_{ОСИ} \left( M_{ТЕЛ} L_{ТЕЛ} p^2 + \sum_{j=1}^n C_j l_j + \sum_{j=1}^n \mu_j l_j p \right) + \\ & + \varphi_{ТЕЛ} \left( M_{ТЕЛ} L_{ТЕЛ}^2 p^2 + J_{ТЕЛ} p^2 + C_7 L_{РЕС}^2 + \mu_7 L_{РЕС}^2 p + \sum_{j=1}^n C_j l_j^2 + \sum_{j=1}^n \mu_j l_j^2 p \right) + \\ & + \varphi_{КОРП} \left( -C_7 L_{РЕС}^2 - \mu_7 L_{РЕС}^2 p \right) + M_{ТЕЛ} L_{ТЕЛ} g = \sum_{j=1}^n C_j l_j e^{-i\omega\tau_j} + \sum_{j=1}^n \mu_j l_j p e^{-i\omega\tau_j}, \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} & Z_{ОСИ} \left( M_{КОРП} L_{КОРП} p^2 + C_8 l_9 + C_9 l_{10} + \mu_8 l_9 p + \mu_9 l_{10} p \right) + \varphi_{ТЕЛ} \left( -C_7 L_{РЕС}^2 - \mu_7 L_{РЕС}^2 p \right) + \\ & + \varphi_{КОРП} \left( M_{КОРП} L_{КОРП}^2 p^2 + J_{КОРП} p^2 + C_7 L_{РЕС}^2 + \mu_7 L_{РЕС}^2 p + C_8 l_9^2 + C_9 l_{10}^2 + \right. \\ & \quad \left. + \mu_8 l_9^2 p + \mu_9 l_{10}^2 p \right) + Z_{КАБ} \left( -C_8 l_9 - C_9 l_{10} - \mu_8 l_9 p - \mu_9 l_{10} p \right) + \\ & + \varphi_{КАБ} \left( C_8 l_7 l_9 - C_9 l_8 l_{10} + \mu_8 l_7 l_9 p - \mu_9 l_8 l_{10} p \right) + M_{КОРП} g L_{КОРП} = 0, \end{aligned} \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned}
 & Z_{ОСИ}(-C_8 - C_9 - \mu_8 p - \mu_9 p) + \varphi_{КОРП}(-C_8 l_9 - C_9 l_{10} - \mu_8 l_9 p - \mu_9 l_{10} p) + \\
 & \quad + Z_{КАБ}(M_{КАБ} p^2 + C_8 + C_9 + \mu_8 p + \mu_9 p) + \\
 & \quad + \varphi_{КАБ}(-C_8 l_7 + C_9 l_8 - \mu_8 l_7 p + \mu_9 l_8 p) + M_{КАБ} g = 0,
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

$$\begin{aligned}
 & Z_{ОСИ}(C_8 l_7 - C_9 l_8 + \mu_8 l_7 p - \mu_9 l_8 p) + \varphi_{КОРП}(C_8 l_7 l_9 - C_9 l_8 l_{10} + \mu_8 l_7 l_9 p - \mu_9 l_8 l_{10} p) + \\
 & \quad + Z_{ОСИ}(-C_8 l_7 + C_9 l_8 - \mu_8 l_7 p + \mu_9 l_8 p) + \\
 & \quad + \varphi_{КАБ}(J_{КАБ} p^2 + C_8 l_7^2 + C_9 l_8^2 + \mu_8 l_7^2 p + \mu_9 l_8^2 p) = 0.
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

Выполняется приведение названных алгебраических уравнений к стандартному виду неоднородных уравнений, содержащих члены  $a_k \cdot \frac{y_j}{x}$ , где  $a_k$  – коэффициенты, содержащие упруго-вязкие и массовые характеристики элементов системы, а также операторы дифференцирования  $p$ .

Вводят обозначения неизвестных уравнений  $\frac{y_j}{x} = W_{\frac{y_j}{x}}(p)$ . Функции  $W_{\frac{y_j}{x}}(p)$  называют передаточными функциями в операторной форме и определяют путём совместного решения названных алгебраических уравнений. В соответствии с теорией осуществляется перевод операторных функций  $W_{\frac{y_j}{x}}(p)$  в частотное представление путём замены оператора значением  $p = i\omega$ . Функцию  $W_{\frac{y_j}{x}}(i\omega)$  называют комплексной частотной передаточной функцией. Очевидно, модули этой функции являются функциями частоты.

На рисунке 5.1 в качестве примера показаны модули передаточных функций для трактора Т-11, отображающие спектральную картину системы «гусеничная тележка – корпус – кабина – кресло оператора». Практическая значимость выполненных расчетных исследований выражается в возможности выделять потенциально резонансные собственные частоты угловых и вертикальных колебаний отдельных элементов, выявлять ряд принципиальных особенностей

динамического поведения системы и количественно оценивать влияние характеристик элементов системы на уровень нагруженности вибрационного канала «гусеничный двигатель – корпус – кабина – кресло оператора».

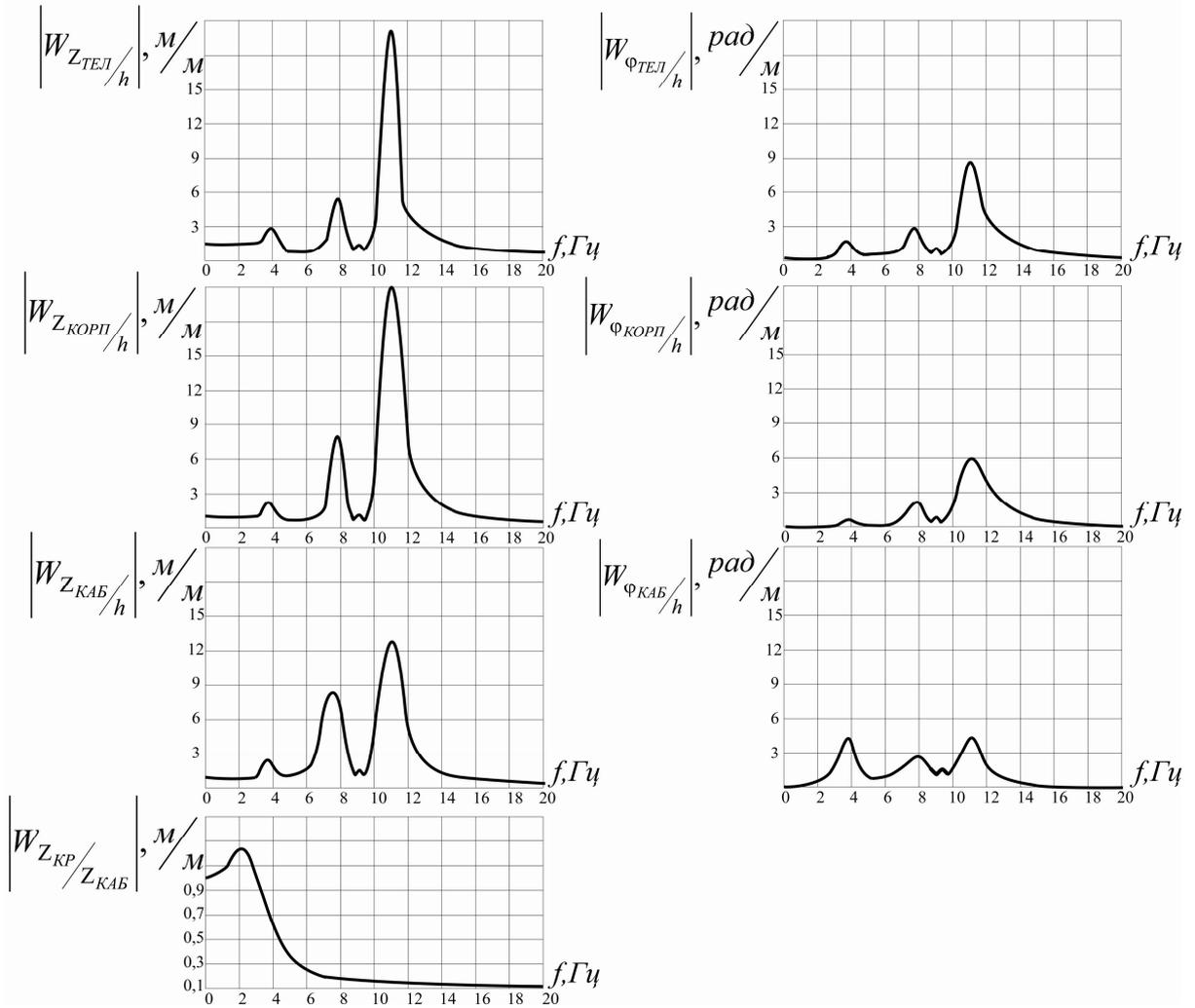


Рисунок 5.1 – Модули передаточных функций вертикальных и угловых перемещений гусеничной тележки, корпуса, кабины и кресла оператора трактора

Обращают на себя внимание следующие обстоятельства:

1. Передаточные функции вертикальных и угловых колебаний корпуса и гусеничной тележки практически одинаковы, что подтверждает высказанное ранее допущение о жестком креплении тележки и корпуса;

2. На передаточной функции кресла нет проявления резонансных частот других элементов модели, что объясняется принятым в работе допущением о декомпозиции модели;

3. Результаты расчета показывают, что в исследуемом интервале частот 2 – 12 Гц проявляются следующие собственные частоты системы: вертикальные колебания кресла (~ 2 Гц), угловые колебания корпуса (~ 4 Гц), вертикальные колебания кабины (~ 8 Гц), угловые колебания кабины (~ 9 Гц) и вертикальные колебания корпуса (~ 11 Гц).

Названное обстоятельство обусловлено особенностями конструкций промышленных тракторов и проявляется в сосредоточении собственных частот вертикальных и угловых колебаний корпуса, кабины и кресла в узком интервале 2 – 12 Гц. Отмеченный факт значительно ограничивает при разработке рекомендаций возможность обеспечения норм по виброзащите путём отстройки системы от резонансов.

4. Анализ и сопоставление передаточных функций указывают на преимущественное влияние низкочастотного вибронагружения исследуемой системы на вертикальные колебания корпуса и кабины, что объясняется рядом обстоятельств, таких как: движение трактора при моделировании рассматривается на участках с ровной поверхностью; балансирная балка, соединяющая гусеничную тележку с корпусом, обладает высокой жесткостью; воздействие на трактор представляет собой импульсную нагрузку, равномерно распределенную по опорной поверхности трактора.

На заключительном этапе исследований полученные передаточные функции используются в задачах статистической динамики для определения спектральных плотностей вертикальных ускорений корпуса, кабины и кресла оператора.

Как отмечалось ранее (глава 4), в качестве входного сигнала принимается низкочастотное кинематическое воздействие в диапазоне от 2 Гц до 12 Гц, обусловленное чередованием звеньев гусеницы при движении трактора в транспортном режиме по ровному податливому основанию, которое задается в виде функций спектральных плотностей перемещений. По известным спектральным плотностям входных процессов и передаточным функциям модели, получаемым из уравнений движения, с помощью основного соотношения спектрального метода можно определить статистические характеристики выходных процессов в виде спектральных плотностей ускорений в исследуемых узлах, которые применительно к разработанной математической модели промышленного трактора определяются комплексом соотношений:

$$S_{\ddot{z}_{КОРП}}(\omega) = \omega^2 \cdot \left| W_{Z_{КОРП}/h}(i\omega) \right|^2 \cdot S_h(\omega), \quad (5.6)$$

$$S_{\ddot{\varphi}_{ТЕЛ}}(\omega) = \omega^2 \cdot \left| W_{\varphi_{ТЕЛ}/h}(i\omega) \right|^2 \cdot S_h(\omega), \quad (5.7)$$

$$S_{\ddot{\varphi}_{КОРП}}(\omega) = \omega^2 \cdot \left| W_{\varphi_{КОРП}/h}(i\omega) \right|^2 \cdot S_h(\omega), \quad (5.8)$$

$$S_{\ddot{z}_{КАБ}}(\omega) = \omega^2 \cdot \left| W_{Z_{КАБ}/h}(i\omega) \right|^2 \cdot S_h(\omega), \quad (5.9)$$

$$S_{\ddot{\varphi}_{КАБ}}(\omega) = \omega^2 \cdot \left| W_{\varphi_{КАБ}/h}(i\omega) \right|^2 \cdot S_h(\omega), \quad (5.10)$$

где  $W_{Z_{КОРП}/h}(i\omega)$ ,  $W_{\varphi_{ТЕЛ}/h}(i\omega)$ ,  $W_{\varphi_{КОРП}/h}(i\omega)$ ,  $W_{Z_{КАБ}/h}(i\omega)$ ,  $W_{\varphi_{КАБ}/h}(i\omega)$  – передаточные функции модели;

$S_{\ddot{z}_{КОРП}}(\omega)$ ,  $S_{\ddot{z}_{КАБ}}(\omega)$ ,  $S_{\ddot{\varphi}_{ТЕЛ}}(\omega)$ ,  $S_{\ddot{\varphi}_{КОРП}}(\omega)$ ,  $S_{\ddot{\varphi}_{КАБ}}(\omega)$  – спектральные плотности ускорений выходных сигналов;

$S_h(\omega)$  – спектральная плотность перемещений входного сигнала.

С использованием приведенных соотношений были получены спектральные плотности ускорений элементов системы, которые в дальнейшем могут быть применены для оценки вибрационной нагруженности каждого из элементов

вибрационного канала. В качестве примера на рисунке 5.2 приведены спектральные плотности вертикальных ускорений кресла оператора при движении трактора на I и III передачах, на которых четко видны пиковые значения названных функций, а именно: на рисунке 5.2, а в зоне 2 Гц проявление «прямого» резонанса, обусловленного совпадением собственной частоты виброзащитного кресла с частотой чередования траков на I передаче, а также в зонах 8 и 11 Гц, соответствующих «косвенным» резонансам на собственных частотах кабины и корпуса трактора; на рисунке 5.2, б в зонах 2, 8 и 11 Гц проявление «косвенных» резонансов на собственных частотах кресла, кабины и корпуса, а в зоне 5 Гц – «косвенного» резонанса на частоте чередования траков на III передаче.

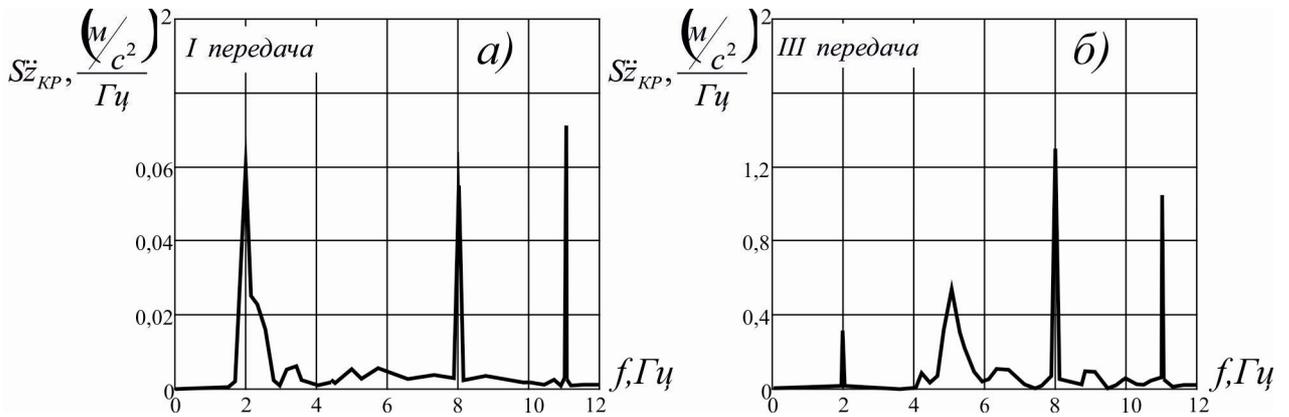


Рисунок 5.2 – Спектральные плотности вертикальных ускорений кресла

Приведенные результаты характеризуют общую нагруженность элементов модели в широком интервале изменения частоты. Однако санитарные нормы предусматривают не общую оценку, а соответствие средних квадратических значений ускорений определенным полосам третьоктавных частот. В связи с этим рассмотренный интервал частот представлен в виде третьоктавных полос, в каждой из которых, определяются соответствующие этим полосам значения виброускорений. Результаты расчета для I и III передач представлены на рисунке 5.3.

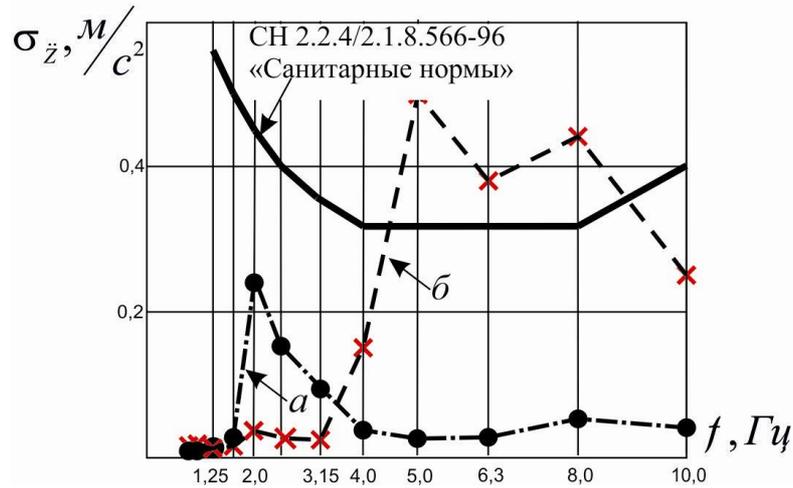


Рисунок 5.3 – Диаграмма вибронагруженности кресла оператора существующей конструкции трактора Т-11: а – I передача; б – III передача

Анализ результатов показывает, что при движении трактора Т-11 на I передаче на кресле оператора нет превышения уровня допустимых ускорений, регламентируемых санитарными нормами, наличие приемлемого пика в зоне 2 Гц обусловлено частотой чередования траков на низшей передаче. Однако при движении на III передаче имеет место существенное превышение нормативных значений ускорений в зонах частот 5 Гц и 8 Гц, что соответствует частоте чередования траков на III передаче (5 Гц) и возникновению резонансного явления на собственной частоте кабины (8 Гц). В последующем при разработке предложений исследования вибронагруженности трактора будут выполнены для случая движения на III передаче.

Таким образом, по результатам исследований, выполненных в 5 главе, можно отметить следующие результаты:

– выполнена реализация расчетной модели, результаты исследований получены в виде комплекса частотных передаточных функций, отображающих общую спектральную картину системы, а также распределение резонансных частот угловых и вертикальных колебаний отдельных элементов системы;

– получены спектральные плотности ускорений элементов системы, которые в дальнейшем могут быть применены для оценки вибрационной нагруженности каждого из элементов вибрационного канала;

– с помощью диаграммы вибронагруженности выполнена оценка действующего уровня ускорений на кресле оператора в форме сравнения средних квадратических значений ускорений с допустимым уровнем, регламентируемым санитарными нормами.

## 6 ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ. ПОЛЕВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРАКТОРА

Исследования процессов вибронагруженности элементов конструкции трактора Т-11 проведены на полигоне Челябинского тракторного завода с использованием мерных участков протяженностью 100 – 150 м, включающих ровную поверхность с податливым грунтовым фоном. В ходе эксперимента непрерывно регистрировались процессы изменения ускорений в различных зонах конструкции при работе трактора в транспортном режиме; отдельные заезды произведены последовательно на I, II, III передачах.

### 6.1 Измерительные устройства и регистрирующая аппаратура

Регистрация процессов выполнена с использованием информационно-измерительного комплекса лаборатории экспериментальной механики Южно-Уральского государственного университета

Для измерения ускорений использованы однокомпонентные акселерометры РСВ Т333В32 (рисунок 6.1, а) чувствительностью 100 мV/g и портативный измерительный усилитель LMS Scadas Recorder (рисунок 6.1, б) и персональный компьютер с программным обеспечением «Test Xpress 8A».



Рисунок 6.1 – Оборудование для полевых испытаний: а) – Акселерометр РСВ Т333В32; б) – Измерительный усилитель LMS Scadas Recorder

Характеристики датчика РСВ Т333В32 приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Характеристики акселерометра РСВ Т333В32

<b>Параметр</b>	<b>Величина</b>
Чувствительность	100 мВ/г
Направление измерений	вертикально
Диапазон измерений ускорений	±50g
Частотный диапазон	0,5 – 3000 Гц
Размеры (Д x Ш x В)	16 мм x 16 мм x 12 мм
Масса	4 грамма

Характеристики измерительного усилителя LMS Scadas Recorder:

- 40 измерительных каналов;
- возможность подключения тензометров, акселерометров, микрофонов и термопар;
- возможность регистрации нагрузок, ускорений, шума при ходовых испытаниях транспортного средства;
- регистрация и анализ быстротекущих процессов;
- частота опроса: до 204,8 кГц;
- динамический диапазон: свыше 170 дБ;
- поддержка мостовой, полумостовой и четвертьмостовой схем.

Характеристики программного обеспечения «Test Xpress 8A»:

- Управление с компьютера многоканальной системой сбора, обработки, анализа и регистрации данных, настройка каналов, калибровка, настройка параметров измерений;
- Настройка визуализации данных, управление данными измерений, создание отчетов без ограничения числа каналов;
- Проведение частотного анализа;
- Математическая обработка сигналов в режиме реального времени;
- Пост-процессорная обработка сигналов;

- Проведение гармонического анализа;
- Обмен данными (экспорт/импорт) с математическим пакетом;
- 1/n-октавный анализ с использованием программных фильтров;
- Быстрое преобразование Фурье;
- Анализ накопленных циклов усталостного повреждения.

Настройки измерительного усилителя LMS Scadas Recorder в управляющем ПО «Test Xpress 8A»:

- диапазон измерения частот: до 25 Гц;
- фильтр высоких частот: 25 Гц;
- частота опроса: 1000 Гц;

Места крепления датчиков ускорений на тракторе показаны на рисунке 6.2.

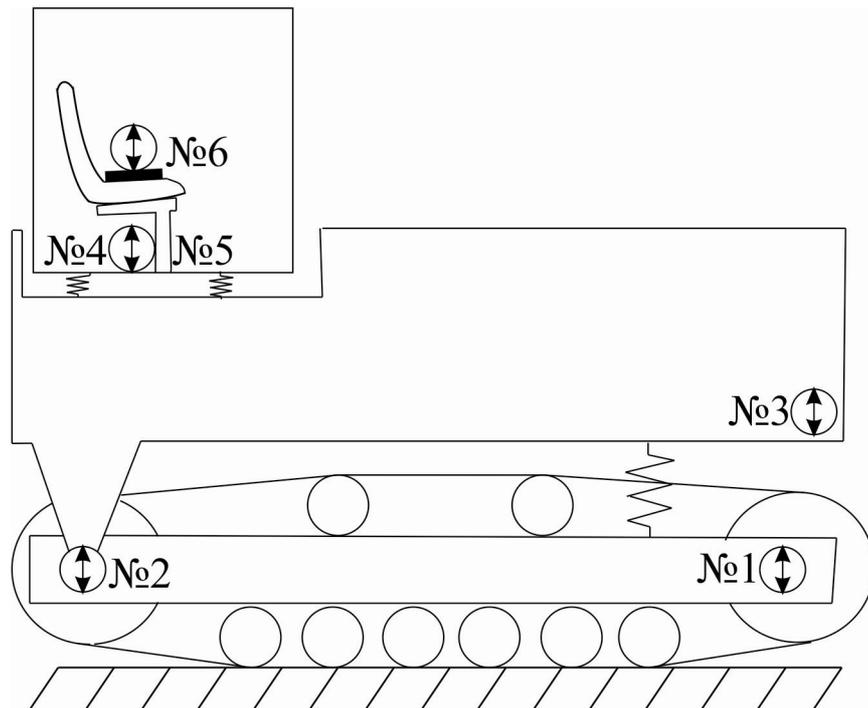


Рисунок 6.2 – Схема размещения датчиков (схема является условной, т.к. не отображает несовпадение осей ведущего колеса и гусеничной тележки)

На рисунке 6.3 показаны места установки на тракторе акселерометров и измерительной аппаратуры.

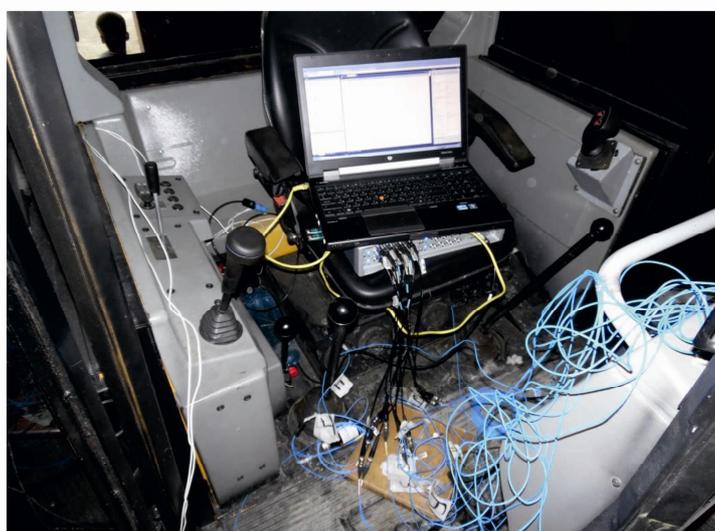


Рисунок 6.3 – Расположение на тракторе акселерометров и измерительная система

## 6.2 Анализ вибронгруженности корпуса трактора

На рисунке 6.4 в качестве примера представлены осциллограммы процессов изменения вертикальных ускорений, зарегистрированных датчиком, расположенным на корпусе трактора (датчик № 3) при движении на I, II, и III передачах.

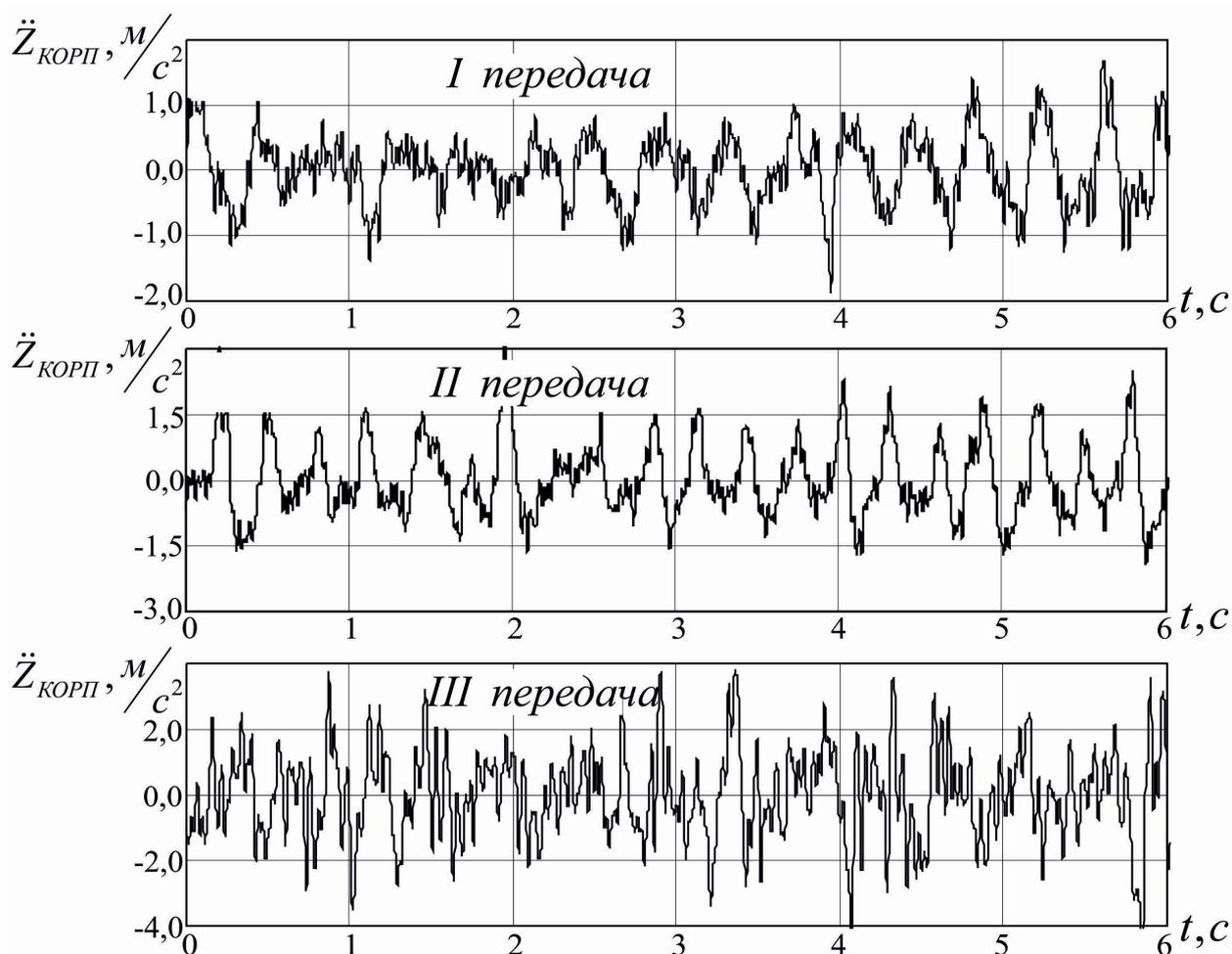


Рисунок 6.4 – Осциллограммы вертикальных ускорений корпуса трактора (датчик № 3)

Визуальный анализ осциллограмм, соответствующих колебаниям корпуса, показывает, что на низших скоростях движения трактора четко проявляются частоты, соответствующие чередованию траков. Так, частота воздействия на корпус трактора, движущегося на I передаче, со стороны гусеничного движителя находится в области 2,5 Гц, на II передаче в области 3 Гц. На III передаче визуально выделить превалирующую частоту затруднительно, что, по-видимому,

объясняется влиянием на динамику корпуса других факторов внешнего воздействия (неровность микропрофиля, вибрация со стороны других агрегатов и др.). Однако, как будет показано в последующем, наличие «траковой частоты», соответствующей III передаче, четко проявляется на соответствующей функции спектральной плотности процесса.

Статистической обработкой осциллограмм получены вероятностные характеристики названных реализаций процессов [11, 29, 91]:

– оценка математического ожидания мгновенных значений ускорений:

$$\tilde{m}_{\ddot{z}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \ddot{Z}_i ; \quad (6.1)$$

– оценка дисперсии мгновенных значений ускорений:

$$\tilde{D}_{\ddot{z}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\ddot{Z}_i - \tilde{m}_{\ddot{z}})^2 ; \quad (6.2)$$

– эмпирическая корреляционная функция:

$$\tilde{K}_{\ddot{z}}(m \cdot \Delta t) = \frac{1}{n-m} \sum_{i=1}^{n-m} \left( \dot{\ddot{Z}}(t_i) \cdot \dot{\ddot{Z}}(t_{i+m}) \right) ; m = 0, 1 \dots m_{\max} , \quad (6.3)$$

где  $\dot{\ddot{Z}}(t_i) = \ddot{Z}(t_i) - \tilde{m}_{\ddot{z}}$  – центрированная случайная величина;

– изменение скорости движения трактора в виде математического ожидания ( $\tilde{m}_v$ ) и дисперсии ( $\tilde{D}_v$ ):

$$V = \frac{l}{T} , \quad (6.4)$$

где  $l$  – шаг гусеницы;

$T$  – случайный интервал времени прохождения одного трака, измеряемый на осциллограммах.

В таблицу 6.2 сведены значения основных числовых характеристик случайных процессов изменения вертикальных ускорений корпуса, соответствующие движению трактора на трех низших передачах.

Таблица 6.2 – Основные числовые характеристики случайных процессов

Передача	$\tilde{m}_{\ddot{z}}$ , м/с <sup>2</sup>	$\tilde{D}_{\ddot{z}}$ , (м/с <sup>2</sup> ) <sup>2</sup>	$\tilde{m}_v$ , м/с	$\tilde{\sigma}_v$ , м/с
I	~ 0	0,29	0,56	0,063
III	~ 0	1,96	0,88	0,1

В качестве примера на рисунках 6.5, а и 6.5, б показаны зависимости математического ожидания и дисперсии вертикальных ускорений корпуса трактора при движении на I передаче от объема выборки ( $n$ ).

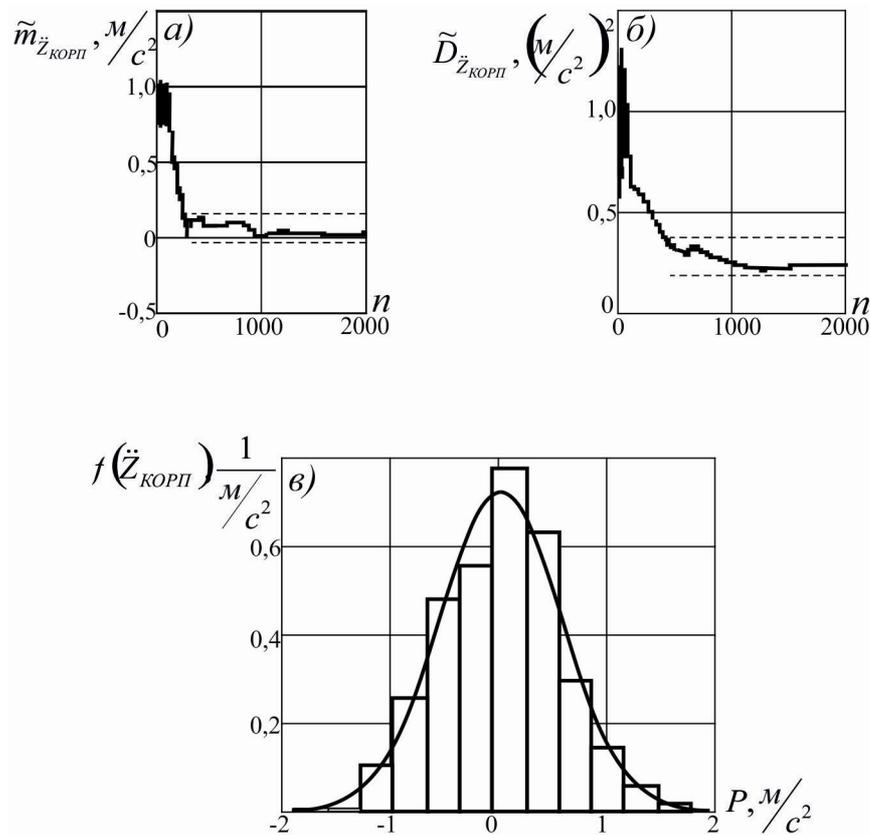


Рисунок 6.5 – Проверка стационарности процессов: а), б) – зависимости математического ожидания и дисперсии процесса от объема выборки; в) – гистограмма мгновенных значений вертикальных ускорений корпуса (на графиках пунктиром нанесены доверительные области, соответствующие доверительной вероятности  $\alpha = 0,9$ )

Анализ результатов показывает, что стабилизация этих величин наступает в интервале  $n = 3000..4000$ , что соответствует примерно 5 секундам непрерывной записи процесса. Таким образом, продолжительность полученных осциллограмм является достаточной для достоверного расчета числовых характеристик исследуемых случайных процессов (рисунки 6.5, а и 6.5, б). На рисунке 6.5, в показана гистограмма мгновенных значений ускорений корпуса трактора, описываемых нормальным распределением.

На рисунке 6.6 приведена эмпирическая корреляционная функция процесса, из анализа которой следует очевидный факт присутствия в стационарном случайном процессе преобладающей циклической составляющей, обусловленной чередованием траков в опорной ветви.

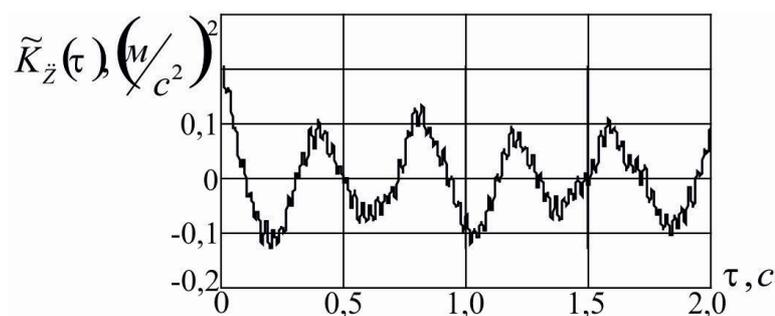


Рисунок 6.6 – Эмпирическая корреляционная функция процесса

Вид полученных зависимостей показывает достоверность допущения о том, что исследуемые случайные величины описываются стационарными эргодическими процессами.

Преобразованием Фурье были получены спектральные плотности вертикальных ускорений корпуса трактора. В качестве примера на рисунке 6.7 приведены спектральные плотности ускорений корпуса трактора для I и III передач.

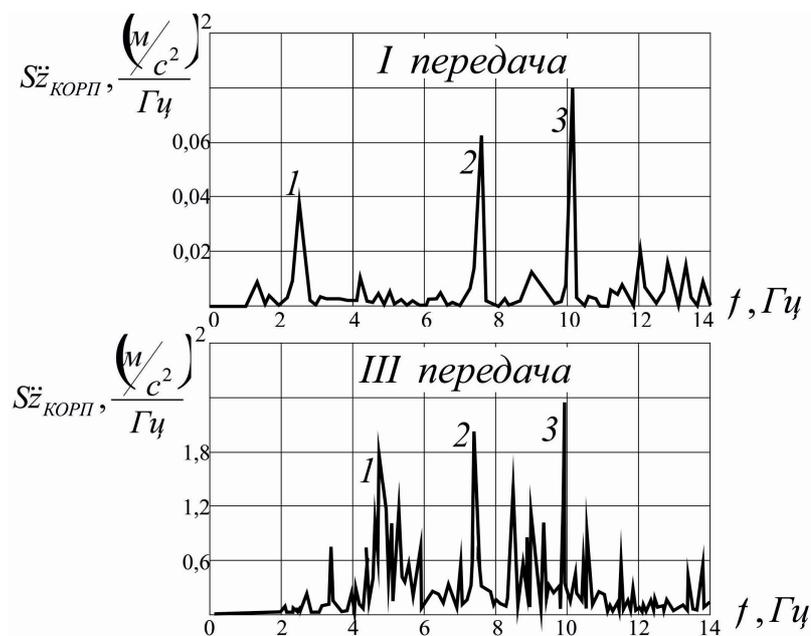


Рисунок 6.7 – Спектральные плотности ускорений корпуса трактора

Визуальный анализ показывает, что:

1. Основные пики (1, 2, 3) на графиках спектральных плотностей (рисунок 6.7) соответствуют внешнему воздействию (1) и резонансным частотам вертикальных колебаний, соответствующих собственным частотам кабины (2) и корпуса (3). Частота пика, обусловленного внешним воздействием, повышается соответственно изменению скорости движения трактора на I (2,5 Гц) и III (5 Гц) передачах;

2. С повышением скорости движения трактора соответственно повышается среднее квадратическое значение ускорения корпуса (от 0,31 м/с<sup>2</sup> на I передаче до 1,31 м/с<sup>2</sup> на III передаче);

3. Вид спектральной плотности, соответствующей III передаче, подтверждает высказанное ранее предположение о влиянии на повышенных скоростях действия других сопутствующих факторов.

### 6.3 Анализ вибронегруженности кабины и кресла оператора

Осциллограммы вертикальных ускорений, зарегистрированных на кабине оператора (датчик № 5) и виброзащитном кресле (датчик № 6) приведены на рисунках 6.8 и 6.9.

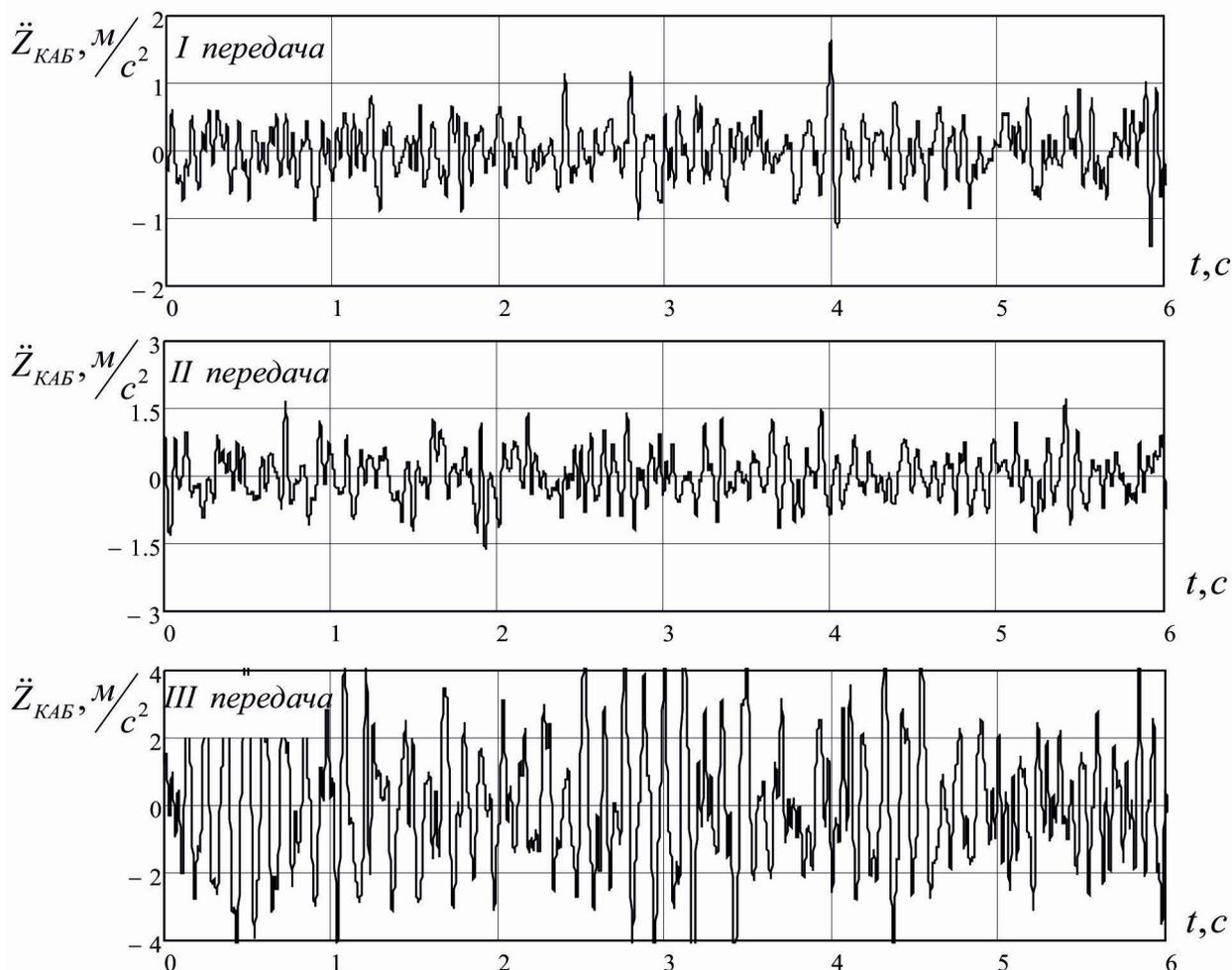


Рисунок 6.8 – Осциллограммы вертикальных ускорений кабины (датчик № 5)

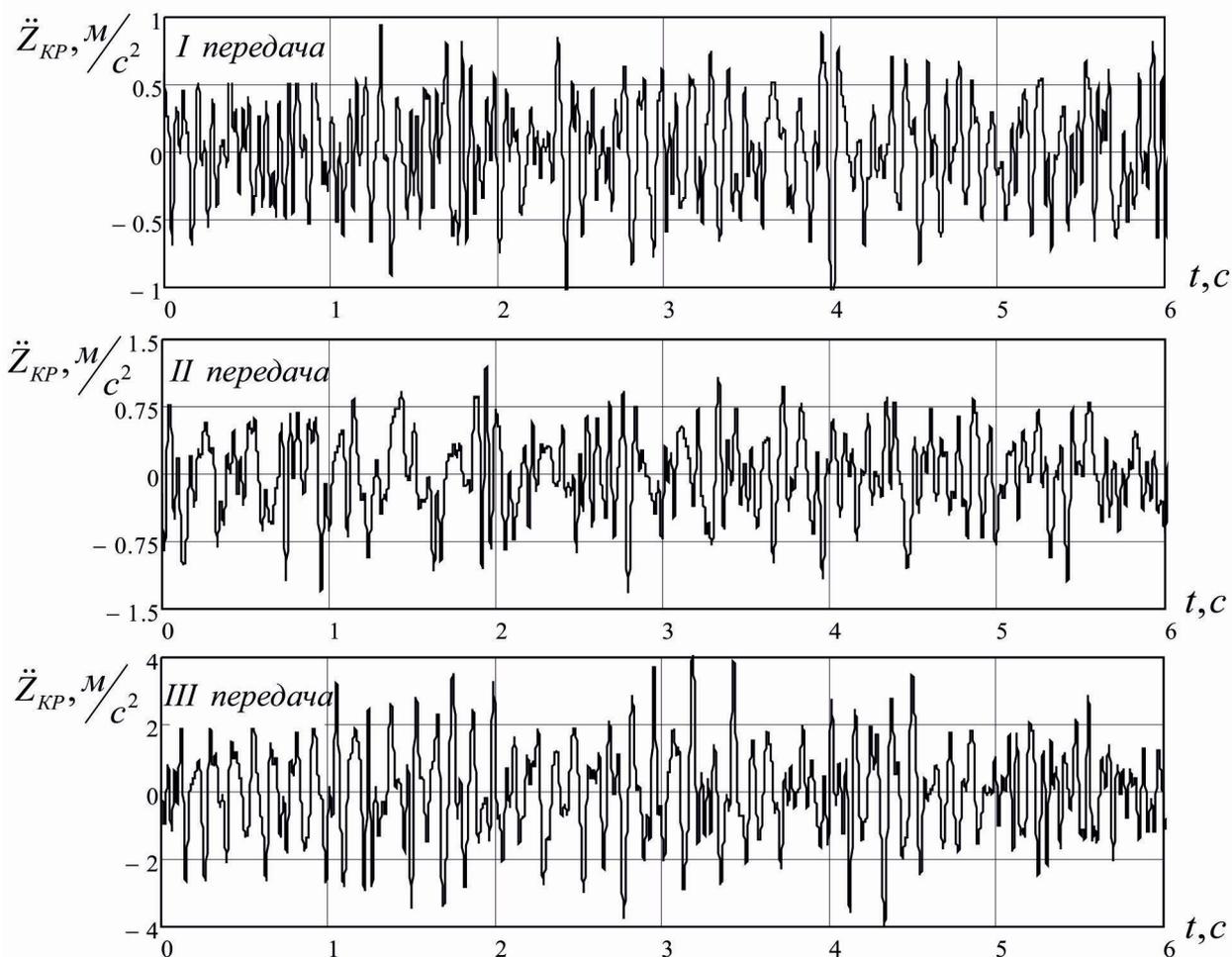


Рисунок 6.9 – Осциллограммы вертикальных ускорений кресла оператора (датчик № 6)

Следует отметить, что в отличие от осциллограмм, полученных на корпусе трактора, где четко проявляются частоты, соответствующие «траковой частоте», на осциллограммах, полученных на кабине и кресле оператора, это явление существенно «зашумляется». Отмеченное объясняется наличием влияния вибрационного воздействия со стороны ряда других агрегатов трактора. Однако на графиках спектральных плотностей процессов, соответствующих I и III передачам (рисунок 6.10) показано, что наличие вибрационного воздействия от «бегущей волны» четко проявляется в виде пиков, соответствующих резонансным частотам кабины (рисунок 6.10, а) и кресла (рисунок 6.10, б).

В результате статистической обработки получены значения основных числовых характеристик случайных процессов изменения вертикальных ускорений кабины и кресла оператора, соответствующие движению трактора на I и III передачах, а также зависимости математического ожидания и дисперсии их вертикальных ускорений от объема выборки и гистограммы мгновенных значений ускорений.

Анализ показал, что продолжительность полученных осциллограмм является достаточной для достоверного расчета числовых характеристик исследуемых случайных процессов. Вид полученных зависимостей показывает достоверность допущения о том, что исследуемые случайные величины являются стационарными эргодическими процессами.

Как отмечалось ранее, в связи с удаленностью кабины оператора и виброзащитного кресла от источника колебаний выделить частотный состав процессов по виду осциллограмм представляется затруднительным, в связи с чем возникла необходимость представить результаты в виде функций спектральных плотностей процессов изменения ускорений (рисунок 6.10).

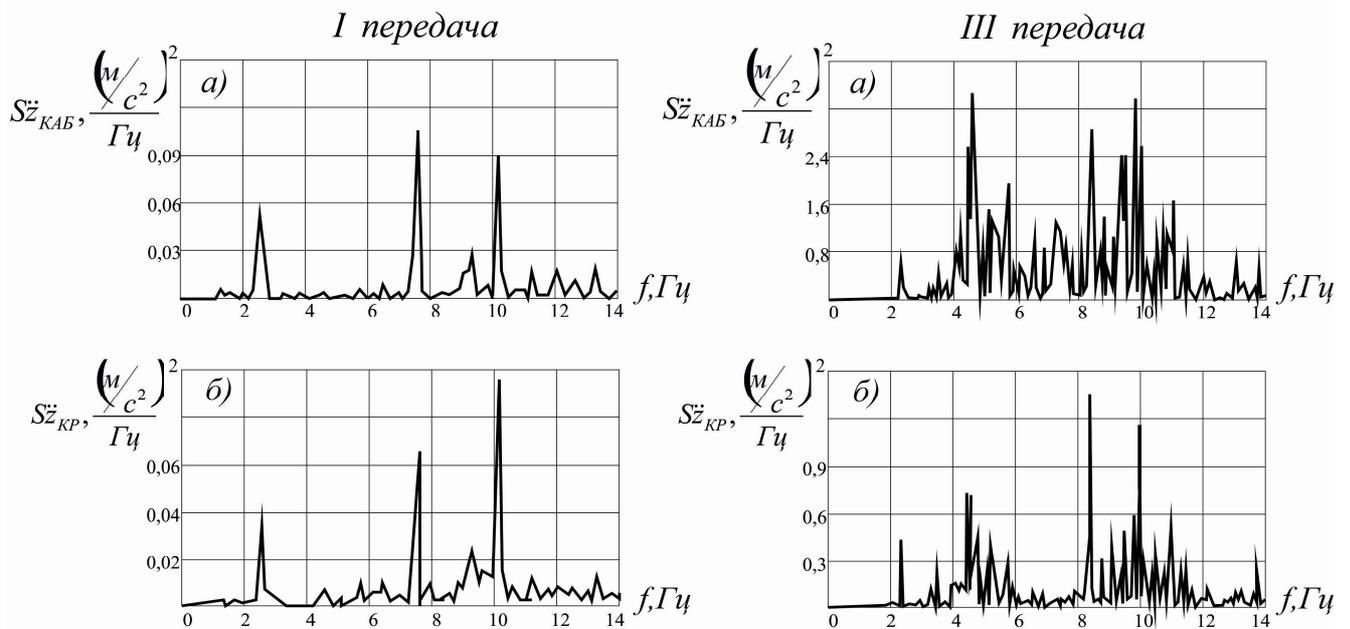


Рисунок 6.10 – Спектральные плотности вертикальных ускорений элементов трактора: а) – кабина; б) – кресло

Анализ результатов обработки представленных спектральных плотностей позволяет отметить следующее:

1. Основные пики на графиках спектральных плотностей соответствуют внешнему воздействию и резонансным частотам вертикальных колебаний кресла (2 Гц), кабины (8 Гц) и корпуса (10 Гц). Частота пика, обусловленного внешним воздействием, повышается соответственно изменению скорости движения трактора на I (2,5 Гц) и III (5 Гц) передачах;

2. С повышением скорости движения трактора соответственно повышается среднее квадратическое значение ускорений кресла оператора (от 0,29 м/с<sup>2</sup> на I передаче до 0,65 м/с<sup>2</sup> на III передаче);

3. Вид спектральных плотностей, соответствующих III передачам, подтверждает высказанное ранее предположение о влиянии на повышенных скоростях действия других факторов;

4. Выполненная оценка влияния низкочастотных колебаний, вызванных «бегущей волной», на общую картину вибрационной нагруженности кабины и виброзащитного кресла показала, что доля средних квадратических значений ускорений, приходящаяся на диапазон частот «бегущей волны», составляет 38 % на I передаче и 19 % на III передаче от общих значений средних квадратических ускорений процессов на кабине. Аналогично для кресла оператора: 39 % на I передаче и 21 % на III передаче.

5. Анализ и обработка осциллограмм датчиков (рисунок 6.11), установленных на полу кабины оператора, показали практически синфазный характер вертикальных колебаний кабины и достаточно точное совпадение спектральных плотностей ускорений, что подтверждает принятое ранее при моделировании динамики трактора (глава 5) допущение о том, что кабина и кресло совершают преимущественно вертикальные колебания.

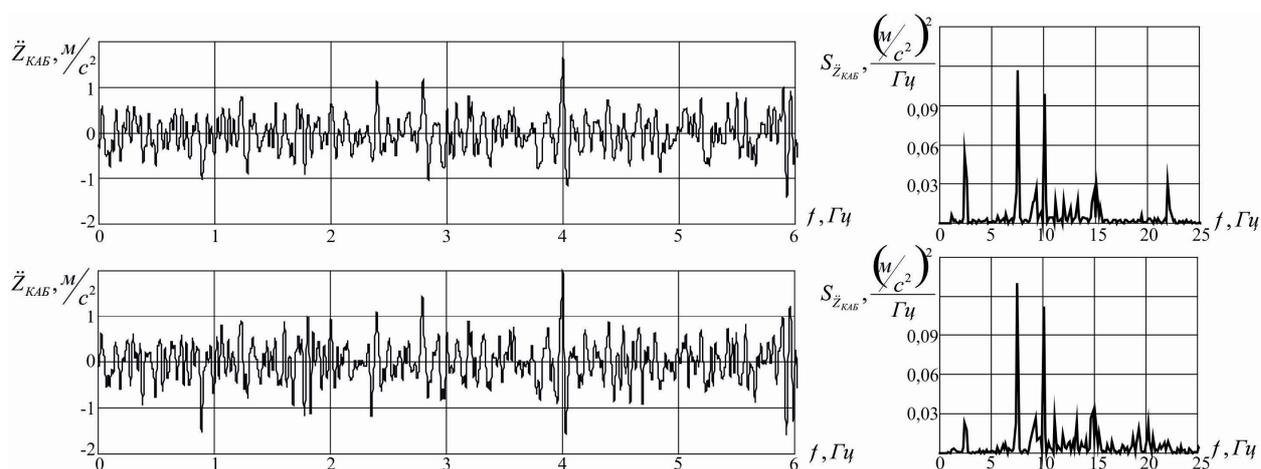


Рисунок 6.11 – Осциллограммы вертикальных ускорений кабины оператора (датчики № 4 и № 5) и соответствующие им спектральные плотности ускорений

Таким образом, по результатам исследований, выполненных в 6 главе, можно сформулировать следующие результаты:

- выполнена статистическая обработка результатов полевых испытаний и установлено, что исследуемые вибрационные воздействия описываются гауссовыми стационарными эргодическими случайными процессами;

- установлено значительное влияние низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя на общую вибрационную нагруженность рабочего места оператора;

- показано совпадение частот пиков, соответствующих внешнему воздействию со стороны гусеничного движителя, на спектральных плотностях, полученных обработкой натуральных испытаний (рисунок 6.7) и компьютерным моделированием (рисунок 4.6). Показано совпадение частот пиков, соответствующих собственным частотам модели, на расчетных передаточных функциях (рисунок 5.1) и на соответствующих спектральных плотностях, полученных экспериментально при натуральных испытаниях (рисунки 6.7 и 6.10);

- отмеченные выше результаты касаются анализа и сопоставления данных, полученных в натурном эксперименте. Поскольку основная цель полевых испытаний состояла в обосновании адекватности модели, то представляет интерес получение ее объективной оценки. В частности:

– совпадение расчетных и экспериментальных характеристик вибронегруженности оператора выполнено путем сопоставления по ряду позиций, таких как соответствие частотного состава источников вибровозбуждения на различных скоростях движения трактора, а также совпадение резонансных частот для корпуса, кабины и кресла оператора.

– с другой стороны, качественная проверка адекватности предложенной модели выполнена на основе сопоставления результатов с данными других авторов. Так, на рисунке 6.12, б приведены результаты натурных испытаний, выполненных Zeinab Khaksar [113] и опубликованных в журнале *Journal of Mechanical Engineering and Technology* (2013 г.), из которых следует, что значительная доля спектра ускорений на рабочем месте оператора лежит в низкочастотном диапазоне до 12 Гц, соответствующем процессу чередования траков в опорной ветви.

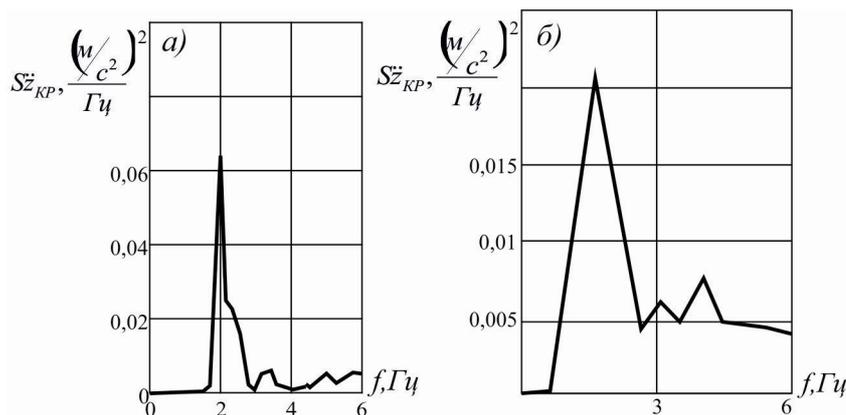


Рисунок 6.12 – Сравнение результатов моделирования по предложенной модели (а) с экспериментальными данными, полученными Zeinab Khaksar (*Journal of Mechanical Engineering and Technology*) [113] (б)

На рисунке 6.13, б представлены результаты математического моделирования, опубликованные коллективом авторов Волгоградского государственного технического университета [105], где отмеченное ранее явление проявляется в диапазоне частот до 5 Гц.

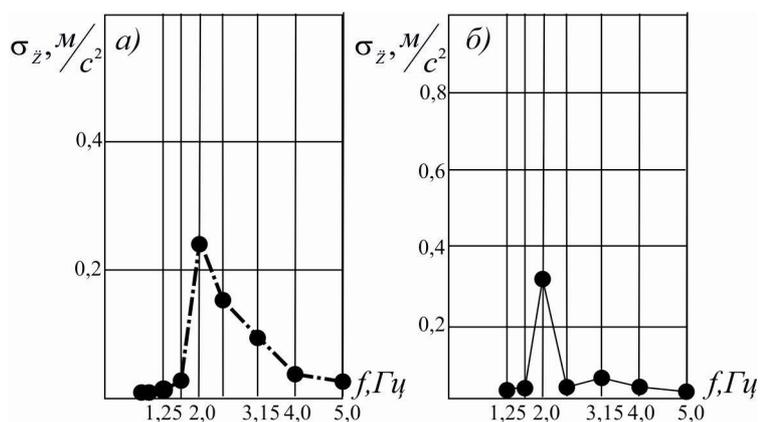


Рисунок 6.13 – Сравнение результатов моделирования виброн нагруженности кресла оператора: а) – расчет по предложенной модели; б) – расчетные данные Волгоградского государственного технического университета [105]

– наиболее полную количественную проверку адекватности математической модели дает интегральная характеристика в виде доли средних квадратических значений ускорений тела оператора, приходящаяся на исследуемый диапазон частот. Результаты сравнения расчетных и полученных в эксперименте средних квадратических значений ускорений на рабочем месте оператора приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Доля средних квадратических значений ускорений на рабочем месте оператора, приходящаяся на исследуемый диапазон частот. Сравнение эксперимента с расчетом

Передача	Расчет, $m/s^2$	Эксперимент, $m/s^2$
I	0,34	0,29
II	0,59	0,50
III	0,77	0,65

Анализ приведенных данных показывает достаточно близкое соответствие результатов моделирования и натуральных испытаний; отличие показателей находится в пределах приемлемого уровня 15 – 20 %.

– другой результат иллюстрирует адекватность модели путем сопоставления расчетных и экспериментальных исследований, выполненных для ряда различных моделей промышленных тракторов:

- Т-170 с подрессориванием корпуса листовой рессорой;
- Т-11 с подрессориванием корпуса жесткой балансирной балкой;
- ДЭТ-250 с индивидуальным подрессориванием опорных катков.

В качестве примера на рисунке 6.14 представлены результаты полигонных натурных исследований, выполненных в разные годы отделом испытаний Челябинского тракторного завода, в виде спектров виброускорений на рабочем месте оператора при движении тракторов на III передаче.

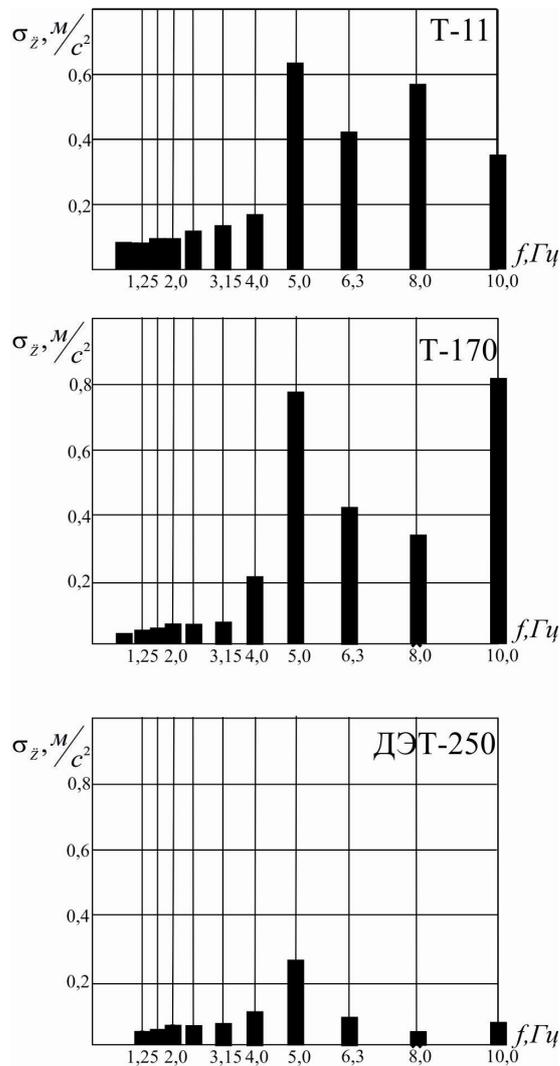


Рисунок 6.14 – Результаты полигонных натурных исследований. Спектр виброускорений на рабочем месте оператора. III передача, тракторы Т-11, Т-170, ДЭТ-250

На рисунке 6.15 представлены результаты, выполненные для названных типов тракторов путем моделирования с помощью предложенной модели.

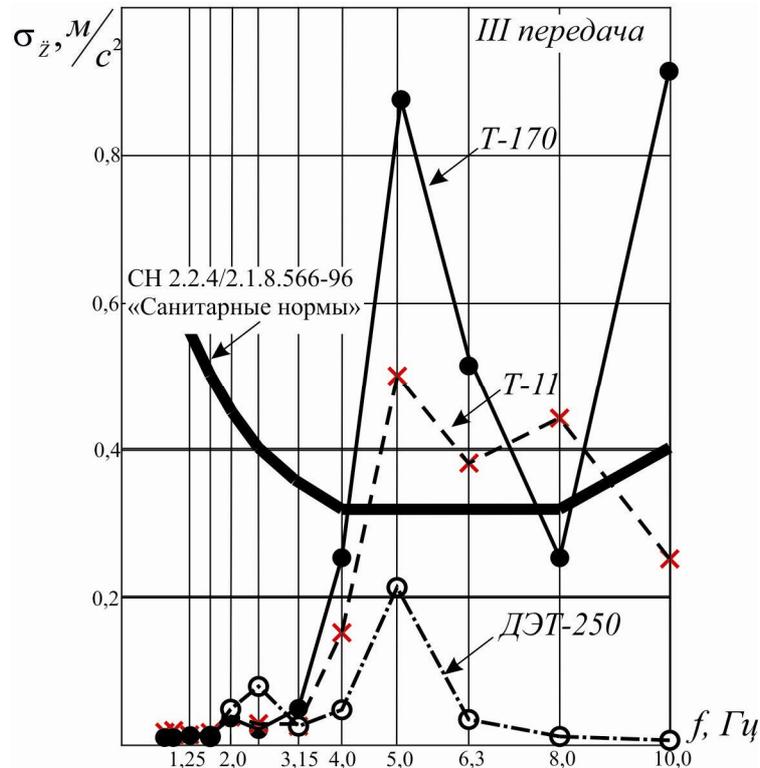


Рисунок 6.15 – Диаграммы вибронагруженности кресла

Таким образом, сопоставление результатов моделирования вибрационного нагружения рабочего места оператора, полученных расчетом с применением разработанной модели, указывает на достаточно близкое соответствие данных, полученных расчетом и экспериментом рядом других авторов.

– в последующем разработанная математическая модель используется для выполнения параметрического анализа проектируемой системы для оценки влияния различных параметров модели на уровень вибрации рабочего места оператора и разработки конструктивных предложений.

## **7 ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА. ОБОСНОВАНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ ВИБРОЗАЩИТЫ**

Для разработки предложений по снижению уровня вибрационной нагруженности рабочего места оператора было проведено исследование, позволяющее оценить эффективность конструктивных решений, таких как:

- корректирования существующих характеристик поддрессоривания корпуса трактора, кабины и виброзащитного кресла;
- введение в конструкцию ходовой части трактора индивидуального миниподдрессоривания опорных катков с целью снижения уровня вибровозбуждения со стороны гусеничного движителя.

### **7.1 Влияние упруго-вязких характеристик поддрессоривания корпуса трактора**

Первоначально в тридцатые годы на первых отечественных трактора в качестве элементов поддрессоривание корпуса применялись листовые поперечные рессоры. В настоящее время в связи с возрастающими усилиями со стороны рабочих органов (бульдозирование, рыхление и другое) зарубежные и отечественные производители перешли к замене упругих элементов жёсткими балансирными балками.

На серийных тракторах Т-11 установлена балансирная балка повышенной жесткости ( $C = 7,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ ). Представляет интерес влияния ее параметров на вибрационную нагруженность рабочего места оператора. В качестве примера на рисунке 7.1 приведен график зависимости средних квадратических значений вертикальных ускорений кресла оператора от жесткости балки для случая движения трактора на I и III передачах. В качестве остальных параметров системы приняты базовые значения для промышленного трактора Т-11.

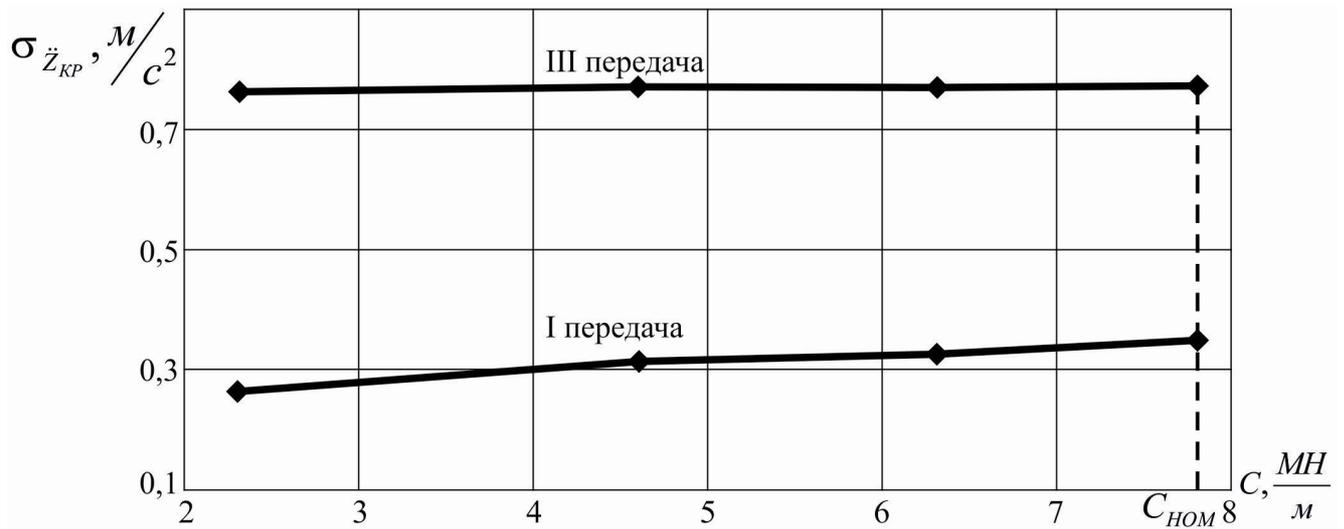


Рисунок 7.1 – Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла оператора от жесткости балансирующей балки трактора Т-11

Исследования показали, что снижение жесткости балки практически не влияет на уровень вибрационной нагруженности рабочего места оператора. По-видимому, это обстоятельство объясняется достаточно высоким значением жесткости балки, а также особенностью внешнего воздействия на трактор, принятого в исследовании, а именно то, что точки приложения усилий со стороны опорных катков равномерно распределены по всей поверхности гусеничных тележек левого и правого бортов, что приводит преимущественно к вертикальному перемещению корпуса трактора.

Исследование зависимости средних квадратических значений ускорений кресла оператора от эквивалентного коэффициента демпфирования балансирующей балки показало, что он практически не оказывает влияния на уровень вибрационной нагруженности рабочего места оператора (рисунок 7.2). По-видимому, это объясняется особенностью внешнего воздействия на трактор и невысокими угловыми перемещениями корпуса трактора.

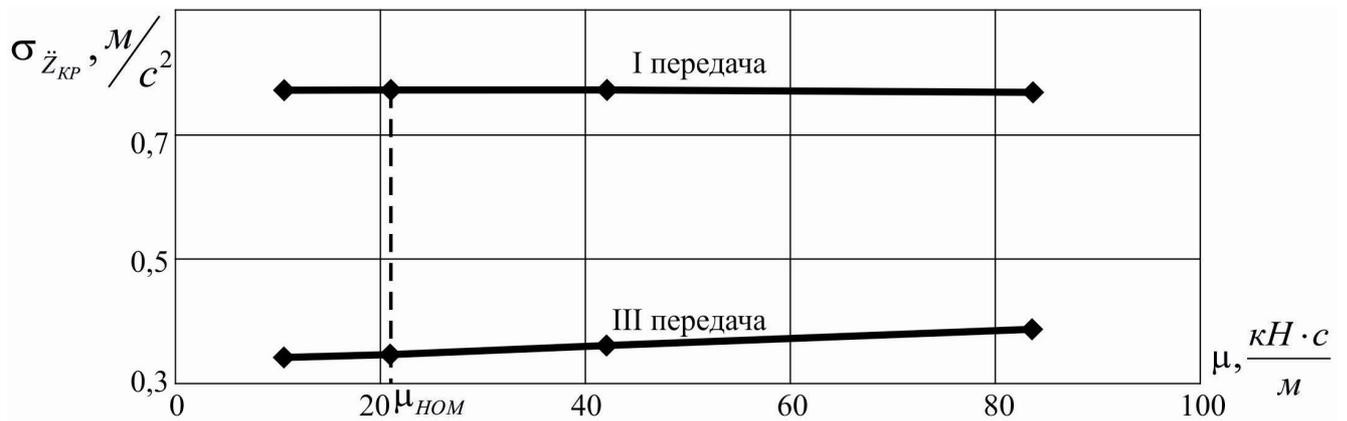


Рисунок 7.2 – Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла оператора от коэффициента демпфирования балансирующей балки трактора Т-11

Таким образом, изменение упруго-вязких характеристик поддрессоривания корпуса трактора не может быть использовано в качестве средства обеспечения норм по виброзащите.

## 7.2 Влияние упруго-вязких характеристик гидроопор кабины Simrit

В настоящее время в качестве совмещенных упруго-вязких элементов поддрессоривания кабины и кресла используются гидропневматические устройства, обеспечивающие прецизионность, стабильность характеристик и возможность работы в широком диапазоне внешних факторов.

Влияние жесткости амортизаторов кабины трактора Т-11 на уровень вибрационной нагруженности рабочего места оператора выполнено в широком интервале изменения жесткости опоры от базового значения  $700 \frac{кН}{м}$  до значения  $7000 \frac{кН}{м}$ . Следует отметить, что изменение жёсткости упругого элемента принято только в сторону его увеличения по сравнению с базовым значением в связи с тем, что снижение жёсткости является недопустимым из-за чрезмерного раскачивания кабины при движении трактора по большим неровностям. На рисунке 7.3 в качестве примера приведен график зависимости средних квадратических значений вертикальных ускорений кресла оператора от жесткости гидроопоры кабины для случая движения трактора на I и III передачах.

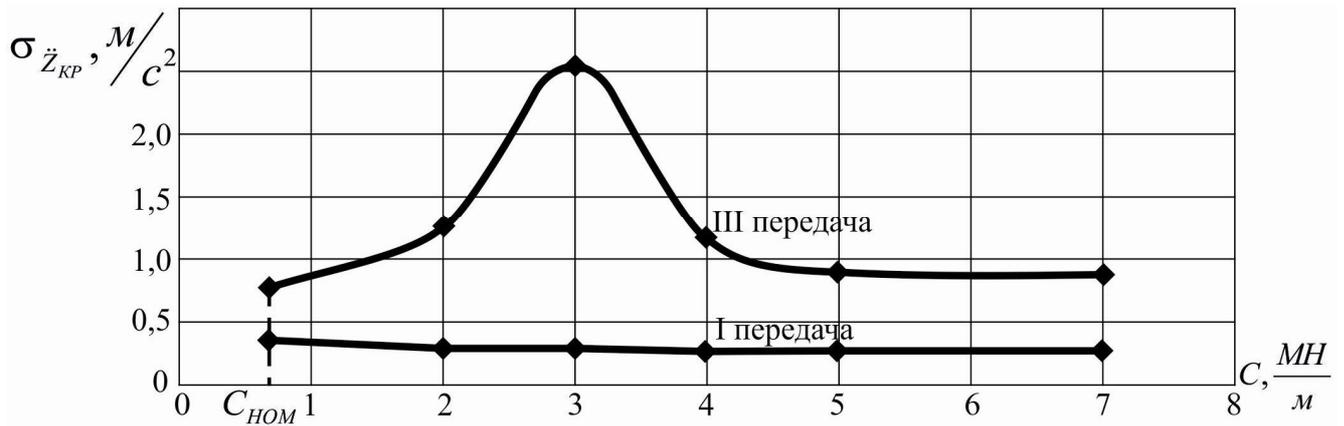


Рисунок 7.3 – Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла оператора от жесткости гидроопор кабины трактора Т-11

Анализ приведенных результатов показывает, что изменение жесткости гидроопор кабины практически не оказывает влияния на вибрационную нагруженность кресла оператора при движении трактора на I передаче. Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла от жесткости гидроопор кабины на III передаче нелинейна с пиком в диапазоне 2 – 4  $MN/m$ . По-видимому, это объясняется тем, что при увеличении жесткости гидроопор собственная частота вертикальных колебаний кабины на III передаче начинает расти и перемещается в область 10 Гц, где она практически совпадает с собственной частотой вертикальных колебаний корпуса. В связи с этим происходит усиление общего сигнала. Дальнейшее увеличение жесткости кабины переводит ее в зарезонансную область колебаний корпуса и происходит снижение общего уровня вибрационной нагруженности кресла.

Исследование влияния эквивалентного коэффициента демпфирования гидроопор кабины было проведено в широком интервале изменения значений относительно номинального, принятого равным  $3,1 \frac{кН \cdot с}{м}$  (3 глава). Анализ результатов (рисунок 7.4) показал, что увеличение коэффициента демпфирования гидроопор приводит к значительному снижению вибрационной нагруженности рабочего места оператора, что, очевидно, может быть использовано в качестве наиболее эффективного средства выполнения нормативных требований.

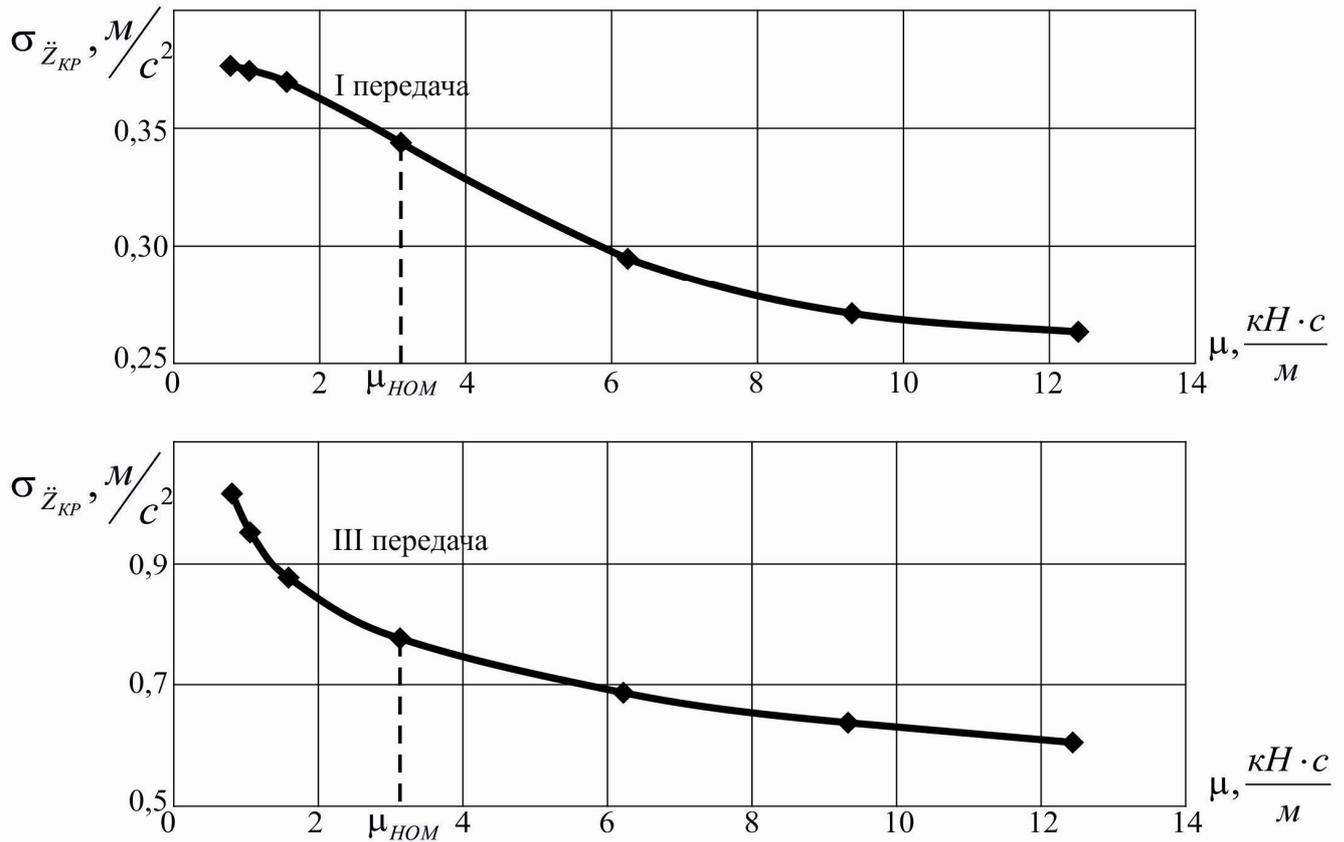


Рисунок 7.4 – Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла оператора от коэффициента демпфирования гидроопор кабины трактора Т-11

Таким образом, наиболее эффективным средством корректирования упруго-вязких характеристик подрессоривания кабины трактора Т-11 следует признать увеличение коэффициента демпфирования гидроопор Simrit.

### 7.3 Влияние упруго-вязких характеристик кресла оператора Sibeco

В настоящее время на серийно выпускаемых тракторах Челябинского завода устанавливаются кресла фирмы Sibeco. При проведении лабораторных исследований (глава 3) было установлено, что собственная частота кресла равна 2,2 Гц, что существенно превышает требования стандартов [25] – не более 1,5 Гц. В связи с этим были проведены исследования влияния жесткости кресла на уровень его вибрационной нагруженности (рисунок 7.5).

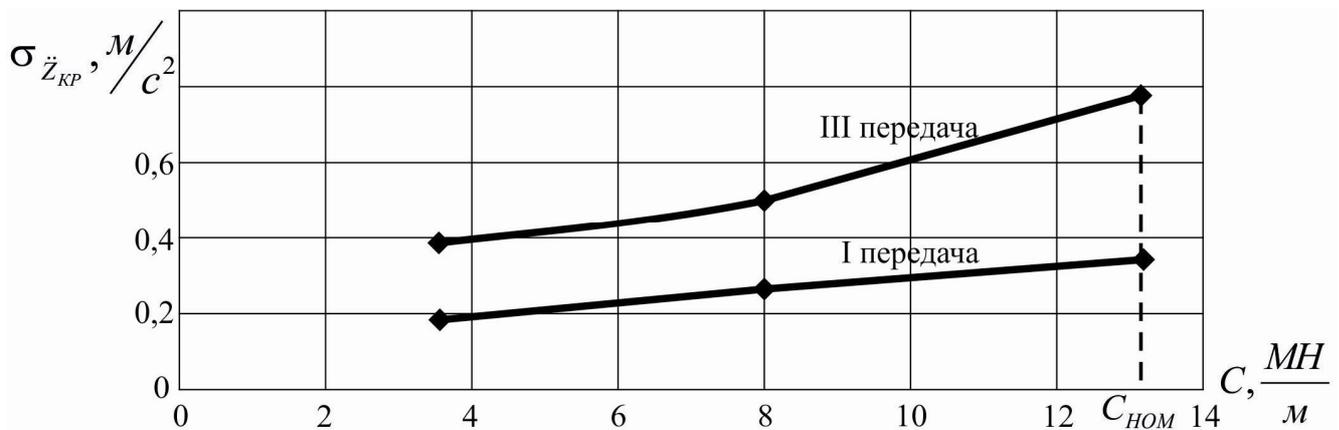


Рисунок 7.5 – Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла оператора трактора Т-11 от его жесткости

Анализ результатов исследований показал, что при достижении значения жесткости, соответствующей собственной частоте кресла, регламентируемой стандартами (1,5 Гц), уровень вибрационной нагруженности кресла существенно снижается.

Анализ зависимостей средних квадратических значений ускорений кресла оператора от его эквивалентного коэффициента демпфирования показал, что при движении трактора на I передаче наблюдается некоторое уменьшение уровня вибрационной нагруженности кресла (рисунок 7.6). Это объясняется совпадением собственной частоты кресла с частотой внешнего воздействия «бегущие волны» на первой передаче, с одной стороны, и снижением эффекта резонанса в связи с увеличением коэффициента демпфирования, с другой. Однако на третьей передаче

частота внешнего воздействия уходит в зарезонансную область кресла, в которой увеличение коэффициента демпфирования приводит к повышению уровня вибрационной нагруженности.

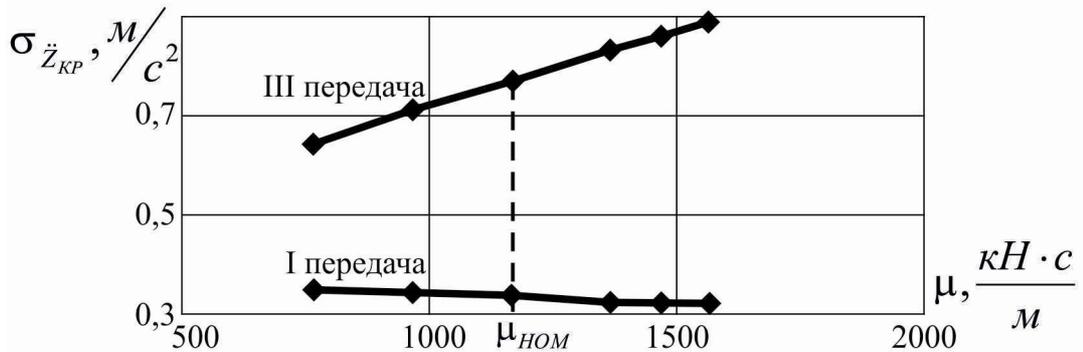


Рисунок 7.6 – Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла оператора трактора Т-11 от его коэффициента демпфирования

Таким образом, наиболее эффективным способом корректировки упруго-вязких параметров кресла следует считать снижение его собственной частоты.

#### 7.4 Влияние упруго-вязких характеристик индивидуального поддрессоривания опорных катков

Как отмечалось ранее, в связи с особенностями конструкции полужесткой подвески промышленных тракторов возникают значительные ограничения в проблеме обеспечения нормативных требований по виброзащите путём отстройки от резонансов корректировкой упруго-вязких характеристик элементов поддрессоривания Sibeco и Simrit.

Как показывает инженерная практика, наиболее эффективным средством уменьшения динамической нагруженности элементов машин является снижение интенсивности источников вибраций.

В 60-е годы на Челябинском тракторном заводе впервые был создан дизель-электрический трактор ДЭТ-250, одной из принципиальных особенностей

которого является индивидуальная торсионная подвеска корпуса. Опыт эксплуатации этих машин подтверждает высокие показатели общей динамики и виброзащиты операторов (рисунок 6.15). В связи с этим в настоящем исследовании предпринята попытка оценки эффективности индивидуального поддрессоривания опорных катков на тракторе с полужёсткой подвеской. Поскольку реализация этого предложения требует профессиональных конструктивных разработок, в предлагаемой диссертации рассматривается расчётная оценка эффективности этого предложения с использованием разработанной математической модели трактора.

Выполненное исследование показало, что возможно путем подбора упруго-вязких характеристик элементов поддрессоривания опорных катков трактора снизить уровень вибрационной нагруженности кресла оператора (рисунок 7.7).

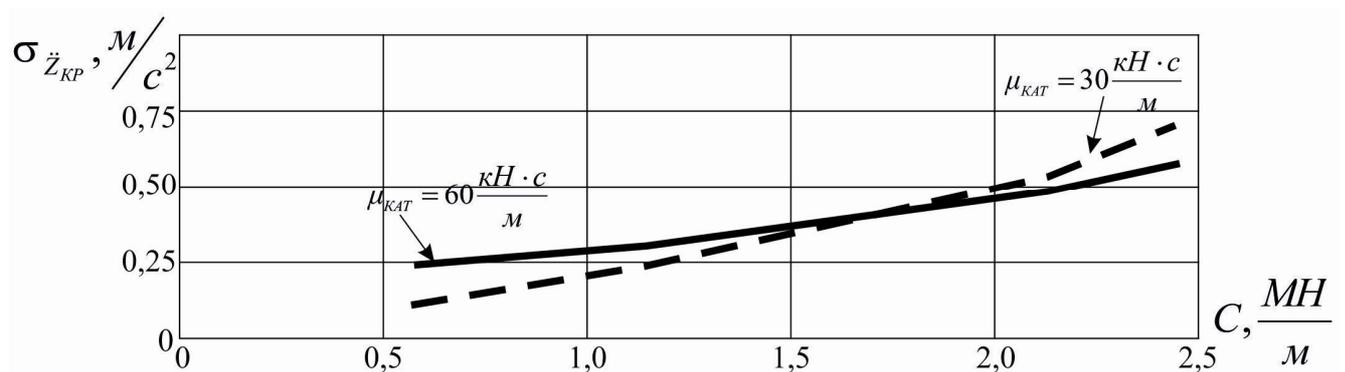


Рисунок 7.7 – Зависимость средних квадратических значений ускорений кресла оператора от упруго-вязких характеристик поддрессоривания опорных катков трактора Т-11

Приведенные на рисунке 7.7 значения жесткости элементов поддрессоривания катков  $C_{кат}$  соответствуют варианту исполнения индивидуального поддрессоривания в виде призматических эластомерных элементов. Расчет значений  $C_{кат}$  выполнен по известной методике [47, 72].

## 7.5 Обоснование практических предложений

Проведенный параметрический анализ показал, что наиболее эффективными средствами по снижению виброн нагруженности рабочего места оператора являются снижение жесткости кресла оператора, увеличение коэффициента демпфирования гидроопор кабины, а также введение в систему миниподдрессоривания опорных катков. Однако приведенные результаты показывают только эффективность предложений, но не дают количественную оценку того, соответствуют ли полученные уровни виброускорений требованиям санитарных норм. В настоящее время действующие стандарты предусматривают два варианта оценки действующего уровня виброускорений [88], [89]:

1. Частотная (спектральная) оценка в виде диаграммы виброн нагруженности, характеризующей распределение средних квадратических значений ускорений по октавным или третьоктавным полосам. Диаграмма виброн нагруженности наглядно показывает полосы частот, в которых есть превышение регламентируемого уровня виброускорений. Для этого рассматриваемый диапазон частот разбивают на полосы, в каждой из которых вычисляют среднее квадратическое значение ускорений. Сравнение полученных результатов для тракторов проводят с предельно допустимыми значениями вибрации рабочих мест;

2. Интегральная оценка по скорректированному значению виброускорения, которое определяется в виде числовой характеристики как сумма квадратов скорректированных по частотам средних квадратических значений ускорений.

$$U = \sqrt{\sum_{i=1}^n (U_i \cdot K_i)^2}, \quad (7.1)$$

где  $U_i$  – среднее квадратическое значение виброускорения в  $i$ -ой частотной полосе;

$K_i$  – весовые коэффициенты для  $i$ -ой частотной полосы;

$n$  – число полос в нормируемом частотном диапазоне.

Выполненная интегральная оценка существующей конструкции трактора Т-11 (рисунок 5.3) показала, что скорректированное значение виброускорения кресла оператора составляет  $0,75 \text{ м/с}^2$  и превышает предельно допустимое значение  $0,56 \text{ м/с}^2$ , предусмотренное санитарными нормами. Изменение ряда параметров системы позволит снизить уровень вибрационной нагруженности кресла оператора, наибольший эффект будет достигнут за счет следующих предложений:

1. Изменение собственной частоты виброзащитного кресла оператора от 2,2 Гц до 1,5 Гц позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 36 %. Результаты расчета приведены в таблице 7.1. Сравнение средних квадратических значений ускорений кресла при движении трактора на III передаче в соответствующих третьоктавных полосах с допустимым уровнем, регламентируемым санитарными нормами, представлено на рисунке 7.8.

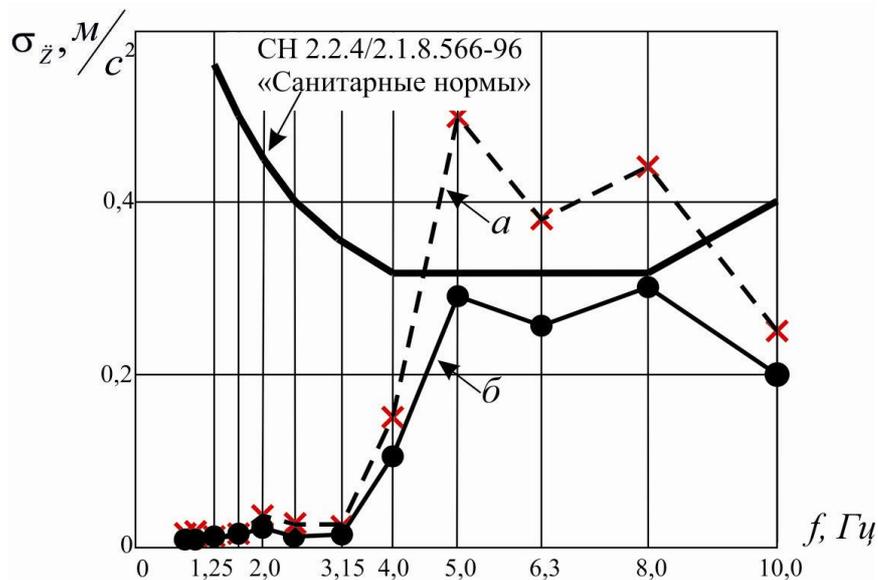


Рисунок 7.8 – Спектральная диаграмма вибронагруженности кресла оператора:  
а – существующая частота кресла 2,2 Гц; б – частота кресла принимается равной 1,5 Гц

Следует отметить существенную эффективность названного мероприятия. Однако необходимо признать, что достигнутое снижение уровня вибрации остается в пограничной области диаграммы вибронагруженности.

Таблица 7.1 – Оценка эффективности предложения по снижению собственной частоты кресла оператора.

Расчетные и предельно допустимые значения вибрации рабочих мест

Среднегеометрические частоты полос, Гц	СКЗ ускорений при существующих параметрах трактора Т-11	СКЗ ускорений при измененных параметрах трактора Т-11	Предельно допустимые значения виброускорения	Корректированное значение виброускорения при существующих параметрах трактора Т-11	Корректированное значение виброускорения при измененных параметрах трактора Т-11	Регламентируемое корректированное значение виброускорения
1,25	0,01	0,01	0,56	0,75	0,48	0,56
1,6	0,02	0,02	0,50			
2,0	0,04	0,02	0,45			
2,5	0,03	0,01	0,40			
3,15	0,02	0,01	0,35			
4,0	0,15	0,11	0,32			
5,0	0,50	0,29	0,32			
6,3	0,38	0,26	0,32			
8,0	0,44	0,3	0,32			
10,0	0,25	0,20	0,40			

2. Увеличение коэффициента демпфирования гидропор кабины от  $3,1 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$  до  $6,2 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$  позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 11 % (таблица 7.2). Результаты расчета в виде сравнения средних квадратических значений вертикальных ускорений кресла при движении трактора на III передаче с допустимым уровнем ускорений представлены на рисунке 7.9. Из анализа диаграммы вибронагруженности следует вывод об ограниченности эффективности названного мероприятия.

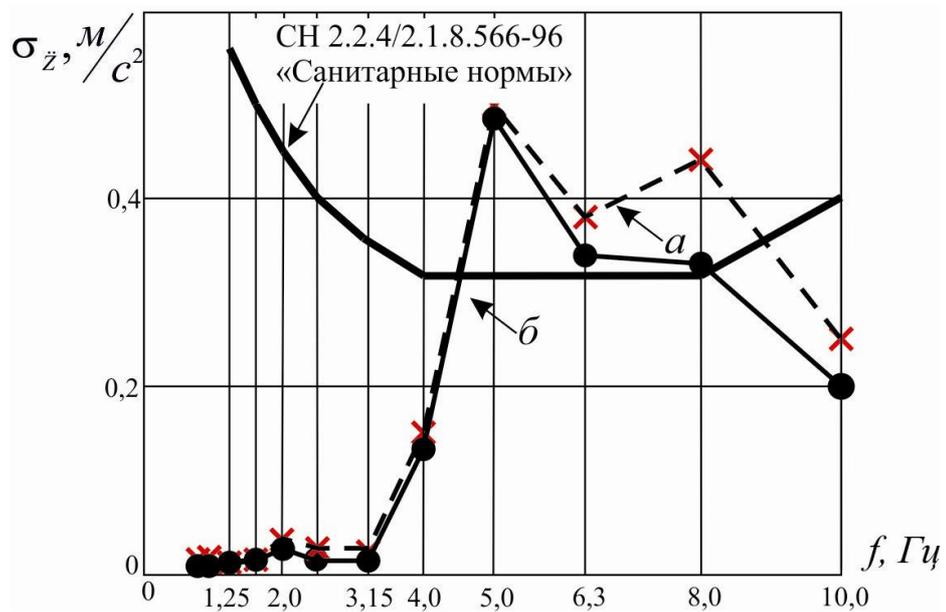


Рисунок 7.9 – Спектральная диаграмма вибронагруженности кресла оператора:  
а – существующее значение коэффициента демпфирования гидропор кабины; б –  
повышенный коэффициент демпфирования гидропор кабины

Таблица 7.2 – Оценка эффективности предложения по увеличению коэффициента демпфирования гидроопор кабины.

Расчетные и предельно допустимые значения вибрации рабочих мест

Среднегеометрические частоты полос, Гц	СКЗ ускорений при существующих параметрах трактора Т-11	СКЗ ускорений при измененных параметрах трактора Т-11	Предельно допустимые значения виброускорения	Корректированное значение виброускорения при существующих параметрах трактора Т-11	Корректированное значение виброускорения при измененных параметрах трактора Т-11	Регламентируемое корректированное значение виброускорения
1,25	0,01	0,01	0,56	0,75	0,67	0,56
1,6	0,02	0,02	0,50			
2,0	0,04	0,03	0,45			
2,5	0,03	0,02	0,40			
3,15	0,02	0,02	0,35			
4,0	0,15	0,13	0,32			
5,0	0,50	0,48	0,32			
6,3	0,38	0,34	0,32			
8,0	0,44	0,33	0,32			
10,0	0,25	0,20	0,40			

3. Совместное введение в систему предложений по снижению собственной частоты кресла и увеличению коэффициента демпфирования элемента поддрессоривания кабины позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 45 % (таблица 7.3). Эффективность предложения представлена на рисунке 7.10 в виде сравнения уровня СКЗ ускорений рабочего места оператора с санитарными нормами.

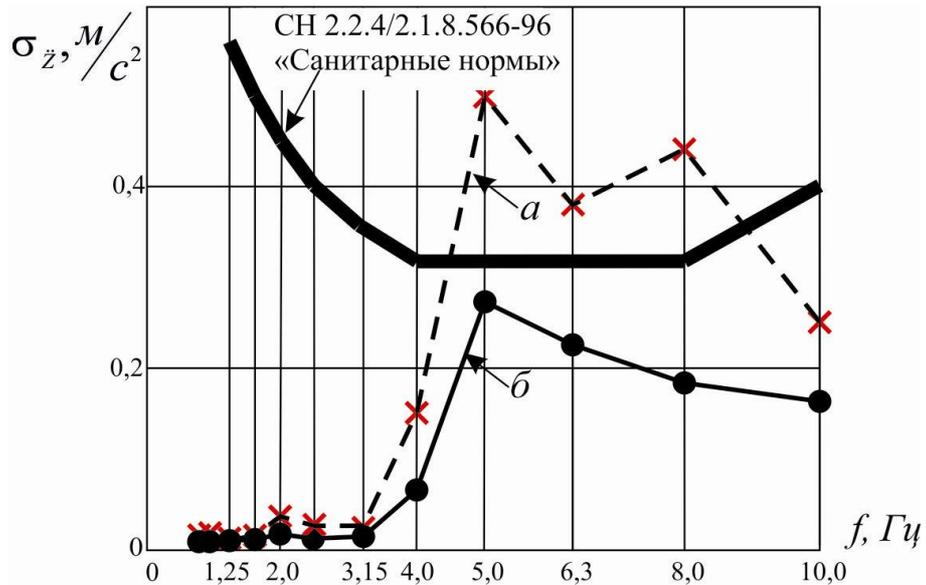


Рисунок 7.10 – Спектральная диаграмма вибронегруженности кресла оператора:  
а – существующее значение параметров системы; б – повышенный коэффициент демпфирования гидропор кабины и уменьшенная жесткость кресла

Таблица 7.3 – Оценка эффективности предложения по совместному снижению жесткости кресла оператора и увеличению коэффициента демпфирования гидроопор кабины.

Расчетные и предельно допустимые значения вибрации рабочих мест

Среднегеометрические частоты полос, Гц	СКЗ ускорений при существующих параметрах трактора Т-11	СКЗ ускорений при измененных параметрах трактора Т-11	Предельно допустимые значения виброускорения	Корректированное значение виброускорения при существующих параметрах трактора Т-11	Корректированное значение виброускорения при измененных параметрах трактора Т-11	Регламентируемое скорректированное значение виброускорения
1,25	0,01	0,01	0,56	0,75	0,41	0,56
1,6	0,02	0,01	0,50			
2,0	0,04	0,02	0,45			
2,5	0,03	0,01	0,40			
3,15	0,02	0,02	0,35			
4,0	0,15	0,07	0,32			
5,0	0,50	0,27	0,32			
6,3	0,38	0,22	0,32			
8,0	0,44	0,18	0,32			
10,0	0,25	0,19	0,40			

4. В работе было исследовано влияние введения миниподдрессоривания опорных катков (рисунок 7.7) на уровень вибрационной нагруженности рабочего места оператора. Рассмотренный в первой главе вариант миниподдрессоривания опорных катков путем введения внутренней амортизации является трудноисполнимым для базовой конструкции опорного катка промышленного трактора. Более простым и не требующим серьезного изменения в конструкции и производстве является миниподдрессоривание за счет изменения способа крепления катков к тележке путем введения призматических эластомерных элементов между рамой тележки и осями опорных катков. Предложенная внешняя амортизация катков отличается простотой конструкции и возможностью периодической замены при выполнении технического обслуживания и ремонта.

Эффективность этого предложения оценена путем сравнения средних квадратических значений ускорений кресла при движении трактора на III передаче в соответствующих третьоктавных полосах с допустимым уровнем, регламентируемым санитарными нормами (рисунок 7.11). В качестве примера сравнение выполнено при следующих значениях упруго-вязких характеристик элементов поддрессоривания катков:  $C_{КАТ} = 1,7 \frac{МН}{м}$ ,  $\mu_{КАТ} = 30 \frac{кН \cdot с}{м}$ . Введение в систему индивидуального поддрессоривания опорных катков позволило значительно снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла.

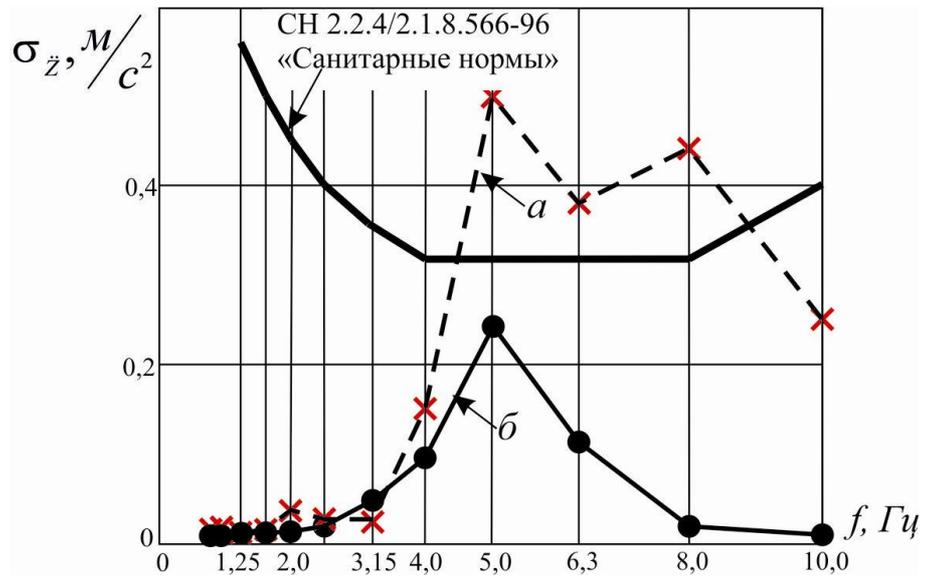


Рисунок 7.11 – Спектральная диаграмма виброн нагруженности кресла оператора:  
а – жесткое крепление опорных катков; б – применение миниподдрессоривания  
опорных катков

Таблица 7.4 – Оценка эффективности предложения по введению миниподрессоривания опорных катков.

Расчетные и предельно допустимые значения вибрации рабочих мест

Среднегеометрические частоты полос, Гц	СКЗ ускорений при существующих параметрах трактора Т-11	СКЗ ускорений при измененных параметрах трактора Т-11	Предельно допустимые значения виброускорения	Корректированное значение виброускорения при существующих параметрах трактора Т-11	Корректированное значение виброускорения при измененных параметрах трактора Т-11	Регламентированное корректированное значение виброускорения
1,25	0,01	0,01	0,56	0,75	0,36	0,56
1,6	0,02	0,01	0,50			
2,0	0,04	0,01	0,45			
2,5	0,03	0,02	0,40			
3,15	0,02	0,05	0,35			
4,0	0,15	0,09	0,32			
5,0	0,50	0,23	0,32			
6,3	0,38	0,12	0,32			
8,0	0,44	0,02	0,32			
10,0	0,25	0,01	0,40			

Таким образом, по результатам исследований, выполненных в 7 главе, можно отметить следующие результаты:

- сделан параметрический анализ модели, установлены наиболее эффективные способы снижения уровня вибронагруженности рабочего места оператора;

- разработаны предложения, позволяющие снизить уровень вибрационной нагруженности рабочего места оператора, в частности:

- результаты по методу спектральной оценки представлены на рисунках 7.8 – 7.11;

- результаты по методу интегральной оценки показали, что изменение собственной частоты виброзащитного кресла оператора позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 36%, увеличение коэффициента демпфирования гидроопор кабины – на 11%, совместное введение в систему предложений по снижению собственной частоты кресла и увеличению коэффициента демпфирования кабины – на 45 %; введение в систему индивидуального поддрессирования опорных катков позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 52 %.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам выполненной диссертационной работы сформированы следующие выводы:

1. Предложен расчетно-экспериментальный метод, позволяющий на стадиях проектирования и доводки новых и модернизируемых образцов промышленных тракторов моделировать процесс зарождения и прохождения вибрационного сигнала в связанной системе «гусеничный движитель – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло оператора» и на основе применения методов параметрического прогнозирования обоснованно разрабатывать предложения, направленные на выполнение нормативных требований по виброзащите оператора.

2. Разработана математическая модель в виде системы связанных дифференциальных уравнений, описывающая динамику тракторов с различными видами конструкций ходовых систем; дано обоснование ряда исходных допущений. Модель отображает многоопорный вид конструкций промышленных тракторов, функциональные особенности отдельных элементов системы виброзащиты и случайный характер внешнего воздействия со стороны гусеничного движителя. В качестве входного сигнала рассматривается кинематическое внешнее воздействие на опорные катки трактора, которое задается в виде стационарного случайного процесса, обусловленного чередованием звеньев гусеницы в опорной ветви, лежащей на упругом основании.

3. При проведении цикла лабораторных исследований выполнена процедура идентификации математической модели. В стендовых условиях воспроизводилась схема крепления на тракторе Т-11 новых гидропневматических элементов поддрессоривания кабины и виброзащитного кресла; силовой блок обеспечивал их нагружение гармоническими, ударными и случайными процессами. Выявлены принципиальные особенности динамических характеристик исследованных систем поддрессоривания, обоснован ряд заложенных в модель допущений, определены числовые значения параметров математической модели. Так

установлено, что применяемые на тракторе Т-11 Челябинского тракторного завода опоры кабины фирмы Simrit могут быть описаны схемой параллельно связанных упругого и вязкого элементов, а поддрессирование виброзащитного кресла Sibeco – схемой последовательного их соединения. В области малых виброперемещений числовые значения эквивалентных коэффициентов жесткости и вязкости соответственно равны:  $C_{кр} = 17,1 \cdot 10^3 \frac{Н}{м}$ ,  $C_{опоры} = 0,7 \cdot 10^6 \frac{Н}{м}$ ,  $\mu_{кр} = 1,53 \cdot 10^3 \frac{Н \cdot с}{м}$ ,  $\mu_{опоры} = 3,1 \cdot 10^3 \frac{Н \cdot с}{м}$ .

4. На основе применения метода статистических испытаний (Монте-Карло) разработана методика преобразования случайных числовых данных о взаимодействии траков гусеницы с грунтом в стационарные узкополосные случайные процессы. Так установлено, что при движении трактора в транспортном режиме по суглинистой трассе, жесткой проселочной дороге и карьере с разборным каменистым грунтом средние квадратические значения процессов соответственно равны:  $6,4 \cdot 10^{-3} м$ ,  $5,8 \cdot 10^{-3} м$ ,  $8,0 \cdot 10^{-3} м$ . При этом функции спектральных плотностей процессов имеют пиковые значения на частотах 1,3 – 2,8 Гц на первой, 2,2 – 3,9 Гц на второй и 3,5 – 5,8 Гц на третьей передачах. Функции спектральных плотностей названных процессов в последующем при реализации модели применяются в качестве входных кинематических воздействий на опорные катки ходовой системы.

В ходе выполнения лабораторных исследований предложены методики, позволяющие использовать взамен полевых испытаний уникальное стендовое оборудование для определения ряда сертификационных характеристик и оценки их соответствия требованиям стандарта, а также обоснована возможность применения стендовой установки для выполнения медико-биологических исследований в области вибрационной защиты тела человека.

5. По результатам реализации разработанной математической модели формируется спектральная картина исследуемого вибрационного канала, представляющая собой комплекс частотных передаточных функций, которые четко выявляют потенциально резонансные частоты объекта. В частности для

трактора Т-11 собственные частоты системы лежат в узком диапазоне, включающем интервал наиболее неблагоприятный с точки зрения воздействия вибрации на человека. В исследуемом интервале 2 – 12 Гц проявляются следующие собственные частоты системы: вертикальные колебания кресла (~ 2 Гц), угловые колебания корпуса (~ 4 Гц), вертикальные колебания кабины (~ 8 Гц), угловые колебания кабины (~ 9 Гц) и вертикальные колебания корпуса (~ 11 Гц). Названное обстоятельство обусловлено особенностями конструкций промышленных тракторов и проявляется в сосредоточении собственных частот вертикальных и угловых колебаний корпуса, кабины и кресла в узком интервале 2 – 12 Гц. Отмеченный факт значительно ограничивает при разработке рекомендаций возможность обеспечения норм по виброзащите путём отстройки системы от резонансов.

Анализ и сопоставление передаточных функций указывают на преимущественное влияние на низкочастотное вибронагружение исследуемой системы вертикальных колебаний корпуса и кабины, при этом их угловые колебания малозначимы по сравнению с вертикальными. Достаточно точное совпадение передаточных функций вертикальных и угловых колебаний корпуса и тележки указывает на их совместное движение как единого целого в рамках принятых в исследовании исходных допущений. В последующем полученные передаточные функции используются в задачах статистической динамики для определения спектральных плотностей вертикальных ускорений корпуса, кабины и кресла оператора, а также соответствующих среднеквадратических отклонений мгновенных значений ускорений.

6. В результате проведенных полевых испытаний трактора Т-11 подтверждена адекватность математической модели путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных:

– установлено, что основные пики на графиках спектральных плотностей соответствуют внешнему воздействию и резонансным частотам вертикальных колебаний кресла, кабины и корпуса. Частота пика, обусловленного внешним воздействием, повышается соответственно изменению скорости движения на I

(2,5 Гц) и III (5 Гц) передачах;

– показано, что с повышением скорости движения трактора соответственно повышаются средние квадратические значения ускорений корпуса трактора (от  $0,31 \text{ м/с}^2$  на I передаче до  $1,31 \text{ м/с}^2$  на III передаче) и кресла оператора (от  $0,29 \text{ м/с}^2$  на I передаче до  $0,65 \text{ м/с}^2$  на III передаче);

– показано, что доля средних квадратических значений ускорений, приходящаяся на диапазон частот «бегущей волны», составляет 38 % на I передаче и 19 % на III передаче от общих значений средних квадратических ускорений процессов на кабине. Аналогично для кресла оператора: 39 % на I передаче и 21 % на III передаче;

– итоговая количественная оценка адекватности предложенной математической модели выполнена путем сопоставления результатов расчетов и натурных испытаний в виде доли средних квадратических значений ускорений тела оператора, приходящейся на исследуемый диапазон частот (таблица 1).

Таблица 1 – Средние квадратические значения ускорений тела оператора.  
Сравнение эксперимента с расчетом

Передача	Расчет, $\text{м/с}^2$	Эксперимент, $\text{м/с}^2$
I	0,34	0,29
II	0,59	0,50
III	0,77	0,65

Анализ приведенных данных показывает достаточно близкое соответствие результатов моделирования и натурных испытаний; отличие показателей находится в пределах приемлемого уровня 15 – 20 %.

7. Выполнен параметрический анализ, позволяющий оценить влияние жесткостных и вязких характеристик элементов поддрессоривания корпуса (поперечная рессора, балансирная балка), кабины и кресла оператора на средние квадратические значения вертикальных ускорений рабочего места оператора.

Установлено, что:

– изменение упруго-вязких характеристик элемента поддрессоривания корпуса трактора не оказывает существенного влияния на уровень вибрационной нагруженности рабочего места оператора;

– влияние жесткости поддрессоривания кабины малоэффективно и ограничено в связи со сближением собственных частот кабины и корпуса. Изменение демпфирующих свойств весьма эффективно, так увеличение коэффициента демпфирования гидроопор кабины от  $3,1 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$  до  $6,2 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$  позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 11 %;

– изменение вязких характеристик кресла оператора не оказывает значительного влияния на уровень его вибрационной нагруженности, с другой стороны снижение его жесткости приводит к существенному снижению уровня действующих ускорений. Так, изменение собственной частоты виброзащитного кресла оператора от 2,2 Гц до 1,5 Гц позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 36 %;

– совместное введение в систему предложений по снижению собственной частоты кресла и увеличению коэффициента демпфирования элемента поддрессоривания кабины позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 45 %.

– введение в систему индивидуального поддрессоривания опорных катков позволило снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 52 %.

Дальнейшее развитие исследований планируется проводить в следующих направлениях:

– расширение функций математической модели путем учета нагрузок на несущую систему трактора со стороны рабочих органов;

– обоснование возможности внедрения на промышленных тракторах

активной виброзащиты операторов в виде регулируемых систем управления характеристиками подвески, обеспечивающих безопасность работы в широком диапазоне условий эксплуатации;

– дополнительное введение в вибрационный канал математической модели элементов тела человека с целью проведения медико-биологических исследований.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абезгауз, Г.Г. Справочник по вероятностным расчетам / Г.Г. Абезгауз, А.П. Тронь, Ю.Н. Копенкин, И.А. Коровина // М.: Военное издательство министерства обороны СССР. – 1970. – 536 с.
2. Алешков, Д.С. Снижение эквивалентного уровня вибрации методом совершенствования конструкций элементов виброзащиты строительного дорожных машин / Д.С. Алешков, В.В. Столяров, М.В. Суковин // интернет-журнал науковедение. – 2015. – Т. 7. – № 5 (30). – С. 114.
3. Амельченко, Н.П. Подвеска сиденья водителя колесного трактора / Н.П. Амельченко, В.А. Ким. // Могилев: Белорусско-Российский университет. – 2006. – 179 с.
4. Андреева-Галанина Е.Ц. Вибрационная болезнь. Е.Ц. Андреева-Галанина, Э.А. Дрогичина, В.Г. Артамонова // Л., 1961.
5. Андреева-Галанина Е.Ц. Вибрация и ее значение в гигиене труда. Л.: Медгиз. – 1956. – 190 с.
6. Асташев В.К. О согласовании колебательной системы с приводом и нелинейной нагрузкой // Машиноведение. – 1978. – № 3. – С. 9-16.
7. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков.– М.: Дрофа, 2004. – 591 с.
8. Бабанов, С.А. Вибрационная болезнь в практике врача терапевта и невролога / С.А. Бабанов, Н.А. Татаровская // Врач. – 2013. – № 9. – С. 9-15.
9. Бабанов, С.А. Вибрационная болезнь: современное понимание и дифференциальный диагноз / С.А. Бабанов, Н.А. Татаровская // РМЖ. – 2013. – Т. 21 – № 35. – С. 1777-1784.
10. Бабицкий, В.И. Теория виброударных систем / В.И. Бабицкий. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
11. Бендат, Дж. Измерение и анализ случайных процессов / Дж. Бендат, А. Пирсол // М.: Мир, 1971. — 408 с.
12. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. - 408 с.

13. Болотин, В.В. Случайные колебания упругих систем / В.В. Болотин. – М.: Изд-во лит-ры по строительству, 1971. – 255 с.
14. Болотин, В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений / В.В. Болотин. – М.: Наука, 1979. – 335 с.
15. Бук, В.А. Использование виброизоляторов с квази нулевой жёсткостью для виброзащиты операторов мостовых кранов / В.А. Бук, А.М. Захезин, В.И. Михайлов // Проблемы снижения шума и предотвращения его отрицательного воздействия на здоровье людей. – 1983. – С. 48-51.
16. Быховский, И.И. Основы теории вибрационной техники / И.И. Быховский. – М.: Машиностроение, 1969. — 363 с.
17. Вейц, В.Л. Динамические расчеты приводов машин / В.Л. Вейц, Кочура А.Е., Мартыненко А.М. // Ленинград: Машиностроение, 1971. – 352 с.
18. 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.
19. Виброзащита человека-оператора и вопросы моделирования [Сборник статей. Отв. ред. К. В. Фролов] – М.: Наука, 1973. – 117 с.
20. Виброизоляция машин и виброзащита человека-оператора [Сборник статей. Отв. ред. К. В. Фролов] – М.: Наука, 1973. – 194 с.
21. Вульфсон, И.И. Нелинейные задачи динамики машин / И.И. Вульфсон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1968. – 281 с.
22. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швец, А.Г. Парфенов // М: Машиностроение, 1986 – 296 с.
23. Гнеденко, Б.В. Курс теории вероятностей / Б.В. Гнеденко. – М.: Едиториал УРСС, 2005. – 448 с.
24. ГОСТ ИСО 10326-1-2002. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. – М.: Стандартиформ, 2006. – 10 с.
25. ГОСТ 20062-96. Сиденье тракторное. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 12 с.

26. ГОСТ 26568-85 Вибрация. Методы и средства защиты. Классификация. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 14 с.
27. ГОСТ 27259-2006 (ИСО 7096:2000). Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. – М.: Стандартиформ, 2008. – 19 с.
28. 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.: Стандартиформ, 2008. – 43 с.
29. Грибанов, Ю.И. Спектральный анализ случайных процессов / Ю.И. Грибанов, В.Л. Мальков // М.: Энергия, 1974. – 240 с.
30. Гурецкий, В.В. Об оптимальной амортизации упругих тел / В.В. Гурецкий, Л.С. Мазии // Машиноведение. – 1970. – № 3. – С. 17-22.
31. Гурецкий, В.В. Об оптимизации параметров системы амортизации при стационарных случайных воздействиях // Машиноведение. – 1971. – № 5. – С. 23-28.
32. Гусев, А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций / А.С. Гусев. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 224 с.
33. Гусев, А.С. Расчет конструкций при случайных воздействиях / А.С. Гусев, В.А. Светлицкий // М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.
34. Дженкинс, Г. Спектральный анализ и его приложения / Г. Дженкинс, Д. Ваттс // М.: Мир, 1972. – 287 с.
35. Дрогичина, Э.А. Вибрация на производстве / Э.А. Дрогичина, Н.Н. Малинская, Н.В. Метлина // М.: Медицина, 1971. – 244 с.
36. Дунин-Барковский, И.В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике / И.В. Дунин-Барковский, Н.В. Смирнов // М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы. – 1955. – 556 с.
37. 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.

38. Захезин, А.М. К вопросу использования резинометаллических виброизоляторов / А.М. Захезин, В.И. Михайлов // Влияние вибрации на организм человека и проблема виброзащиты – 1982. – С. 86-87.
39. Захезин, А.М. Виброзащита рабочих на металлургических кранах большой грузоподъемности / А.М. Захезин, В.И. Михайлов, В.А. Бук // Информ. листок № 236-85 Челябинск: ЦНТИиП. – 1983.
40. Злотник, М.И. Трактор Т-130 М / М.И. Злотник, А.А. Лазарев, Б.А. Магарилло, В.И. Плешков // М.: «Агропромиздат», 1985. – 201 с.
41. Иориш, Ю.И. Виброметрия / Ю.И. Иориш. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. – 756 с.
42. Исаков, П.П. Дизель-электрический трактор ДЭТ-250 / П.П. Исаков, Л.И. Скарятин, В.А. Щербаков и др. // М.: Машиностроение, 1965. – 480 с.
43. Коловский, М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М.З. Коловский. – М.: Наука, 1976. – 317 с.
44. Коловский, М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 318 с.
45. Коростелев, С.А. Влияние характеристик жесткости опорных катков гусеничного движителя на их динамическую нагруженность / С.А. Коростелев, А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2013. – Т. 15. – № 4-2. – С. 515-518.
46. Коростелев, С.А. Математическая модель динамического деформирования резинометаллического шарнирного соединения комбинированного типа при кручении // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока, 2011 – № 2 – С. 212-215.
47. Лавандел, Э.Э. Расчет резинотехнических изделий / Э.Э. Лавандел. – М.: Машиностроение, 1976. – 232 с.
48. Лурье, А.И. Аналитическая механика / А.И. Лурье. – М.: ГИФМЛ, 1961. – 824 с.

49. Лурье, А.Б. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин / А.Б. Лурье, А.А. Громбчевский // Л.: Машиностроение, 1977. – 527 с.
50. Ляшенко, М.В. Методы оптимизационного синтеза систем поддрессирования и элементов ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: автореферат дис. докт. техн. наук / Ляшенко Михаил Вольфредович. – Волгоград, 2003. – 36 с.
51. Мухин Н.А., Косарев В.В., Бабанов С.А., Фомин В.В. Профессиональные болезни. М.: ГЭОТАР-Медиа, 2013. 496 с.
52. Обозов, А.А. Разработка сиденья оператора лесозаготовительной машины с повышенной виброзащитой // Актуальные проблемы лесного комплекса. – 2008. – Т. 2. – С. 33-35.
53. Обозов, А.А. Экспериментальная оценка уровней диссипации в подвеске сиденья дорожно-строительной машины // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2013. – № 17. – С. 128-130
54. Палатинская, И.П. Исследование влияния амплитудно-частотных характеристик транспортной вибрации, воздействующей на позвоночник человека // Вестник Таджикского технического университета. – 2015. – № 3 (31). – С. 97-102.
55. Палатинская, И.П. Создание динамической биомеханической модели поясничного отдела человека-оператора автотранспортных устройств / И.П. Палатинская, Н.Ю. Долганина // Вестник Таджикского технического университета. – 2014. – Т. 2 – № 26. – С. 87-89.
56. Палатинская, И.П. Особенности построения виртуального фантома позвоночника оператора автотранспортных устройств / И.П. Палатинская, Н.С. Пирогова, С.П. Самойлов // Безопасность жизнедеятельности в третьем тысячелетии. – 2015. – С. 205-212.
57. Пановко, Г.Я. Построение динамических моделей тела человека-оператора при вибрационных воздействиях: автореферат дис. канд. техн. наук / Пановко Григорий Яковлевич. – Москва, 1973. – 28с.

58. Пановко, Г.Я. Дискретная колебательная модель тела человека и определение ее параметров / Г.Я. Пановко, Б.Г. Трактовенко // *Машиноведение*. – 1974. – № 4. – С. 16-20.
59. 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.
60. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1971. – 239 с.
61. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
62. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: Машгиз, 1957. — 338 с.
63. Первозванский, А.А. Курс теории автоматического управления / А.А. Первозванский. – М.: Наука, 1986. – 615 с.
64. Пехтерев, М.М. Колебания на рабочем месте тракториста / М.М. Пехтерев, В.И. Самусенко // *Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии*. – 2013. – № 5. – С. 52-56.
65. Писаренко, Г.С. Рассеяние энергии при механических колебаниях / Г.С. Писаренко. – АН УССР, 1962. – 436 с.
66. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.
67. Подрубалов, В.К. Оптимизация системы виброзащиты оператора мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // *Известия Московского Государственного технического университета МАМИ*. – 2013. – Т. 1. – № 2 (16). – С. 212-220.
68. Подрубалов, В.К. Обобщенная математическая модель вибронагруженности мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов // *Известия*

Московского Государственного технического университета МАМИ. – 2013. – Т. 1. – № 2 (16). – С. 203-211.

69. Подрубалов, М.В. Оценка вертикальной вибрации колесного трактора при движении по случайному профилю пути / М.В. Подрубалов, В.К. Подрубалов // Лесной вестник. – 2014. – № 4 (103). – С. 154-161.

70. Потемкин, Б.А. Синтез систем виброзащиты с учетом динамических свойств объекта и основания / Б.А. Потемкин, А.В. Синев // Изв. АН СССР, МТТ. – 1975 – № 2. – С. 50-57.

71. Потемкин, Г.А. Вибрационная защита и проблемы стандартизации / Г.А. Потемкин. – М.: Издательство стандартов, 1969. – 200с.

72. Потураев, В.Н. Резиновые детали машин / В.Н. Потураев, В.И. Дырда // М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

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

74. Пугачев, В.С. Теория вероятностей и математическая статистика / В.С. Пугачев. – М.:Физматлит, 2002. – 496 с.

75. Пугачев, В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М.: ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1960-1961. – 4 т.

76. Росин, М.Ф. Статистическая динамика и теория эффективности систем управления / М.Ф. Росин, В.С. Булыгин // М.: Машиностроение, 1981. — 312 с.

77. Сабадаш, В.В. Влияние эргономических условий рабочего места операторов мобильных машин на уровень травматизма и профессиональной заболеваемости // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2005. – № 30. – С. 23-25.

78. Савельев, А.Г. Вибрационные воздействия на водителя/оператора дорожно-строительных машин / А.Г. Савельев, С.В. Дзюбан, М.А. Косов, И.В. Одиноква // Механизация строительства. – 2016. – Т.77. – № 4. – С. 32-34.

79. Савочкин В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев // М.: Машиностроение, 1993. – 319 с.
80. Сазонов, И.С. Моделирование активного поддресоривания виденья водителя колесного трактора / И.С. Сазонов, Н.Н. Гурский, Н.П. Амельченко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2012. – № 4 (37). – С. 77-85.
81. Сазонов, И.С. Гашение низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора / И.С. Сазонов, В.А. Ким, Н.П. Амельченко, О.В. Билык, Э.И. // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2014. – № 4. – С. 60-70.
82. Сазонов, И.С. Способ повышения эффективности линейной виброзащитной системы водителя колесного трактора / И.С. Сазонов, В.А. Ким, Н.П. Амельченко, О.В. Билык, Э.И. Ясюкович, Д.А. Линник // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2011. – № 2. – С. 96-99.
83. Светлицкий В.А. Статистическая механика и теория надежности / В.А. Светлицкий. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 504 с.
84. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем / В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.
85. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций / А.А. Свешников. – М.: Наука, 1968. – 464 с.
86. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.
87. Синев, А.В. Выбор параметров систем виброизоляции и динамических гасителей на основе методов теории цепей // Машиноведение. – 1972. – № 1. – С. 28-34.
88. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах». – Москва, 2016. – 72 с.
89. 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.

90. Солодовников В.В. Статистическая динамика линейных систем автоматического управления / В.В. Солодовников. – М.: Физматгиз, 1960. – 656 с.
91. Степнов, М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник / М.Н. Степнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
92. Фролов, К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман // М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
93. Фролов, К.В. Уменьшение амплитуды резонансных систем путем управляемого изменения параметров // Машиноведение. – 1965. – № 3. – С. 38-42.
94. Фурман, Ф.А. Активные виброзащитные системы // Вестник машиностроения. – 1972. – № 5. – С. 31-34.
95. Фурунжиев, Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р.И. Фурунжиев. – Минск, Высшая школа, 1967. — 318 с.
96. Хачатуров, А.А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А.А. Хачатуров. – М.: Изд-во "Машиностроение", 1976. – 535 с.
97. Хрипунов, Д.В. Методы оценки вибронагруженности промышленного трактора со стороны гусеничного движителя: автореферат дис. канд. техн. наук / Хрипунов Денис Вячеславович. – Челябинск, 2002. – 22с.
98. Хрупачев, А.Г. Количественная оценка вредного воздействия производственного шума и вибрации на здоровье человека / А.Г. Хрупачев, А.А. Хадарцев, О.А. Седова, Л.В. Кашинцева // Национальные интересы: приоритеты и безопасность. – 2013. – Т. 21 – № 28. – С. 44-52.
99. 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.

100. Шарипов, В.М. Основы эргономики и дизайна автомобилей и тракторов / В.М. Шарипов. – Академия, 2005. – 250 с.

101. Шарипов, В.М. Экспериментальная оценка нагрузок, действующих на резиновые элементы гусеничной цепи с резинометаллическими шарнирами / В.М. Шарипов, Ю.Н. Барсуков, С.А. Коростелев // Известия Московского государственного технического университета МАМИ, 2016 – № 4 (30) – С. 97-106.

102. Шеховцов, В.В. Технические решения упруго-демпфирующих устройств подвески кабины трактора / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шев-чук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал = Research Journal of International Studies.– 2013. – № 7-2. – С. 122-125.

103. Шеховцов, К.В. Снижение уровня вибронегруженности рабочего места оператора трактора за счет применения динамических гасителей колебаний в системе поддрессирования кабины: автореферат дис. канд. техн. наук / Шеховцов Кирилл Викторович. – Волгоград, 2014. – 20 с.

104. Шеховцов, К.В. Исследование системы поддрессирования кабины со штатными и динамическими виброизоляторами / К.В. Шеховцов, А.В. Победин, Н.С. Соколов-Добрев, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2014. – Т. 8. – № 3 (130). – С. 54-57

105. Шеховцов, К.В. Оценка виброзащитных свойств штатной и динамической систем поддрессирования кабин в соответствии с требованиями стандартов / К.В. Шеховцов, А.В. Победин, Н.С. Соколов-Добрев, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ. – 2013. – С. 53-55

106. Шеховцов, К.В. Снижение уровня вибронегруженности 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

107. Щербаков, В.С. Система моделирования устройств виброзащиты кабины строительной-дорожной машины / В.С. Щербаков, И.И. Малахов // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2009. – Т. 5. – № 9. – С. 6-11
108. Cholewicki J., Polzhofer G. K., Radebold A. (2000) Postural control of trunk during unstable sitting. *J Biomech*, 33, 1733-7.
109. Essien S.K. Association between whole body vibration and low back disorders in farmers: a systematic review and a prospective cohort study. A (Thesis Submitted to the College of Graduate Studies and Research In partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master's of Science) University of Saskatchewan. 2015, p.172
110. Granata K.P., Marras W. S., Davis K.G. (1999) Variation in spinal load and trunk dynamics during repeated lifting exertions. *Clin Biomech (Bristol, Avon)*, 14, 367-75.
111. Griffin M. *Handbook of Human Vibration* / Elsevier Science – 1996. – 988 с.
112. Hinz B., Menzel G., Bluthner R., Seidel H. (2001) Transfer functions as a basis for the verification of models--variability and restraints. *Clin Biomech (Bristol, Avon)*, 16 Suppl 1, S93-S100.
113. Khaksar Z., Ahmadi H. , Mohtasebi S.S. Whole Body Vibration Analysis of Tractor Operators Using Power Spectral Density/ *Journal of Mechanical Engineering and Technology* Jun. 2013, Vol. 1 Iss. 1, pp. 6-12
114. Kiiski J., Heinonen A., Järvinen T.L., Kannus P., Sievänen H. Transmission of vertical whole body vibration to the Human Body 2008 *Journal of bone and mineral research*. Volume 23, Number 8, pp. 1318-1325
115. Kitazaki S. Application of experimental modal analysis to the human whole-body vibration. 1992 University of Southampton: ISVR
116. Kitazaki S. Modelling mechanical responses to human whole-body vibration. 1994 *Doctoral Thesis* , 294pp. University of Southampton

117. Kitazaki S., Griffin M.J. Resonance behaviour of the seated human body and effects of posture. // *Journal of biomechanics* 31 (1) 1998. – pp.143-149
118. Kitazaki S., Michael J Griffin. A modal analysis of whole-body vertical vibration, using a finite element model of the human body. 1997 *J. Sound Vib.* 200 (1), 83-103.
119. Lewis C.H., Griffin M.J. Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy. 2002. *Journal of Sound and Vibration*, 253, (1), pp. 295-311.
120. Lewis C.H., Griffin M.J. (1979) Mechanisms of the effects of vibration frequency, level and duration on continuous manual control, *Ergonomics*, 22(7), 855-890
121. Lewis, C.H. and Griffin, M.J. (1976) The effect of vibration on human operator performance, *Ergonomics*, 19, pp. 203-216
122. Mansfield N.J., Holmlund P., Lundstrom R., Lenzuni P., Nataletti P. (2006) Effect of vibration magnitude, vibration spectrum and muscle tension on apparent mass and cross axis transfer functions during wholebody vibration exposure. *J Biomech*, 39, 3062-70.
123. Mansfield N.J., Maeda S. (2007) The apparent mass of the seated human exposed to single-axis and multi-axis whole-body vibration. *J Biomech*, 40, 2543-51.
124. Mehdizadeh S.A. Optimization of passive tractor cabin suspension system using ES, PSO and BA. *International Journal of Agricultural Technology*. 2015 11(3), pp.595-607.
125. Mehta C.R., Gite L.P., Pharade S.C., Majumder J., Pandey M.M. Review of anthropometric considerations for tractor seat design 2007. *International Journal of Industrial Ergonomics* 38 (2008) 546–554
126. Paddan G.S., Griffin M.J. (2002) Effect of Seating on Exposures to Whole-Body Vibration in Vehicles. *Journal of Sound and Vibration* 253(1), 215-241.

127. Rodean S., Study on the mechanical vibrations acting upon the human body in an auto vehicle. PhD thesis, 2011
128. Slota G.P., Granata K.P., Madigan M.L. Effects of seated whole-body vibration on postural control of the trunk during unstable seated balance.. Clin Biomech (Bristol, Avon). 2008; 23(4):381-6.
129. Slota G.P. Effects of Seated Whole-Body Vibration on Spinal Stability Control 2008 Doctoral Thesis , 152pp. Virginia Polytechnic Institute and State University
130. Szczepaniak J., Tanaś W., Kromulski J. Vibration energy absorption in the whole-body system of a tractor operator. Annals of Agricultural and Environmental Medicine 2014, Vol 21, No 2, pp.399 - 402
131. Wilder, D.G., M.H. Pope, Epidemiological and etiological aspects of low back pain in vibration environments - An update. Clinical Biomechanics, 1996. 11(2): p. 61-73
132. Zhen Z., Griffin M. J. Response of the seated human body to whole-body vertical vibration: biodynamic responses to mechanical shocks. Ergonomics. – 2017. – vol. 60, No. 3. – pp.333-346

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Акт о практическом использовании результатов диссертационной работы

УТВЕРЖДАЮ  
Технический директор  
ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»  
« 11 » ноября 2017 г.  
Кузьменко В.Ю.



#### АКТ

о практическом использовании результатов диссертационной работы Прониной Юлии Олеговны на тему «Совершенствование системы виброзащиты оператора промышленного трактора при проектировании на основе моделирования процесса низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя».

Исследования, выполненные Прониной Ю.О., составляют часть совместных научно-исследовательских работ, проводимых Челябинским тракторным заводом и кафедрами «Техническая механика» и «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государственного университета в период с 2012 года по настоящее время.

Актуальность выполненных исследований обусловлена необходимостью повышения уровня вибрационной безопасности оператора, в связи с чем на перспективном тракторе Т-11 впервые были применены гидропневматические устройства поддрессоривания кабины и кресла оператора.

Наибольший интерес представляет предложенная автором методика, позволяющая на ранних этапах проектирования обеспечивать требования санитарных норм по вибрации.

Выводы диссертации являются результатом расчётных и экспериментальных исследований в лабораторных и полевых условиях, выполненных по договору № 2015244 от 4 июня 2015 года, позволивших разработать конкретные практические мероприятия по обеспечению нормативных требований вибробезопасности операторов промышленных тракторов.

В частности, установлено, что:

- увеличение коэффициента демпфирования гидроопор кабины от  $3 \frac{\kappa \Pi \cdot c}{m}$  до  $6 \frac{\kappa \Pi \cdot c}{m}$  позволит снизить корректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 10 %;
- уменьшение собственной частоты виброзащитного кресла оператора от 2,2 Гц до 1,5 Гц позволит снизить корректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 35 %;
- совместное введение в систему предложений по снижению собственной частоты кресла и увеличению коэффициента демпфирования элемента поддрессоривания кабины позволит снизить корректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 40 %.
- введение в систему индивидуального миниподдрессоривания опорных катков позволит снизить корректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 50 %.

Результаты диссертационной работы Прониной Ю.О. обсуждены на техническом совете и приняты к внедрению в опытно-конструкторские работы отдела главного конструктора по дорожно-строительной технике Челябинского тракторного завода.

Главный конструктор по ДСТ  
ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», к.т.н.

  
Л.В. Вершинский