

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

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2018

Работа выполнена в ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель:

Березин Игорь Яковлевич, доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Ляшенко Михаил Вольфредович, доктор технических наук, профессор, Заведующий кафедрой «Транспортные машины и двигатели» ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», г. Волгоград

Абдулов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, главный конструктор – первый заместитель исполнительного директора ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган

Ведущая организация:

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», г. Москва

Защита диссертации состоится «25» апреля 2018 г. в 13:00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76, ауд. 1001 гл. корп.

Тел/факс: (351) 267-91-23, E-mail: D212.98.09@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и на сайте <http://susu.ru>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «___» _____ 2018 года.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Одной из первостепенных задач, стоящих перед головными предприятиями отечественного машиностроения, является повышение качества и конкурентоспособности вновь создаваемых и модернизируемых изделий. 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 проектируемых машин, важной является проблема выполнения эргономических требований, в частности, санитарных норм по вибробезопасности обслуживающего персонала.

Как показывает опыт отрасли тракторного машиностроения, контроль выполнения нормативных требований по виброзащите операторов традиционно проводится на заключительном этапе при сертификации вновь создаваемых и модернизируемых изделий, когда реализация доводочных мероприятий сопряжена со значительными временными и материальными затратами.

Таким образом, задача обеспечения на стадиях выполнения проектных работ нормативных требований виброзащиты операторов промышленных тракторов в низкочастотном диапазоне, обусловленном воздействием на корпус трактора со стороны гостиничного движителя, становится актуальной эргономической проблемой.

Степень разработанности темы. Вопросы вибрационного воздействия на элементы систем виброзащиты мобильной техники разрабатываются научными коллективами и конструкторскими бюро головных предприятий: ИМАШ имени А.А. Благонравова РАН, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ВНИИтрансмаш, Академией БТВ, 38 НИИ МО РФ, МАДИ, МГПУ (МАМИ), ВолгГТУ, ЮУрГУ, КГУ, Уралвагонзаводом, ЧТЗ, ЧЗПТ, КМЗ, ВТЗ, АлтТЗ и другими организациями.

Вопросы теории механических колебаний применительно к задачам вибрационной безопасности представлены в трудах Бабицкого В.И., Бидермана В.Л., Быховского И.И., Вульфсона И.И., Гусева А.С., Коловского М.З., Пановко Г.Я., Пановко Я.Г., Потемкина Б.А., Потемкина Г.А., Светлицкого В.А., Фролова К.В. и других ученых.

Вопросы динамики гусеничных машин разработаны в научных трудах Абдулова С.В., Антонова А.С., Баловнева В.И., Барского И.Б., Бекетова С.А., Белоутова Г.С., Держанского В.Б., Дмитриева А.А., Забавникова Н.А., Горелова В.А., Гуськова В.В., Кондакова С.В., Коростелева С.А., Котиева Г.О., Красненькова В.И., Кутькова Г.Н., Львова Е.Д., Ляшенко М.В., Медведева М.И., Победина А.В., Позина Б.М., Рождественского С.В., Савельева А.Г., Сарыча Е.Б., Силаева А.А., Тараторкина И.А., Трояновской И.П., Шарипова В.М., Шеховцова В.В. и других ученых.

Прикладные исследования применительно к проблемам виброзащиты операторов гусеничных машин выполнены Бондарем В.Н., Вершинским В.Л., Жартовским Г.С., Захезиным А.М., Костюченко В.И., Палатинской И.П.,

Тараненко П.А., Хрипуновым Д.В., Шевчуком В.П., Шеховцовым К.В. и другими учеными.

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 ученых.

В начале 2000г по заданию Челябинского тракторного завода аспирантом кафедры технической механики Южно-Уральского государственного университета Хрипуновым Д.В. были исследованы процессы взаимодействия гусениц промышленного трактора Т-170 с грунтом и установлен механизм возникновения значительного по величине непрерывно действующего низкочастотного случайного воздействия на корпус трактора в интервале 2 – 10 Гц. Выявленное обстоятельство усугубляется тем, что по данным медико-биологических исследований именно в этом диапазоне располагаются собственные частоты основных частей тела человека (голова, позвоночник, грудная клетка, руки, ноги), что оказывает негативное влияние на здоровье и работоспособность операторов.

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 поддрессоривания 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 моделирование случайного процесса кинематического внешнего воздействия на корпус трактора, обусловленного чередованием звеньев гусеничной цепи, лежащей на упругом основании, 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 подрессоривания, миниподрессоривание 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 подрессоривания 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 поддресоривания 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 со стороны гусеничного движителя.

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 результатов экспериментальных исследований обеспечена испытаниями, которые были проведены на современном 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.

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 гг.), 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, списка используемой литературы из 132 наименований и приложения. Общий объем диссертации составляет 139 страниц, работа содержит 58 рисунков и 15 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложена общая характеристика диссертации, обоснована актуальность выбранной темы, сформулированы цель и задачи работы, отмечены ее научная новизна и практическая значимость.

Первая глава посвящена анализу состояния проблемы, выполненного на основе обзора отечественных и зарубежных литературных источников, в которых рассмотрены современные медико-биологические исследования в области вибрационной защиты операторов, в частности о воздействии вибрации на организм человека, а также приведены требования стандартов, регламентирующие параметры воздействий на операторов промышленных тракторов. Изучены работы, в которых авторами предложены различные методы защиты от вибрационных воздействий и созданы математические модели для оценки уровня вибрационной безопасности рабочих мест операторов мобильных машин. Выполненный обзор доступных отечественных и зарубежных источников указывает на то, что в них работы, связанные с исследованием вибронагруженности рабочего места оператора промышленного трактора со стороны гусеничного движителя, отсутствуют.

Вторая глава посвящена созданию модели, описывающей процесс прохождения входного сигнала по исследуемому вибрационному каналу. Расчетная схема приведена на рисунке 1. Обоснованы основные исходные положения и допущения модели, в частности:

1. Объект исследований представляется дискретной системой, включающей гусеничную тележку, корпус, кабину оператора и виброзащитное кресло.

2. 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 рабочих 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. Применен 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.

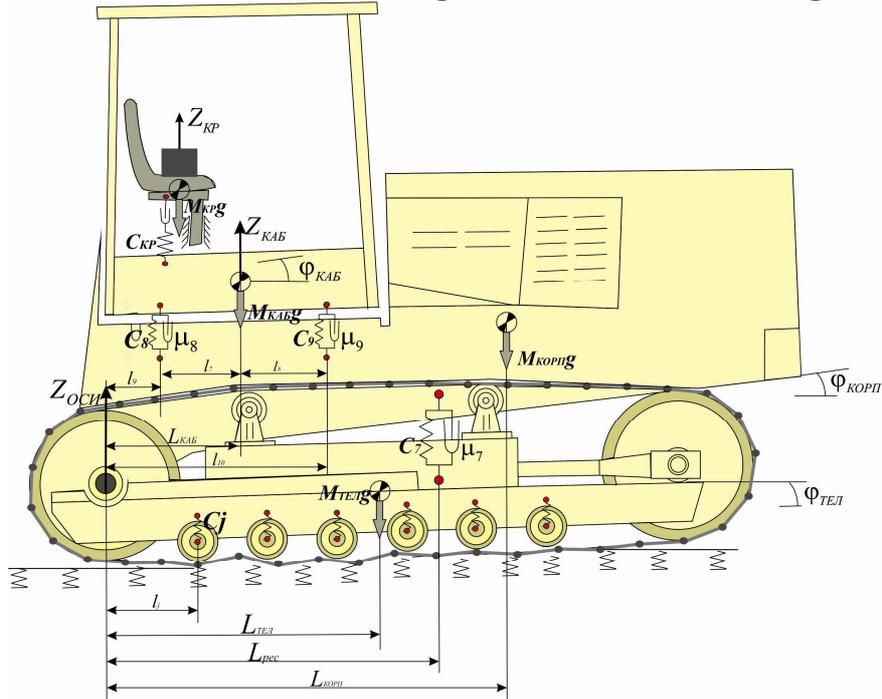


Рисунок 1 – Расчетная схема трактора

Система уравнений математической модели имеет вид:

$$\begin{aligned}
 & M_{КОРП} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{КОРП} \ddot{\phi}_{КОРП}) + M_{ТЕЛ} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{ТЕЛ} \ddot{\phi}_{ТЕЛ}) + \\
 & + \sum_{j=1}^n C_j (Z_{ОСИ} - h_j + l_j \phi_{ТЕЛ}) + C_8 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7 \phi_{КАБ} + l_9 \phi_{КОРП}) + \\
 & + C_9 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} - l_8 \phi_{КАБ} + l_{10} \phi_{КОРП}) + \sum_{j=1}^n \mu_j (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{h}_j + l_j \dot{\phi}_{ТЕЛ}) + \\
 & + \mu_8 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7 \dot{\phi}_{КАБ} + l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \mu_9 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} - l_8 \dot{\phi}_{КАБ} + l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0; \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_{ТЕЛ} L_{ТЕЛ} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{ТЕЛ} \ddot{\phi}_{ТЕЛ}) + J_{ТЕЛ} \ddot{\phi}_{ТЕЛ} + C_7 L_{РЕС}^2 (\phi_{ТЕЛ} - \phi_{КОРП}) + \\
 & + \mu_7 L_{РЕС}^2 (\dot{\phi}_{ТЕЛ} - \dot{\phi}_{КОРП}) + \sum_{j=1}^n C_j l_j (Z_{ОСИ} - h_j + l_j \phi_{ТЕЛ}) + \sum_{j=1}^n \mu_j l_j (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{h}_j + l_j \dot{\phi}_{ТЕЛ}) = 0; \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_{КОРП} L_{КОРП} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{КОРП} \ddot{\phi}_{КОРП}) + J_{КОРП} \ddot{\phi}_{КОРП} + C_7 L_{РЕС}^2 (\phi_{КОРП} - \phi_{ТЕЛ}) + \\
 & + \mu_7 L_{РЕС}^2 (\dot{\phi}_{КОРП} - \dot{\phi}_{ТЕЛ}) + C_8 l_9 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7 \phi_{КАБ} + l_9 \phi_{КОРП}) + \\
 & + C_9 l_{10} (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} - l_8 \phi_{КАБ} + l_{10} \phi_{КОРП}) + \mu_8 l_9 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7 \dot{\phi}_{КАБ} + l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \\
 & + \mu_9 l_{10} (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} - l_8 \dot{\phi}_{КАБ} + l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0; \quad (3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_{КАБ} (\ddot{Z}_{КАБ} + g) + C_8 (Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} - l_7 \phi_{КАБ} - l_9 \phi_{КОРП}) + \\
 & + C_9 (-Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} + l_8 \phi_{КАБ} - l_{10} \phi_{КОРП}) + \mu_8 (-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} - l_7 \dot{\phi}_{КАБ} - l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \\
 & + \mu_9 (-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} + l_8 \dot{\phi}_{КАБ} - l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0; \quad (4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & J_{КАБ} \ddot{\phi}_{КАБ} + C_8 l_7 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7 \phi_{КАБ} + l_9 \phi_{КОРП}) + \\
 & + C_9 l_8 (-Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} - l_8 \phi_{КАБ} + l_{10} \phi_{КОРП}) + \mu_8 l_7 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7 \dot{\phi}_{КАБ} + l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \\
 & + \mu_9 l_8 (-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} + l_8 \dot{\phi}_{КАБ} - l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0. \quad (5)
 \end{aligned}$$

Обозначения параметров модели представлены на расчетной схеме трактора (Рисунок 1).

В третьей главе выполнена идентификация параметров математической модели, в которой описываются лабораторные исследования динамических характеристик элементов виброзащиты трактора Т-11, обосновывается вид и определяются значения параметров виброзащитного кресла оператора фирмы Sibeco и гидропор кабины немецкой фирмы Simrit. Общий вид стендовой установки представлен на рисунке 2.

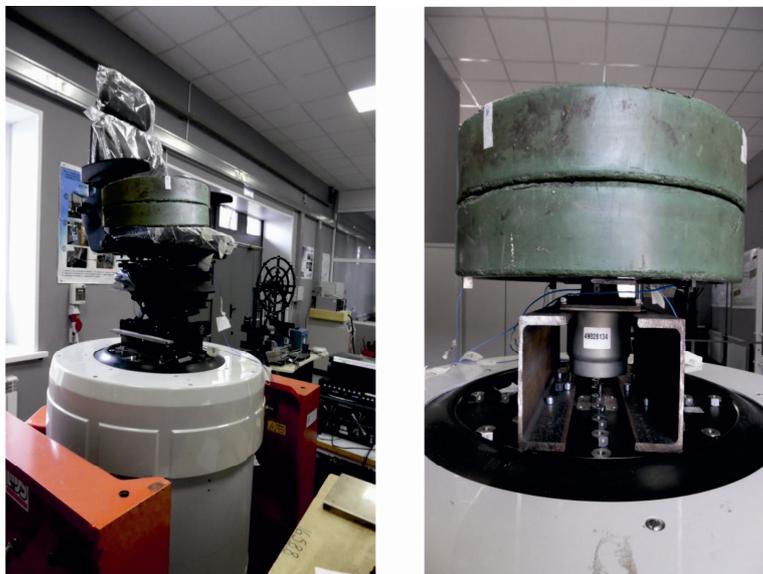


Рисунок 2 – Установка кресла оператора и гидропоры кабины на испытательном стенде

Путем задания на стенде входных процессов в виде гармонического, случайного и ударного нагружений определялись функции выходных сигналов. На рисунке 3 приведены частотные передаточные функции названных элементов.

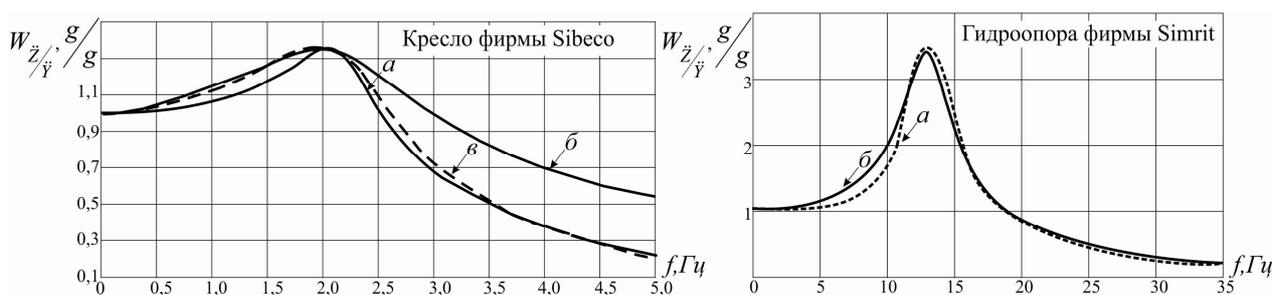


Рисунок 3 – Частотные передаточные функции: *a* – полученная из эксперимента; *б* – полученная расчетным путем с параллельным соединением упругого и вязкого элементов; *в* – полученная расчетным путем с последовательным соединением упругого и вязкого элементов

Комплексный анализ результатов лабораторных исследований показал, что при моделировании процесса прохождения вибрационного сигнала от источника до тела оператора (с учетом малости амплитуд вибрации) можно рассматривать элементы поддрессоривания кабины и кресла оператора трактора Т-11 в виде линейных одномассовых объектов.

Числовые значения эквивалентных коэффициентов жесткости и вязкости приняты равными: $C_{кр} = 17,1 \cdot 10^3 \frac{Н}{м}$, $C_{опоры} = 0,7 \cdot 10^6 \frac{Н}{м}$, $\mu_{кр} = 1,53 \cdot 10^3 \frac{Н \cdot с}{м}$, $\mu_{опоры} = 3,1 \cdot 10^3 \frac{Н \cdot с}{м}$. При этом схема соединения упругого и вязкого элементов подрессоривания кресла и кабины различны: последовательная для гидропневматической подвески кресла и параллельная для гидроопоры кабины. В последующем полученные характеристики используются при реализации модели (глава 5).

В четвертой главе на основе анализа имеющихся экспериментальных данных о вероятностных характеристиках максимумов изменения взаимных углов поворота смежных траков при движении трактора по различным грунтовым фонам предложена приближенная схема формирования циклического процесса перемещения опорного катка при перекаtywании по гусеничной цепи, лежащей на податливом грунтовом основании. Схематично процесс перекаtywания каждого единичного опорного катка по звенчатой гусенице, лежащей на податливом упругом основании, представлен в виде приближенной детерминированной схемы, изображенной на рисунке 4, а.

Важным обстоятельством, характеризующим вид кинематического воздействия на корпус трактора, является случайный характер процессов. Это связано с рядом факторов, таких как случайное распределение податливости грунтов и вариация скорости движения трактора. С другой стороны, существующие нормативные документы по вибрации базируются на вероятностном подходе, в частности, санитарные нормы задаются средними квадратическими значениями по третьоктавным полосам. Преобразование дискретных значений скорости движения трактора и угла поворота смежных траков в непрерывные случайные процессы выполнено с помощью методики, базирующейся на применении метода статистических испытаний Монте-Карло. Статистическая обработка полученной информации позволила представить кинематическое воздействие на корпус трактора со стороны гусеничного движителя в виде стационарных узкополосных случайных процессов, средние квадратические значения которых для различных грунтовых фонов равны: суглинистая трасса – $6,4 \cdot 10^{-3} м$, жесткая проселочная дорога – $5,8 \cdot 10^{-3} м$, карьер с разборным каменистым грунтом – $8,0 \cdot 10^{-3} м$. 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. Примеры, полученных в результате расчета, спектральных плотностей перемещений входного воздействия для суглинистого грунта представлены на рисунке 4, б.

Функции спектральных плотностей названных процессов при реализации модели применяются в качестве входных кинематических воздействий на опорные катки ходовой системы.

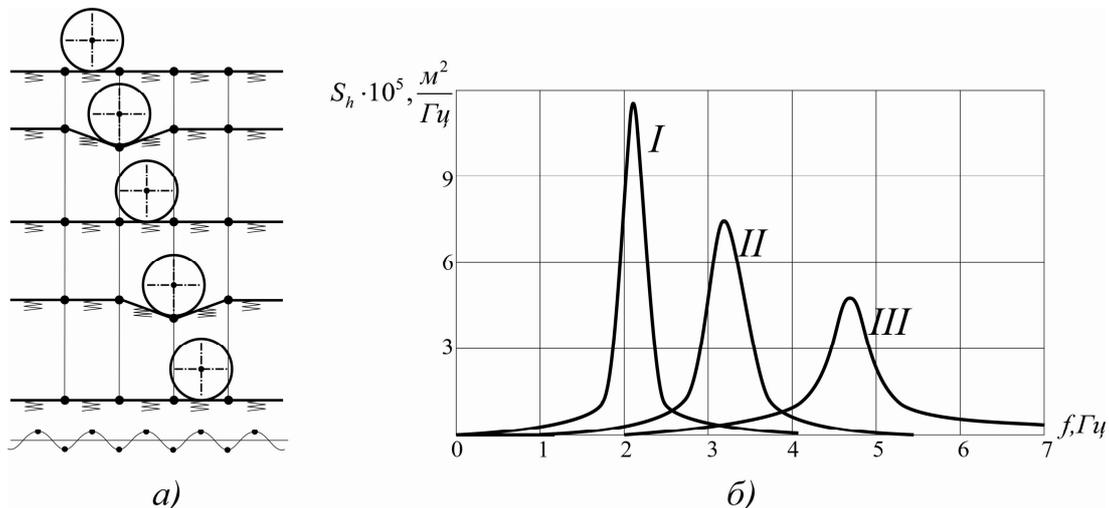


Рисунок 4 – Схема формирования циклического процесса (а) и спектральные плотности внешнего воздействия для трех низших передач движения промышленного трактора (б)

В пятой главе выполнена реализация расчетной модели, результаты исследований получены в виде комплекса частотных передаточных функций, отображающих реакцию систему на единичное гармоническое входное воздействие (рисунок 5), которые представляют собой спектральную картину системы и выявляют резонансные частоты исследуемого объекта.

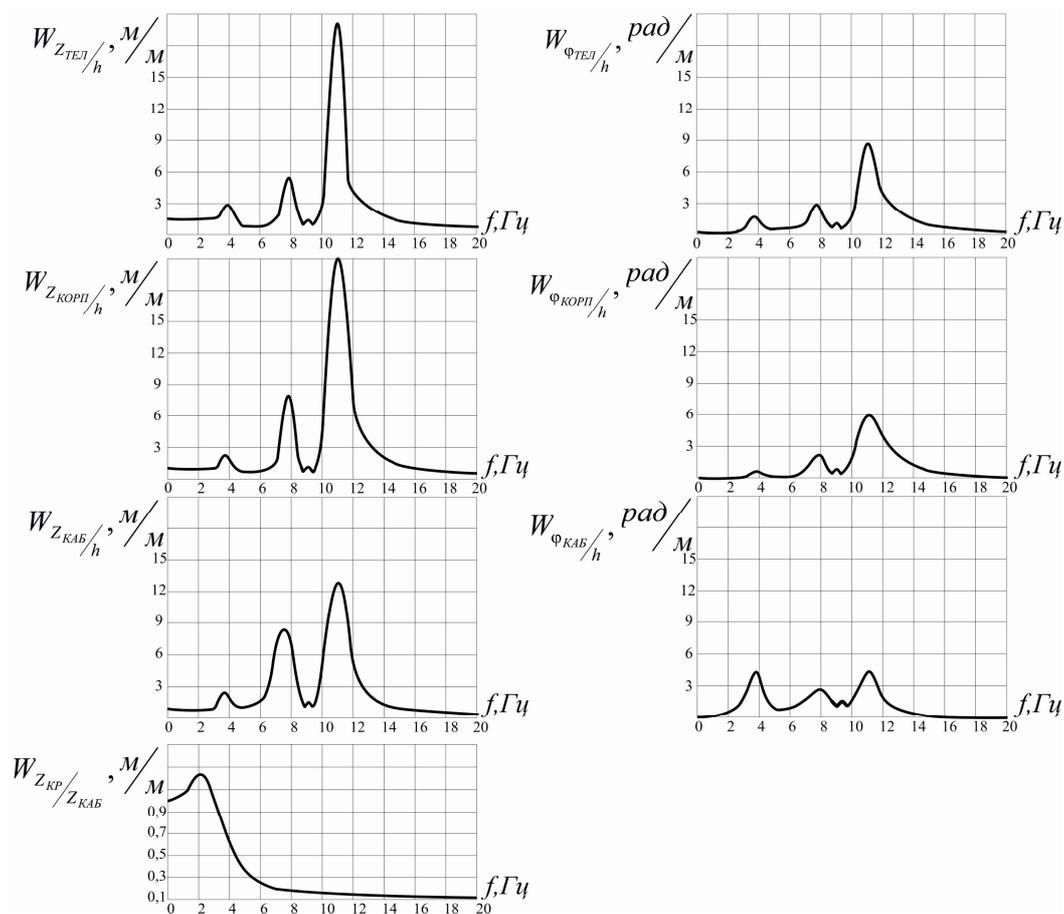


Рисунок 5 – Передаточные функции вертикальных и угловых перемещений гусеничной тележки, корпуса, кабины и кресла оператора

Дополнительно выполненный анализ парциальных частот показал, что для трактора Т-11 собственные частоты лежат в узком диапазоне, включающем интервал наиболее неблагоприятный с точки зрения воздействия вибрации на человека. В исследуемом частотном интервале до 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). Анализ передаточных функций указывает на преимущественное влияние на низкочастотное виброн нагружение исследуемой системы вертикальных колебаний корпуса и кабины. Полученные передаточные функции используются в задачах статистической динамики для определения спектральных плотностей вертикальных ускорений корпуса, кабины и кресла оператора. В качестве примера на рисунке 6 приведены спектральные плотности вертикальных ускорений кресла оператора при движении трактора на I и III передачах, на которых четко видны пиковые значения названных функций.

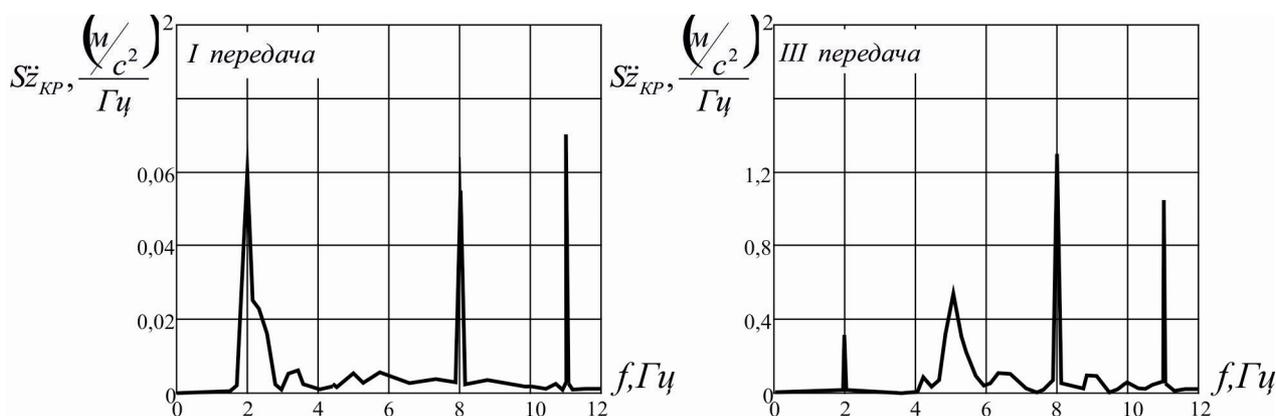


Рисунок 6 – Спектральные плотности вертикальных ускорений кресла. Результаты моделирования

Таким образом, выполненные расчетные исследования позволяют 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».

В шестой главе описаны полевые испытания трактора Т-11. Исследования проводились 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 движении трактора в свободном транспортном режиме; отдельные заезды произведены последовательно на I, II, III передачах.

На рисунке 7 в качестве примера представлены спектральные плотности вертикальных ускорений кресла, полученные преобразованием Фурье соответствующих осциллограмм случайных процессов.

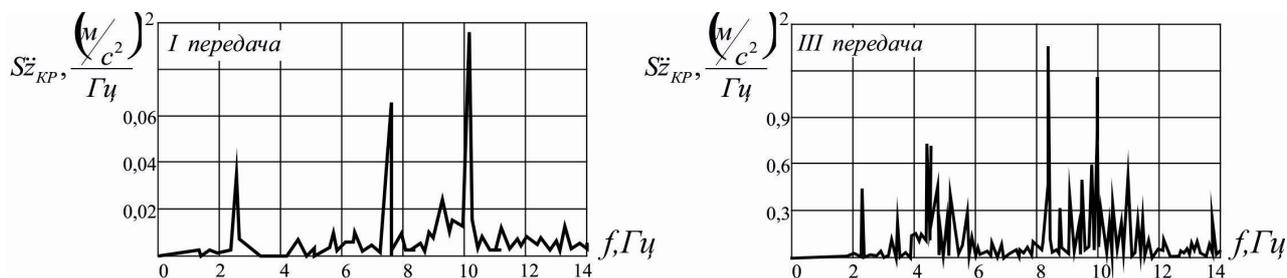


Рисунок 7 – Спектральные плотности вертикальных ускорений кресла. Результаты обработки натурального эксперимента

Анализ результатов обработки представленных спектральных плотностей позволяет сделать следующие выводы:

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/с² на I передаче до 0,65 м/с² на III передаче);

3. Выполненная оценка влияния низкочастотных колебаний, вызванных «бегущей волной», на общую картину вибрационной нагруженности виброзащитного кресла показала, что доля средних квадратических значений ускорений, приходящаяся на диапазон частот «бегущей волны», составляет 39 % на I передаче и 21 % на III передаче;

4. Итоговая количественная оценка адекватности предложенной математической модели выполнена путем сопоставления результатов расчетов и натуральных испытаний в виде доли средних квадратических значений ускорений тела оператора, приходящейся на исследуемый диапазон частот. Результаты сравнения приведены в таблице 1.

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

Передача	Расчет, м/с ²	Эксперимент, 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 натуральных испытаний; отличие показателей находится в пределах приемлемого уровня 15 – 20 %.

В седьмой главе выполнен параметрический анализ, отображающий зависимость средних квадратических значений ускорений кресла от упруго-вязких характеристик элементов виброзащиты, а также позволяющий оценить эффективность ряда конструктивных решений. Оценка эффективности проведена с использованием двух критериев (СанПиН 2.2.4.3359-16, СН 2.2.4/2.1.8.566-96): спектральной диаграммы виброн нагруженности (частотная оценка) и скорректированного значения виброускорения (интегральная оценка).

Анализ показал, что изменение ряда параметров системы позволит снизить уровень вибрационной нагруженности кресла оператора, наибольший эффект будет достигнут за счет следующих предложений:

1. Увеличение коэффициента демпфирования гидроопор кабины от 3,1 до 6,2 кНс/м позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 11 % (рисунок 8, б);

2. Снижение собственной частоты виброзащитного кресла оператора от 2,2 до 1,5 Гц позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 36 % (рисунок 8, в);

3. Совместное введение в систему предложений по снижению собственной частоты кресла и увеличению коэффициента демпфирования кабины позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 45 % (рисунок 8, г);

4. Введение в систему индивидуального миниподдрессирования опорных катков позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 52 % (рисунок 8, д).

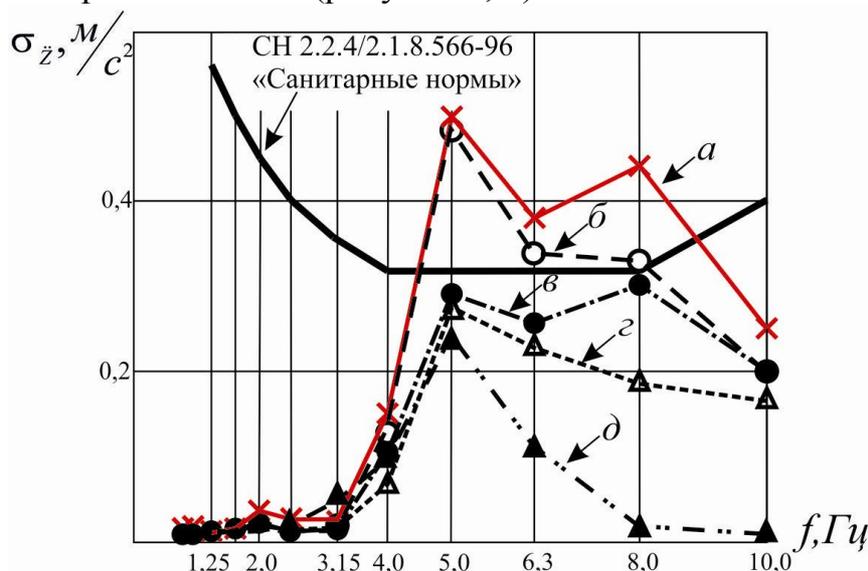


Рисунок 8 – Спектральная диаграмма виброн нагруженности кресла оператора:

а – существующее значение параметров системы;

б – повышение коэффициента демпфирования гидроопор кабины;

в – снижение жесткости кресла; *г* – повышение коэффициента демпфирования гидроопор кабины и уменьшение жесткости кресла;

д – применение миниподдрессирования опорных катков

В заключении сформулированы основные результаты диссертационной работы:

1. Из результатов анализа отечественных и зарубежных литературных источников следует, что тема представленной диссертации носит поисковый характер, в связи с чем в ней предложен новый подход к решению актуальной эргономической задачи обеспечения виброзащиты оператора промышленного трактора в области наиболее неблагоприятного низкочастотного вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя. Подход включает моделирование случайного процесса кинематического внешнего воздействия на корпус трактора, обусловленного чередованием звеньев гусеничной цепи, лежащей на упругом основании, создание компьютерных моделей «источник – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – тело оператора» и разработку методами параметрического прогноза эффективных конструкторских решений на стадиях выполнения проектных работ.

2. Разработана математическая модель в виде системы связанных дифференциальных уравнений, описывающая динамику промышленных тракторов. Модель отображает многоопорный вид конструкций промышленных тракторов, функциональные особенности отдельных элементов системы виброзащиты и случайный характер внешнего воздействия со стороны гусеничного движителя.

3. При проведении цикла лабораторных исследований выполнена процедура идентификации математической модели. 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 подрессоривание 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. Разработана методика преобразования случайных числовых данных о взаимодействии траков гусеницы с грунтом в стационарные узкополосные случайные процессы, имеющие 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, которые в последующем при реализации модели применяются в качестве входных кинематических воздействий на опорные катки ходовой системы.

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 (2 – 12 Гц), включающем интервал наиболее неблагоприятный с точки зрения воздействия вибрации на человека-оператора. Анализ передаточных функций указывает на преимущественное влияние на низкочастотное вибронагружение исследуемой системы вертикальных колебаний корпуса и кабины.

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

– 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 м/с² на I передаче до 1,31 м/с² на III передаче) и кресла оператора (от 0,29 м/с² на I передаче до 0,65 м/с² на III передаче);

– показано, что доля средних квадратических значений ускорений кресла оператора, приходящаяся на диапазон частот «бегущей волны», составляет 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. Анализ 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 подрессоривания корпуса, кабины и кресла оператора на средние квадратические значения вертикальных ускорений рабочего места оператора. Установлено, что наиболее эффективным является:

– увеличение коэффициента демпфирования гидроопор кабины от $3,1 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ до $6,2 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 11 %;

– изменение собственной частоты виброзащитного кресла оператора от 2,2 Гц до 1,5 Гц позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 36 %;

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

– введение в систему индивидуального миниподрессоривания опорных катков позволит 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.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Перечень публикаций в изданиях, рекомендуемых ВАК

1. Березин, И.Я. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, **Ю.О. Пронина**, В.Н. Бондарь, Л.В. Вершинский, П.А. Тараненко // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – №8. – С. 14–18. (№ 1269 в списке ВАК от 01.01.2018г.)
2. Березин, И.Я. Экспериментальные исследования характеристик элементов виброзащиты рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, **Ю.О. Пронина**, В.Н. Бондарь, Л.В. Вершинский, П.А. Тараненко // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 9. – С. 19–22. (№ 1269 в списке ВАК от 01.01.2018г.)
3. Березин, И.Я. Вопросы вибрационной безопасности оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, **Ю.О. Петренко** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика. Механика. Физика». – 2013. – Т. 5 – № 2. – С. 123–127. (№ 423 в списке ВАК от 01.01.2018г.)

Публикации в других изданиях и материалах конференций

4. Березин, И.Я. Обоснование эффективности микроподдрессоривания опорных катков трактора с полужесткой подвеской / И.Я. Березин, В.И. Костюченко, **Ю.О. Петренко**, Д.В. Хрипунов // Сборник материалов Всероссийской конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» / ВНИИ Транспортного машиностроения. – Санкт-Петербург. – 2012. – Т3. – С. 191-194.
5. Березин, И.Я. Моделирование процесса вибрационного воздействия на рабочее место оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, В.Н. Бондарь, Л.В. Вершинский, **Ю.О. Пронина** // Сборник материалов Всероссийской конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» / ВНИИ Транспортного машиностроения. – Санкт-Петербург. – 2014. – С. 221-224.
6. Березин, И.Я. Лабораторные исследования виброзащитного кресла оператора гусеничной машины / И.Я. Березин, В.Н. Бондарь, Л.В. Вершинский, **Ю.О. Пронина**, П.А. Тараненко // Сборник материалов Всероссийской конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» / ВНИИ Транспортного машиностроения. – Санкт-Петербург. – 2015. – С. 174-178.

7. Березин, И.Я. Параметрическое вибровозбуждение рабочего места оператора промышленного трактора со стороны гусеничного движителя / И.Я. Березин, **Ю.О. Петренко**, Д.В. Хрипунов // Материалы Международной научно-практической конференции. Экология. Риск. Безопасность. – Курган. – 2010. – Т.1. – С. 130.

8. Березин, И.Я. Вопросы вибрационной безопасности оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, **Ю.О. Петренко**, Д.В. Хрипунов // Материалы I международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству» / ЧГАА. – Челябинск. – 2011. – С. 45-49.

9. **Петренко, Ю.О.** Совершенствование модели для описания вибронагруженности тела оператора промышленного трактора / Ю.О. Петренко // Сборник материалов II-й всероссийской студенческой конференции. Безопасность жизнедеятельности глазами молодежи / ЮУрГУ. – Челябинск. – 2011. – С. 46-48.

10. Березин, И.Я. Вибрационная безопасность оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, **Ю.О. Пронина** // Сборник материалов Международной конференции «Безопасность технических систем» / НИЦ УрО РАН – Екатеринбург. – 2014. – С. 90-93.

11. **Пронина, Ю.О.** Исследования динамических характеристик виброзащитного кресла оператора гусеничной машины / Ю.О. Пронина // Труды III международной научно-практической конференции «Инжиниринг техно 2015» – Саратов. – 2015. – С. 77-84.