

На правах рукописи



Сенькевич Сергей Евгеньевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ КОЛЕСНЫХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ ПУТЕМ КОМПЛЕКСНОГО НАУЧНОГО
ПОДХОДА**

Специальность 4.3.1. Технологии, машины и оборудование
для агропромышленного комплекса (технические науки)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Воронеж – 2026

Диссертация выполнена в отделе «Мобильные энергетические средства» федерального государственного бюджетного научного учреждения «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ).

Научный консультант: **Годжаев Захид Адыгезал оглы**, член-корреспондент РАН, доктор технических наук, профессор, государственный научный центр Российской Федерации, федеральное государственное унитарное предприятие «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», председатель Экспертного совета.

Официальные оппоненты: **Гапич Дмитрий Сергеевич**, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный аграрный университет», кафедра «Электроснабжение и энергетические системы», заведующий кафедрой;

Прядкин Владимир Ильич, доктор технических наук, доцент, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кафедра автомобилей и сервиса, заведующий кафедрой;

Шеховцов Виктор Викторович, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный технический университет», кафедра «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей», профессор.

Ведущая организация: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева (ФГБОУ ВО РГАУ – МСХА им. К.А. Тимирязева).

Защита состоится 24 сентября 2026 г. в 14 часов 00 минут на заседании диссертационного совета 35.2.008.01, созданного на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I» (ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ), по адресу: 394087, г. Воронеж, ул. Тимирязева, д. 13, учебный корпус агроинженерного факультета (корпус № 3), аудитория 319.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ и на сайте www.vsau.ru («Диссертационные советы» – «Защиты» – «35.2.008.01»), а также по ссылке: <https://ds.vsau.ru/?p=13534>.

Автореферат разослан 24 июля 2026 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Афоничев Дмитрий Николаевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Дефицит самоходной техники по данным Министерства сельского хозяйства Российской Федерации составляет более чем 100 тыс. единиц в целом по стране, а по информации АО «Росагролизинг» в стране особо остро дефицит техники ощущается в сегменте тракторов, в количестве более 77 тыс. единиц. При условии среднегодового приобретения самоходных машин на уровне 16 тыс. единиц, вопрос технической модернизации АПК будет актуален в средне- и долгосрочной перспективе. Причем, за последние 10 лет, по данным Росстата, количество тракторов в среднем за год сокращалось на 10 тыс. единиц. Доля тракторов старше 10 лет (полностью выработавших нормативный срок службы) критично велика и составляет более 60% от их общей численности, а в общем количестве тракторов сельскохозяйственного назначения преобладают машины со сроками службы более 20 лет, что свидетельствует о существенном их износе. Аналитики «Росагролизинга» приводят данные о том, что только 22,4% тракторов имеют срок службы шесть и менее лет. Это означает, что если за шесть лет парк обновляется на 22,4%, то при сохранении таких же темпов воспроизводства потребуется 26 лет для обновления всего парка на 100%. Исследования, которые были проведены в Саратовском государственном университете генетики, биотехнологии и инженерии имени Н.И. Вавилова, показывают, что большая доля затрат и простоев на ремонт приходится на неисправности ДВС – 45% и отказы агрегатов трансмиссии – до 25% (из которых до 20% – коробка передач). Очевидно, что вышеприведённые данные указывают на проблему обновления тракторов сельскохозяйственного назначения и их модернизацию. При этом следует ожидать, что потребности в тракторах у крестьянских хозяйств расширяются, а их значение в обеспечении будущего развития экономики страны будет возрастать. Идеальный вариант: полное обновление парка тракторов. Однако одновременно этого сделать невозможно по причине очень высокой стоимости проведения такого обновления. Наиболее простым решением является совершенствование и модернизация уже существующих образцов путём улучшения характеристик силовых передач. Также необходимо учитывать, что в настоящее время научная методология совершенствования тракторов сельскохозяйственного назначения в окончательном виде не проработана. Имеется значительный научный задел по совершенствованию отдельных элементов, но при этом остро возникают проблемы обеспечения полной реализации комплексного подхода, который заключается в разработке методологии проведения исследований, направленных на поиск рациональных путей и технических средств стабилизации режимов нагружения силовых передач колесных тракторов сельскохозяйственного назначения для повышения долговечности и остаточного ресурса, в том числе снижения уровня динамических нагрузок элементов конструкции. Все это повышает требования к функциональным и эксплуатационным характеристикам тракторов, обеспечить которые можно только на основе комплексного научного подхода к показателям функционирования тракторов.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что проблема, которая заключается в старении, снижении качества колесных тракторов сельскохозяйственного назначения и их технического уровня на фоне растущих к ним требований, является актуальной. Научная проблема состоит в том, что разработанных научных методов совершенствования тракторов моноблочной компоновки сельскохозяйственного назначения недостаточно и при этом отсутствует комплексный подход в таких исследованиях. По определению, комплексный подход заключается в способе осуществления исследовательской работы на ранних этапах и практической деятельности путем создания функциональной целостности объектов, приемов, методов для достижения запланированного ре-

зультата.

Решение обозначенной научной проблемы лежит в области комплексного подхода к улучшению условий функционирования тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки путём совершенствования силовых передач. Такой подход обусловлен необходимостью разработки методологии и методов проведения исследований, направленных на поиск рациональных путей и технических средств повышения производительности при снижении уровня динамической нагруженности элементов конструкции, что в конечном итоге позволит обеспечить повышение долговечности и увеличить остаточный ресурс тракторов.

Из применяемых, на данный момент, отечественной промышленностью колёсных тракторов сельскохозяйственного назначения наиболее перспективными являются трактора с механическими силовыми передачами моноблочной компоновки, обычно относящиеся к классу тяги – 0,6; 0,9 и 1,4; где класс 1,4 является самым массовым. Высокая универсальность этих тракторов позволяет им выполнять практически весь комплекс сельскохозяйственных работ и тем самым снизить количественный и марочный состав машинно-тракторного парка средних и малых хозяйств нашей страны.

Степень разработанности темы. Основы теории движения трактора и автомобиля заложены в работах В.Н. Болтинского, Е.Д. Львова, Р.В. Ротенберга, Е.А. Чудакова, А.А. Хачатурова. Существенный вклад в развитие методов проектирования и исследования колесных машин внесли также В.В. Гуськов, З.А. Годжаев, А.Г. Жутов, Г.М. Кутьков, И.П. Ксенович, В.И. Кнороз, А.И. Свитачев, В.П. Тарасик, И.А. Тараторкин, И.П. Трояновская, И.С. Цитович, В.В. Шеховцов и другие исследователи. Исследования по применению упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче проводили Н.Г. Кузнецов, В.А. Кравченко, Д.А. Нехорошев. В Воронежском ГАУ профессор О.И. Поливаев исследовал подобные механизмы в ходовых системах колёсных тракторов. В своих работах ученые доказали, что применение упруго-демпфирующего механизма повышает эффективность работы трактора. Кроме российских ученых, похожей проблемой занимались и зарубежные исследователи. Frank M. Zoz и Robert D. Grisso, Smith D., они исследовали в целом работу трактора и его элементов. Polifke G. предложил средство Voith Hydrodamp – гидравлический амортизатор крутильных колебаний.

Условия эксплуатации тракторов весьма многообразны, в которых ресурс трактора в значительной степени зависит от технического состояния его силовой передачи. Элементы силовой передачи трактора работают в условиях действия высоких циклических нагрузок, вызванных резким переменным характером режима работы, значительной величиной передаваемых крутящих моментов, а также другими случайными факторами. Неопределенность условий эксплуатации тракторов требует особого подхода к проведению теоретических и экспериментальных исследований по совершенствованию силовых передач.

Снижение динамических нагрузок на элементы конструкции тракторов путём совершенствования силовой передачи является значительным резервом для повышения их долговечности. В связи с этим защита силовой передачи и ходовой системы трактора от динамических нагрузок является важной проблемой, решение которой приведет к росту производительности и надежности работы трактора, находящегося в составе машинно-тракторного агрегата (МТА). Снизить динамическую нагруженность можно путем введения в силовую передачу специальных устройств с оптимальными упруго-демпфирующими характеристиками. Использование упругих элементов на колесных тракторах позволило существенно повысить эффективность их работы. Производи-

тельность повысилась на 8,5...17,7 %, расход топлива снизился на 11...21 %, а долговечность силовой передачи повысилась в 2...3 раза. Достигается данный эффект как за счет стабилизации нагрузки (повышения вероятности работы на средней нагрузке), так и за счет снижения величины максимальных динамических нагрузок.

Установленные ближе к двигателю, в районе сцепления, упруго-демпфирующие элементы позволяют решить актуальную проблему совмещения упругих приводов с виброгасителями (использование дополнительного демпфирования), что способствует значительному повышению надежности и долговечности трактора, а также защищает его силовую передачу от динамической нагруженности, возникающей в системе «Двигатель – Силовая передача – Орудие – Опорная поверхность». В конечном итоге это приводит к повышению стабилизации скорости движения во время работы с основными технологическими орудиями и машинами.

В диссертационной работе предложен комплексный научный подход к теоретическим (на основе методов оптимизационного синтеза и математического моделирования) и экспериментальным (на основе разработанной методики) исследованиям для создания функциональной целостности совершенствования тракторов посредством изменения динамических характеристик силовых передач в колебательной системе «Трактор – Агрегируемая сельхозмашина» с целью стабилизации динамических нагрузок в широком диапазоне. Предлагаемые мероприятия по совершенствованию силовых передач посредством изменения динамических характеристик системы «Трактор – Агрегируемая сельхозмашина» приводят к снижению вредного воздействия от динамических нагрузок, например, путем установки упруго-демпфирующего механизма (УДМ), который не требует существенных конструктивных изменений силовой передачи трактора, но при этом улучшает показатели производительности и условия труда оператора.

В соответствии с изложенным, **цель настоящего исследования** состоит в повышении технического уровня колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки путём разработки комплексного научного подхода к созданию и совершенствованию силовых передач с улучшенными динамическими характеристиками за счет стабилизации нагрузок и повышения надёжности.

Для достижения поставленной цели нами были выдвинуты научная и рабочая гипотезы. **Научная гипотеза** заключается в том, что повышение технического уровня колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, при условии растущих к ним требований по производительности и надежности, может быть достигнуто путем комплексного научного подхода к теоретическим и экспериментальным исследованиям с применением технических устройств для стабилизации динамических нагрузок. **Рабочая гипотеза** заключается в том, что повышение технического уровня колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, при условии растущих к ним требований по производительности и надежности, может быть достигнуто комплексным научным подходом к созданию функциональной целостности совершенствования силовых передач, опирающегося на применение разработанного метода теоретических исследований, базирующегося на получении оптимального решения, с использованием методики экспериментальных исследований при различных условиях работы трактора и установкой устройства (упруго-демпфирующего механизма) для изменения динамических свойств системы «Трактор – Агрегируемая сельхозмашина», для защиты от динамических нагрузок, что приведет к росту производительности машины и надежности элементов конструкции.

Исходя из поставленной цели и выдвинутых научной и рабочей гипотез, необхо-

димо решить следующие **задачи исследования**:

1. Осуществить анализ научно-технической информации, систематизировать и обобщить сведения о научно-исследовательских методах и технических решениях совершенствования силовых передач, включая устройства для изменения динамических характеристик.

2. Дать теоретическое обоснование методов совершенствования тракторов моноблочной компоновки сельскохозяйственного назначения для снижения их динамической нагруженности и повышения надежности элементов конструкции.

3. Разработать, на базе комплексного научного подхода, метод исследования динамических процессов, обеспечивающий синтез совокупности различных режимов и условий работы колесного трактора.

4. Получить векторно-целевую функцию оптимизации модифицированной колебательной системы колесного трактора с компонентой изменения динамических характеристик в конструкции силовой передачи.

5. Разработать методику экспериментальных исследований динамических процессов движения колесного трактора сельскохозяйственного назначения в рамках комплексного научного подхода.

6. Дать оценку согласованности теоретических и практических результатов исследований, выполнив анализ вероятностных характеристик динамической нагруженности и надежности элементов конструкции, при установившихся и неустойчивых режимах движения в рамках комплексного научного подхода к исследованию динамических процессов колесного трактора сельскохозяйственного назначения.

7. Выполнить оценку эффективности применения компоненты изменения динамических характеристик колебательной системы силовой передачи колесного трактора сельскохозяйственного назначения по результатам расчетно-теоретических и экспериментальных исследований.

Решение этих задач позволяет дополнить существующие методы исследований и прогнозирования режимов работы трактора, определит пути его дальнейшего совершенствования, как энергетического средства следующего поколения.

Также обозначены объект и предмет научных исследований.

Объект научных исследований – силовые передачи колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, в том числе параметры и режимы работы.

Предмет научных исследований – закономерности крутильно-колебательных процессов в силовых передачах колесных тракторов сельскохозяйственного назначения моноблочной компоновки, закономерности изменения динамических характеристик и пути стабилизации динамических нагрузок на элементы конструкции.

Научная новизна исследований состоит в следующем:

1. Впервые представлена системная классификация устройств стабилизации и демпфирования динамических нагрузок, отличающаяся иерархией конструктивных признаков и топологией их размещения в конструкции трактора моноблочной компоновки с учетом зависимости эффективности демпфирования колебаний от пространственной удаленности механизмов относительно источников возмущения.

2. Научно обоснован принцип адаптивной стабилизации динамических нагрузок трактора в составе агрегата, отличающийся активным управлением параметрами жесткости и инерционности силовой передачи в реальном времени (патент №2739100), для направленного изменения собственных частот привода в дополнение к демпфированию.

3. Сформулирован комплексный научно-методический подход к стабилизации динамических нагрузок колесных тракторов моноблочной компоновки, отличающийся применением поиска единого оптимального решения для широкого спектра стохастических режимов работы трактора в составе агрегата и обеспечением математической инвариантности параметров адаптивного механизма к вариативности внешней нагрузки.

4. Разработан метод оптимизационного синтеза конструктивных параметров устройства изменения динамических характеристик силовой передачи, отличающийся применением аппарата математического программирования для поиска седловых точек функции Лагранжа, устанавливающий закономерности между конструктивными параметрами устройства и динамическими характеристиками силовой передачи трактора моноблочной компоновки в условиях эксплуатационных ограничений.

5. Разработана комплексная расчетно-экспериментальная методика исследования динамики трактора в составе агрегата, отличающаяся интеграцией алгоритмов спектрального анализа в процесс обработки тензометрических данных для прямой идентификации параметров силовой передачи в условиях стохастического нагружения.

6. Закономерности изменения динамических характеристик силовых передач тракторов моноблочной компоновки, устанавливающие аналитическую зависимость между параметрами применяемых адаптивных упруго-демпфирующих механизмов и частотным спектром внешнего воздействия, отличающиеся учетом взаимного влияния переменной жесткости связи и стохастической структуры нагрузки на установившихся и неустановившихся режимах движения.

7. Научно обоснованная совокупность критериев технико-экономической эффективности применения адаптивных систем стабилизации и демпфирования динамических нагрузок, отличающаяся установленной количественной связью между снижением уровня вибронгруженности силовой передачи и параметрами надежности элементов силовой передачи трактора, находящегося в составе МТА в условиях интенсивных технологий возделывания сельскохозяйственных культур.

Теоретическую значимость диссертационной работы составляют:

1. Разработанный метод оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы тракторов моноблочной компоновки, базирующийся на получении оптимального решения.

2. Векторно-целевая функция, полученная методом оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы колесного трактора моноблочной компоновки, позволила обосновать конструктивные параметры упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовую передачу трактора, как средства стабилизации динамических нагрузок.

3. Разработанная методика экспериментальных исследований динамики движения трактора моноблочной компоновки и динамической нагруженности силовой передачи с установленным упруго-демпфирующим механизмом, позволяет оценить эффективность, в том числе с проведением анализа вероятностных характеристик для улучшения динамических и энергетические показатели трактора.

Практическую значимость диссертационной работы составляют:

1. Устройство изменения динамических характеристик и совершенствования силовых передач трактора на основе разработанных технических решений защищённых патентами РФ на изобретения (№2398147, №2299135, №2252148, №2222440, №83458, №2020619748, № 2739100);

2. Расчетно-экспериментальная методика исследований динамических процессов

при работе трактора, позволяющая получить новые научные результаты для совершенствования силовых передач и полнокомплектной машины в целом на стадии проектирования и модернизации.

3. Результаты и методологические основы в виде методических рекомендаций по исследованию тягово-сцепных свойств и динамических процессов тракторов различных тяговых классов используются тракторными заводами, Министерством сельского хозяйства и продовольствия Республики Дагестан, а также в учебном процессе для студентов инженерных специальностей и для слушателей повышения квалификации кадров инженерных специальностей.

Методология и методы исследований представлены в комплексе эмпирических и теоретических научных исследований. Теоретические методы исследования включали в себя постановку проблемы, построение гипотезы, анализ, синтез, конкретизацию и обобщение полученных научных фактов об исследуемых процессах функционирования колесного трактора, в силовую передачу которого установлено устройство для изменения динамических характеристик системы «Трактор – Агрегируемая машина», в том числе параметры и режимы его работы. Применены теоретические разработки, а именно использованы методы аналитической динамики, системного анализа, теории вероятностей, математической статистики и обработки информации, методы математического программирования. Теоретико-аналитические исследования выполнены с использованием известных положений теории колёсных и гусеничных машин, теоретической и прикладной механики, теории колебаний, гидромеханики, теории планирования эксперимента, позволяющие определить закономерности формирования возмущающих воздействий, оценки динамических характеристик крутильно-колебательной системы силовой передачи трактора в реальных условиях эксплуатации. Эмпирический метод исследований опирался на использование усовершенствованной методики испытания трактора и методов планирования многофакторных экспериментов. Основные расчеты и обработка результатов экспериментов выполнялась с использованием пакета программ для ЭВМ (Mathcad, MATLAB, MAPLE, пакета программ Microsoft Office).

Научные положения исследований, выносимые на защиту:

1. Системная классификация устройств стабилизации и демпфирования динамических нагрузок, позволяющая обосновать рациональные зоны установки механизмов в условиях моноблочной компоновки для адресной нейтрализации колебаний в критических узлах валопровода.

2. Принцип адаптивной стабилизации динамических нагрузок трактора в составе агрегата (патент №2739100), позволяющий динамически выводить систему из резонансных режимов путем направленного изменения собственных частот привода в реальном времени, повышая демпфирующую способность, что обеспечивает рост эксплуатационной надежности агрегата.

3. Комплексный научно-методический подход к стабилизации динамических нагрузок колесных тракторов моноблочной компоновки, позволяющий определить единый оптимум параметров адаптивного устройства изменения динамических характеристик для широкого спектра режимов эксплуатации, что обеспечивает устойчивость защиты силовой передачи независимо от изменения внешних условий нагружения.

4. Метод оптимизационного синтеза конструктивных параметров устройства для изменения динамических характеристик силовой передачи, позволяющий трансформировать стохастические характеристики внешней нагрузки в детерминированные значения параметров настройки устройства, обеспечивая стабилизацию динамических процессов в колебательной системе «Трактор – Агрегируемая машина», снижая нагру-

женность валопровода и защиту двигателя от колебаний внешней нагрузки во всем диапазоне рабочих режимов.

5. Комплексная расчетно-экспериментальная методика исследования и алгоритм обработки экспериментальных данных динамики трактора в составе агрегата, позволяющая верифицировать теоретические модели и достоверно оценивать динамическую нагруженность силовой передачи для обеспечения заданных показателей надежности системы «Трактор – Агрегатируемая машина».

6. Закономерности трансформации вероятностных характеристик нагружения силовых передач тракторов моноблочной компоновки, позволяющие путем адаптивного управления параметрами упруго-демпфирующих механизмов научно обосновать прогнозирование ресурса и минимизировать энергозатраты двигателя при работе со стохастической нагрузкой на разных агрофонах.

7. Совокупность критериев и показателей технико-экономической эффективности, позволяющая обосновать целесообразность применения адаптивных систем стабилизации в силовых передачах тракторов за счет увеличения долговечности и повышения безотказности в условиях интенсивных технологий возделывания сельскохозяйственных культур.

Степень достоверности результатов подтверждается тем, что теоретические предпосылки основаны на известных проверяемых данных и согласуются с результатами экспериментальных исследований. Сравнение результатов аналитических исследований согласуется с полученными экспериментальными данными в реальных условиях. Данные эксперимента получены в результате измерений с использованием сертифицированного оборудования и проверенных методик исследования. Сходимость теоретических и экспериментальных данных позволяет говорить об адекватности предложенных математических моделей и не противоречит фактам, известным из специальной литературы.

Апробация научных результатов. Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на научных, научно-технических и научно-практических конференциях с 2003 по 2025 годы: Азово-Черноморской государственной агроинженерной академии (АЧГАА, г. Зерноград, 2003-2012), Челябинского государственного аграрного университета (ЧГАУ, Челябинск, 2004), ВНИПТИМЭСХ (Зерноград, 2005 г.), «Будущее машиностроения России» (МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2017); АЧИИ ДонГАУ, 2018 г. (Зерноград, 2018 г., 2021 г.); «Состояние и перспективы развития агропромышленного комплекса» (ДГТУ, 2019-2022), на международных конференциях: 1-3 International Conference on Intelligent Computing & Optimization, (THAILAND, 2018-2020), «Чтения академик В.Н.БОЛТИНСКОГО» (РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, 2018-2025), а также на многих научных семинарах, посвященных теме исследований.

Результаты исследований трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче приняты и реализуются в ОАО «МТЗ» Республика Беларусь, г. Минск, в ООО «МИКОНТ» (г. Чебоксары), в ПАО КАМАЗ (г. Набережные Челны), на заводе ООО «Трактор» (г. Еманжелинск Челябинской области), на тракторном заводе ООО «ЧЗПТ» (г. Челябинск), в ООО «Агросервис» Ставропольского края Красногвардейского района, в учебном процессе кафедры «Автомобилей и сервиса» ФГБОУ ВО «ВГЛТУ имени Г.Ф. Морозова», используются при проведении занятий на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Дагестанский ГАУ имени М.М. Джамбулатова», в учебном процессе кафедры «Технические системы в агробизнесе, природоустройстве и дорожном строительстве» ФГБОУ ВО «Брянский государственный аграрный универ-

ситет», в учебном процессе кафедры «Автомобили, тракторы и технический сервис» ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет», в учебном процессе кафедры «Наземные транспортные средства» ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», также результаты исследований переданы и используются Министерством сельского хозяйства и продовольствия Республики Дагестан. Полученные результаты могут быть использованы конструкторскими бюро других заводов-изготовителей, специализирующихся на выпуске и изготовлении тракторов.

Личный вклад. Лично автором выполнены: определение цели и задач исследования, постановка научной гипотезы, формулирование основных научных положений; разработка комплексного научного подхода, включающего метод теоретических исследований и методику проведения экспериментальных исследований; создание математической модели, поиск практических решений и получение результатов; проведение анализа теоретических и экспериментальных данных; обоснование теоретических выводов, рекомендаций и параметров модернизированной конструкции упругодемпфирующего механизма. При участии автора осуществлены: подготовка материалов для публикаций по теме диссертации, проведение лабораторных и полевых экспериментальных исследований, а также непосредственная разработка модернизированной конструкции упругодемпфирующего механизма.

В работе использованы материалы исследований, выполненные лично автором, а также результаты, полученные в период совместной работы с Владимиром Алексеевичем Кравченко (исследования культиваторного агрегата), Анной Александровной Сенькевич (исследования посевного агрегата), Вероникой Владимировной Дурягиной (исследования пахотного агрегата), Захимом Адыгезал оглы Годжаевым (теоретические исследования динамических процессов тракторов тяговых классов 0,6-1,4 т.), Екатериной Николаевной Ильченко (теоретические исследования надежности тракторов тяговых классов 0,6-1,4 т.) и Ильей Сергеевичем Алексеевым (теоретические исследования динамических процессов трактора тягового класса 0,6 т.).

Публикации. Результаты проведенных исследований опубликованы в 46 научных статьях, в том числе: восемь статей опубликованы в журналах, входящих в Russian Science Citation Index, Web of Science, Scopus; 15 статей в изданиях из перечня ведущих периодических изданий, определенных ВАК при Министерстве науки и высшего образования Российской Федерации по научной специальности 4.3.1 категории К1 и К2; получено семь патентов на изобретения и полезные модели, включая свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ; 16 статей в сборниках научных трудов, материалах научных конференций, главы в книгах иностранных монографий. Объем публикаций по теме диссертации 35,3 п.л., из которых доля авторского вклада – 16,2 п.л. В автореферат включено 43 наиболее значимых, по мнению автора публикаций.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, семи глав, иллюстрированных 156 рисунками и включающих 97 таблиц, заключения, списка литературы из 387 наименований и содержит 9 приложений. Работа изложена на 466 страницах. На заимствованные материалы и работы, выполненные в соавторстве, сделаны соответствующие ссылки.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отражена актуальность проблемы исследования, степень ее разработанности, сформулированы цель и задачи научных исследований, научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы, методология и методы исследования, а также изложены положения, выносимые на защиту, в том числе степень достоверности и апробацию результатов.

В первой главе «Обзор, анализ и обобщение результатов исследований в области совершенствования силовых передач тракторов сельскохозяйственного назначения» выполнен обзор, общий анализ состояния отрасли производства тракторов, состояние функционирования трактора и рабочей машины в условиях колебаний тяговой нагрузки, исследованы проблемы и перспективы отрасли, намечены пути улучшения условий функционирования трактора и рабочей машины, приведены устройства для улучшения условий функционирования трактора и рабочей машины, обозначены цели и задачи исследований.

Во второй главе «Определение динамических характеристик многомассовой системы тракторов с механической силовой передачей» приведено описание схемы и работы предложенного упруго-демпфирующего механизма, определены частоты и формы собственных крутильных колебаний силовой передачи тракторов малого класса тяги, а именно класса тяги 0,6 на примере тракторов Т-25 и Т-16; класса тяги 0,9 т на примере трактора АГРОМАШ-50ТК и класса тяги 1,4 на примере трактора МТЗ-80 (6,0; 9,0 и 14 кН).

Обзор показал, что ученые, работающие в области стабилизации нагрузочных режимов работы трактора, применяют различные подходы. Классификация систем стабилизации и демпфирования динамических нагрузок, включая уменьшения крутильных колебаний, может быть представлена так, как показано на рисунке 1.

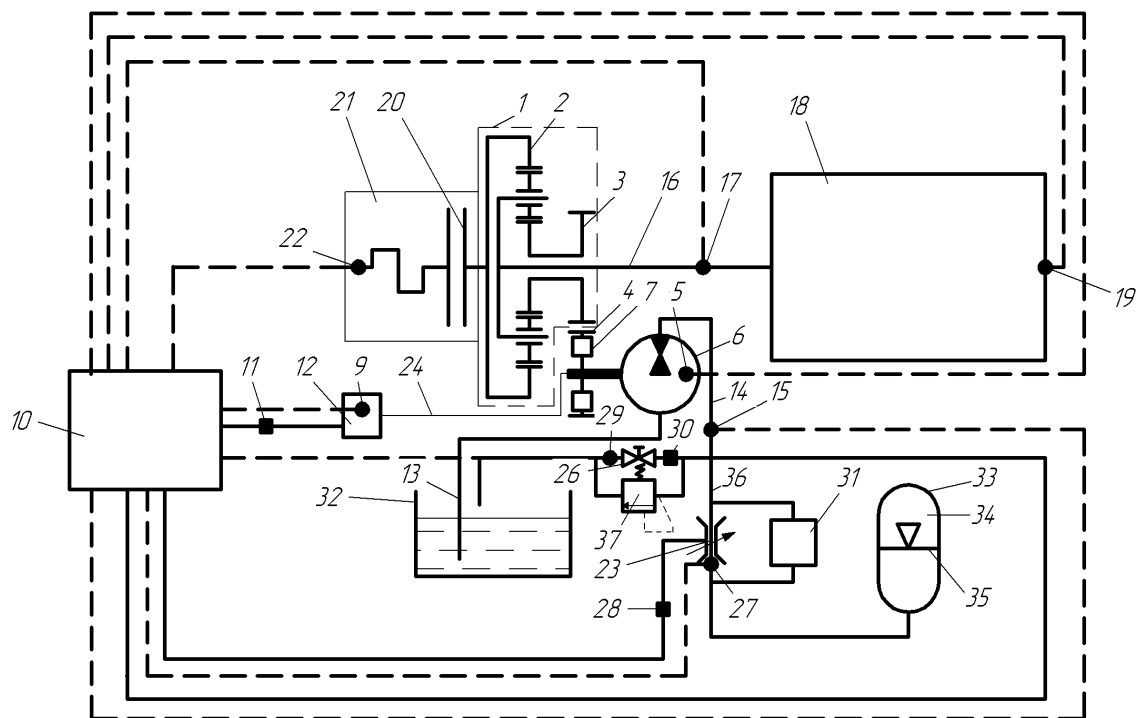


Рисунок 1 – Классификация систем демпфирования динамических нагрузок

Классификация показывает, что такие системы возможно разделить на три группы. Описание всех групп приведено в рукописи диссертационной работы. Остановимся подробно на третьей классификации. Эта классификация распределяет устройства по месту установки: сразу после двигателя, в коробке передач силовой передачи и в конечных передачах. Исследования под руководством О.И. Поливаева, А.Н. Беляева, доказали эффективность их применения в конечных передачах трактора. В работах В.А. Кравченко и Д.А. Нехорошева установлено, что стабилизации нагрузочных режимов работы трактора возможна с применением специального устройства для изменения ди-

намических свойств, установленного непосредственно после двигателя. Преимущества такой установки в снижении габаритов самого устройства вследствие меньших крутящих моментов, действующих вначале силовой передачи.

В представленной диссертационной работе, по данному направлению исследований, разработан и реализован УДМ, который служит для снижения динамической нагруженности силовой передачи (рисунок 2).



- 1 – планетарный редуктор; 2 – коронная шестерня; 3 – реактивное звено (солнечная шестерня); 4 – шестерня привода масляного насоса; 5 – датчик частоты вращения шестерни; 6 – масляный насос; 7 – подвижные грузы для изменения момента инерции; 8 – пружина (на рисунке не показано); 9 – датчик положения грузов; 10 – контроллер; 11 – исполнительный элемент управления подвижными грузами; 12 – регулятор положения грузов; 13 – всасывающий канал (магистраль); 14 – нагнетательный канал (напорная магистраль); 15 – датчик давления масляного насоса; 16 – вал водила(первичный вал КПП); 17 – датчик частоты вращения вала трансмиссии; 18 – коробка передач и вся силовая передача; 19 – датчик частоты вращения; 20 – муфта сцепления; 21 – двигатель; 22 – датчик частоты вращения двигателя; 23 – двухступенчатый регулируемый дроссель; 24 – маслопровод; 25 – предохранительный клапан; 26 – кран управления; 27 – датчик положения дросселя; 28 – исполнительный элемент управления заслонкой; 29 – датчик положения крана; 30 – исполнительный элемент управления краном; 31 – демпферный клапан; 32- гидробак; 33 – пневмогидроаккумулятор (ПГА); 34 – гидроцилиндр (сжатый воздух); 35 – подвижный поршень (свободный поршень); 36 – вход в дроссель; 37 – предохранительный клапан.

Рисунок 2 – Схема УДМ в силовой передаче трактора [патент 2739100]

Конструкция УДМ защищена патентами на изобретение №2398147, №2299135, №2252148, №2222440, №83458, №2739100. Программный код защищён свидетельством о государственной регистрации программы для ЭВМ №202061974. УДМ предназначен для плавного трогания трактора при разгоне, снижения динамических нагрузок в силовой передаче, а также для выполнения защитных функций от колебаний внешней нагрузки за счет демпфирующих свойств и автоматического изменения передаточного числа привода механизма.

Установив в силовую передачу трактора, дополнительное устройство для изменения динамических свойств (УДМ), следует создать математическую модель для

определения динамических характеристик многомассовой колебательной системы и провести сравнительные расчетные исследования по определению частот и форм крутильных колебаний силовой передачи.

Параметры собственных и вынужденных частот и форм колебаний, на основе знания частотных характеристик, вычисляемых на основе расчёта с использованием матриц распределения масс, жёсткости и демпфирования производится в соответствии с зависимостью:

$$[J] \left\{ \frac{d\ddot{\varphi}}{dt} \right\} + [K] \left\{ \frac{d\varphi}{dt} \right\} + [C] \{\varphi\} = \{f\} \quad (1)$$

где $[J]$ – матрица моментов инерции; $[K]$ – матрица демпфирования; $[C]$ – матрица крутильной жёсткости; $\{f\}$ – матрица внешних возмущений; $\{\varphi\}$ – вектор реакций (угловых перемещений).

Для расчетных исследований крутильно-колебательной системы силовой передачи трактора была разработана динамическая модель в виде двух укрупнённых схем. Сравнение этих укрупнённых схем силовой передачи тракторов малого тягового класса показали, что такие тракторы имеют идентичную моноблочную компоновку. Именно поэтому схема замещения будет одинаковая для тракторов класса 0,6; 0,9 и 1,4.

Одна укрупнённая схема состоит из 9-ти укрупнённых масс (трактор без УДМ), другая укрупнённая схема состоит из 11-ти укрупнённых масс. Следует отметить, что 11-ти массовую схему получили путём добавления в 9-ти массовую дополнительных элементов – устройство для изменения динамических свойств (компоновка с УДМ). Анализируемые схемы отличаются количеством масс, что затрудняет их сравнение. Для приведения к общему количеству масс, обе схемы были редуцированы до 6-ти масс способом парциальных систем, по которому любую разветвленную динамическую модель можно упростить до рядного типа. Схема из 11-ти масс была редуцирована в два этапа: сначала до 7-и массовой, а потом до 6-ти массовой системы. Схема из 9-ти масс была редуцирована до 6-и массовой за один этап. Общая редуцированная расчетная схема крутильно-колебательной системы, полученная из 11-ти и 9-ти массовых систем, представлена в тексте диссертационной работы.

После редуцирования обе системы находятся в одинаковых условиях. Следующим шагом становится расчет частот и форм собственных колебаний. Методика расчета подробно описана в научной литературе и в диссертационной работе.

Относительные амплитуды колебаний 6-и массовой системы, распределённые по частотам собственных колебаний представлены на рисунках 3 и 4. При сравнении графиков (рисунки 3 и 4) относительных амплитуд крутильно-колебательной системы, можно заметить, что УДМ изменяет форму колебаний и частоту собственных колебаний системы. Величина относительных амплитуд, распределённых по собственным частотам, наглядно показывают уменьшение величины самих амплитуд и изменение собственных частот. Частотные диаграммы, показанные на рисунке 5, являются одним из способов поиска резонансных частот. Эти диаграммы облегчают определение резонирующих гармоник крутящего момента в диапазоне рабочих режимов двигателя и нахождение частот, при которых возникает резонанс в той или иной форме колебаний. Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленвала на разных гармониках для трактора серийного и трактора с УДМ показало, что применение УДМ изменяет область резонанса, смещая его в область частот, которые трудно достижимы или не являются рабочими для тракторов исследуемых классов тяги.

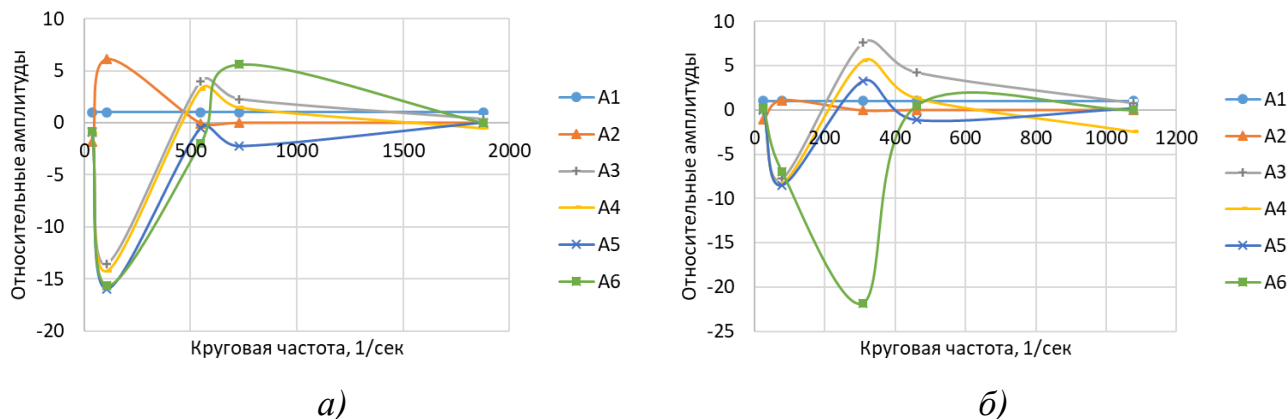


Рисунок 3 – Распределение относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для трактора тягового класса 0,9 (*а* – компоновка без УДМ; *б* – компоновка с УДМ)

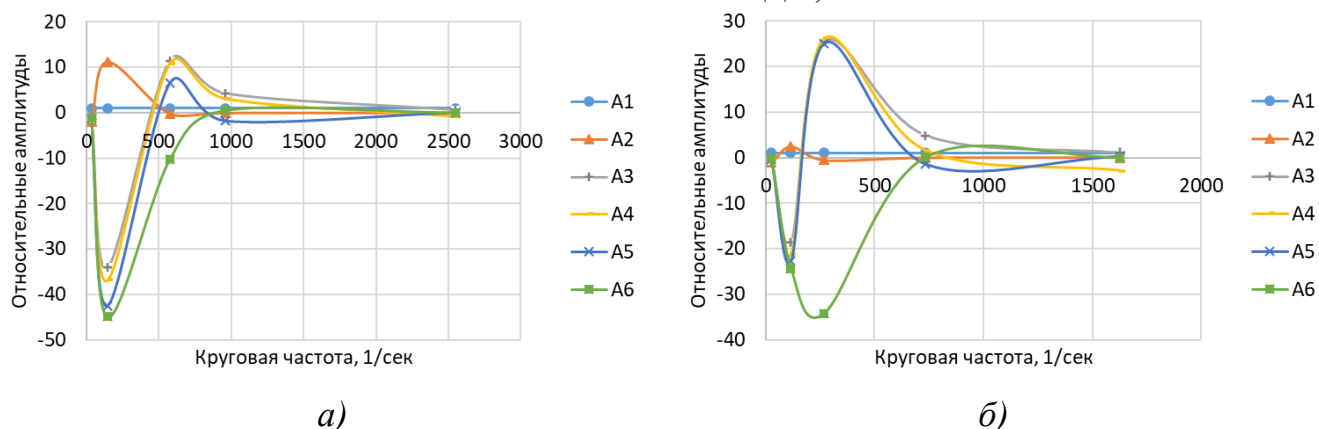


Рисунок 4 – Распределение относительных амплитуд по частотам собственных колебаний для трактора тягового класса 0,6 (*а* – компоновка без УДМ; *б* – компоновка с УДМ)

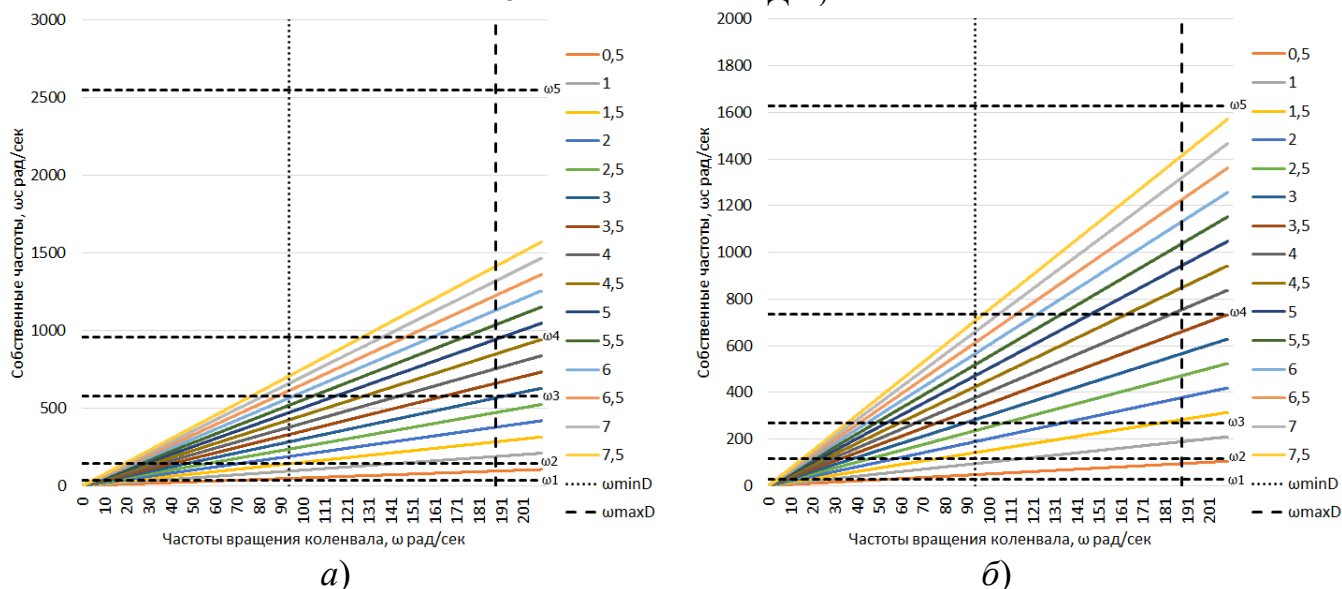


Рисунок 5 – Частотная диаграмма для трактора тягового класса 0,6 (*а* – компоновка без УДМ и *б* – компоновка с УДМ)

Установка УДМ позволила осуществить изменение частот собственных колебаний для трактора тягового класса 1,4 – до 60%, для трактора тягового класса 0,9 – до 33%, для трактора тягового класса 0,6 – до 54%.

В третьей главе «Описание разработанного метода теоретических исследований» изложен метод теоретических исследований проведения оптимизационного

синтеза совокупности параметров элементов конструкции при разных условиях работы трактора, базирующийся на основе математического метода нелинейного программирования (метод неопределённых множителей Лагранжа). Приведена методика решения системы уравнений движения и методика проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора в составе с плугом, культиватором и сеялкой на показатели его работы.

Последовательность проведения исследований методом оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при различных условиях работы трактора, базирующийся на получении оптимального решения приведен на рисунке 6.

Исследование динамических характеристик системы начинают с этапа «Разработка математической модели трактора как технической системы» (рисунок 6б; блок 2). При выполнении этого этапа, был сделан упор на исследования и труды ведущих ученых в проектировании трактора, таких как профессор В.П. Тарасик и академик И.П. Ксеневич. Они отмечают наличие неголономных (кинематических) связей. Эти связи выражаются зависимостью между скоростями точек системы, не сводящиеся к зависимости между её координатами. Наличие неголономных связей в динамических системах требует особого методического подхода решения. При этом не стоит забывать, что уравнения неголономных связей содержат производные обобщенных координат всех выделенных подсистем, которые объединяют в отдельные автономные подсистемы в единую систему.

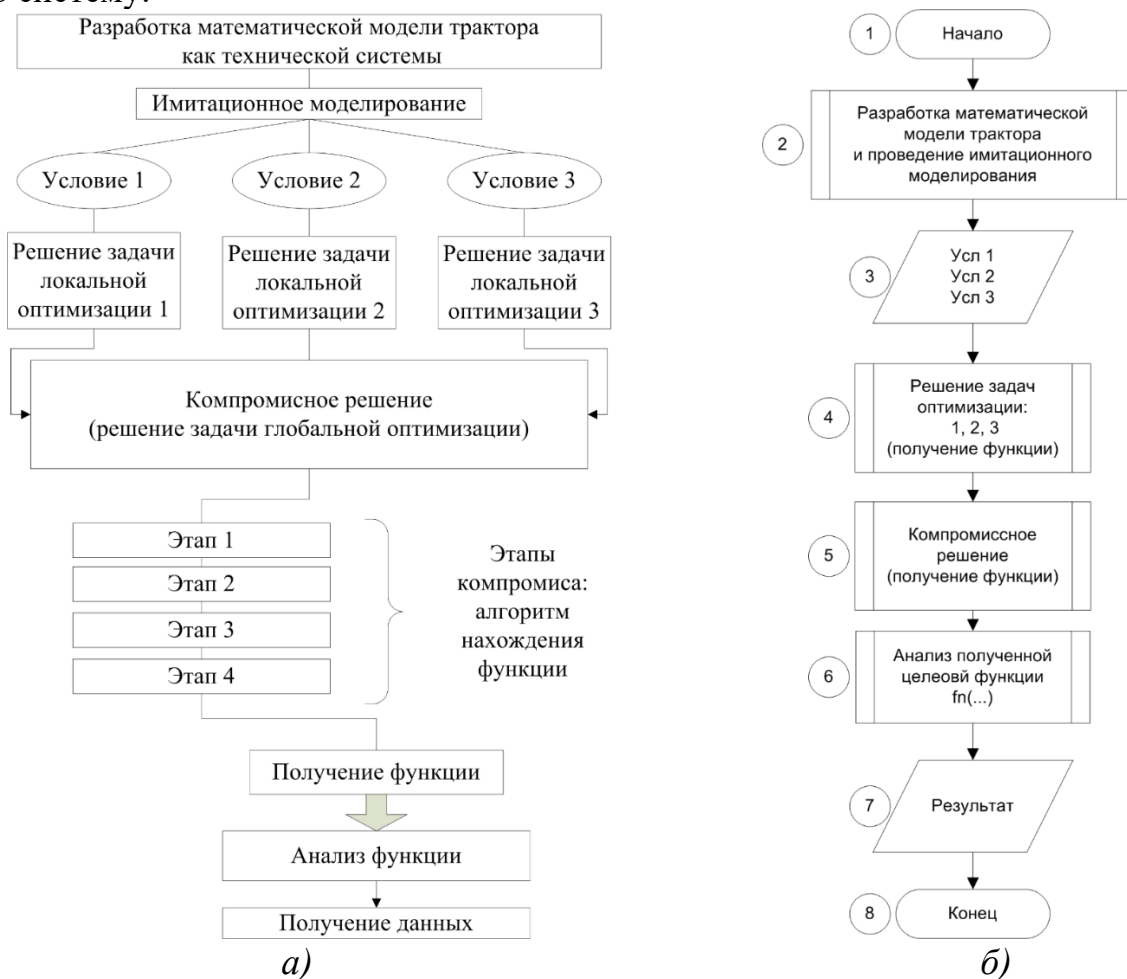


Рисунок 6 – Блок-схема (а) и алгоритм (б) проведения исследований методом синтеза совокупности параметров разных условий работы трактора

Рассматривая динамические системы с сосредоточенными параметрами, описы-

ваемые обыкновенными дифференциальными уравнениями, можно использовать законы Ньютона, уравнения Лагранжа и Гамильтона для их составления. Как указано выше, при моделировании колёсного трактора необходимо применять принцип декомпозиции по неголономным связям и эти связи выносить в отдельные подсистемы. В нашем случае первая подсистема: Остов – Подвеска – Мосты – Шины представлена на рисунке 7. Вторая подсистема: Двигатель – Силовая Передача – Ведущие Колёса представлена на рисунке 8.

В представленной пространственной модели трактора (рисунок 7) приняты следующие обозначения: z_c – отклонение по вертикали центра масс трактора от положения равновесия; x – координата положения центра масс трактора в горизонтальной плоскости; $q_{11}, q_{12}, q_{21}, q_{22}$ – координаты микропрофиля под колесами трактора; a – расстояние от центра тяжести до переднего моста; b – расстояние от центра тяжести до заднего моста; c_{z21}, c_{z22} – радиальная жесткость шины задних колёс; c_{u11}, c_{u12} – радиальная жесткость шины передних колёс; c_{n11}, c_{n12} – жесткость пружин подвески передних колёс; a_{z21}, a_{z22} – коэффициент демпфирования шины задних колёс в радиальном направлении; a_{u11}, a_{u12} – коэффициент демпфирования шины передних колёс в радиальном направлении; a_{n11}, a_{n12} – коэффициент демпфирования пружин подвески передних колёс; φ_c – угол поворота остова трактора относительно оси, проходящей через центр масс трактора, в плоскости XOZ ; φ_p – угол поворота моста трактора вдоль движения, относительно оси, проходящей через центр оси моста трактора, в плоскости XOY ; φ_r – угол поворота моста трактора поперёк движения трактора, относительно оси, проходящей через центр оси моста трактора, в плоскости YOZ ; h_c – расстояние от линии действия силы тяги до центра масс трактора; продольную деформацию пневматической шины ведущих колёс, являющуюся обобщенной координатой, обозначаем – λ_{21} и λ_{22} .

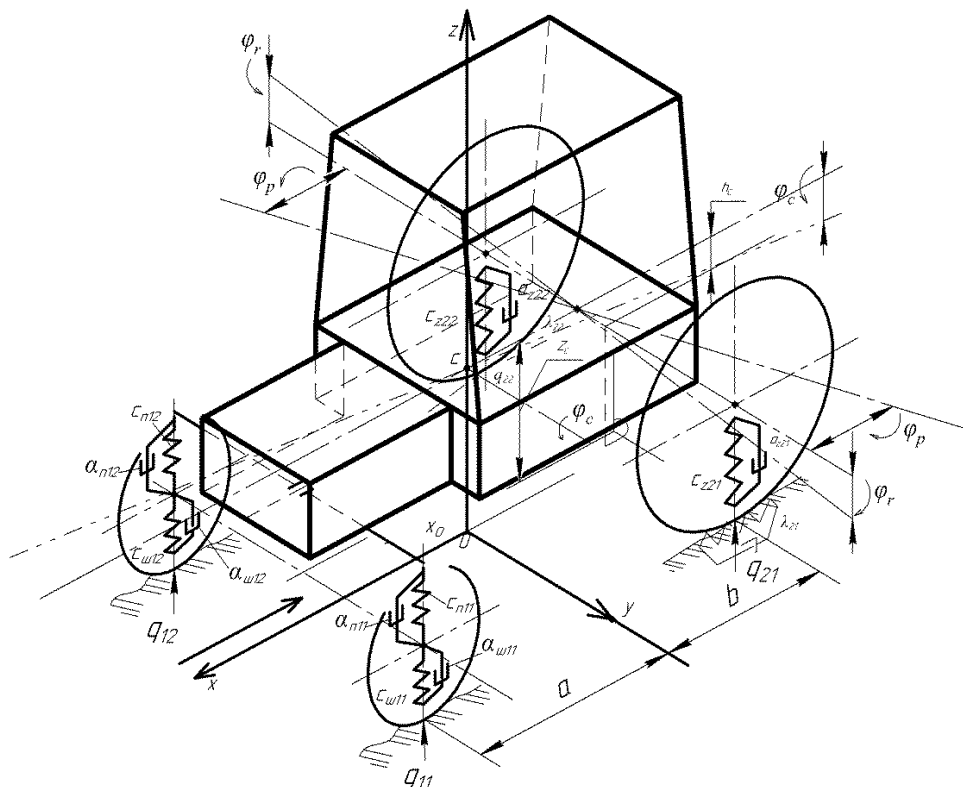


Рисунок 7 – Схема пространственной модели трактора, описывающая колебания остова, подвески переднего моста, шин переднего и заднего моста

Во второй подсистеме (рисунок 8) вращающиеся валы двигателя заменены мо-

ментом инерции J_1 ; вращающиеся валы коробки перемены передач – моментом инерции J_2 ; вращающиеся элементы, связанные с коронной шестерней планетарного механизма УДМ, – моментом инерции J_k ; вращающиеся элементы, связанные с водилом планетарного механизма УДМ, – моментом инерции J_6 ; вращающиеся элементы, связанные с центральной шестерней планетарного механизма УДМ и привода масляного насоса, – моментом инерции J_c ; вращающиеся элементы, связанные с главной передачей, – моментом инерции J_3 ; вращающиеся элементы, связанные с дифференциалом, – моментом инерции J_4 ; вращающиеся элементы связанные с полуосями и конечной передачей, – моментом инерции J_5 и J_6 ; вращающиеся элементы, связанные с колёсами, – моментом инерции J_7 и J_8 . За обобщённые координаты установлены углы вращения коленчатого вала двигателя φ_1 вала муфты сцепления $\varphi_{\text{фр}}$, коронной шестерни планетарного механизма φ_k , солнечной шестерни планетарного механизма φ_c , водила планетарного механизма φ_6 , первичного вала коробки перемены передач φ_2 , главной передачи φ_3 , дифференциала φ_4 , полуосей ведущих колес с конечной передачей φ_5 и φ_6 , ведущих колес с дисками и шинами φ_7 и φ_8 .

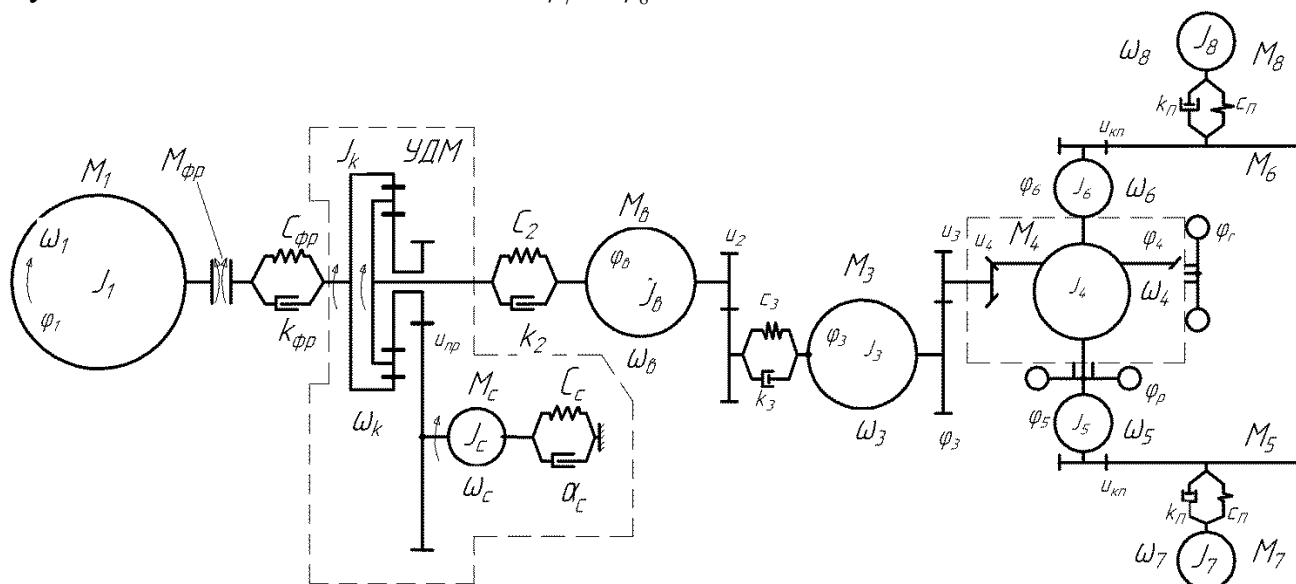


Рисунок 8 – Схема динамической модели крутильно-колеблющейся системы, эквивалентная трактору с УДМ в силовой передаче

Угловые скорости элементов модели трактора (от ω_1 до ω_8) представляют собой производные по времени от обобщённых координат. Передаточные отношения трансформаторных элементов обозначены: u_{np} – передаточное отношение привода шестерни масляного насоса; u_2 – передаточное отношение коробки перемены передач; u_3 – передаточное отношение главной передачи; u_4 – передаточное отношение дифференциала; $u_{кп}$ – передаточное отношение конечной передачи.

Движение трактора происходит в результате совместного действия следующих моментов и сил: крутящего момента двигателя M_1 ; момента трения муфты сцепления $M_{\text{фр}}$; момента, передающегося на водило планетарного механизма упруго-демпфирующего механизма M_6 ; момента, передающегося на солнечную шестерню планетарного механизма упруго-демпфирующего механизма M_c ; момента упругих и диссипативных сил связи в силовой передаче трактора M_2 ; момента упругих и диссипативных сил связи в главной передаче трактора M_3 ; момента упругих и диссипативных

сил связи в дифференциале трактора M_4 ; крутящего момента, обусловленного упругостью и демпфированием в полуосях и конечных передачах по бортам, – моментом инерции M_5 и M_6 ; крутящего момента, обусловленного упругостью и демпфированием в шине M_7 и M_8 .

С целью обеспечения физического подобия динамической модели реальному трактору в ней при расчёте сил и моментов учитывается сухое и вязкое трение: во фрикционной муфте сцепления, пропорциональное коэффициенту демпфирования $k_{\phi p}$, жесткости пружины демпфера $c_{\phi p}$; в пневмогидроаккумуляторе упругодемпфирующего механизма, пропорциональное коэффициенту демпфирования α_c , жесткости c_c ; в силовой передаче, пропорциональное коэффициенту демпфирования k_2 , жесткости c_2 ; в главной передаче и дифференциале, пропорциональное коэффициенту демпфирования k_3 , жесткости c_3 ; в конечной передаче, пропорциональное коэффициенту демпфирования k_{Π} , и жесткости c_{Π} .

Полная характеристика выходного процесса может быть получена при условии, если будут учтены все возмущающие факторы на «входе». В нашем случае входными параметрами будут считаться воздействия со стороны неровностей опорной поверхности и меняющаяся нагрузка на крюке. Эти главные «возмутители» будут оказывать влияние на движение центра масс. Анализ выходных характеристик позволяет оценить трактор и наметить пути улучшения его конструктивных и других показателей.

Вся модель представлена 47 дифференциальными уравнениями. Основные уравнения математической модели трактора, как системы «Двигатель – Силовая передача – Внешняя нагрузка», для моделирования воздействия на трактор с УДМ в силовой передаче, представлены уравнениями (4) – (25). Полностью модель описана и представлена в диссертационной работе. Проверка сходимости математической модели и результатов проведения исследований на модели приведены в четвёртой главе диссертационной работы.

Двигатель и регулятор ТНВД:

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_1 - M_{\phi p} \cdot (1 - R) - (r_c + r_u) \cdot M_e \cdot (R), \quad (2)$$

$$\frac{d^2 z(t)}{dt^2} = \frac{1}{m_p} \left(-\alpha_p \frac{dz(t)}{dt} - c_p z(t) + \frac{A(z)}{i_p^2} \omega_1^2 - F(\gamma) \right), \quad (3)$$

Планетарный механизм и пневмогидроаккумулятор УДМ:

$$J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_{\phi p} \cdot (1 - R) - M_k \cdot (1 - R) + M_1 \cdot (R) - (r_c + r_u) \cdot M_e \cdot (R), \quad (4)$$

$$J_e \cdot \dot{\omega}_e = \frac{1}{(r_c + r_u)} \cdot M_{\phi p} \cdot (1 - R) - M_2 \cdot (1 - R) + \frac{1}{(r_c + r_u)} \cdot M_1 \cdot (R) - M_2 \cdot (R), \quad (5)$$

$$J_{np} \cdot \dot{\omega}_u = r_u \cdot M_{\phi p} \cdot (1 - R) + r_u \cdot M_2 \cdot (R) - V_H \cdot k_{nod} \cdot P_H, \quad (6)$$

Силовая передача трактора:

$$J_2 \cdot \dot{\omega}_2 = \frac{1}{(r_c + r_u)} \cdot M_{\phi p} \cdot (1 - R) - M_2 \cdot (1 - R) + \frac{1}{(r_c + r_u)} \cdot M_1 \cdot (R) - M_2 \cdot (R), \quad (7)$$

$$M_{\phi p} = n \cdot P_{np} \cdot r_{cp} \cdot (1 - e^{-k_1 t}) \cdot (\mu_{\max} - \Delta\mu \cdot (1 - e^{-k_2(\omega_1 - \omega_k)})), \quad (8)$$

Главная передача и дифференциал трактора:

$$J_3 \dot{\omega}_3 = M_2 - \frac{(\varphi_3 - \varphi_4 u_3 + \varphi_p u_3 - \varphi_r)}{e_1}, \quad (9)$$

$$J_3 \ddot{\omega}_3 = M_2 - M_3, \quad \text{где } M_3 = (\varphi_2 - \varphi_3 u_3 + \varphi_p u_3 - \varphi_r) / e_1, \quad (10)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 = M_3 u_3 \eta_{rп} - M_4, \quad \text{где} \quad M_4 = \frac{(\varphi_4 - u_3(\varphi_5 + \varphi_6) \frac{1}{2} - (1 - u_{k.n.} \eta_{k.n.}) \cdot \varphi_p)}{(e_{2.l} + e_{2.n}) \frac{1}{4}}, \quad (11)$$

Полуоси и конечные передачи по бортам:

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 = \frac{1}{2} M_4 \cdot u_{к.п} \cdot \eta_{к.п} - M_5, \quad (12)$$

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 = \frac{1}{2} M_4 \cdot u_{к.п} \eta_{к.п} - M_6, \quad (13)$$

$$J_7 \ddot{\varphi}_7 = M_5 - M_7, \quad \text{где} \quad M_7 = C_{x21} \cdot \lambda_{21} + \alpha_{x7} \cdot \dot{\lambda}_{21} \quad (14)$$

$$J_8 \ddot{\varphi}_8 = M_6 - M_8, \quad \text{где} \quad M_8 = C_{x22} \cdot \lambda_{22} + \alpha_{x8} \cdot \dot{\lambda}_{22} \quad (15)$$

Реактивные элементы ведущего моста трактора:

$$J_p \ddot{\varphi}_p = -(M_3 - (1 - u_{rп} \eta_{rп}) M_4 + M_p), \quad \text{где} \quad M_p = \varphi_p / e_p, \quad (16)$$

$$J_r \ddot{\varphi}_r = M_3 - M_r, \quad \text{где} \quad M_r = \varphi_r / e_r, \quad (17)$$

Шины правого и левого колеса:

$$\dot{\lambda}_{21} = \omega_7 \cdot r_\delta \cdot (1 - \varepsilon_s - c_\omega \frac{\lambda_{21}}{r_\delta}) - \frac{V_{p1}}{(1 - \delta(t))} \quad (8)$$

$$\dot{\lambda}_{22} = \omega_8 \cdot r_\delta \cdot (1 - \varepsilon_s - c_\omega \frac{\lambda_{22}}{r_\delta}) - \frac{V_{p2}}{(1 - \delta(t))} \quad (19)$$

Воздействие неровностей опорной поверхности:

$$q_1 = 0,5 \cdot H_{11} \cdot \sin(2\pi \frac{x(t)}{S_{11}}) + 0,5 \cdot H_{12} \cdot \sin(2\pi \cdot \frac{x(t)}{S_{12}}), \quad (20)$$

$$q_2 = 0,5 \cdot H_{21} \cdot \sin(2\pi \frac{x(t)}{S_{21}}) + 0,5 \cdot H_{22} \cdot \sin(2\pi \cdot \frac{x(t)}{S_{22}}), \quad (21)$$

Вертикальные колебания центра масс трактора:

$$m_c \cdot \ddot{z}_c = -c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) - \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) - c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) - \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2) \quad (22)$$

Угловые колебания центра масс трактора:

$$J_c \cdot \ddot{\varphi}_c = [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\ + \left[c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2 \right] \cdot (r_\delta + h_c) - P_c \cdot h_c, \quad (23)$$

Линейные перемещения центра масс трактора:

$$m_c \cdot \dot{v}_c = c_{x2} \cdot \lambda_2 + \alpha_{x2} \cdot \dot{\lambda}_2 - P_c - m_c \cdot g \cdot \varphi_c, \quad (24)$$

Линейные перемещения правого и левого ведущего колёс трактора:

$$m_{a1} \cdot \dot{V}_{mp1} = c_{x21} \cdot \lambda_{21} + \alpha_{x21} \cdot \dot{\lambda}_{21} - 0,5 \cdot \left[(P_{кр}^0 \cdot (1 - e^{-\kappa_4 \cdot V_{mp1}}) + A_{P_{кр}}(f, t)) \right], \\ m_{a2} \cdot \dot{V}_{mp2} = c_{x22} \cdot \lambda_{22} + \alpha_{x22} \cdot \dot{\lambda}_{22} - 0,5 \cdot \left[(P_{кр}^0 \cdot (1 - e^{-\kappa_4 \cdot V_{mp1}}) + A_{P_{кр}}(f, t)) \right] \quad (25)$$

где α_p – коэффициент вязкого трения в регуляторе топливного насоса; c_p – приведенная к муфте жесткость пружины регулятора; i_p – передаточное число привода вала регулятора; z – перемещение муфты регулятора; $A(z)$ – коэффициент поддерживающей силы; $F(\gamma)$ – усилие затяжки пружины регулятора; R – дискретная функция состояния сцепления (состояние – 0;1); r_c – радиус сателлитов планетарного механизма; r_u – радиус центральной (солнечной) шестерни планетарного механизма; V_n – рабочий объем масляного насоса; $K_{нод}$ – коэффициент подачи масляного насоса; P_n – давление масла, создаваемое насосом; P_{np} – показатель, учитывающий максимальное усилие сжатия дисков пружинами муфты сцепления и жесткость демпферных пружин; n – число пар поверхностей трения; r_{cp} – средний радиус дисков; t – время включения фрикциона; k_1 – показатель экспоненты нарастания усилия полученный экспериментальным путем; k_2 – по-

казатель экспоненты изменения коэффициента трения полученный экспериментальным путем; μ_{max} – максимальное значение коэффициента трения; $\Delta\mu$ – относительное изменение коэффициента трения; e_1 – податливость деталей главной передачи; $e_{2л}$ и $e_{2п}$ – крутильные податливости левой и правой полуосей; $\eta_{г.п}$ – КПД главной передачи; $\eta_{к.п}$ – КПД конечной передачи; r_0 – динамический радиус ведущего колеса; J_p , J_r , e_p , e_r – моменты инерции и крутильные податливости реактивных элементов моста трактора; c_{z1} , – приведенная жесткость упругих элементов передней подвески (пружин c_{n11} , c_{n12} , и шин $c_{ш11}$, $c_{ш12}$); c_{z2} , – приведенная радиальная жесткость задних шин (c_{z21} , c_{z22}); α_{z1} , – приведенное демпфирование упругих элементов передней подвески (пружин α_{n11} , α_{n12} , и шин $\alpha_{ш11}$, $\alpha_{ш12}$); α_{z2} , – приведенная радиальная жесткость задних шин (α_{z21} , α_{z22}); c_ω – коэффициент окружной жёсткости шины; ε_s – коэффициент деформации волокон шины (внешнее скольжение шины); H_{11} , H_{12} – величина среднего значения высоты неровностей продольного профиля опорного основания под передними колесами трактора; H_{21} , H_{22} – величина среднего значения высоты неровностей продольного профиля опорного основания под задними колесами трактора; S_{11} , S_{12} – величина длины неровности профиля под передними колесами трактора; S_{21} , S_{22} – величина длины неровности профиля под задними колесами трактора; $x(t)$ – величина путевой координаты профиля под колесами трактора; $P_{кр}^0$ – математическое ожидание тягового сопротивления при скорости $v_0 = 0$ м/с; P_c – тяговое сопротивление на рабочих органах сельскохозяйственной машины; k_4 – экспериментальный коэффициент нарастания тягового сопротивления; $A_{пкр}$ – темп нарастания тягового сопротивления; J_c – момент инерции трактора относительно центра масс; $J_{пр}$ – момент инерции привода шестерни масляного насоса; $\delta(t)$ – коэффициент буксования движителей трактора; m_{a1} , m_{a2} – масса трактора, распределённая по бортам; m_c – масса трактора вместе с сельскохозяйственной машиной; c_{x21} , c_{x22} – продольная жёсткость шины; α_{x21} , α_{x22} – горизонтальное демпфирование (диссипация) в шине (левой и правой соответственно).

Создание модели завершается проверкой её достоверности, а после, используя разработанную модель, проводим моделирование процесса работы трактора с рабочими машинами.

Исследования продолжают, приступая к следующему этапу «условия» (рисунок 10б, блок 3). В качестве «условий», показанных на рисунке 10а, приняты выполнение рабочего процесса трактором с основными сельскохозяйственными машинами. В нашем конкретном примере, исходя из условий колебаний нагрузки, приняты условия работы трактора с плугом, с культиватором и с сеялкой исходя из условий колебаний нагрузки.

Задавшись условиями, переходят к «решению задач локальной оптимизации» параметров УДМ в силовой передаче трактора. Это решение задач локальной оптимизации, базирующейся на многофакторных экспериментах по композиционным планам, отвечающим требованию рототабельности. Для решения таких задач необходим критерий оптимизации. В своих трудах академик В.Н. Болтинский указывает, что критерием оценки динамических нагрузок трактора в составе агрегата при работе с неустановившейся нагрузкой служит амплитуда угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при колебаниях. Демпфирующие свойства силовой передачи должны обеспечить снижение амплитуды угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому в качестве критерия оптимизации был принят показатель «степень прозрачности силовой передачи», обозначенную как $\Pi \equiv (\gamma)$, который характеризует демпфирующие свойства силовой передачи трактора во время работы с основными сельскохозяйственными

машинами, а именно: $\Pi_1 \equiv (y_1)$ – работа трактора с культиватором, $\Pi_2 \equiv (y_2)$ – работа трактора с сеялкой, $\Pi_3 \equiv (y_3)$ – работа трактора с плугом. В исследовании переменными были приняты следующие факторы: $S_{др} \equiv (x_1)$ – площадь сечения дросселя, $V_{па} \equiv (x_2)$ – объем пневмогидроаккумулятора (ПГА), $P_в \equiv (x_3)$ – давление воздуха в ПГА, $J_{др} \equiv (x_4)$ – момент инерции привода масляного насоса, $f \equiv (x_5)$ – частота колебаний тяговой нагрузки.

Решение задач локальной оптимизации для определения влияния конструктивных факторов УДМ в силовой передаче трактора, проводится в векторной форме с применением автоматизированных систем расчета (с применением системы Mathcad). Общая методика решения задач оптимизации состоит из 14 этапов, подробно описанных в литературе, и приведена в главе 2 диссертации. Методика решения локальных задач оптимизации позволяет получить комплекс регрессионных математических моделей. Полученные регрессионные модели следует объединить одним гармоничным уравнением методом оптимизационного синтеза. Это и есть методика нахождения оптимального решения с помощью метода математического программирования (метод неопределённых множителей Лагранжа), которая объединяет предыдущие результаты исследований по изучению влияния УДМ.

Проведение вычислительных экспериментов для решения локальных задач оптимизации включает в себя методику проведения вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных факторов УДМ в силовой передаче трактора в составе с плугом, культиватором и сеялкой на показатели его работы. Далее, по разработанной методике оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при указанных условиях работы трактора с УДМ в силовой передаче, на основе метода математического программирования, необходимо объединить разные условия, опираясь на компромиссное решение.

Этапы проведения «оптимального решения» (блок 5, рисунок 6б), включает в себя этапы нахождения векторно-целевой функции (рисунок 9):

Первый этап. Составление целевой функции, из функций, содержащих несколько переменных, с уравнениями связи. Общий вид функция для наших условий представляет собой уравнение

$$L(x_1, x_2, \dots, x_5, \lambda_2, \lambda_3) = y_1(x_1 \dots x_5) + \lambda_2 \cdot y_2(x_1 \dots x_5) + \lambda_3 \cdot y_3(x_1 \dots x_5) \quad (26)$$

В данном уравнении приведены кодированные значения факторов по диапазону их изменения: от $\min(-1)$ до $\max(+1)$.

Второй этап. Составление системы уравнений, состоящей из частных производных целевой функции (1) для определения стационарных точек, и определение условного экстремума (условного компромисса).

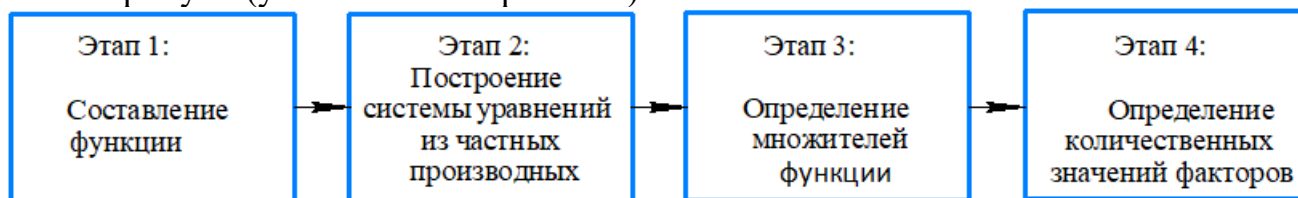


Рисунок 9 – Этапы нахождения векторно-целевой функции

Третий этап. Определение множителей функции (λ_2 и λ_3) и функциональных зависимостей переменных $x(x_1 \dots x_5)$, которые входят в основную целевую функцию y . Получение векторно-целевой функции. Этот этап предполагает работу с программной средой MATLAB. Необходимо выбрать значения множителей, при которых векторно-целевая функция оптимальна и удовлетворяет компромиссным условиям.

Четвертый этап. Определение количественных значений факторов, входящих в векторно-целевую функцию. Этап позволяет вычислить значения факторов, при которых функция не выходит за пределы области исследования. Поиск оптимальных параметров с точки зрения минимизации целевой функции методом нелинейного программирования в кодированном виде будет выглядеть так:

$$\left\{ \begin{array}{l} F(L) = L(y_1, y_2, y_3) \rightarrow \min \\ -1 \leq x_1 \leq +1; \\ -1 \leq x_2 \leq +1; \\ -1 \leq x_3 \leq +1; \\ -1 \leq x_4 \leq +1; \\ -1 \leq x_5 \leq +1; \end{array} \right. \quad (27)$$

Оптимизационная задача решается для каждого типа с последующим выбором минимального значения по рассматриваемому критерию. Основной функцией является уравнение, полученное для работы трактора с культиватором. Ограничениями, приняты уравнения, которые получены для работы трактора при заданных условиях с плугом и сеялкой. Выбор этих сельскохозяйственных операций в качестве ограничений опирается на знания частотного состава тяговой нагрузки при работе трактора на этих операциях. По преобладающей частоте операция «культивация» находится примерно между операциями «вспашка» и «посев».

Выполнение всех предыдущих шагов позволяет перейти к шагу «получение функции». Выполнение этого шага метода исследований позволило получить векторно-целевую функцию. Этап «Анализ функции» проводят с помощью разработанной программы, позволяющей определить количественные значения величин коэффициентов и факторов, входящих в векторно-целевую функцию, построить графики и перейти к завершающему шагу – «получения данных». В диссертационной работе приводится подробно каждый шаг проведения исследований.

В четвёртой главе «Описание разработанной методики проведения экспериментальных исследований трактора» приведена методика экспериментальных исследований, описано место, условия проведения экспериментальных исследований и объект исследований; подробно описана измерительная аппаратура и комплект первичных преобразователей; приведена методика проведения исследований по выявлению действия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном основании; приведена методика проведения полевых исследований трактора в составе с плугом, с культиватором, с сеялкой и с транспортным прицепом; приведена методика проверки математической модели на сходимость результатов и методика проведения корреляционно-спектрального анализа результатов экспериментальных исследований, также определена точность измерений, методика расчета на долговечность элементов силовой передачи вследствие снижения динамической нагруженности.

Методика экспериментальных исследований включает в себя следующие последовательные шаги, представленные на рисунке 10.

Для выполнения последовательных шагов разработанной методики экспериментальных исследований следует выбрать условия и рабочие машины для проведения этих исследований. На следующем шаге следует подобрать комплект необходимого регистрирующего оборудования и измерительных приборов и перейти к определению места проведения экспериментальных исследований. Проведение самих измерений после выбора оборудования и места подразумевает получение большого массива экспериментальных данных, которые необходимо проанализировать. Общий анализ данных позволяет провести дальнейший синтез для принятия решения и подойти к основным выво-

дам.

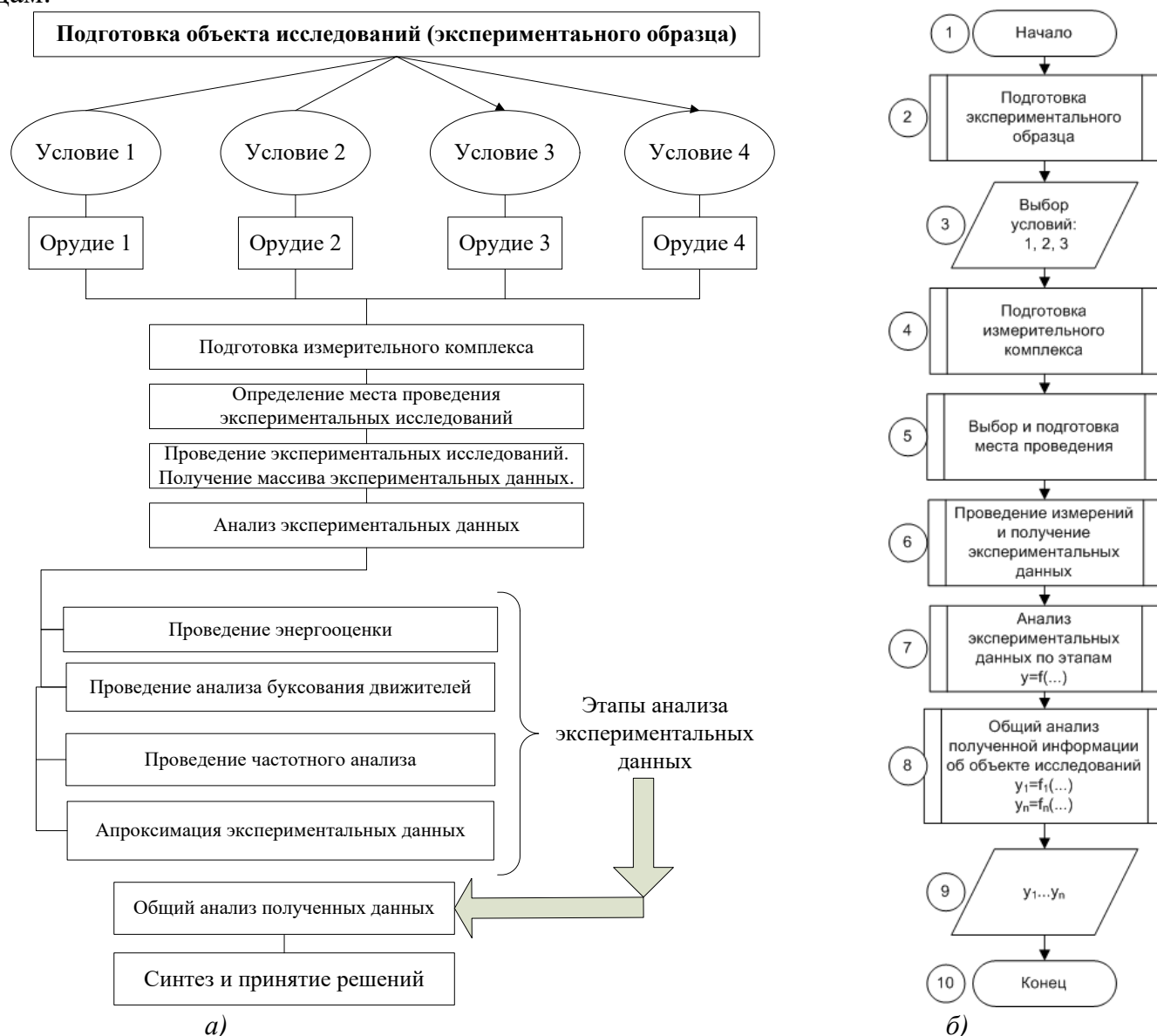


Рисунок 10 – Блок-схема (а) и алгоритм (б) методики проведения экспериментальных исследований

Выполнив первое условие, а именно разработав и изготовив макетный образец трактора с УДМ в силовой передаче (экспериментальную установку), с возможностью блокировать УДМ (для проведения сравнительных измерений), переходят к экспериментальным исследованиям.

При подготовке трактора были проведены техническое обслуживание и регулировка основных его узлов и агрегатов. Тяговые и эксплуатационные испытания трактора проводились на полях ОАО «Учхоз Зерновое» и учебного фермерского хозяйства АЧИИ Донского ГАУ (г. Зерноград). Экспериментальные исследования режимов движения трактора (разгон и установившийся режимы) в составе различных машинно-тракторных агрегатов проводились на различных фонах: бетонной полосе, на грунтовой дороге, на стерне и в поле, подготовленном к посеву.

Нагрузка на крюке трактора (динамометрирование) осуществлялась при помощи следующих машин: тяговая лаборатория ТЛ-3 на базе автомобиля ЗИЛ-157 (при испытании на бетонной полосе); плуг ПЛН-3-35 (рисунок 11); культиватор КПС-4 (рисунок 12); сеялка СЗ-5,4А (рисунок 13); транспортный прицеп ПТС-6 (рисунок 14).

В измерительный комплекс системы автоматического накопления и обработки метрологической информации входят приборы, которые позволяют измерять мгновенные значения следующих параметров: $P_{кр}$ – тяговое сопротивление на крюке трактора; $M_{кр}$ – крутящий момент на оси ведущего колеса трактора; $n_{ген}$ – угловая скорость вращения вала генератора трактора; $n_{шпмн}$ – угловая скорость вращения шестерни привода масляного насоса упруго-демпфирующего механизма; $P_{масл}$ – давление масла в масляной магистрали (до дросселя) упруго-демпфирующего механизма; $n_{кол}$ – импульсы оборотов путеизмерительного колеса трактора; $N_{кол}$ – импульсы оборотов ведущего колеса трактора; G_m – расход топлива.



Рисунок 11 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с навесным плугом ПЛН 3-35 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66



Рисунок 12 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с прицепным культиватором и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66



Рисунок 13 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с прицепной сеялкой СЗ-5,4А и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66



Рисунок 14 – Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с транспортным прицепом ПТС-6 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66

Вопросу точности измерений придавалось особое значение. Предельные значения погрешностей подсчитывались по данным тарировок в соответствии с методикой и составляла не более 3%. Погрешность импульсных датчиков, с которых получают дискретный сигнал, не превышала 5%.

Разработана методика, которая позволяет связывать отдельные вариации характеристик конструктивных параметров трактора с теми изменениями в его работе, кото-

рые влияют на его функционирование и рабочий процесс.

Пятая глава «Результаты теоретических исследований» содержит результаты исследований методом оптимизационного синтеза совокупности параметров элементов конструкции при разных условиях работы трактора с упруго-демпфирующим механизмом в конструкции силовой передачи на основе метода неопределенных множителей Лагранжа, как элемента математического метода нелинейного программирования.

Опираясь на разработанную методику, описанную в третьей главе диссертационной работы, были проведены расчеты на математической модели и решение задач оптимизации. Факторы, их уровни и интервалы варьирования выбраны и описаны в третьей главе диссертационной работы. Результат решения задач оптимизации – это полиномиальные модели, которые получены в предыдущих исследованиях. В общем виде, полиномиальные модели, имеют вид уравнения

$$F(\Pi) = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_4 \cdot x_4 + a_5 \cdot x_5 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + a_{14} \cdot x_1 \cdot x_4 + a_{15} \cdot x_1 \cdot x_5 + a_{23} \cdot x_2 \cdot x_3 + a_{24} \cdot x_2 \cdot x_4 + a_{25} \cdot x_2 \cdot x_5 + a_{34} \cdot x_3 \cdot x_4 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{33} \cdot x_3^2 + a_{44} \cdot x_4^2 + a_{55} \cdot x_5^2 + a_{35} \cdot x_3 \cdot x_5 + a_{45} \cdot x_4 \cdot x_5. \quad (28)$$

Значения коэффициентов регрессии представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Коэффициенты уравнений регрессии

| Коэффициент \ Функция F | Y ₁ | Y ₂ | Y ₃ | L |
|-------------------------|-------------------------|-------------------------|----------------|-------------------------|
| <i>a</i> ₀ | 0,578 | 0,722 | 0,621 | 0,679 |
| <i>a</i> ₁ | 2,290·10 ⁻³ | -6,325·10 ⁻³ | 0 | -4,035·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₂ | -3,716·10 ⁻³ | -6,657·10 ⁻³ | 0 | -0,010 |
| <i>a</i> ₃ | 0,053 | 0,033 | 0,065 | 0,021 |
| <i>a</i> ₄ | 4,513·10 ⁻³ | -5,526·10 ⁻³ | 0 | -1,013·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₅ | 0,021 | -3,072·10 ⁻³ | 0,066 | -0,048 |
| <i>a</i> ₁₂ | -1,336·10 ⁻³ | 6,981·10 ⁻³ | -0,070 | 0,076 |
| <i>a</i> ₁₃ | -3,136·10 ⁻³ | 6,851·10 ⁻³ | 0 | 3,715·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₁₄ | -2,405·10 ⁻³ | 5,709·10 ⁻³ | 0 | 3,304·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₁₅ | 3,319·10 ⁻³ | -7,045·10 ⁻³ | 0 | -6,713·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₂₃ | -1,249·10 ⁻³ | 8,462·10 ⁻³ | 0 | 7,213·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₂₄ | 1,373·10 ⁻³ | 7,245·10 ⁻³ | 0,049 | -0,040 |
| <i>a</i> ₂₅ | 0,044 | -5,554·10 ⁻³ | -0,035 | 0,073 |
| <i>a</i> ₃₄ | -6,037·10 ⁻⁵ | 7,115·10 ⁻³ | 0 | 7,055·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₃₅ | -0,035 | 2,725·10 ⁻³ | -0,046 | 0,014 |
| <i>a</i> ₄₅ | 8,085·10 ⁻³ | -6,826·10 ⁻³ | 0 | 1,259·10 ⁻³ |
| <i>a</i> ₁₁ | 0,030 | 2,905·10 ⁻³ | 0 | 0,033 |
| <i>a</i> ₂₂ | 0,030 | 2,466·10 ⁻³ | 0 | 0,033 |
| <i>a</i> ₃₃ | 0,031 | -7,031·10 ⁻³ | 0,050 | -0,026 |
| <i>a</i> ₄₄ | 0,030 | 3,445·10 ⁻³ | 0 | 0,034 |
| <i>a</i> ₅₅ | 0,095 | 0,038 | 0 | 0,133 |

При решении задачи локальной оптимизации была получена модель прозрачности силовой передачи при работе трактора с плугом (уравнение 28 для Y₃), как одного из условий ограничений. Аналогичная модель прозрачности силовой передачи при работе трактора с сеялкой, как другое из условий ограничений, приведена уравнением (28) для Y₂. Модель прозрачности силовой передачи при работе трактора с культиватором была взята как основная функция, имеющая вид, представленный уравнением (28) для Y₁. Это обосновывается тем, что по частотному составу тяговой нагрузки работа

трактора с культиватором находится между работой с плугом и с сеялкой. Все расчеты были произведены в программной среде Maple и MATLAB. После подстановки в общее уравнение (28), уравнений (Y_1) , (Y_2) , и (Y_3) была получена общая функция.

В соответствии с методикой, этапы которой описаны выше, от функции были взяты частные производные по переменным $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \lambda_2, \lambda_3$ и приравнены к нулю. Составлена система уравнений, решение которой позволило получить оптимальные значения параметров x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 и значения коэффициентов λ_2 и λ_3 . Подстановкой оптимальные значения λ_2 и λ_3 была получена модель оптимального решения (векторно-целевая функция), которая представлена уравнением векторно-целевой функции («степень прозрачности» силовой передачи от конструктивных параметров УДМ) в натуральных значениях

$$\begin{aligned}
 L_n = & 2,205 - 3596,437 \cdot S_{др} - 366,324 \cdot V_{пга} + 1,589 \cdot 10^{-6} \cdot P_B - 20,328 \cdot J_{дг} - 0,509 \cdot f + \\
 & + 558193,634 \cdot S_{др} \cdot V_{пга} + 3,380 \cdot 10^{-4} \cdot S_{др} \cdot P_B + 12946,709 \cdot S_{др} \cdot J_{дг} - 40,686 \cdot S_{др} \cdot f + \\
 & + 5,860 \cdot 10^{-5} \cdot V_{пга} \cdot P_B - 14027,704 \cdot V_{пга} \cdot J_{дг} + 39,743 \cdot V_{пга} \cdot f + 3,041 \cdot 10^{-5} \cdot P_B \cdot J_{дг} + \quad (29) \\
 & + 9,023 \cdot 10^{-8} \cdot P_B \cdot f + 0,362 \cdot J_{дг} \cdot f + 2,719 \cdot 10^6 \cdot S_{др}^2 + 21424,598 \cdot V_{пга}^2 - 2,571 \cdot 10^{-12} \cdot P_B^2 + \\
 & + 6213,771 \cdot J_{дг}^2 + 0,059 \cdot f^2.
 \end{aligned}$$

Решением компромиссной задачи мы определили условный экстремум векторно-целевой функции – значение величины степени прозрачности, скалярное значение которой составляет $L=0,68$. Значения факторов составляют $x_1=0,1258, x_2=0,1496, x_3=0,4461, x_4=0,0435, x_5=0,1184$. Найденные натуральные значения составляют: $S_{др}=2,285 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, V_{пга}=4,030 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, P_B=4,446 \cdot 10^5 \text{ Па}, J_{нр}=4,740 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Разработанный метод позволил осуществить синтез совокупности моделей разных условий работы трактора, что позволило объединить всё одной зависимостью.

При варьировании только переменными $S_{др}$ и f функция имеет вид, представленный на рисунке 16.

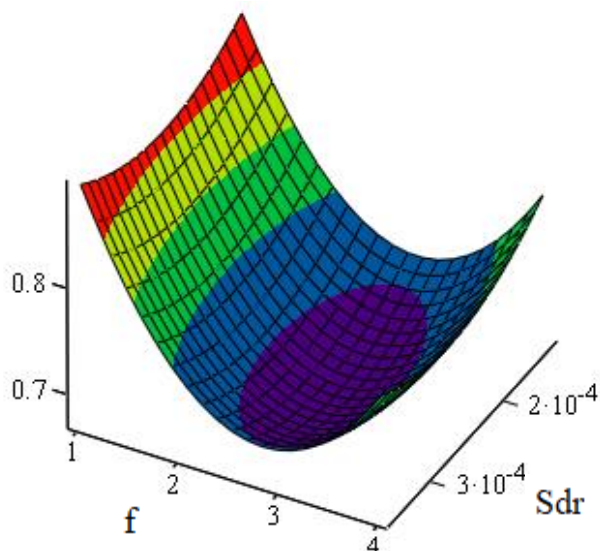


Рисунок 16 – График зависимости векторно-целевой функции от переменных $S_{др}$ и f в натуральных значениях величин

Важно понимать то, что решение поставленной цели позволило объединить разрозненные исследования в одно. Решением компромиссной задачи мы определили, что двигатель трактора с УДМ защищен на 32 % от колебаний внешней нагрузки при агрегатировании трактора с основными сельскохозяйственными орудиями. Полученная векторно-целевая функция в нашем конкретном случае имеет ограничения областью

существования. В числовом выражении векторно-целевая функция (степень прозрачности трансмиссии) находится в пределах от 0 до 1. Факторы, входящие в функцию имеют область определения, ограниченную областью исследований, которая находится в интервале от -1 до +1.

На рисунке 17 представлен график амплитудно-частотной характеристики, который получен теоретическим путём с учетом найденных параметров векторно-целевой функции.

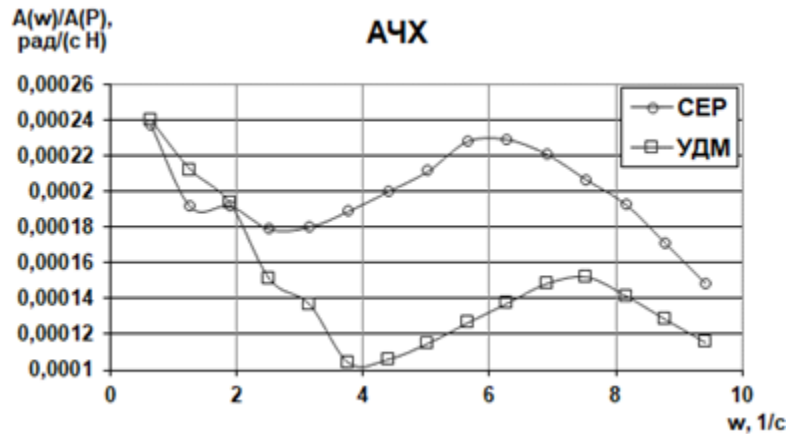


Рисунок 17 – График амплитудно-частотной характеристики

Показана зависимость амплитуды колебания угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя (на выходе) от частоты колебаний тяговой нагрузки (входного гармонического сигнала). Принимая во внимание, что УДМ является полосовым фильтром, его амплитудно-частотная характеристика показывает, что этот фильтр имеет полосу заграждения (задержания) в диапазоне 1,0...9,5 рад/с, при этом имеет поглощающую способность свыше 30%. Поглощение происходит в пределах полосы заграждения. За пределами рабочего диапазона силовая передача с УДМ ничем не отличается от силовой передачи серийного трактора.

Шестая глава «Результаты экспериментальных исследований трактора при работе с основными технологическими машинами» содержит результаты проведения натурных исследований по выявлению воздействия конструктивных факторов на показатели работы трактора на бетонном основании, в полевых условиях при агрегатировании трактора с плугом, культиватором, сеялкой и транспортным прицепом, приведены результаты расчета на долговечности элементов силовой передачи, а также аппроксимация экспериментальных характеристик влияния устройства стабилизации динамических нагрузок в силовой передаче на функциональные свойства трактора.

Проведённые исследования трактора находящегося в составе машинно-тракторного агрегата, при агрегатировании его с основными сельскохозяйственными машинами, доказали, что установка УДМ в силовую передачу трактора создает более благоприятные условия для формирования характера нагрузки узлов трактора, как при неустановившихся режимах движения, так и при установившихся. Следствием этого является снижение нагрузки на двигатель и ведущие колеса трактора, отчего угловая скорость вала и поступательная скорость трактора возрастают по сравнению с серийным вариантом, у которого большая жесткость силовой передачи. Данные экспериментов показывают, что сила тягового сопротивления снижается для трактора с плугом на 2,27%, для трактора с культиватором на 0,91%, для трактора с сеялкой на 11,1%, для трактора с прицепом на 19,93%. В среднем по всем исследуемым процессам это составляет до 8,57%.

Анализ вероятностных характеристик реализации числовых данных по буксованию, полученных экспериментальным путем, показал, что применение УДМ позволяет снизить математическое ожидание буксования трактора с плугом на 9,5%, трактора с культиватором на 2 %, трактора с сеялкой на 7,6 % и трактора с транспортным прицепом 9,2 %.

С применением параметрических и непараметрических методов спектрального анализа, были получены корреляционная функция и функция спектральной плотности, а также взаимные корреляционные функции (ВКФ) и функция взаимной спектральной плотности (ВСП).

Анализ среднего полупериода корреляционной функции процесса буксования трактора показывает отличие (отношение данных опытного трактора к серийному) указанной величины для вариантов: трактора с плугом на 47,4 %, трактора с культиватором на 23,8 %, трактора с сеялкой на 9,0 %, трактора с транспортным прицепом на 48,0 %. Отношение среднего полупериода показывает, что событие под названием «буксование» в опытном варианте имеет меньшую вероятность появления на указанные проценты.

Анализ вероятностных характеристик спектральной плотности процесса буксования показал относительное изменение ширины спектра (среза частот $S(\omega)$) для трактора серийного и опытного. Отношение данных опытного трактора к серийному при различных вариантах агрегатирования таковы: с плугом – 40,5 %; с культиватором – 31,9 %; с сеялкой – 87%; с транспортным прицепом – 69%. Эти величины свидетельствуют о снижении мощности флуктуационной составляющей случайного процесса «буксование» на указанные проценты.

На рисунке 18 представлены совмещенные графики изменения ВКФ угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для трактора с плугом.

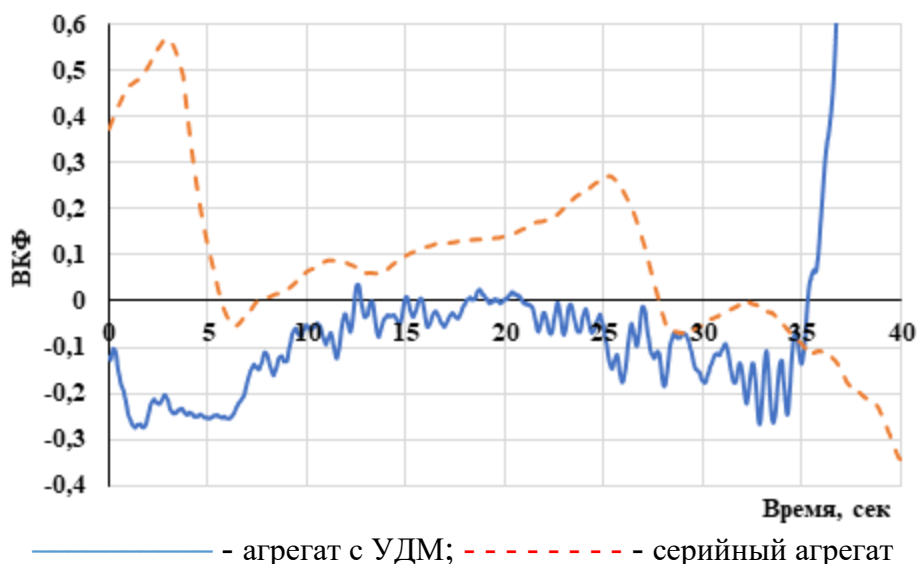


Рисунок 18 – Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловой скорости вращения коленчатого вала и угловой скорости вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для трактора с плугом

Анализ ВКФ двух процессов (угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости проходящих частот нагрузки по валопроводу. Отношение времени прохождения возмущений по валопроводу при различных вариантах агрегатирования трактора (прохождение сиг нала в опытном

тракторе по отношению к серийному варианту): с плугом – 50,1 %; с культиватором – 48,9 %; с сеялкой – 40,1 %; с транспортным прицепом – 39,9%. Это экспериментально доказывает, что УДМ поглощает частоты нагрузки и снижает их скорость распространения по валопроводу. Анализ данных так же показывает, что корреляция между угловой скоростью вращения коленвала двигателя и угловой скоростью вращения ведущего колеса в опытном варианте стремиться к нулю или уходит в отрицательные значения. В то же время, серийный вариант находится в прямой корреляции в начальный период (разгон) и в процессе выполнения технологической операции.

На рисунке 19 представлены графики изменения модуля функции ВСП угловых скоростей опытного и серийного трактора в составе транспортного агрегата. Анализ ВСП (угловой скорости вращения коленча того вала двигателя и ведущего колеса), показывает смещение (по отношению к серийному варианту) частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при различных вариантах агрегатирования трактора: с плугом – 72,1%; с культиватором – 8,9%; с сеялкой – 33,3 %; с транспортным прицепом – 68,3%. Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора, что может означать то, что УДМ, как элемент силовой передачи, поглощает часть колебаний нагрузки, распространяющейся по валопроводу.

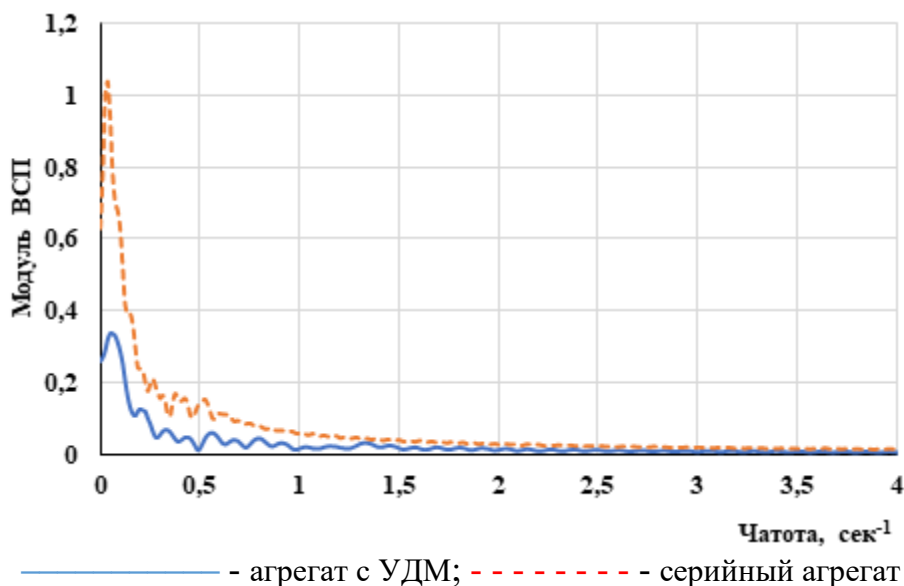


Рисунок 19 – Графики изменения модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора в составе транспортного агрегата

Опираясь на экспериментальные измерения крутящего момента полуоси трактора, были приведены расчеты, с целью определения, насколько увеличился показатель долговечность ($\sigma^m \times N$) полуоси заднего моста трактора, а, следовательно, и всех элементов силовой передачи, при установке УДМ. Расчетные значения $\sigma^m \times N$ оказались ниже постоянной величины $\sigma_{-1Д}^m \times N_G$ для исследуемого материала, следовательно, нагрузка на деталь во время эксплуатации меньше и материал может сохранять работоспособность дольше. При кручении эта формула выглядит как $\tau_{-1}^m \cdot N$.

Расчеты проведены для разных условий работы. Результаты расчетов занесены в таблицу 5. Обозначения параметров (условий проведения экспериментальных исследований), указанных в таблице: I – индекс параметров трактора с включенным УДМ в силовой передаче; II – индекс параметров трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче.

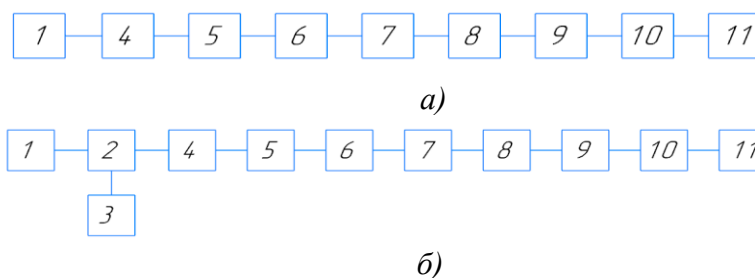
Таблица 5 – Результаты вычислений на долговечность в различных условиях экспериментальных исследований

| Условия | $\tau_{-1}^m \cdot N_I$ | $\tau_{-1}^m \cdot N_{II}$ | % отношения I к II | Отн. |
|--|-------------------------|----------------------------|--------------------|------|
| Трактор в составе с тяговой лабораторией | $3,586 \cdot 10^{21}$ | $1,221 \cdot 10^{21}$ | 193,69 | 2,94 |
| Трактор в составе с культиватором | $17,97 \cdot 10^{21}$ | $7,22 \cdot 10^{21}$ | 148,89 | 2,49 |
| Трактора в составе с сеялкой | $15,91 \cdot 10^{21}$ | $5,855 \cdot 10^{21}$ | 171,73 | 2,72 |

Результаты расчета на долговечности элементов силовой передачи показали, что величина долговечности в среднем до 2,5 раз больше у трактора с УДМ, чем эта же величина у трактора с серийной силовой передачей. Увеличение долговечности объясняется снижением динамической нагруженности деталей силовой передачи трактора при установке в него УДМ (оценка велась по крутящему моменту).

Для определения надежности всей системы используют методы статического моделирования, которые основаны на математическом описании процессов функционирования системы и прогнозирования вероятности безотказной работы.

Структурная схема элементов силовой передачи серийного (без УДМ) и опытного трактора (с УДМ) приведена на рисунке 20. В схеме на рисунке 20б добавлен УДМ, который позволяет ограничивать нагрузки и величины напряжений в валопроводе и защищает двигатель от колебаний внешней нагрузки. Что доказано проведенными исследованиями и приведенными расчетами в диссертационной работе.



1 – двигатель; 2 – планетарный редуктор УДМ; 3 – масляный насос вместе с ПГА, как элемента УДМ; 4 – валы коробки перемены передач; 5 – лавная передача и дифференциал; 6, 9 – полуось левая и правая; 7, 10 – бортовой редуктор и диск колеса правого и левого борта; 8, 11 – шина левого и правого борта

Рисунок 20 – Структурная схема элементов силовой передачи серийного (а) и опытного (б) трактора

Для схемы «а», показанной на рисунке 20а выражение для нахождения вероятности безотказной работы будет выглядеть следующим образом:

$$P(X_1) = p(x_1) \times p(x_4) \times p(x_5) \times p(x_6) \times p(x_7) \times p(x_8) \times p(x_9) \times p(x_{10}) \times p(x_{11}). \quad (30)$$

Для схемы «б», показанной на рисунке 20б выражение для нахождения вероятности безотказной работы будет выглядеть следующим образом:

$$P(X_2) = p(1) \times (1 - (1 - p(2)) \times (1 - p(3))) \times p(4) \times p(5) \times p(6) \times p(7) \times p(8) \times p(9) \times p(10) \times p(11). \quad (31)$$

В таблице 7 приведены вероятности безотказной работы структурных элементов силовой передачи, приведенных на рисунке 20. Элементы 1, 6 и 9 для схемы (рисунок 20б) указан с большей вероятностью безотказной работы, что подтверждается проведенными исследованиями в диссертационной работе.

Таблица 7 – Оценочные вероятности безотказной работы структурных элементов силовой передачи

| Номер элемента | Наименование элементов конструкции | Вероятность безотказной работы | |
|----------------|--|--------------------------------|-------|
| | | Без УДМ | С УДМ |
| 1 | Двигатель | 0,9 | 0,99 |
| 2 | Планетарный редуктор УДМ. | - | 0,9 |
| 3 | Масляный насос вместе с ПГА, как элемента УДМ | - | 0,9 |
| 4 | Валы коробки перемены передач | 0,9 | 0,9 |
| 5 | Главная передача и Дифференциал | 0,9 | 0,9 |
| 6 | Полуось правая | 0,9 | 0,99 |
| 7 | Бортовой редуктор и диск колеса правый | 0,9 | 0,9 |
| 8 | Шина правого борта | 0,8 | 0,8 |
| 9 | Полуось левая | 0,9 | 0,99 |
| 10 | Бортовой редуктор и диск колеса левый | 0,9 | 0,9 |
| 11 | Шина левого борта | 0,8 | 0,8 |
| | Общая вероятность безотказной работы для схемы | 0,306 | 0,371 |

Общая вероятность безотказной работы для схемы без УДМ и для схемы с УДМ составляет 0,306 и 0,37, соответственно, в процентном отношении составляет 21,3%. Таким образом, повышение долговечности существенно сказывается на повышении надежности. Введение УДМ в силовую передачу трактора приводит к повышению надежности всего трактора, как системы, более чем на 21%.

Все перечисленные показатели указывают на то, что применение УДМ в силовой передаче трактора малого класса тяги, на примере тягового класса 1.4 во время работы с основными сельскохозяйственными машинами, позволяет существенно улучшить его рабочие характеристики.

Ученые в области системного анализа и обработки информации Н.В. Мясникова и Л.А. Долгих в своих работах развивали теоретические основы экспресс-анализа и их использование при решении реальных задач. В наших исследованиях сделана попытка применить их наработки при решении поставленных задач. Это становится возможным применением анализа, основанного на экспресс-оценивании статистических и спектральных характеристик быстропеременных процессов на базе аппроксимативного и параметрического анализа. Параметрический анализ позволяет более точно оценивать частотные компоненты сигнала сложной формы. В данной главе представлены результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования, результаты аппроксимации автокорреляционной функции и функции спектральной плотности процесса буксования, а также изменения функции взаимной спектральной плотности и результата её аппроксимации с помощью формул Гауссовой функции и функции Фурье, полученные при испытаниях опытного и серийного трактора. Уравнения аппроксимации АКФ и СП и ВСП имеют коэффициент детерминации $R^2 > 0.90$ (R-квадрат). Графики функции указанных характеристик в виде трехмерных фигур позволяют визуализировать полученные данные.

Выявленная функциональная зависимость автокорреляции и спектральной плотности процесса буксования могут быть аппроксимированы с помощью Гауссовой функции и функции Фурье преобразования с коэффициентом детерминации 0,95 и выше. Полученная функциональная зависимость взаимной спектральной плотности про-

цессов изменения угловых скоростей (вращения коленвала двигателя и ведущего колеса) могут быть аппроксимированы полиномом третьей степени с коэффициентом детерминации 0,88 и выше.

В седьмой главе «Оценка результатов исследований» проведены технико-экономический расчет эффективности совершенствования одной машины и расчет эффективности применения устройства для изменения динамических характеристик силовой передачи при совершенствовании парка тракторов модельного хозяйства.

Технико-экономическая эффективность применения устройства для улучшения динамических характеристик силовой передачи одной машины, позволяет получить годовой экономический эффект в размере 567504,70 руб., экономия эксплуатационных издержек за год составляет 208076,80 руб., срок окупаемости дополнительных инвестиций – 0,68 года.

Расчет экономической эффективности, выполненный с использованием алгоритмо-программного комплекса, базирующегося на симплекс-методе с целочисленным модулем для парка тракторов, показал, что повышение производительности тракторов моноблочной компоновки в составе различных агрегатов позволило сократить парк энергосредств модельного хозяйства на 3 единицы. При этом экономия эксплуатационных затрат составила 1950,7 тыс. руб. Сокращение капитальных вложений произошло на 4272,7 тыс. руб. Сопоставление экономии эксплуатационных затрат и инвестиций определили экономический эффект проекта. Размер чистого дисконтированного дохода в новом варианте составил 4231,9 тыс. руб., что в расчете на гектар пашни составило – 423,2 руб. Размер инвестиций в проект составил 5752,8 тыс. руб. Применение усовершенствованных тракторов находящихся в составе агрегата и работающих в южной подзоне Ростовской области позволит получить чистый дисконтированный эффект в размере 437 млн. руб. Срок окупаемости проекта – 3,5 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования доказали эффективность применения УДМ в силовой передаче трактора моноблочной компоновки, как средства совершенствования тракторов сельскохозяйственного назначения и стабилизации динамических нагрузок, в том числе улучшения функциональных свойств тракторов, находящихся в работе с основными технологическими машинами. Это в конечном итоге позволяет существенно улучшить рабочие характеристики трактора. Предложенный комплексный подход к исследованиям подтвердил свою состоятельность. В соответствии с поставленными в настоящей диссертации задачами, сделаны нижеприведенные выводы.

1. Проведенный анализ научно-технической информации, позволил определить пути повышения производительности тракторов сельскохозяйственного назначения, посредством снижения динамической нагруженности силовой передачи. Выявлено, что при совершенствовании силовой передачи, для изменения динамических характеристик системы «Трактор – Агрегируемая машина» требуются новые методы исследования и технические средства, которые способствуют росту производительности машины и долговечности элементов конструкции. Средством для совершенствования конструкции силовой передачи тракторов моноблочной компоновки является упругий демпфирующий механизм, который обеспечивает стабилизацию и снижение динамических нагрузок. При этом влияние колебаний внешних возмущений, передающихся на двигатель, в указанной системе, при работе трактора в агрегате с плугом составляет 63%, при работе трактора в агрегате с культиватором составляет 73%, при работе трактора в агрегате с сеялкой составляет 75%.

2. Поиск путей снижения динамической нагруженности и повышения надежности

элементов конструкции при совершенствовании тракторов моноблочной компоновки сельскохозяйственного назначения привел к разработке новой классификации применяемых упруго-демпфирующих механизмов (систем демпфирования крутильных колебаний и динамических нагрузок), а также к созданию на ее основе нового УДМ, защищенного патентом, который обеспечивает снижение динамической нагруженности и повышение надежности элементов конструкции.

3. Проведены теоретические исследования крутильных колебаний многомассовой системы силовой передачи тракторов моноблочной компоновки. Определены частоты и формы собственных колебаний, а также проведена оценка эффективности трактора, усовершенствованного упруго-демпфирующим механизмом. Результаты исследований подтвердили, что установка УДМ эффективно снижает резонансный отклик колебательной системы трактора. Расчет добротности это подтверждает. Снижение добротности, и, как следствие, резонансного отклика, уменьшает динамические нагрузки на элементы силовой передачи трактора. Полученные результаты показывают, что установка упруго-демпфирующего механизма обеспечивает снижение резонансного отклика: для трактора тягового класса 0,6 – до 58%, для трактора тягового класса 0,9 – до 52%, для трактора тягового класса 1,4 – до 30%.

4. Установка упруго-демпфирующего механизма позволила изменить частоты собственных колебаний тракторов различных тяговых классов. Для трактора тягового класса 0,6 смещение составило до 54%, для трактора тягового класса 0,9 – до 33%, для трактора тягового класса 1,4 – до 60%.

5. Разработанный метод теоретических исследований позволил осуществить синтез различных режимов и условий работы колёсного трактора с механической силовой передачей, на примере трактора моноблочной компоновки, в конструкции силовой передачи которого установлено устройство для изменения динамических характеристик (упруго-демпфирующий механизм), при агрегатировании с основными технологическими машинами. В результате обобщенного исследования динамических процессов (результаты работы трактора с плугом, с культиватором и с сеялкой), получен компромисс между тремя локальными решениями по оптимизации параметров конструкции, при разных условиях работы трактора, который заключается в снижении динамической нагруженности двигателя в среднем до 32%. Полученное значение является компромиссным между результатами работы трактора в агрегате с плугом – динамическая нагруженность снижается до 37% и в агрегате с культиватором – динамическая нагруженность снижается до 27%, это эффективнее результатов, полученных при агрегатировании трактора с сеялкой – величина динамической нагруженности снижается до 25%.

6. Осуществленный синтез различных режимов и условий работы трактора позволил сформировать исходные данные для построения векторно-целевой функции (компромиссно-оптимальной модели), с помощью которой определены физические значения конструктивных параметров устройства для изменения динамических характеристик (упруго-демпфирующего механизма). Компромиссно-оптимальная модель представляет собой математическое описание, учитывающее полученные ранее решения и позволила определить скалярное значение векторно-целевой функции, которое составляет $L=0,68$ (при максимально возможном значении 1,0). Данное значение свидетельствует о том, что в результате оптимизации удалось достичь снижения колебаний в силовой передаче на 32%, что соответствует величине поглощенных колебаний нагрузки, передающейся на двигатель. Это означает, что выбранные параметры упруго-демпфирующего механизма обеспечивают существенное снижение динамической

нагруженности двигателя и, как следствие, повышение надежности трактора в целом.

7. Разработанная методика и алгоритм экспериментальных исследований динамики движения колесного трактора, позволяет комплексно подходить к вопросу планирования, проведения, обработки и анализа результатов исследований, тем самым решая обозначенную научную проблему. Анализ полученных вероятностных характеристик экспериментальных данных показал общее снижение нагрузки на конструктивные элементы силовой передачи трактора. Величина этой нагрузки определяется взаимодействием звеньев через упругие и демпфирующие связи между ними. Данные экспериментов показывают, что снижается и сила тягового сопротивления в среднем по всем процессам до 8,5%, буксование движителя – до 7,2%, что позволило увеличить производительность в среднем на 8%. Полученные результаты могут быть использованы для оптимизации конструкции тракторов и повышения их эффективности.

8. Аппроксимации, функциональных зависимостей автокорреляции и спектральной плотности процессов буксования, полученные с помощью Гауссовой функции и функции Фурье преобразования, обладают коэффициентом детерминации 0,95 и выше. Аппроксимации полиномом третьей степени, функциональных зависимостей взаимной спектральной плотности процессов изменения угловых скоростей (вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса), обладают коэффициентом детерминации 0,88 и выше. Полученные аппроксимации могут быть использованы для построения математических моделей и прогнозирования поведения трактора в различных условиях эксплуатации.

9. Проведены сравнительные расчетно-экспериментальные исследования с целью оценки влияния упруго-демпфирующего механизма на динамическую нагруженность и надежность силовой передачи трактора. Результаты доказали, что долговечность элементов конструкции силовой передачи опытного трактора, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом, в среднем в 2,5 раза выше, чем у аналогичных элементов конструкции базового (серийного) трактора. Увеличение долговечности объясняется снижением динамической нагруженности в среднем на 16%. Исследованиями доказано, что установка упруго-демпфирующего механизма в силовую передачу трактора повышает безотказность опытного трактора более чем на 21%.

10. Расчетно-теоретические и экспериментальные исследования тракторов позволили оценить снижение динамической нагруженности элементов конструкции и рассчитать экономическую эффективность применения упруго-демпфирующего механизма как устройства для совершенствования силовых передач сельскохозяйственных тракторов моноблочной компоновки.

11. Техничко-экономическая эффективность применения устройства изменения динамических характеристик силовой передачи для улучшения характеристик одной машины, показывает, что применение опытного трактора позволяет получить экономию эксплуатационных издержек за год в размере 208076,80 руб., срок окупаемости дополнительных инвестиций составляет 0,68 года.

12. Расчет экономической эффективности, выполненный с использованием алгоритмо-программного комплекса, базирующегося на симплекс-методе с целочисленным модулем (для парка тракторов), показал, что экономия эксплуатационных затрат за полевой сезон работы составила 1950,7 тыс. руб. Размер чистого дисконтированного дохода в новом варианте составил 4231,9 тыс. руб., что в расчете на гектар пашни составило – 423,2 руб. Срок окупаемости проекта 3,54 года при ставке дисконта 0,85 и внутренней норме доходности – 27,8%.

Разработчикам при проектировании силовых передач тракторов моноблочной

компоновки тяговых классов 0,6, 0,9 и 1,4 рекомендуется применять упруго-демпфирующие механизмы, эффективность которых доказана проведенными исследованиями, а конструкции защищены патентами (№ 2398147 РФ, № 2299135 РФ, № 2739100 РФ). При этом подбор параметров жесткости и демпфирования следует проводить посредством компромиссно-оптимальной модели, представляющей собой математическое описание условий работы трактора и учитывающей конструктивные параметры используемого упруго-демпфирующего механизма.

Заводам-изготовителям рекомендуется внедрение упруго-демпфирующих механизмов (патенты № 2398147 РФ, № 2299135 РФ, № 2739100 РФ) в серийное производство тракторов моноблочной компоновки тяговых классов 0,6, 0,9 и 1,4. Учитывая относительно малый срок окупаемости дополнительных инвестиций, рекомендуется модернизация существующих линеек тракторов путем установки узлов демпфирования динамических нагрузок (пневмогидроаккумулятор, устройство изменения инерционности привода).

Предприятиям, эксплуатирующим сельскохозяйственную технику, для повышения эффективности выполняемых полевых работ (пахота, культивация, посев) тракторами моноблочной компоновки тяговых классов 0,6, 0,9 и 1,4, рекомендуется применять полученные значения оптимальных параметров упругодемпфирующего механизма (площадь сечения дросселя – $2,285 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; объем пневмогидроаккумулятора – $4,030 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; давление предварительно сжатого воздуха в пневмо-гидроаккумуляторе – $4,446 \cdot 10^5 \text{ Па}$; момент инерции привода – $4,740 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$).

Перспективы дальнейшей разработки темы: создание систем упреждающего управления динамическими свойствами тракторных агрегатов путем интеграции адаптивных алгоритмов в бортовые интеллектуальные системы, функционирующие на основе предиктивного анализа микропрофиля почвы и режимов работы двигателя с учетом параметров силовой передачи, в которую установлен упруго-демпфирующий механизм.

СПИСОК ОСНОВНЫХ РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях,

включённых в перечень ВАК (категории К1 и К2) и RSCI

1. **Сенкевич С. Е.** Исследование характеристик динамической системы трансмиссии трактора сельскохозяйственного назначения тягового класса 0,9 / С.Е. Сенкевич, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Техника и оборудование для села. – 2025. – № 4(334). – С. 16-20. – DOI 10.33267/2072-9642-2025-4-16-20.

2. **Сенкевич С. Е.** Определение частот и форм собственных крутильных колебаний многомассовой системы самоходного шасси тягового класса 0,6. / С. Е. Сенкевич, З. А. Годжаев, Е. Н. Ильченко, И. С. Алексеев // Известия НВ АУК. 2024. 4(76). 387-419. DOI: 10.32786/2071-9485-2024-04-44.

3. **Сенькевич С.Е.** Результаты проведения экспериментальных исследований трактора, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом при агрегатировании с сеялкой / С.Е. Сенькевич, Е.Н.Ильченко, И.С. Алексеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2021. – № 4. – С. 33-44. – DOI 10.31992/0321-4443-2021-4-33-44.

4. **Сенькевич С.Е.** Влияние УДМ в силовой передаче энергетического средства класса 1,4 на динамические процессы в звеньях машинно-тракторного агрегата / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, С.Е. Сенькевич В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ре-

сурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2022. – № 177(03). С. 104 – 113. – IDA [article ID]: 1772203010. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2022/03/pdf/10.pdf>.

5. **Сенькевич С.Е.** Влияние УДМ в силовой передаче энергетического средства класса 1,4 на буксование его двигателей при работе в составе МТА / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, С.Е. Сенькевич, В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 178(04). – С. 119-128. – DOI 10.21515/1990-4665-178-010. – EDN AHSFAQ. Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2022/04/pdf/10.pdf>.

6. **Сенькевич С.Е.** Техничко-экономические показатели МТА на базе мобильного энергетического средства тягового класса 1,4 с упругодемпфирующим механизмом в силовой передаче / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, С.Е. Сенькевич, В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 179(05). – С. 55-64. – DOI 10.21515/1990-4665-179-005. – EDN NATWTR. Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2022/05/pdf/05.pdf>.

7. **Сенькевич С.Е.** Влияние на качество выполнения работ машинно-тракторными агрегатами, агрегируемых мобильными энергетическими средствами тягового класса 1,4 с УДМ в силовой передаче / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, С.Е. Сенькевич, В.В. Журба, В.В. Дурягина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2022. – № 180(06). – С. 72-82. – DOI 10.21515/1990-4665-180-008. – EDN FIXPQI. Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2022/06/pdf/08.pdf>.

8. **Сенькевич С.Е.** Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии при движении в составе транспортного тракторного агрегата / С.Е. Сенькевич, Н.С. Крюковская // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. с. 59–66. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66. (Идентификатор Scopus EID: 2-s2.0-85166629878)

9. **Сенькевич С.Е.** Определение коэффициентов сопротивления боковому уходу шин для достижения требуемых эксплуатационных качеств МТА / Н.В. Сергеев, С.Е. Сенькевич // Тракторы и сельхозмашины. – 2019. – № 1. – С. 70-74. – DOI 10.31992/0321-4443-2019-1-70-74.

10. **Сенькевич С.Е.** Некоторые статистические показатели функционирования посевного МТА с упруго-демпфирующим механизмом в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, А.А. Сенькевич, // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 9. – С. 32-34.

11. **Сенькевич С.Е.** Модернизация посевного агрегата введением в трансмиссию трактора упругодемпфирующего механизма / В. А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, А.А. Сенькевич, В.А. Максименко // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2008. – № 9. – С. 13-17.

12. **Сенькевич С.Е.** Модернизация посевного машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич, В.А. Максименко // Международный научный журнал. – 2008. – № 1. – С. 57-62.

13. **Сенькевич С.Е.** Исследование влияния упругодемпфирующего механизма на показатели работы посевного машинно-тракторного агрегата / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, А.А. Сенькевич // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2007. – № 11. – С. 21-23.

Публикации в изданиях,

входящих в международные базы Scopus, WoS, Springer

14. **Sen'kevich S.E.**, Determination of the Dynamic Characteristics of Torsional Oscillations of a Multimass System of a Wheeled Agricultural Tractor of Traction Class 1.4. / Z.A. Godzhaev, **S.E.Sen'kevich**, E.N. Il'chenkoa, and I.S. Alekseev. // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2024, Vol. 53, No. 6, pp. 529–538. DOI: 10.1134/S1052618824701279. URL: <https://link.springer.com/article/10.1134/S1052618824701279> (Идентификатор Scopus EID: 2-s2.0-85210173672)
15. **Senkevich, S.** [et al.], (2023). Evaluation of the Functional Characteristics of the Elastic-Damping Mechanism of the Tractor Power Transmission Based on Statistical Analysis./ Godzaev, Z., Duryagina, V., **Senkevich, S.**, Kravchenko, V., Gamolina, I. // Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles. NN 2022. Lecture Notes in Networks and Systems, In: Guda, A. (eds) vol 510. pp. 2013–2022, Springer, Cham. Режим доступа URL: https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_207 . Режим доступа Scopus: <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85142700203&origin=resultslist&sort=plf-f> (Идентификатор Scopus EID: 2-s2.0-85142700203)
16. **Senkevich, S.** [et al.], (2023). Reducing the Dynamic Loading of the Links of the Machine-Tractor Unit Aggregated by the Mobile Power Vehicle of the 1.4 Drawbar Category./ Kravchenko, V., Kravchenko, L., **Senkevich, S.**, Zhurba, V., Duryagina, V. // Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles. NN 2022. Lecture Notes in Networks and Systems, In: Guda, A. (eds), vol 510. pp. 2043–2052, Springer, Cham. Режим доступа URL: https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_210 Режим доступа Scopus: <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85142720971&origin=resultslist&sort=plf-f> (Идентификатор Scopus EID: 2-s2.0-85142720971)
17. **S. Senkevich**, V. Bolshev, E. Ilchenko, [et al.]. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers / Senkevich S., Bolshev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasiński M., Leonowicz Z., Chaplygin M. // IEEE Access – 2021. – Vol. 9. – P. 71784-71804. – DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3078609. Режим доступа: URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/9426909> (идентификаторы Scopus EID: 2-s2.0-85105875099; WOS ID:000652051000001 – Q1).
18. **Senkevich S.**, [et al.]. Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN). / S. Senkevich, V. Duryagina, V. Kravchenko, I. Gamolina, D. Pavkin // Advances in Intelligent Systems and Computing (Springer, Cham). – 2020. – Vol. 1072. – P. 204-213. – DOI 10.1007/978-3-030-33585-4_20 Режим доступа: URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-33585-4_20 (Идентификатор Scopus EID: 2-s2.0-85075684017)
19. **Senkevich S.**, Kravchenko V., Duriagina V. [et al.]. Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1, 4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations / S. Senkevich, V. Kravchenko, V. Duriagina, A. Senkevich, E. Vasilev // Advances in Intelligent Systems and Computing (Springer, Cham.). – 2019. – Vol. 866. – P. 168-177. – DOI 10.1007/978-3-030-00979-3_17; Режим доступа: URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-00979-3_17 (Идентификаторы: Scopus EID: 2-s2.0-85054745725; WOS ID: 000465010900017)

20. **Senkevich S.**, Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov, P. & Senkevich, A. (2020). Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing. (Chapter 17). Handbook of Research on Smart Computing for Renewable Energy and Agro-Engineering. - Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. - pp. 423-463. doi: 10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017 Scopus URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85106755640&doi=10.4018%2f978-1-7998-1216-6.ch017&partnerID=40&md5=4a3ce6876aeb9e19be363b1d4d482e86> (Идентификатор Scopus EID: 2-s2.0-85106755640)

21. **Senkevich S.**, [et al.]. The Results of a Compromise Solution, Which Were Obtained on the Basis of the Method of Uncertain Lagrange Multipliers to Determine the Influence of Design Factors of the Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission. / S. Senkevich, E. Ilchenko, A. Prilukov, M. Chaplygin // Advances in Intelligent Systems and Computing, (Springer, Cham). – 2021. – Vol. 1324. – P. 135-144. – DOI 10.1007/978-3-030-68154-8_14 Режим доступа URL: https://doi.org/10.1007/978-3-030-68154-8_14

Патенты

22. Патент № 2739100 С1 Российская Федерация, МПК В60К 17/10. Автоматическое устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортно-портного средства. : № 2008153010/11 : №2020127178/11(047838); Заявл. 13.08.2020; опубл. 21.12.2020, Бюл. №36. / С.Е. Сенькевич, Е.Н. Ильченко, В.А. Кравченко, В.В. Дурягина, З.А. Годжаев, И.С.Алексеев; заявитель Федеральное государственное бюджетное научное учреждение "Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ" (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ).

23. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020619748. Программа для нахождения компромиссного решения на основе метода неопределенных множителей Лагранжа с целью определения влияния конструктивных факторов упругодемпфирующего механизма в трансмиссии трактора /С.Е. Сенькевич, Е.Н.Ильченко, З.А. Годжаев, И.С. Алексеев; заявитель и патентообладатель «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» - заявка № 2020619120; заявлено 14.08.2020, дата регистрации в реестре. 24.08.2020.

24. Патент № 2398147 С1 Российская Федерация, МПК F16Н 47/04. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинно-тракторного агрегата : № 2008153010/11 : заявл. 31.12.2008 : опубл. 27.08.2010, бюл. №24 / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич, Д.А. Гончаров, В.В. Дурягина ; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия" (ФГОУ ВПО АЧГАА).

25. Патент на полезную модель № 83458 U1 Российская Федерация, МПК В60К 17/10. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинно-тракторных агрегатов : № 2008152960/22 : заявл. 31.12.2008 : опубл. 10.06.2009, бюл. №16 / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич ; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия" (ФГОУ ВПО АЧГАА).

26. Патент 2299135 RU 7 В 60 К 17/10. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, А.А.

- Сенькевич (ФГОУ ВПО АЧГАА). – №2005138603/11; Заявл. 12.12.2005 // Изобретения. Полезные модели. – 2007. – №14. – Ч.III. – С. 435. опубл. 20.05.2007, бюл. №14
27. Патент 2252148 RU 7 В 60 К 17/10. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, А.А. Сенькевич, А.С. Галайко, Р.Н. Морозов, В.Г. Яровой, Ю.С. Толстоухов, А.К. Верховцев (ФГОУ ВПО Азово-Черномор. гос. агро-инж. акад.). – №2003135567/11; Заявл. 05.12.2003 // Изобретения. Полезные модели. – 2005. – №14. – Ч.III. – С.453. опубл. 20.05.2005, бюл. №14
28. Патент 2222440 RU 7 В 60 К 17/10. Устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства / В.А. Кравченко, С.Е. Сенькевич, Сенькевич А.А., В.Г. Яровой, Ю.С. Толстоухов (Азово-Черномор. гос агроинж. акад.). – №2002129554/11; Заявл. 04.11.2002 // Изобретения. Полезные модели. – 2004. – №3. – Ч.III. – С.657.опубл. 27.01.2004, бюл. №3

Публикации в прочих изданиях

29. Сенькевич С.Е. Определение динамических характеристик крутильных колебаний многомассовой системы колесного сельскохозяйственного трактора тягового класса 1.4 / З.А. Годжаев, С.Е.Сенькевич, Е. Н. Ильченко, И. С. Алексеев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2024. – № 6. – С. 3-15. – DOI 10.31857/S0235711924060011. – EDN NPGWBC.
30. Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследований сельскохозяйственного трактора с упруго-демпфирующим механизмом в силовой передаче. // Известия МГТУ МАМИ. – 2021. – № 4(50). – С. 49-59. – DOI 10.31992/2074- 0530-2021-50-4-49-59.
31. Сенькевич С.Е. Результаты проведения экспериментальных исследований мобильного энергетического средства в составе транспортного агрегата с упруго-демпфирующим механизмом / С.Е. Сенькевич, З.А. Годжаев, Н.В. Сергеев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 4. – С. 369-380. – DOI 10.22281/2413-9920-2021-07-04-369-380.
32. Сенькевич С.Е. Повышение долговечности силовых передач МЭС за счет снижения их динамической нагруженности / С.Е. Сенькевич, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 22–33. DOI: 10.14529/engin210302
33. Сенькевич С.Е. Результаты проведения полевых исследований трактора класса тяги 1,4 с упруго-демпфирующим механизмом в силовом приводе / С.Е. Сенькевич, Е.Н. Ильченко, З.А. Годжаев, В.В. Дурягина // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 4(46). С. 70–79. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-70-79 (RSCI)
34. Senkevich, S. E., Lavrukhin, P. V., Senkevich, A. A., Ivanov, P. A., & Sergeev, N. V. (2020). Improvement of Traction and Coupling Properties of the Small Class Tractor for Grain Crop Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping Device. In V. Kharchenko, & P. Vasant (Eds.), Handbook of Research on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development (pp. 1-27). Hershey, PA: IGI Global. doi:10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001
35. Senkevich S.E., Sergeev N.V., Vasilev E.K., Godzhaev Z.A. & Babayev V. (2019). Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation (Chapter 6). Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development.

– Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. – P. 149-179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006

36. Сенькевич С.Е. Анализ результатов экспериментальных исследований трактора класса 1.4 модернизированного гидропневматическим демпферным устройством в силовой передаче / С.Е.Сенькевич // Агротехника и энергообеспечение. – 2019. – № 3 (24). С. 8 -16.

37. Сенькевич, С. Е. Результаты применения гидропневматического демпфирующего устройства в силовой передаче трактора малого класса тяги для улучшения показателей работы / С.Е. Сенькевич, Е. К. Васильев, А. А. Сенькевич // Агротехника и энергообеспечение. – 2018. – № 4(21). – С. 128-139.

38. Сергеев, Н. В. Курсовая устойчивость агрегата / Н. В. Сергеев, С. Е. Сенькевич, Р. А. Чичиль // Вестник ВИЭСХ. – 2017. – № 1(26). – С. 61-66.

39. Сергеев, Н. В. Составляющие мощностного баланса колеса / Н. В. Сергеев, С. Е. Сенькевич, М. В. Яровая // Вестник ВИЭСХ. – 2015. – № 3(20). – С. 99-104.

40. Сенькевич С.Е. Повышение эффективности функционирования транспортного МТА путем установки УДМ в трансмиссии трактора кл 1,4 (статья)/ С.Е. Сенькевич, В.А. Кравченко, Р.Н. Морозов // Совершенствование конструкций и повышение эффективности эксплуатации колесных и гусеничных машин в АПК: межвузовский сборник научных трудов – зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2010. – 220 с. – С. 90 – 93.

41. Сенькевич С.Е. Результаты полевых испытаний культиваторного машинно-тракторного агрегата с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора / С.Е. Сенькевич, В.А. Кравченко, // Совершенствование конструкции и повышение эффективности функционирования колесных и гусеничных машин в АПК. Межвузовский сборник научных трудов. - зерноград, РИО ФГОУ ВПО АЧГАА, 2007, С. 64 – 66.

42. Сенькевич С.Е. Математическая модель машинно-тракторного агрегата с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора /В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич // Совершенствование конструкции и повышение эффективности функционирования колесных и гусеничных машин в АПК: Межвузовский сборник научных трудов. – зерноград, АЧГАА, 2007. – 154с, С. 66–71.

43. Сенькевич С.Е. Результаты регрессионного анализа проведенного на математической модели посевного МТА с УДМ в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич // Совершенствование конструкции и повышение эффективности функционирования колесных и гусеничных машин в АПК: Межвузовский сборник научных трудов. – зерноград, АЧГАА, 2007. – 154 с, С. 107–111.

Просим принять участие в работе диссертационного совета 35.2.008.01 или выслать Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах с заверенными подписями по адресу: 394087, г. Воронеж, ул. Тимирязева, д. 13, ученому секретарю. Телефоны: (473) 224-39-39; e-mail: et@agroeng.vsau.ru.

Издается в редакции
составителя
Корректурa составителя

Подписано в печать
19.06.2026 г.
Тираж 100 экз. Зак. № 167

Формат 60x84/16
Усл. печ.л. 2,5

Тiмprint 127434 г.Москва, ул.Лиственничная аллея, д.7