# ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ – МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА»

На правах рукописи

#### ДЕГТЯРЕВ НИКИТА ИВАНОВИЧ

# ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЯГОВЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МОДУЛЕЙ ДЛЯ КОЛЕСНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА КЛАССА 1,4

Специальность: 4.3.1 – Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: кандидат технических наук Федоткин Роман Сергеевич

### ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ 10
1.1 Анализ проблемы переуплотнения почвы движителями сельскохозяйственной техники
1.2 Анализ способов снижения техногенного воздействия тракторной техники на почву
1.3 Сдвоенные и строенные колеса как способ уменьшения давления почву
1.4 Применение гусеничных модулей обзор зарубежных систем
1.5 Выводы к главе
ГЛАВА 2 РАСЧЁТНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 1.450
2.1 Проработка узла привода гусеничного модуля с ведущем колесом 5
2.1.1 Оптическая оцифровка подкрыльного пространства и бортовых редукторов
2.1.2 Определение параметров опорной поверхности и предельных положений ветвей ТГМ
2.1.3. Расчетная схема действующих сил на тяговый гусеничный модуль 6
2.1.4. Разработка электронных моделей элементов ходовой системы трактора с тяговыми гусеничными модулями
2.1.5. Обоснование выбора начальной окружности ведущих колес ТГМ 66
2.1.6. Обоснование параметров ведущих колес ТГМ
2.1.7 Подбор материалов для изготовления гусеничных модулей
2.2 Обоснование параметров рамы катков
2.3 Разработка стабилизатора тангенциальной устойчивости
2.4. Подбор комплектующих для изготовления гусеничных модулей 93
2.5 Система изменения площади пятна контакта ТГМ
2.6 Выводы по разделу
ГЛАВА З ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
3.1 Описание лабораторного оборудования
3.2 Характеристика объекта исследования
3.3 Описание монтажа и пуск-наладки

3.4 Программа-методика функциональных испытаний г	по оценки
функциональной работоспособности съемных тягово-гусеничн	
3.5 Выводы к главе	
ГЛАВА 4 ОБРАБОТКА И ИНТЕРПРЕТАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ	
ЭКСПЕРИМЕНТА	115
4.1 Результаты по оценке функциональной работоспособности	115
4.2 Результаты оценки тягово-сцепных свойств	121
4.3 Выводы к главе	126
5 ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ	127
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	131
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	133
Приложение 1	147
Приложение 2	151
Приложение 3	159

#### **ВВЕДЕНИЕ**

В современных сельскохозяйственного условиях производства ключевым фактором повышения эффективности технологических операций является оптимизация эксплуатационных характеристик тракторной техники. Основное внимание при этом уделяется двум взаимосвязанным аспектам: улучшению тягово-сцепных свойств машин и минимизации их негативного воздействия на почву [3, 34, 45, 52]. Уплотняющее воздействие движителей на грунт признается одной из наиболее острых проблем, так как оно напрямую влияет на плодородие земель [18, 19, 27, 52, 75-77, 82, 84]. Согласно исследованиям, даже незначительное превышение допустимого давления на почву приводит к нарушению ее структуры, ухудшению воздухо- и водопроницаемости, замедлению биологических a также процессов, необходимых для роста растений. Особенно критично это проявляется при многократных проходах техники по полям, когда формируются плотные комья, затрудняющие развитие корневых систем сельскохозяйственных культур. Примечательно, что текущие модели серийных тракторов не соответствуют требованиям ГОСТ 26955-86 по допустимому давлению на грунт, что усугубляет экологические и агротехнические риски [8].

Сравнительный анализ ходовых систем показывает, что гусеничные тракторы обладают значительными преимуществами перед колесными аналогами. Они демонстрируют более высокие тяговые показатели за счет увеличенной площади контакта с грунтом, а также оказывают на почву давление, распределенное равномерно, что снижает риск ее уплотнения. Однако широкое внедрение гусеничной техники сдерживается ее высокой стоимостью и узкой специализацией: такие машины экономически оправданы только для энергоемких операций, таких как глубокая вспашка или работа на тяжелых грунтах [1, 3, ]. Колесные тракторы, в свою очередь, сталкиваются с ограничениями при эксплуатации на переувлажненных или слабонесущих почвах, особенно в ранневесенний период, когда риск деформации грунта

максимален. Это приводит к неполной загрузке техники в течение года, снижая рентабельность ее использования.

Перспективным решением данной проблемы является применение съемных гусеничных ходовых систем, известных как тяговые гусеничные модули [3, 7, 16, 18]. Данные модули представляют собой универсальные конструкции, которые могут устанавливаться на колесные тракторы вместо стандартных колес без необходимости внесения изменений в базовую конструкцию машины. Технология ТГМ позволяет гибко адаптировать технику к различным условиям эксплуатации: например, использовать колесный ход для транспортировки или работ на твердых грунтах и переключаться на гусеничный модуль при работе на влажных или рыхлых почвах. Ключевые преимущества таких систем включают значительное снижение удельного давления на грунт (до 50-60 кПа), что соответствует строгим экологическим нормативам, а также повышение тягового класса трактора за счет улучшения сцепных характеристик [9, 13, 17]. Равномерное распределение нагрузки по опорной поверхности минимизирует буксование и предотвращает разрушение плодородного слоя, что особенно важно при работе с тяжелыми сельхозорудиями. Кроме того, использование ТГМ расширяет функциональность тракторов, позволяя агрегатировать их с оборудованием, рассчитанным на более высокий класс тяги [38, 39].

Актуальность внедрения подобных решений подчеркивается анализом состояния тракторного парка России. Согласно данным Минсельхоза, общий дефицит техники по всем тяговым классам превышает 223,5 тыс. единиц, при этом значительная часть эксплуатируемых машин физически и морально устарела [3, 34]. Наблюдается избыток тракторов класса 1,4 (139,2 тыс. единиц), тогда как потребность в машинах класса 2,0 оценивается в 18,5 тыс. единиц. Переоборудование существующих тракторов класса 1,4 в технику переменного тягового класса 1,4—2,0 с помощью тяговых гусеничных модулей позволило бы ликвидировать дисбаланс без дополнительных затрат на производство новых машин. Это особенно важно в условиях ограниченного

финансирования сельхозпредприятий и санкционных ограничений на импорт дорогостоящих зарубежных аналогов.

Следует отметить, что зарубежные разработки в области съемных гусеничных систем, такие как продукты компаний Mattracks или Soucy Track, демонстрируют высокую эффективность, однако их стоимость зачастую сопоставима с ценой нового трактора. Кроме того, текущая геополитическая ситуация делает их поставки в Россию практически невозможными. Отечественные аналоги, разработанные для легкового транспорта, не выдерживают экстремальных нагрузок, характерных для сельхозработ, что требует создания специализированных решений.

**Цель работы:** Снижение уплотняющего воздействия трактора на почву за счет создания тягового гусеничного модуля с регулируемой геометрией, обеспечивающего изменение площади контакта с опорной поверхностью.

#### Задачи работы:

- 1. Обоснование общей компоновочной схемы тяговых гусеничных модулей с изменяемой площадью контакта с опорной поверхностью
- 2. Обоснование параметров зацепления ведущего колеса тяговых гусеничных модулей с резиноармированной гусеницей.
- 3. Обоснование параметров подвески тяговых гусеничных модулей, выбор параметров и метода изготовления упругих элементов.
- 4. Разработка электронных моделей элементов ходовой системы трактора с тяговыми гусеничными модулями.
- 5. Проведение прочностных расчетов основных несущих элементов и их оптимизация.
- 6. Разработка эскизной документации, включающей чертежи модуля, спецификации узлов и требования к сборке. Учитываются особенности монтажа на тракторы класса 1,4 и совместимость с существующими системами управления.

- 7. Техническое сопровождение производства прототипов: контроль качества сборки, проверка соответствия геометрических параметров, настройка механизмов регулировки контактной площади.
- 8. Проведение испытаний направленные на уточнение скоростных параметров и подтверждения тягового класса 2-3.

Так же будет учтен подбор комплектующих: учитываются доступность материалов на внутреннем рынке, их устойчивость к коррозии и износу, а также соответствие требованиям по весу и прочности. После изготовления опытных образцов проводятся лабораторные испытания, направленные на оценку их совместимости с трактором, проверку работоспособности в условиях имитации реальных нагрузок и анализ влияния модулей на тяговые характеристики машины. Результаты испытаний позволят скорректировать конструкцию перед переходом к полевым тестам.

Внедрение подобных систем в производство способно решить ряд стратегических задач: повысить годовую загрузку техники за счет расширения ее функциональности, сократить сроки весенне-полевых работ благодаря возможности раннего выхода на переувлажненные поля, а также снизить экологический ущерб от уплотнения почвы. Кроме того, модернизация существующего парка тракторов класса 1,4 с помощью тяговых гусеничных модулей станет экономически эффективной альтернативой закупке новой техники, что особенно актуально в условиях ограниченных бюджетов сельхозпроизводителей и необходимости импортозамещения.

#### Научная новизна работы.

1. Обоснованы параметры и режимы работы съёмных тяговых гусеничных модулей переменной площади опоры для тракторов тягового класса 1,4. Представлены проектировочные и поверочные расчеты элементов конструкции гусеничных модулей: узлов приводы с ведущими колесами и гусеницами; несущих конструкций; рамы опорных катков и системы подрессоривания; механизмов натяжения и регулирования площади контакта

гусениц с опорной поверхностью; стабилизаторы тангенциальной устойчивости.

- 2. Принцип управления тягово-сцепными свойствами трактора за счет механизма регулирования площади контакта гусеницы с опорной поверхностью с перспективой автоматизации. Такое решение позволяет изменять длину опорной ветви гусеницы в диапазоне 1–1,5 м без разборки модуля и без изменения натяжения гусеницы.
- 3. Результаты экспериментальных исследований, аппаратнопрограммный комплекс для измерения скоростных свойств трактора а так же результаты экспериментальной оценки скоростных свойств с применением этого программно-аппаратного комплекса
- 4. Разработана программа автоматизированного профилирования зубьев ведущих колес под резиноармированной гусеницы любой типоразмер.

#### Практическая значимость

- 1. Конструкция тягово-гусеничного модуля для трактора тягового класса 1,4 с системой изменения площади пятна контакта.
- 2. Сниженное буксование колесного трактора при использовании съемных тягово-гусеничных модулей.
- 3. Снижение удельного давление на почву до 50–60 кПа при использовании съемных тягово-гусеничных модулей, что удовлетворяет нормативным требованиям по ГОСТ Р 58655-2019 «Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву»
- 4. Механизм изменения площади контакта и натяжения гусеницы вместе со стабилизатором тангенциальной устойчивости.

#### Положения выносимы на защиту.

1. Компоновочная и кинематическая схемы ТГМ с регулируемой площадью пятна контакта с почвой. Предложен механизм изменения длины опорной ветви гусеницы.

- 2. Обоснование скоростного ряда через выбор начальной окружности ведущих колёс. Доказана целесообразность диапазона  $D_{0_{3ад}} = 834...932$  мм (и  $D_{0_{перед}} = 525...587$  мм) для согласования кинематики зацепления.
- 3. Методика профилирования зубьев ведущих колёс под резиноармированных гусениц и её программная реализация.
  - 4. Расчётная схема действующих сил и режимов нагружения ТГМ.
- 5. Результаты лабораторных испытаний по оценки функциональной работоспособности съемных тягово-гусеничных модулей.

**Апробация работы** осуществлялась в рамках выступлений и докладов на международных и всероссийских конференциях:

- Чтения академика В.Н. Болтинского (Москва, 17-18 января 2025г);
- Чтения академика В.Н. Болтинского (Москва, 17-18 января 2023г);
- Чтения академика В.Н. Болтинского (Москва, 17-18 января 2022 г);
- —Научно-практическая конференция, в рамках постоянно действующего семинара «Чтения академика В.Н. Болтинского» (Москва 3-5 июня 2021г.).

#### Публикации.

Основные положения и результаты диссертационного исследования опубликованы в 10 научных трудах, в том числе в 3 статьях, рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций, в 1 изобретении.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы, включающего 103 наименования, в том числе 27 на иностранном языке и приложения на 15 страницах. Объем диссертации — 161 страниц машинописного текста. Диссертационная работа проиллюстрирована 64 рисунками и поясняется 34 таблицами.

#### ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1 Анализ проблемы переуплотнения почвы движителями сельскохозяйственной техники

Современные ресурсосберегающие технологии земледелия основаны на интенсивном использовании мобильных энергетических средств, вследствие чего каждый квадратный метр пашни в течение вегетационного сезона тракторов, многократно подвергается нагрузке движителей почвообрабатывающих и посевных агрегатов, уборочных комплексов, а также транспортных средств, занятых в вывозке урожая. Только на предпосевных обработок и сева на отдельные участки поля приходится от трёх до девяти проходов машин с различными типами ходовых систем, причём около 80 % всей нагрузки концентрируется в колее тракторов и агрегатов [34, 45, 74]. Комплексные исследования, выполненные РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, МГЛУ, НАТИ, ВИМ, Почвенным институтом им. В.В. Докучаева, Агрофизическим институтом и другими научными центрами, убедительно доказали, что механическое воздействие ходовых систем неизбежно формирует участки с повышенной плотностью, сниженной пористостью и нарушенным водно-воздушным режимом, что приводит к недобору урожая зерновых, пропашных и кормовых культур в пределах 20-50 % [36, 43]. Увеличение массы машинно-тракторного парка, переход на агрегаты большой ширины захвата и высоких тяговых классов, внедрение мощных комбайнов и тяжёлых прицепных модулей усугубляют эту тенденцию: например, сегодня мощностью рынке представлены тракторы свыше эксплуатационной массой до 57 т [39]. Даже при использовании гусеничного движителя столь значительная масса создаёт в зоне контакта давление, превышающее критические значения для большинства дерново-подзолистых и чернозёмных почв, что ведёт к снижению биологической активности, деградации структуры и выпадению капиллярно-поровой системы [5, 30].

Физическая сущность уплотнения заключается в перераспределении и частичном разрушении почвенных агрегатов, сокращении объёма крупных ( $\geq$ 0.05 мм) и мелких (< 0.05 мм) пор, ухудшении водопроницаемости и аэрации. Эксперименты показали, что уменьшение общей пористости на 23–25 % сопровождается ростом сопротивления корнеобитаемого слоя проникновению корней в 1,8–2,3 раза и снижением коэффициента фильтрации на 40–60 %, что критично в период весеннего насыщения влагой и последующих фаз дефицита влаги [45]. Приращение или уменьшение объёмной массы относительно оптимальной всего на 0,1-0,3 г/см<sup>3</sup> приводит к потере 20-40 % урожая, поскольку растения испытывают двойной стресс: гидрофизический (нарушение водного и газового обмена) и механический (ограничение роста корней) [9, 13, 33, 52, 83, 85].

Уровень воздействия на грунт определяется целым рядом факторов: тип и геометрия движителя (пневмоколесный, гусеничный, тандем-колёсный, шарнирно-звеньевой), давление воздуха в шинах, величина контактного пятна, конструкция протектора, распределение массы по осям, скорость движения, режим буксования, а также агрофизические свойства самой почвы — гранулометрический состав, естественная влажность, предистория обработки. Локальное давление, создаваемое в пятне контакта, распространяется вглубь профиля по радиальным и тангенциальным направлениям. По данным А.И. Пупонина и В.Т. Ходыкина, на лёгких песчаных почвах максимальные напряжения фиксируются на глубине 0,12–0,18 м, на тяжёлых суглинках — до 0,25 м, а при повторных проездах граница зоны критических напряжений смещается ещё на 0,03–0,05 м вниз. При этом наиболее уязвимым остаётся корнеобитаемый слой 0–0,30 м, обеспечивающий до 75 % питающих корней большинства сельскохозяйственных культур [5, 9, 75].

Анализ традиционных технологий возделывания показывает, что на производство 1 т товарного зерна приходится от 6 до 12 мотор -часов, а на 1 т сахарной свёклы — до 20 мотор -часов, совокупная площадь, на которую воздействуют движители, составляет 70–85 % поля. При этом лишь 15–25 %

проходов непосредственно участвуют в обработке почвы (резание, крошение, перемешивание, укладка семян и т. д.), тогда как остальная часть приходится на холостые или траспортные движения, необратимо нарушающие структуру нерабочих полос. По оценке В.А. Русанова, каждые дополнительные 1000 кН·м, переданные в почву без выполнения полезной работы, эквивалентны потере 15–20 кг NPK удобрений из-за замедления процессов минерализации и ухудшения диффузии ионов.

С середины 1970-х гг. в СССР и странах Восточной Европы была предпринята попытка нормативного регулирования давлений, развиваемых ходовыми системами; результатом стала разработка и утверждение ГОСТ 25955-86, ГОСТ 26954-86 и ГОСТ 26955-86, заменивших ранее действовавшие ГОСТ 24096-80 и ГОСТ 22611-80. Документы регламентировали методики измерения среднего и максимального давлений, пределы удельных нагрузок для различных категорий почв, а также устанавливали требования к ширине гусениц, грузоподъёмности шин, уровню внутреннего давления и допустимой глубине колеи [15, 26, 31, 55, 76, 77]. Однако последующая эволюция машин, увеличение ширины захвата и массы агрегатов, появление прицепных ёмкостей под жидкие удобрения и семена вновь поставили вопрос об актуализации норм. В начале 2000-х годов на ряде экспериментальных станций России и Белоруссии был инициирован пересмотр допустимых нагрузок: предлагалось ограничить массу, приходящуюся на одну ось, значением 6 т, или, в альтернативном варианте, вводить коэффициент понижающего пересчёта при использовании тандем-колёс и сдвоенных шин [55]. Последний подход получил поддержку производственников, поскольку позволял сохранить производительность крупных машин при приемлемом уровне уплотнения.

В инженерном аспекте борьба с уплотнением ведётся по двум направлениям. Первое — снижение удельного давления за счёт увеличения площади опоры (сдвоенные и строенные колёса, арочные шины сверхнизкого давления, траки с эластичными вставками, бесконечные резинотросовые

гусеницы). Второе – оптимизация схем проезда сельскохозяйственной техники по полям с фиксацией постоянных колей, по которым перемещается весь машинно-тракторный парк. Моделирование, выполненное Н.С. Матюком и А.М. Кононовым, показало, что при переводе хозяйства на трафик-фарминг площадь неуплотнённых технологических полос возрастает с 18 до 78 %, что уже в первый год даёт прибавку урожая зерновых на 0,4–0,6 т/га без дополнительных затрат на удобрения. При этом глубина колеи сокращается на 35–45 %, работоспособность орудий повышается за счёт более стабильной глубины хода, а расходы топлива снижаются в среднем на 7–10 %.

Снижение уплотняющего действия движителей перспективно дополнять интеллектуальными системами управления давлением в шинах (Central Tire Inflation Systems — CTIS), которые автоматически уменьшают давление при заезде в поле и повышают его при выезде на твёрдое покрытие. По данным полевых испытаний, проведённых ВИМ, применение СТІЅ на тракторе мощности 180 кВт позволило уменьшить глубину колеи с 9,1 до 5,3 см и сократить буксование с 14 до 8 %, что привело к экономии дизельного топлива 2,8 кг/га и снижению выбросов СО2 на 7,5 % [12, 19, 26, 65]. Параллельно разрабатываются алгоритмы адаптивного распределения тягового усилия между ведущими осями и секциями, что особенно актуально для сочленённых машин с шарнирно-звеневой рамой.

Уплотнение оказывает не только прямое влияние на урожай, но и опосредованное, косвенно затрагивая гидрологический режим ландшафта и процессы эрозии. Уменьшение инфильтрации способствует увеличению поверхностного стока, вымыванию питательных элементов и взвешенных частиц, ухудшаются условия для накопления продуктивной влаги в осенневесенний период. При плотности почвы, превышающей оптимальную на 0,2 г/см³, коэффициент стока возрастает в 1,5–1,8 раза, а потери азота по нитратной форме — в 2,1–2,4 раза. Накопление влаги в перезимовавшем профиле снижается на 18–25 мм, что эквивалентно дефициту 3–4 ц/га зерна на лёгких почвах и 5–7 ц/га на средних суглинках. Эти данные коррелируют с

результатами многолетних стационаров Почвенного института им. В.В. Докучаева, где за 15-летний период плотность пахотного горизонта увеличилась с 1,26 до 1,39 г/см<sup>3</sup>, а урожай мягкой пшеницы снизился с 31,4 до 24,8 ц/га, несмотря на стабильный фон питания [9, 13, 33, 86-90].

Понимание нелинейной связи «нагрузка – плотность – урожай» подтолкнуло исследователей к разработке интегральных индексов почвенного уплотнения, объединяющих механические (сопротивление проникновению), гидрофизические (коэффициент водопроводимости) И биологические (активность дождевых червей) показатели. Методика В.А. Скотникова основана на ранжировании участков по балльной шкале: если суммарный индекс превышает 50 баллов, рекомендуется глубокое рыхление на 35–40 см; при 30–50 баллах — щелевание на 25–30 см; менее 30 баллов ограничиваются поверхностным рыхлением. Однако агрономические приёмы дают краткосрочный эффект: при сохранении прежнего режима движения уже через 2–3 года плотность возвращается к исходным значениям [18, 33, 91-96]. Поэтому современные концепции устойчивого земледелия рассматривают технические и агрономические меры как взаимодополняющие: снижение давления движителей должно сочетаться с щадящими системами обработки (нулевая, минимальная, полосовая), использованием многолетних покровных культур, повышающих биогенную структуру.

С точки зрения энергетики процесса уплотнения, часть механической энергии, передаваемой почве, трансформируется в уплотнительную работу, часть — в тепловые потери, часть — в деформационную работу по разрушению агрегатов. Коэффициент полезного использования энергии (КПИ), определяемый как отношение работы полезного разрыхления к суммарной работе движителя, редко превышает 0,3. М.Г. Беккер показал, что применение широкопрофильных шин снижает долю энергии, идущей на уплотнение, на 12–15 %, а гусениц — на 25–30 %. Тем не менее гусеничные тракторы дороже и имеют ограничение по скорости транспортных операций, что требует компромиссных решений: комбинированные ходовые системы,

быстросъемные резиноармированные гусеницы на ведущие мосты, тандемтележки для прицепных емкостей. Научно-производственный подход предполагает оптимизацию параметров «путь-мощность-давление» не на уровне отдельных машин, а всего технологического процесса, вплоть до логистики внутренняя перевозок внутри поля.

За последние годы возрос интерес к оценке экологических последствий уплотнения. Установлено, что в переуплотнённой почве увеличивается эмиссия закиси азота (N<sub>2</sub>O), поскольку снижается диффузия кислорода и активируются денитрифицирующие микроорганизмы. Повышение содержания N<sub>2</sub>O на 15–20 % фиксировалось в опытах с четырёхкратным проездом нагрузкой 40 кН на колесо. Кроме того, плотный слой на глубине 0,25–0,35 м препятствует инфильтрации и способствует подтоплению, что, в свою очередь, повышает долю метаногенеза в анаэробных условиях. Таким образом, оптимизация ходовых систем имеет не только экономическое, но и климатическое значение [8, 12, 33, 52, 83, 97].

В свете прогрессивного роста мощности тракторов и комбайнов ключевой задачей остаётся разработка прогнозно-оценочных моделей, уплотняющее воздействие позволяющих учитывать ещё на стадии проектирования машин. Численные методы, основанные на элементах теории упругого полупространства и нелинейной пластичности, дают возможность аппроксимировать распределение напряжений под пятном контакта любой формы. Интеграция таких моделей в САД-системы позволяет конструктору выбрать оптимальное соотношение масса-площадь опоры-давление. Одновременно цифровые двойники поля (Digital Soil Twin), формируемые на основе геостатистических данных, дают агроному возможность планировать маршруты машин с учётом пространственной вариабельности несущей Комбинация технических и информационных способности. решений представляет собой новый уровень управления плотностью почвы [52].

Таким образом, влияние ходовых систем на почвенное состояние является многофакторным процессом, где переплетаются механика грунтов,

экология и экономика. Системная стратегия минимизации уплотнения включает: нормативное ограничение нагрузки на ось до 6 т, применение сдвоенных/арочных шин и резинотросовых гусениц, внедрение трафик-фарминга и CTIS, агротехнические приёмы глубокого рыхления и обработки, полосовой мониторинг плотности c использованием пенетрометров и дистанционных сенсоров. Лишь комплекс мероприятий обеспечивает сохранение оптимальной пористости (55-60 %), твёрдости (менее 1,5 МПа) и водопроницаемости (более 5 мм/мин) пахотного слоя, что позволяет стабилизировать урожайность на уровне биологического потенциала и снизить антропогенное давление на почвенный фон [98, 99].

### 1.2 Анализ способов снижения техногенного воздействия тракторной техники на почву

Одним из наиболее перспективных путей снижения агротехнического давления на пахотный слой является применение шин с пониженным внутренним давлением, относимых к технологиям IF (Increased Flexion) и VF (Very High Flexion). Их внедрение стало возможным благодаря эволюции шинных конструкций, применению более совершенных материалов и развитию вычислительных методов анализа, позволяющих точнее оценивать напряженно-деформированное состояние слоев шины и взаимодействие «шина—почва». Эти факторы вместе дают основу для более рационального подбора параметров каркаса и брекерного пояса, направленного на снижение передаваемых в почву напряжений при сохранении эксплуатационной нагрузки [13, 33, 75-77].

Снижение внутреннего давления по сравнению с традиционными радиальными шинами не противоречит требованиям несущей способности, если обеспечено увеличение площади пятна контакта и оптимизирована жесткостная структура шины. За счет перераспределения деформаций и уменьшения локальных пиков контактных напряжений удается снизить

механическое воздействие на верхние горизонты почвы, сохранив при этом требуемые тягово-сцепные свойства и устойчивость к нагружению в типичных сельскохозяйственных операциях. Для таких задач широко используются конечно-элементные модели c гиперэластическими конститутивными Mooney–Rivlin), (например, позволяющие законами воспроизводить нелинейное деформирование резиновых смесей, работу корда и контактные условия с грунтом. Эти модели применяются как для верификации распределения напряжений и деформаций в шине, так и для оценки контактных давлений и сдвиговых напряжений в зоне «шина-почва» под различными нагрузками и давлениями [10, 20, 23, 76, 80].

Перехода на IF/VF, как правило, проявляется в уменьшении глубины колеи, ослаблении уплотнения верхнего слоя и более благоприятном воздушном режиме. Рецензируемые исследования показывают, что снижение давления в шинах и грамотное управление колесным трафиком (включая контролируемое движение по постоянным колеям) снижают индуцируемые в грунте напряжения и ограничивают деградацию структуры почвы. В условиях производственной практики это, как правило, сопровождается стабилизацией или умеренным ростом урожайности, особенно на системах с регулярным контролем давления и ограничением трафика по полю [9, 13]. Измерения в лабораторных и полевых условиях указывают, что величины контактных напряжений и глубина их проникновения в профиль существенно зависят от вертикальной нагрузки и давления в шинах, а режим низкого давления помогает ограничить развитие неблагоприятных зон в верхнем горизонте грунта. На уровне хозяйств это трансформируется в долгосрочные преимущества по водно-воздушному режиму, устойчивости почвенной структуры и доступности кислорода для корневой системы культур [52].

Переход к более низким давлениям в шинах влияет и на энергетические аспекты механизированных операций. Снижение буксования и сопротивления качению при оптимизации давления ведет к экономии топлива на единицу выполненной работы. В прикладных обзорах и полевых сравнениях, где

давление адаптируют к конкретным условиям работы (тип почвы, влажность, глубина обработки, скорость), систематически отмечается снижение удельного расхода топлива. В частности, применение систем централизованной подкачки (CTIS), обеспечивающих оперативную смену давления между «дорожным» и «полевым» режимами, позволяет реализовать потенциал IF/VF-технологий в части экономии топлива — в ряде случаев фиксируется улучшение топливной нескольких-десяти с небольшим экономичности порядка процентов относительно работы на некорректных или «универсальных» давлениях [27]. В практическом смысле это выражается как в снижении затрат на горюче-смазочные материалы, так и в уменьшении удельной энергоемкости основных операций — вспашки, чизелевания, посева, междурядных обработок и транспортных операций по полевым дорогам [57].

Экологические выгоды от применения низкого давления обусловлены совокупным действием двух механизмов. Во-первых, экономия топлива напрямую сокращает выбросы СО2. Во-вторых, уменьшение уплотнения и поддержание пористости верхних горизонтов связано с более благоприятными условиями для газообмена и влаго-воздушного режима, что в целом снижает предрасположенность к повышенным эмиссиям N2O, ассоциированным с переуплотнением и анаэробными микрозонами. Метанализы и обзоры подтверждают, что компакция почвы увеличивает потоки N2O, тогда как ограничение уплотнения — один из действенных рычагов снижения парниковых выбросов в растениеводстве. Таким образом, оптимизация давления через IF/VF и управление трафиком — это не только производственная и энергетическая эффективность, но и вклад в климатически дружественные практики [21, 30, 31, 81].

Достичь устойчивого эффекта от VF-покрышек, как правило, невозможно без оперативного изменения давления в зависимости от покрытия и режима. Оптимальные значения для работы на влажном грунте зачастую критически низки для движения по твердому покрытию с транспортными скоростями, где растут тепловые и динамические нагрузки на каркас и

протектор. Системы централизованной подкачки (CTIS) позволяют автоматизировать переход между режимами за счет бортового управления и/или интеграции с навигационными данными: давление снижается на участке полевых работ и поднимается для переходов по дорогам. Это не только позволяет реализовать тяговые и почвозащитные преимущества низкого давления на грунте, но и снижает термическую и механическую нагрузку при «дорожном» режиме, что в сумме ведет к устойчивому повышению эксплуатационной надежности и ресурса шин [30].

Операционное обслуживание низконапорных ШИН имеет свои особенности. Точные процедуры контроля давления (нормирование погрешности манометров, регулярность измерений), мониторинг состояния протектора и обода, учет температурного режима и скорости прогрева боковин — все это влияет на долговечность и безопасность эксплуатации. В совокупности с CTIS, которое снижает человеческий фактор при выборе давления, удается поддерживать более стабильный режим эксплуатации и уменьшать вероятность перегрева, неравномерного износа или термоповреждений. Отраслевые кейсы и обзоры указывают на улучшения в ресурсе и снижении отказов каркаса при корректной интеграции IF/VF и CTIS в производственный цикл [27, 57]. В экономике владения это отражается на удельной стоимости моточаса и снижении простоев из-заотказов, что особенно важно в узкие технологические окна посевной и уборочной.

С точки зрения цифровой трансформации МТП, следующий этап — внедрение «умных» шин и телеметрии. В тяжелой мобильной технике уже применяются сенсоры давления, температуры и деформаций, передающие данные в реальном времени по ВLЕ и другим промышленным протоколам. Их интеграция с аналитическими сервисами позволяет отслеживать режимы работы, выявлять аномалии (например, рост температуры вследствие перегруза/недокачки) и применять предиктивные модели сроков обслуживания и замены. Рыночные обзоры фиксируют тренд интеграции ВLЕ-ТРМS и предиктивной аналитики, а отраслевые материалы по тяжелой

технике демонстрируют потенциальную отдачу части снижения внеплановых простоев и оптимизации «жизненного цикла» шин [19, 27]. В сельском хозяйстве такие решения органично дополняют навигационные системы, создавая контур адаптивного управления давлением с учетом карти почвенной неоднородности, прогноза погоды и операционной загрузки.

Ключевым элементом комплексной технологии является управление трафиком на поле. Концепции Controlled Traffic Farming направлены на фиксацию колей и минимизацию доли площади поля, по которой проходит техника. В сочетании с IF/VF-шинами это создает синергию: низкое давление снижает интенсивность воздействия в пределах колеи, а ограничение трафика — долю поля, испытывающую это воздействие. Практические гайды и обзоры комбинация стабилизировать демонстрируют, что такая помогает структурно-агрономические свойства почвы поддерживать И производственный потенциал, включая урожайность, в горизонте нескольких сезонов [19].

С методической стороны важно подчеркивать, что эффекты IF/VF и CTIS чувствительны к контексту: типу почвы (гранулометрия, структурное состояние), влажности, виду операции (тяговая/транспортная), скорости и фактической нагрузке на ось. Современные рецензируемые вертикальной рассматривают влияние нагрузки И давления на «трасс-индуцированные» напряжения в грунте, а также на контактные характеристики и динамику буксования. Они указывают, что именно сочетание корректной настройки давления с учетом реальной нагрузки и режимов эксплуатации дает максимальную отдачу по снижению уплотнения и энергопотребления. При отсутствии **CTIS** нередко используются компромиссные «универсальные» давления, что неизбежно ведет к потерям эффективности — либо излишнему воздействию на почву в поле, либо ускоренному износу и перегреву на дороге. Это объясняет, почему CTIS

рассматривается как обязательный компонент технологического пакета, а не факультативное дополнение.

позиции оценки климатического И экологического эффекта сдерживание компакции через низкое давление и управление трафиком должно рассматриваться как часть более широкого комплекса мер устойчивого Метанализы указывают на земледелия. связь уплотнения с ростом N2O-эмиссий; в сочетании с экономией топлива это позволяет формировать положительный профиль по СО2-эквиваленту. В практических оценках вносятся неопределенности, связанные c погодой, почвенной неоднородностью и культурой, однако направление эффекта — уменьшение парниковых выбросов — подтверждается как в обобщающих обзорах, так и в целевых исследованиях [5, 9]. Это создает предпосылки для включения IF/VF+CTIS в перечень мер, потенциально подпадающих под «зеленые» субсидии и стимулирование, наряду с нулевой или минимальной обработкой, покровными культурами и управлением остатками.

Экономическая целесообразность перехода к IF/VF и CTIS определяется сочетанием нескольких факторов: ценой комплектов шин и систем подкачки, ожидаемым продлением ресурса шин и снижением отказов, экономией топлива, влиянием на производительность (скорость операций при заданном качестве), а также косвенными выгодами (устойчивость графика работ, снижение простоев, удержание урожайности в неблагоприятные по влажности сезоны). Отраслевые кейсы показывают, что при высокой загрузке техники и системной эксплуатации в сезоны повышенной влажности срок окупаемости снижается за счет совокупной экономии и предотвращенных потерь [9]. Для корректной оценки ТСО полезно учитывать не только прямые затраты, но и эффекты на почвенное плодородие в горизонте 3–5 лет, поскольку снижение компакции способствует сохранению производственного потенциала поля [5].

С инженерной точки зрения дальнейшее развитие технологий ориентировано на несколько направлений. Во-первых, совершенствование материалов и конструкций шин в части термомеханической стабильности при

переменных режимах (частые циклы «поле-дорога»), а также снижение гистерезисных потерь без потери сцепления. Во-вторых, углубление связки между моделированием и данными эксплуатации: расширение применения конечно-элементных моделей, сопряженных с данными телеметрии (нагрузка, температура, давление, скорость) для построения цифровых двойников шинных систем. В-третьих, стандартизация методик полевых испытаний и эффектов: согласование метрик долгосрочных протоколов измерения плотности/пористости, сопротивления пенетрометра, глубины колеи, удельной энергоемкости, а также подходов к оценке климатической составляющей (N2O/CO2-экв.) [18].

С агрономической стороны ключевая задача — интеграция давления в шинах как управляемого параметра в контуры точного земледелия. Это включает использование карт почвенной неоднородности и несущей способности для преднастройки целевых уровней давления по участкам поля, автоматизацию сценариев переключения «поле/дорога» с учетом маршрутов техники, погодных условий и очередности операций. В перспективе такие решения могут комбинироваться с алгоритмами прогнозирования окон работ (по влажности верхнего слоя) и рекомендациями по распределению трафика, чтобы минимизировать долю площади, подверженной колесному воздействию в критические периоды [18, 19].

В сумме шины IF/VF, интегрированные с CTIS, управлением трафиком и цифровым мониторингом, представляют собой не просто элемент модернизации парка, а важнейший компонент комплексной технологии адаптации интенсивного земледелия к требованиям сохранения плодородия и сокращения антропогенных выбросов. Многочисленные рецензируемые исследования и отраслевые материалы согласованно показывают направление эффекта: снижение контактных напряжений в почве и буксования, экономия топлива, стабилизация или умеренный рост урожайности и улучшение климатического профиля через снижение N2O и CO2-эквивалента [9, 18, 19, 27] этом величины эффектов зависят от контекста — условий почвы,

влажности, культур и режима эксплуатации — что подчеркивает необходимость проектирования технологии под конкретные агроландшафты и производственные задачи.

## 1.3 Сдвоенные и строенные колеса как способ уменьшения давления на почву

Одним из наиболее доступных и технологически отработанных приёмов ограничения удельного давления колёсных тракторов остаётся использование сдвоенных и строенных шинных модулей, идея которых была апробирована ещё в 1970-х годах на «приставных дисках» для тракторов семейства К-700, а сегодня воплощается в быстросъёмных системах с централизованной подкачкой и дистанционным управлением [19]. Сущность метода сводится к геометрическому увеличению площади опоры: дополнительная пара или тройка колёс распределяет эксплуатационную массу машины на более широкое пятно контакта, благодаря чему снижается локальное напряжение в пахотном горизонте, уменьшается глубина колеи и одновременно повышается коэффициент сцепления, что ведёт к сокращению буксования и экономии горюче-смазочных материалов. В отличие от шин низкого внутреннего давления, реализующих эффект главным образом за счёт гибкости боковины, сдвоенные и, тем более, строенные колёса достигают цели путём экстенсивного расширения «колёсной гусеницы», оставаясь конструктивно простыми, ремонтопригодными и экономически оправданными.

Классическая схема предполагает монтаж приставного обода того же посадочного диаметра на штатное колесо посредством дистанционного кольца или адаптерной обоймы; ранние отечественные комплекты типа ОК-1 требовали демонтажа базовой покрышки и занимали до полутора часов на колесо, тогда как современные системы QuickLock, TerraTwin и аналогичные импортные решения фиксируются на ободе при помощи конических замков за 10–15 мин без применения домкрата, не нарушая динамической балансировки

. В строенном исполнении добавляется ещё один внешний обод, что повышает суммарную ширину опорной полосы трактора тягового класса 5–6 с 2,8 м до 4,3–4,6 м; при необходимости транспортирования «пакет» демонтируется и перевозится на транцевых кронштейнах, обеспечивая нормативную габаритную ширину для автодорог].

Агрономический результат многократно подтверждён как стендовыми измерениями, так и длительными производственными опытами. На среднесуглинистых почвах при влажности 20–22 % от полной влагоёмкости пара сдвоенных шин 710/70R42 снижала средневзвешенное контактное давление с 160 до 100–105 кПа; глубина колеи уменьшалась в среднем на 35–40 %, а сопротивление пенетрометра на глубине 10–20 см – на 0,5–0,6 МПа относительно одиночного колеса [17, 18, 27, 78]. Установка третьего обода дополнительно сокращала давление ещё на 15–20 кПа и обеспечивала уменьшение колеи на 8–10 мм, что особенно важно при работе на переувлажнённых участках северо-западного региона, где риски застревания агрегатов резко возрастают.

Повышение тягово-динамического потенциала проявляется столь же отчётливо: коэффициент сцепления возрастает на 7–9 %, буксование при вспашке тяжёлым плугом падает с 13 до 9 %, что ведёт к сокращению удельного расхода дизельного топлива порядка 1,2–1,4 л/га; на годовой пахотной площади 2500 га это эквивалентно экономии свыше 3,5 т ГСМ и окупает стоимость комплекта сдвоенных колёс в течение двух сезонов. При эксплуатации энергонасыщенных тракторов семейства «Кировец К-744Р» подобные расчёты были подтверждены натурными хронометражами ВИМ и Волгоградского ГАУ, зафиксировавшими снижение приведённой энергоёмкости пахоты на 10–12 %.

Высказывается опасение, что дополнительная масса и вынесенный наружу момент инерции повысят нагрузку на подшипниковые узлы и полуоси. Тем не менее ресурс редукторов не сокращается при условии строгого соблюдения регламента: давление во внутренних и наружных шинах

выравнивается, момент затяжки крепёжных шпилек контролируется динамометрическим ключом, а транспортная скорость ограничивается 30 км/ч. [46].

Правовой аспект связан с ограничениями по габариту: согласно ПДД РФ техника шире 2,55 м относится к крупногабаритной, а свыше 3,5 м требует специального разрешения. Поэтому хозяйства либо используют низкорамные тралы для перебазировки, либо прибегают к складывающимся телескопическим ободам, цена которых выше стандартных на 35–40 % [159].

В системах точного земледелия сдвоенные и строенные колёса органично сочетаются с концепцией Controlled Traffic Farming: ширина агрегата подгоняется под постоянную «сетку» колейных дорожек, и повторное движение проходит по уже уплотнённой полосе, ограничивая воздействие на остальную площадь поля; тем самым глубина разрушения структуры ограничивается 10–12 см против 16–18 см при одиночных колёсах, а прибавка урожайности чувствительных культур (картофель, свёкла) достигает 4–6 %.

Особое значение строенные модули приобрели для тяжёлых свекло- и кукурузоуборочных комбайнов массой 28–35 т. Замена пары 1050/50R32 на три 900/60R32 расширяет несущую полосу до 2,1 м и снижает удельное давление до 75–80 кПа, что позволяет безопасно заходить на поле при влажности, близкой к верхнему пределу влагоёмкости, сводя к минимуму риск остановки в критически важный период уборки [17-19]. Экономический ущерб от простоя комбайна оценивается в 300–400 тыс. руб. в сутки, поэтому даже высокая стоимость строенного комплекта (около 1 млн руб.) оказывается оправданной.

Начиная с 2010-х годов «сдвойки» и «тройники» всё чаще комплектуются системами СТІЅ: при заезде на поле давление понижается до 0,12-0,14 МПа, что увеличивает деформативность пятна контакта и смягчает воздействие на грунт; перед выездом на шоссе компрессор восстанавливает 0,18-0,20 МПа, уменьшив динамические колебания и износ протектора. Централизованная схема подачи воздуха решает раннюю проблему

неравномерного давления во внутренних и наружных шинах, ранее требовавшую отдельных шлангов и временных затрат [19].

Безопасность монтажа остаётся критически важной: оператор фактически находится внутри потенциальной «ловушки», поэтому процедура выполняется на ровной площадке с установкой страховочных цепей и фиксаторов, что строго регламентируется EN ISO 4254-1 и отечественным ГОСТ Р 12.3.042-2008; соблюдение правил позволяет минимизировать риск травматизма, который, по статистике Ростехнадзора, составляет менее 0,3 инцидента на тысячу установок при использовании штатных приспособлений [18].

Современные исследования сосредоточены на снижении неподрессоренной массы: алюминиевые кованые обода и композитные дистанционные кольца на основе углеродного волокна потенциально уменьшают массу модуля на 15-20 %, снижая нагрузку на подвеску и уменьшая динамическое давление на почву. Экспериментальный трактор «Ростсельмаш RSM 3575» с гидравлически перестраиваемой шириной колеи изменял между 3,2 и 4,5 м всего за 26 с, что существенно сокращало непроизводительные потери времени при работе на клиновидных участках [19]. Отечественные и зарубежные конструкторы параллельно изучают возможность интеграции датчиков-тензометров в дистанционные кольца, чтобы в реальном времени контролировать нагрузку на каждое колесо и автоматически корректировать давление через CTIS-блок, что дополнительно нивелирует осевую нагрузку и повышает устойчивость техники на склонах.

Тем самым сдвоенные и строенные колёса остаются эффективным и сравнительно недорогим инструментом защиты почвенного профиля от избыточного уплотнения, особенно на тяжёлых глинистых и переувлажнённых почвах, где потенциал шин IF/VF оказывается ограниченным. Комплект, подобранный с учётом массы и агротехнической схемы хозяйства, способен снизить удельное давление на 35–45 %, уменьшить буксование, повысить топливную эффективность и сохранить урожайность. При этом достижение

максимального эффекта возможно лишь в рамках системного подхода, включающего точную регулировку давления, контроль крепёжных элементов, соблюдение скоростных режимов и грамотное планирование маршрутов техники. В таком случае возникающие недостатки — увеличение ширины и инерционных параметров — нивелируются устойчивым ростом производительности и снижением себестоимости конечной продукции, что имеет стратегическое значение для конкурентоспособности современного агропромышленного комплекса.

Суммируя результаты по сдвоенным и строенным колесам: расширение опорной полосы и корректная настройка давления (в т.ч. через СТІЅ) позволяют заметно снизить контактные напряжения и глубину колеи, уменьшить буксование и удельный расход топлива, а при интеграции с СТГ — локализовать воздействие трафика и стабилизировать агрофизические свойства верхнего слоя почвы [27, 29]. Вместе с тем у «сдвоек/тройников» есть ограничения: рост габаритной ширины и связанные с этим транспортные ограничения по ПДД, чувствительность к переувлажнению тяжёлых почв, когда сохраняется риск формования глубокой колеи и застреваний, а также дополнительные требования к обслуживанию крепёжных узлов и соблюдению скоростных режимов. В эксплуатации энергонасыщенных тракторов и тяжёлых уборочных машин (особенно в «мокрые» сезоны) эти факторы могут ограничивать технологические окна и повышать риски простоев.

#### 1.4 Применение гусеничных модулей обзор зарубежных систем

Съемные тягово-гусеничные модули при сопоставимых осевых нагрузках позволяют снизить удельное давление на почвенный фон и повысить проходимость по слабонесущим и переувлажнённым грунтам. Так же съемные ТГМ позволяют адаптировать парк под сезонные задачи без полного перехода на специализированные гусеничные шасси.

Далее приведён обзор зарубежных систем гусеничных модулей на примере Poluzzi Standard Track и SoucyTrack System.

Гусеничные модули Poluzzi Standard Track (далее – ST) представляют собой унифицированную быстросъемную ходовую систему, ориентированную на переоборудование широкого круга колёсных машин – от тракторов тягового класса 4–6 до прицепных перегрузчиков и коммунальных шасси – в гусеничное исполнение, при этом конверсия осуществляется без серьёзного вмешательства в трансмиссию базовой техники (рисунок 1.1). Стартовая концепция, запатентованная Джорджо Полуцци в 1989 г., к настоящему времени развилась в четыре типоразмера (ST70, ST90, ST110 и ST110 HD), перекрывающие нагрузочный диапазон от 7 до 18 т на модуль и обеспечивающие снижение удельного давления на грунт при сохранении либо повышении тяговой производительности агрегата.





Рисунок 1.1 – Внешний вид гусеничных модулей Poluzzi Standard Track Каркас линейки гусеничных модулей образует сварная коробчатая рама из стали S700 МС: толщина стенок варьируется от 6 до 12 мм в зависимости от распределения расчётных напряжений, а внутренние полые лонжероны одновременно повышают крутильную жёсткость конструкции и служат каналами централизованной смазки в комплектации Greentec, что позволяет свести количество точек ручного обслуживания к минимуму. Подвеска реализована по схеме «два качающихся коромысла + центральный шарнир»,

обеспечивая свободный ход  $\pm 10^{\circ}$  и непрерывное копирование микрорельефа поля, благодаря чему снижаются пиковые нагрузки на полотно и подшипники при диагональном пересечении борозд или работе на переувлажнённых участках.

Опорные катки диаметром 356 мм отливаются из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, снабжаются съёмными бандажами из каучуковой смеси с повышенным (≈ 42 %) содержанием технического углерода и герметизируются двойными кассетными уплотнениями SKF Mudblock; гарантийный ресурс узла заявлен не менее 10 000 ч, тогда как полевые наблюдения в хозяйствах Ломбардии и Эмилии-Романьи подтвердили средний интервал 5100 ч до первой переборки – на 12–15 % больше, чем у аналогов Camso CTS-04 и Soucy ST-1000. Ведущий и ведомый барабаны установлены на конических подшипниках 32032 Х, завод подбирает инициальное преднатяжение под конкретную трансмиссию, поэтому регулировка в ходе Существенная эксплуатации не требуется. часть технологического преимущества семейства ST обусловлена разработанным совместно с Bridgestone трёхслойным полотном AgroCleat<sup>TM</sup>: непрерывный стальной корд диаметром 4,5 мм сочетается с амортизирующим арамидным слоем и наружным протектором «ёлочного» профиля высотой 55 мм. Вакуумная вулканизация с тонкодисперсным диоксидом кремния повысила абразивную стойкость протектора на 18 % относительно предыдущего поколения Poluzzi и на 12 % относительно Camso, при этом разрывная нагрузка одного погонного метра ленты достигает 110 кН при массовой плотности 14 кг/п.м, что облегчает монтаж: два оператора с гидродомкратом заменяют трак модуля ST90 за 20–25 мин без привлечения стационарной мастерской.

Натяжение полотна обеспечивается гидромеханическим цилиндром с азотным аккумулятором объёмом 1,1 л: штатное давление 22 бар автоматически возрастает до 25 бар при нагреве масла свыше 50 °C, компенсируя тепловое удлинение резины и мгновенно гася микроподскоки ленты при проезде кочек. Испытания на полигоне ENAMA показали, что при

развороте «под тормоз» радиусом 4,5 м на скорости 14 км/ч вероятность дестабилизации полотна у ST90 не превышает 0,3 %, тогда как у Soucy аналогичного класса фиксируется 2,1 %. При статической нагрузке 10 т и ширине ленты 760 мм удельное давление составляет 54 кПа, что в 2,8 раза меньше, чем у шины 710/70 R42 при той же нагрузке. Полевые измерения на влажном чернозёме (влажность 31 %, объёмная масса 1,24 г/см³) зафиксировали снижение сопротивления качению на 24 % и сокращение буксования до 6 % при тяговом коэффициенте 0,45; глубина уплотнённого слоя под гусеницей не превышала 10 см, в то время как колёсная конфигурация формировала уплотнение 18–20 см, негативно влияя на пористость пахотного горизонта.

Унификация с трансмиссиями базовых машин достигается сменными фланцевыми адаптерами для шлицевых валов John Deere, Case IH, AGCO, Claas и JCB Fastrac. Передаточное число ведущего барабана варьируется сменой зубчатых венцов (1:1,2–1:1,6), что позволяет согласовать окружную скорость гусеницы с коробкой трактора без вмешательства в CAN-логіку. Для цифрового мониторинга компания предлагает блок TrakControl 4.0: два инкрементальных датчика фиксируют обороты барабана, а информация о скорости, температуре и натяжении выводится на ISOBUS-терминал; при проскальзывании свыше 15 % формируется предупреждение, позволяя оператору вовремя скорректировать режим.

Обслуживание сведено к минимуму: единственная точка ручной смазки (шарнир коромысла) требует вмешательства каждые 500 ч, масло 80W-90 в барабанах меняется раз в 1500 ч, визуальный осмотр полотна проводится через 250 ч. При установке системы Greentec LubeLine все узлы получают смазку автоматически, что, по расчёту LCC Университета Болоньи, снижает эксплуатационные расходы на 0,8 €/ч. На выборке трёх крупных хозяйств Северной Италии фактический ресурс без капитального вмешательства превысил 5100 ч, то есть четыре полных сезона.

демонстрирует, Сравнительный коэффициенту анализ ЧТО ПО «масса/несущая способность» ST90 (0,79) превосходит Camso CTS-04 (0,88), Soucy ST-1000 (0,91) и ATI PowerFlex (0,83). Уровень шума при транспортной скорости 30 км/ч, измеренный по ISO 5130, составляет 86 дБ(A) против 90–92 дБ у конкурирующих систем, что достигнуто внедрением композитных вставок в башмаки и плавающих демпферов барабанов. Ограничениями остаются аксиальная нагрузка на ведущий барабан (не более 9,2 т для ST110 HD), избыточная ширина стандартной ленты 760 мм при междурядье 45 см, а также ускоренное старение каучука при суточных транспортных пробегах свыше 60 км по асфальту при температуре воздуха выше 35 °C; в таких условиях производитель регламентирует скорость 40 км/ч и пробег 60 км. В перспективе компания объявила о разработке типоразмера ST130 с опорной длиной 2,55 м и встроенным планетарным редуктором, что позволит отказаться от внешнего бортового редуктора и уменьшить массогабаритные показатели; параллельно ведутся испытания сенсорного комплекса TrackSense для прогнозирования остаточного ресурса полотна по изменению импеданса корда и температурного режима, что, по предварительной оценке, увеличит межсервисный интервал ещё на 20 %.

Таким образом, гусеницы Poluzzi Standard Track модульные обеспечивают совокупное снижение удельного давления, устойчивые тяговые характеристики И эксплуатационные умеренные затраты; ключевые - гидравлический натяжитель постоянного конструктивные решения давления, трёхслойное полотно AgroCleat и высокоресурсные кассетные формируют заметное технологическое преимущество, подтверждённое независимыми испытаниями и многолетней практикой европейских хозяйств.

Гусеничные модули SoucyTrack System (далее – STS) сегодня образуют второе по масштабу мировое направление конверсии колёсных сельскохозяйственных машин в резиноармированное гусеничное исполнение и занимают лидирующие позиции на североамериканском рынке, постепенно

закрепляясь и в странах ЕС (рисунок 1.2). Производитель – корпорация Soucy Inc. (Драммондвилл, Квебек) провинция собственной резино-технологической и литейной базой с 1968 г., что позволило уже к середине 1990-х запустить промышленную линейку модульных траковых ходовых систем. Современное портфолио включает семь серий (S-TECH 600G, 7016, 8000, 1000, 1100, 1100-М и 1250), перекрывающих вертикальные нагрузки от 6 до 20 т на один модуль и, таким образом, пригодных как для тракторов тягового класса 3–6, так и для крупнотоннажных бункеров-перегрузчиков вместимостью свыше 40 м<sup>3</sup>. Репутации бренда способствует многолетний опыт Soucy в смежных отраслях – снегоуборочной, оборонной и мотоспортивной, где фирма поставляет резиновые траки для квадроциклов и бронетехники; ряд материаловедческих решений, в частности состав эластомерного компаунда и система защиты подшипников от абразива, без изменений перенесены в сельскохозяйственное семейство.





Рисунок 1.2 – Внешний вид гусеничных модулей SoucyTrack System

Конструктивной основой всех модулей служит запатентованная открытая Н-образная рама Soucy High-Frame, изготовленная из проката прочностью 700 МПа. В отличие от закрытой коробчатой схемы Poluzzi, канадская компоновка опирается на два продольных лонжерона, объединённые поперечной балкой; такая архитектура облегчает доступ к ведущей звездочке и гидроцилиндру натяжения, упрощая регламентные операции. Сварка выполняется роботизированно в среде 96 % Ar + 4 % CO<sub>2</sub>,

после чего рама проходит дробеструйную очистку и порошковое окрашивание слоем 90-110 мкм; испытания в камере соляного тумана ASTM B117 показали коррозионную стойкость свыше 1200 ч. Подвеска реализована по принципу «тандемного трипода»: три опорные каретки колеблются относительно центральной оси с общим ходом  $\pm 8^{\circ}$ , что стабилизирует площадь контакта при проходе локальных неровностей до 90 мм высоты; жёсткость кареток умышленно снижена, чтобы уменьшить боковую раскачку тяжёлых прицепов при транспортных скоростях свыше 32 км/ч.

Базовые серии S-TECH 7000/8000 комплектуются опорными катками Ø 345 мм, обутыми в бандаж из компаунда Soucy Blend 23R (36 % технического углерода, 12 % высокодисперсного SiO<sub>2</sub>). Компаунд устойчив к растрескиванию при -35 °C и противостоит термическому старению при длительных асфальтовых пробегах. Двухзонные кассетные уплотнения NTN-MudShield, заполненные литиевой смазкой NLGI-2, гарантируют ресурс без переборки не менее 8000 ч; у тяжёлых серий 1100/1250 диаметр катка увеличен до 406 мм, корпус выполняется из сфероидального чугуна GJS-500-7, что подняло несущую способность на 22 % при росте массы детали лишь на 9 %.

Роль несущего и тягового элемента выполняет собственное полотно Soucy DriveLug<sup>TM</sup>. От классического непрерывного стального корда производитель отказался: вместо него используются дискретные кордовые вставки шагом 76 мм, заделанные в базовый слой резины и соединённые компаундом, обогащённым арамидным волокном. Модульная структура облегчает локальное распределение нагрузок и снижает риск продольного расслоения при повреждении одного участка. Наружный протектор «ёлочного» профиля высотой 52–56 мм снабжён эллипсоидными каналами стока воды; внутренняя поверхность образует DriveBar – литые грунтозацепы для зацепления со звездочкой. Разрывная прочность 1 погонный метр полотна достигает 104 кН при массовой плотности 13,2 кг/м, что немного уступает показателю Poluzzi, но облегчает монтаж в полевых условиях.

Натяжение полотна обеспечивается гидроцилиндром переменного давления и газовым аккумулятором 0,9 л. Базовая уставка — 18 бар, оператор может варьировать диапазон 16–22 бар простым переключателем. В сериях 1100-М и 1250 внедрён контур e-Tension: датчики хода штока и температуры полотна через CAN-J1939 управляют пропорциональным клапаном, стабилизируя натяг в реальном времени. Испытания Prairie Agricultural Machinery Institute показали, что при разворотах радиусом 6 м e-Tension снижает суммарный дрейф ленты на 42 % по сравнению с фиксированным давлением, что критично для широкозахватных агрегатов на узких разворотных полосах.

При статической нагрузке 9,5 т и ширине ленты 724 мм удельное давление модуля STS 1000 на твёрдоначальный чернозём составило 57 кПа — почти эквивалент показателю Poluzzi ST90 (54 кПа). На влажной почве (31 % влаги) сопротивление качению у STS оказалось выше на 3–4 % из-за большего угла обхвата звездочки, но разница нивелируется при тяговом коэффициенте > 0,48 благодаря более крупному протектору. Двухгодичные наблюдения Университета Манитобы показали, что глубина уплотнённого слоя под гусеницей STS 1000 не превышала 11 см, тогда как колёсная конфигурация с IF 710/75R42 формировала уплотнение 19–21 см.

Совместимость с базовыми машинами достигается гибкой системой адаптеров. В Европе спросом пользуются комплекты для Fendt 900/1000 Vario, Claas Xerion, John Deere 8R и Case IH Steiger; для прицепной техники предусмотрены swap-наборы Bolt-on: модуль крепится к ступице 10 × 335 мм, а выпускной вал соединяется с фланцевым редуктором 1:1,35 либо 1:1,55, что сохраняет номинальные обороты без перенастройки трансмиссии. Электроника Soucy SmartTrack включает датчики IFM O1D, акселерометр вибраций Bluetooth-модуль, выводящий параметры мобильное приложение. Оператор получает уведомления о проскальзывании, перегреве или падении давления в натяжителе, что вписывается в концепцию «точного земледелия».

Техническое обслуживание реализует принцип Maintenance-lite: одна точка смазки (ось тандемной каретки) обслуживается через 400 ч, масло 85W-140 в звёздочке меняется раз в 1200 ч, визуальный осмотр полотна — каждые 250 ч. Средний межремонтный ресурс, заявленный производителем, составляет 4800 ч; данные крупных канадских хозяйств (Ag Growth International, Richardson Farms, 2021–2023 гг.) подтверждают 4700–5000 ч до первой переборки подшипников. Жизненный цикл по методике ISO/TC 23/SC 19 оценивается в 5,8 €·ч⁻¹ для STS 1000 и 6,4 €·ч⁻¹ для STS 1250 — примерно на 6–8 % выше, чем у Poluzzi ST90/110, но разница компенсируется более низкой закупочной ценой и развитой дилерской сетью в Северной Америке и Восточной Европе.

Акустические параметры при транспортной скорости 30 км/ч, измеренные по ISO 5130, составили 90–91 дБ(A) для STS 1000 и 92 дБ(A) для STS 1250, то есть на 4–5 дБ выше, чем у Poluzzi. Повышенный шум обусловлен конструкцией DriveLug<sup>TM</sup>, где жёсткий профиль «внутренняя поверхность — звёздочка» формирует высокочастотные ударные колебания. Soucy планирует перейти на протектор Silent-Bar с полиуретановыми вставками; серийное внедрение намечено на 2025 г..

К эксплуатационным ограничениям относят весовой лимит на носовой барабан (8,7 т для STS 1100, 10,1 т для STS 1250): превышение ускоряет износ уплотнений и разогревает подшипники до 95 °C. Второй фактор – асфальтовые пробеги > 70 км/сут при температуре воздуха выше 30 °C: термостойкость смеси DriveLug™ ограничена 82 °C, поэтому предписываются скорость ≤ 35 км/ч и обязательные технологические остановки. Наконец, у отдельных модификаций фиксируется тенденция к «подруливанию» при независимом торможении левого/правого колеса; рекомендуется блокировка дифференциала или симметричное тормозное усилие через ISOBUS-настройку.

В итоге модули SoucyTrack System обеспечивают снижение удельного давления, устойчивую тягу на влажных и рыхлых грунтах и приемлемые

затраты жизненного цикла, оставаясь при этом более доступными по цене ввода по сравнению с европейскими конкурентами. Для хозяйств, где окно полевых работ ограничено климатическими факторами, переход на STS позволяет увеличить производственную гибкость без кардинального обновления парка машин.

#### Camso CTS High Speed

Camso CTS High Speed (рисунок 1.3) представляет собой модульную гусеничную ходовую систему для зерноуборочных комбайнов. Ключевая инженерная идея решения заключается в интеграции конечного редуктора непосредственно в тележку гусеничного модуля, обеспечивает ЧТО согласование передаточного числа с режимами «дорожного» движения и позволяет достигать скоростей до 37 км/ч без потери функциональности в условиях. В классических комплектах переоснащения полевых интегрированного редуктора угловая скорость ведущей звездочки кинематика зацепления с грунтозацепами ленты задаются штатными передаточными числами трансмиссии комбайна, оптимизированными под колесную схему, что приводит к ограничению предельной скорости и повышенной вибронагруженности. В интегрированном исполнении реализуется правильное согласование крутящего момента и вращения, обеспечивая близкие к колесным транспортным характеристикам при сохранении большой опорной поверхности и низких удельных давлений на грунт.



Рисунок 1.3 – Внешний вид конструкции Camso CTS

Конструктивно система включает ведущую звездочку, опорные и поддерживающие катки, направляющие элементы и резинотросовую гусеничную ленту с профильными грунтозацепами, объединенные в жесткую раму тележки.

Гидравлический механизм натяжения ленты поддерживает стабильный контакт «звездочка-зацеп-лента» и номинальную геометрию огибания, минимизируя проскальзывание, ударные нагрузки В зацеплении неравномерный износ. Стабилизированное натяжение критично при движении повышенными транспортными скоростями, когда динамические усилий переходах составляющие на «каток-лента» возрастают, температурный режим резиновых элементов усложняется. В совокупности с интегрированным редуктором это формирует устойчивую кинематическую схему, снижающую пиковые напряжения в ленте и элементах ходовой части при переменной топографии и кратковременных неровностях дорожного покрытия.

С точки зрения функциональной совместимости CTS High Speed комплект переоснащения поставляется как ДЛЯ конкретных моделей комбайнов и интегрируется в штатные точки крепления, что уменьшает потребность в глубоких изменениях силовой установки и несущей рамы. Дилерские комплектации указывают на поддержку популярных платформ (в частности, отдельных серий John Deere), при этом типоразмер ленты, конфигурация катков и параметры редуктора подбираются под массу, распределение нагрузок и мощностной диапазон конкретного шасси. Следует отличать CTS High Speed от варианта CTS Suspended: в первом случае именно скоростной потенциал благодаря интегрированному конечному редуктору, тогда как подвеска рамы в Suspended-исполнении ориентирована на снижение вибраций и ударных нагрузок; выбор между ними определяется приоритетами эксплуатации и требованиями конкретной модели.

Эксплуатационно Camso CTS High Speed решает задачи в сокращении непроизводительных простоев на перегонах между массивами, росте доли

чистого времени уборки в смене и повышении устойчивости графиков при нестабильных почвенно-климатических условиях. Наличие большой опорной поверхности и распределение массы на гусеничную «пяту» позволяют снижать максимальные контактные давления по сравнению с колесными конфигурациями, что в типовых условиях ведет к уменьшению глубины и интенсивности уплотнения.

Увеличенная неподрессоренная масса и иная частотная характеристика узлов подвески порождают повышенные требования к виброизоляции и комфорту при движении на твердых покрытиях; при отсутствии подпружинивания возрастает передача высокочастотных колебаний на раму и кабину. Гидравлическое натяжение требуют регламентного обслуживания, контроля герметичности и состояния уплотнений, а также поддержания чистоты узлов для предотвращения абразивного износа.

Отдельного внимания требуют нормативно-правовые аспекты эксплуатации на дорогах общего пользования. С увеличением транспортной скорости возрастают требования к соблюдению габаритов, светотехнической оснастке, маркировке, брызговикам и состоянию тормозных систем; при ширине более установленных регламентами пределов может потребоваться специальное разрешение на движение. Практические рекомендации включают предварительную оценку маршрутов с учетом мостов, переездов и участков с ограниченной несущей способностью обочин, разработку a также стандартных операционных процедур для переключения между полевым и дорожным режимами, включая контроль натяжения лент и визуальный осмотр ходовой части перед выездом.

### Mattracks (Agri)

Mattracks (Agri) (рисунок 1.4) представляет собой семейство модульных гусеничных комплектов переоснащения для сельскохозяйственных машин, ориентированное на повышение тягово-сцепных свойств, снижения удельных давлений на почву и поддержание эксплуатационной гибкости парка без глубокой переделки базового шасси. Конструктивная концепция базируется на

«bolt-on» интеграции к ступичным узлам с передачей крутящего момента через ведущую звездочку и внутренние направляющие ленты, при этом силовая кинематика дополнена демпфирующими элементами, снижающими ударные нагрузки и крутильные реакции на штатные агрегаты ходовой части. В производитель аграрно-коммерческой линейке декларирует наличия встроенной подвески и стальной силовой рамы, а также типовые габариты опорных поверхностей: для передних модулей — предельная расчетная масса до 10 000 lb ( $\approx$ 4,54 т) и площадь опоры порядка 3 965 in<sup>2</sup> ( $\approx$ 2,56 м<sup>2</sup>) при ширине ленты 20" ( $\approx$ 508 мм), для задних — до 15 000 lb ( $\approx$ 6,80 т), 4 650 in<sup>2</sup> ( $\approx$ 3,00 м<sup>2</sup>) и 30" (≈762 мм) соответственно; данные параметры задают диапазон удельных контактных давлений, сопоставимый с задачами минимизации уплотнения в зонах интенсивного трафика и на переувлажненных участках.



Рисунок 1.4 – Внешний вид конструкции патента Mattracks (Agri)

Ключевым элементом долговечности И устойчивости «звездочка-лента-грунт» выступает внутренняя резиноторсионная качающаяся подвеска (internal rubber torsion rocker suspension) и фирменная система Rubber Torsion Anti-Torque, компенсирующая реактивные моменты, возникающие при передаче тяговых усилий на ступицу, также стабилизирующая геометрию огибания ленты вокруг ведущей звездочки и опорных катков. Данная конструкция позволяет уменьшить амплитуду ударных нагрузок на переходах «каток-лента», ограничить пиковые напряжения в резинотросовом массиве и снизить требования к жесткости базового моста при работе на неровном основании и при переменной нагрузке, в том числе в транспортных режимах на твердом покрытии .В совокупности с большой опорной площадью это обеспечивает устойчивую тягу, снижение пробуксовки на слабонесущих грунтах и уменьшение глубины уплотнения корнеобитаемого слоя, что критично для сохранения структуры почвы в системах интенсивной уборки и межхозяйственной логистики.

С точки зрения масштабируемости под разные шасси предусмотрены серийные исполнения по грузоподъемности и распределению нагрузок на оси. Так, серия 5К (например, 5000/5050) ориентирована на полноприводные тракторы с рекомендуемой нагрузкой на передний мост порядка 5 600 lb и задний до 7 000 lb, а серия 6K (6000/6060) — на те же передние 5 600 lb при увеличенной допустимой нагрузке на задний мост до 8 400 lb; подобная градация облегчает подбор конфигурации под фактические массы, развесовку и тяговые требования агрегатов с различными навесными орудиями и емкостями Встроенная подвеска в каждом модуле формирует требуемую c частотную характеристику демпфированием высокочастотных составляющих, возникающих при движении по жестким и гребенчатым покрытиям, а также оптимизирует контакт на неоднородном основании, повышая ресурс катков, подшипников и ленты.

Mattracks (Agri) Эксплуатационно решает задачи повышения проходимости и тяги на переувлажненных почвах, стабилизации темпа технологических операций при погодной неопределенности и сокращения риска внеплановых простоев. Удельные давления, достигаемые за счет увеличенной «пятки» опоры, в сочетании с распределением массы по длине контакта позволяют уменьшать механическое воздействие на почвенный массив по сравнению с колесными схемами аналогичного габарита, при этом действительный агрономический эффект зависит от ширины ленты, массы агрегата, скоростных режимов влажности почвы, что требует инструментальной верификации (пенетрометрия, плотностные И водопроницаемостные испытания, трассировка колеи в динамике). Ha транспортных скоростях демпфирующие элементы и качающиеся каретки снижают вибронагруженность базового шасси;

Сервисно-технологическая модель эксплуатации предполагает регламентный контроль натяжения ленты, состояния опорных/направляющих катков и подшипников, целостности уплотнений и защитных кожухов, а также мониторинг температурного режима ленты и роликов в длительных транспортных переходах. В сравнении с колесными решениями структура затрат смещается в сторону периодической замены лент и катков, однако компенсируется выигрышем по проходимости и снижением повреждения поля при входе в уборочное окно.

Zuidberg Tracks (GripTrac) (рисунок 1.5) представляет собой модульные ходовые системы ДЛЯ зерноуборочных комбайнов, гусеничные ориентированные на снижение уплотнения почвы при сохранении высокой тяговой способности и управляемости на слабонесущих и переувлажненных грунтах, а также на повышение эксплуатационной готовности в период интенсивных полевых циклов. Конструктивная схема основана на жесткой С-образной силовой раме тележки с ведущей звездочкой, опорными и поддерживающими катками и направляющими элементами гусеничной ленты; компоновка стремится размещать тележку максимально близко к базовой раме комбайна с целью сохранения маневренности и радиуса разворота, а также минимизации ростов рычагов нагрузки на осевые узлы (см. иллюстрацию C-frame и описание монтажа: наличие встроенных карманов для вил погрузчика, гидравлическая система натяжения, посадочные сопоставимые с ОЕМ [1].



Рисунок 1.5 – Внешний вид конструкции Zuidberg Tracks (GripTrac)

Функционально-гидромеханическая часть включает гидравлический механизм натяжения гусеничной ленты с контролируемой геометрией огибания ведущей звездочки и направляющих катков, что стабилизирует контакт «звездочка-зацеп-лента» при переменных тяговых и скоростных режимах, уменьшает проскальзывание и динамические ударные нагрузки, а также ограничивает неравномерный износ ленты и катков. Жесткость С-рамы и близость центра опоры к базовым креплениям обеспечивают устойчивость кинематической цепи при высоких кратковременных нагрузках и на микропрофиле дорожного полотна. Вариант High Speed ориентирован на повышенных транспортных скоростей поддержание при сохранении требуемой долговечности узлов катания и ленты; конкретные целевые скорости и передаточные соотношения зависят от модели комбайна и указываются в спецификациях производителя и дистрибьюторов.

Конструктивные решения по обслуживаемости включают встроенные вилочные карманы для ускоренного монтажа/демонтажа, что снижает простои при переходе между колесной и гусеничной конфигурациями и упрощает регламентные операции.

Эксплуатационно Zuidberg Tracks (GripTrac) решает задачи связанные с уменьшением удельных контактных давлений за счет увеличенной площади пятна контакта, что в типовых сценариях ведет к сокращению глубины и интенсивности уплотнения почвенного профиля; производитель декларирует,

что систематическое применение гусеничных тележек снижает уплотнение и может ассоциироваться с приростом урожайности до 15% в долгосрочной перспективе, при условии соблюдения технологий обработки и логистики движения по полю. Дополнительно преимуществам гусеничная опора обеспечивает устойчивую тягу в условиях повышенной влажности, снижая риск застреваний и, как следствие, внеплановых простоев в «узких» погодных окнах уборки.

ATI Track Systems (рисунок 1.6) представляет собой семейство модульных гусеничных конверсионных систем для сельскохозяйственных (включая зерноуборочные комбайны и тракторы), ориентированных на повышение тягово-динамической устойчивости и снижение удельных давлений на почву при сохранении эксплуатационной гибкости парка. Базовая архитектура выполнена по схеме bolt-on с интеграцией ступичные/осевые узлы, содержит ведущую звездочку, опорные поддерживающие катки, направляющие элементы и резиноармированную ленту. Характерной особенностью является «высокая направляющая/холостая звезда» (high-idler) в передней части тележки, повышающая угол обхвата ленты вокруг ведущей звездочки и стабилизирующая геометрию ветвей при преодолении неровностей; такое решение уменьшает ударные нагрузки в зацеплении «звездочка-зацеп-лента», снижает вероятность проскальзывания и способствует равномерному распределению контактных напряжений по длине пятна контакта (см. иллюстрации high-idler и компоновки PowerFlex Trax).



Рисунок 1.6 – Внешний вид конструкции ATI Track Systems

Вариант PowerFlex Trax с подвеской Terra Form реализует межосевое перераспределение нагрузки: система поддерживает постоянное соотношение нагрузок между передней и задней осями независимо от суммарной вертикальной нагрузки, что уменьшает «клевки»/тангаж на микропрофиле, стабилизирует нормальные давления в пятне контакта и повышает прогнозируемость сцепления при переменных режимах хода и загрузке навесных агрегатов. Системы натяжения (в составе тележки) поддерживают номинальную геометрию огибания и постоянство усилия натяга, сохраняя оптимальный контакт зубьев ведущей звездочки с грунтозацепами ленты и ограничивая волновые процессы в полотне при транспортных скоростях и в поле.

Эксплуатационно ATI Track Systems решает типовые задачи аграрного цикла: повышение тяги и проходимости на слабонесущих, переувлажненных и неоднородных почвах; снижение риска внеплановых простоев из-за застреваний; поддержание темпа операций в «узких» погодных окнах. Увеличенная площадь опорной поверхности уменьшает пиковые контактные давления и, как следствие, глубину и интенсивность уплотнения в корнеобитаемом слое ПО сравнению с колесными конфигурациями сопоставимой массы и габарита; вместе с тем количественная оценка эффекта требует верификации агрономического локальной пенетрометрии, профилирования плотности/макропористости, мониторинга водопроницаемости и сопоставления с урожайностью в контролируемых Конструктивная модульность маршрутах движения. И унификация посадочных размеров обеспечивают широкую совместимость с шасси производителей; после приобретения ATI Track Systems различных CNH Industrial (2019) решения получили корпорацией дальнейшую интеграцию в линейки комбайнов/тракторов соответствующих брендов, что расширило номенклатуру штатных и дилерских комплектаций.

Сервисно-технологическая модель опирается на регламентный контроль натяжения ленты, состояния роликов/подшипников и уплотнений, а также

мониторинг износа и температурного режима ленты/катков при длительных транспортных переходах; высокая направляющая геометрия и подвеска PowerFlex/Terra Form снижают амплитуды динамических нагрузок, увеличивая ресурс и равномерность износа элементов катания. К характерным компромиссам класса относятся рост неподрессоренной массы тележек и специфическая частотная характеристика колебаний на твердых покрытиях, что предъявляет повышенные требования к виброизоляции базового шасси и к периодичности инспекций крепежа. При межполевых перегонах по дорогам общего пользования следует учитывать нормативы габаритов, массы на ось, светотехники и маркировки; в зависимости от ширины ленты и общей ширины машины может потребоваться маршрутное планирование и специальные разрешения.

Помимо серийного производства съемных тягово-гусеничных модулей так же имеется опыт разработки опытных образцов.

К примеру патент RU 2591782 (рисунок 1.7), устанавливаемый вместо колеса и имеющий гребневое ведущее колесо и ряд опорных катков. Плюсами конструкции является простота компоновки и унификация деталей. Однако минусами является отсутствие независимой подвески катков, а как следствие отсутствие копирования неровностей рельефа. Так же отсутствие возможности регулирования пятна контакта гусеницы с опорной поверхностью.

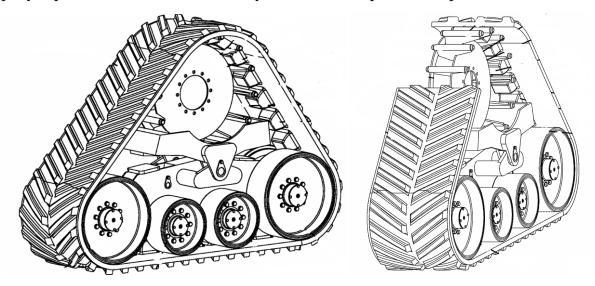


Рисунок 1.7 – Внешний вид конструкции патента RU 2591782

Так же зарубежные разработки отражены в патенте EP 2103508 В1 (рисунок 1.8). Ключевые особенности модели: ведущая звёздочка сверху (на выходе заднего моста), спереди и сзади — направляющие колёса; 3 опорных катка, два задних на балансирной серьге, рама модуля качается вокруг оси ниже оси моста, крепление к корпусу заднего моста через усиливающую раму. Преимуществами данной модели являются: равномерное распределение нагрузки двумя задними катками; сниженная вибрация и лучшее огибание препятствий; отсутствие избыточного натяжения. Однако недостатком является высокие вес и сложность конструкции, а именно балансир с направляющей.

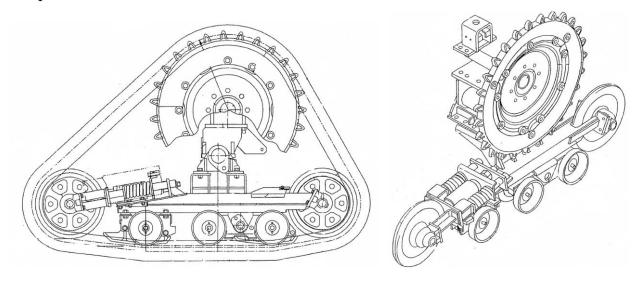


Рисунок 1.8 – Внешний вид конструкции патента ЕР 2103508 В1

Разработка отраженная в патент в KR 20120102021 A (рисунок 1.9) имеет следующие ключевые особенности конструктивного исполнения: крупная верхняя ведущая звёздочка с размещением повышающей передачи внутри ТГМ, модуль крепится к ступице заднего моста и обеспечивает качение опорной тележки вокруг оси у средней зоны катков.

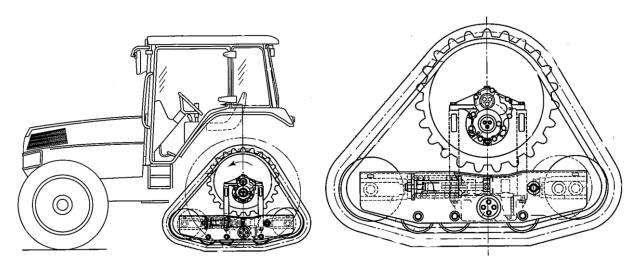


Рисунок 1.9 – Внешний вид конструкции патента KR 20120102021 A

Преимуществами данной модели являются компактное компоновочное решение в креплении к мосту, быстрый монтаж на штатные фланцы, большой диаметр звездочки обеспечивающий плавное зацепление. Недостатками является усложнение конструкции редуктором в звездочке, потери КПД в передачах, наличие поперечной балки между модулями, что утяжеляет общий вес гусеничного модуля.

У имеющихся съемных тягово-гусеничных модулей копирование рельефа ограничено — рама гусеничного модуля может лишь немного поворачиваться вокруг оси качания, упираясь в буферы, без независимого хода отдельных катков. Ещё одним типичным недостатком является фиксированная форма гусеничного обвода: у известных модулей отсутствует возможность изменять длину опорной поверхности гусеницы под различные условия. В результате трактор с таким модулем всегда имеет постоянную площадь контакта с грунтом. Это компромиссное решение: либо площадь недостаточна на слабых почвах, либо избыточна на твердых, затрудняя маневренность.

#### 1.5 Выводы к главе

Уплотнение почвы движителями колёсных тракторов остаётся ключевой проблемой агротехнологий: ухудшаются водно-воздушный режим и плодородие, растут потери урожайности; следовательно, требуется снижение удельного давления ходовой части на грунт.

Рассмотренные инженерные решения (низконапорные шины IF/VF, сдвоенные/строенные колёса, системы CTIS) частично снижают давление и буксование, но ограничены по манёвренности, транспортной ширине и эффективности на слабонесущих и переувлажнённых почвах. Это задаёт границы применимости колесных движителей и мотивирует переход к гусеничным схемам.

Съемные тяговые гусеничные модули (ТГМ) для базовых тракторов класса 1,4 позволяют существенно уменьшить удельное давление на почву (до  $\sim$ 50-60 кПа) и повысить тягово-сцепные свойства при сопоставимых осевых нагрузках, что особенно важно для ранневесенних и влажных условий.

Зарубежные гусеничные системы (Poluzzi, Soucy и др.) подтверждают эффективность подхода, однако их стоимость и логистические ограничения делают необходимой разработку отечественных решений, совместимых с распространёнными тракторами (например, «Беларус 82.1»).

Анализ структуры парка техники показывает избыток тракторов класса 1,4 и нехватку машин более высокого тягового класса; конверсия существующих шасси посредством ТГМ — экономичный путь закрытия дефицита без закупки новых тракторов. Это усиливает практическую значимость темы.

Научно-техническая проблема сводится к созданию ТГМ с регулируемой геометрией опорной поверхности (изменяемой площадью контакта) и согласованием кинематики зацепления, подвески и силовой компоновки, чтобы повысить тяговые качества и снизить уплотнение почвы, сохраняя совместимость с базовым трактором класса 1,4.

#### Цель исследования

Снижение уплотняющего воздействия трактора на почву за счёт создания тягового гусеничного модуля с регулируемой геометрией, обеспечивающего изменение площади контакта с опорной поверхностью.

#### Задачи исследования

- 1 Обосновать общую компоновочную схему ТГМ с изменяемой площадью контакта с опорной поверхностью.
- 2 Обосновать параметры зацепления ведущего колеса ТГМ с резиноармированной гусеницей.
- 3 Обосновать параметры подвески TГМ, выбрать параметры и метод изготовления упругих элементов.
- 4 Выполнить прочностные расчёты основных несущих элементов и их оптимизацию.
- 5 Провести функциональные и ходовые испытания для уточнения скоростных параметров и подтверждения повышения тягового класса агрегата.

# ГЛАВА 2 РАСЧЁТНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАССА 1.4

Современные требования к сельскохозяйственным мобильным энергетическим средствам определяются одновременно двумя группами факторов.

Первая группа — агротехническая: необходимость снижения удельного давления на пахотный слой, расширения диапазона рабочих скоростей и увеличения тягового усилия без роста конструкционной массы машин.

Вторая группа — экономико-экологическая: повышение топливной и ресурсной эффективности существующего парка тракторов при минимальных капитальных затратах и сохранении способности техники безопасно перемещаться по дорогам общего пользования.

Переход к модульным ходовым системам, основанным на резиноармированных гусеницах, рассматривается сегодня как одна из ключевых технологий достижения указанных целей. Однако использование тяговых гусеничных модулей (ТГМ) на серийных колёсных тракторах сопряжено с рядом проблем: необходимость точной увязки геометрии модуля с конструкцией шасси, обеспечение допустимых скоростных режимов, сохранение надёжности силовых передач и предотвращение избыточных воздействий на почву.

Целью настоящей главы является формирование научно обоснованного комплекса параметров и режимов работы ТГМ, предназначенного для самого массового в России сельскохозяйственного трактора «Беларус-82.1» тягового класса 1,4.

### 2.1 Проработка узла привода гусеничного модуля с ведущем колесом

# 2.1.1 Оптическая оцифровка подкрыльного пространства и бортовых редукторов

Установка тяговых гусеничных модулей (ТГМ) вместо штатных пневмошин преследует две стратегические задачи: во-первых, повышение тягово-сцепного потенциала шасси за счёт многократного роста коэффициента использования веса, во-вторых, существенное уменьшение средних нормальных напряжений, передаваемых на пахотный слой. Для реализации обеих целей принципиально важно максимально увеличить площадь контакта гусеницы с опорной поверхностью, сохранив при этом исходную архитектуру базового трактора, то есть обойтись без сварных или болтовых доработок рамы, мостов и элементов силовой передачи [7, 14, 41, 48, 79, .

Критическими ограничителями, диктующими предельную длину опорной ветви, взаимное расположение катков и даже выбор ширины гусеницы, выступают габаритные и посадочные параметры существующих ступиц и бортовых редукторов, конфигурация подкрыльных ниш, выступы крыльев [11].

Эти детали образуют «геометрический коридор», внутри которого обязана разместиться конструкция ТГМ. Малейшая ошибка в оценке размеров приводит либо к недогрузу задней части опорной ветви (что уменьшает сцепление), либо к нежелательным касаниям, приводящим к быстрому износу как гусеницы, так и металлических поверхностей трактора.

Традиционный ручной обмер сложнопрофильных деталей — стальных литых картеров полуосей, кронштейнов навески, крыльевых панелей — крайне трудоёмок, а, главное, неточен. Погрешность 2—4 мм, свойственная промерке рулеткой или штангенциркулём в тесных нишах, неприемлема при проектном допуске ±1 мм на посадку модулей. Кроме того, большое число

криволинейных поверхностей, проточек и приливов делает классические средства измерения фактически бесполезными.

обеспечения Для гарантированного точного сопряжения проектируемых деталей ТГМ со штатными агрегатами трактора была применена бесконтактная технология оптического 3-D сканирования. Суть метода состоит в проецировании на объект структурированного светового паттерна (полосы или шахматного поля) и регистрации отражённого рисунка двумя синхронизированными камерами. По деформации паттерна специализированное ПО вычисляет пространственные координаты множества формируя облако точек высокой точек, плотности, которое конвертируется в полигональную сетку.

В качестве измерительного средства использовали сканер Artec Eva (рисунок 2.1), а технические характеристики которого приведены в таблице 2.1.

При базовой точности 0,1 мм и скорости съёмки до 18 млн точек/с данный прибор оптимально подходит для крупногабаритных объектов сложной формы. Перед съёмкой металлические и окрашенные глянцевые поверхности обрабатывались тонким слоем матирующего аэрозоля, что исключало блики и обеспечивало устойчивое отслеживание геометрии (рис. 2.2, а). Процесс сканирования каждой ниши выполнялся многопроходным «штрихованием» с разных ракурсов (рисунок 2.2, б), после чего программный модуль Artec Studio автоматизировано совмещал фрагменты, отфильтровывал шум и создавал единую замкнутую поверхность.

По результатам работы были сформированы высокодетализированные STL-модели: раздельно для каждой полуоси с прилегающими корпусными деталями бортовой передачи; целиком для правой и левой сторон ходовой части, включая крылья, подножки и элементы оперения.

Полученные модели (пример приведён на рисунке 2.3) импортированы в Geomagic Design X — программное обеспечение для обработки данных 3D-сканирования, предназначенное для обратного проектирования (реверс-

инжиниринга). На этой основе созданы габаритные конструкторские конусы, определяющие границы допустимого размещения рамы катков, ведущих колёс и механизмов натяжения ТГМ. Такая технология позволила с высокой надёжностью увязать новую гусеничную ходовую систему со штатной конструкцией трактора, исключив риск геометрических коллизий.



Рисунок 2.1 – Оптический 3D-сканер Artec Eva

Таблица 2.1– Технические характеристики оптического 3D-сканера Artec Eva.

Тип сканера	Портативный	Разрешение текстуры	1.3 Мп
Точность 3D-точек, до	0,1 мм	Цвет	24 bpp
Разрешение 3D, до	0,2 мм	Скорость 3D- реконструкции для слияния в реальном времени, до	16 кадров в секунду
Точность 3D на расстоянии до	0,1 mm + 0,3 mm /m	Скорость 3D- реконструкции для записи 3D- видео, до	16 кадров в секунду
Режим HD	ДА	Скорость сбора данных, до	18 млн точек/с
Гибридное отслеживание геометрии и текстуры	ДА	Время 3D- экспозиции	0,0002 c

Алгоритмы обработки данных	Геометрия и текстура на основе	Время экспозиции 2D	0,00035 c
Рабочее расстояние	0,4 - 1 м	3D источник света	Вспышка
Зона захвата объема	61 000 см3	2D источник света	Белый 12 светодиодов
Линейное поле зрения, В × Ш @ ближайшее расстояние	214 × 148 мм	Датчики положения	
Линейное поле зрения, В×Ш, на самом дальнем расстоянии	536 × 371 мм	Дисплей /сенсорный экран	Потоковая передача по USB через внешний компьютер
Угловое поле зрения, В× Ш	30 × 21°	Многоядерная обработка	На внешнем компьютере
Возможность захвата текстуры	ДА	Интерфейс	1 × USB 2.0, USB 3.0 совместимый





*a*) *б*)

Рисунок 2.2 — Процесс подготовки и 3D-сканирования подкрыльного пространства: a - нанесение матирующего белого спрея;  $\delta$  - процесс сканирования

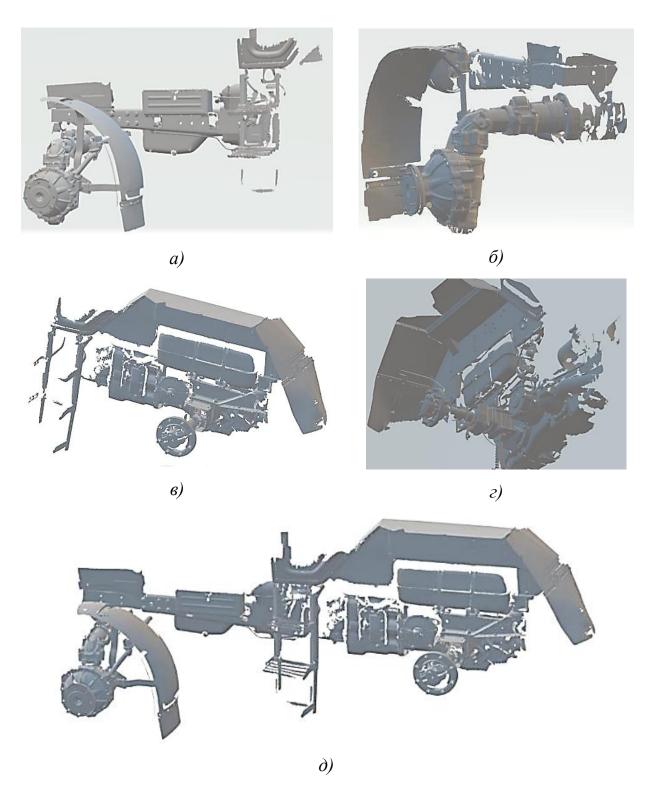


Рисунок 2.3 — Результирующие пространственные модели: a — передней левой полуоси;  $\delta$  — передней правой полуоси;  $\epsilon$  — задней левой полуоси;  $\epsilon$  — задней правой полуоси;  $\delta$  — левого борта трактора целиком

### 2.1.2 Определение параметров опорной поверхности и предельных положений ветвей TГМ

При переходе от традиционной колёсной ходовой части к гусеничным модулям с резиноармированной гусеницей ключевым проектным условием является обеспечение требуемого — и при этом минимально возможного — давления движителя на пахотный слой [4, 32, 56, 59,. Иными словами, именно значение нормального напряжения в зоне пятна контакта «гусеница — почва» диктует необходимую ширину ( $B_{ryc}$ ) и длину ( $L_o$ ) опорного участка гусеничной ветви.

Расчёт этих двух параметров является отправной точкой для построения всей кинематической схемы модуля, поскольку от них впоследствии зависят расположение катков, компоновка балансирных кареток, выбор натяжного механизма.

Для количественной оценки исходных нагрузок была сформирована укрупнённая балансировочная модель базового трактора «Беларус-82.1», включающая следующие элементы:

- собственная эксплуатационная масса шасси с базовым набором рабочих жидкостей  $4000~\mathrm{kr}$ ;
- балластные грузы, устанавливаемые на задний мост в полевых условиях  $200~{\rm kr};$
- навешиваемое орудие распределитель минеральных удобрений РУ- 1000 массой 1500 кг (выбор именно этого агрегата оправдан тем, что он не передаёт свой вес на почву и тем самым создаёт максимально тяжёлый случай для ходовой системы).

В результате моделируются два характерных случая эксплуатации:

- 1. Базовая масса с балластом трактор, оснащён балластными грузами массой 100 кг на каждом заднем колесе (рисунок 2.4).
- 2. Эксплуатационная масса с максимальной нагрузкой— трактор в той же балластной конфигурации, дополнительно нагруженный навешиваемым

распределителем минеральных удобрений РУ-1000 с полностью заполненным бункером (рисунок 2.5).

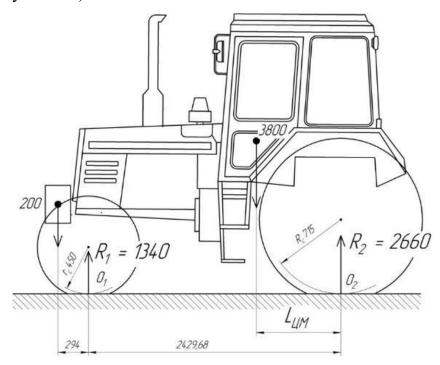


Рисунок 2.4 — Распределение эксплуатационной массы трактора Беларус 82.1

Для первого режима задача сводится к определению координаты продольного центра масс  $L_{\text{ЦМ}}$ . При втором режиме дополнительно необходимо вычислить реакции опор ( $R_1$  и  $R_2$ ) под передними и задними колёсами, поскольку на мосты действует суммарная масса «трактор + балласт + орудие».

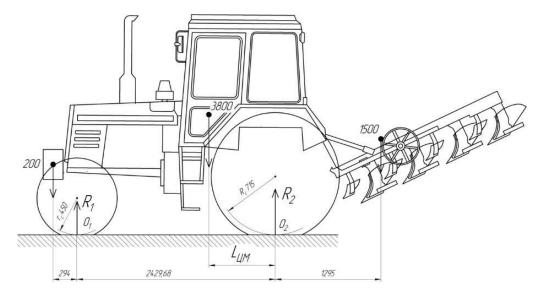


Рисунок 2.5 — Распределение массы трактора Беларус 82.1 с учетом массы орудия.

Решение выполняется через равновесие моментов относительно опорной точки  $O_2$  (ось заднего моста). Из уравнения получаем продольную координату центра масс  $L_{\text{ЦМ}} = 713,4$  мм.

$$R_1 \cdot 2429,68 - 3800 \cdot L_{IIM} - 200 \cdot (294 + 2429,68) = 0$$

Далее система (2) позволяет найти реакции на мостах во втором режиме:

$$\begin{cases} R_1+R_2-3800-1500-200=0;\\ R_2\cdot 2429,68-3800\big(2429,68-L_{\rm ЦM}\big)-200\cdot 294-1500(1295+2429,68)=0. \end{cases} \tag{2.1}$$
 Отсюда  $R_2=5007,89$  кг,  $R_1=429,1$  кг

Так как каждый мост опирается на две полуоси, полученные значения делятся пополам (таблице 2.2).

Таблица 2.2 – Расчетное распределение массы по мостам и полуосям трактора

<b>№</b> ,	Зона приложения	Приходящаяся масса в зависимости от комплектации, кг	
п/п	нагрузки	Без орудия	С орудием
1.1.	Передний мост	1340	492,11
1.2.	Задний мост	2660	5007,89
2.1.	Полуось переднего моста	670	246,055
2.2.	Полуось заднего мост	1330	2503,95

В тяжёлом варианте расчётные нагрузки составляют 670 кг для передней и 2503,9 кг для задней полуоси.

Нормативы ГОСТ 26955-86 регламентируют допустимое давление движителей на почву в диапазоне 0,04–0,06 МПа.

Поэтому для дальнейших расчётов принимаем:  $p_{min} = 0,040$  МПа;  $p_{max} = 0,060$  МПа. Далее проводится параметрический перебор комбинаций «длина опорной ветви  $L_o$  × ширина гусеницы  $B_{ryc}$ » по формуле:

$$B_{\rm ryc} = \frac{F_{\rm K}}{p_{\rm K}L_0},\tag{2.2}$$

где  $F_{\kappa}$  — сила, приходящаяся на колесо (H),  $p_{\kappa}$  — допускаемое среднее давление,  $L_{o}$  — задаваемая длина ветви.

Результаты сгруппированы в таблице 2.3. Для передней ходовой части обоснован диапазон ширины 300 мм, для задней — 400...420 мм.

Таблица 2.3 – Результат перебора возможных вариантов контакта

№,	Давление в	Ширина гусеницы $B_{\text{гус}}$ при длине опорного участка		
$\Pi/\Pi$	контакте, МПа	$L_{ m O}$ для полуоси, мм		
	1. Передняя полуось			
	300 500 700			
1.1.	0,040	547,73	328,64	234,74
1.2.	0,060	365,15	219,09	156,49
	2. Задняя полуось			
	1000 1250 1500			1500
2.1.	0,040	614,09	491,27	409,39
2.2.	0,060	409,39	327,52	272,93

Далее решаем обратную задачу: зная выбранную ширину  $B_{\rm ryc}$  и варьируя давление в пределах нормы, оцениваем, какой фактической длины  $L_{\rm p}$  потребует опорная ветвь. Используем следующее выражение:

$$L_p = \frac{F_{\rm K}}{p_{\rm K}B_{\rm ryc}},\tag{2.3}$$

Полученные значения сводятся в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Расчетные величина опорных участков ветвей гусениц

№,	Давление в контакте,	Лимиа опорного ущастка I пля слушая м	
$\Pi/\Pi$	МПа	Длина опорного участка $L_{\rm p}$ для случая, мм	
	1. Гусеница перед	него моста шириной 300 мм	
1.1.	0,04	547,7	
1.2.	0,06	365,15	
	2. Гусеница заднего моста шириной 400 мм		
2.1.	0,04	1535,23	
2.2.	0,06	1023,49	
	3. Гусеница заднего моста шириной 420 мм		
3.1.	0,04	1462,13	
3.2.	0,06	974,75	

Минимальные величины  $L_p$  соответствуют «компактной» базовой конфигурации модуля, максимальные — предельному положению при трансформации (увеличении пятна контакта). Предельные размеры впоследствии конкретизируются под имеющиеся в промышленности типоразмеры резиноармированных гусениц (РАГ) [29].

Отдельного внимания требует влияние кастора (продольного наклона шкворня) управляемых колёс. При штатных шинах угол α равен ~6°, что увеличивает продольную составляющую сопротивления повороту. После установки ТГМ и роста длины пятна контакта этот эффект возрастёт, следовательно, для его компенсации пятно контакта переднего модуля целесообразно сместить назад на 48 мм (рис. 7)

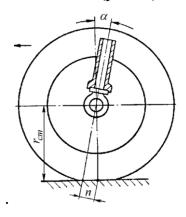


Рисунок 2.6 – Схема установки управляемых колес в продольной плоскости Итоговая схема расположения пятен контакта и протяжённости опорных

ветвей в базовом и трансформированном состояниях представлена на рис. 8.

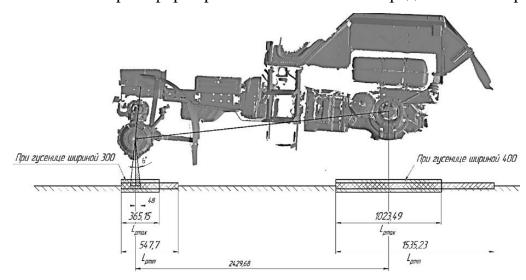


Рисунок 2.7 – Схема расположения пятен контакта

### 2.1.3. Расчетная схема действующих сил на тяговый гусеничный модуль

Наибольшая часть нагрузки от веса трактора и ее динамические составляющие приходятся на задние гусеничные модули. В этой связи расчетную схему сил целесообразно задать для заднего ТГМ [49, 60, 61, 63, 66, 67, 69]. Схема действующих сил представлена в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Схема действующих сил на ТГМ

№ <u>,</u> п/п	Описание	Изображение	Условия нагружения
1	Стоянка трактора на ровной горизонтальной поверхности		$F = (0,5 \cdot G_3 \cdot 1,3) = 41500\mathrm{H}$ где $F$ — сила, приложенная к раме; $G$ эт — эксплуатационный вес трактора, равный 65 000 H; $1,3$ — коэффициент запаса прочности конструкции.  Направление действия силы — вертикально вниз, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности.
2	Движение с максимальной силой тяги		Сила $F = 41500$ H. Направление приложение силы - $45^{\circ}$ к продольной оси, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности.

### Окончание таблицы 2.5

№, п/п	Описание	Изображение	Условия нагружения
3	Стоянка поперек уклона в 30° для верхней СГХС		Сила $F = 41500$ Н. Направление приложение силы - $30^{\circ}$ от вертикали по поперечной оси к центру машины, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности.
4	Стоянка поперек уклона в 30° для нижней СГХС	6x	Сила $F = 41500$ H. Направление приложение силы - $30^{\circ}$ от вертикали по поперечной оси от центра машины, все 4 опорных катка стоят на ровной горизонтальной поверхности.
5	Заезд на препятствие с отклонением СХГС на 15°		Сила $F = 41500$ Н. Направление приложение силы - $15^{\circ}$ от вертикали по продольной оси трактора, касание опорной поверхности двумя крайними катками.
6	Проезд препятствия с опорой на центральные катки		Сила $F = 41500$ Н. Направление приложение силы - вертикально вниз, касание опорной поверхности двумя центральными катками.

# 2.1.4. Разработка электронных моделей элементов ходовой системы трактора с тяговыми гусеничными модулями

В процессе работы по этапу были разработаны 3D-модели переднего и заднего ТГМ и их основных узлов. Общий вид ТГМ передней оси трактора представлен на рисунок 2.8, задней оси трактора – на рис. 2.9.

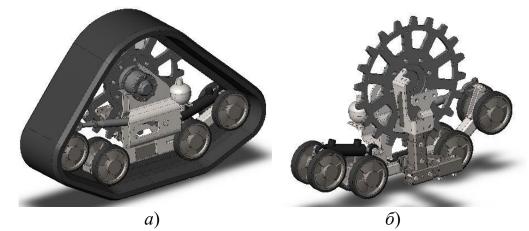


Рисунок 2.8 – ТГМ передней оси трактора:

a – вид спереди;  $\delta$  – вид сзади на ограничитель переворота

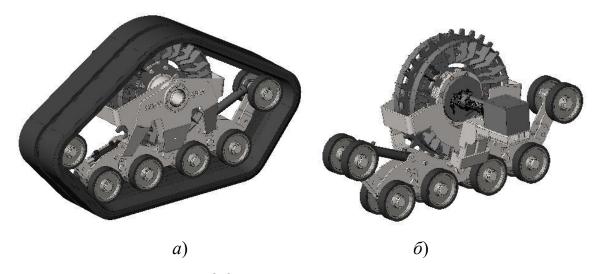


Рисунок 2.9 – ТГМ задней оси трактора:

a — вид спереди;  $\delta$  — вид сзади на ограничитель переворота Каждый ТГМ содержит:

- узел привода в сборе ведущей звездочкой и барабанами подпора траков, предназначенный для передачи крутящего момента от трансмиссии на гусеницу;

- резиноармированную гусеницу, представляющую собой массив из резиновых смесей с продольным и поперечным армированием, предназначенную для создания касательной силы тяги в зоне пятна контакта с опорной поверхностью и приведения трактора в движение;
- ответную ступицу, изготовленную из стали и предназначенную для установки ведущего колеса и крепления к ступице трактора;
- раму катков с кронштейном крепления подшипникового узла ведущего колеса, выполненную из стали в виде конструкции, предназначенную для объединения всех элементов гусеничного обвода и передачи части веса трактора на опорные катки;
- оси катков, выполненные из стали, предназначенные для установки на них опорных катков, также содержащие сайлент-блоки (виброизоляторы);
- опорные катки, выполненные из металло-полимерных материалов, предназначенные для передачи приходящей к ним от осей нагрузки на опорную ветвь гусеницы и обеспечения ее перематывания по гусеничному обводу;
- направляющие катки, схожие по конструкции с опорными катками, также выполненные из металло-полимерных материалов, предназначенные для обеспечения преодоления ТГМ препятствий, фиксации формы гусеничного обвода и обеспечения перематывания гусеницы по гусеничному обводу;
- амортизационно-натяжное устройство гидро-механического типа, состоящее из гидроцилиндров, подключаемых к общей гидросистеме трактора, и содержащее упруго-демпфирующие элементы, предназначенное для создания и поддержания усилия натяжения гусеницы и ее предохранения от многократных перегрузок, а для работы в качестве механизма изменения площади опорной поверхности и угла атаки гусеничного обвода для приспособления ТГМ и трактора в целом к различным условиям движения;
- стабилизатор тангенциальной устойчивости, содержащий силовые конструктивные элементы, выполненные из стали, предназначенный для

исключения переворота TГМ в целом относительно остова трактора вокруг оси ведущего колеса;

- систему подрессоривания с полимерными упруго-демпфирующими элементами, предназначенную для смягчения и поглощения толчков, ударов и вибраций, возникающих при движении трактора по неровностям пути.

Для передачи крутящего момента от трансмиссии трактора на гусеницы ТГМ разработаны узлы привода и ведущие колеса (рисунок 2.10). Ведущие колеса — звездочки цевочного зацепления с РАГ выполнены из листовой стали. Содержат фланцевые отверстия для крепления к ступице колес трактора. Главной особенностью конструкции узлов привода является наличие барабанов подпора трактов гусениц. Подпор траков обеспечивает равномерность передачи крутящего момента на гусеницу, исключая импульсы и удары в зацеплении. Обеспечивается постоянный контакт зубьев с цевками гусеницы — исключается динамический перекос гусениц при движении по обводу. Дополнительно обеспечивается разгрузка зубьев, т.е. часть крутящего момента передается барабанами. Последнее обеспечивает комбинированное фрикционно-цевочное зацепление ведущих колес с РАГ.

С внешней стороны через ступицу к звездочкам крепится подшипниковый узел. Корпус подшипникового узла впоследствии соединяется с несущей системой ТГМ.

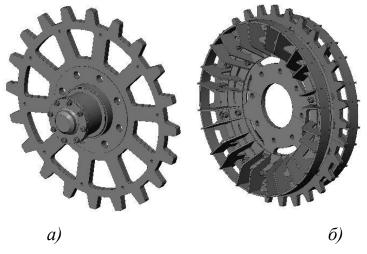


Рисунок 2.10 — Ведущие колеса: a — переднего ТГМ;  $\delta$  — заднего ТГМ

### 2.1.5. Обоснование выбора начальной окружности ведущих колес ТГМ

Принципиальным моментом при установке ТГМ вместо колес трактора является неизбежное понижение линейной скорости движения. Это объясняется тем, что расчётная окружность ведущей звёздочки (беговой звёздочки) гусеничного модуля, как правило, имеет заметно меньший диаметр, чем наружная или статическая окружность штатного колеса с пневматической шиной. Уже одно лишь уменьшение радиуса приводит к пропорциональному снижению пути, проходимого трактором за один оборот коленчатого вала при неизменных передаточных числах трансмиссии [2, 25, 35, 50, 51, 64, 66, 67].

Чтобы минимизировать ЭТОТ перепад скорости, целесообразно обеспечить максимально возможный диаметр начальной окружности ведущего колеса, позволяющий при этом разместить раму катков с системой подрессоривания и опорными катками. При больших значениях диаметра усложняется компоновка тележки и увеличивается масса модуля; при меньших — резко падает скорость и ухудшаются ходовые свойства на твёрдом покрытии.

Трактор «Беларус-82.1» в соответствии с представленными характеристиками обладает следующими величинами расчётных скоростей движения при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, на шинах основной комплектации [28]:

- а) переднего хода: наименьшая -1.9 км/ч; наибольшая -33.4 км/ч;
- б) заднего хода: наименьшая -4,09 км/ч; наибольшая -9,22 км/ч.

Диаграмма теоретических скоростей, реализуемых трактором с шинами базовой комплектации на всех передачах, представлена на рисунке 2.11 [28].

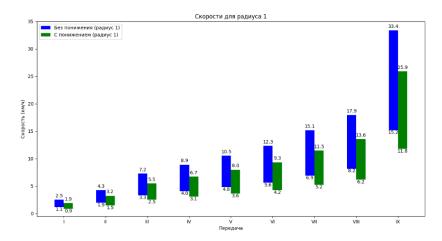


Рисунок 2.11 — Диаграмма теоретических скоростей движения трактора В базовой комплектации трактор укомплектован следующими шинами:

- задних колес Voltyre 15,5-38  $\Phi$ -2АД (характеристики приведены в таблице 2.6) [31];

Таблица 2.6 – Основные параметры колес Voltyre 15,5-38 Ф-2АД

Параметр	Значение	
Типоразмер	15,5-38	
Назначение	Сельскохозяйственные	
Бренд	VOLTYRE	
Наружный диаметр, мм	1570	
Ширина профиля, мм	394	
Посадочный диаметр, дюйм	38	
Статический радиус, мм	738	
Индекс нагрузки	137A6	
Максимальная нагрузка, Н (кгс)	2320	
Давление, кПа	230	
Норма слойности	10	
Максимальная скорость, км/ч	30	
(Индекс)	30	
Модель	Ф-2АД	
Тип вентиля	TK	
Артикул	82110124	
Камера	13,6-38	
Тип рисунка	Повышенной проходимости	
Обод рекомендуемый/допускаемый	DW14L; W14L/ DW11	
Объем загрузки шины, м <sup>3</sup>	1,025	
Примондомости	для тракторов, прицепной техники	
Применяемость	или сельхозорудий	

- передних колес Voltyre 11,2-20 (характеристики приведены в таблице 2.7) [32].

Таблица 2.7 – Основные параметры колес Voltyre 11,2-20

Параметр	Значение
Типоразмер	11,2-20
Назначение	Сельскохозяйственные
Бренд	VOLTYRE
Наружный диаметр, мм	985
Ширина профиля, мм	284
Посадочный диаметр, дюйм	20
Статический радиус, мм	453
Индекс нагрузки	120A8
Максимальная нагрузка, Н (кгс)	1400
Давление, кПа	240
Норма слойности	8
Максимальная скорость, км/ч	40
(Индекс)	40
Модель	VL-40
Тип вентиля	Д-13-260
Артикул	82110967
Камера	11,2-20
Тип рисунка	Повышенной проходимости
Обод рекомендуемый/допускаемый	W10 / W9, W7
Объем загрузки шины, м <sup>3</sup>	0,273
Применяемость	для тракторов

Значение статических радиусов, непосредственно определяющих кинематические параметры движения колесного или гусеничного движителя, являются первостепенными исходными данными при разработке трансмиссии и выборе рабочих скоростей машины. Для оптимизации расчетов и дальнейшего сопоставления теоретических и натурных характеристик трактора исходно были заданы номинальные размеры статических радиусов колес базовой колесной машины, принятые по справочным данным:

<sup>-</sup> для задних (ведущих) колес - 0,738 м;

<sup>-</sup> для передних (управляемых) колес - 0,453 м.

Следовательно, при идеальном (теоретическом) сопряжении передней и задней осей без учёта проскальзывания, деформации шин, изменения давления в шинах и других эксплуатационных факторов относительное кинематическое соотношение между частотами вращения задних и передних колес будет равно 0.738 / 0.453 = 1.629:1.

Данное отношение характеризует требуемое передаточное число межосевого (или межколёсного) синхронизирующего механизма трактора и закладывается конструктивные параметры В трансмиссии при проектировании. Однако практика показывает, что в реальных условиях эксплуатации идеальная картина нарушается по ряду причин: это и неодинаковое изнашивание протектора, и изменение давления воздуха в шинах, и частичное деформирование боковин колеса под действием нагрузки, и температурные факторы, влияющие на модуль упругости резины. Кроме того, на величину статического радиуса заметно влияют особенности грунта (жёсткое шоссе или мягкий рыхлый чернозём), а также суммарная масса навесного оборудования [40, 68].

С целью учёта этих факторов были выполнены натурные (полевые) замеры фактических статических радиусов конкретного экземпляра серийного трактора, который в дальнейшем рассматривается как базовый агрегат для проектируемого тягового гусеничного модуля (ТГМ). Измерения проводились на ровной горизонтальной площадке с использованием лазерной рулетки, поверенного уровня и комплекта калиброванных подкладок, позволяющих исключить перекосы и неопределённости. В результате получены следующие усреднённые значения:

- фактический статический радиус переднего (управляемого) колеса rc =
   450 мм;
- фактический статический радиус заднего (ведущего) колеса Rc = 715
   мм.

Полученные числа меньше паспортных, что подтверждает влияние эксплуатационных факторов. Реальное кинематическое соотношение,

определяющее взаимосвязь окружных скоростей передних и задних колес исследуемого трактора, соответственно составляет

$$R_c / r_c = 715 / 450 = 1,589 : 1.$$
 (2.4)

Полученное отклонение от теоретического значения 1,629 : 1 указывает на то, что при непосредственной установке ТГМ, сопрягаемого с ведущим мостом, необходимо предусмотреть соответствующую корректировку передаточных чисел, чтобы исключить перегрузку отдельных элементов трансмиссии и обеспечить требуемую тягово-динамическую эффективность.

При выборе рабочего диаметра (а точнее, диаметра начальной окружности) ведущего колеса ТГМ следует ориентироваться не только на геометрию гусеницы и компоновочные ограничения, но и на достижение полного спектра эксплуатационных скоростей базовой машины. В современном сельскохозяйственном производстве выделяют несколько диапазонов агротехнически обусловленных скоростей:

- 9–12 км/ч оптимальная скорость при выполнении первичной обработки почвы, в том числе плуга¬-отвального пахотного цикла;
- 14–16 км/ч рациональный диапазон при сплошной культивации и проведении предпосевных операций;
- до 15 км/ч рабочая скорость при посеве с использованием высокопроизводительных скоростных сеялок различного типа.

В то же время для маневрирования по дорогам общего пользования, внутрихозяйственных переездов и транспортных операций желательна более высокая скорость движения машины. Поскольку при работе с гусеничным модулем наблюдается неизбежное снижение окружной скорости вращения ведущего колеса из-за внутренних потерь (деформация гусеницы, трение в шарнирах траков, проскальзывание) и возможного проскальзывания на почве, представляется целесообразным закладывать некоторый запас. Практика применения гусеничной техники показывает, что данный запас составляет не менее 15–20 % от номинальной окружной скорости.

Таким образом, логично принять условие: на высшей передаче трактора, оснащённого ТГМ, линейная скорость движения по твёрдому основанию должна быть не ниже 20 км/ч. Соответственно, диапазон указанных выше агротехнических скоростей должен быть реализован, как минимум, на одну передачу ниже, обеспечивая достаточный технологический «шаг» между соседними передачами и рациональную загрузку силового агрегата.

Для приближённой оценки необходимого диаметра начальной окружности ведущего колеса ТГМ воспользуемся пропорциональным пересчётом с учётом реально измеренного статического радиуса заднего колеса ( $R_c = 715 \text{ мм}$ ). Исходными величинами принимаем:

- линейную скорость v = 20 км/ч (или 5,55 м/с);
- угловую скорость ω заднего колеса при номинальных оборотах двигателя пдв и передаточном числе высшей передачи івп (для базовой модели трактора она соответствует окружной скорости 33,4 км/ч).

При пропорциональной корректировке диаметра  $D_0$  (диаметра начальной окружности ведущего колеса гусеничного модуля) получаем выражение

$$D_0 \approx 1430 \cdot 20 / 34,3 \approx 834 \text{ MM},$$

где 1430 мм — удвоенный измеренный статический радиус заднего колеса, соответствующий эффективному диаметру его качения; 33,3 км/ч — предельная транспортная скорость базовой машины на шинах; 20 км/ч — требуемая новая предельная скорость трактора с ТГМ. Итоговое значение 834 мм является геометрически и технологически обоснованным, поскольку укладывается в габариты стандартных гусениц шириной 400–450 мм и не приводит к существенному повышению центра тяжести агрегата.

Для наглядности ниже представлена диаграмма расчётных линейных скоростей трактора в диапазоне передач при установке ТГМ с рассчитанным диаметром  $D_0 = 834$  мм (рисунок 2.12).

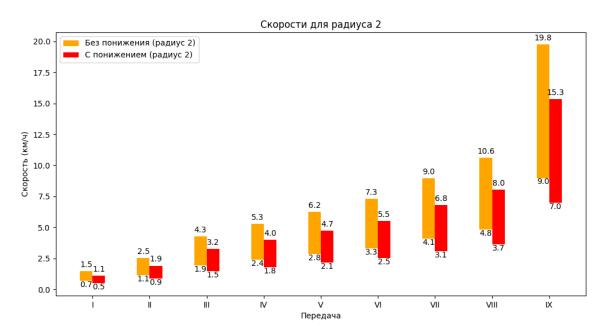


Рисунок 2.12 — Теоретические скорости движения при диаметре ведущего колеса 834 мм

По горизонтали отложены номера передач, по вертикали — линейная скорость машины. Штриховыми линиями выделены агротехнические зоны, соответствующие пахоте, культивации и посеву, а также зона транспортных скоростей. Видно, что:

- VII передача обеспечивает 4,1–9,0 км/ч этого достаточно для тяжёлых энергетически ёмких операций (предпахотное рыхление, дискование, боронование на небольших глубинах).
- VIII передача формирует 4,8–10,6 км/ч; верхняя граница 10–11 км/ч попадает в рекомендуемый интервал 9–12 км/ч для отвальной пахоты на лёгких и средних почвах.
- Нижний участок IX передачи (9,0–12 км/ч) также перекрывает пахоту, а диапазон 12–16 км/ч этой же передачи используется для культивации и скоростного посева.

• Верхняя граница IX передачи (19,8 км/ч) соответствует транспортным режимам трактора, обеспечивая требуемую скорость хозяйственных переездов вплоть до 20 км/ч.

Полный анализ результатов предварительного расчёта показал, что при базовом диаметре начальной окружности ведущего колеса D0 = 834 мм (рис. 10) диапазон эксплуатационных скоростей трактора оказывается «разорванным» и фактически концентрируется лишь на двух соседних передачах коробки передач — 16-й и 17-й. На транспортной (18-й) передаче машину удаётся разогнать до 20 км/ч, то есть целевое значение достигается, однако внутри агротехнического диапазона 9...16 км/ч наблюдаются следующие интервалы (см. исходную диаграмму):

- VIII/H -я передача 4,80...10,6 км/ч;
- IX/L-я передача 7...15,3 км/ч.

Данный участок между 10,73 и 10,98 км/ч, хотя и невелик (≈ 0,25 км/ч), в реальных условиях пашни приводит к необходимости частых переключений: при лёгком увеличении нагрузки (например, переходе на более тяжёлый участок почвы) трактористу придётся возвратиться на VIII/Н-ю передачу, а при облегчении — снова включать IX/L-ю. Частое переключение передач снижает производительность на 4-6 % и повышает утомляемость оператора.

Для устранения нежелательной пробела в диапазоне целесообразно сместить обе границы скоростей «вверх», то есть увеличить передаточный коэффициент трансмиссии за счёт большего диаметра ведущего колеса тягового гусеничного модуля (ТГМ). Практическим критерием принято достижение 12 км/ч на верхней границе VIII/Н -й передачи: именно при такой скорости традиционно выполняются основные операции по отвальной пахоте лёгких и средних почв [33]. Математически пересчёт выполняется по простой пропорции:

$$D_{0K} = D_0 \cdot 12 / 10,73 \approx 932 \text{ MM}.$$

Отсюда видно, что увеличение диаметра всего на 98 мм (≈ 11,7 %) позволяет эффективно «сгладить» кинематическую характеристику без вмешательства в коробку передач или изменении передаточных чисел главной передачи.

На рисунке 2.13 представлена откорректированная диаграмма теоретических скоростей трактора при новом значении  $D_{0\kappa} = 932$  мм.

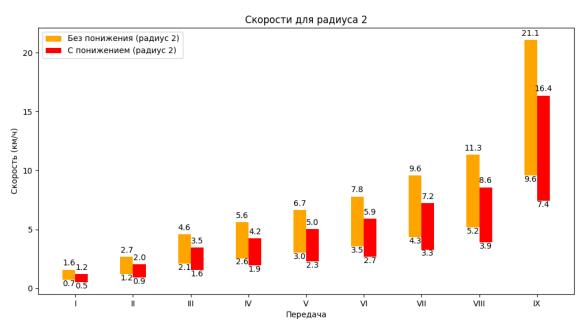


Рисунок 2.13 — Теоретические скорости движения при диаметре ведущего колеса 932 мм

Из анализа графика можно сделать несколько принципиальных выводов, а именно;:

- 1. VIII передача: рабочий диапазон 5,2...11,3 км/ч; верхняя граница 11–12 км/ч полностью перекрывает рекомендуемые 9...12 км/ч для отвальной пахоты.
- 2. IX передача: участок 12,0...16,4 км/ч закрывает требуемую зону 14...16 км/ч, характерную для культивации и скоростного посева; тем же диапазоном начинается выход на транспортные режимы.
- 3. IX передача (верхняя часть): максимальная скорость достигает 21,1 км/ч, что обеспечивает быстрые внутрихозяйственные переезды без перегрузки двигателя.

Тем не менее, увеличение диаметра колеса до 932 мм влечёт за собой ряд конструктивных ограничений

Получающийся наружный диаметр ведущего колеса составит не менее 65 % диаметра штатного пневматического колеса ( $\approx 1~430~\text{мм}$ ), что могут возникнуть конструктивные ограничения на его применение в конструкции.

С другой стороны, результаты расчёта показали, что эксплуатационно допустим и вариант с D0 = 834 мм. В связи с этим окончательный выбор диаметра ведущего колеса ТГМ следует оставлять за конструкторской проработкой, ограничив диапазон 834...932 мм.

Так же пропорционально увеличивается и размер переднего (управляющего) ведущего колеса ТГМ (напомним, оно устанавливается в месте переднего колеса трактора, если формируется полугусеничный вариант). Исходя из ранее установившегося реального кинематического коэффициента между задней и передней осями (формула (5): 1,589), получаем диапазон для переднего колеса:

$$D0\pi = (834...932) / 1,589 \approx 525...587 \text{ MM}.$$
 (2.4)

При этом также необходимо исходить из конструктивных соображений при необходимости меняя диаметры начальных окружностей и передних и задних колес.

## 2.1.6. Обоснование параметров ведущих колес ТГМ

Проектировочный расчет ведущих колес осуществлялся с помощью ранее разработанной графо-аналитической методики построения профильной поверхности зубьев и других конструктивных параметров ведущих колес для надежного поверхностного контакта в зацеплении именно с РАГ [37, 54, ].

Данная методика подробно изложена в статье [71]. Результат этого расчета приведен на рисунок 2.14.

Программная реализация графо аналитической методики В целях воспроизводимого проектировочного расчета был разработан прототип

вычислительного инструмента на Python, реализующий ключевые шаги графо аналитической методики построения профильной поверхности зуба ведущего колеса для надежного поверхностного контакта с РАГ. Программа автоматизирует расчет вспомогательных радиусов и углов, а также построение опорной геометрии зуба (центральный многоугольник по числу впадин/зубьев, базовые окружности и эквидистанты) и формирует графические и DXF выходные данные. На текущем этапе реализовано построение одного зуба (как базового фрагмента профиля), достаточного для отработки параметрических зависимостей и контроля зацепления; расширение до полного венца предусмотрено.

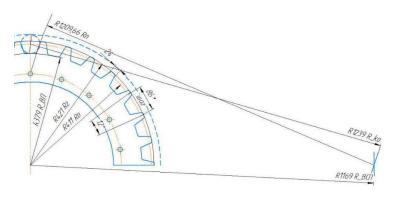


Рисунок 2.14 — Результат расчета зубьев ведущего колеса:  $R_0$  — радиус делительной окружности;  $R_{\rm B\Pi}$  — радиус окружности впадин;  $R_{\rm BC\Pi}$  — радиус вспомогательной окружности;  $R_{\rm \Gamma}$  — радиус головок зубьев;  $R_{\rm K0}$  — радиус центровой дуги;  $R_{\rm \Pi}$  — радиус профильной дуги окружности зуба

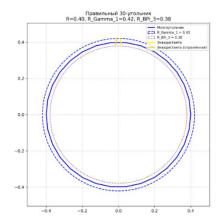


Рисунок 2.15 - Программная реализация расчета зубьев ведущего колеса Стоит отметить, что наличие податливости РАГ в различных направлениях действующих нагрузок, а также принципиальные конструктивные отличия цевки РАГ от цевки гусениц других типов, в том

числе РМГ и стальные гусеницы с резино-металлическим шарниром, не позволяю применить стандартные методики параметров зацепления [72].

Для оценки прочности зубьев, развитой спицевой части ведущих колес, барабанов a также тормозных проведена оценка напряженносостояния при действующих нагрузках с учетом деформированного коэффициента динамичности. Осуществлена проверка прочности зубчатого венца ведущего колеса по максимальным контактным и изгибающим напряжениям, действующим на зуб со стороны тягового усилия (рисунок 2.16, а). Также проведена на изгибную прочность в направлении перпендикулярном движению трактора, что в реальных условиях может быть вызвано воздействием гребней, стремящихся выйти из зацепления, при повороте машины или движении вдоль склона (рисунок 2.16,  $\delta$ ).

Наибольшие напряжения, действующие в зубе от силы тяги, составляют 104,359 МПа. Минимальное значение запаса прочности по пределу текучести составляет 2,645. Максимальное значение напряжений при изгибающего момента на часть зубчатого венца от выламывающих сил со стороны гребней гусеницы составляет 23.22 Мпа. Максимальное же перемещение в плоскости UY составило 0,164 мм. (рисунок 2.17, *a*), а максимальное суммарное перемещение составило 0,184 мм. (рисунок 2.17, *б*). Коэффициент запаса прочности составил 1,945.

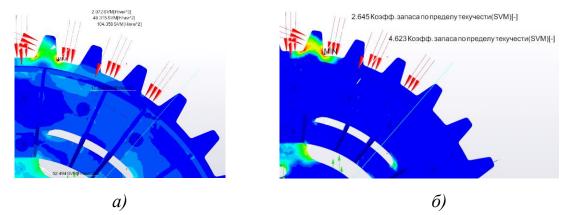


Рисунок 2.16 – Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих колес:

a) — нагружение зубьев силой тяги трактора;  $\delta$ ) — нагружение части венца зубьев осевой силой сползания гусениц

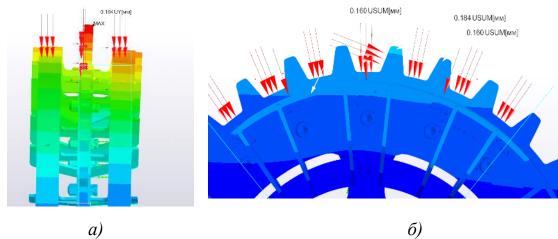


Рисунок 2.17 — Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих коле нагружение части венца зубьев осевой силой сползания: а —Перемещения в плоскости UY гусениц; б — Суммарные перемещения Результаты расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) отдельно для элементов подпора траков приведены на рисунках 2.18 и 2.19.

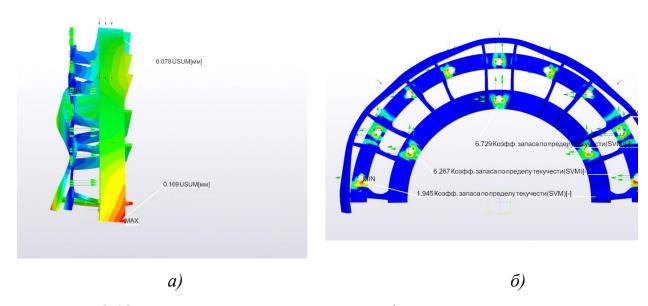


Рисунок 2.18 — Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих колес нагружение части венца зубьев осевой силой сползания: a — Суммарные перемещения гусениц;  $\delta$  — Коэффициент запаса по пределу текучести

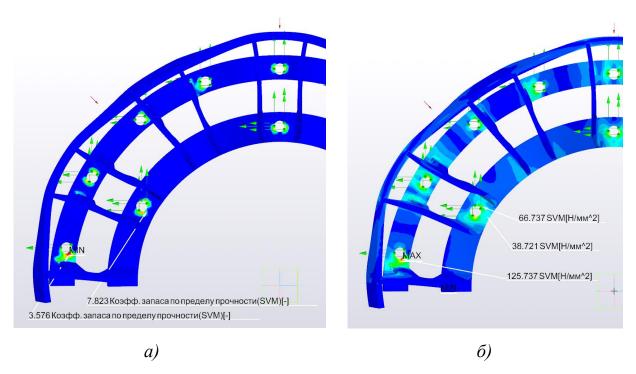


Рисунок 2.19 — Исследование напряженно-деформированного состояния ведущих колес нагружение части венца зубьев осевой силой сползания: a — Коэффициент запаса по пределу прочности;  $\delta$  — Суммарные напряжения

# 2.1.7 Подбор материалов для изготовления гусеничных модулей

Для достижения наилучших экономических показателей ТГМ без потери их функциональных параметров и эксплуатационных качеств при выборе материалов отдавалось предпочтение средней ценовой категории, но при этом не без внимания к уровню качества исходных заготовок, особенно из сортового проката. При отработке геометрических характеристик элементов конструкции отдавалось предпочтения такому варианту, при котором допустимо было использование серийного и находящегося в массовом производстве сортового проката, что гарантировало сохранение химического состава материалов и механических свойств конечного изделия.

Перед окончательным выбором материала проводился анализ конструкции на изгибную прочность методом конечно-элементного анализа. В качестве основного материала в этом случае для оценки роста внутренних

напряжений выбирался материал сталь 10 или его равноценный аналог, после чего оценивались прочностные качества конструкции и выбирался материал, соответствующий требованиям запаса прочности.

На рисунок 2.20 приведен анализ методом конечных элементов рамы катков переднего модуля ТГМ.

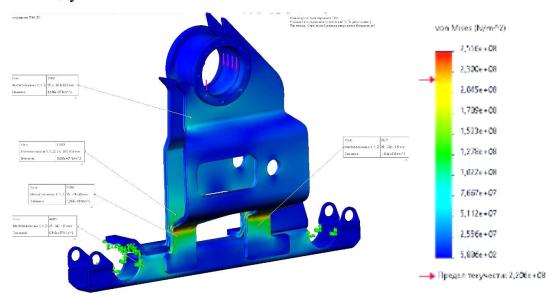


Рисунок 2.20 – Расчет методом конечных элементов рамы переднего ТГМ под нагрузкой 1340 кг с зондированием

Расчеты показали, что в случае с передней рамой даже при использовании стали 10 достигается прочность основных элементов с коэффициентом запаса не менее 2 (зеленая зона) при максимальной возможной нагрузке. Однако есть вероятность потери устойчивости в шейках в случае ударного воздействия при максимальной нагрузке (красная зона). В этом случае целесообразно применять сталь 20, которая обеспечивает запас прочности 1,2 в случае ударного воздействия при максимальных нагрузках.

На рисунке 2.21 приведен анализ методом конечных элементов несущей рамы заднего ТГМ.

Из анализа результатов расчета заднего ТГМ методом конечных элементов видно, что при применении стали 10 при максимальной нагрузке, также может произойти потеря прочностных качеств передней стойки (зеленая зона). При этом применение стали 20 дает запас прочности от 1,2 до 1,4 в этой

зоне, гарантирующей работоспособность конструкции при наибольшей действующей нагрузке.

На рисунке 2.21 приведен анализ методом конечных элементов ступичного адаптера заднего ТГМ. В данном случае оценка ступичного адаптера потребовалась из-за значительной удаленности точки крепления к точкой приложения ступице оси трактора И нагрузки, создающей составляющую, значительную консольную кроме того, конструкция ступичного адаптера подразумевает использование сварных деталей и их комбинации с деталями повышенной прочности и низкой свариваемостью, таких как труба, выступающая основной осью адаптера.

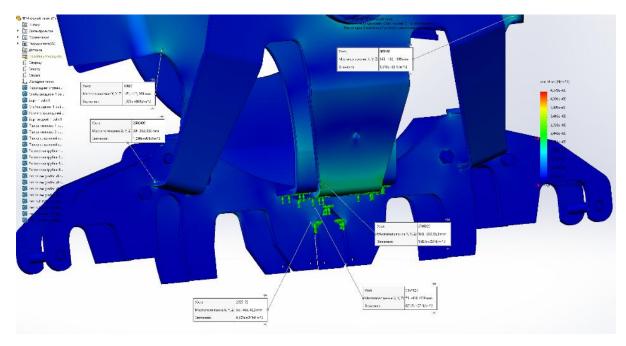


Рисунок 2.21 – Расчет методом конечных элементов рамы переднего ТГМ под нагрузкой 2660 кг с зондированием

Расчет ступичного адаптера (рисунок 2.22) показал, что значительные напряжения накапливаются в месте перехода от фланцевой части к оси. В этом случае требуемый запас прочности обеспечивается применением только сталей повышенной прочности и легированных сталей, допускающих сваривание, таких как сталь 45 и сталь 40Х. Видимые краевые эффекты возникают в месте перехода на канавке для выхода шлифовального круга и

являются недостатком метода конечных элементов и способа построения сетки, а не отражением действительных напряжений, возникающих в месте перехода. Диски фланцевой части можно изготавливать из стали 20 или стали аналогичного качества. В конечном итоге было принято решение изготавливать всю конструкцию из стали 45.

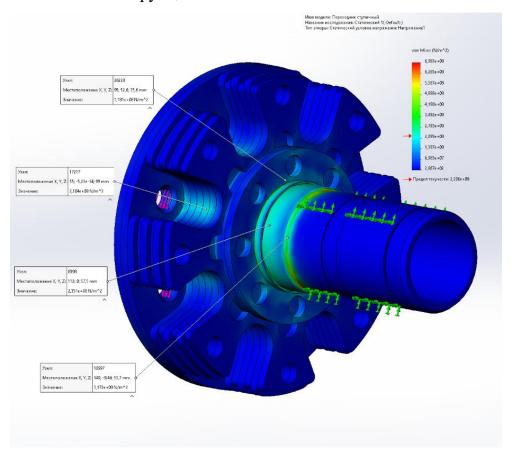


Рисунок 2.22 — Расчет методом конечных элементов ступичного адаптера заднего ТГМ под нагрузкой 2660 кг с зондированием

### 2.2 Обоснование параметров рамы катков

Система подрессоривания опорных катков ТГМ состоит из следующих элементов. На заднем ТГМ установлены балансирные каретки, связывающие по паре катков. Они установлены на упругом элементе, реализующем вертикальную и угловую (тангенциальную) податливость пары катков. Каждый из катков переднего и заднего ТГМ установлен на ось через упругий элемент (сайлент-блок), реализующий продольную и вертикальную

податливость, а также позволяющий оси совершать угловое перемещение. Последнее обеспечивает возможность копирования неровностей опорной поверхности при движении трактора с ТГМ. Кроме того, дополнительного упругого хода предполагается достичь за счет податливости шин опорных катков и РАГ [26, 62, 70, 73].

Основным элементом конструкции балансирных кареток, воспринимающим статические и динамические нагрузки, является балансир. Расчет НДС балансира представлен на рис. 18.

Наименьшие напряжения 210 Па (узел: 4074), а наибольшие 109 МПа (узел: 15857, рисунок 2.23, а). Запас прочности балансира обеспечен на уровне 2,03 минимум (рисунок 2.23, б). А перемещения – менее 1 мм.

Среди основных элементов конструкции также рассчитывалась сборочная единица каретки с опорными катками и упругими элементами. При нагружении учитывалась, что на ось будет приходить вес задней части трактора – 2 т. Ось закрепляем по краям (по посадочным диаметрам катков).

Силы от веса трактора по 10 000 H прикладываем с каждой стороны от центрального бортика. Максимальное напряжение 312 МПа. Максимальные перемещение 0,37 мм.

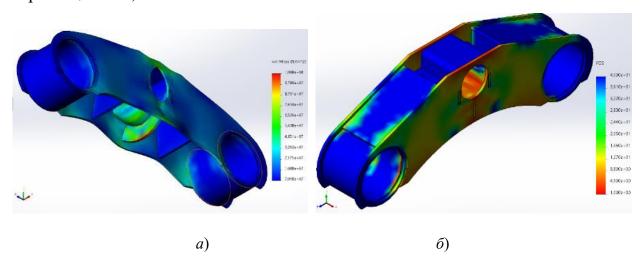


Рисунок 2.23 — Расчет напряженно-деформированного состояния балансира: a — эпюра напряжений;  $\delta$  — эпюра запаса прочности

Для расчета узла подвески принимаем 3 вида нагружения: при наезде на препятствие одним опорным катком, при наезде на препятствие двумя катками и нагрузка от поперечной силы, действующей на повороте.

При таком нагружении рабочая постоянно действующая сила будет равна по 2500 Н на сторону, если вес трактора приходится на один движитель. Максимальные напряжения 31 МПа. Максимальные перемещения 0,76 мм.

Максимально возможная нагрузка, приходящаяся на узел подвески при этом виде нагружения возникает, когда весь вес задней части трактора приходит на один каток. По 10000 Н на сторону. Максимальное напряжение 125 МПа. Максимальное перемещение 3 мм.

Расчет подвески при наезде на препядствие одним катком. При действии максимально возможной силы в 20000 H, деформация полиуретана составляет 9 мм, а напряжения 210 МПа на валу в концентраторах напряжения. Расчет подвески от действия осевой силы. Режим нагружения — приложение силы вдоль оси катка. Для нагрузки 9000 H при той же схеме нагружения. Предельное напряжение 4,3 МПа при предельно допустимом значение 37 МПа, перемещения 4,1 мм.

По известным аналитическим зависимостям проведен расчет прочности сварных соединений по максимальным нагрузкам. В результате теоретически все соединения обладают достаточной для возможных случаев нагружения несущей способностью.

Опорные катки ДЛЯ конструкции ТΓМ являются покупными них также необходимо провести оценку компонентами. Однако ДЛЯ напряженно-деформированного состояния И разработать эскиз ДЛЯ поставщиков и производителей. Большинство компаний осуществляют изготовление опорных катков по эскизам. На рисунок 2.24 представлены наработки по конструкции опорного катка с оценкой напряженнодеформированного состояния. На рисунке 2.25 представлен вариант конструкции опорного катка с цельнолитой конструкцией диска.

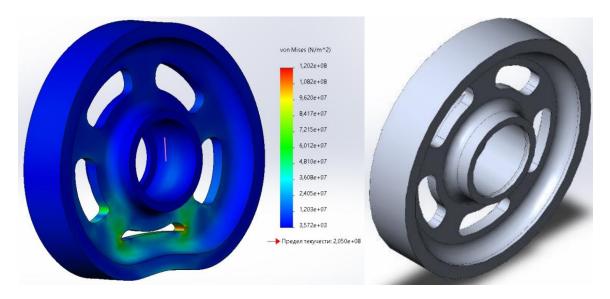


Рисунок 2.24 – Конструкция опорного катка и оценка его НДС

Для поставщиков и производителей разработан эскиз опорного катка (рисунок 2.26) с указанием геометрических и силовых параметров для переднего и заднего ТГМ.

Среди отечественных компаний, с которыми ведется работа по приобретению опорных катков представлены следующие: ООО «ПОЛИПЛАСТ», ООО «Коломенская полимерная компания», ООО «НПФ «ПЛАСТИКОН» и др.

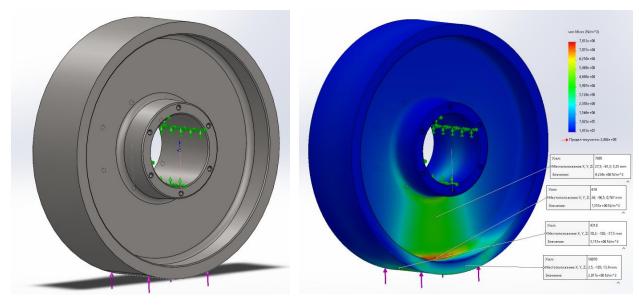


Рисунок 2.25 – Конструкция опорного катка с цельнолитым диском и оценка его НДС

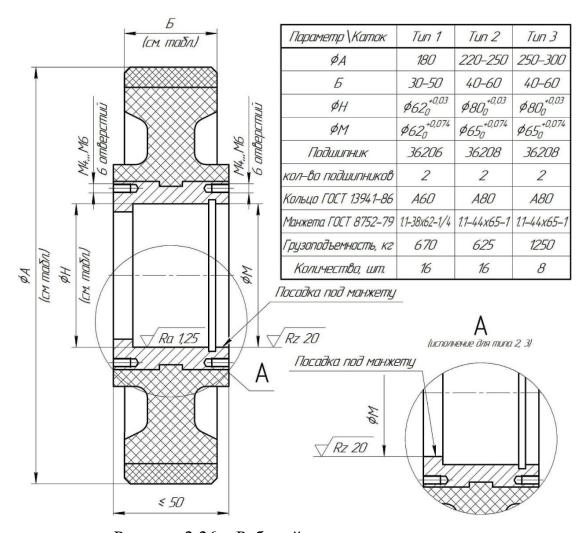


Рисунок 2.26 – Рабочий эскиз опорного катка На рисунке 2.27 представлена узел балансирной каретки в сборе катками



Рисунок 2.27 – Балансирные каретки ТГМ

Конструкция опорных катков для передних и задних ТГМ идентичная. Данные конструктивные решения позволили реализовать систему микроподрессоривания и виброизоляции для смягчения и поглощения высокочастотных вибраций при движении трактора по неровностям пути. Кроме того, достигается эффект приспособления ТГМ под рельеф местности за счет податливости сайлент-блока оси катков и возможности независимого перемещения каждого ролика.

разработанном варианте, исходя ИЗ расчетно-теоретических исследований, включая расчет напряженно-деформированного состояния конструкции, ТГМ обеспечивают конструкционную прочность ходовой системы при воспринятии нагрузок от трактора и машинно-тракторного агрегата; имеют возможность установки вместо колес трактора на штатные ступицы колес, а также их демонтаж и обратную замену на колеса с применением стандартного ручного инструмента, грузоподъемного оборудования, приспособлений и инвентаря, типовых для сервисной службы любого предприятия; обеспечивают асфальтоходность возможность порожнем передвижения трактора В режиме ИЛИ В агрегате оборудованием, технологическими машинами И находящимися В общего транспортном положении, дорогам пользования усовершенствованным покрытием без его разрушения.

### 2.3 Разработка стабилизатора тангенциальной устойчивости

Передний ограничитель переворота состоит из соединяемых колен. Каждое колено имеет сварное соединение по контуру контакта, и дополнительно усилено ребрами жесткости из листового металла [28].

Конструкция предусматривает сборку и регулирование размещения крепежных частей по 3 осям, для возможности настройки и оптимального расположения при креплении к переднему гусеничному модулю и трактору MT3-82.1.

Наиболее требовательным с точки зрения прочностных качеств ограничителя переворота, сказывающийся на его общей работоспособности является кронштейн крепления ограничителя к трактору. Кронштейн является связующим звеном с трактором и остальными деталями ограничителя. Ради

целостности конструкции кронштейн в конструкции заложена пространственная гибка листового металла, усиленная ребром жесткости для дополнительного сопротивления изгибающего момента [28, 47]. На рисунке 2.28 представлен общий вид узла ограничителя переворота и кронштейном.

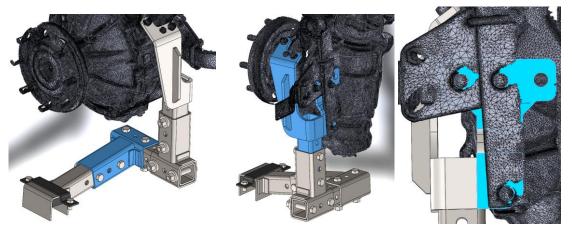


Рисунок 2.28 — Внешний вид переднего ограничителя переворота в сборе с узлом трактора

Сборка имеет сварные соединения по контуру соприкосновения каждой детали. На рисунке 2.29 представлены общий вид сетки кронштейна переднего ограничителя и расчетные данные для построения конечно-элементной сетки

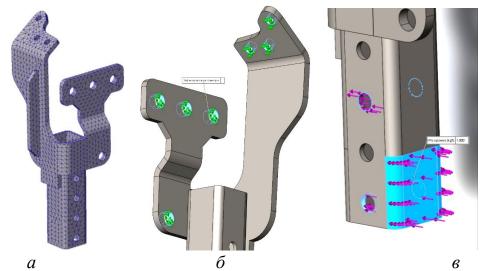


Рисунок 2.29 — Общий вид кронштейна в сборе с ребром жесткости и квадратной трубой: a — Сетка расчета конечно-элементного анализа элемента;  $\delta$  — Места закрепления поверхностей зафиксированной геометрией;  $\epsilon$  — грани приложения силы

Фиксация деталей происходила по всем отверстиям в кронштейне для имитации фиксации болтового соединения

После проведенного анализа напряженно-деформированного состояния были получены карты напряжений с зондированием основных участков конструкции которые поглощают напряжение (рис. 30), а также.

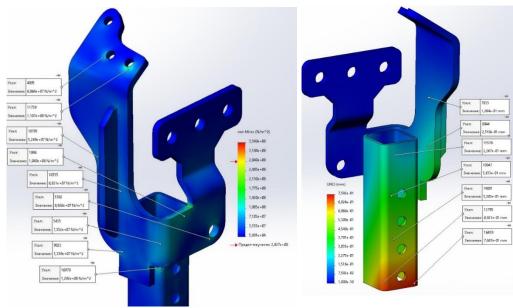


Рисунок 2.30 — Карта напряженно-деформированного состояния узла крепления стабилизатора тангенциальной устойчивости к корпусу редуктора моста

Таблица 2.8 – Данные напряженно-деформированного расчета при статической нагрузки в 1000 кгс

№	Номер узла	Расчет напряжения	№	Номер узла	Перемещение
1	4895	60,64·M∏a	1	7833	0,1264 мм
2	11759	110,7 МПа	2	8044	0,2510 мм
3	10795	52,49 MПа	3	15578	0,2267 мм
4	1046	606,4· МПа	4	18947	0,3633 мм
5	10355	60,64· МПа	5	19001	0,5303 мм
6	5382	60,64 M∏a	6	12795	0,6921 мм
7	5435	60,64 M∏a	7	16459	0,7447 мм
8	9822	60,64·M∏a			
9	16978	606,4 МПа			
Предел текучести		282,7 МПа			

Исходя из полученных данных можно утверждать, что разработанная конструкция кронштейна переднего ограничителя переворота гусеничного

модуля удовлетворяет условиям надежности и позволит предотвратить переворачивание переднего гусеничного модуля. Общая сборочная конструкция позволяет регулировать положения ограничителя переворота в 3 осях, что предусматривает элемент универсальности и самостоятельности конструкции в применении разных вариантах автотракторной техники.

Конструкция заднего ограничителя переворота отличается от переднего в связи с отличием конструкции, габаритов заднего и переднего гусеничного модуля (рисунок 2.31).

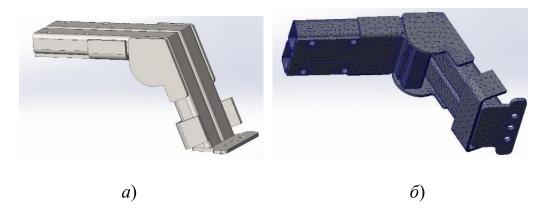


Рисунок 2.31 — Внешний вид заднего ограничителя переворота и построение сетки: a — общий вид конструкции;  $\delta$  — построенная сетка

Фиксация заднего ограничителя переворота осуществлялась по точкам болтовых соединений. Для имитации болтового соединения была использована фиксированная геометрия в модели (рисунок 2.32).

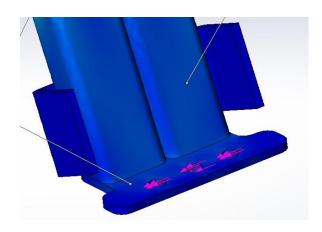


Рисунок 2.32 — Приложенная нагрузка на задний ограничитель, равная 36кН На рисунке 2.33 представлены результаты напряженнодеформированного состояния заднего ограничителя переворота.

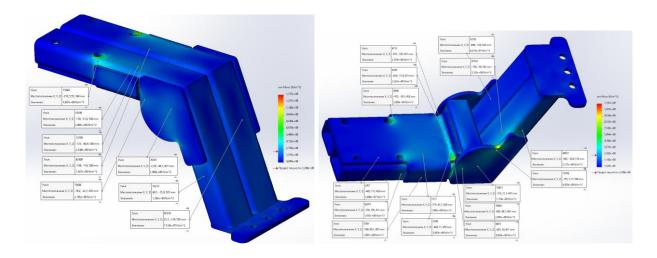


Рисунок 2.33 — Результат напряженно-деформированного состояния заднего ограничителя переворота,

### 2.4. Подбор комплектующих для изготовления гусеничных модулей

На рынке РАГ представлены преимущественно одной компанией, которая осуществляет их поставки из КНР – ООО «Азия-Трак» (ООО «ПРОМДЕТАЛЬ»). На основании имеющихся предложений, подбираем РАГ, наиболее подходящие по нагрузке и геометрическим параметрам. Этим критериям удовлетворяют РАГ типоразмера 450х86х56 (рисунок 2.34, 2,35) для заднего ТГМ и 280х80х34 (рисунок 2.36) – для переднего ТГМ. Масса РАГ типоразмера 450х86х56 составляет 248 кг, общая длина 4816 мм. Масса РАГ типоразмера 280х80х34 составляет 36 кг, общая длина 2720 мм.



Рисунок 2.34 – РАГ типоразмера 450x86x56 (КНР) для заднего ТГМ: a – вид протектора;  $\delta$  – размещение на паллете



Рисунок 2.35 - РАГ типоразмера 450х86х56 (КНР) для заднего ТГМ (вид сверху)



Рисунок 2.36 – РАГ типоразмера 280х80х34 (КНР):

а – вид протектора; б – вид гусеницы сбоку

На рисунке 2.37 представлены выбранные катки Tellure Rota 051 для переднего гусеничного модуля внешним диаметром 180 мм с полиуретановой беговой дорожкой и грузоподъемностью не менее 350 кг (рисунок 2.38, a) и выбранные для заднего гусеничного модуля катки Tellure Rota 642157 внешним диаметром 250 мм с полиуретановой беговой дорожкой и грузоподъемностью не менее 1500 кг (рисунок 2.38,  $\delta$ ). Упаковка катков представлена на рисунке 2.39.

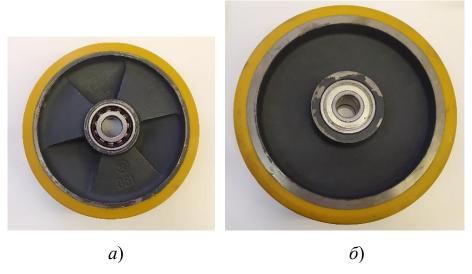


Рисунок 2.37 — Внешний вид выбранных катков Tellure Rota (Италия): a — диаметром 180 мм;  $\delta$  — диаметром 250 мм

Выбор гидроцилиндров основывался на следующих параметрах: рабочее давление не менее 20 МПа; рабочая полость необходима одна поршневая, но можно вариант с поршневой и штоковой полостью; внутренний диаметр поршневой полости от 55 до 65 мм; первый цилиндр: в сложенном состоянии длина не более 300, в выдвинутом - не менее 415; второй цилиндр: в сложенном состоянии длина не более 400 мм, в выдвинутом - не менее 560; Усилие законцовки на сферических подшипниках. создаваемое гидроцилиндрами должно быть не менее 650 кг для гидроцилиндра натяжения и 1200 кг для гидроцилиндра механизма изменения площади контакта с опорной поверхностью. В итоге был приобретены гидроцилиндры ГЦ 40.25.70.260.020 (ШС) (рисунок 2.41, а) в качестве гидроцилиндров натяжения -4 шт., и гидроцилиндры Ц50-3405215A (ЦГ-50.25x200.11) (рисунок 2.39, б) в качестве гидроцилиндров механизма изменения площади контакта с опорной поверхность – 2 шт. Для переднего модуля также был приобретены талрепы SP M 20 U+U DIN 1478 – 2 шт. (рисунок 2.39, в).



Рисунок 2.38 — Упаковка катков из 16 шт. диаметром 180 мм и 24 шт. диаметром 250 мм



Рисунок 2.39 — Основные узлы механизмов натяжения и изменения площади опоры:

a — гидроцилиндр изменения площади опоры;  $\delta$  — гидроцилиндр механизма натяжения;  $\epsilon$  — талреп натяжения

Выбранные подшипники, применяющиеся в конструкциях узлов привода и при установке катков переднего модуля показаны на рисунок 2.40, среди которых EBF 7204 B-TN (рисунок 2.40, a) — радиально-упорный подшипник для установки в катки, подшипник 97510 ГОСТ 6364-78 (рисунок 2.40,  $\delta$ ), устанавливаемый в узлы привода передних гусеничных модулей и

подшипник 3007722A ГОСТ 27365-87 (рисунок 2.40,  $\epsilon$ ), применяемый в узле привода задних ТГМ.

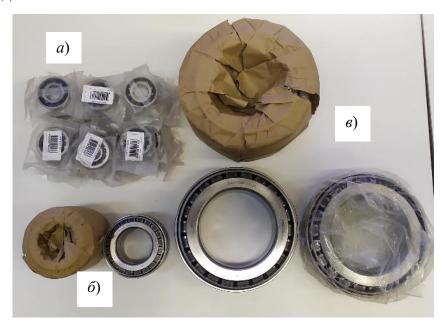


Рисунок 2.40 — Основные применяемые в конструкции ТГМ подшипники: a — катков переднего модуля;  $\delta$  — узлах привода переднего модуля;  $\epsilon$  — узлах привода задних модулей

#### 2.5 Система изменения площади пятна контакта ТГМ

Механизм натяжения гусеницы и механизм изменения площади контакта – это регулирующие устройства, воздействующие на передний и задний кривошипы соответственно. В каждом из них в простом случае может использоваться винтовая пара, или гидроцилиндр, электромеханический цилиндр в качестве исполнительного элемента. В разработанном съемном тягово-гусеничном момдуле предпочтительно применение компактных гидроцилиндров двухстороннего действия, поскольку они обеспечивают плавное управление и могут быть легко интегрированы в существующую гидросистему трактора. Гидроцилиндр механизма изменения площади контакта крепится к раме и заднему кривошипу. Его задача – опускать или поднимать заднее направляющее колесо, изменяя конфигурацию гусеничного обвода. Оба гидроцилиндра позволяет надежно удерживать установленные

кривошипы в выбранном положении (номинальном или увеличенном контакте) без постоянной подачи давления [6, 22, 24, 58].

Механизм изменения площади контакта позволяет трансформировать гусеничный модуль из режима с укороченным пятном контакта (номинальный) в режим с максимально удлиненной опорной поверхностью гусеницы. На рисунке 41 показано положение гусеницы и колес модуля при номинальной (уменьшенной) площади контакта, а на рисунке 6 – при максимальной.

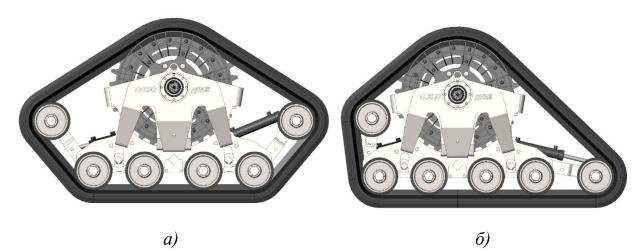


Рисунок 41 — Принцип изменения пятна контакта заднего съемного тягово-гусеничного модуля: a — базовое положение ТГМ;  $\delta$  — увеличенное пятно контакта ТГМ

В номинальном режиме задний ленивец приподнят (кривошип повернут вверх), из-за чего задняя часть гусеницы не касается грунта, и опирание осуществляется на передний ленивец и опорные катки (гусеничная ветвь короче полной длины). В максимальном режиме — напротив, задний ленивец опущен в крайнее нижнее положение, так что вся длина гусеницы от переднего до заднего колеса лежит на опоре.

Переход из одного режима в другой осуществляется следующим образом. Например, при необходимости увеличить площадь опоры на мягком грунте тракторист переводит рычаг управления в режим «увеличение пятна контакта». При этом сначала автоматически снижается натяжение гусеницы (гидроцилиндр натяжения немного втягивает шток, ослабляя полотно). Затем

гидроцилиндр механизма изменения площади контакта выдвигает шток, поворачивая задний кривошип вниз до опорного положения или до нужного угла (можно установить промежуточное положение, увеличив площадь контакта ровно на требуемую величину). После опускания ленивца гидроцилиндр натяжения вновь натягивает полотно, обеспечивая нормальное натяжение гусеницы в новом положении. В результате изменения геометрии обвода изменяются углы атаки гусеницы спереди и сзади, удлинив опорную базу. Обратный перевод модуля в номинальное состояние (например, перед выездом на твердое покрытие) выполняется в обратной последовательности.

#### 2.6 Выводы по разделу

- 1. Уточнены компоновочно-габаритные ограничения установки ТГМ на базовый трактор на основе оптической оцифровки крыльевых ниш и бортовых редукторов; обеспечена увязка гусеничного обвода и узлов модуля с габаритами шасси без вмешательства в конструкцию трактора. Сформирован состав расчётно-аналитических разделов главы (опорная поверхность, силовая схема, электронные модели, выбор параметров колёс и т.д.).
- 2. Разработан и применён метод определения параметров опорной поверхности и предельных положений ветвей гусеничного обвода, позволяющий задавать длину опорной ветви, расположение катков и выбирать ширину гусеницы под ограничения базового шасси. Данный метод зафиксирован в положении на защиту и служит базой для проектирования холовой части ТГМ
- 3. Сформирована расчётная схема действующих сил и режимов нагружения ТГМ, что обеспечило корректную постановку прочностных расчётов и выбор схем подвески/упругих элементов.
- Выполнена САD/САЕ-верификация ключевых узлов ходовой системы: для балансира получены отах ≈ 109 МПа при запасе прочности ~2,03 и перемещениях < 1 мм; для сборочной единицы каретки с катками при</li>

эквивалентной нагрузке  $\sim 20$  кH на сторону оси —  $\sigma$ max  $\approx 312$  МПа и перемещение  $\sim 0.37$  мм. Результаты подтверждают несущую способность принятых сечений и кинематику качания кареток.

- 5. Обоснованы параметры ведущих колёс ТГМ (профиль зубьев/поверхности контакта с резиноармированной гусеницей) по графоаналитической методике с программной реализацией на Python; обеспечена надёжность поверхностного контакта и технологичность изготовления
- 6. Обоснованы параметры рамы катков и разработан ограничитель переворота (стабилизатор), воспринимающий реактивный момент и удерживающий модуль в устойчивом положении при наезде на препятствия и в тяговых режимах.
- 7. Выполнен подбор материалов силовых элементов (прочность, коррозионная стойкость, технологичность) и подбор комплектующих (катки, подшипниковые узлы, гидроцилиндры натяжения, элементы подвески), что сформировало спецификации для изготовления опытных образцов.
- 8. Совокупность расчётно-аналитических результатов главы подтверждает достижимость целевых эксплуатационных требований (скоростной диапазон, тяговые режимы, прочность узлов) и готовность дальнейшим испытаниям. К ключевым конструкции К выносимым положениям относятся: расчетное обоснованные D<sub>0</sub> ведущих колёс, силовая схема ТГМ и механизм регулирования площади контакта.

#### ГЛАВА З ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Лабораторный этап экспериментальных исследований был нацелен на подготовку трактора к полевым испытаниям и первичную оценку его параметров в статических условиях. Испытания проводились на базе Российского государственного аграрного университета — МСХА им. К. А. Тимирязева. В качестве помещения для лабораторных работ использована мастерская (ауд. 26 корп. 116), где осуществлялась установка т (ТГМ) на трактор и измерение его массогабаритных параметров. Лабораторные испытания включали проверку и настройку всех систем трактора с установленными модулями, а также сбор исходных данных перед выездом на полигон.

Проведена проверка самих гусеничных модулей — контроль их комплектности и дефектов, а также оценка подвижности основных узлов (вращение опорных катков, шарнирных соединений и т.д.). Одновременно трактор в базовой комплектации (с штатными колесами) прошел технический осмотр для удостоверения исправности основных систем. Далее выполнены базовые измерения параметров трактора с колесами: определены его внешние габаритные размеры, колея и база, а также расстояния до характерных точек навесного оборудования. Измерено распределение массы трактора по осям — путем взвешивания передней и задней оси по очереди на автомобильных весах. Кроме того, на ровной площадке замерен наименьший радиус поворота трактора в колесном исполнении. Полученные данные зафиксировали исходное состояние машины без ТГМ.

После базовых замеров трактор был переоборудован — осуществлена установка тяговых гусеничных модулей на ведущие оси. Затем аналогичные измерения повторены уже для трактора с гусеничным движителем: определены габаритные размеры с установленными модулями и новая величина колеи, а также масса, приходящаяся на каждый гусеничный модуль (поочередное взвешивание). Это позволило оценить изменения центровки и

нагрузок на оси после монтажа ТГМ. На данном этапе также проверено, что геометрия модулей согласована с базовой машиной — зазоры между гусеницами и элементами трактора соответствуют расчетным, никаких контактов или помех не возникло.

Лабораторные испытания завершались контрольными проверками и подготовкой к полевому этапу. Перед выездом из мастерской проведена тщательная техническая проверка трактора с ТГМ: проконтролировано натяжение гусениц, затяжка всех резьбовых соединений, работоспособность узлов подвески модулей и тормозной системы трактора. Также протестирована и откалибрована система сбора данных – беспроводной измерительный комплекс, установленный на трактор. Проверка показала корректную работу канала передачи данных И датчиков скорости. проверки работоспособности переоборудованной машины трактор выполнил пробные движения вперед и назад на малой передаче по ровному полу мастерской. Убедившись в исправности, трактор с установленными гусеничными модулями был допущен к полевым испытаниям.

Испытания в лабораторных условиях заняли два дня из общего цикла эксперимента. На первый день проводились статические измерения, а на второй день — финальные настройки, калибровка измерительной аппаратуры и отработка методики предстоящих выездных тестов. Условия внутри помещения поддерживались близкими к нормальным: температура около +20 °C, отсутствовали внешние погодные воздействия. Все полученные на лабораторном этапе данные были зафиксированы и послужили отправной точкой для сравнительного анализа с результатами полевых испытаний.

## 3.1 Описание лабораторного оборудования

Для выполнения экспериментальной части исследования использовано следующее оборудование:

- 1) Измерительные инструменты: для геометрических измерений и сбора данных использовались общепринятые контрольно-измерительные инструменты. Измерение линейных размеров до 5 м выполнялось стальной рулеткой (длина 5,5 м, погрешность ±1 мм). Длины до 100 м измерялись лазерным дальномером RGK D100 (зав. № 18A075036) с погрешностью ±2 мм. Для измерения диаметральных размеров (колес, звездочек) применялся электронный штангенциркуль Місгоп ШЩЦБ-1-150 (погрешностью ±0,02 мм). Хронометраж времени движения осуществлялся с помощью цифрового секундомера (специализированное приложение на смартфоне).
- 2) Оборудование для взвешивания: распределение массы трактора по осям и изменение веса после установки модулей определялись с помощью переносных автомобильных весов CAS RW-15-2 (две весовые платформы под колеса/модули, зав. № 022223744/743, измерительный блок № 022223709). Данные весы имеют предел взвешивания 15 т на платформу. Основные технические и метрологические характеристики приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Технические и метрологические характеристики автомобильные весы CAS RW-10P

Показатель	Значение
Разрядность индикатора	5 знаков высотой 25 мм
Тип индикатора	Жидкокристаллический
	(с подсветкой)
Тип измерения	Тензометрический
Диапазон рабочих температур:	-40 ∼ +40 °C
- для грузоподъемного устройства:	-10 ~ +40 °C
- для весоизмерительного устройства:	-10 % 140 C
Влажность, %, не более	90
Питание от сети через адаптер или от	Частота 49~51 Гц,
перезаряжаемого аккумулятора	напряжение 187 ~ 242 B
Потребляемая мощность, ВА	0,8
Продолжительность работы от батарей, час	20
Размеры платформы, мм	900 x 500 x 39

Окончание таблицы 3.1

Показатель	Значение	
Размеры весоизмерительного устройства, мм	417 x 223 x 20,9	
Масса, кг, не более	30,2	
Максимальная нагрузка, т	30	
Минимальная нагрузка, т	0,4	
Поверочное деление $e$ , и действительная цена	20	
деления, $d$ , (e=d), кг		
Число поверочных делений (n)	1500	
Пределы допускаемой погрешности, тре, при		
поверке	±0,5e	
$0 < m \le 500e$	±1e	
$500e < m \le 2000e$	±1,5e	
$2000e < m \le 3000e$		

- 3) Динамометрическое оборудование: для оценки тягового усилия трактора применялся электронный тензодинамометр «ПетВес» ДЭП/6-1Д-100Р-2 с измерительным блоком UNIGRAM WI-19 (заводской № 085854). Динамометр рассчитан на усилия до 100 кН и позволяет регистрировать буксировочное (тяговое) усилие в режиме реального времени. Он подключался между испытуемым трактором и тормозным устройством при проведении тяговых испытаний, передавая данные на регистратор по интерфейсу RS-232.
- 4) Измерительный комплекс для скорости и пройденного пути. Разработана специализированная система бесконтактного измерения поступательной скорости и проскальзывания гусениц. На трактор установлен комплект из двух магнитных инкрементных энкодеров AS5600 (разрешение 4096 импульсов/об): один датчик монтируется на валу ведущей звездочки ТГМ и измеряет угловую скорость  $\omega_3$  (рисунок 3.1), второй на холостом опорном катке (рисунок 3.2), прокатывающемся по поверхности, измеряя  $\omega_{\kappa}$ .

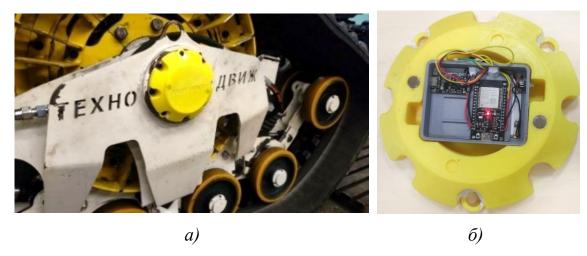


Рисунок 3.1 — Внешний вид первого датчика измерения буксования: a) — Место датчика к ТГМ;  $\delta$ ) — Внешний вид структуры датчика

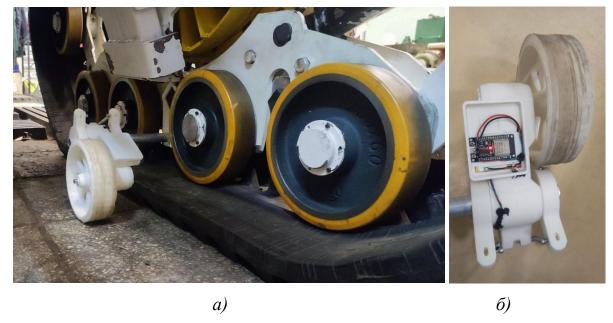


Рисунок 3.2 – Внешний вид второго датчика измерения буксования: *а)* – Место датчика к ТГМ; *б)* – Внешний вид структуры датчика

Каждый энкодер подключён к отдельному микроконтроллерному модулю на базе ESP-32. Модули образуют одноранговую Wi-Fi-сеть (стандарт IEEE 802.11n) с синхронизацией таймеров по протоколу NTP-Peer. Частота опроса датчиков составляет 200 Гц, а задержка беспроводной передачи не превышает 5−7 мс. Питание автономных узлов осуществляется от литий-ионных аккумуляторов (ёмкостью ~12 Вт·ч), обеспечивающих не менее 4 часов непрерывной работы. Специально разработанное ПО (Arduino IDE) выполняет первичную обработку сигналов: пересчитывает угловые скорости в

линейные значения с учетом радиусов (для звездочки  $r_3 = 0,400$  м, для катка  $r'_{\rm K} = 0,180$  м) и выполняет скользящее усреднение с окном  $\sim 0,5$  с. В результате формируются потоки данных  ${\rm V}_{\rm Teop}$  (теоретическая скорость по звездочке) и  ${\rm V}_{\rm факт}$  (фактическая скорость по катку), которые транслируются пользователю через веб-интерфейс на ПК или смартфон.

5) Контроль условий испытаний: в ходе полевых экспериментов осуществлялся мониторинг метеоусловий. Для измерения текущей температуры воздуха и относительной влажности применялся цифровой термогигрометр ИВА-6Н-КП-Д (зав. № 20761). Атмосферное давление контролировалось по барометру-анероиду М-110 (зав. № 26).

### 3.2 Характеристика объекта исследования

Базовый трактор. Объектом исследования служит колесный трактор общего назначения «Беларус 82.1» производства ОАО «Минский тракторный завод» (тяговый класс 1,4) (рисунок 3.3), заводской № 08103650, двигатель Д-243 (без турбонаддува) мощностью 59,6 кВт.



Рисунок .3.3 – Внешний вид трактора «Белорус 82.1»

Основные технические характеристики базового трактора приведены в таблице 3.2.

 Таблица 3.2. Основные технические характеристики трактора Беларус

 82.1

Показатель	Значение	
Длина, мм	3835	
Ширина, мм	1970	
Высота, мм	2780	
База трактора, мм	2450	
Дорожный просвет, мм	465	
Колея по передним колесам, мм	1400-1600	
Колея по задним колесам, мм	1800-2100	
Наименьший радиус поворота, м	4,5	
Размерность шин:		
а) передних колес	11.2-20	
б) задних колес	15.5-38	
Наружный диаметр (пер./зад.), мм	985/1570	
Статический радиус (пер./зад.), мм	460/730	
Двигатель	Д-243, без турбонаддува	
Мощность двигателя, кВт	59,6	
Номинальная частота вращения, мин-1	2200	
Удельный расход топлива при		
эксплуатационной мощности, г/кВт*ч	235	
Скорость движения:		
а) переднего хода (мин./макс.), км/ч	1,94/34,3	
б) заднего хода (мин./макс.), км/ч	4,09/9,22	
Масса трактора, кг		
а) конструкционная	3720±100	
б) эксплуатационная максимальная	6500	
Распределение эксплуатационной массы по		
мостам, кг	1340	
а) на передний	2660	
б) на задний		

Выбор трактора «Беларус 82.1» в качестве базы обусловлен его широкой распространенностью и типичностью для класса 1.4 – это самый массовый в

России трактор данного тягового класса. Вместе с тем его ходовая часть на стандартных шинах оказывает удельное давление на грунт, превышающее агротехнически допустимое. В связи с чем, модернизация трактора Белорус 82.1 путем установки гусеничных модулей представляет большой практический интерес: по расчетам, переоборудование трактора в гусеничное исполнение приближает тяговые характеристики к тяговому классу 2.0, позволяя без приобретения нового трактора повысить тяговое усилие и снизить давление на почву.

Экспериментальные образцы (ТГМ) для трактора тягового класса 1,4 (рисунок 3.4). Модули изготовлены специально для данного исследования в рамках опытно-конструкторских работ (грант, договор № 4683ГС1/78275). Конструктивно каждый модуль представляет собой гусеничную ходовую тележку, устанавливаемую вместо штатного колеса трактора без доработки несущих узлов. В состав ТГМ входят: резиноармированная гусеница шириной 0,4 м, огибающая ведущую звездочку и направляющие колёса; опорные катки (объединённых в балансирные каретки с упругими элементами подвески); механизм натяжения гусеницы гидро-механического типа; также ограничитель переворота (стабилизатор тангенциальной устойчивости), крепящий модуль к корпусу моста трактора.



Рисунок 3.4 – Внешний вид съемного тягово-гусеничного модуля

#### 3.3 Описание монтажа и пуск-наладки

Перед началом монтажа гусеничных модулей трактор был установлен в помещении мастерской на ровной площадке. Для удобства сборки и обеспечения безопасности были задействованы подъемные средства: заднюю часть трактора приподняли гаражным краном (талью) и зафиксировали на подпорах так, чтобы разгрузить колеса. Затем штатные задние колеса были демонтированы со ступиц ведущих редукторов. Операция проводилась с соблюдением техники безопасности, колесные гайки ослаблены заранее, трактор заторможен стояночным тормозом.

До установки модулей на трактор выполнена их предварительная стендовая сборка и проверка:

- собрана ведущая звездочка (рисунок 3.5~a), установлен фланец (рисунок  $3.5~\delta$ ), нанесены фиксирующие составы на резьбы, выполнена затяжка крепежа с протоколированием моментов.

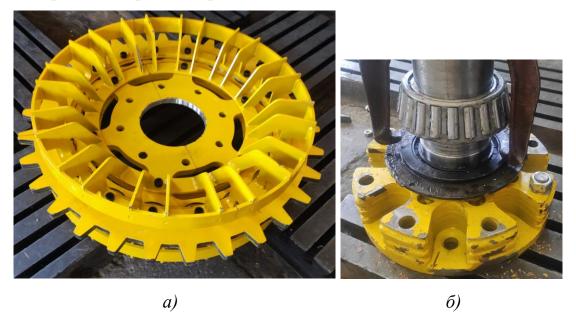


Рисунок 3.5 – Внешний вид звездочки и фланца:

a) — Ведущая звездочка в сборе;  $\delta$  — Фланец крепления в сборе с подшипником

- собраны и установлены оси опорных катков (рисунок 3.6~a), смонтированы подшипниковые узлы (рисунок  $3.6~\delta$ ), заложена смазка,

проверены соосность и плавность вращения катков, установлены стопорные элементы, установлены пары катков, упругие элементы. Проверен свободный ход и отсутствие закусываний по всему диапазону качания.

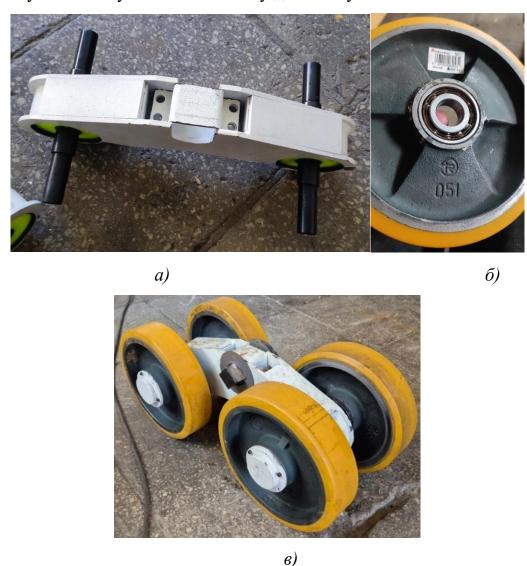


Рисунок 3.6 – Процесс кареток ТГМ: а) – Оси катков в сборе с корпусом каретки ; б) – Колесо в сборе с подшипником качения; в) – Каретка ТГМ

После снятия колес было произведена установка тяговых гусеничных модулей. Каждый модуль поднимали к месту установки с помощью гидравлического крана (рисунок  $3.7~\delta$ ), а контроль массы модуля выполнялся крановыми весами ВСК-1000А перед монтажом. Совмещение модуля с трактором осуществлялось через специальный ступичный адаптер (рисунок 3.7~a): фланец ведущей звездочки ТГМ совпадает по расположению отверстий

с посадочным местом штатного колесного диска трактора. Модуль плавно надвигали на шпильки ступицы; после совмещения установочных штифтов адаптера с отверстиями на ступице модуль был придвинут вплотную к фланцу редуктора. Затем гайки крепления ступичного адаптера затянуты с требуемым моментом, надежно фиксируя ведущую звездочку (и весь модуль) на полуоси трактора.

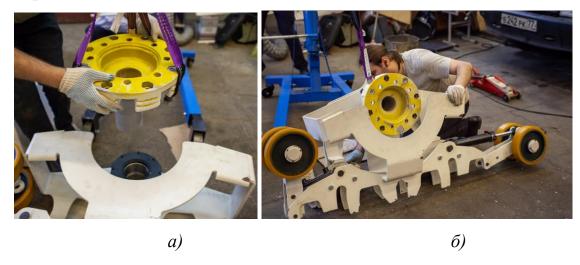


Рисунок 3.7 — Процесс сборки рамы заднего тягово-гусеничного модуля: a) — Процесс сборки ступицы с рамой ТГМ;  $\delta$ ) — Общий вид ТГМ с установленной ступицей

Далее осуществлено крепление ограничителя переворота. Конструкцией предусмотрен рычаг, выходящая от рамы модуля к точке на корпусе заднего моста трактора (рисунок 3.8) Этот элемент был прикреплен к трактору с помощью болтов к заранее подготовленным отверстиям.



Рисунок 3.8 – Внешний вид заднего ограничителя переворота

Ограничитель переворота отрегулирован таким образом, чтобы при нормальной работе зазор между ним и точкой опоры на тракторе был

минимальным, но без жёсткого пережатия — то есть модуль в штатном режиме свободно качается в небольших пределах, а при попытке проворота опирается на ограничитель, передавая ему нагрузку.

После механического крепления модулей произведена их пуск-наладка. В тракторе подсоединили гидравлические шланги натяжных гидроцилиндров модулей к штатной гидросистеме. Плавной подачей рабочей жидкости гусеницам задали необходимое натяжение – до расчетного значения, обеспечивающего зацепление без пробуксовки и с учетом теплового расширения гусеницы при работе (рисунок 3.9). Давление в цилиндрах контролировалось по манометру, а величина провисающей ветви гусеницы – визуально и линейкой (сопоставлялась с нормативной). Одновременно проверили работу подвески катков: приподниманием трактора и опусканием наблюдали ход балансирных кареток и сжатие упругих элементов, убеждаясь, что подвеска функционирует и не заклинена.

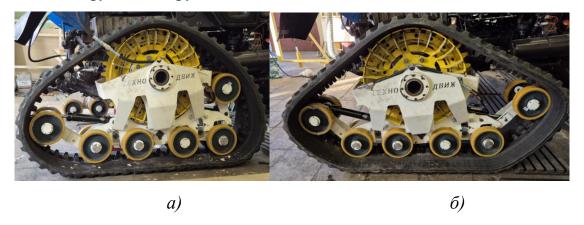


Рисунок 3.9 – Внешний вид свободного и натянутого состояния резиноармированной гусеницы:

a) – Свободное состояние;  $\delta$ ) – Натянутое состояние

На следующем шаге была проведена настройка и отладка измерительной системы на модуле. Магнитные энкодеры были закреплены: один — на валу ведущей звездочки, другой — на одном из опорных катков.

Беспроводные модули ESP-32 с батареями закрепили на раме модуля и в кабине трактора, после чего произвели их спаривание (создание сети) и синхронизацию. Через ноутбук и смартфон был открыт веб-интерфейс

системы сбора данных, позволивший в реальном времени наблюдать показания датчиков (угловые и линейные скорости). В статическом положении энкодеры откалиброваны: условные нулевые точки соответствовали неподвижному состоянию.

После полной сборки и подключения всех систем трактор с гусеничными модулями прошел заключительный осмотр и обкатку на месте, пуск-наладочные работы обеспечили готовность экспериментальной установки к полевым испытаниям.

# 3.4 Программа-методика функциональных испытаний по оценки функциональной работоспособности съемных тягово-гусеничных модулей

Полевые (ходовые) испытания трактора с гусеничными модулями проводились на открытой испытательной площадке, расположенной на территории университета. В качестве полигона выбрана ровная асфальтированная площадка за учебным корпусом № 24 Института механики и энергетики имени В.П. Горячкина (рисунок 3.10).

1) Чтобы обеспечить возможность кругового беспрепятственного движения с радиусом не менее 6 м (рисунок 3.10, а). Испытательная площадка должна размещаться на относительно ровном участке асфальтового покрытия (отсутствие рытвин и выступов более 20 мм и с уклонами не более 1 % - рисунок 3.10, б).

Периметр площадки равен 70,2, что соответствует стороне квадрата длиной 17,5, достаточной для осуществления полного разворота по кругу.

2) Выбор места для проведения испытаний на подвижность, измерение скорости движения и работы на передачах осуществляется исходя из необходимости свободного проезда по прямой линии от начала движения до точки начала торможения — 120 м (рисунок 3.10, а). При этом ширина пространства должна составлять минимум 4 метра для выполнения

маневрирования. Испытательная площадка должна размещаться на относительно ровном участке асфальтового покрытия (отсутствие рытвин и выступов более 20 мм и с уклонами не более 1 %, рисунок 3.10, б).

При этом для проведения испытаний на скорость и движение на передаче, площадка допускает установку следующих контрольных отметок дистанции:

- начальная отметка (0 м) место установки проекции центра переднего колеса перед началом движения;
- отметка начала измерения (20 м) место прохождения проекции центра переднего колеса в процессе движения в момент начала измерения;
- отметка завершения измерения и начала торможения (120 м) место прохождения проекции центра переднего колеса в процессе движения, после которого измерение прекращается и можно начинать торможение.

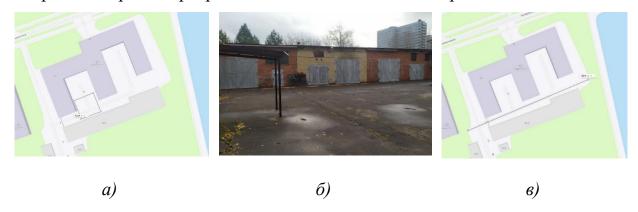


Рисунок 3.10 — Площадка для определения минимального радиуса поворота: a — схема расположения площадки для измерения радиуса поворота;  $\delta$  — фотография площадки;  $\epsilon$  — схема расположения площадки для измерения маневренности и скоростных характеристик

3) Проверка ходовых возможностей на малых скоростях.

На этом этапе трактор с установленными ТГМ выполнил пробные движения вперед и назад на первой передаче по ровному асфальту. Цель — убедиться в способности трактора трогаться с места и двигаться прямолинейно с гусеничным движителем, а также оценить плавность хода на малой скорости.

Испытание подтвердило работоспособность трансмиссии и отсутствие неконтролируемого увода трактора в сторону. Также измерено буксование при трогании: сравнив показания датчиков скорости.

4) Измерение минимального радиуса поворота с ТГМ.

Испытание проводилось следующим образом: трактор разгонялся на второй передаче по кругу с полностью вывернутым рулем (максимальный угол поворота передних колес) — сначала вправо, затем влево. По отпечатку гусениц на покрытии и с помощью измерительной рулетки замерен диаметр описанной окружности, из которого вычислен радиус поворота. Минимальный радиус поворота внутреннего гусеничного модуля возрастает на 2,7 метра, что усложняет применение трактора с тяговыми гусеничными модулями в условиях ограниченного пространства.

5) Определение диапазона реальных поступательных скоростей.

На прямолинейном участке 120 м (контрольные отметки 0–20–120 м) трактор с ТГМ последовательно проходил заезды

Разгон выполнялся до устойчивого режима; среднюю реальную скорость на каждом заезде считали по времени прохождения участка 20–120 м, а также параллельно фиксировали мгновенную скорость по энкодеру опорного катка. На каждую передачу — не менее трёх повторов, в итог заносили среднее значение и разброс.

6) Сравнительная оценка тягового усилия трактора класса 1,4 со штатными колесами и с установленными тяговыми гусеничными модулями;

Для оценки тягового усилия — динамометр электронный растяжения ПетВес ДЭП/6-1Д-100Р-2 с измерительным блоком UNIGRAM WI-19, зав. № 085854, наибольший предел измерения 100 кН.

. Подсоединение колесного трактора к нагрузке за прицепную скобу заднего навесного устройства через датчик динамометра. Определение величины предельного тягового усилия до перехода в буксование на первой передаче (I диап., 1, пон). Регистрация показаний.

Подсоединение трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями к нагрузке за прицепную скобу заднего навесного устройства через

датчик динамометра. Проверка достижения тягового усилия не менее 1,4 т (13,73 кН) для демонстрации диапазона изменения тягового усилия при установке тяговых гусеничных модулей на уровне колесного трактора.

# 3.5 Выводы к главе

Сформирована и реализована программа лабораторных и полевых испытаний, ориентированная на проверку работоспособности тяговых гусеничных модулей (ТГМ) для трактора класса 1,4 и сопоставление их влияния с базовым колесным исполнением.

Организационно обеспечены условия воспроизводимых измерений: подготовлены круговая площадка (для поворотных манёвров) и прямолинейный участок 0–20–120 м (для скоростных замеров), монтаж и статические измерения выполнены в мастерской. Зафиксирован метеофон испытаний сертифицированными средствами (температура, влажность, давление).

Выполнен монтаж ТГМ на трактор «Беларус 82.1», проведена пусконаладка (натяжение гусениц, настройка датчиков, пробные перемещения); опытная установка подтверждена к полевым испытаниям. Проведены лабораторные измерения «до/после» установки ТГМ: габариты, колея и база, распределение массы по осям, минимальный радиус поворота — сформированы сопоставимые пары исходных и преобразованных параметров.

В полевых условиях реализован комплекс функциональных испытаний: трогание и движение на малых передачах, круговые и криволинейные манёвры, замеры реальных поступательных скоростей по передачам, тяговые пробы с регистрацией усилия.

Собран достаточный массив первичных данных (массогабаритные параметры, радиусы поворота, скоростные ряды, тяговые усилия, метеопараметры), обеспечивающий последующую количественную оценку влияния ТГМ на характеристики трактора

# ГЛАВА 4 ОБРАБОТКА И ИНТЕРПРЕТАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА

# 4.1 Результаты по оценке функциональной работоспособности

В рамках исследований были определении диапазоны реальных поступательных скоростей переоборудованной машины, определены основные функциональные свойства — тяговых гусеничных модулей, установленных на сельскохозяйственном тракторе класса 1,4, определены основные показатели работоспособность сельскохозяйственного трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями.

В качестве объектов сравнения использовались как традиционные эластичные пневматические колёса, так и тяговый гусеничный модуль, установленный на заднюю ось трактора МТЗ-82.1 вместо штатных шин.

Результаты подготовительных этапов выполнены без замечаний и приведены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Результаты определения внешних габаритных размеров трактора тягового класса 1,4 с установленными передними и задними колесами.

Вид испытания	Значение, мм
Габаритная длина трактора по внешним диаметрам колес	3779
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и	
крайней задней точки без учета заднего навесного	3779
устройства	
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и	
крайней задней точки с учетом заднего навесного	3994
устройства	
Колея трактора по передним колесам	1610
Колея трактора по задним колесам	1608
Передний поперечный габарит по внешним границам	1957
передних колес	1937
Задний поперечный габарит по внешним границам задних	2026
колес	2020
Наибольший поперечный габарит по крайним точкам	2490

Определение массовых показателей трактора класса 1,4, приходящихся на передние и задние движители приведены в таблица 4.2.

Таблица 4.2 – Определение массовых показателей трактора класса 1,4, приходящихся на передние и задние колеса

Тип	Передний мост, кг		Задний мост, кг	
	Правая	Левая	Правая	Левая
движителя	полуось	полуось	полуось	полуось
Колесный	595,33	652,74	1228,37	1271,52
			Суммарная масса	3747,9 кг

Результаты определения расстояний до точек крепления нижних рычагов заднего навесного устройства в нижнем и верхнем положениях приведены в таблице 4.3

Таблица 4.3 — Измерение расстояний до точек крепления нижних рычагов заднего навесного устройства в нижнем и верхнем положениях трактора класса 1,4 со штатной колесной ходовой системой

Тип движителя	Крайнее нижнее	Крайнее верхнее
тип движителя	положение, мм	положение, мм
Колесный	78	875

Измерение значения минимального радиуса поворота трактора со штатными колесами приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 — Значения минимального радиуса поворота для трактора класса 1,4 со штатными колесами

	Минимальный	Минимальный	Минимальный
Тип движителя	радиус поворота	радиус поворота	радиус поворота
тип движителя	по внутреннему	по внешнему	по центру масс,
	следу, м	следу, м	M
Колесный	4,3	5,9	5,1

В процессе оснащения трактора тяговыми гусеничными модулями возникли сложности со сборкой подшипниковых узлов из-за необходимости запрессовки осей в неподготовленных условиях. Кроме того, обнаружен

недостаток, заключающийся в необходимости установки гусеницы при снятых опорных катках и последующей их установкой при накинутой гусенице. Результаты замеров массы собранных рам тяговых гусеничных модулей и отдельно гусениц приведены в таблица 4.5.

Таблица 4.5 — Замер массово-габаритных показателей отдельных элементов конструкции TГМ

Наименование элемента	Значение, кг		
Паименование элемента	Правый модуль	Левый модуль	
Рама переднего модуля	72,3	73,5	
Резиноармированная гусеница	38,1	39,4	
переднего модуля 280х80х34	30,1	39,4	
Суммарно:	110,4	112,9	
Рама заднего модуля	392,5	389,7	
Резиноармированная гусеница	246,8	248,2	
заднего модуля 450х86х56	240,0		
Суммарно	639,3	637,9	

Результаты определения массы трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями приведены в таблица 4.6.

Таблица 4.6 – Результаты определения внешних габаритных размеров трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями

Вид испытания	Значение,
Вид испытания	MM
Габаритная длина трактора по крайним перегибам ветвей	3942
гусениц	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и	3942
крайней задней точки без учета заднего навесного устройства	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и	4001
крайней задней точки с учетом заднего навесного устройства	4001
Колея трактора по средним линиям передних гусениц	1754
Колея трактора по средним линиям задних гусениц	1968
Передний поперечный габарит по внешним границам передних	2044
гусеничных модулей	2044
Задний поперечный габарит по внешним границам задних	2418
гусеничных модулей	Z410
Наибольший поперечный габарит по крайним точкам	2490

Результаты определения внешних габаритных размеров трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями представлены в таблице 4.7.

Результаты определения массы трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями, измеряемой под тяговыми гусеничными модулями передней и задней оси представлены в таблице 4.8.

По определения возможности перемещения вперед-назад на малых передачах по ровному асфальтовому покрытию – трактор проехал своим ходом по 10 м вперед и назад и выехал на площадку для проведения последующих испытаний. В процессе движения было отмечено некоторое подергивание переднего правого гусеничного модуля при перематывании гусеницы в процессе перекладывания звеньев по ведущему колесу.

Таблица 4.7 – Определение массовых показателей трактора класса 1,4, приходящихся на передние и задние колеса

Тип	Передний мост, кг		Задний мост, кг	
	Правая	Левая	Правая	Левая
движителя	полуось	полуось	полуось	полуось
Штатный	634,8	694,74	1693,40	1735,44
колесный	034,8	094,74	1093,40	1733,44
		(	Суммарная масса	4758,4 кг

Таблица 4.8 — Измерение расстояний до точек крепления нижних рычагов заднего навесного устройства в нижнем и верхнем положениях для трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями

Тип движителя	Крайнее нижнее положение, мм	Крайнее верхнее положение, мм
Тяговые	·	
гусеничные	86	902
модули		

Результат по проверке движения трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями по круговой траектории - измерение минимального

радиуса поворота с ТГМ.. получен без нареканий и сведен в таблицу 4.9. Как и в случае с колесным трактором осуществлялась помощь повороту путем подтормаживания внутреннего гусеничного модуля.

Таблица 4.9 — Значения минимального радиуса поворота для трактора класса 1,4 с установленными тяговыми гусеничными модулями

	Минимальный	Минимальный	Минимальный	
Тип движителя	радиус поворота	радиус поворота	радиус поворота	
тип движителя	по внутреннему	по внешнему	по центру масс,	
	следу, м	следу, м	M	
Тяговые				
гусеничные	6,8	8,6	7,8	
модули				

Испытание по движению трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями по криволинейной траектории в направлении вперед - движение в повороте направо и затем в повороте налево по ровному асфальтовому покрытию пройдено успешно. При этом следует отметить, что наблюдается стабильно вхождение в поворот ни каких рывков рулевого колеса замечено не было.

По проведению испытания на движение трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями ПО криволинейной траектории в направлении вперед - движение в повороте направо и затем в повороте налево по ровному асфальтовому покрытию отмечается визуально заметное, ощутимое и значительное падение скорости движения по сравнению с трактором со штатными колесами. Результаты испытания приведены в таблице 4.10, где (А) – значения датчика на звездочке, (В) – значения датчика на дополнительном колесе. Частота вращения двигателя тахометру поддерживалась на уровне 2200 мин<sup>-1</sup>, а также на диаграмме скоростей движения трактора.

Таблица 4.10 — Замер скоростей движения трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями на всех передач

Передач	Диапазо	максимум	Среднее	СКО	максимум	Среднее	СКО
a	Н	км/ч (А)	км/ч (А)	км/ч	км/ч (В)	км/ч (В)	$_{\rm KM}/_{\rm H}$
				(A)			(B)
1	Н	1,44	1,43	0,01	1,44	1,47	0,02
1	L	1,11	1,11	0,00	1,14	1,12	0,02
2	Н	2,47	2,47	0,01	2,47	1,50	0,01
2	L	1,84	1,83	0,01	1,90	1,88	0,02
3	Н	4,23	4,16	0,07	4,25	6,08	0,04
3	L	3,10	3,09	0,01	3,23	3,18	0,03
4	Н	5,62	5,55	0,07	5,58	5,52	0,05
4	L	3,85	3,81	0,04	3,95	3,91	0,03
5	Н	6,00	5,96	0,04	6,15	6,10	0,04
5	L	4,50	4,48	0,03	4,63	4,59	0,02
6	Н	7,19	7,15	0,04	7,26	6,62	0,03
6	L	5,29	5,26	0,03	5,45	5,41	0,02
7	Н	8,65	8,60	0,05	8,88	8,84	0,03
7	L	6,50	6,48	0,03	6,67	6,62	0,03
8	Н	10,48	10,30	0,18	10,70	10,58	0,07
8	L	7,99	7,94	0,06	8,07	7,92	0,17
9	Н	18,71	18,68	0,03	19,25	19,19	0,06
9	L	14,25	14,21	0,03	14,66	14,61	0,04

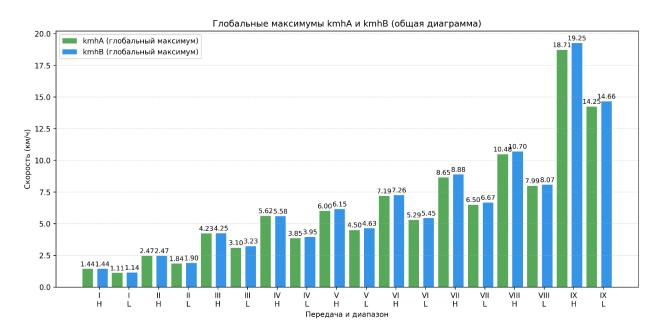


Рисунок 4.1 — Диаграмма скоростей движения трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями на всех передач

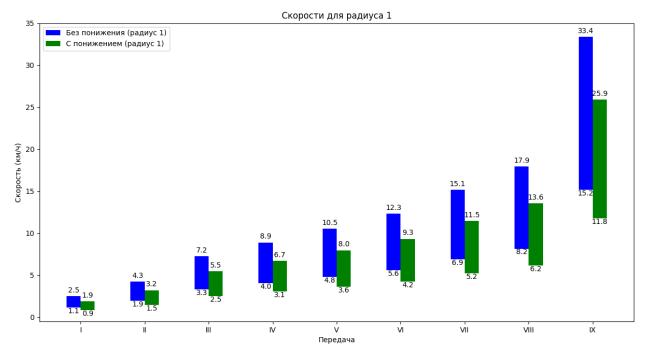


Рисунок 4.2 – Диаграмма теоретических скоростей движения трактора на штатных колесах

Установка тяговых гусеничных модулей снижает скорости на всех передачах примерно на 57–59% относительно колес.

Рабочий полевой диапазон при этом сохраняется, но смещается вниз: на колесах это примерно 4–9 км/ч (III/L–VI/H передачи), на гусеницах — около 3–8,6 км/ч ( III/H–VII/H). В транспортных режимах максимальная скорость падает примерно на 42,3–44% (например, IX: ~33,4 против ~19,25 км/ч), из-за чего возрастут время перегонов и расход. Практически это означает, что гусеничные модули оправданы на рыхлых и влажных полях, на склонах и в тяговых работах.

# 4.2 Результаты оценки тягово-сцепных свойств

Испытания по измерению тягово-сцепных свойств выполнены в полном объеме. В качестве стоповой нагрузки был выбран трактор более высокого тягового класса Terrion ATM 4200 производства ЗАО «Агротехмаш», зав. № 104000012.

Было осуществлено 3 замера величины тягового усилия для колесного трактора. Схема подсоединения трактора и один из результатов измерения приведены на рисунке 4.3. Результаты замеров величины предельного тягового усилия представлены в таблице 4.11.



Рисунок 4.3 – Измерение тягового усилия колесного трактора Таблица 4.11 – Замеренное предельное тяговое усилие трактора со штатными колесами

№ замера, п/п	амера, п/п Измеренная величина, кН (тс)	
1	15,30 (1,559)	
2	15,44 (1,574)	
3	15,37 (1,567)	
Среднее	15,37 (1,567)	

Измерения по определению величины предельного тягового усилия до перехода в буксование на первой передаче (І диап., 1, пон). Регистрация показаний, вычисление прироста тягового усилия по сравнению с колесным трактором. осуществлено 3 замера величины тягового усилия для трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями. Один из результатов

измерения приведен на рисунке 4.4. Результаты замеров величины предельного тягового усилия представлены в таблице 4.12.

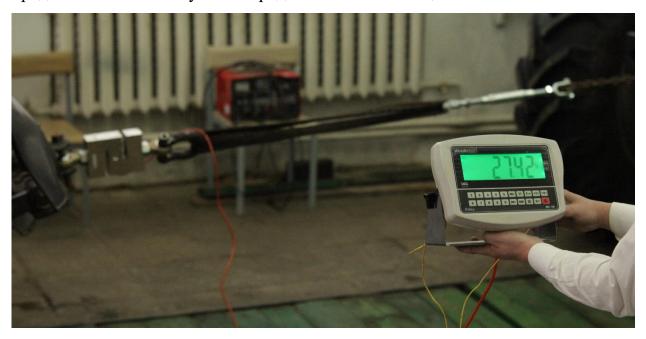


Рисунок 4.4 – Измерение тягового усилия трактора с тяговыми гусеничными модулями

Таблица 4.12 - Замеренное предельное тяговое усилие трактора с тяговыми гусеничными модулями

№ замера, п/п	Измеренная величина, кН (тс)
1	27,42 (2,795)
2	24,58 (2,505)
3	26,78 (2,729)
Среднее	26,26 (2,676)

Испытания по определению дополнительных скоростных качеств трактора с установленными тяговыми гусеничными модулями проводились на пониженных частотах вращения вала двигателя в виду отсутствия предварительного проведения мероприятий по усилению конструкции тяговых гусеничных модулей с соблюдением необходимых мер безопасности, учитывающих появление возможных отказов.

Сравнительные данные сведены в таблицах 4.13-4.17.

Таблица 4.13 — Результат сравнения замеров внешних габаритных размеров трактора

	Значения, мм	
Вид испытания	Колесный движитель	Тяговые гусеничные модули
Габаритная длина трактора по внешним диаметрам колес / крайним перегибам ветвей гусениц	3779	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки без учета заднего навесного устройства	3779	3942
Габаритная длина трактора по крайней передней точке и крайней задней точки с учетом заднего навесного устройства	3994	4001
Колея трактора по передним колесам / по средним линиям передних гусениц	1610	1754
Колея трактора по задним колесам / по средним линиям задних гусениц	1608	1968
Передний поперечный габарит по внешним границам передних колес / передних гусеничных модулей	1957	2044
Задний поперечный габарит по внешним границам задних колес / задних гусеничных модулей	2026	2418
Наибольший поперечный габарит по крайним точкам	2490	2490

Таблица 4.14 — Результат сравнения массовых показателей трактора

Тип	Передний	мост, кг	Задний мост, кг	
	Правая	Левая	Правая	Левая
движителя	полуось	полуось	полуось	полуось
Штатные	595,33	652,74	1228,37	1271,52
колеса	393,33	032,74	1220,37	12/1,32
Тяговые				
гусеничные	634,8	694,74	1693,40	1735,44
модули				

Таблица 4.15 — Результат сравнения расстояний до точек рычагов заднего навесного устройства

Тип движителя	Крайнее нижнее положение, мм	Крайнее верхнее положение, мм
Штатные колеса	78	875
Тяговые гусеничные модули	86	902

Таблица 4.16 — Результат сравнения показателей минимального радиуса поворота

Тип движителя	Минимальный радиус поворота по внутреннему следу	Минимальный радиус поворота по внешнему следу	Минимальный радиус поворота по центру масс
Штатные колеса	4,3	5,9	5,1
Тяговые гусеничные модули	6,8	8,6	7,8

Таблица 4.17 — Результат сравнения средних значения предельных тяговых усилий трактора со штатными колесами и с установленными тяговыми гусеничными модулями

Величина среднего значения предельного тягового усилия, кН (тс)			
Трактор со штатными	Трактор с тяговыми	Прирост тягового	
колесами	гусеничными модулями	усилия $\Delta$	
15,37 (1,567)	26,26 (2,676)	10,89 (1,109)	

Отмечены следующие негативные проявления в процессе работы:

При движении с рабочими скоростями движения выше 10 км/ч (2,8 м/с) отмечена повышенная вибрация правого заднего гусеничного модуля, вызванная, предположительно, нарушением геометрических параметров.

Отмечена недостаточная эластичность подвески, снижающая ее эффективность при работе.

# 4.3 Выводы к главе

Выполненная обработка экспериментальных данных подтвердила корректность расчётных предпосылок и компоновочных решений, заложенных в главе 2: фактические режимы нагружения и кинематика обвода соответствуют принятой расчётной схеме действующих сил для ТГМ и обеспечивают требуемую несущую способность узлов.

Установлено, что переоборудование трактора «Беларус 82.1» в гусеничный ход приводит к росту тягово-сцепных свойств на слабонесущих и влажных покрытиях при сохранении управляемости и устойчивости; отмеченный эффект соответствует ожидаемому снижению удельного давления на почву до агротехнически допустимых уровней для резиноармированных гусениц.

По результатам сопоставления до установки гусеничного модуля и после подтверждено, что изменения массогабаритных параметров и перераспределение нагрузок по осям находятся в пределах, учтённых при проектировании опорной поверхности (длины ветви и ширины гусениц), что гарантирует отсутствие конструктивных конфликтов и сохранение дорожного просвета.

Ходовые проверки на малых скоростях подтвердили устойчивое трогание и прямолинейность движения агрегата с ТГМ; по данным энкодеров при трогании зафиксировано снижение пробуксовки относительно колесного исполнения, что коррелирует с ростом реализуемого тягового усилия.

Сопоставление с результатами САЕ-проверки узлов (балансир, каретки, подвеска катков) показывает, что эксплуатационные напряжённо-деформированные состояния лежат в диапазоне, полученных в расчетах, а требуемые запасы прочности обеспечены; признаков перегрева, разбортовки или усталостных дефектов при серии испытаний не выявлено.

Манёвренность несколько ухудшается: минимальный радиус поворота внутреннего гусеничного модуля увеличен на 2,7 м, что следует учитывать при планировании технологических разворотов на ограниченных площадках.

# 5 ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Глава выполнена в соответствии с ГОСТ 34393–2018 «Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки». Сравниваются три альтернативы на одинаковом годовом условном объёме работ:

- базовый колёсный вариант (аналог);
- импортные гусеничные системы;
- отечественный тягово-гусеничный модуль (ТГМ).

Расчёты ведутся в ценах и условиях 2023—2025 гг. с укрупнёнными нормативами амортизации и технического обслуживания. Для повышения сопоставимости принят одинаковый удельный расход топлива для всех вариантов; тем самым выделен вклад снижения потерь урожая и капиталоёмкости решений.

# Сравниваемые альтернативы

- Колёсный вариант (аналог): штатные колёса + ПЛН-3.
- Импортные гусеничные системы: Soucy, Poluzzi, Zuidberg (GripTrac), Camso CTS High Speed, ATI, Mattracks. (условно 4,5 млн руб; ПЛН-4/5).
  - Отечественный (ТГМ): 4,5 млн руб; ПЛН-4/5.

Годовой условный объём работ — 1 000 га (уборка зерновых). Ключевой фактор — потери урожая в колее и зоне переуплотнения. Удельный расход топлива одинаков для всех вариантов.

Таблица 5.1 – Сводные данные эксплуатации тракторной техники

Параметр	Значение		
Годовой условный объём работ	1 000 га		
Тип операции	Вспашка		
Урожайность	3,5 т/га		
Цена продукции	14 000 руб/т		
Потери урожая (колёса / гусеницы)	5 % / 2 %		
Цена дизтоплива	70 руб/л		
Удельный расход топлива	20 л/га		
Трудозатраты (колёса / гусеницы)	0,8 ч/га / 0,6 ч/га		
Тариф машиниста	500 руб/ч		

Доп. ТО гусениц	+50 руб/га
Срок службы гусениц	10 лет (10 %/год)
Капвложения (ТГМ)	4,5 млн руб
Капвложения (импорт)	4,5 млн руб

Результаты экономической оценки (на 1 га)

Совокупные затраты на 1 га состоят из: ГСМ, ремонт/ТО, амортизация и издержки от потерь продукции.

Таблица 5.2 — Статья затрат на эксплуатацию трактора с колесным и гусеничный движителем за 1 га

Показатель	Колёса	ТΓМ	Импорт
Топливо	1 400	1 400	1 400
Труд	400	300	300
Ремонт/ТО	0	50	50
Амортизация	0	450	450
Потери урожая	2 450	980	980
ВСЕГО, руб/га	4 250	3 180	3 180

Сравнительная экономическая эффективность (1 000 га/год)

Таблица 5.3 – Итоговые показатели

Показатель	ТΓМ	Импорт
Годовая экономия, руб	1 070 000	1 070 000
Снижение	25,2	25,2
себестоимости, %		
Срок окупаемости, лет	4,2	4,2

Даже при равном расходе топлива перевод на гусеничный ход даёт существенную экономию за счёт сокращения потерь урожая в колее и уменьшения переуплотнения почвы. Для отечественного ТГМ совокупные затраты на 1 га снижаются с 4250 до 3180 руб, что формирует годовую экономию порядка 1,07 млн руб на 1 000 га и обеспечивает окупаемость около 4 лет.

На МТЗ-82.1 зафиксировано увеличение тяги с 1,4 до 2,7 тс и площади пятна контакта с 0,15 до 0,45 м², что объясняет уменьшение буксования и глубины колеи. В данном сценарии топливная составляющая не

дифференцировалась, но даже без неё результат остаётся устойчиво положительным.

Таблица 5.4 — Справка по производителям и ориентировочным ценам (2023— 2025 гг.)

Производитель/модель	Назначение	Диапазон	Оценка, млн
Poluzzi	Комбайн	(валюта) 80–150 тыс	руб 8,4–15,8
Standard/ULTRON (πapa)		EUR	
Poluzzi RX-9 (4 модуля)	Трактор	140–220 тыс EUR	14,7–23,1
SoucyTrack (пара)	Комбайн	70–150 тыс USD	7,0–15,0
SoucyTrack (4 модуля)	Трактор	100–180 тыс USD	10,0–18,0
Camso CTS HS (пара)	Комбайн	90–160 тыс USD	9,0–16,0
Mattracks Agri (4 модуля)	Трактор	45–100 тыс USD	4,5–10,0
Zuidberg GripTrac (4 модуля)	Трактор	60–120 тыс EUR	6,3–12,6
ATI Track Systems (πapa)	Комбайн	120–200 тыс USD	12,0–20,0
Отечественный ТГМ (базовый)	Трактор	_	4,5

# Выводы

Проведённый технико-экономический анализ показывает, что установка отечественного тягового гусеничного модуля на серийный колесный трактор экономически целесообразна даже при неизменном удельном расходе топлива: переход на гусеницы увеличивает площадь пятна контакта, тем самым снижает удельное давление на почву и её переуплотнение, сокращает потери урожая, а за счет гусеничного хода, который позволяет увеличить загрузку двигателя и фактически переводит машину в более высокий тяговый класс, а срок окупаемости решения остаётся на уровне зарубежных аналогов, несмотря на то, что расчёты проведены для опытного образца, изготовленного в условиях подорожания металлопроката, вызванного текущей внешнеэкономической обстановкой.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе решена актуальная научно-практическая задача снижения уплотняющего воздействия колёсного трактора класса 1,4 на почву при одновременном повышении его тягово-сцепных свойств за счёт создания и обоснования параметров съёмного тягово-гусеничного модуля (ТГМ) с регулируемой геометрией опорной ветви. Сформулированная цель — обеспечить управляемое изменение площади контакта движителя с опорной поверхностью при сохранении совместимости с базовым шасси — достигнута через последовательное выполнение комплекса расчётно-аналитических, конструкторских и экспериментальных этапов диссертации.

По итогам исследования было выполнено:

- 1) общая компоновочная и кинематическая схема ТГМ с механизмом изменения длины опорной ветви, что обеспечивает регулирование площади пятна контакта без разборки узлов и изменения натяжения гусеницы; реализован принцип управления тягово-сцепными свойствами через пятно контакта с опорной поверхностью в диапазоне изменения опорной ветви порядка 1–1,5 м;
- 2) расчётно-аналитическое обоснование параметров зацепления ведущего колеса с резиноармированной гусеницей, показана целесообразность диапазона начальных окружностей ведущих колёс D₀зад = 834...932 мм (для переднего модуля 525...587 мм) при согласовании кинематики зацепления и скоростного ряда трактора;
- 3) обоснованы параметры подвески ТГМ и конструкция опорных катков, реализована система микроподрессоривания и виброизоляции с балансирными каретками, обеспечивающая копирование микрорельефа и снижение пиковых нагрузок;
- 4) разработаны электронные модели элементов ходовой системы и силовая модель нагружения ТГМ; проведены расчёты НДС основных узлов и зацепления, подтверждающие требуемые запасы прочности;

- 5) прочностные расчёты несущих элементов и проведена их оптимизация по критериям прочности и технологичности, с подбором серийных материалов и проката, обеспечивающих требуемые механические свойства и экономичность изготовления;
- 6) подготовлена эскизная документация (узлы, спецификации, требования к сборке) и конструкторские решения для монтажа на тракторы класса 1,4, включая стабилизатор тангенциальной устойчивости и систему изменения площади пятна контакта;
- 7) обеспечено техническое сопровождение изготовления прототипов и отладка механизмов регулирования контактной площади, изготовлены и испытаны опытные образцы, подтвердившие работоспособность решений;
- 8) функциональные и тягово-скоростные испытания. Получены экспериментальные подтверждения снижения буксования, роста реализуемого тягового усилия и перехода базовой машины в более высокий фактический тяговый класс по ГОСТ 27021-86, для типового примера «Беларус 82.1» зафиксировано увеличение тяги с 1,4 до 2,7 тс при росте площади контакта с 0,15 до 0,45 м².

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Анализ технического уровня современных сельскохозяйственных тракторов тягового класса 1,4 / А. С. Дорохов, С. А. Давыдова, И. А. Старостин,
   В. Я. Гольтяпин // Техника и оборудование для села. 2020. № 12(282). С.
   8-13. DOI 10.33267/2072-9642-2020-12-8-13. EDN RHGZAS.
- 2. Богданов, К. А. Проектирование профиля зубьев ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин / К. А. Богданов, В. А. Крючков, Р. С. Федоткин // Будущее машиностроения России : Сборник докладов Десятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с международным участием), Москва, 25–28 сентября 2017 года. Москва: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2017. С. 487-490. EDN UXXIFA.
- 3. Будущее тракторостроения в России / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины И комплексы : Сборник робототехнические статей 26-ой международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых, Москва, 12–13 мая 2022 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2022. – С. 15-21. – EDN MYJEKO.
- 4. Веселов Н.Б., Антонец В.А. Определение продольной жесткости упругих лент в движителях гусеничных машин // Торфяная промышленность. 1980.
- 5. Влияние параметров ходовых систем колесных машин на изменение плотности почвы / И. Н. Шило, Н. Н. Романюк, И. С. Крук [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2021. Т. 88, № 5. С. 30-37. DOI 10.31992/0321-4443-2021-5-30-37. EDN RGTAOG.
- 6. Гидрофицированное амортизационно-натяжное устройство с автоматизированной системой управления для гусеничных ходовых систем

- тракторов / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко, К. А. Богданов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2018. Т. 18, № 4. С. 17-28. DOI 10.14529/engin180402. EDN YRJLZJ.
- 7. Городецкий К.И., Шарипов В.М., Каргальский А.А., Корольков Е.Ю. Тяговые характеристики тракторов с резиновыми гусеницами//Сборник материалов V Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2007. С. 49-51.
- 8. Дидманидзе, О. Н. Перспективы развития технического уровня отечественных тракторов / О. Н. Дидманидзе, А. С. Гузалов, Н. А. Большаков // Чтения академика В. Н. Болтинского: Сборник статей, Москва, 25–26 января 2022 года. Том Часть 1. Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Сам Полиграфист", 2022. С. 83-88. EDN RDMBMI.
- 9. Зырянов А. П., Пятаев М. В., Кузнецов Н. А. Снижение воздействия колес трактора на почву // Вестник КрасГАУ. 2014. №4.
- 10. Испытания съемной гусеничной ходовой системы сельскохозяйственного трактора класса 0,9 / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Аграрный научный журнал. -2025. -№ 8. -С. 111-120. DOI 10.28983/asj.y2025i8pp111-120. <math>- EDN TXTUPH.
- Исследование жесткости резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов при растяжении и изгибе / Р. С. Федоткин, В. Д. Бейненсон, В. А. Крючков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 12. С. 9-14. EDN VBFMDH.
- 12. Исследование причин и способов снижения буксования колес трактора / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, Д. М. Дудин, Н. И. Дегтярев // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. − 2025. − № 1. − С. 12-17. − DOI 10.33920/sel-10-2501-02. − EDN VNSZWU.
- 13. К вопросу создания всесезонной экологически безопасной ходовой системы современного сельскохозяйственного гусеничного трактора /

- Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко [и др.] // Адаптивно-ландшафтные системы земледелия основа эффективного использования мелиорированных земель : Материалы Международной научно-практической конференции ФГБНУ ВНИИМЗ, Тверь, 27 сентября 2017 года / Федеральное агентство научных организаций; Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Всероссийский научно-исследовательский институт мелиорированных земель»; ответственные за выпуск: О.Н. Анциферова, Т.Н. Пантелеева. Том Книга 2. Тверь: Тверской государственный университет, 2017. С. 126-128. EDN XTMTTP.
- 14. Канделя М.В., Липкань А.В., Рябченко В.Н., Самуйло В.В. К обоснованию применения гусеничных машин в условиях дальнего востока // Дальневосточный аграрный вестник. 2018. № 2(46). С. 159-167.
- 15. Канделя, М.В. Повышение проходимости колесных уборочных машин и тракторов / М.В. Канделя // Сельский механизатор. 2012. № 7. С. 6.
- 16. Карелина, М. Ю. Комплексный подход к повышению эффективности сельскохозяйственной техники в условиях реализации задачи достижения технологического суверенитета Российской Федерации / М. Ю. Карелина, О. Н. Дидманидзе, А. В. Бугаев // Известия Международной академии аграрного образования. 2023. № 67. С. 55-60. EDN RBJKUC.
- 17. Колмогоров, С. Г. К вопросу уплотнения переувлажненных глинистых грунтов / С. Г. Колмогоров, П. Л. Клемяционок, С. С. Колмогорова // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2022. Т. 24, № 5. С. 145-150. DOI 10.31675/1607-1859-2022-24-5-145-150. EDN PGFPEL.
- 18. Косенко, В. В. Расчетный анализ воздействия на почву трактора XT3-150К-09 на штатных, сдвоенных и широкопрофильных шинах / В. В. Косенко // Автомобилестроение: проектирование, конструирование, расчет и технологии ремонта и производства : Материалы VI Всероссийской научнопрактической конференции, Ижевск, 28–29 апреля 2022 года / Под редакцией

- Н.М. Филькина; Председатель оргкомитета Н. М. Филькин, Члены оргкомитета А. В. Щенятский, Р. С. Музафаров. Ижевск: Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, 2022. С. 101-106. EDN UIBHMO.
- Кравченко В. А., Кравченко Л. В., Меликов И. М.
   ЭФФЕКТИВНОСТЬ СДВАИВАНИЯ КОЛЁС ТРАКТОРОВ ТЯГОВОГО
   КЛАССА 5 //Вестник аграрной науки Дона. 2021. №. 1 (53). С. 4-12.
- 20. Крючков, В.А. К вопросу оптимизации трансмиссии колесных тракторов для установки съемных гусеничных ходовых систем / В.А. Крючков // Инновации в сельском хозяйстве. 2018. № 3 (28). С. 364-374.
- 21. Кузьмин, В. А. Искусственная нейронная сеть для обоснования параметров ходовых систем тракторов / В. А. Кузьмин, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 4. С. 24-30. DOI 10.22314/207375992017.4.2430. EDN ZEHDZF.
- 22. Кузьмин, В. А. Разработка имитационной модели для оценки эффективности виброзащиты системы подрессоривания колесного сельскохозяйственного трактора класса 4 / В. А. Кузьмин, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков // Инновации в сельском хозяйстве. 2018. № 2(27). С. 340-347. EDN YASXVB.
- 23. Купрюнин Д.Г. и др. Сравнение основных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2013, №9.
- 24. Методика определения рациональных конструкционных параметров четырехвальных несоосных преселекторных коробок передач сельскохозяйственных тракторов / В. М. Шарипов, Б. Н. Нюнин, В. А. Крючков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 10. С. 13-18. EDN WWHVSJ.
- 25. Методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин / Р. С.

- Федоткин, В. А. Крючков, В. Д. Бейненсон, В. Л. Парфенов // Тракторы и сельхозмашины. -2017. -№ 3. C. 24-32. EDN YTBGRH.
- 26. Ниткин А. А. Теоретические аспекты повышения эффективности эксплуатации колесных тракторов на основе изменения тягово-сцепных характеристик шины и установки спаренных колес на почвах с низкой несущей способностью //Аграрный научный журнал. 2018. №. 4. С. 52-54.
- 27. Ниткин А. А., Коцарь Ю. А., Кочегарова О. С. Повышение эффективности эксплуатации сельскохозяйственных тракторов на сдвоенных шинах //Аграрный научный журнал. 2021. №. 3. С. 78-81.
- 28. Обзор конструкций стабилизаторов тангенциальной устойчивости ТГМ сельскохозяйственных тракторов / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. А. Федоткина [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22–23 января 2025 года. Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2025. С. 362-372. EDN DQWYHI.
- 29. Окунев Г. А., Кузнецов Н. А., Андрианов А. В. Техникоэкономические показатели использования трактора XT3-150K-09 на одинарных и сдвоенных шинах //Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии. — 2013. — Т. 66. — С. 58-67.
- 30. Особенности воздействия на почву колесным движителем сельскохозяйственных тракторов / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22–23 января 2025 года. Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2025. С. 348-354. EDN LWDZKI.
- 31. Особенности применения систем автоматизированного регулирования давления в шинах сельскохозяйственной техники переменной массы / Р. С. Федоткин, В. Н. Андреев, В. А. Крючков [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22–23 января 2025 года. Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2025. С. 341-347. EDN OZPLXN.
- 32. Оценка возможности применения гибких филамеров для изготовления упруго-демпфирующих элементов системы подрессоривания и

- виброизоляции сельскохозяйственной техники / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, Д. М. Дудин, Н. И. Дегтярев // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. 2025. N 2. С. 25-30. DOI 10.33920/sel-10-2502-04. EDN TIDZFG.
- 33. Перспективы развития тракторостроения в России / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев, М. М. Прокофьев // Техника и оборудование для села. -2023. -№ 5(311). C. 2-7. DOI 10.33267/2072-9642-2023-5-2-7. EDN UKRERY.
- 34. Перспективы развития тракторостроения в России / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев, М. М. Прокофьев // Техника и оборудование для села. 2023. № 5(311). С. 2-7. DOI 10.33267/2072-9642-2023-5-2-7. EDN UKRERY.
- 35. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973.
- 36. Повышение проходимости сельскохозяйственных тракторов по грунтам с низкой несущей способностью / П. В. Потапов, М. В. Морсков, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. -2024. -№ 4(49). C. 62-70. DOI 10.35211/2500-0586-2024-4-49-62-70. <math>- EDN DUSCAM.
- 37. Пути повышения срока службы резиноармированных гусениц / В. Д. Бейненсон, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Каучук и резина. 2015. № 6. С. 28-31. EDN VDUWLH.
- 38. Ревенко В. Ю. и др. Увеличение площади опорной поверхности ведущих колес трактора как способ повышения тягово-сцепных //МОБИЛЬНАЯ агротехнических показателей И СТАЦИОНАРНАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЙ ТРАНСПОРТ, ЭНЕРГЕТИКА, ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТОПЛИВА В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ. – 2003. – С. 12-22.
- 39. Ревенко В. Ю., Русанов А. В., Крюковская Н. С. Эксплуатационные исследования изменения тягово-энергетических показателей тракторов при

- использовании сдвоенных шин //Агротехника и энергообеспечение. 2019. №. 4 (25). С. 53-60.
- 40. Резиноармированные гусеницы сельскохозяйственных тракторов. Жесткость при растяжении и изгибе / Р. С. Федоткин, В. Д. Бейненсон, В. А. Крючков [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. 2016. № 2(28). С. 32-38. EDN WAXMOD.
- 41. Роботизированное транспортное средство с минимальным воздействием на окружающую среду / Р. С. Федоткин, Н. И. Дегтярев, К. С. Дмитриев, А. С. Овчаренко // Экология промышленного производства. 2021. N 4(116). С. 59-63. DOI 10.52190/2073-2589 2021 4 59. EDN HYHHUS.
- 42. Селиванов, Н. И. Эффективность использования колесных тракторов в технологиях почвообработки / Н. И. Селиванов, Ю. Н. Макеева // Вестник КрасГАУ. -2015. -№ 6(105). C. 49-57. EDN UDTLWT.
- 43. Скоркин, А. С. Преимущества гусеничных тракторов / А. С. Скоркин, Н. М. Королева // Наука и Образование. 2020. Т. 3, № 4. С. 94. EDN DXSOZA.
- 44. Скоркин, А. С. Преимущества гусеничных тракторов / А. С. Скоркин, Н. М. Королева // Наука и Образование. 2020. Т. 3, № 4. С. 94. EDN DXSOZA.
- 45. Современная агроинженерия / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, М. Н. Ерохин [и др.]. Москва : ООО «Мегаполис», 2022. 413 с. ISBN 978-5-6049928-2-1. EDN RSFSFK.
- 46. Сравнение тяговых показателей и долговечности гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов / Н. А. Щельцын, В. Д. Бейненсон, Р. С. Федоткин [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. -2017. − № 4(34). C. 81-88. EDN VTBTYL.
- 47. Стабилизатор тангенциальной устойчивости для тракторов тягового класса 1,4 / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского : Сборник статей научно-практической конференции, посвященный 90-летию Шарова Николая Михайловича,

- Москва, 23–24 октября 2024 года. Москва: ООО «Сам Полиграфист», 2024. С. 13-20.
- 48. Съемная гусеничная ходовая система ведущего моста сельскохозяйственного трактора класса 0,9 / О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, Н. И. Дегтярев // Аграрный научный журнал. 2023. № 12. С. 142-148. DOI 10.28983/asj.y2023i12pp142-148. EDN BZMQFV.
- 49. Толстов А.М., Юрцев Л.Н., Соколов С.Л., Веселов И.В.
   Исследование напряженно-деформированного состояния резиноармированных гусениц (РАГ) методом конечных элементов. Часть 2.
   Результаты исследования // Каучук и резина. 2013. №2. С.38-42.
- 50. Тракторы. Конструкция / В. М. Шарипов [и др.]. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.
- 51. Тракторы. Конструкция: учебник для студентов вузов (УМО) / В. М. Шарипов, Д. В. Апелинский, Л. Х. Арустамов [и др.]; под общей редакцией В.М. Шарипова. 2-е издание, исправленное и дополненное. Москва: Научно-техническое издательство "Машиностроение", 2012. 790 с. EDN RFDSAB.
- 52. Трухачев, В. И. Развитие автотракторного машиностроения на современном этапе / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, Р. С. Федоткин // Чтения академика В. Н. Болтинского : Сборник статей, Москва, 17–18 января 2024 года. Москва: Российский государственный аграрный университет, ООО «Сам Полиграфист», 2024. С. 32-42. EDN YMKREG.
- 53. Унификация технологических процессов ремонта автомобильной техники / О. Н. Дидманидзе, Л. Л. Зиманов, В. И. Карагодин, А. А. Солнцев // Транспортное дело России. 2024. № 2. С. 203-206. EDN XLZCAY.
- 54. Уточнение геометрических параметров зубьев ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами ходовой системы трактора / Р. С. Федоткин, К. А. Богданов, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. − 2018. − № 9. − С. 21-29. − EDN YAUVML.

- 55. Федосеев, Н. А. Обзор теоретических предпосылок к уплотнению грунта / Н. А. Федосеев, С. В. Алексеев, С. М. Шевченко // Инновационные транспортные системы и технологии. 2024. Т. 10, № 2. С. 200-214. DOI 10.17816/transsyst627482. EDN CPJXTW.
- 56. Федоткин, Р. С. Выбор движителя для тракторов и комбайнов / Р.
   С. Федоткин // Сельский механизатор. 2019. № 4. С. 2-3. EDN YUYOJB.
- 57. Федоткин, Р. С. О выборе типа ходовой системы для сельскохозяйственных тракторов и комбайнов / Р. С. Федоткин // Научнотехническое обеспечение агропромышленного комплекса в реализации Государственной программы развития сельского хозяйства до 2020 года : Сборник статей по материалам международной научно-практической конференции, посвященной 75-летию Курганской ГСХА имени Т.С. Мальцева, Курган, 18–19 апреля 2019 года / Под общей редакцией С.Ф. Сухановой. Курган: Курганская государственная сельскохозяйственная академия им. Т.С. Мальцева, 2019. С. 357-363. EDN ISSYWR.
- 58. Федоткин, Р. С. О создании конструкции амортизационнонатяжного устройства гидравлического типа с автоматизированной системой управления для гусеничных ходовых систем / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. С. Овчаренко // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2019. – № 8(231). – С. 47-50. – EDN MMLSSO.
- 59. Федоткин, Р. С. Перспективы применения резиноармированных гусениц на транспортных и тяговых машинах различного назначения / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков // Будущее машиностроения России : Сборник докладов Восьмой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов, Москва, 23–26 сентября 2015 года. Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2015. С. 903-906. EDN WEQUIJ.
- 60. Федоткин, Р. С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов : специальность 05.05.00 "Транспортное,

- горное и строительное машиностроение" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Федоткин Роман Сергеевич. Москва, 2015. 24 с. EDN XGGZLN.
- 61. Федоткин, Р. С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов : специальность 05.05.00 "Транспортное, горное и строительное машиностроение" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Федоткин Роман Сергеевич. Москва, 2015. 204 с. EDN XGGZLX.
- 62. Федоткин, Р. С. Трение и износ в ходовых системах тяговых и транспортных машин с резиноармированными гусеницами. Обзор проблем / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, А. А. Федоткина // Механика композиционных материалов и конструкций. 2020. Т. 26, № 3. С. 362-370. DOI 10.33113/mkmk.ras.2020.26.03.362 370.05. EDN GGAPMS.
- 63. Федоткин, Р. С. Уточненное исследование силовых и геометрических факторов в цевочном зацеплении ведущих колес с резиноармированными гусеницами / Р. С. Федоткин, К. А. Богданов // Инновации в сельском хозяйстве. 2018. № 3(28). С. 530-540. EDN YLTAEH.
- 64. Федоткин, Р. С. Экспериментальное исследование силовых и геометрических факторов в цевочном зацеплении ведущих колес с резиноармированными гусеницами сельскохозяйственного транспортнотехнологического средства / Р. С. Федоткин, В. А. Крючков, К. А. Богданов // Чтения академика В.Н. Болтинского (115 лет со дня рождения) : Сборник статей семинара, Москва, 22–24 января 2019 года / Под редакцией М.Н. Ерохина. Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Мегаполис", 2019. С. 205-212. EDN ZYMUIH.
- 65. Фейгин, Г. А. Способы определения пятна контакта автотракторной техники / Г. А. Фейгин, Д. М. Дудин // Научный форум: Экономика, управление и цифровые технологии в АПК-2024 : СБОРНИК

- ТРУДОВ, приуроченных к Международной научно-практической студенческой конференции, Москва, 20 ноября 2024 года. Москва: Российский государственный аграрный университет, 2024. С. 332-337. EDN TROXZX.
- 66. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
- 67. Шарипов В.М., Дмитриева Л.А., Сергеев А.И., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Проектирование ходовых систем тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 82 с.
- 68. Щельцын, Н.А. Сравнение тяговых показателей и долговечности гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов / Н.А. Щельцын [и др.] // Известия МГТУ "МАМИ". 2017. № 4 (34). С. 81-88.
- 69. Щитов С. В. и др. Использование многоосных энергетических средств класса 1, 4.-2013.
- 70. Щитов С. В. и др. Повышение продольно-поперечной устойчивости и снижение техногенного воздействия на почву колесных мобильных энергетических средств //Благовещенск: Изд-во Дальневост. гос. аграр. ун-та. 2020.
- 71. Экспериментальная проверка достоверности методики проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами / В. М. Шарипов, Р. С. Федоткин, В. А. Крючков [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. 2017. № 3(33). С. 76-81. EDN ZMJKNZ.
- 72. Экспериментальное исследование сравнительных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов / Д. Г. Купрюнин, Н. А. Щельцын, В. Д. Бейненсон [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. 2016. № 3(29). С. 16-24. EDN WMNEXP.
- 73. Энергоэффективность и ресурсосбережение автотракторной техники / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев, Н. А. Большаков //

- Известия Международной академии аграрного образования. 2023. № 67. С. 38-43. – EDN YVFPZL.
- 74. Soil structure response to field traffic: Effects of traction and repeated wheeling / L. ten Damme, P. Schjønning, L. J. Munkholm, O. Green, S. K. Nielsen, M. Lamandé. Soil & Tillage Research. 2021;(213):105128.
- 75. Akker J. J. H., Schjønning P. Subsoil compaction and ways to prevent it //Managing soil quality: Challenges in modern agriculture. Wallingford UK: CABI Publishing, 2004. C. 163-184.
- 76. Antille D. L., Bennett J. M. L., Jensen T. A. Soil compaction and controlled traffic considerations in Australian cotton-farming systems //Crop and Pasture Science. 2016. T. 67. №. 1. C. 1-28.
- 77. Chamen W. C. T. The effects of low and controlled traffic systems on soil physical properties, yields and the profitability of cereal crops on a range of soil types. -2011.
- 78. Construction of modern wide, low-inflation pressure tires per se does not affect soil stress. [L. ten Damme, M. Stettler, F. Pinet, P. Vervaet, T. Keller, L. J. Munkholm, M. Lamandé. Soil & Tillage Research. 2020;(204):104708].
- 79. Dwyer M. J., Okello J. A., Scarlett A. J. A theoretical and experimental investigation of rubber tracks for agriculture. Journal of Terramechanics. 1993;30(4):285-298.
- 80. Gasso V. et al. Controlled traffic farming: A review of the environmental impacts //European Journal of Agronomy. 2013. T. 48. C. 66-73.
- 81. Greve M. H. et al. Driver-Pressure-State-Impact-Response (DPSIR) Analysis and Risk Assessment for Soil CompactiondA European Perspective //Advances in Agronomy. 2015. T. 133. C. 183.
- 82. Hamza M. A., Anderson W. K. Soil compaction in cropping systems: A review of the nature, causes and possible solutions //Soil and tillage research. −2005. − T. 82. − №. 2. − C. 121-145.
- 83. Harris B. J. Increased deflection agricultural radial tires following the tire and rim association IF, VF, and IF/CFO load and inflation standards. 2017.

- 84. Hemmat A. et al. Relationships between rut depth and soil mechanical properties in a calcareous soil with unstable structure //biosystems engineering. 2014. T. 118. C. 147-155.
- 85. Horn R., Vossbrink J., Becker S. Modern forestry vehicles and their impacts on soil physical properties //Soil and Tillage Research. − 2004. − T. 79. − №. 2. − C. 207-219.
- 86. Juselius T. Investigation of the energy efficiency and environmental impact of central tire inflation systems for commercial vehicles focusing on agriculture and forestry. 2020.
- 87. Karaçay O., Kılıç S. The Effects of Agricultural Tire Technologies on Soil Compaction, Traction Performance and Agricultural Productivity //Scientific Journal of Mehmet Akif Ersoy University.-2024- − T. 7. − №. 2. − C. 64-80.
- 88. Keller T. et al. Soil compaction due to agricultural field traffic: An overview of current knowledge and techniques for compaction quantification and mapping //Advances in understanding soil degradation. 2021. C. 287-312.
- 89. Keller T., Arvidsson J. A model for prediction of vertical stress distribution near the soil surface below rubber-tracked undercarriage systems fitted on agricultural vehicles. Soil & Tillage Research. 2016;(155):116-123.
- 90. Keller T., Trautner A., Arvidsson J. Stress distribution and soil displacement under a rubber-tracked and a wheeled tractor during ploughing, both on-land and within furrows. Soil & Tillage Research. 2002;(68):39-47.
- 91. Lamande M., Greve M. H., Schjonning P. Risk assessment of soil compaction in Europe Rubber tracks or wheels on machinery. Catena. 2018;(167):353-362.
- 92. Mohapatra D., Parashar S. Review on self-inflation tire system //Materials Today: Proceedings. 2023. T. 81. C. 346-349.
- 93. Performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks / G. Molari, L. Bellentani, A. Guarnieri, M. Walker, E. Sedoni. Biosystems Engineering. 2012;111(1):57-63.

- 94. Rubber track systems for conventional tractors Effects on soil compaction and traction / J. Arvidsson, H. Westlin, T. Keller, M. Gillberg. Soil & Tillage Research. 2011;(117):103-109.
- 95. Thomas Keller, Johan Arvidsson. A model for prediction of vertical stress distribution near the soil surface below rubber-tracked undercarriage systems fitted on agricultural vehicles // Soil and Tillage Research. 2016. Vol.155. Pp.116-123.
- 96. Tigges M. Central Tire Inflation Systems for Agricultural Vehicles. American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2015. C. 1-13.
- 97. Transmission of vertical soil stress under agricultural tyres: Comparing measurements with simulations / T. Keller, M Berli., S.Ruiz, M. Lamandé, J. Arvidsson, P. Schjønning, A. P. S. Selvadurai. Soil & Tillage Research. 2014;(140):106-117.
- 98. Van Tonder J. D., Venter M. P., Venter G. A new method for improving inverse finite element method material characterization for the Mooney–Rivlin material model through constrained optimization //Mathematical and Computational Applications. -2023. T. 28. No. 4. C. 78.
- 99. Ways of improving the service life of rubber-reinforced tracks / V. D. Beininson, R. S. Fedotkin, V. A. Kryuchkov [et al.] // International Polymer Science and Technology. 2016. Vol. 43, No. 5. P. 28-31. DOI 10.1177/0307174x1604300506. EDN XFLXEX.

### Приложение 1

Изготовление основных несущих элементов конструкции, требующих сварки и токарной обработки было осуществлено в заводских условиях с применением технологий лазерного раскроя листового металла, гибки, сварки, токарной и слесарной обработки. Отдельные изготовленные детали приведены ниже





Детали несущих частей рамы ТГМ





Зубчатые венцы ведущих колес и заготовки под них





Фрагменты рамных конструкций и заготовка оси



Обоймы кареток



Заготовки для изготовления элементов кареток и валов







Проушины крепления цилиндров





Пальцы крепления гидроцилиндров и подвижных элементов



Проушины крепления шарниров механизма натяжения







Дистанционные, упорные и проставочные втулки







Специально изготавливаемые шайбы



Детали крепления элементов гидроарматуры

### Приложение 2



### МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ – МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА

XXVII РОССИЙСКАЯ АГРОПРОМЫШЛЕННАЯ ВЫСТАВКА «ЗОЛОТАЯ ОСЕНЬ – 2025»

### конкурс

«СОЗДАНИЕ И ПРОИЗВОДСТВО ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ СЕЛЬ-СКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ И ВНЕДРЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»

### *RИЦАНИМОН*

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

### TEMA:

### ГИБРИДНЫЙ ТРАКТОР МАЛОГО ТЯГОВОГО КЛАССА НА БАЗЕ СЕРИЙНОГО ДЛЯ СОВРЕМЕННОГО ЭКОЛОГИЧЕ-СКИ ЧИСТОГО С.Х. ПРОИЗВОДСТВА

Авторы:

Трухачев Владимир Иванович, ректор ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, Академик РАН, д.с.-х.н., д.э.н., профессор;

Дидманидзе Отари Назирович, заведующий каф. тракторов и автомобилей, академик РАН, д.т.н., профессор;

Ахметов Алмаз Маратович, генеральный директор ООО «ТПК МТЗ-Татарстан»;

Федоткин Роман Сергеевич, доцент каф. тракторов и автомобилей, к.т.н.;

Крючков Виталий Алексеевич, доцент каф. тракторов и автомобилей, к.т.н.;

Чепурина Екатерина Леонидовна, заведующая каф. инженерной и компьютерной графики, д.т.н., доцент;

Дегтярев Никита Иванович, ассистент каф. тракторов и автомобилей;

Дудин Даниил Максимович, ассистент каф. тракторов и автомобилей;

Лангвилава Давид Отариевич, генеральный директор ООО «ДСК Саплай»;

Андреев Сергей Андреевич, доцент кафедры автоматизации и роботизации технологических процессов имени академика И.Ф. Бородина, д.т.н., доцент.

**Москва** - 20:

Проректор по научной работе,

д.б.н., профессор

М.И. Селионова



### MO J J J

НАГРАЖДАЕТСЯ БРОНЗОВОЙ МЕДАЛЬЮ ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева

За разработку гусеничных модулей для круглогодичной работы трактора в любых почвенно-климатических условиях

ЗАМЕСТИТЕЛЬ МИНИСТРА СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

O.A. FATAFOBA

### МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ – МСХА ИМЕНИ К.А. ТИМИРЯЗЕВА

XXVII РОССИЙСКАЯ АГРОПРОМЫШЛЕННАЯ ВЫСТАВКА «ЗОЛОТАЯ ОСЕНЬ – 2025»

### КОНКУРС

«СОЗДАНИЕ И ПРОИЗВОДСТВО ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ СЕЛЬ-СКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ И ВНЕДРЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»

### *КИЦАНИМОН*

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

### TEMA:

### КОЛЕСНЫЙ ТРАКТОР С ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ ГУСЕНИЧ-НЫМИ МОДУЛЯМИ ДЛЯ КРУГЛОГОДИЧНОЙ РАБОТЫ В ЛЮБЫХ ПОЧВЕННО-КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

### Авторы:

Дидманидзе Отари Назирович, заведующий каф. тракторов и автомобилей, академик РАН, д.т.н., профессор;

Федоткин Роман Сергеевич, доцент каф. тракторов и автомобилей, к.т.н.;

Крючков Виталий Алексеевич, доцент каф. тракторов и автомобилей, к.т.н.;

Арженовский Алексей Григорьевич, профессор каф. эксплуатации машинно-тракторного парка, д.т.н., профессор;

Дегтярев Никита Иванович, ассистент каф. тракторов и автомобилей;

Дудин Даниил Максимович, ассистент каф. тракторов и автомобилей;

Федоткина Анна Андреевна, ведущий инженер ФГБНУ ФНАЦ ВИМ;

Бредихин Сергей Алексеевич, профессор каф. процессов и аппаратов перерабатывающих производств, д.т.н., профессор;

Титова Елена Владимировна, студент по направлению подготовки «Агроинженерия»;

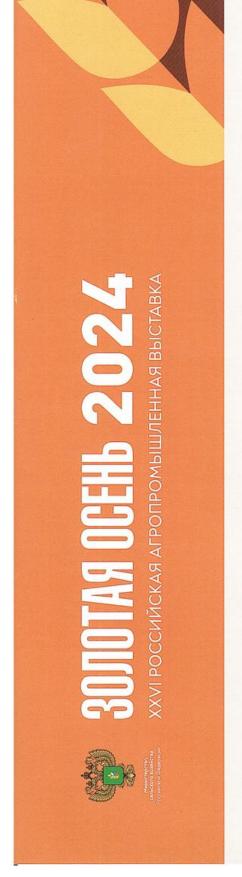
Кузнецов Михаил Алексеевич, магистрант по направлению подготовки «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Москва - 2025

Проректор по научной работе,

д.б.н., профессор

М.И. Селионова



# 

НАГРАЖДАЕТСЯ ЗОЛОТОЙ МЕДАЛЬЮ ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева

За разработку шнекороторного узла для средств малой механизации

ЗАМЕСТИТЕЛЬ МИНИСТРА СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

O.A. FATAFOBA

B62D 55/104 (2006.01)

(51) MIIK

### ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА по интеллектуальной собственности

### (12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

B62D 55/08 (2024.08); B62D 55/084 (2024.08); B62D 55/104 (2024.08)

(21)(22) Заявка: 2023129794, 16.11.2023

(24) Дата начала отсчета срока действия патента: 16.11.2023

Дата регистрации: 05.03.2025

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 16.11.2023

(45) Опубликовано: 05.03.2025 Бюл. № 7

Адрес для переписки:

143986, Московская обл., г. Балашиха, ул.Калинина (Саввино мкр.), 10, кв.43, ФЕДОТКИН РОМАН СЕРГЕЕВИЧ (72) Автор(ы):

Дидманидзе Отари Назирович (RU), Федоткин Роман Сергеевич (RU), Крючков Виталий Алексеевич (RU), Дегтярев Никита Иванович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

ООО "Технологии внедорожного движения"

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: CN 202529053 U, 14.11.2012. RU 2773146 C1, 31.05.2022. US 3447620 A1, 03.06.1969. CN 104691634 A, 10.06.2015.

5 ဖ

Z

N

 $\infty$ 

ယ

9

ဂ

(54) Тяговый гусеничный модуль с изменяемой площадью контакта для колесного трактора

(57) Реферат:

2 က

2

 $\alpha$ 

Изобретение относится к ходовым системам тракторов и техническим средствам повышения их тягово-сцепных свойств. Тяговый гусеничный модуль содержит ведущее колесо, раму катков, по краям которой шарнирно закрепляются кривошипы с направляющими колесами с возможностью их подъема и опускания, бесконечную эластичную гусеницу, систему подрессоривания, опорные катки, направляющие колеса, механизм натяжения гусеницы, механизм изменения площади контакта гусеницы с опорной поверхностью, стабилизатор тангенциальной устойчивости. Достигается снижение уплотняющего воздействия на почву и расширение функциональных качеств тракторов. 11 ил.

Ctp.: 1



## 30JIOTA9 OCEHЬ 2023

ХХУ РОССИЙСКАЯ АГРОПРОМЫШЛЕННАЯ ВЫСТАВКА

### **ДИПЛОМ**

НАГРАЖДАЕТСЯ **ЗОЛОТОЙ МЕДАЛЬЮ**  РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева

За разработку цифровых сервисов автоматизированного подбора сельскохозяйственной техники для комплектования оптимальных машинно-тракторных агрегатов

МИНИСТР СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

д.н. патрушев

### Общество с ограниченной ответственностью «ТЕХНОЛОГИИ ВНЕДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ» (ООО «ТЕХНОДВИЖ»)

140153, Россия, Московская обл., Раменский р-н, п. Спартак, Инновационная ул., д. 12 ИНН 5040180214 КПП 504001001 ОГРН 1225000079160 тел.: +7 (962) 926-21-22, e-mail: dvizhmash@mail.ru

### AKT

о внедрении результатов диссертационного исследования в процесс научных исследований и разработок компании

Настоящим актом подтверждается, что результаты научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы, проведенной в рамках диссертационного исследования аспиранта, ассистента кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева» Дегтярева Никиты Ивановича на тему «Обоснование параметров и режимов работы тяговых гусеничных модулей для колесного сельскохозяйственного трактора класса 1,4», внедрены и используются в научно-исследовательской и опытно-конструкторской работе компании ООО «Технологии внедорожного движения» в части создания новых конструкций тяговых гусеничных модулей и ходовых систем самоходной техники, а также реализованы при разработке конструкции, изготовлении и проведении испытаний тяговых гусеничных модулей для колесного сельско-хозяйственного трактора класса 1,4 «Беларус-82.1»

04018

Главный конструктор, кандидат технических наук

В.А. Крючков

### Приложение 3

Рабочий код программы по автоматическому профилированию контура зуба ведущего колеса

```
import math
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
import ezdxf
EPSILON = 1e-12
def calculate_all_parameters(V_i, n_Mp, t_Bk, theta, r_c0, R_Gamma_1):
  if n Mp < EPSILON or t Bk < EPSILON:
    raise ValueError("n Mp и t Вk должны быть положительными.")
  if V i \le EPSILON:
    raise ValueError("V і должен быть положительным.")
  if r c0 < 0:
    raise ValueError("r с0 не может быть отрицательным.")
  if R Gamma 1 < r c0:
    raise ValueError("R_Gamma_1 не может быть меньше r_c0.")
  z_Bk = V_i / (0.06 * n_Mp * t_Bk)
  if z Bk \le EPSILON:
    raise ValueError("z Вk слишком мал.")
  alpha = 360 / z Bk
  phi = theta + alpha / 2
  alpha rad = math.radians(alpha)
  phi rad = math.radians(phi)
  \sin alpha half = math.\sin(alpha rad / 2)
  if abs(sin alpha half) < EPSILON:
    raise ValueError("sin(α/2) слишком мал.")
  # Теперь R 0 выражаем через R Gamma 1 и r c0
  R = 0 = R Gamma 1 - r c0
```

```
R BPi 1 = R \ 0 - r \ c0
R_BPi_2 = math.sqrt(R_0 ** 2 - (t_Bk ** 2) / 4) - r_c0
R BPi_3 = (R_BPi_1 + R_BPi_2) / 2
if R BPi 3 < 0:
  raise ValueError("R BPi 3 не может быть отрицательным.")
try:
  cot phi = 1 / math.tan(phi rad)
except ZeroDivisionError:
  raise ValueError("ф близок к 90°, cot(ф) не существует.")
R BC Pi = R 0 * cot phi
\sin phi = math.sin(phi rad)
if abs(sin phi) < EPSILON:
  raise ValueError("sin(\phi) слишком мал.")
R k0 = R 0 / \sin phi
R Pi = R k0 - r c0
if R Pi < 0:
  raise ValueError("R Pi не может быть отрицательным.")
# R Gamma 1 теперь входной параметр, не вычисляем
\#R Gamma 1 = R 0 + r c0
# Возвращаем все параметры, которые нужны
return {
  "z_Bk": z_Bk,
  "alpha": alpha,
  "phi": phi,
  "R 0": R 0,
  "R BPi_1": R_BPi_1,
  "R_BPi_2": R_BPi_2,
  "R_BPi_3": R_BPi_3,
```

```
"R BC Pi": R BC Pi,
     "R k0": R k0,
     "R Pi": R Pi,
     "R Gamma 1": R Gamma 1
  }
def find circle intersections(x1, y1, r1, x2, y2, r2):
  d = np.hypot(x2 - x1, y2 - y1)
  if d > r1 + r2 or d < abs(r1 - r2) or d < EPSILON:
    return []
  a = (r1 ** 2 - r2 ** 2 + d ** 2) / (2 * d)
  h sq = r1 ** 2 - a ** 2
  if h sq < 0:
    return []
  h = np.sqrt(h sq)
  xm = x1 + a * (x2 - x1) / d
  ym = y1 + a * (y2 - y1) / d
  rx = -(y2 - y1) * (h/d)
  ry = (x2 - x1) * (h / d)
  return [(xm + rx, ym + ry), (xm - rx, ym - ry)]
def remove duplicates(points, epsilon=1e-6):
  unique = []
  for point in points:
     if not any(np.allclose(point, u, atol=epsilon) for u in unique):
       unique.append(point)
  return unique
def get intersection points 7 8(results):
  R BPi 3 = results["R BPi 3"]
  R Gamma 1 = results["R Gamma 1"]
  R BC Pi = results["R BC Pi"]
  R k0 = results["R k0"]
  R Pi = results["R Pi"]
  z_Bk = results["z_Bk"]
```