

Министерство науки и высшего образования
Республики Казахстан

Некоммерческое акционерное общество
«Торайгыров университет»

К. К. Абишев

**ПОВЫШЕНИЕ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
СВОЙСТВ ТРАНСПОРТНОГО
СРЕДСТВА НА
ВНУТРИЗАВОДСКИХ
ПЕРЕВОЗКАХ**

Монография

Павлодар
Toraighyrov University
2024

УДК 625.08: 629.033(035.3)
ББК 39.34
А15

**Рекомендовано к изданию Учёным советом
НАО «Торайгыров университет»
(протокол №1/2 от 28 августа 2024 года)**

Рецензенты:

К. Т. Шеров – доктор технических наук, профессор Казахского агротехнического исследовательского университета имени С. Сейфуллина;

Г. С. Гумаров – доктор технических наук, профессор Западно-Казахстанского университета имени Махамбета Утемисова;

А. Ж. Касенов – кандидат технических наук, профессор Торайгыров университета.

Абишев К. К.

А15 Повышение эксплуатационных свойств транспортного средства на внутризаводских перевозках: монография / К. К. Абишев – Павлодар: Toraighyrov University, 2024. – 146 с.

ISBN 978-601-345-558-7

В монографии приведены классификация и виды внутризаводского транспорта и результаты исследования процессов взаимодействия колесных и гусеничных машин с деформируемым опорным основанием. Предложена методика выбора параметров машин. Приведены мероприятия по повышению эффективности функционирования колесных и гусеничных машин. Представлен анализ и обоснование компоновки многоцелевого транспортного средства. Приведены основные направления дальнейшего развития конструкции многоцелевого транспортного средства.

Для научных работников технических специальностей, докторантов, магистрантов и студентов технических вузов.

УДК 625.08: 629.033(035.3)
ББК 39.34

ISBN 978-601-345-558-7

© Абишев К. К., 2024

© Торайгыров университет, 2024

За достоверность материалов, грамматические и орфографические ошибки
ответственность несут авторы и составители

Введение

Организация эффективной системы внутризаводских перевозок является важнейшим элементом обеспечения непрерывности производственного процесса, оптимизации затрат и повышения общей конкурентоспособности предприятия. В условиях современного экономического ландшафта, характеризующегося высоким уровнем технологических инноваций и изменчивостью рыночных требований, внутренние транспортные системы требуют постоянного совершенствования. В частности, ключевую роль играет повышение эксплуатационных свойств транспортных средств, что позволяет значительно повысить их эффективность, надежность и адаптивность.

Внутризаводской транспорт, состоящий из колесных и гусеничных машин, представляет собой сложную и многогранную систему, функционирующую в специфических условиях производственной среды. Для обеспечения её бесперебойной работы необходимо учитывать множество факторов, включая конструктивные особенности транспортных средств, их взаимодействие с деформируемыми опорными основаниями, а также влияние окружающей среды. Настоящая монография посвящена исследованию этих факторов и разработке практических рекомендаций, направленных на улучшение характеристик внутризаводского транспорта.

В данной работе представлена подробная классификация и описание видов внутризаводского транспорта, включая колесные и гусеничные машины. На основе проведенных исследований взаимодействия данных транспортных средств с деформируемыми опорными основаниями выявлены ключевые закономерности, влияющие на их эксплуатационные свойства. В результате этих исследований предложена методика выбора оптимальных параметров машин, позволяющая улучшить их конструктивные характеристики и повысить эффективность функционирования в условиях промышленной эксплуатации.

Кроме того, в монографии детально рассмотрены мероприятия, направленные на повышение эффективности работы колесных и гусеничных машин. Включены рекомендации по усовершенствованию их конструктивных решений, внедрению передовых технологий и использованию новых материалов, способствующих увеличению их надежности и долговечности. Анализ и обоснование компоновки многоцелевого транспортного средства стали важным разделом работы. Многоцелевые транспортные средства способны решать

широкий спектр задач, включая транспортировку грузов, сбор отходов и выполнение вспомогательных функций. В монографии предложены конструктивные решения, повышающие маневренность, устойчивость и общую производительность таких машин. Особое внимание уделено вопросам их экологичности, экономичности и адаптации к условиям эксплуатации.

Основные направления дальнейшего развития конструкции многоцелевых транспортных средств включают применение инновационных материалов, использование цифровых технологий для мониторинга и управления, а также внедрение энергосберегающих и экологически чистых решений. Указанные подходы позволяют не только повысить эксплуатационные свойства машин, но и обеспечить соответствие их характеристик современным требованиям рынка.

Монография рассчитана на широкий круг специалистов, включая научных работников технических специальностей, инженеров, проектировщиков, докторантов, магистрантов и студентов технических вузов. Она содержит теоретически обоснованные подходы и практические рекомендации, которые могут быть полезны для проектирования, модернизации и эксплуатации транспортных средств, предназначенных для внутризаводских перевозок. Представленные в работе материалы имеют важное значение для разработки инновационных решений в области внутренней логистики предприятий, направленных на повышение их эффективности и конкурентоспособности.

Таким образом, настоящая монография представляет собой комплексное исследование, посвященное внутренним транспортным системам предприятий. Она охватывает широкий круг вопросов, начиная от теоретического анализа конструктивных характеристик машин и заканчивая практическими рекомендациями по их эксплуатации. Работа направлена на содействие развитию научной мысли и внедрение современных технологий в сферу внутренней логистики.

1. Теоретические аспекты и значение перевозочного процесса в контексте внутризаводских перевозок

1.1 Основы организации перевозочного процесса

Основы перевозочного процесса занимают центральное место в логистике, объединяя этапы перемещения грузов и материалов в единый процесс, направленный на их безопасную и эффективную доставку. Этот процесс включает подготовку грузов, их погрузку, транспортировку, разгрузку, а также учет и контроль. Все эти этапы работают вместе, чтобы обеспечить надежное и удобное перемещение материалов.

Подготовка груза включает его упаковку, маркировку и укладку, чтобы сохранить его в целости и облегчить обработку. Погрузка выполняется с помощью специального оборудования, при этом строго соблюдаются нормы безопасности. Транспортировка – это процесс перемещения груза по заранее установленному маршруту, который требует выбора подходящего транспортного средства, оптимизации пути и использования современных технологий. На этапе разгрузки груз снимается с транспорта и подготавливается для использования или хранения. Учет позволяет отслеживать местоположение и состояние груза, а также корректировать процесс для повышения эффективности.

Перевозочный процесс играет важную роль в обеспечении поставок сырья, материалов и готовой продукции, что помогает производственным и коммерческим процессам работать без перебоев. Современные технологии, такие как автоматизация и цифровизация, делают этот процесс более быстрым и удобным, повышая уровень контроля и сокращая издержки [1].

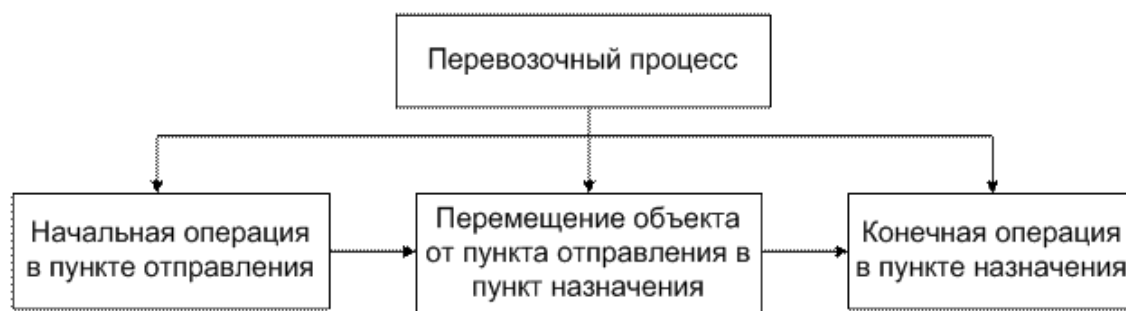


Рисунок 1.1 – Схема перевозочного процесса

Грамотно организованный перевозочный процесс играет ключевую роль в достижении успешной работы предприятия. Он

обеспечивает надежное и безопасное перемещение грузов, минимизируя риски их повреждения или потери, и способствует рациональному использованию ресурсов, что позволяет снижать затраты на логистику. Оптимизация процессов транспортировки и учет всех этапов перевозки ускоряют выполнение задач, повышая оперативность предприятия и его способность быстро реагировать на изменения в условиях конкуренции.

Эффективный перевозочный процесс становится основой для улучшения всех внутренних и внешних логистических операций, что в свою очередь способствует укреплению конкурентных позиций предприятия. Рациональное использование современных технологий, внедрение цифровых систем управления и применение инновационных подходов к планированию перевозок открывают новые возможности для повышения точности и контроля над движением грузов. Это способствует не только оптимизации текущих процессов, но и развитию предприятия в долгосрочной перспективе.

Глубокий анализ и последовательное улучшение перевозочного процесса закладывают прочную основу для построения устойчивой логистической системы. Такая система способна обеспечить предприятие необходимой гибкостью, надежностью и производительностью, что помогает не только сохранять стабильность в условиях современных рыночных вызовов, но и уверенно двигаться вперед, достигая новых высот. Улучшение логистических операций создает условия для повышения общей эффективности бизнеса, максимального удовлетворения запросов потребителей и устойчивого роста предприятия [2].

Перевозочный процесс можно рассматривать как ключевой элемент системы снабжения, обеспечивающий интеграцию поставок сырья, материалов и готовой продукции для удовлетворения спроса, и поддержания стабильности производственных цепочек. Эффективность этого процесса является критическим фактором для предприятий, стремящихся к минимизации издержек, увеличению производительности и повышению конкурентоспособности на рынке. Технологические инновации, такие как автоматизация и цифровизация, играют важную роль в модернизации перевозочного процесса, оптимизации его этапов и повышении уровня контроля.

Внутризаводские перевозки, как важная составная часть перевозочного процесса, имеют свои специфические особенности и требования, отличающие их от внешних логистических операций. Они представляют собой перемещение сырья, полуфабрикатов, готовой продукции, отходов и инструментов в пределах предприятия,

осуществляемое в условиях ограниченного пространства и высокой интенсивности работы. Их основная задача – поддержание бесперебойности производственных процессов через своевременную доставку необходимых ресурсов и материалов. Внутризаводской транспорт должен обладать высокой маневренностью и устойчивостью, чтобы эффективно работать в условиях производственной среды. В отличие от внешних перевозок, которые требуют длительных маршрутов и взаимодействия с внешними поставщиками, внутризаводские перевозки направлены на оптимизацию внутрипроизводственных логистических операций.

Используемые для внутризаводских перевозок транспортные средства, такие как колесные и гусеничные машины, должны быть адаптированы к особенностям производственной среды, включая возможность перемещения по деформируемым основаниям, сохранение устойчивости и надежности при частых операциях, а также соответствие экологическим стандартам. Эти машины должны быть компактными и маневренными для работы в условиях ограниченного пространства, а также обладать высокой нагрузочной способностью и износостойкостью для эффективной эксплуатации при интенсивном использовании.

Совершенствование внутризаводских перевозок становится приоритетной задачей для предприятий, стремящихся к повышению своей производительности и снижению операционных затрат. Это включает в себя оптимизацию конструктивных характеристик транспортных средств, внедрение инновационных технологий, использование высококачественных материалов, а также интеграцию цифровых систем для мониторинга и управления процессами. Перспективы развития внутризаводского транспорта также включают внедрение энергоэффективных решений, повышение уровня экологичности и разработку многоцелевых транспортных средств, способных решать широкий спектр задач внутри предприятия [3].

Таким образом, внутризаводские перевозки являются не только важным элементом логистической системы предприятия, но и важнейшим фактором, влияющим на его производительность, экономическую эффективность и способность адаптироваться к изменениям окружающей среды. Глубокий анализ и разработка решений для совершенствования данного процесса позволяют значительно улучшить внутреннюю логистику предприятия, повысить надежность транспортных средств и создать условия для эффективного использования производственных ресурсов.

1.2 Роль внутризаводских перевозок

Внутризаводские перевозки представляют собой ключевой элемент общей производственно-логистической системы любого предприятия. Их значение выходит за рамки простой транспортировки материалов или продукции, так как они оказывают комплексное влияние на производственные процессы, структуру издержек, производительность труда и даже конкурентоспособность организации в целом. По сути, внутризаводская логистика является связующим звеном, без которого невозможно наладить эффективное функционирование технологических цепочек. Более глубокое понимание роли и механизмов внутризаводских перевозок позволяет рассматривать их как стратегический фактор, влияющий на экономическую и производственную стабильность предприятия [4].

Эффективность внутризаводских перевозок начинается с правильной организации и управления этим процессом. В условиях современной промышленности динамика работы предприятия напрямую зависит от скорости и точности перемещения сырья, комплектующих и готовой продукции. Например, при производстве сложной техники, где каждая деталь имеет свою строгую последовательность в сборке, малейшая задержка в доставке материалов к рабочим станциям может повлиять на весь производственный график. Это не просто замедляет процесс, но также может вызывать значительные финансовые потери из-за вынужденных простоев оборудования и персонала.

Важным аспектом является интеграция внутризаводских перевозок в общую логистическую систему. Применение эффективных маршрутов транспортировки позволяет не только сэкономить ресурсы, такие как топливо и электроэнергия, но и рационализировать время, сокращая промежутки между отдельными этапами производства. Использование специализированного программного обеспечения для планирования маршрутов помогает минимизировать пересечения транспортных потоков, что особенно важно на крупных предприятиях с высокой транспортной нагрузкой. Это повышает общую пропускную способность внутренних логистических потоков и снижает вероятность простоев из-за «узких мест» в цепочке поставок.

Не менее важным фактором является оптимизация взаимодействия между производственными участками. Внутризаводские перевозки обеспечивают последовательность и синхронизацию работы различных подразделений предприятия.

Например, доставка полуфабрикатов с участка обработки на сборочный конвейер или транспортировка готовой продукции из производственного цеха на упаковочные линии – это звенья одной цепи, отсутствие которых может нарушить всю структуру производственного процесса. Взаимодействие между участками должно быть четко организовано, чтобы избежать задержек и избыточных операций.



Рисунок 1.2 – Логистическая цепь внутризаводских перевозок

Отдельное внимание стоит уделить влиянию внутризаводских перевозок на сотрудников. Современные технологии, такие как механизированные и автоматизированные транспортные системы, позволяют существенно снизить физическую нагрузку на персонал. Вилочные погрузчики, электрокары и роботизированные платформы устраняют необходимость ручного труда, который может быть не только утомительным, но и травмоопасным. Автоматизация также повышает безопасность рабочих зон, минимизируя риск возникновения аварийных ситуаций.

Экономическая роль внутризаводских перевозок также заслуживает особого внимания. Правильная организация внутренней логистики способствует значительному снижению эксплуатационных затрат. Например, использование энергоэффективных транспортных средств снижает расходы на топливо и электричество, а внедрение автоматизированных маршрутов минимизирует избыточные поездки. Всё это приводит к сокращению себестоимости производственной продукции, что увеличивает рентабельность предприятия.

Современные перспективы развития внутризаводских перевозок тесно связаны с внедрением новых технологий. Инновационные решения, такие как автономные транспортные средства, системы мониторинга в реальном времени и цифровые платформы для управления внутренней логистикой, значительно повышают эффективность процессов. Например, автоматизация позволяет не

только оптимизировать маршруты перевозок, но и предсказывать потенциальные сбои на основе анализа данных, минимизируя их влияние на производство.

Таким образом, внутризаводские перевозки являются неотъемлемой частью производственно-логистической экосистемы предприятия. Это не просто перемещение грузов – это стратегический процесс, влияющий на многие аспекты работы организации: от повышения производительности и снижения затрат до создания безопасных и комфортных условий труда для сотрудников. Однако чтобы эти преимущества стали реальностью, необходимо уделять внимание выбору подходящего внутризаводского транспорта. Это включает использование машин и механизмов, которые соответствуют потребностям конкретного предприятия и оптимизированы для его условий. Именно внутризаводской транспорт обеспечивает фундамент для эффективного выполнения задач перевозок, сочетая инновации и адаптируемость с реальными производственными требованиями.

2 Классификация и виды внутризаводского транспорта

Внутризаводской транспорт включает транспортные средства, используемые для перемещения грузов, материалов и оборудования в рамках предприятия и является важным средством планового снабжения цехов материалами и полуфабрикатами, вывоза готовой продукции цехов, а также обеспечения чистоты цехов и заводской территории [5].

Внутризаводской транспорт можно классифицировать по различным признакам, что позволяет систематизировать его использование в зависимости от задач и условий эксплуатации. Внутризаводской транспорт классифицируется по следующим признакам:

- по типу движителя;
- по способу управления;
- по назначению;
- по масштабу применения.

Представленная классификация позволяет адаптировать логистические решения в зависимости от особенностей производственного процесса, повышая эффективность использования транспортных средств.

2.1 Классификация по типу движителя

Классификация внутризаводского транспорта по типу движителя позволяет выделить транспортные средства, соответствующие определённым задачам и условиям эксплуатации. Каждый тип движителя имеет уникальные характеристики, преимущества и недостатки, которые определяют сферу их применения.

2.1.1 Колесный транспорт. Колесные транспортные средства отличаются маневренностью и скоростью, идеально подходят для эксплуатации на твердых покрытиях. Это самый распространённый вид транспорта на предприятиях, где важна простота эксплуатации и высокая скорость.

Преимущества колесного транспорта:

- высокая маневренность и скорость;
- простота управления и технического обслуживания;
- возможность работы в ограниченном пространстве.

Недостатки колесного транспорта:

- ограниченная эффективность на мягких, рыхлых поверхностях;

- ограничение грузоподъемности в сравнении с другими типами движителей.

К колесному внутризаводскому транспорту относятся вилочные погрузчики, электрокары и транспортные тележки.

Вилочные погрузчики – это универсальные машины, которые находят широкое применение на складах и производственных предприятиях. Они идеальны для перемещения паллетов с различными материалами, такими как строительные товары, сырьё или готовая продукция. Благодаря своей высокой грузоподъёмности и маневренности, вилочные погрузчики обеспечивают быстрый и безопасный транспорт грузов между стеллажами, зонами погрузки и разгрузки.

Электрокары – компактные транспортные средства, которые используются для перемещения небольших грузов внутри предприятий. Они особенно полезны в условиях ограниченного пространства, например, при транспортировке деталей или инструментов между сборочными линиями или цехами. Электрокары отличаются экологичностью, низким уровнем шума и простотой эксплуатации.

Транспортные тележки – простое и надёжное решение для транспортировки товаров, инструментов или мелких грузов в небольших помещениях. Такие тележки часто применяются на предприятиях лёгкой промышленности, в сервисных центрах или мастерских. Ручное управление делает их удобными для точной работы в ограниченных условиях.



Рисунок 2.1 – Колесный внутризаводской транспорт

Эти транспортные средства играют важную роль в внутризаводской логистике, оптимизируя процесс перемещения грузов и обеспечивая эффективную работу предприятия.

2.1.2 Гусеничный транспорт. Гусеничные машины предназначены для работы на сложных основаниях, где использование колесного транспорта становится невозможным. Они обеспечивают равномерное распределение нагрузки и устойчивость на поверхности с низкой несущей способностью.

Преимущества гусеничного транспорта:

- высокая устойчивость на сложных поверхностях;
- равномерное распределение нагрузки, предотвращающее разрушение основания.

Недостатки гусеничного транспорта:

- высокая стоимость обслуживания и ремонта;
- низкая скорость передвижения.

К гусеничному внутризаводскому транспорту относятся гусеничные трактора, карьерные самосвалы и гусеничные погрузчики.

Гусеничные трактора – это мощные транспортные машины, которые используются в строительной и горнодобывающей отрасли. Благодаря гусеничной конструкции они обладают высокой устойчивостью и проходимостью на сложных поверхностях, таких как рыхлый грунт, песок или снежное покрытие. Эти трактора незаменимы для перемещения тяжёлого оборудования, строительных конструкций и других массивных объектов, особенно на больших площадках с нестабильным рельефом.

Гусеничные погрузчики – универсальные машины, которые идеально подходят для работы в условиях нестабильных грунтов или повышенной влажности. Они используются для выполнения широкого спектра задач, включая погрузку материалов, расчистку территорий и транспортировку грузов в сложных условиях. Благодаря надёжной гусеничной платформе и высокой мощности эти погрузчики часто применяются на строительных площадках и в карьерах с тяжёлыми условиями работы.



Рисунок 2.2 – Гусеничный внутризаводской транспорт

Каждое из этих транспортных средств играет важную роль в производственных и строительных процессах, обеспечивая надёжность, устойчивость и функциональность даже в самых сложных условиях эксплуатации.

2.1.3 Рельсовый транспорт. Рельсовый транспорт используется для перемещения тяжёлых грузов по заранее установленным маршрутам. Он незаменим в условиях, где требуется точность, высокая грузоподъёмность и надёжность.

Преимущества рельсового транспорта:

- высокая грузоподъёмность и чёткость маршрута;
- надёжность в транспортировке тяжёлых грузов.

Недостатки рельсового транспорта:

- необходимость прокладки рельсовой инфраструктуры;
- ограниченная гибкость маршрутов.

К рельсовому внутризаводскому транспорту относятся вагонетки, узкоколейные локомотивы и конвейерные рельсовые системы.

Вагонетки – специализированные транспортные средства, которые широко используются для перевозки сырья, такого как известняк, уголь или другие тяжелые материалы. Они являются важным элементом внутризаводской логистики, особенно на крупных промышленных предприятиях, где необходима доставка сырья от складов или карьеров к производственным участкам. Простая конструкция вагонеток обеспечивает их надёжность и долговечность даже в условиях интенсивной эксплуатации.

Узкоколейные локомотивы – транспортные средства, предназначенные для перемещения готовой продукции или оборудования между цехами. Они эффективно работают в рамках заранее установленных маршрутов на территории предприятия. Узкоколейные локомотивы обеспечивают высокую грузоподъёмность и чёткое следование графику транспортировки, что делает их незаменимыми для металлургических и машиностроительных заводов.



Рисунок 2.3 – Рельсовый внутризаводской транспорт

Конвейерные рельсовые системы – автоматизированные устройства, которые используются для непрерывной транспортировки материалов внутри предприятия. Они обеспечивают высокую скорость и точность перемещения грузов, минимизируя участие человека в процессе перевозки. Такие системы применяются для доставки сырья, деталей или полуфабрикатов между производственными линиями, что особенно важно в условиях больших объёмов производства.

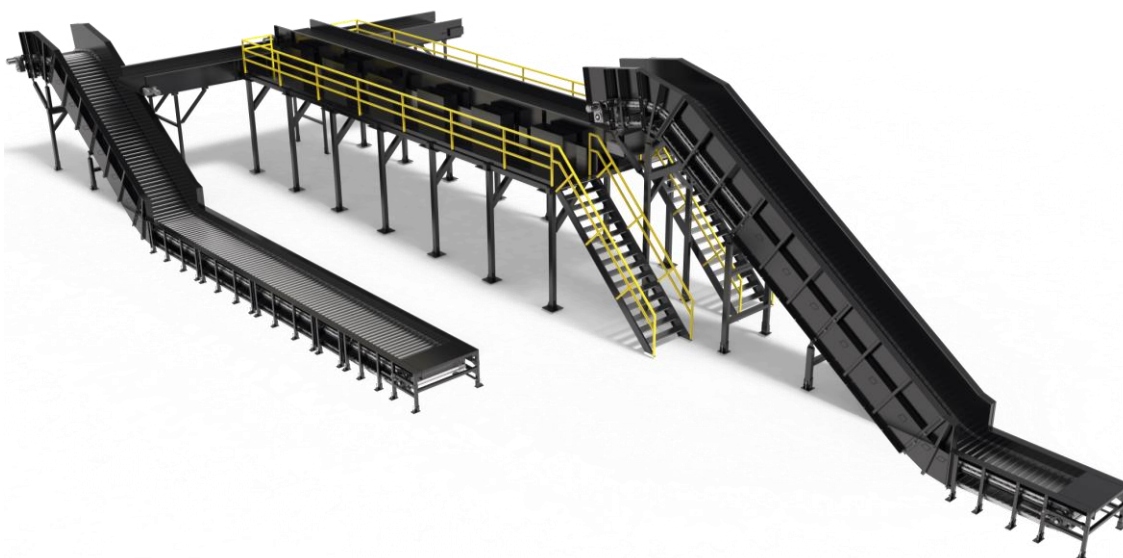


Рисунок 2.4 – Конвейерные рельсовые системы

Каждое из этих транспортных средств играет уникальную роль в обеспечении эффективной логистики на производственных предприятиях. Их использование помогает оптимизировать производственные процессы, сократить издержки и улучшить общую организацию работы.

2.1.4 Подвесной транспорт. Подвесные системы применяются для экономии пространства и работы в условиях ограниченного рабочего

участка. Они позволяют перемещать грузы в подвешенном состоянии, освобождая место на полу.

Преимущества подвешного транспорта:

- освобождение рабочего пространства на полу;
- возможность работы в условиях ограниченного пространства.

Недостатки подвешного транспорта:

- сложность установки и высокая стоимость;
- ограничения в изменении маршрутов после монтажа.

К подвесному внутризаводскому транспорту относятся подвесные краны, монорельсы и подвесные конвейеры.

Подвесные краны – это мощные грузоподъемные устройства, которые применяются для перемещения крупногабаритных конструкций и деталей. Они незаменимы на предприятиях, где требуется транспортировка тяжёлых объектов, таких как корпуса машин или авиационные элементы. Высокая точность работы подвесных кранов позволяет безопасно и эффективно перемещать грузы даже в условиях ограниченного пространства. Такие краны активно используются в судостроении, авиастроении и машиностроении.

Монорельсы – это транспортные системы, которые предназначены для перемещения грузов между различными производственными зонами, часто расположенными на разных уровнях. Они обеспечивают надёжное и экономичное решение для транспортировки, освобождая пространство на полу и повышая эффективность логистики предприятия. Монорельсы применяются на химических и фармацевтических предприятиях, где важна изоляция грузопотоков, а также на заводах тяжелого машиностроения.

Подвесные конвейеры – это автоматизированные транспортные системы, которые обеспечивают непрерывное перемещение материалов между участками производства. Они активно используются в условиях массового производства, где необходима высокая скорость и точность перемещения сырья или готовой продукции. Подвесные конвейеры часто применяются в пищевой промышленности, на текстильных фабриках и в автомобильной отрасли, где они помогают оптимизировать процессы и сократить затраты на ручную транспортировку.

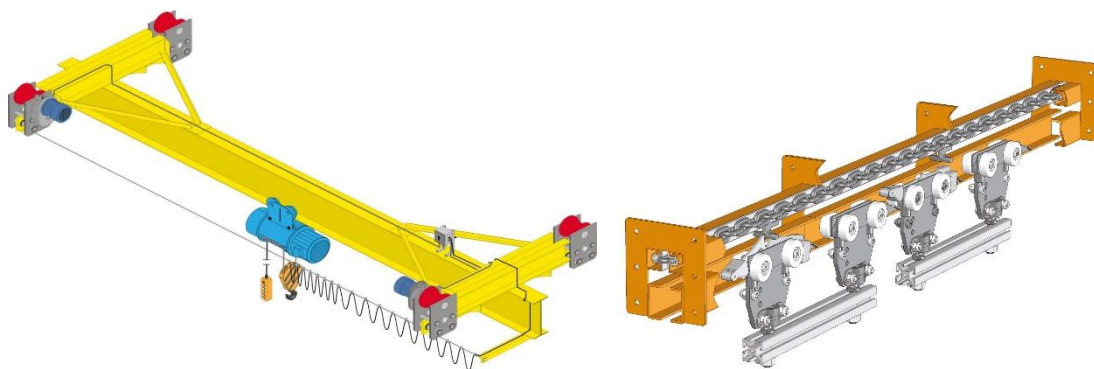


Рисунок 2.5 – Подвесной внутризаводской транспорт

Эти примеры транспортных средств демонстрируют их важность в оптимизации внутренних логистических процессов, улучшая производительность и эффективность работы предприятия.

2.2 Классификация по способу управления

Классификация транспортных средств по способу управления позволяет выделить разные уровни вовлечённости человека в процесс управления и выполнения операций. Каждый способ имеет свои преимущества и ограничения, что делает его подходящим для определённых задач и условий эксплуатации.

2.2.1 Ручной транспорт. Ручной транспорт – это устройства, управление которыми полностью осуществляется человеком. Он используется для выполнения локальных задач, где необходима простота и минимальные затраты на эксплуатацию. Такой транспорт эффективен для мелких и лёгких грузов, особенно в условиях небольших помещений.

Преимущества ручного транспорта:

- низкая стоимость приобретения и обслуживания;
- простота эксплуатации и возможность использования в ограниченных пространствах.

Недостатки ручного транспорта:

- ограниченная грузоподъёмность, что делает ручной транспорт неподходящим для тяжёлых грузов;
- высокая зависимость от физических усилий человека, что может снижать производительность.

К ручному транспорту относятся тележки и платформы для ручной перевозки грузов.



Рисунок 2.6 – Ручной внутризаводской транспорт

Тележки для ручной перевозки грузов – это простой и удобный транспортный инструмент, который широко применяется на текстильных фабриках. Они используются для ручного перемещения упаковочных материалов между участками производства. Благодаря своей компактности и простоте эксплуатации, тележки помогают оптимизировать внутренние логистические операции, обеспечивая быструю и доступную транспортировку небольших грузов.

Платформы для ручной перевозки грузов – ещё один эффективный вид ручного транспорта, который активно используется в мебельных цехах. Они служат для доставки мелких деталей к рабочим станциям, что особенно важно в условиях точности и аккуратности работы. Лёгкость управления платформами позволяет эффективно распределять мелкогабаритные компоненты по участкам производства, улучшая координацию рабочих процессов.

Эти средства ручного транспорта представляют собой базовый, но крайне необходимый элемент внутризаводской логистики, обеспечивая гибкость и оперативность транспортных операций.

2.2.2 Механизированный транспорт. Механизированные транспортные средства оснащены двигателями, которые позволяют значительно увеличить производительность транспортировки. Они идеально подходят для работы с тяжёлыми грузами и могут использоваться на масштабных производственных площадках.

Преимущества механизированного транспорта:

- высокая производительность и автономность;
- способность транспортировать тяжелые грузы на большие расстояния внутри предприятия.

Недостатки механизированного транспорта:

- затраты на топливо или электроэнергию;

- необходимость регулярного технического обслуживания для поддержания работоспособности.

К механизированному транспорту относятся электрокары и вилочные погрузчики.

Электрокары – это компактные и высокоэффективные транспортные средства, которые играют важную роль в автосборочных цехах. Они обеспечивают доставку тяжёлых агрегатов, таких как двигатели, трансмиссии и другие крупногабаритные компоненты, непосредственно к сборочным линиям. Благодаря своей маневренности и возможности работать в ограниченном пространстве, электрокары позволяют оптимизировать процесс сборки и значительно сократить время, необходимое для транспортировки деталей.

Вилочные погрузчики – это незаменимый элемент логистики на пищевых производствах, где требуется быстрая и надёжная транспортировка готовой продукции. Такие погрузчики перемещают продукцию, упакованную в контейнеры или коробки, в холодильные камеры для дальнейшего хранения. Их высокая грузоподъёмность и способность работать в условиях интенсивных операций делают вилочные погрузчики идеальным выбором для предприятий с большими объёмами производства.

Эти примеры демонстрируют универсальность и эффективность механизированного транспорта, который способствует повышению производительности и улучшению внутренней логистики на предприятиях.

2.2.3 Автоматизированный транспорт. Автоматизированные транспортные средства представляют собой высокотехнологичные системы, минимизирующие участие человека в процессе перевозок. Они работают на базе программного обеспечения и сенсоров, обеспечивая точность и эффективность выполнения логистических операций.

Преимущества автоматизированного транспорта:

- высокая точность и скорость выполнения задач;
- снижение трудозатрат, что освобождает сотрудников для выполнения более сложных задач.

Недостатки автоматизированного транспорта:

- высокая стоимость внедрения и обслуживания;
- сложность программирования и настройки, что требует участия квалифицированных специалистов.

К автоматизированному транспорту относятся конвейеры и роботизированные платформы.

Конвейеры – это эффективные автоматизированные системы, которые широко применяются на фармацевтических заводах. Они обеспечивают непрерывное перемещение упаковок с продукцией между этапами обработки, начиная от заполнения и маркировки до упаковки и складирования. Автоматизация этого процесса позволяет значительно повысить производительность, сократить время операций и исключить человеческие ошибки, что особенно важно для соблюдения высоких стандартов фармацевтического производства.

Роботизированные платформы – это высокотехнологичные транспортные средства, которые активно используются в современных складских комплексах. Они выполняют задачи сортировки и доставки посылок, помогая оптимизировать внутреннюю логистику. Такие платформы способны самостоятельно перемещаться по складу, используя встроенные сенсоры и системы навигации, что сокращает время выполнения операций и минимизирует необходимость ручного труда. Эти технологии особенно полезны в условиях больших объёмов обработки грузов, например, на предприятиях электронной коммерции или крупных логистических центрах.



Рисунок 2.7 – Роботизированные платформы

Автоматизированные транспортные средства, такие как конвейеры и роботизированные платформы, позволяют предприятиям значительно улучшить производительность и снизить затраты на выполнение логистических операций.

2.3 Классификация по назначению

Классификация транспортных средств по назначению основывается на функциональных задачах, которые они решают. Это позволяет эффективно выбирать подходящий транспорт в зависимости от потребностей предприятия и условий эксплуатации.

2.3.1 Грузовой транспорт. Грузовой транспорт предназначен для транспортировки сырья, компонентов или готовой продукции на

территории предприятия. Основное внимание уделяется его способности выполнять задачи, связанные с перемещением больших объёмов грузов, что обеспечивает непрерывность производственного процесса.

Преимущества грузового транспорта:

- универсальность и высокая производительность;
- способность работать с большими объёмами грузов.

Недостатки грузового транспорта:

- зависимость от типа покрытия (особенно для колесных погрузчиков);
- необходимость регулярного технического обслуживания.

К грузовому транспорту относятся погрузчики и автомобили-тягачи.

Погрузчики – это универсальные транспортные машины, которые играют важную роль в логистике на производственных линиях. Они широко используются для перемещения крупногабаритных бытовых приборов, таких как холодильники, стиральные машины или кухонные плиты. На сборочных линиях погрузчики обеспечивают точное и безопасное транспортирование продукции, сокращая время выполнения операций и снижая риск повреждений. Их высокая грузоподъёмность делает их незаменимыми в условиях крупного серийного производства.

Автомобили-тягачи – это мощные транспортные средства, которые используются для доставки тяжёлого оборудования между производственными площадками. Они обеспечивают быстрый и надёжный транспорт крупных агрегатов, таких как промышленные станки, генераторы или строительные конструкции. Автомобили-тягачи особенно востребованы на предприятиях, где необходима регулярная транспортировка тяжёлой техники на значительные расстояния внутри территории или между соседними участками.



Рисунок 2.8 – Грузовой внутризаводской транспорт

Эти примеры демонстрируют важность грузового транспорта для обеспечения бесперебойной работы производственных процессов. Его использование позволяет оптимизировать логистику и повысить общую эффективность предприятия.

2.3.2 Специализированный транспорт. Специализированный транспорт разработан для выполнения конкретных задач, таких как транспортировка жидкостей, опасных веществ или крупногабаритных объектов. Его конструкция и функции адаптированы под специфические требования.

Преимущества специализированного транспорта:

- адаптированы для выполнения специфических задач;
- обеспечивают безопасность при транспортировке опасных или нестандартных материалов.

Недостатки специализированного транспорта:

- ограниченная универсальность;
- высокая стоимость специализированного оборудования.

К специализированному транспорту относятся цистерны и контейнерные платформы.

Цистерны – это специализированные транспортные средства, которые играют ключевую роль на химических предприятиях. Они предназначены для транспортировки жидкостей, таких как нефтепродукты, химические растворы и газы. Благодаря наличию специального оборудования, цистерны обеспечивают сохранность перевозимых веществ, предотвращая их утечку и обеспечивая безопасность транспортировки. Эти машины активно используются в нефтеперерабатывающей и химической промышленности, где необходимо соблюдать строгие меры контроля качества и безопасности при работе с опасными веществами.



Рисунок 2.9 – Цистерны

Контейнерные платформы – это универсальные системы для транспортировки крупногабаритных объектов. На судостроительных заводах они незаменимы для перемещения корпусов кораблей, деталей и конструкций нестандартных размеров. Конструкция



Рисунок 2.10 – Контейнерные платформы

контейнерных платформ разработана таким образом, чтобы обеспечивать надёжность и устойчивость даже при транспортировке очень тяжёлых грузов. Их способность работать с нестандартными габаритами делает их важным инструментом для предприятий, где требуются специализированные решения для логистики.

Эти примеры специализированного транспорта подчёркивают его важность в решении задач, которые требуют безопасности, надёжности и адаптации под специфические условия работы

2.3.3 Многоцелевой транспорт. Многоцелевые транспортные системы – это универсальные машины, которые могут быть адаптированы для выполнения различных задач. Они обеспечивают гибкость и удобство в организации логистических операций.

Преимущества многоцелевого транспорта:

- универсальность и гибкость;
- снижение необходимости в нескольких типах транспорта.

Недостатки многоцелевого транспорта:

- потенциальная сложность настройки для выполнения специфических задач;
- затраты на модернизацию для адаптации к новым условиям.

К многоцелевому транспорту относятся платформы и универсальные автопогрузчики.

Платформы – универсальные транспортные средства, которые активно используются на предприятиях по производству электроники.

Они предназначены для перемещения как материалов, так и готовой продукции, что делает их незаменимыми на всех этапах производственного процесса. Их адаптируемость позволяет выполнять широкий спектр задач, таких как доставка компонентов к сборочным линиям, транспортировка полуфабрикатов между технологическими зонами и перемещение готовых изделий к участкам упаковки или хранения. Благодаря своей универсальности, платформы помогают оптимизировать логистику предприятия и снизить затраты на эксплуатацию специализированных средств.

Универсальные автопогрузчики – это мобильные транспортные машины, которые находят применение на производственных линиях различных отраслей. Они эффективно обслуживают разнообразные этапы производственного процесса: от загрузки исходных материалов до транспортировки компонентов и перемещения готовой продукции. Такие автопогрузчики отличаются высокой маневренностью и могут быть легко адаптированы к различным задачам, что делает их идеальными для условий гибкого производства. Например, на предприятиях тяжёлой промышленности они используются для перемещения металлических конструкций, а в лёгкой промышленности – для доставки упаковок и небольших изделий.

Эти примеры использования данного вида транспорта демонстрируют, как многоцелевые транспортные средства способствуют повышению эффективности внутренних логистических процессов, обеспечивая гибкость и универсальность в выполнении задач.

2.4 Классификация по масштабу применения

Классификация внутризаводского транспорта по масштабу применения позволяет систематизировать его использование в зависимости от территории, на которой он работает, и задач, которые он решает. Она делится на внутризаводской транспорт для работы внутри одного помещения и транспорт для взаимодействия между различными участками предприятия.

2.4.1 Внутрицеховой транспорт. Внутрицеховой транспорт предназначен для выполнения логистических операций внутри одного помещения или производственного участка. Его главная задача – обеспечить бесперебойную доставку материалов, деталей или продукции между рабочими станциями или технологическими зонами.

Преимущества внутрицехового транспорта:

- простота в использовании;

- возможность работы в ограниченных пространствах;
- низкие затраты на эксплуатацию.

Недостатки внутрицехового транспорта:

- ограниченная грузоподъёмность;
- зависимость от физической работы сотрудников.

К внутрицеховому транспорту относятся роликовые конвейеры и ручные тележки.

Роликовые конвейеры – это удобные и надёжные автоматизированные транспортные системы, которые широко применяются на текстильных фабриках. Они выполняют задачу перемещения тканей между различными этапами обработки, включая транспортировку из зоны кроя к зоне сшивания. Такая автоматизация позволяет значительно увеличить скорость производственного процесса, обеспечивая его бесперебойность и высокую точность выполнения задач. Роликовые конвейеры также способствуют сокращению ручного труда, снижая утомляемость персонала и повышая общую эффективность логистики.

Ручные тележки – компактные и простые в использовании транспортные средства, которые играют важную роль в сборочных цехах. Они используются для оперативной доставки мелких деталей к рабочим станциям, что особенно актуально в условиях ограниченного пространства или необходимости точечного выполнения задач. Простота конструкции и эксплуатации делает ручные тележки незаменимым инструментом для мелких логистических операций, сокращая время на доставку компонентов и улучшая координацию рабочего процесса.

Эти примеры использования внутризаводского транспорта для внутрицеховой логистики демонстрируют важность внутрецехового транспорта в оптимизации работы предприятий. Он обеспечивает гибкость, эффективность и точность операций, что является ключевым элементом успешной производственной логистики.

2.4.2 Межцеховой транспорт. Межцеховой транспорт обеспечивает взаимодействие между различными цехами предприятия. Он играет ключевую роль в организации внутренней логистики, связывая этапы производственного процесса, часто расположенные на значительном расстоянии друг от друга.

Преимущества межцехового транспорта:

- высокая производительность при работе с крупными объёмами грузов;
- способность преодолевать большие расстояния внутри предприятия;

- чёткая организация маршрутов движения.

Недостатки межцехового транспорта:

- необходимость прокладки инфраструктуры, например рельсовых путей;

- ограниченная гибкость для транспортировки вне установленных маршрутов.

К межцеховому транспорту относятся электрокары и рельсовые системы.

Электрокары – это высокоэффективные транспортные средства, которые активно используются на машиностроительных заводах для перемещения тяжёлых деталей. Они обеспечивают транспортировку таких компонентов, как корпуса двигателей, шестерни или большие металлические конструкции, между механическими участками обработки и сборочными линиями. Благодаря своей маневренности и способности работать в сложных производственных условиях электрокары помогают оптимизировать логистику предприятия и значительно сократить время доставки. Их применение особенно ценно на заводах с высокой степенью загруженности и необходимостью точной координации.

Рельсовые системы – важный элемент логистики на металлургических предприятиях, где требуется транспортировка тяжёлых и объёмных материалов, таких как готовый металлопрокат. Они используются для перевозки продукции, включая трубы, металлические листы или балки, к зонам хранения. Рельсовые системы обеспечивают безопасную и надёжную транспортировку, исключая риски повреждения груза. Их высокая грузоподъёмность и способность поддерживать чёткий маршрут транспортировки делают их незаменимыми на крупных промышленных объектах.

Эти примеры использования транспорта подчёркивают важность межцехового транспорта для обеспечения бесперебойного взаимодействия между различными участками предприятия. Он играет ключевую роль в повышении производительности и точности логистических операций.

3 Исследование процессов взаимодействия колесных и гусеничных машин с деформируемым опорным основанием

3.1 Обзор работ по исследованию взаимодействия гусеничного движителя с опорным основанием

Движение тягово-транспортной машины неразрывно связано с физико-механическими свойствами опорной поверхности. В связи с чем, характеристики грунта во многом являются предопределяющими в выборе конструктивных особенностей машины и её режимов работы.

Понятие опорной проходимости можно охарактеризовать возможностью передвижения тягово-транспортной машины на слабонесущих или с повышенным содержанием влаги грунтах из-за неспособности преодолеть сопротивление движению и задевание днищем машины поверхности движения.

Условия опорной проходимости тягово-транспортной машины можно представить в виде системы [6, 7]

$$\begin{cases} h_{\text{кол}} < h_{\text{д.п.}}; \\ F_{\text{к}} > F_{\text{ф}}, \end{cases} \quad (3.1)$$

где $h_{\text{кол}}$ – глубина колеи;

$h_{\text{д.п.}}$ – дорожный просвет машины;

$F_{\text{к}}$ – касательная сила тяги;

$F_{\text{ф}}$ – суммарная сила сопротивления движению.

При этом суммарную силу сопротивления движению можно выразить следующей формулой

$$F_{\text{ф}} = f m_{\text{э}} \quad (3.2)$$

где $m_{\text{э}}$ – эксплуатационная масса машины;

f – коэффициент сопротивления движению, который в свою очередь представляет собой сумму $f_{\text{т}}$ и $f_{\text{п}}$.

При этом $f_{\text{т}}$ – коэффициент, характеризующий сопротивление качению вследствие трения в механизмах ходовой части и ударных нагрузок, а $f_{\text{п}}$ – коэффициент, характеризующий сопротивление качению вследствие деформации грунта движителем машины.

Гуськов В.В. [8, 9] общую силу сопротивления качению рассматривает как сумму нескольких составляющих. По его мнению, внутренние сопротивления перекачиванию состоят из:

– условной силы сопротивления движению, возникающей вследствие сил трения в шарнирах

$$F_{\text{fT1}} = \mu'' \cdot r_{\text{ш}} \cdot \sum \frac{F_i}{R_i}, \quad (3.3)$$

где μ'' – коэффициент трения;

R_i – радиус колеса;

$r_{\text{ш}}$ – радиус шарнира;

F_i – натяжение произвольной ветви.

– условной силы сопротивления движению, возникающей вследствие ударов звеньев об обод колеса

$$F_{\text{fT2}} = n_{\text{T}} \cdot \frac{m_{\text{зв}} \cdot t_{\text{зв}} \cdot v^2}{8g'} \cdot \sum \frac{1}{R_i^2}, \quad (3.4)$$

где n_{T} – число траков, участвующих в ударе;

$m_{\text{зв}}$ – масса звена;

$t_{\text{зв}}$ – шаг звена;

v – скорость движения;

g' – ускорение свободного падения.

Силу сопротивления движению вследствие деформации грунта исследователи [8, 9] принимают прямо пропорциональной работе, затраченной на его деформацию.

Агейкин Я.С. [10] отмечает, что работа (A_r), затраченная на деформацию грунта, зависит от размеров образуемой колеи и характеристики сопротивляемости опорного основания смятию. При приближенном решении, когда форму колеи принимают прямоугольной, формула имеет вид

$$A_r = Lb \int_0^h p_r dh \quad (3.5)$$

где L и b – длина и ширина колеи;

p_r – удельное давление в грунте.

Кошарный Н.Ф. составляющую реакцию грунта, обуславливающую сопротивление колееобразованию колесного движителя, предлагает определять по следующему выражению

$$F_{\text{пп}} = \int_{F_x} q_x \cdot dF_x \quad (3.6)$$

где q_x – проекция на ось x нормальной к элементарной площадке силы сопротивления грунта смятию;

F_x – площадь поверхности контакта.

Сладкевич Я.В. используя связь, установленную Агейкиным Я.С., между деформацией уплотнения грунта и деформацией грунта вследствие сдвига, получил следующее выражение

$$f_{\text{н}} = \frac{p_s^2 \cdot b}{E(L-b)} \cdot \left[\frac{1}{p_s - p_{\text{ср}}} \cdot \frac{1}{p_{\text{ср}}} \cdot \ln \frac{p_s}{p_s - p_{\text{ср}}} \right] \ln \frac{L}{b} \quad (3.7)$$

Полученное выражение учитывает влияние средних удельных давлений $p_{\text{ср}}$, модуля деформации уплотнения структуры грунта E , предела несущей способности грунта p_s и параметров колеи L и b на $f_{\text{н}}$.

Забавников Н.А. [11], принимая силу сопротивления движению гусеничного движителя прямо пропорционально работе, затраченной на прессование грунта, предлагает следующую формулу

$$f_{\text{н}} = \frac{h}{2L} \quad (3.8)$$

Скотников В.А. [12] сопротивление гусеничного болотоходного трактора определяет исходя из формулы

$$f_{\text{н}} = \frac{h}{L}, \quad (3.9)$$

где h – наибольшая осадка гусениц в почве;

L – база болотохода.

Дальнейший анализ работ, посвященных определению величин, составляющих сопротивление движению ТТС на колесном и гусеничном ходу, показывает, что наибольший интерес исследователей направлен на нахождение сопротивления, вызванного деформацией

грунта под движителем и, что эта деформация связана с процессом колееобразования, который зависит от нормального давления на грунт.

В связи с этим целесообразно рассмотреть результаты работ, посвященных непосредственному взаимодействию движителей с грунтом.

Большой вклад в этом направлении внесли работы А.С. Антонова, И.Б. Барского, А.В. Васильева, В.В. Гуськова, Д.И. Золотаревской, Н.А. Забавникова, В.В. Кацыгина, Г.М. Кутькова, И.О. Ксеновича, А.Ф. Опейко, В.Ф. Платонова, В.А. Русанова и других ученых.

Анализ этих работ показывает, что распределение давления по опорной поверхности гусеничного движителя носит прямоугольный характер. Такое представление об эпюре давлений основано на следующих допущениях: число опорных катков равно бесконечности; гусеничная цепь представляет собой балку, лежащую на упругом основании; жесткость балки по сравнению жесткостью основания равна бесконечности [9, 13, 14]. Давление предлагается при этом определять по следующим выражениям

$$p_n = \frac{m_3}{bL} \left(3 \frac{x_L}{L} - 1 \right); \quad p_r = \frac{m_3}{bL} \left(2 - 3 \frac{x_L}{L} \right), \quad (3.10)$$

где m_3 – сила тяжести, зависящая от эксплуатационной массы;

L, b – длина и ширина опорной поверхности гусеницы;

x_L – координата расположения равнодействующей эпюры.

Для определения влияния шага гусеницы и числа опорных катков на неравномерность распределения давления по длине опорной поверхности предлагается следующая зависимость [15, 16, 17]

$$p_{\max} = \frac{m_3}{nb_{3B}t_{3B}}, \quad (3.11)$$

где b_{3B} – ширина звена гусеницы;

n – число опорных катков.

Значение p_{\max} , определяемое по этому выражению достаточно близко к действительному при положении опорного катка на середине звена, но при смещении катка к шарниру фактическое давление может оказаться больше вычисленного. Поэтому в некоторых работах предложены формулы для определения p_{\max} по известному значению

$p_{\text{ср}}$ и экспериментально установленному значению коэффициента неравномерности ξ .

Однако эти зависимости не учитывают свойств грунта и требуют в последнем случае экспериментального определения значения коэффициента неравномерности ξ , а известные значения, полученные для конкретных машин, не могут быть использованы при расчетах других типов ходовых систем.

Дальнейшее развитие этих представлений привело к тому, что масса машины передается на грунт через определенное число опорных катков и гусеничную цепь в виде гибкой нерастяжимой ленты [11, 15]. Для этого случая предлагается зависимость давления в любой точке x опорной поверхности движителя [18]

$$p_x = Q \cdot \frac{ce^{x\sqrt{2cb/T}}}{2 \cdot \sqrt{\frac{cbT}{2}} (e^{l_k/2\sqrt{2cb/T}} - 1)} \quad (3.12)$$

где Q – часть вертикальной нагрузки, приходящейся на участок между соседними опорными катками;

b – ширина гусеницы;

T – натяжение гусеницы на участке;

c – коэффициент объемного смятия почвы;

e – основание натурального логарифма;

l_k – расстояние между соседними опорными катками.

$$p_{\text{max}} = \frac{Q_i}{t_{\text{зв}} b_{\text{зв}} + 2\sqrt{bT_i/c_i}}, \quad (3.13)$$

где Q_i – нормальная нагрузка на i -ый каток;

$t_{\text{зв}}$ – шаг гусеницы;

$b_{\text{зв}}$ – ширина звена гусеницы;

c_i – коэффициент объемного смятия грунта под i -ым опорным катком;

T_i – натяжение гусеницы на участке.

Дальнейший обзор работ [13, 16, 18, 19, 20, 21, 22, 23], посвященных исследованию взаимодействия как колесных, так и гусеничных движителей с поверхностью движения, позволил выделить основные факторы, влияющие на величину деформации грунта:

- максимальные нормальные давления в области контакта движителя с опорным основанием;
- нагрузка на опорные катки и неравномерность её распределения;
- свойства грунта;
- эксплуатационная масса тягово-транспортной машины;

Несмотря на множество исследований в области взаимодействия гусеничного движителя с грунтом, накопленный материал нельзя признать достаточным. Особенно мало изучено взаимодействие резиногусеничного движителя с грунтом.

3.2 Анализ математических моделей деформирования грунтов при воздействии движителей машин

В научно-технической литературе предложено большое количество математических моделей взаимодействия движителя с грунтом. В существующих математических моделях взаимодействия движителя с грунтом состояние поверхности качения характеризуют различные показатели. В работах [24, 25, 26] производится общая оценка грунта, непосредственно не связанная с ее прочностными и деформативными параметрами, при помощи пенетрометров или ударников. Здесь математическая модель выражается в виде корреляционной связи между коэффициентом сцепления движителя и сопротивлением грунта сдвигу с одной стороны, и коэффициентом сопротивления качению и сопротивлением грунта сжатию с другой стороны.

Оценка грунта по его физическим свойствам и их влияние на показатели проходимости колесных машин проведены в работах [27, 28, 29, 30].

Показатели оценки состояния грунта как корреляционные, так и определяющие физические свойства грунта применялись для сравнительной оценки, а также прогнозирования проходимости машин по бездорожью. Однако корреляционные показатели пригодны только для условий эксперимента, а показатели физического состояния не позволяют аналитически определить влияние конструктивных параметров движителя на проходимость машины.

В связи с этим при оценке проходимости транспортных средств необходимо учитывать деформируемость грунтовых поверхностей [31].

При теоретическом рассмотрении вопросов проходимости деформируемость грунта оценивают степенной формулой, предложенной М.Н. Летошневим [32]

$$p_r = c_r h_r^\mu, \quad (3.14)$$

где p_r – удельное давление на грунт;

h_r – деформация грунта;

c_r и μ – механические параметры грунта.

Широкое использование формулы (3.14) объясняется ее простотой и универсальностью. Однако зависимость (3.14) при использовании ее для различных видов грунтов в широком диапазоне изменения их влажности в ряде случаев не описывает фактического протекания процессов деформирования. Кроме того, до настоящего времени не объяснен физический смысл входящих в формулу (3.14) величин c_r и μ , не установлено влияние на их величину размеров штампа, не исследована связь с прочностными характеристиками грунтов.

Теоретически более обоснована формула, предложенная С.С.Саакяном [10], в результате экспериментального исследования деформируемости грунтов, характерных для сельскохозяйственных полей

$$p_r = c_r \left(\frac{h_r}{D} \right)^\mu, \quad (3.15)$$

где D – диаметр круга, равновеликого площади штампа.

В формуле (3.15) параметр c_r имеет постоянную размерность $[Н/см^2]$. Влияние размеров штампа на деформацию грунта рассматривается односторонне (учитывается, что при увеличении размеров штампа повышается деформация за счет большей глубины распространения напряжений, но не учитывается возрастание несущей способности и уменьшение относительной доли деформаций сдвига). Поэтому пропорциональность деформации грунта диаметру штампа, получаемая по формуле (3.15), может быть приемлемой только для ограниченного диапазона изменения размеров штампа.

М.Г. Беккер [33], столкнувшись с трудностями использования формулы (3.14) при различных размерах штампа, предложил учитывать влияние на удельное давление ширины штампа, разбивая коэффициент c_r на два: $\frac{k_1}{b}$ – коэффициент, характеризующий

связность почвы, и k_2 – коэффициент, характеризующий внутреннее трение в почве

$$p_r = \left(\frac{k_1}{b} + k_2 \right) h_r^\mu, \quad (3.16)$$

где b – наименьшая ширина штампа.

В формуле (3.16) в отличие от предыдущей формулы влияние размеров штампа на деформацию грунта учитывается дифференцированно для различных грунтов вследствие различного соотношения параметров k_1 и k_2 , разных значений μ . Отношение $\frac{k_1}{k_2}$ в

какой то мере характеризует вид грунта и его состояние, а значение μ отражает неоднородность грунта. Однако характер влияния параметров k_1, k_2 и μ на функцию $h = h(b)$ согласуется с физической картиной деформаций не во всем диапазоне значений b и μ .

Формула (3.16), как и формула (3.14), чисто эмпирическая. Параметры k_1, k_2 и μ не имеют строгого физического смысла.

Наибольшей универсальностью обладает степенная зависимость, предложенная А. Рисом [34]

$$p_r = \left(c_r k_1 + \frac{\gamma_r b k_2}{2} \right) \left(\frac{h_r}{b} \right)^\mu, \quad (3.17)$$

где γ_r – объемный вес грунта.

Формула (3.17) по сравнению с предыдущими формулами более полно отражает физическую сущность процесса деформации грунта штампом, где помимо размера штампа учтены свойства грунта параметрами c_r и γ_r .

В.Ф. Бабков [10] предложил для оценки деформации грунта несколько формул, каждая из которых пригодна для определенного диапазона грунтовых условий.

Для грунтов, на которых преобладает деформация сдвига, им предложена формула для определения несущей способности грунта

$$p_r = p_s = S_b h_r + Q_b, \quad (3.18)$$

где p_s – несущая способность грунта;

$$S_B = \frac{\gamma_r}{\operatorname{tg}^4\left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2}\right)};$$

$$Q_B = \frac{b\gamma_r \sin \varphi_0}{4 \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2}\right) \cdot \sin^4\left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2}\right)} + \frac{c_r}{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2}\right) \cdot \sin^2\left(45^\circ - \frac{\varphi_0}{2}\right)}$$

Формула (3.18) включает параметры грунта γ_r , c_r и φ_0 , не зависящие от размеров штампа и имеющие определенный физический смысл. Однако формула (3.18) пригодна только для текущего состояния грунта. Деформация уплотнения и влияние твердого подслоя формулой (3.18) не учитываются.

Для оценки деформируемости грунта достаточно широко используется следующая формула [10]

$$p_r = X_1 b + X_2 + X_3 h_r, \quad (3.19)$$

где X_1 , X_2 , X_3 – параметры, выражаемые через объемный вес грунта γ_r , угол внутреннего трения φ и сцепление внутри грунта c_r .

Значения X_1 , X_2 и X_3 приведены в работе К. Терцаги [35].

В уравнении (3.19) не учитывается влияние близлежащего твердого слоя. Формула (3.19) справедлива для неуплотняющихся грунтов, когда погружение штампа в грунт происходит только в результате сдвигов, она не отличается от формулы [10] для определения несущей способности грунта. С приближением штампа к твердому основанию несущая способность грунта прогрессивно увеличивается вследствие уменьшения распорных сил.

С целью описания экспериментальных кривых, характеризующих состояние уплотняемых грунтов, В.В. Кацыгин [34] предложил формулу

$$p_r = p_s \operatorname{th}\left(\frac{k_0}{p_s}\right) h_r, \quad (3.20)$$

где k_0 – коэффициент объемного смятия грунта.

Для оценки деформируемости грунта С.С. Корчунов [36] предложил другую формулу

$$p_r = A_0 + B_0 \frac{\Pi}{S}, \quad (3.21)$$

где A_0 – коэффициент, учитывающий сопротивление грунта сжатию;

B_0 – сопротивление грунта срезу по периметру;

Π – периметр штампа;

S – площадь штампа.

Зависимости (3.20) и (3.21) более полно описывают экспериментальные кривые, характеризующие процесс деформации грунта. Однако применение формул (3.20) и (3.21) ограничено, так как формула В.В. Кацыгина предназначена для минеральных почв, а С.С. Корчунова – болотистых.

Более удачно описывает экспериментальные кривые, характеризующие состояние уплотняемых грунтов, трансцендентная зависимость, которая предложена Я.С. Агейкиным [10, 37]

$$p_r = \frac{1}{\frac{2}{\pi p_s} \cdot \operatorname{arctg} \frac{H - h_r}{aD} + \frac{aD}{Eh_r} \cdot \operatorname{arctg} \frac{H - h_r}{aD}}, \quad (3.22)$$

где H – расстояние от твердого основания до поверхности контакта штампа с грунтом;

a – коэффициент, характеризующий затухание напряжений в грунте;

E – модуль деформации грунта при отсутствии сдвигов.

В отличие от степенных формул (3.14) – (3.17) формула (3.22) позволяет с большей точностью описывать зависимости, характерные для большинства грунтов, в том числе и для грунтов с близлежащим твердым основанием.

Проведенный анализ существующих показателей для оценки проходимости транспортных средств, показал что в настоящее время отсутствуют достаточно точные аналитические методы оценки проходимости колесных машин. Подавляющее большинство методов базируются на эмпирических данных, область которых ограничена. Поэтому существует необходимость разработки количественных методов оценки проходимости транспортных средств на новом качественном уровне. Исследования проходимости наземных машин и

методов их оценки показывают целесообразность использования при этом методов механики грунтов.

Обзор работ, посвященных исследованию взаимодействия как колесных, так и гусеничных движителей с поверхностью движения, позволил выделить основные факторы, влияющие на величину деформации грунта. Но, несмотря на множество исследований в области взаимодействия гусеничного движителя с грунтом, накопленный материал нельзя признать достаточным. Особенно мало изучено взаимодействие резиногусеничного движителя с грунтом.

3.3 Математическая модель взаимодействия резиногусеничного движителя с опорным основанием

В настоящее время одним из направлений снижения вредного воздействия ходовых систем тягово-транспортных машин на грунт и улучшения их тягово-сцепных качеств является использование резиногусеничного движителя [18]. Экспериментальные исследования [38, 39] показали, что резиногусеничный движитель по сравнению с металлической гусеницей обеспечивает более равномерное распределение создаваемых тягово-транспортной машиной удельных давлений и снижает пиковые нагрузки на грунт.

При взаимодействии гусеничного движителя с грунтом сила тяжести машины передается на грунт через опорную ветвь движителя. Со стороны грунта на движитель действуют силы реакции грунта. Значения этих реакций и закономерности их распределения по опорной поверхности отражают физическую сущность процессов взаимодействия движителя с грунтом. Именно от этих закономерностей зависят параметры взаимодействия гусениц с опорной поверхностью, а также показатели эффективности работы гусеничных машин.

Математические модели, которые раскрывают механизм взаимодействия гусеничного движителя с основанием и характер распределения удельных давлений разработаны для металлогусеничного движителя и не учитывают такую особенность резиновых гусениц, как их деформируемость.

Для выявления закономерностей распределения давления примем схему, предложенную профессором В.В. Кацыгиным [9], и рассмотрим часть резиногусеничного движителя, состоящего из двух опорных катков и резиновой гусеницы. Действие натяжной пружины направляющего колеса заменим подрессоренным первым катком

(рисунок 3.1). Примем также, что гусеничная машина движется равномерно по горизонтальной поверхности пути.

Пусть на участок гусеницы АВ действует нагрузка G_1 , равная силе тяжести машины, приходящейся на выделенную часть движителя. Примем, что гусеница представляет собой гибкую ленту, скорость движения ее равна нулю. Положение ленты зависит от ее натяжения и напряжений грунта. В свою очередь, напряжения грунта зависят от степени осадки различных участков ленты.

Построим на рисунке 3.1 координатные оси так, чтобы ось абсцисс была расположена горизонтально (на уровне поверхности пути до деформации грунта движителя), а ось ординат проходила бы вертикально вниз через середину участка АВ.

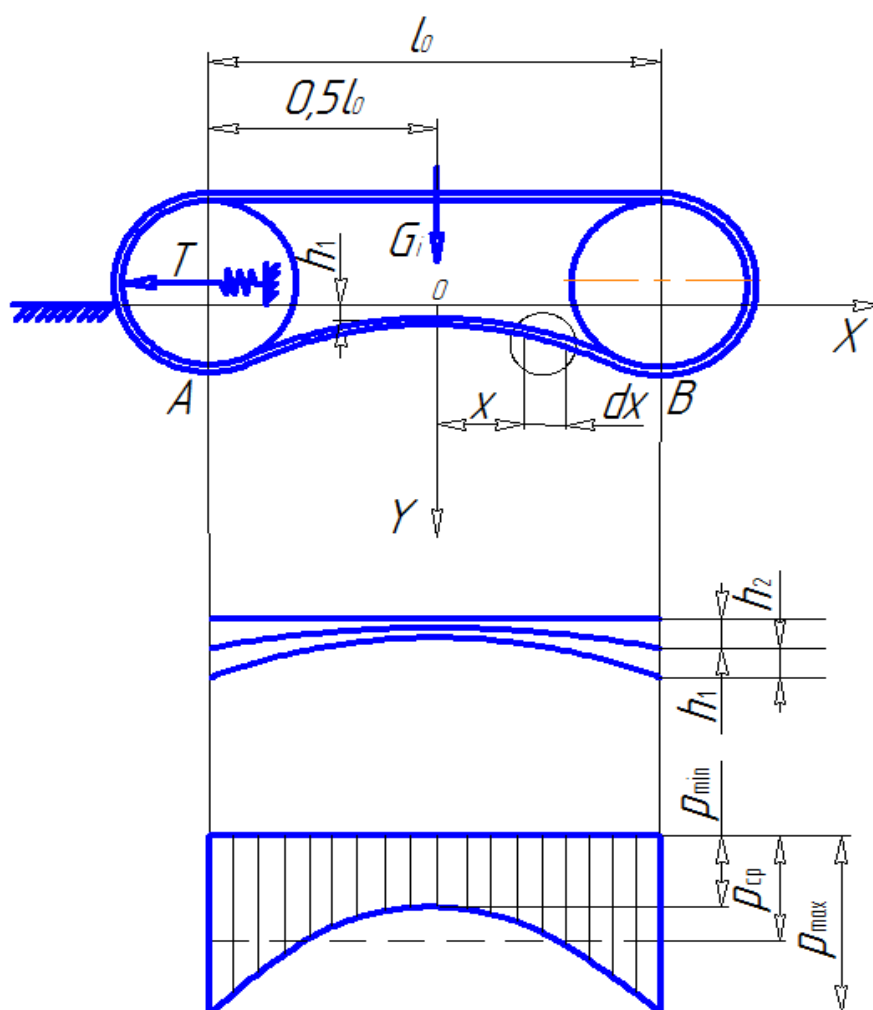


Рисунок 3.1 – Схема к выводу закона распределения давления по длине опорной ветви резиногусеничного движителя

Прогиб резиновой гусеницы между катками, а значит, и нормальное давление, действующее на резиновую гусеницу между катками, обусловлены упругими деформациями грунта и элементов резиновой гусеницы и определяются линейными закономерностями:

– для грунта

$$p = kh_1, \quad (3.23)$$

где p – удельное давление;

k – коэффициент объемного смятия грунта;

h_1 – осадка грунта.

– для резиновой гусеницы

$$p = c_z h_2, \quad (3.24)$$

где c_z – нормальная жесткость резиновой гусеницы;

h_2 – нормальная деформация элементов резиновой гусеницы.

При совместном решении уравнений (3.23) и (3.24) принимаем $y = h_1 + h_2$. В результате получим

$$p = k_{\text{пр}} y, \quad (3.25)$$

где $k_{\text{пр}}$ – коэффициент приведенной жесткости;

y – суммарная деформация грунта и элементов резиновой гусеницы;

Коэффициент приведенной жесткости зависит от коэффициента объемного смятия грунта и нормальной жесткости элементов резиновой гусеницы

$$k_{\text{пр}} = \frac{kc_z}{k + c_z}. \quad (3.26)$$

Используя полученную линейную зависимость (3.25), определим закон распределения нормального давления по длине опорной поверхности резиновой гусеницы.

Рассмотрим равновесие элементарной полоски (рисунок 3.2), отстоящей на расстоянии x от начала координат (ширина b равна ширине гусеничной ленты, а длина dx). Эта полоска находится в

равновесии под действием сил натяжения ленты F и dF , а также силы dN_x со стороны грунта

$$dN_x = p_x b dx,$$

где p_x – давление на участке $b dx$.

Проектируем указанные силы на оси OX и OY (рисунок 3.2). Сумма проекций этих сил на оси равна нулю, то есть

$$F \cos \theta + d(F \cos \theta) - F \cos \theta = 0,$$

или

$$d(F \cos \theta) = 0 \quad (3.27)$$

$$F \sin \theta + d(F \sin \theta) - F \sin \theta - p_x b dx = 0,$$

или

$$dF(\sin \theta) - p_x b dx = 0. \quad (3.28)$$

Из уравнения (3.27) следует, что $F \cos \theta = \text{const}$ то есть горизонтальная составляющая натяжения ленты постоянна и равна половине усилия натяжной пружины $\frac{T}{2}$. Подставим в уравнение (3.28)

значение $F = \frac{T}{2 \cos \theta}$. После сокращения на dx получим

$$\frac{T}{2} \frac{d(\operatorname{tg} \theta)}{dx} - p_x b = 0.$$

Тангенс угла наклона ленты равен первой производной осадки y по x , то есть $\frac{dy}{dx}$. Кроме того, $p_x = k_{np} y$. Таким образом,

$$\frac{T}{2} \frac{d^2 y}{dx^2} - b k_{np} y = 0. \quad (3.29)$$

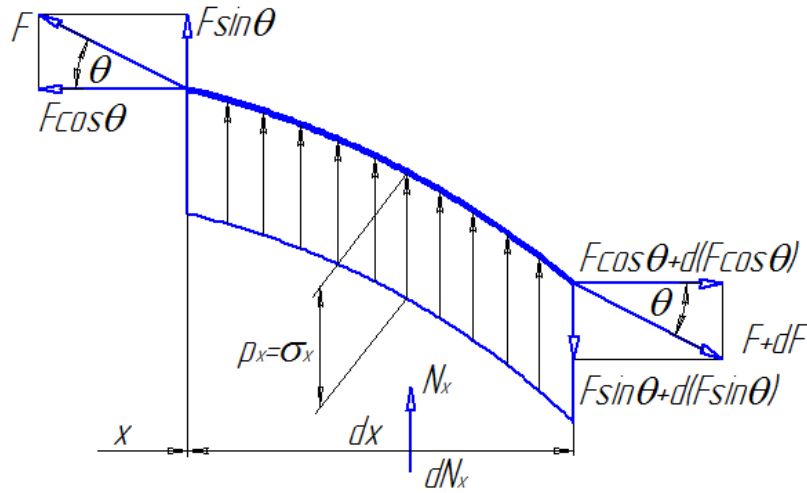


Рисунок 3.2 – Равновесие элементарной полосы гусеничной ленты

Полученное выражение представляет собой однородное дифференциальное уравнение второго порядка и определяет закон распределения давлений по длине опорной ветви гусениц.

Найдем его решение в виде $y = ce^{\lambda x}$.

Найдем частные решения дифференциального уравнения (3.29).

Дифференцируя два раза $y = f(x)$, получим $\frac{d^2 y}{dx^2} = ce^{\lambda x} \lambda^2$. Подставляя полученное выражение в уравнение (3.29), получаем

$$\frac{T}{2} ce^{\lambda x} \lambda^2 - k_{\text{пр}} b ce^{\lambda x} = 0,$$

отсюда

$$ce^{\lambda x} \lambda^2 - \frac{2k_{\text{пр}} b}{T} ce^{\lambda x} = 0$$

После соответствующих преобразований получаем

$$ce^{\lambda x} \left(\lambda^2 - \frac{2k_{\text{пр}} b}{T} \right) = 0,$$

откуда

$$ce^{\lambda x} = 0 \quad \text{и} \quad \lambda^2 - \frac{2k_{\text{пр}} b}{T} = 0.$$

Из последнего равенства найдем $\lambda = \pm \sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}$. Следовательно, частные решения дифференциального уравнения (3.29) следующие

$$y_1 = c_1 e^{x\sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}}; \quad y_2 = c_2 e^{-x\sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}}.$$

В нашем случае перед координатой x нужно всегда ставить плюс, так как при отрицательном значении показателя степени с увеличением x осадка уменьшается, что противоречит действительности.

Найдем постоянные c_1 и c_2 при следующих начальных условиях $x=0$, $y=h_1$. Тогда $h_1 = c_1 e^0 = c_1$ и $h_1 = c_2 e^0 = c_2$, то есть $c_1 = c_2 = h_1$. Отсюда

$$y = h_1 e^{x\sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}}.$$

Учитывая, что давление на грунт пропорционально осадке запишем

$$p_x = k_{\text{пр}} h_1 e^{x\sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}}. \quad (3.30)$$

Чтобы судить о значении давлений, необходимо определить осадку h_1 между опорными катками. Для этого просуммируем элементарные силы грунта на гусеничную ленту между точками А и В (рисунок 3.2) и приравняем эти силы к силе тяжести G_i , которая приходится на тот же участок

$$G_i = \int_A^B dN_x = \int_A^B N(x) dx;$$

на половину участка

$$\frac{G_i}{2} = \int_0^{l_0/2} b k_{\text{пр}} h_1 e^{x\sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}} dx = h_1 \sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}} \left(e^{\frac{l_0}{2}\sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}} - 1 \right).$$

Откуда

$$h_1 = \frac{G_i}{2\sqrt{\frac{2k_{np}b}{T}} \left(e^{\frac{l_0}{2}\sqrt{\frac{2k_{np}b}{T}}} - 1 \right)}.$$

Подставив значение h_1 в формулу (3.30), получим уравнение, характеризующее распределение давлений под опорной ветвью гусеничной ленты между катками

$$p_x = \frac{G_i k_{np} e^{x\sqrt{\frac{2k_{np}b}{T}}}}{2\sqrt{\frac{2k_{np}b}{T}} \left(e^{\frac{l_0}{2}\sqrt{\frac{2k_{np}b}{T}}} - 1 \right)}. \quad (3.31)$$

Из уравнения (3.31) следует, что давление зависит от силы тяжести, расстояния между опорными катками, ширины гусеницы, натяжения, а также физико-механических свойств грунта.

Для определения неравномерности распределения давления по длине опорной поверхности гусеницы использован коэффициент относительной неравномерности

$$\xi_p = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\text{ср}}}, \quad (3.32)$$

где p_{\max} – максимальное давление при $x = \frac{l_0}{2}$;

p_{\min} – минимальное давление при $x = 0$;

$p_{\text{ср}}$ – среднее давление.

Среднее давление определяется по формуле

$$p_{\text{ср}} = \frac{G_i}{bl_0},$$

где G_i – часть массы машины, приходящаяся на рассматриваемый участок резиновой гусеницы;

b – ширина резиной гусеницы;

l_0 – расстояние между катками.

Подставляя значение x в уравнение (3.31), получим выражения для определения максимального и минимального давления

$$p_{\max} = \frac{G_i k_{\text{пр}} e^{\frac{l_0}{2} \sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}}}{2 \sqrt{\frac{k_{\text{пр}} b T}{2}} \left(e^{\frac{l_0}{2} \sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}} - 1 \right)}, \quad (3.33)$$

$$p_{\min} = \frac{k_{\text{пр}} G_i}{2 \sqrt{\frac{k_{\text{пр}} b T}{2}} \left(e^{\frac{l_0}{2} \sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}} - 1 \right)}. \quad (3.34)$$

Подставив значения p_{\max} , p_{\min} и $p_{\text{ср}}$ в формулу (3.32), получим

$$\xi_p = \frac{l_0}{2} \sqrt{\frac{2k_{\text{пр}} b}{T}}, \quad (3.35)$$

где T – усилие натяжения резиновой гусеницы.

Из этой формулы следует, что неравномерность давления возрастает, если расстояние между катками и ширина гусеничной ленты увеличиваются, и, наоборот, уменьшается с увеличением натяжения гусеницы.

Подставив значение $k_{\text{пр}}$ в предыдущие формулы, получим

$$\xi_p = \frac{l_0}{2} \sqrt{\frac{2kc_z b}{T(k + c_z)}}, \quad (3.36)$$

$$p_{\max} = \frac{G_i k c_z e^{\xi_p}}{2(k + c_z) \sqrt{\frac{2kc_z b T}{2(k + c_z)}} (e^{\xi_p} - 1)}, \quad (3.37)$$

$$p_{\min} = \frac{G_i k c_z}{2(k + c_z) \sqrt{\frac{2kc_z b T}{2(k + c_z)}} (e^{\xi_p} - 1)}. \quad (3.38)$$

Эти выражения характеризуют закон распределения нормального давления по длине опорной поверхности резиновой гусеницы. Равномерность распределения давления влияет и на проходимость тягово-транспортной машины. На распределение давления по длине

опорной поверхности резиногусеничного движителя немаловажное значение оказывает нормальная жесткость резиновой гусеницы.

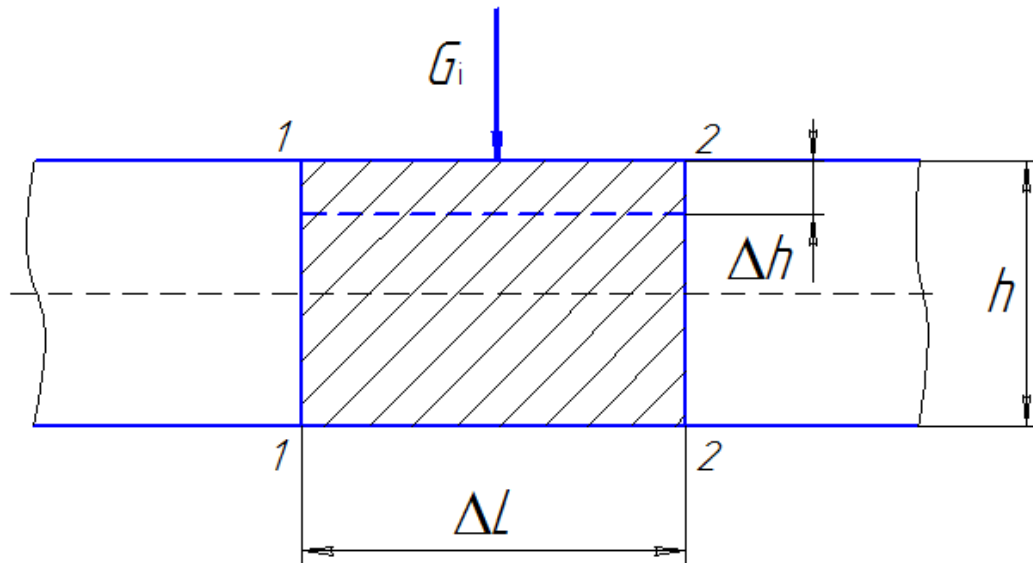


Рисунок 3.3 – Схема к определению нормальной жесткости гусеницы

Для определения нормальной жесткости резиновой гусеницы рассмотрим произвольный элемент ΔL гусеничной ленты, ограниченный двумя сечениями 1 – 1 и 2 – 2 (рисунок 3.3). Под воздействием части массы машины G_i , приходящейся на рассматриваемый участок, происходит деформация резиновой гусеницы на величину Δh .

Нормальную деформацию Δh резиновой гусеницы найдем, используя закон Гука

$$\Delta h = \frac{G_i h}{ES}, \quad (3.39)$$

где h – толщина гусеницы;

E – модуль упругости материала гусеницы. Для резины $E=10$ МПа.

S – площадь произвольного участка гусеницы, $S = b \cdot \Delta L$.

Коэффициент нормальной жесткости резиновой гусеницы равен

$$C_z = \frac{G_i}{S_{\Pi} \cdot \Delta h}. \quad (3.40)$$

где S_{Π} – площадь поперечного сечения гусеницы, $S_{\Pi} = h \cdot b$.

Если длина произвольного участка $\Delta L = 0,2$ м и ширина гусеницы $b = 0,35$ м, получим площадь произвольного участка гусеницы $S = 0,07$ м². Тогда нормальная деформация при $G_i = 40$ кН и $h = 0,05$ м равна

$$\Delta h = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 0,05}{10^7 \cdot 0,07} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Нормальная жесткость гусеницы

$$C_z = \frac{4 \cdot 10^4}{17,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}} = 8 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^3.$$

На рисунках 3.4 и 3.5 приведены кривые, построенные по формулам (3.36) – (3.38) для резиногусеничного движителя на суглинке при $k = 0,5 \cdot 10^6$ Н/м³; $l_0 = 0,4$ м; $b = 0,35$ м; $T = 10$ кН; $G_i = 40$ кН.

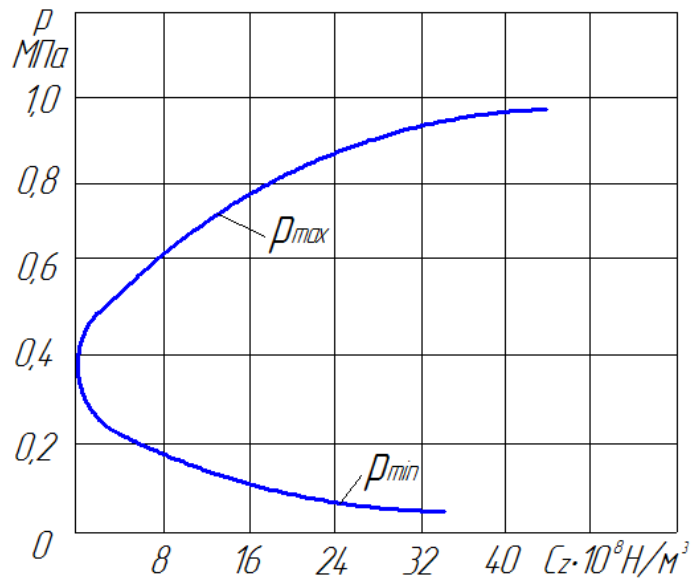


Рисунок 3.4 – Зависимость удельных давлений от нормальной жесткости резиновой гусеницы

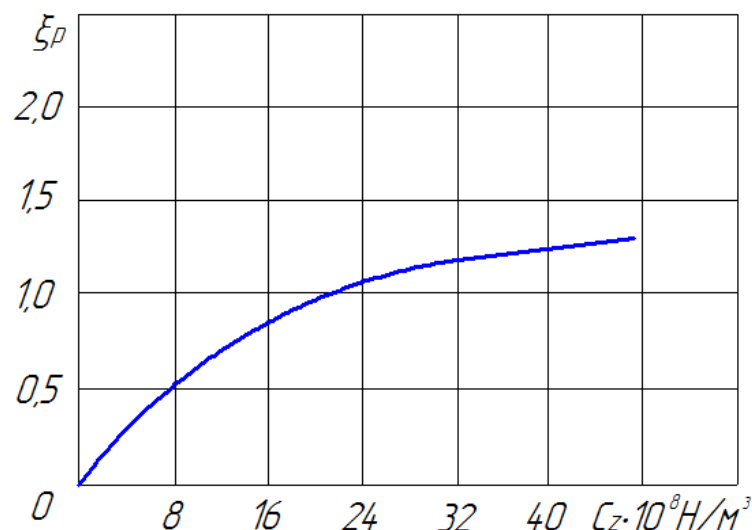


Рисунок 3.5 – Зависимость коэффициента относительной неравномерности распределения давлений от нормальной жесткости резиновой гусеницы

Из этих зависимостей следует, что возрастание нормальной жесткости элементов резиновой гусеницы вызывает увеличение максимального удельного давления с асимптотическим приближением к его значению для абсолютно жесткой гусеницы. Минимальное удельное давление уменьшается, также асимптотически приближаясь к своему значению для абсолютно жесткой гусеницы. В соответствии с этим наблюдается рост неравномерности распределения давлений по длине резиновой гусеницы.

Неравномерность распределения давления и максимальное значение давления гусеничного движителя на грунт являются очень важными параметрами, которые во многом определяют образование колеи, сопротивление движению и проходимость машины. В то же время использование их в качестве показателя проходимости очень неудобно. Во-первых, они не обладают наглядностью и не дают прямой оценки проходимости, то есть из информации о величине ξ_p или p_{\max} , например $\xi_p = 2,3$ или $p_{\max} = 150 \dots 200$ КПа, совершенно не ясно, проходит ли машина данный участок или нет. Во-вторых, из $\xi_{p1} = \xi_{p2}$, или $p_{\max 1} = p_{\max 2}$ совсем не следует, что проходимость первой и второй машин одинакова, также и из $\xi_{p1} < \xi_{p2}$ или $p_{\max 1} < p_{\max 2}$ далеко не всегда следует, что проходимость первой машины выше, чем второй.

3.4 Разработка модели процесса взаимодействия тягово-транспортной машины с деформируемым опорным основанием

При исследовании процессов взаимодействия колесных и гусеничных машин с деформируемым опорным основанием необходимо учитывать физико-механические свойства грунта и конструктивные параметры машины. При этом целесообразно использовать методы механики грунтов. В связи с этим процесс взаимодействия движителя с грунтом рассмотрим в условиях предельного равновесия как формирование в контакте гусеничного движителя и грунта вертикальных и горизонтальных напряжений.

Для определения результирующих и элементарных реакций, действующих на гусеничный движитель, воспользуемся графическим методом, описанном в работе [40], в связи с тем, что он обладает наглядностью и играет существенную роль в решении задач механики.

Результирующая реакция R представлена в виде геометрической суммы вертикальной и горизонтальной составляющих. Реакция R может быть разложена на нормальную к опорному участку гусеничного обвода составляющую P и касательную t , действующую вдоль этого участка.

Напряженное состояние грунта определяется вертикальной и горизонтальной нагрузками и соответственно напряжениями P и t , приложенной в точке А (рисунок 1.6) и сцепной массой $G_{\text{сц}}$.

Зная, что вертикальное напряжение распределяется равномерно под гусеничным движителем, получим следующие выражения [41, 42].

$$t = \frac{2C\pi L^2 b^2 \cos \varphi - 4G_{\text{сц}}(\cos 2\varphi - \sin \varphi)}{\pi L^2 b^2 (\cos 2\varphi + \sin \varphi)}, \quad (3.41)$$

$$P = \frac{t \cos 2\varphi + \sin \varphi - 2C \cos \varphi}{\sin \varphi - \cos 2\varphi}. \quad (3.42)$$

где C – сцепление грунта;

b – ширина гусеницы;

L – длина опорной поверхности движителя;

φ – угол внутреннего трения грунта;

$G_{\text{сц}}$ – сцепная масса машины.

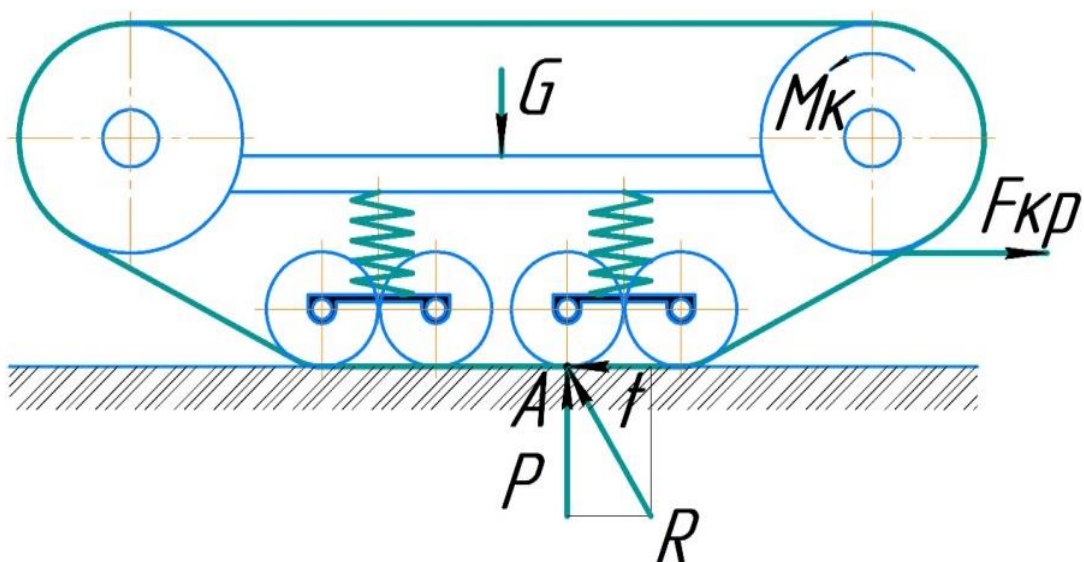


Рисунок 3.6 – Силовая схема качения гусеничного движителя

В зависимости от характеристической поверхности и параметров машины их контактное взаимодействие возможно при $P > t$ (удельная нормальная нагрузка P превышает удельную касательную – t).

В этом случае предельные тягово-сцепные возможности машины определяются

$$F_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}} \sin \varphi \cos \varphi + CbL \cos^2 \varphi}{(1 + \sin \varphi)}, \quad (3.43)$$

$$F_{\text{уп}} = G_{\text{сц}} (1 - \sin \varphi) - CbL \cos \varphi. \quad (3.44)$$

где $F_{\text{сц}}$ – сила сцепления;

$F_{\text{уп}}$ – сила уплотнения.

Зная конструктивные параметры машины согласно (3.43) и (3.44) производят оценку их целесообразности использования в данных грунтовых условиях. Кроме того, методика позволяет производить расчет опорной проходимости проектируемых машин. При этом максимальная сила тяги должна удовлетворять критерию

$$F_{\text{к. макс}} < F_{\text{сц}} \quad \text{при} \quad F_{\text{уп}} < F_{\text{сц}}. \quad (3.45)$$

Задавшись прочностными параметрами грунта $C = 10$ кПа и $\varphi = 15^\circ$ определим его несущие способности согласно формуле, выведенном в работе [43].

$$p_s = \frac{2C \cos \varphi}{\cos 2\varphi - \sin \varphi}. \quad (3.46)$$

На рисунке 3.7 представлен график зависимости сил сцепления и уплотнения от удельного давления при $P > t$. График построен по результатам расчетов согласно формулам (3.43) и (3.44) для известных параметров грунта. При расчетах изменяли давление движителей машины на грунт от 10 кПа до 35 кПа. При этом сцепная масса оставалась постоянной и равной 10 кН.

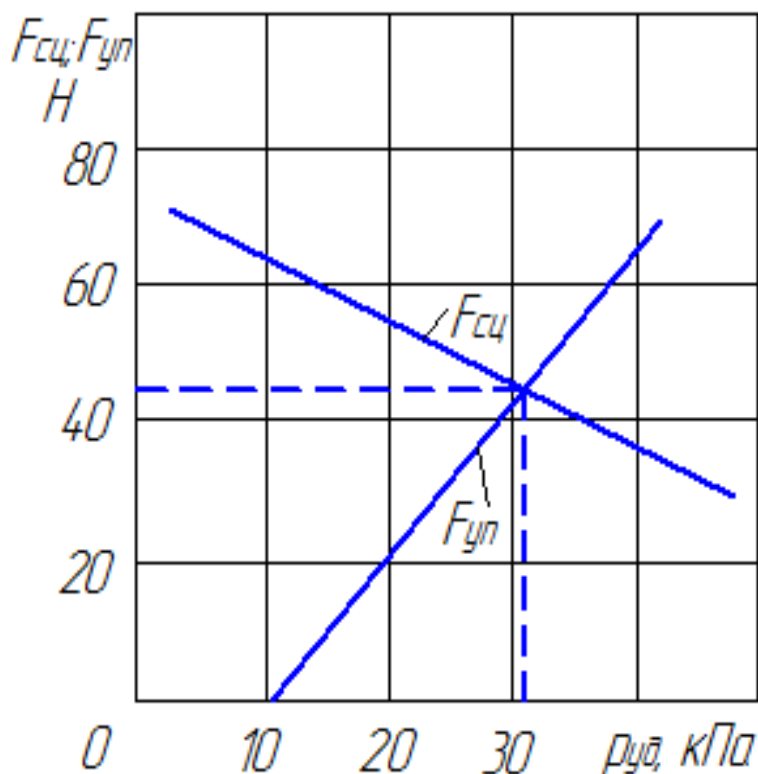


Рисунок 3.7 – Зависимость сил сцепления и уплотнения от удельного давления при $P > t$

Анализ представленного графика показал, что взаимодействие движителей машины с грунтом достигает наибольшего эффекта при выполнении условия $p_{уд} < p_s$, при котором взаимодействие ходовой системы машины с основанием обеспечивает запас проходимости.

Приведенный факт объясняется тем, что грунтовые условия обладают несущей способностью на уплотнение равной 13,7 кПа. Несущие способности на разрушение изменяется в пределах от 27,5 кПа до 32 кПа. Вследствие чего, в этих пределах наблюдается увеличение сцепных способностей машины.

В тех случаях, когда давление движителей на грунт превышает значения несущей способности на разрушение, равной 31 кПа при выполнении условия $P > t$ происходит превышение сил сопротивления качению машины над силами сцепления. Данное обстоятельство сопровождается появлением процесса буксования движителей, которое увеличивается пропорционально увеличению разницы между силами сопротивления и сцепления. Предлагаемая модель процесса взаимодействия тягово-транспортной машины с деформируемым опорным основанием позволяет прогнозировать проходимость различных машин, проводить сравнение, оценивать эксплуатационные качества машины при проектировании новых и модернизации существующих конструкций, определять влияние параметров машины на его тягово-сцепные свойства и пути их повышения.

4 Разработка методики выбора оптимальных параметров колесных и гусеничных машин

Под параметрами в технике подразумевают постоянную для данного устройства или процесса величину, которая характеризует существенное свойство, отличающее его от подобных ему других устройств или процессов. Значение величины параметра какого-либо устройства или механизма может изменяться в некотором диапазоне, границы которого определяются различными критериями эффективности и развитием техники. При оценке по одному критерию значение параметра может быть экстремальным (максимальным или минимальным). В этом случае полученную величину называют оптимальным параметром [44].

При выборе схемы движителя и его конструктивных особенностей для тягово-транспортной машины альтернативными являются следующие конструктивные параметры: эксплуатационная масса m , положение центра тяжести машины $x_{ц.т.}$, число опорных катков n , длина L и ширина b опорной поверхности, а также их отношение $\frac{L}{b}$.

В процессе поиска рациональных параметров необходимо установить признак, по которому эти параметры будут оцениваться, то есть выбрать критерии эффективности. От правильности его выбора в значительной мере зависит метод решения и практическая приемлемость полученного результата [45].

В качестве критерия эффективности при исследовании тягово-сцепных свойств нами выбран тяговый коэффициент полезного действия (КПД) тягово-транспортной машины, который является важнейшим показателем, определяющим совершенство конструкции ходовых систем современных ТТМ. Поэтому необходимо обеспечить его максимальное значение

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{ф}}, \quad \eta_{\text{тяг}} \Rightarrow \max,$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – механический КПД, учитывающий потери на трение при передаче мощности от двигателя к движителям тягово-транспортной машины;

η_{δ} – КПД, характеризующий потери от буксования движителей;

$\eta_{\text{ф}}$ – КПД, учитывающий потери на качение машины.

4.1 Эксплуатационная масса тягово-транспортной машины

Масса машины влияет на его буксование, на возможные тяговые усилия и на коэффициент полезного действия. Поэтому масса машины является одним из важнейших показателей при проектировании и эксплуатации тягово-транспортной машины.

Общую массу, приходящуюся на ходовую часть тягово-транспортной машины, в процессе его работы называют эксплуатационной массой машины. Она больше эксплуатационной массы базовой машины на величину масс навешиваемых на него рабочих машин, грунта на рабочих органах и др.

С повышением эксплуатационной массы тягово-транспортной машины увеличиваются глубина колеи и потери на передвижение машины, ухудшается его проходимость.

Если в состав тягово-транспортной машины входит орудие малой массы, сопротивление перекатыванию небольшое и машина не может развивать необходимое тяговое усилие из-за недостаточного сцепления движителей с грунтом и относительно больших потерь на буксование. В связи с этим надо полагать, что для работы в конкретных грунтовых условиях тягово-транспортная машина должна иметь вполне определенную эксплуатационную массу, при которой его КПД будет максимальным, а производительность высокой.

При определении параметров ходовой части не учитывают особенности агрегатирования машин и полученную при этом массу считают постоянной. Это в некоторой степени ограничивает инициативу конструкторов при решении задач по снижению металлоемкости машин.

Выразим составляющие тягового КПД через эксплуатационную массу m , тягово-транспортной машины.

КПД, учитывающий потери на трение при передаче мощности от двигателя к движителям машины с достаточной точностью, можно принять постоянной и равной $\eta_{тр} = 0,88 \div 0,93$.

КПД, учитывающий потери на буксования движителей определяется по формуле

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta, \quad (4.1)$$

где δ – коэффициент буксования.

Профессор Ю.К. Киртбая [46] на основании математической обработки большого количества экспериментальных кривых

буксования, предлагает определять величину коэффициента буксования по следующей эмпирической формуле

$$\delta = a \frac{F_{кр}}{G_{сц}} + b \left(\frac{F_{кр}}{G_{сц}} \right)^c, \quad (4.2)$$

где $G_{сц}$ – сцепной вес тягово-транспортной машины;

a, b, c – безразмерные коэффициенты, зависящие от типа базовой машины и грунтовых условий.

Для гусеничной машины сцепной вес соответствует эксплуатационной, то есть можно записать $G_{сц} = m_{э} g$.

Буксования представляет собой сложный процесс, который зависит от следующих факторов: силы тяги на крюке, вертикальной нагрузки на опорные катки, деформации грунта и др. Результаты исследования показали, что кривым буксования больше соответствует парабола высшего порядка [47].

Подставив выражение (4.2) в (4.1) получим

$$\eta_{\delta} = 1 - a \frac{F_{кр}}{m_{э} g} - b \left(\frac{F_{кр}}{m_{э} g} \right)^c. \quad (4.3)$$

Для упрощения исследования примем $b \left(\frac{F_{кр}}{m_{э} g} \right)^c = 0$, что будет соответствовать изменению буксования по прямой линии [48].

КПД, учитывающий потери на качение ходовой части тягово-транспортной машины

$$\eta_f = 1 - \frac{F_f}{F_k} = 1 - \frac{m_{э} g f}{F_{кр} + m_{э} g f}. \quad (4.4)$$

С учетом перечисленного подставив выражения для η_f и η_{δ} в формулу тягового КПД $\eta_{тяг}$ получим

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \left(1 - \frac{m_{э} g f}{F_{кр} + m_{э} g f} \right) \cdot \left(1 - a \frac{F_{кр}}{m_{э} g} \right). \quad (4.5)$$

После соответствующих преобразований получим

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \left(1 - a \frac{F_{\text{кр}}}{m_{\text{э}} g} - \frac{m_{\text{э}} g f}{F_{\text{кр}} + m_{\text{э}} g f} + \frac{a f F_{\text{кр}}}{F_{\text{кр}} + m_{\text{э}} g f} \right). \quad (4.6)$$

Для определения рациональной массы $m_{\text{э,рац}}$ продифференцируем функцию $\eta_{\text{тяг}} = f(m_{\text{э}})$ и приравняем ее к нулю

$$\frac{d\eta_{\text{тяг}}}{dm_{\text{э}}} = \eta_{\text{тр}} \left(1 - a \frac{F_{\text{кр}}}{m_{\text{э}} g} - \frac{m_{\text{э}} g f}{F_{\text{кр}} + m_{\text{э}} g f} + \frac{a f F_{\text{кр}}}{F_{\text{кр}} + m_{\text{э}} g f} \right) = 0.$$

Путем соответствующих преобразований представим данное выражение в удобный для дифференцирования вид

$$\frac{d\eta_{\text{тяг}}}{dm_{\text{э}}} = \eta_{\text{тр}} \left(\frac{F_{\text{кр}} (m_{\text{э}} g - a F_{\text{кр}})}{m_{\text{э}} g (F_{\text{кр}} + m_{\text{э}} g f)} \right) = 0$$

Используя правило дифференцирования дроби, получим

$$\begin{aligned} \frac{d\eta_{\text{тяг}}}{dm_{\text{э}}} &= \eta_{\text{тр}} \left(\frac{g F_{\text{кр}} (m_{\text{э}} g F_{\text{кр}} + m_{\text{э}}^2 g^2 f) - (m_{\text{э}} g F_{\text{кр}} + a F_{\text{кр}}^2) (g F_{\text{кр}} + 2 m_{\text{э}} g^2 f)}{[m_{\text{э}} g (F_{\text{кр}} + m_{\text{э}} g f)]^2} \right) = \\ &= \eta_{\text{тр}} F_{\text{кр}} \left(\frac{a g F_{\text{кр}}^2 + 2 m_{\text{э}} g^2 a f F_{\text{кр}} - m_{\text{э}}^2 g^3 f}{[m_{\text{э}} g (F_{\text{кр}} + m_{\text{э}} g f)]^2} \right) = 0, \end{aligned}$$

откуда

$$\eta_{\text{тр}} F_{\text{кр}} = 0 \quad \text{и} \quad a g F_{\text{кр}}^2 + 2 m_{\text{э}} g^2 a f F_{\text{кр}} - m_{\text{э}}^2 g^3 f = 0.$$

Решая квадратное уравнение, получим рациональное значение эксплуатационной массы

$$m_{\text{э,рац}} = \frac{F_{\text{кр}} \left(a + \sqrt{a^2 + \frac{a}{f}} \right)}{g}. \quad (4.7)$$

Как видно из этой формулы, рациональная эксплуатационная масса тягово-транспортной машины, которой соответствует

максимальное значение тягового КПД, зависит от усилия на крюке машины, грунтовых условий и типа ходового движителя.

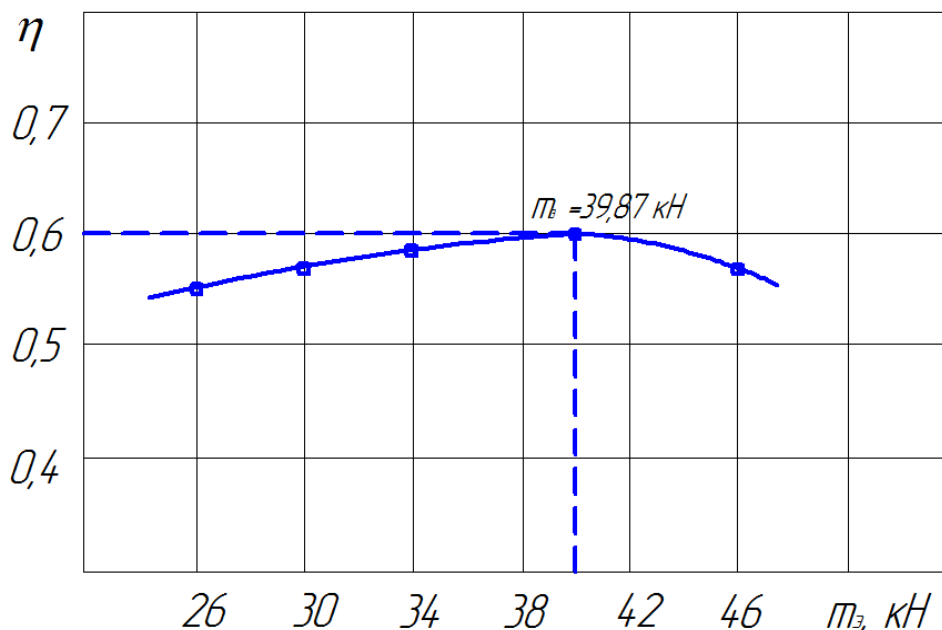


Рисунок 4.1 – Теоретическая зависимость КПД ходовой части от эксплуатационной массы тягово-транспортной машины

На рисунке 4.1 показана теоретическая зависимость КПД ходовой части от переменной массы тягово-транспортной машины построенная по формуле (4.5) для гусеничной машины на песке при $f = 0,1$; $\eta_{\text{тр}} = 0,90$; $a = 0,5$; $F_{\text{кр}} = 14 \text{ кН}$. Эксплуатационная масса тягово-транспортной машины меняется в пределах $m_{\text{э}} = 25 \div 45 \text{ кН}$.

Анализ кривой показал, что с увеличением эксплуатационной массы тяговый КПД интенсивно растет, достигая наибольшего значения $\eta_{\text{тяг.мах}} = 0,6$ при некоторой величине $m_{\text{э,рац}}$. Для рассматриваемых условий $m_{\text{э,рац}} = 39870 \text{ Н}$. При дальнейшем увеличении $m_{\text{э}}$ тяговый КПД уменьшается.

С уменьшением эксплуатационной массы тягово-транспортной машины тяговые свойства базовой машины используются нерационально в результате недостаточного сцепления движителей с грунтом, хотя несущая способность ее позволяет получить более высокий КПД. Наибольшее значение тягового КПД достигается, когда значение эксплуатационной массы рациональное. При последующем увеличении общей массы, как видно из рисунка 4.1, повышается

сопротивление перекачиванию и соответственно снижается тяговый КПД.

Таким образом, теоретический анализ работы тягово-транспортной машины показал, что для базовой машины определенного тягового класса при заданном почвенном фоне, существует определенная эксплуатационная масса, при котором значение $\eta_{\text{тяг}}$ максимальное.

4.2 Длина опорной поверхности движителя

Сила тяжести гусеничной тягово-транспортной машины передается на грунт через опорные катки и опорную ветвь гусеничного движителя. Длина опорной ветви движителя оказывает существенное влияние на тягово-сцепные свойства и проходимость гусеничной машины.

С целью определения рациональной длины опорной поверхности выразим составляющие тягового КПД $\eta_{\text{тяг}}$ через силу тяжести $G_{\text{т}}$. Тогда формула (4.5) тягового КПД $\eta_{\text{тяг}}$ примет вид

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \left(1 - \frac{G_{\text{т}} f}{F_{\text{кр}} + G_{\text{т}} f} \right) \cdot \left(1 - a \frac{F_{\text{кр}}}{G_{\text{т}}} \right). \quad (4.8)$$

После раскрытия скобок и соответствующих преобразований получим

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \left(1 - a \frac{F_{\text{кр}}}{G_{\text{т}}} - \frac{G_{\text{т}} f}{F_{\text{кр}} + G_{\text{т}} f} + \frac{af F_{\text{кр}}}{F_{\text{кр}} + G_{\text{т}} f} \right). \quad (4.9)$$

Сила тяжести тягово-транспортной машины определяется по формуле

$$G_{\text{т}} = 2pbL, \quad (4.10)$$

где p – давление движителей на грунт;

b – ширина гусеницы;

L – длина опорной поверхности гусеничного движителя.

Подставляя выражение (4.10) силы тяжести в формулу (4.9), получим

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \left(1 - a \frac{F_{\text{кр}}}{2pbL} - \frac{2pbLf}{F_{\text{кр}} + 2pbLf} + \frac{afF_{\text{кр}}}{F_{\text{кр}} + 2pbLf} \right). \quad (4.11)$$

Для определения рациональной длины опорной поверхности $L_{\text{рац}}$ продифференцируем функцию $\eta_{\text{тяг}} = f(L)$ и приравняем ее к нулю

$$\frac{d\eta_{\text{тяг}}}{dL} = \eta_{\text{тр}} \left(1 - a \frac{F_{\text{кр}}}{2pbL} - \frac{2pbLf}{F_{\text{кр}} + 2pbLf} + \frac{afF_{\text{кр}}}{F_{\text{кр}} + 2pbLf} \right) = 0.$$

Путем соответствующих преобразований представим данное выражение в удобный для дифференцирования вид

$$\frac{d\eta_{\text{тяг}}}{dL} = \eta_{\text{тр}} \left(\frac{F_{\text{кр}}(2pbL - aF_{\text{кр}})}{2pbL(F_{\text{кр}} + 2pbLf)} \right) = 0$$

Используя правило дифференцирования дроби, получим

$$\begin{aligned} \frac{d\eta_{\text{тяг}}}{dL} &= \eta_{\text{тр}} \left(\frac{2pbF_{\text{кр}}(2pbLF_{\text{кр}} + 4p^2b^2L^2f) - (2pbLF_{\text{кр}} - aF_{\text{кр}}^2)(2pbF_{\text{кр}} + 8p^2b^2Lf)}{[2pbL(F_{\text{кр}} + 2pbLf)]^2} \right) = \\ &= \eta_{\text{тр}} F_{\text{кр}} \left(\frac{2pbaF_{\text{кр}}^2 + 8p^2b^2LafF_{\text{кр}} - 8p^3b^3L^2f}{[2pbL(F_{\text{кр}} + 2pbLf)]^2} \right) = 0, \end{aligned}$$

откуда

$$\eta_{\text{тр}} F_{\text{кр}} = 0 \quad \text{и} \quad 2pbaF_{\text{кр}}^2 + 8p^2b^2LafF_{\text{кр}} - 8p^3b^3L^2f = 0.$$

Для удобства, разделив обе части уравнения на (-2) получим

$$4p^3b^3fL^2 - 4p^2b^2afF_{\text{кр}}L - 2pbaF_{\text{кр}}^2 = 0$$

Решая данное квадратное уравнение, получим рациональное значение длины опорной поверхности гусеничного движителя

$$L_{\text{рац}} = \frac{F_{\text{кр}} \left(a + \sqrt{a^2 + \frac{a}{f}} \right)}{2pb}. \quad (4.12)$$

Как видно из этой формулы, рациональная длина опорной ветви гусеничного движителя тягово-транспортной машины, которой соответствует максимальное значение тягового КПД, зависит от усилия на крюке машины, грунтовых условий и параметров движителя.

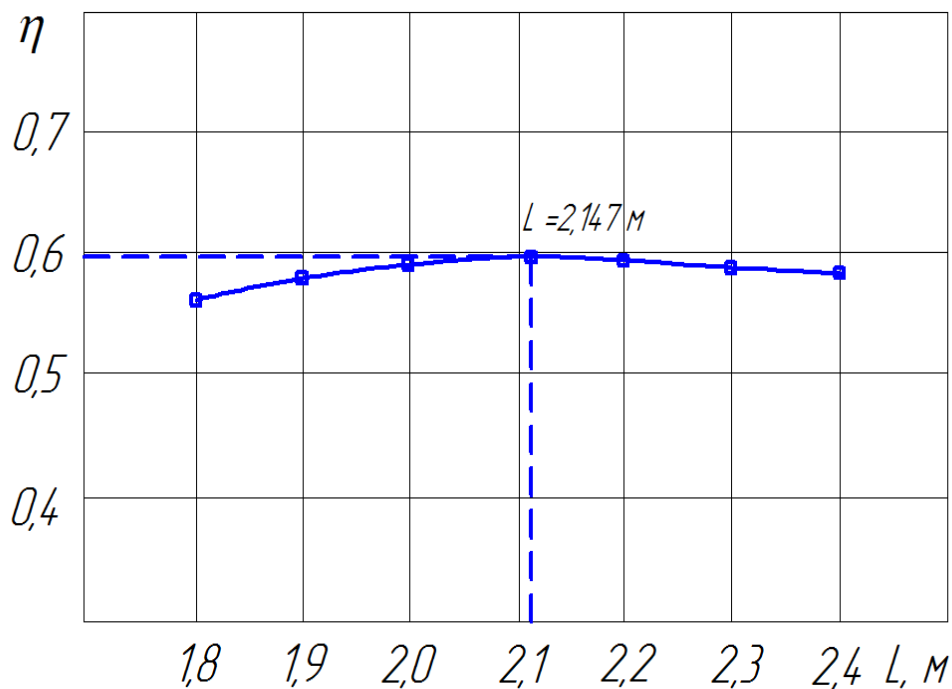


Рисунок 4.2 – Теоретическая зависимость КПД ходовой части от длины опорной поверхности

На рисунке 4.2 показана теоретическая зависимость КПД ходовой части от длины опорной поверхности, построенная по формуле (4.12) для гусеничной тягово-транспортной машины на песке при $f = 0,1$; $\eta_{\text{тр}} = 0,90$; $a = 0,5$; $F_{\text{кр}} = 14$ кН, $b = 0,35$; $p = 26$ кН. Длина опорной поверхности меняется в пределах $L = 1800 \div 2400$ мм.

Анализ кривой показал, что с увеличением длины опорной поверхности тяговый КПД интенсивно растет, достигая наибольшего значения $\eta_{\text{тяг. макс}} = 0,59$ при некоторой величине $L_{\text{рац}} = 2147$ мм. При дальнейшем увеличении L тяговый КПД уменьшается.

4.3 Ширина гусениц тягово-транспортной машины

Ширина гусениц – одно из конструктивных параметров ходовой системы существенно влияющая на эффективность работы гусеничной тягово-транспортной машины в тех или иных условиях. Изменяя ширину гусениц, можно обеспечить наиболее экономичную работу машины на различных видах грунта. Для каждого вида грунта ширина гусениц имеет свое рациональное значение.

Для определения рациональной ширины гусеницы $b_{\text{рац}}$, используя формулу (4.9), продифференцируем функцию $\eta_{\text{тяг}} = f(b)$ и приравняем ее к нулю

$$\frac{d\eta_{\text{тяг}}}{db} = \eta_{\text{тр}} \left(1 - a \frac{F_{\text{кр}}}{2pbL} - \frac{2pbLf}{F_{\text{кр}} + 2pbLf} + \frac{afF_{\text{кр}}}{F_{\text{кр}} + 2pbLf} \right) = 0.$$

В результате дифференцирования и преобразовании получим

$$\frac{d\eta_{\text{тяг}}}{db} = \eta_{\text{тр}} F_{\text{кр}} \left(\frac{2pLaF_{\text{кр}}^2 + 8p^2L^2bafF_{\text{кр}} - 8p^3L^3b^2f}{[2pbL(F_{\text{кр}} + 2pbLf)]^2} \right) = 0$$

$$\eta_{\text{тр}} F_{\text{кр}} = 0 \quad \text{и} \quad 2pLaF_{\text{кр}}^2 + 8p^2L^2bafF_{\text{кр}} - 8p^3L^3b^2f = 0.$$

Разделив обе части квадратного уравнения на (-2) представим его в виде

$$4p^3L^3b^2f - 4p^2L^2bafF_{\text{кр}} - 2pLaF_{\text{кр}}^2 = 0$$

Решая данное квадратное уравнение, получим рациональное значение ширины гусеницы

$$b_{\text{рац}} = \frac{F_{\text{кр}} \left(a + \sqrt{a^2 + \frac{a}{f}} \right)}{2pL}. \quad (4.13)$$

На рисунке 4.3 показана теоретическая зависимость КПД ходовой части от ширины гусеницы, построенная по формуле (4.13) для

гусеничной тягово-транспортной машины на песке при $f = 0,1$; $\eta_{тр} = 0,90$; $a = 0,5$; $F_{кр} = 14$ кН, $L = 2100$ мм; $p = 26$ кН. Ширина гусеницы меняется в пределах $b = 0,25 \div 0,45$ м.

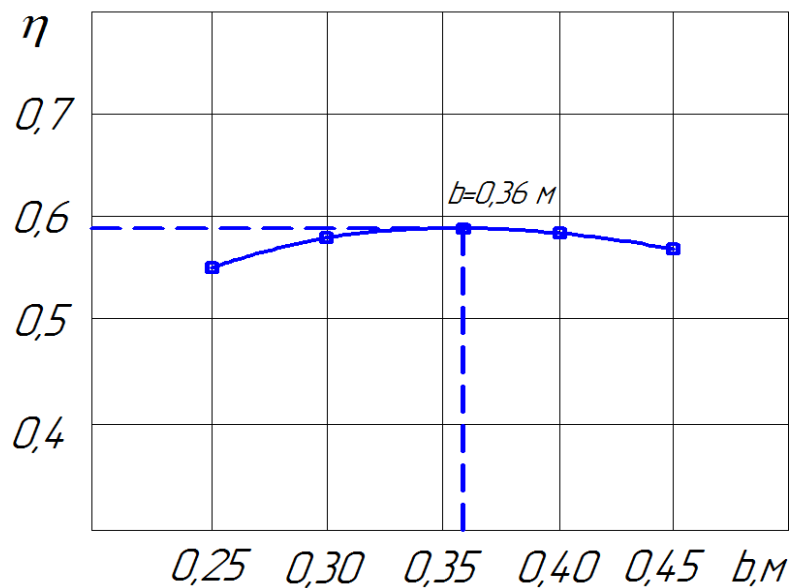


Рисунок 4.3 – Теоретическая зависимость КПД ходовой части от ширины гусениц

Анализ кривой показал, что с увеличением ширины гусениц тяговый КПД растет, достигая наибольшего значения $\eta_{тяг.макс} = 0,58$ при некоторой величине $b_{рац} = 0,36$ м. При дальнейшем увеличении b тяговый КПД уменьшается.

4.4 Расположение центра тяжести тягово-транспортной машины

Существенное влияние на опорную проходимость тягово-транспортной машины оказывает положения центра тяжести. Причем это влияние ощутимо проявляется на всех типах грунтов и почв.

Для определение рациональной координаты расположения центра тяжести тягово-транспортной машины рассмотрим неустановившееся движение по наклонной поверхности (рисунок 4.4).

При неустановившемся движении на тягово-транспортную машину действуют следующие силы и моменты: вес отдельных частей базовой и навесной машин (агрегата), силы инерции агрегата и моменты касательных сил инерции вращающихся масс тягово-транспортной машины в целом, тяговое сопротивление агрегатируемой машины и

реакции грунта на движитель. Силами сопротивления воздуха можно пренебречь вследствие сравнительно малых скоростей движения гусеничных тягово-транспортных машин [15].

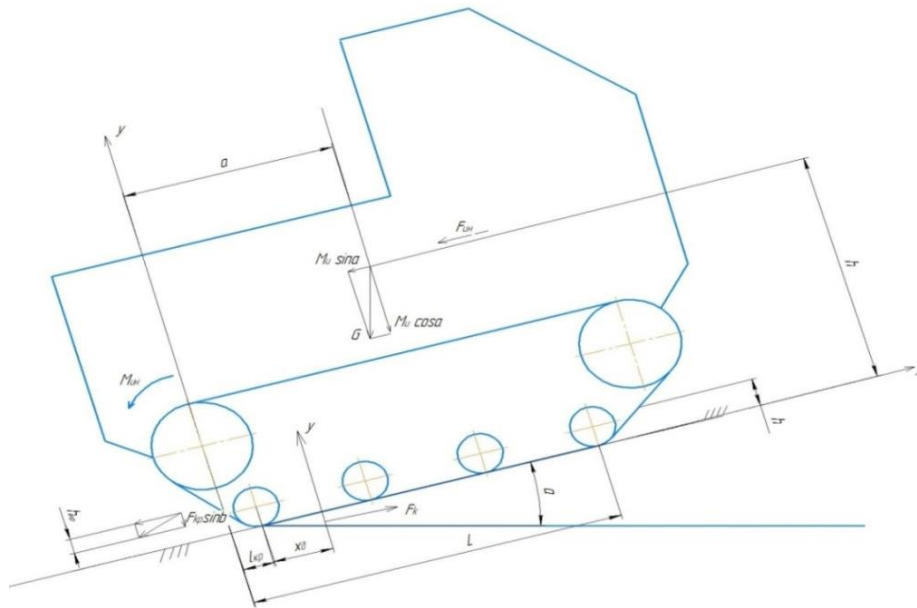


Рисунок 4.4 – Схема сил и моментов, действующих на гусеничную машину

Составим уравнение моментов внешних сил и реакций, действующих на тягово-транспортную машину относительно точки 0

$$\sum M_0 = M_0(a_0 \cos \alpha - h \sin \alpha) - F_{кр} h_{кр} - F_{кр} l_{кр} \sin \gamma - F_f y - F_{ин} h - M_{ин} - Y x_d = 0;$$

откуда

$$x_d = \frac{M_0(a_0 \cos \alpha - h \sin \alpha) - F_{кр} h_{кр} - F_{кр} l_{кр} \sin \gamma - F_f y - F_{ин} h - M_{ин}}{Y}. \quad (4.14)$$

Составим уравнение проекции всех сил на ось Y

$$\sum Y = Y - M_0 \cos \alpha - F_{кр} \sin \gamma = 0;$$

откуда

$$Y = M_0 \cos \alpha + F_{кр} \sin \gamma. \quad (4.15)$$

Подставляя значение Y из уравнения (4.15) в формулу (4.14), получаем

$$x_d = \frac{M_3(a_0 \cos \alpha - h \sin \alpha) - F_{кр} h_{кр} - F_{кр} l_{кр} \sin \gamma - F_f y - F_{ин} h - M_{ин}}{M_3 \cos \alpha + F_{кр} \sin \gamma}. \quad (4.16)$$

Из формулы (4.15) видно, что при работе с агрегатируемой машиной координата центра давления смещается в сторону от центра тяжести. Это смещение зависит от сопротивления рабочих органов агрегатируемой машины, сил и моментов инерции агрегата, сопротивления движению и угла подъема. Когда же тягово-транспортная машина находится на горизонтальной площадке без движения $x_d = a_0$, то есть центр тяжести и центр давления располагаются на одной вертикальной прямой.

При равномерном движении по горизонтальной поверхности с небольшой глубиной колеи

$$x_d = \frac{M_3 a_0 - F_{кр} (h_{кр} + l_{кр} \sin \gamma)}{M_3 + F_{кр} \sin \gamma}. \quad (4.17)$$

Учет наклонного действия крюкового усилия несущественно влияет на точность расчета. Кроме того, в процессе эксплуатации направление силы $F_{кр}$ может быть горизонтальное [48]. В этом случае выражение (4.17) упрощается, что позволяет выявить наиболее значимые факторы, определяющие расположение центра давления

$$x_d = a_0 - \frac{F_{кр} h_{кр}}{M_3}. \quad (4.18)$$

По результатам исследования многих ученых [49, 50, 51, 52] рациональное положение продольной координаты центра тяжести базовой машины должно находиться в таком месте, при котором его центр давления располагается в середине опорной поверхности гусениц. В соответствии с этим условием $x_d = \frac{L}{2}$, тогда из уравнения (4.18) получим

$$a_{0\text{ рац}} = \frac{L}{2} + \frac{F_{кр} h_{кр}}{M_3}. \quad (4.19)$$

Из формулы (4.19) видно, что координата центра тяжести зависит от крюкового усилия и высоты сцепки агрегируемой машины.

4.5 Методика расчета основных параметров гусеничного движителя машины

Методика расчета основных параметров гусеничного движителя тягово-транспортной машины предназначена для выбора схемы движителя и определения его конструктивных показателей: длины L и ширины b опорной поверхности, числа опорных катков n и шага гусеницы t .

Для проведения расчетов по данной методике необходимы следующие показатели: по машине – номинальное тяговое усилие $F_{кр}$, центр тяжести a_0 , максимальное удельное давление движителей на грунт p_{max} , высота прицепного крюка $h_{кр}$; по грунту – коэффициент сопротивления качению f , коэффициент, зависящий от типа базовой машины и грунтовых условий, равный $a = 0,33...0,66$ [47].

Параметры машины определяют по его технической характеристике, а параметры грунта – по справочникам.

Расчет основных параметров гусеничного движителя проводят в следующем порядке.

1) Определяют эксплуатационную массу тягово-транспортной машины

$$m_э = \frac{F_{кр} \left(a + \sqrt{a^2 + \frac{a}{f}} \right)}{g}.$$

2) Рассчитывают координату расположение центра давления

$$x_д = a_0 - \frac{F_{кр} h_{кр}}{m_э g}.$$

3) Определяют коэффициент неравномерности распределения давлений на грунт по зависимости на рисунке 4.5 с учетом типа ходовой системы и положения центра давления.

4) Определяют число опорных катков по зависимости на рисунке 4.6 с учетом типа ходовой системы и коэффициента неравномерности распределения давлений на грунт.

5) Определяют шаг гусеницы по зависимости на рисунке 4.7 с учетом коэффициента неравномерности распределения давлений на грунт.

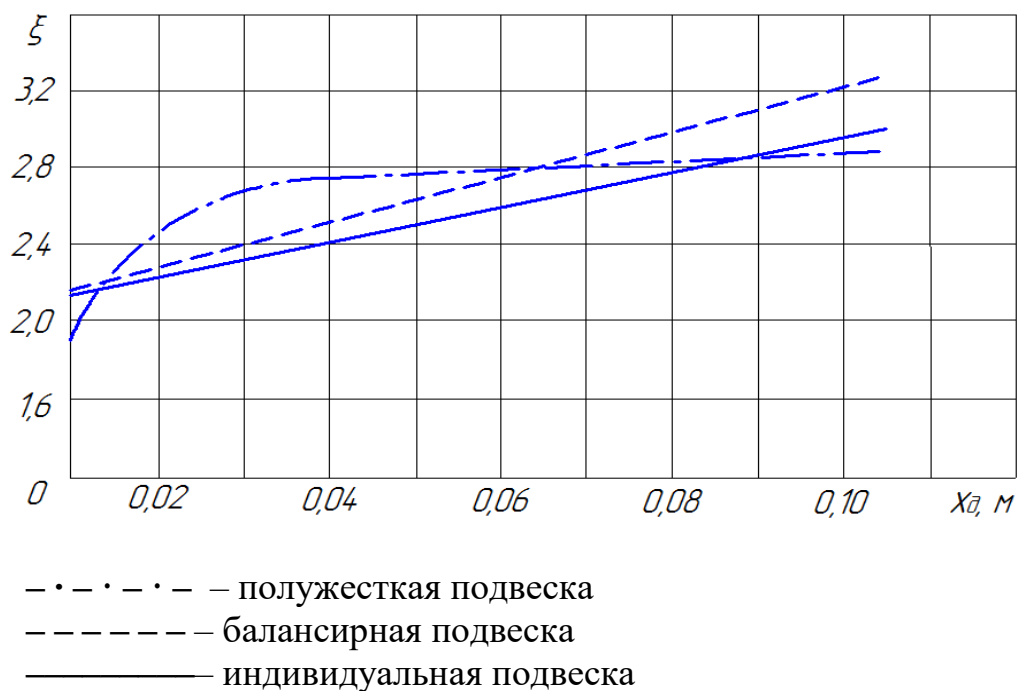


Рисунок 4.5 – Зависимость коэффициента неравномерности давлений на грунт от положения центра давления гусеничной машины

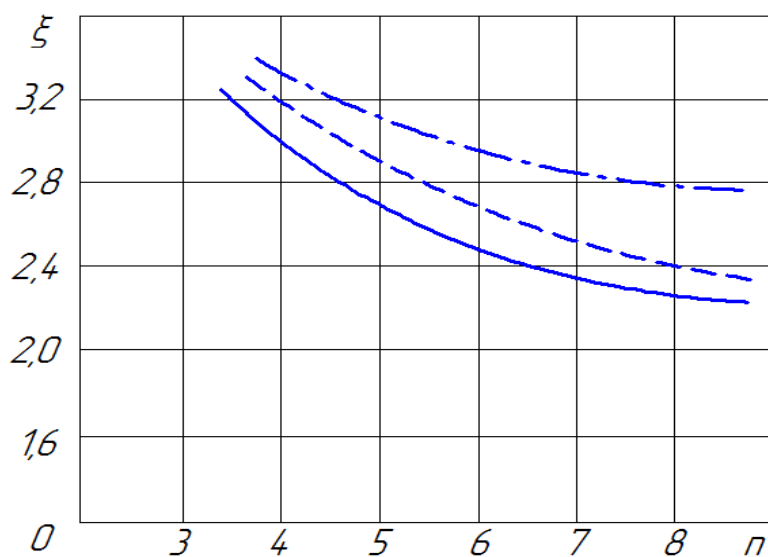


Рисунок 4.6 – Зависимость коэффициента неравномерности давлений на грунт от количества опорных катков

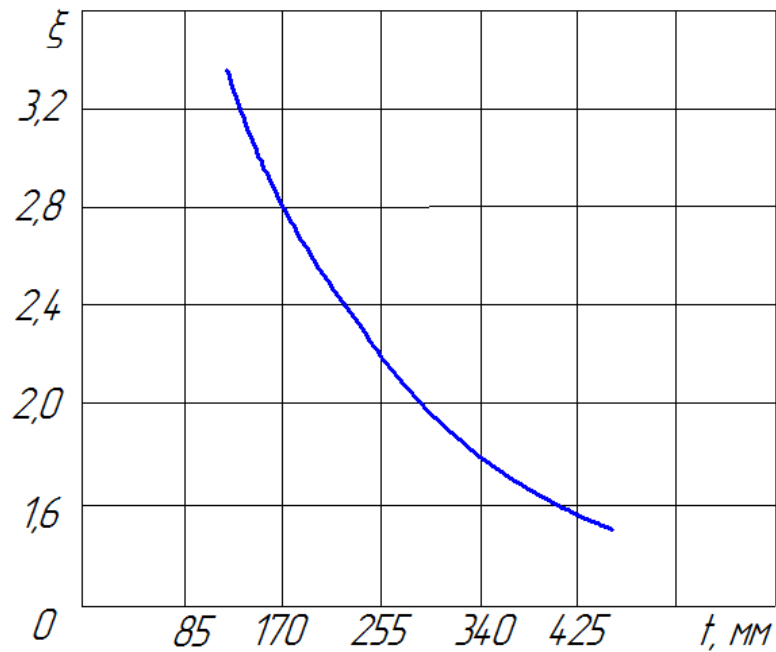


Рисунок 4.7 – Зависимость коэффициента неравномерности давлений на грунт от шага гусеницы

6) Рассчитывают ширину гусениц ходовой системы

$$b = \frac{m_3}{n t p_{\max}}.$$

7) Рассчитывают длину опорной поверхности

$$L = \frac{F_{\text{кр}} \left(a + \sqrt{a^2 + \frac{a}{f}} \right)}{2 p_{\max} b}.$$

Предлагаемая методика расчета позволяет определить основные конструктивные параметры гусеничного движителя на стадии проектирования для типовых дорожных условий.

5 Разработка мероприятий по повышению эффективности функционирования колесных и гусеничных машин

При выборе параметров и режимов работы тягово-транспортных машин эффективность воздействия их движителей на опорное основание в общем случае можно выявить по изменению следующих показателей: плотности, твердости, глубины следов (колеи), структурного состояния, сопротивления обработке, урожайности различных культур, тяговых показателей, удельных расходов топлива, сопротивления качению, эксплуатационно-технологических показателей и т.п. Изменения этих показателей во времени или по отношению к изменению других показателей, свойств, режимов и параметров тягово-транспортных машин или параметров состояния слоя опорного основания принято называть критериями эффективности.

Так, например, в работе [53] для обоснования параметров машинно-тракторных агрегатов с точки зрения допустимых уровней давления на почву используется ряд критериев: изменение водно-физических свойств почвы под действием возрастающей статической нагрузки; крошение уплотненной почвы; глубина распространения уплотнения; глубина колеи; потенциал прочности почвы; разуплотнение почвы.

В работе [6] предложен критерий экологичности, в основу которого положено напряженно-деформированное состояние грунта в поверхностном слое и в зоне уплотнения как следствие реализации опорно-тяговой реакции.

В работе [54] для оценки влияния основных параметров сельскохозяйственных машин на уплотняющее воздействие опорного основания предложен критерий величины глубины колеи, оставляемой движителем. Однако, как показали многочисленные исследования, глубина следа только косвенно оценивает уплотнение.

В работе [10] в качестве критериев оптимальности при выборе параметров и режимов работы сельскохозяйственной техники предлагаются показатели остаточных явлений в почве, такие как степень изменения прочной структуры, некапиллярная и капиллярная порозность, влажность, воздухопроницаемость, общая порозность и количество нитратов в почве. Ряд авторов за критерий оценки рекомендуют принимать снижение урожайности. Большинство же авторов [15, 55, 56, 57, 58, 59, 60] в качестве основного оценочного показателя выделяют плотность слоя опорного основания.

В работах [57, 58] проведены теоретические исследования процессов уплотнения почвы движителями с описанием распространения деформации и напряжений в почве переменной плотности, линейно зависящей от глубины слоя. Получено волновое уравнение

$$\begin{aligned} \rho(x) \frac{\partial^4 U}{\partial t^3 \partial x} - q(x) \frac{\partial^4 U}{\partial t^3 \partial x} + a \frac{\partial^3 U}{\partial t^3} + P(x) \rho(x) \frac{\partial^3 U}{\partial t^2 \partial x} - \\ - 2b \frac{\partial^3 U}{\partial t^2 \partial x} + [2C\rho(x) + aP(x)] = 0 \end{aligned} \quad (5.1)$$

где $U = U(x, t)$ – смещение произвольной точки $P(x)$ в направлении вертикальной оси ОХ в момент времени t ;

$\rho(x) = \rho_0 + ax$ – плотность почвы до прохода колеса в зависимости от глубины x ;

$q(x) = q_0 + bx$, $P(x) = P_0 + Cx$ – механические характеристики почвы в зависимости от глубины x .

Недостатком данного подхода является отсутствие в расчетах строгих математических моделей колеса, опорного основания, законов изменения нормальных и сдвиговых напряжений под колесом, что ограничивает область применения метода только качественной оценкой системы «колесо - опорное основание». Кроме того, данные по упругости шины $k_{\text{ш}}$ и коэффициенту объемного смятия C относятся только к шине с определенным внутренним давлением воздуха и к почве, на которой эти испытания проведены. То есть для определения численных результатов $k_{\text{ш}}$ и C каждый раз необходимо проводить опыты с тем колесом (или трактором), для которого необходимо определить уплотняющее воздействие на почву.

Автор работы [61] предложил определять коэффициент уплотняемости грунта ν_0 и плотность ρ_i по выражениям

$$\nu_0 = \frac{1}{1 + 0,7 p_w / E}; \quad (5.2)$$

$$\rho_i = \nu_0 \sigma - 1 \quad (5.3)$$

где p_w – давление воздуха в шине; E – модуль упругости почвы.

Допущении о независимости модуля E от интенсивности приложения нагрузки достаточно произвольно и мало обосновано. Кроме того, нормальное контактное давление в пятне контакта σ и давление в шинах p_w могут существенно отличаться.

В работе [59] предлагается определение оптимального давления под колесом, при котором плотность почвы в колее после прохода колеса не превышает оптимальной по урожайности

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{k_0(\rho_{\text{опт}} - \rho_n)}{\rho_n \beta}, \quad (5.4)$$

где k_0 – коэффициент объемного смятия почвы;

$\rho_{\text{опт}}$ – оптимальная величина плотности почвы;

ρ_n – плотность почвы до уплотнения;

β – коэффициент распределения напряжений.

В работе [15] в качестве нормируемого показателя по оценке уплотняющего воздействия приняты:

- U – показатель уплотняющего воздействия на почву (УВП), допустимая величина которого должна составлять не более 75кН/м;

- δ – буксование, которое не должно быть более $(\frac{7}{L_n}) \cdot 100\%$, где

L_n – длина пятна контакта шины. При этом установлено, что между плотностью почвы по следу и показателем U существует линейная зависимость, определяемая формулами

$$j_{\text{сп}} = j_0 + \alpha U, \quad (5.5)$$

$$\alpha = \frac{j(1 - \mu_0)}{E_0 H}, \quad (5.6)$$

$$U = \omega_0 b_k g_{\text{max}} (1 + \chi \lg N_n), \quad (5.7)$$

где $j_{\text{сп}}$ – плотность почвы по следу движителя; j_0 – плотность почвы в некоторой точке на контрольном участке; χ – коэффициент интенсивности накопления необратимых деформаций; ω_0 – коэффициент, зависящий от размера и формы опорной поверхности движителя; E_0 , μ_0 – модуль деформации и коэффициент бокового расширения почвы; H , b_k – глубина следа и ширина движителя; g_{max} – максимальное давление, оказываемое движителями на почву.

С увеличением U снижается скважность, влагоемкость и пористость, что уменьшает биологическую активность почвы и массу корневой системы. Отсутствие учета влияния буксования движителя на процесс уплотнения является недостатком данной методики. Кроме того, коэффициент χ должен определяться экспериментальным путем для конкретных машин и параметров состояния слоя опорного основания, а допустимый уровень воздействия движителей $[U]$ получен в среднем по годам и не зависит напрямую от конкретных значений влажности и плотности почвы, что не дает возможности выйти на оптимальные значения параметров и режимов работы машин для конкретных условий работы на каждый день.

Анализ работ по взаимодействию движителей колесных и гусеничных машин с почвой показывает, что разработанные расчетные методы не дают ответа на ряд вопросов, в частности, не позволяют анализировать влияние на уплотнение почвы конструктивных параметров движителей. При этом большинство известных зависимостей базируются на инвариантных параметрах почвы, что резко снижает их универсальность.

В работах [62] и [63], посвященных выбору параметров рабочих органов уплотняющих машин, в качестве критериев оптимальности принимаются минимум работы уплотнения, максимальное значение энтропии системы и отношение удельной энергоемкости процесса уплотнения к удельной производительности при условии максимальной эффективности уплотнения дорожно-строительных материалов.

В работе [55] в качестве критерия по оценке степени деформации опорного основания предлагается удельная потенциальная энергия, определяемая как половина суммы произведений из компонентов тензора напряжений на соответствующие компоненты тензора деформаций

$$P = \frac{1}{2} T_{\sigma} T_{\varepsilon} \quad (5.8)$$

С другой стороны, удельную потенциальную энергию целесообразно представить в виде двух составляющих

$$P = P_0 + P_{\phi}, \quad (5.9)$$

где P_0 – удельная энергия, расходуемая на изменение объема;

P_{ϕ} – удельная энергия, расходуемая на изменение формы.

Вне зависимости от вида выполняемого производственного процесса опорное основание тягово-транспортных машин в общем виде является отдельной подсистемой с упруго-вязко-пластичными свойствами. Следовательно, различные характеристики взаимодействия опорного основания с ходовыми системами тягово-транспортных машин определяются уплотняющей способностью слоя опорного основания и должны нести функциональную связь через конструктивные и технологические параметры машин с учетом временного фактора, который в некоторых ситуациях может стать определяющим.

Для эксплуатации в разнообразных условиях созданы тягово-транспортные машины разных типов и конструкций с различными техническими характеристиками. Тип и назначение машины определяют конструкцию его ходовой системы.

Одной из насущных задач в транспортной отрасли всегда был вопрос повышения эффективности их использования, большую роль, в решении которой, принадлежит совершенствованию ходовых систем тягово-транспортных машин.

Практика показывает, что при недостаточно высоких тягово-сцепных качествах тягово-транспортных машин фиксируется снижение производительности машины, увеличение расхода топлива и ухудшение других эксплуатационных свойств тягово-транспортных машин. В настоящее время за рубежом ведутся интенсивные поиски недорогих, но достаточно эффективных способов и приемов повышения тягово-сцепных качеств машин.

Создание ходовых систем с пониженным сопротивлением движению и буксованию, уменьшенным удельным давлением в контакте и с повышенным коэффициентом сцепления поможет существенно повысить производительность тягово-транспортных машин и уменьшить расход топлива. Это в свою очередь будет способствовать более эффективной работе тягово-транспортных машин.

Современные тягово-транспортные машины по ходовой системе разделяются на колесные и гусеничные. У колесных машин ходовая система состоит из переднего и заднего мостов, чаще всего с четырьмя пневматическими шинами низкого давления одинакового или разного размера, и приводом на два или четыре колеса.

Ходовая система гусеничных машин состоит из гусеничного движителя и подвески. Движитель включает гусеничную цепь, ведущие и направляющие колеса, опорные катки и поддерживающие ролики, натяжные и амортизирующие устройства.

Сравнительный анализ и сопоставление колесных и гусеничных машин при эксплуатации их в тяжелых дорожных, а особенно во внедорожных условиях показывает преимущество последних по таким важнейшим показателям как проходимость, производительность, манёвренность, тягово-сцепные качества, удобство и надежность работы [64].

Анализ известной научно-технической литературы [65, 66, 67] показал, что с целью повышения тягово-сцепных качеств и проходимости колесных машин предложено использование полугусеничного и сменного колесно-гусеничного движителя.

Полугусеничный движитель является комбинацией колесного и гусеничного движителей. Как правило, гусеничный движитель является ведущим, и устанавливают вместо заднего колеса, а колесный движитель – передним направляющим.

Для реализации высоких тяговых качеств тягово-транспортной машины важным является конструкция полугусениц. Кратко рассмотрим некоторые из них и проанализируем их достоинства и недостатки.

Наиболее распространенным является полугусеничный движитель, представляющий собой бесконечную резинометаллическую гусеницу со штампованными почвозацепами, охватывающую заднее ведущее колесо трактора и установленное впереди него дополнительное натяжное колесо [68]. Такой движитель имеет независимую подвеску натяжных опорных колес и зависимую задних колес.

Независимая подвеска включает в себя амортизационно-натяжные устройства с предварительно поджатыми пружинами. Опоры пружин амортизационно-натяжного устройства шарнирно соединены вверху с кронштейном рукава полуоси, а внизу с направляющей штангой. На переднем конце направляющей штанги расположена ось натяжного опорного колеса. Задний конец шарнирно связан с рукавом полуоси, что обеспечивает вертикальное перемещение колеса при переезде через препятствие.

Гусеница движителя состоит из двух резинотканевых лент, соединенных стальными почвозацепами. Почвозацепы прикреплены к лентам четырьмя болтами с квадратными подголовками. Конструкция данного движителя позволяет в случае необходимости снять гусеницу с трактора и подвесить натяжное колесо.



Рисунок 5.1 – Трактор на полугусеничном ходу

При применении этого движителя увеличивается сопротивление качению и повороту трактора, а также возникают дополнительные потери в гусеничном движителе. Основным недостатком является неравномерное распределение удельного давления по длине опорной поверхности гусеничной ленты, что значительно влияет на проходимость по грунтам со слабой несущей способностью. Такая конструкция полугусеничного движителя применяется на тракторах «Беларусь», «Фергюсон» (США), «Дэвид-Браун» (Англия).

Для увеличения опорной поверхности был предложен полугусеничный движитель [69], содержащий гусеничный обвод, охватывающий ведущую звёздочку 1 и дополнительное направляющее колесо 3 (рисунок 5.2). Ведущая звёздочка 1 установлена на месте ведущего колеса и имеет такой же диаметр.

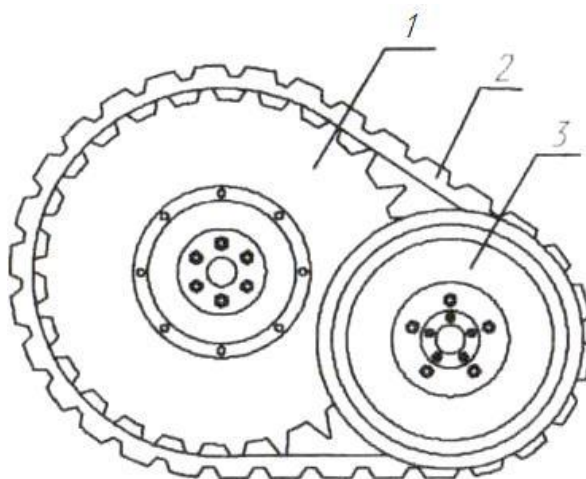


Рисунок 5.2 – Полугусеничный движитель с направляющими дисками

Опорная часть, не имеющая опорных катков, представляет собой как бы часть звёздочки и колеса. Направляющее колесо 3 представляет собой два диска расположенных с каждого края гусеницы 2. Это ограничивает спадание гусениц. Зацепление гусеницы с ведущей звёздочкой цевочное. Гусеничная цепь 2 выполнена резиноармированной. Использование резиноармированной гусеницы позволяет выполнять работы на асфальтовом и бетонном покрытиях без их разрушения, а также оказывать меньшее на 25-30% по сравнению с металлическими гусеницами при одинаковой ширине уплотняющее воздействие на почву. Такой движитель устанавливали на тракторе «Фордзон-Мейджер».

Альтернативным вариантом, является движитель, состоящий из полугусениц с треугольным обводом, заменяющих задние ведущие колеса. Отличительной особенностью треугольного гусеничного обвода является то, что ведущие колеса расположены над опорной поверхностью тягово-транспортной машины и выведены из зоны абразивного износа.

Несмотря на ряд преимуществ, такая конструкция обладает существенными недостатками, такими, как необходимость обеспечения достаточного угла обхвата гусеницей ведущего колеса, повышенная нагруженность заднего опорного катка касательной силой тяги, сложность решения проблемы подрессоривания заднего опорного катка, увеличение потерь на трение в шарнирах гусеницы на участках вокруг заднего опорного катка и вокруг ведущего колеса.

Рассмотрим некоторые конструкции движителей, выполненных по данной схеме, и проанализируем их достоинства и недостатки.

Известен полугусеничный движитель [70], содержащий гусеничный обвод 1, выполненный по треугольной схеме (рисунок 5.3). Гусеничный обвод охватывает ведущее колесо 2, установленное в верхнем углу обвода, и гусеничную тележку 3, закреплённую на оси 6, на которой установлены опорные катки 4 и направляющие колёса 5. Одно из направляющих колёс 5 может быть натяжным. Гусеничная тележка 3 закреплена на оси 6 для поворота движителя в продольной вертикальной плоскости при движении на местности.

Конструкция полугусеницы обеспечивает оптимальную эпюру распределения нагрузок, что, в свою очередь, обеспечивает тягово-транспортной машине лучшее использование мощности и повышение КПД. Недостатком данной конструкции является жёсткость ходовой части, что отрицательно сказывается на работоспособности тягово-транспортной машины на грунтах с низкой несущей способностью.

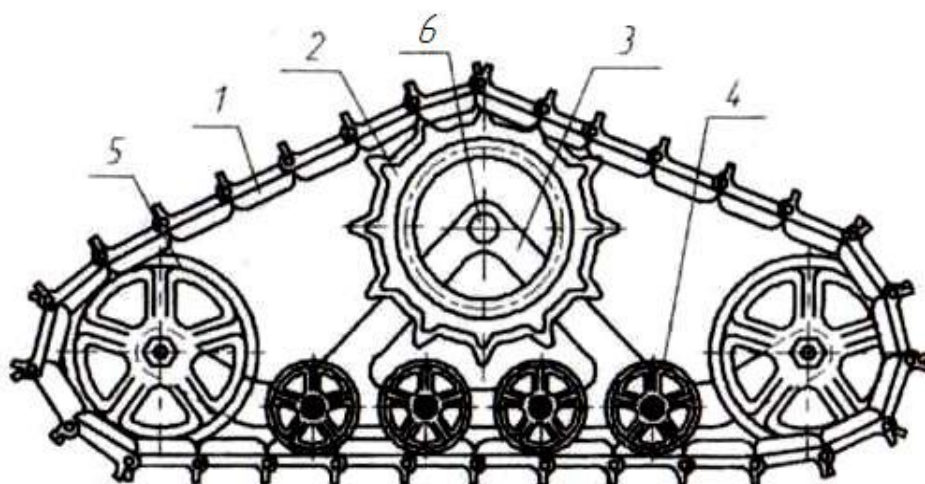


Рисунок 5.3 – Полугусеничный движитель с треугольным гусеничным обводом

С целью повышения проходимости колёсной тягово-транспортной машины на переувлажнённых и слабонесущих почвах предложен полугусеничный движитель [71], содержащий гусеничную цепь 1, которая выполнена в виде роликовтулочной цепи, звенья которой жёстко соединены с уширителями таврового сечения (рисунок 5.4).

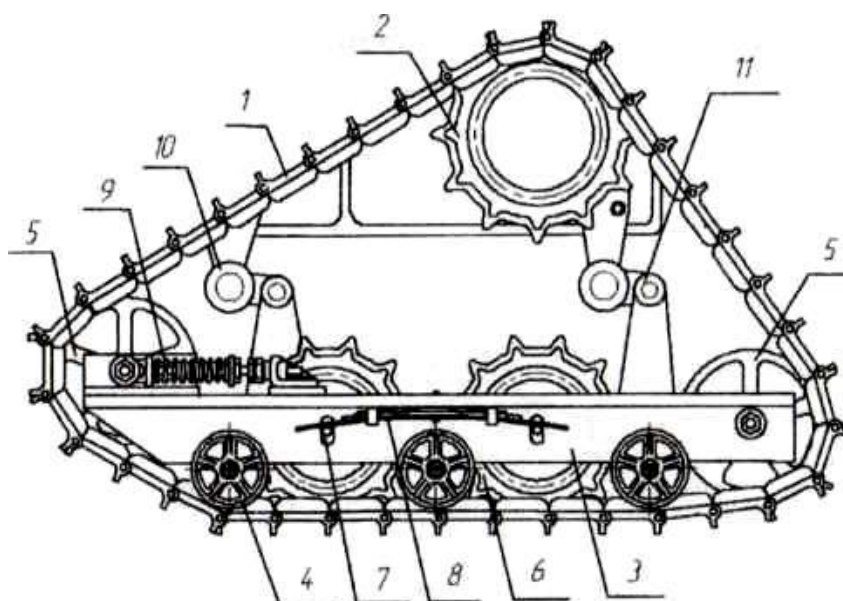


Рисунок 5.4 – Полугусеничный движитель с роликовтулочной гусеничной цепью

Внутри обвода гусеничной цепи 1 размещены ведущее колесо 2, тележка 3 с опорными катками 4, размещёнными по обе его стороны.

По продольной оси тележки расположены направляющие колеса 5, а между опорными катками 4 – опорно-направляющие звёздочки 6.

Оси опорно-направляющих звёздочек 6 установлены с возможностью вертикального перемещения в пазах 7. На тележке 3 закреплены рессоры 8, опирающиеся на концы осей опорно-направляющих звёздочек 6. На тележке 3 расположено также натяжное устройство 9. Тележка 3 связана с рамой тягово-транспортной машины посредством торсионов 10 и 11.

В данной конструкции оси опорных катков жёстко закреплены на гусеничной тележке. Такое крепление позволяет добиться минимального расстояния между осями катков, что улучшает равномерность распределения давлений на мягких почвах. Недостатком является то, что из-за жёсткости подвеска ограничивает скорости движения тягово-транспортной машины.

Для решения этой проблемы предлагается полугусеничный движитель [72], содержащий направляющее колесо 1 с механизмом натяжения 2, закреплённое на рычаге 3, который установлен на тележке 4 (рисунок 5.5).

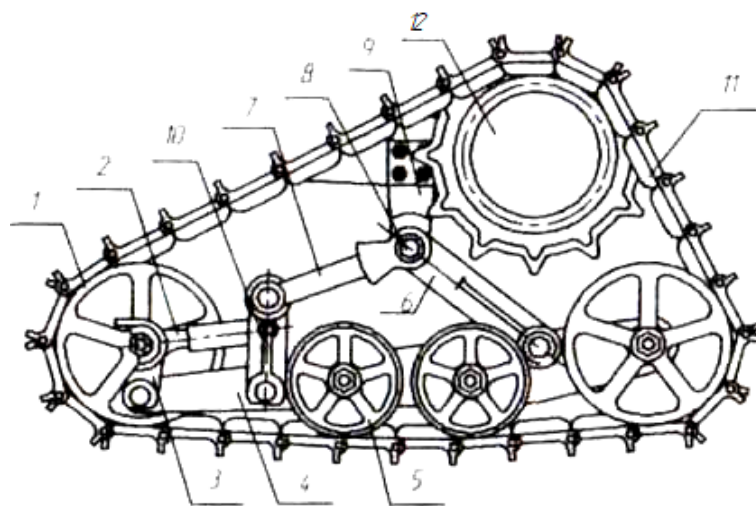


Рисунок 5.5 – Полугусеничный движитель с жёстко закрепленными опорными катками

Кроме того, на тележке жёстко закреплены опорные катки 5. Тележка 4 связана с остовом тягово-транспортной машины с помощью балансиров 6 и 7, установленных свободно на оси 8 в кронштейне 9, а также вертикальной опоры 10, связанной шарнирно посередине с механизмом натяжения 2, а концами с балансиром 7 и тележкой 4. Ходовая часть снабжена гусеницей 11, зацепляющейся с ведущим колесом 12. При движении остов транспортного средства с

кронштейном 9 и колесом 12 опускается на величину хода амортизаций, и задний балансир 6, поворачиваясь в шарнирном соединении с тележкой, перемещает передний балансир 7 вперёд. Передний балансир 7, шарнирно соединённый с вертикальной опорой 10, поворачивает её и через механизм натяжения 2 перемещает рычаг 3 с направляющим колесом 1, увеличивая размер гусеничного обвода в горизонтальной плоскости на величину уменьшения размера гусеничного обвода в вертикальной плоскости. Величина хода направляющего колеса выбирается путём подбора плеч рычага и опоры.

При наезде на препятствия направляющим колесом подвеска поворачивается на оси 8 шарнирного соединения с кронштейном 9.

В подвеске осуществлена регулировка положения одного из балансиров для выбора необходимого статического положения остова тягово-транспортной машины относительно грунта, а также, когда происходит усадка упругих элементов при эксплуатации.

Предложенная подвеска поддерживает постоянство натяжения гусеничной цепи, что расширяет диапазон применения более высоких скоростей передвижения, при хорошей надёжности крепления её к остову машины. Также как в предыдущей конструкции, недостатком является жёсткость крепления опорных катков.

На основе анализа существующих конструкции полугусеничных движителей научным коллективом под руководством авторов монографии разработана конструкция полугусеничного движителя тягово-транспортной машины [73, 74]. Полугусеничный движитель содержит переднее направляющее колесо 1 с механизмом натяжения 2, закрепленное на рычаге 3, который установлен на гусеничной тележке 4. На гусеничной тележке также установлены заднее направляющее колесо 5 и балансирные каретки 6 с опорными катками. Гусеничная тележка 4 связана с остовом транспортного средства 7 с помощью продольного рычага 8. Продольный рычаг 8 одним концом шарнирно крепится к гусеничной тележке 4, а другим – к остову транспортного средства 7 посредством кронштейна 9. В средней части продольного рычага 8 шарнирно закреплены механизм натяжения 2 и пружинный демпфер 10, который связан с остовом транспортного средства посредством кронштейна 11.

Полугусеничный движитель снабжен резиноармированными гусеницами 12, зацепляющийся с ведущим колесом 13. Резиноармированные гусеницы представляют собой монолитные конструкции, армированные стальными тросами 14, завулканизированными в кордовую резиновую ленту. На внутренней

стороне гусениц спрофилированы резиновые зубья 15, внутри которых имеются закладные металлические элементы 16.

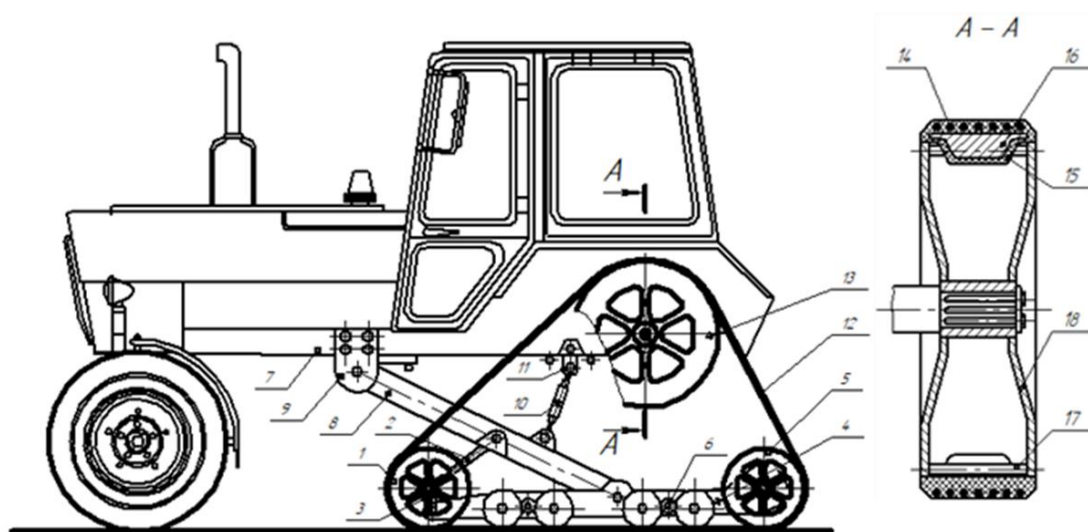


Рисунок 5.6 – Полугусеничный движитель с продольным рычагом

Передача крутящего момента осуществляется зацеплением резиновых зубьев с ведущим колесом, которая вместо зубьев имеет поперечные трубы 17 и выполнена в виде двух фланцев 18, жестко соединенных между собой.

Полугусеничный движитель работает следующим образом. Ведущее колесо 13, ось которой укреплена в корпусе транспортного средства, зацепляется с резиноармированными гусеницами 12 и приводит ее в движение. Гусеничная тележка 4 перекатывается опорными катками по нижней ветви гусеничной ленты, лежащей на грунте.

Для увеличения опорной поверхности наиболее оптимальным является использование сменного колесно-гусеничного движителя.

Машины со сменным колесно-гусеничным движителем имеют два движителя, но используется только один из них в зависимости от условий работы. Использование сменной ходовой системы позволит расширить функциональные возможности машины и увеличит их годовую загрузку.

Увеличение продолжительности занятости тягово-транспортных машин возможно также за счет расширения области их применения при использовании дополнительных орудий [75].

Кроме того, эффективность работы колесно-гусеничного движителя зависит также от типа гусениц. Перспективным направлением совершенствования гусеничной ходовой системы

является использование резиноармированных гусениц [18, 73, 74], получивших широкое распространение в конструкциях гусеничных машин за рубежом.

В настоящее время крупнейшие фирмы: «John Deere», «Caterpillar», «Claas», «Case», «New Holland» и другие ведут опытные разработки и серийный выпуск машин на резиноармированных гусеницах, что позволяет в сравнении с традиционной для западных стран колесной техникой снизить вредное воздействие на грунт и улучшить тягово-сцепные качества машин.

Исследования, проведенные в университете штата Айова (США) показали, что при оснащении машин резиновыми гусеницами давление на почву снижается более чем в 2 раза по сравнению с использованием обычных шин [76].

Кроме отмеченных преимуществ гусеничные ходовые системы с резиноармированными гусеницами позволяют обеспечить:

а) повышение физической и экологической проходимости на грунтах с низкой несущей способностью;

б) сохранение дорог и обеспечение асфальтоходности;

в) снижение максимального давления и уплотняющего воздействия на грунт в 2,5 раза по сравнению с металлической гусеницей $U = 73,1 \text{ кН/м}$, что ниже безопасного предела для грунтов $U = 75 \text{ кН/м}$;

г) уменьшение вибронагруженности и шума, что обеспечивает увеличение срока службы узлов ходовой системы и агрегатов машины, улучшает условия труда механизатора;

д) расширение сроков сельскохозяйственных работ от 1 недели весной до 2 недель осенью по сравнению с колесными тракторами, возможность выполнения работ на почвах с повышенной влажностью;

е) снижение трудоемкости технического обслуживания ходовой системы и обеспечение ресурса ходовых систем для мобильных машин не менее 12 лет;

ж) увеличение ресурса до предельного состояния резиноармированной гусеницы по сравнению с металлической гусеницей в 4-5 раз (20000 км у резиноармированной гусеницы, 4500 км у металлической гусеницы).

Использование сменной ходовой системы позволит расширить функциональные возможности колесных тягово-транспортных машин и увеличит их годовую загрузку.

6 Обоснование компоновки машины внутризаводского транспорта

6.1 Анализ существующих конструкции транспортных средств со сменным двигателем

Тягово-транспортные машины со сменным колесно-гусеничным двигателем могут использоваться для выполнения работ в сельском хозяйстве, в строительстве, в промышленности, а также во многих отраслях экономики.

Все существующие в настоящее время варианты сменных колесно-гусеничных двигателей можно свести к четырем основным схемам.

На следующих рисунках изображены колесные и гусеничные варианты двигателей колесно-гусеничных тягово-транспортных машин.

В первой схеме (рисунок 6.1) представлен гусеничный двигатель, в котором ведущее колесо поднято над опорной поверхностью, а направляющее – опущено, которая дает возможность при той же длине гусеничного обвода увеличить опорную поверхность машины, однако возникает сложность в подрессоривании направляющего колеса, а возрастание продольной базы не увеличивает навесоспособность заднего навесного устройства. Описанная схема гусеничного обвода используется на тягово-транспортных машинах, колесный двигатель которого имеет колеса одинакового размера.

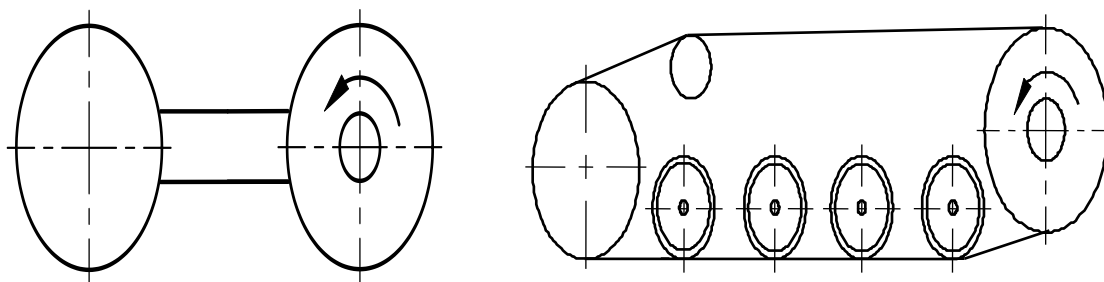


Рисунок 6.1 – Схема сменного колесно-гусеничного двигателя с опущенным направляющим колесом

Такая конструкция сменного колесно-гусеничного двигателя применяется на тракторе Т-15 Павлодарского тракторного завода [77]. Колесный вариант этой машины представляет собой несущее многоцелевое самоходное шасси. Данная компоновка обладает положительными качествами пропашного трактора и автомобиля.

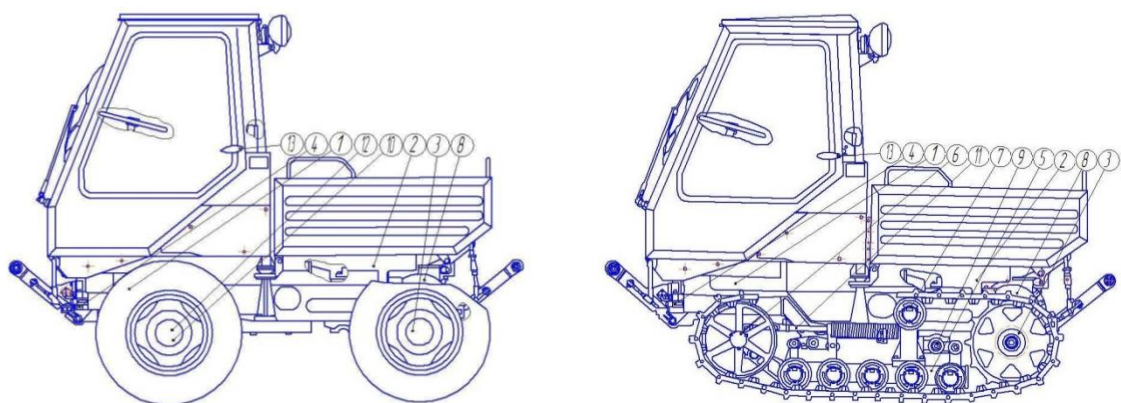


Рисунок 6.2 – Тракторы Т-15 и Т-15К. В кружочках обозначены позиции точек смазки.

Гусеничный движитель, выполненный по первой схеме, невозможно установить на тягово-транспортную машину раздельно-агрегатной компоновки. Колесные машины такой компоновки имеют переднее расположение двигателя, кабина размещается за двигателем, передние и задние колеса одинакового размера и грузоподъемности. Поворот осуществляется с помощью шарнирно сочлененной рамы.

Гусеничный вариант тягово-транспортной машины раздельно-агрегатной компоновки представляет собой четырехгусеничную ходовую систему (рисунок 6.3). Каждая из гусениц устанавливается вместо колес и выполнена по треугольной схеме с верхним расположением ведущего колеса.

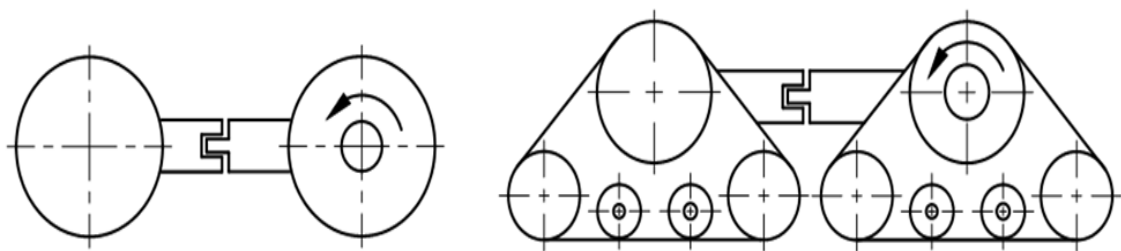


Рисунок 6.3 – Схема четырехгусеничной ходовой системы

Преимуществами такого исполнения являются наиболее рациональное расположение центра масс и большая навесоспособность. Данная конструкция сменного движителя применяется на тракторах Харьковского тракторного завода [78].



Рисунок 6.4 – Трактор на колесном ходу

Гусеничный движитель, выполненный по второй схеме, можно установить на колесную тягово-транспортную машину традиционной (классической) компоновки с передним расположением двигателя, последовательным рядным расположением агрегатов трансмиссии, задним расположением кабины, размещением оператора в зоне задних ведущих колес, при этом размеры задних ведущих колес значительно больше размеров передних управляемых.



Рисунок 6.5 – Трактор на гусеничном ходу

В [79] предложено транспортное средство со сменным движителем, колесный вариант которого представляет собой машину традиционной компоновки, а гусеничный движитель – имеет треугольную форму.

Отличительной особенностью треугольного гусеничного обвода является то, что ведущие колеса расположены над опорной поверхностью тягово-транспортной машины (рисунок 6.6). Это

позволяет увеличить опорную поверхность, навесоспособность и устойчивость машины от опрокидывания назад. Кроме того, ведущее колесо выведено из зоны абразивного износа, агрегаты трансмиссии не подвержены воздействию вертикальной ударной нагрузки, вызываемой контактом ведущего колеса с грунтом.

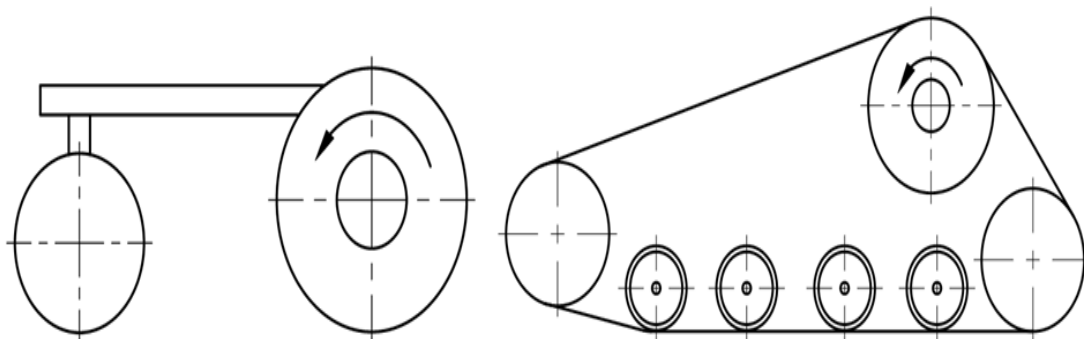


Рисунок 6.6 – Схема сменного колесно-гусеничного движителя с треугольным гусеничным обводом

Несмотря на ряд преимуществ этой схемы она обладает существенными недостатками, такими, как необходимость обеспечения достаточного угла обхвата гусеницей ведущего колеса, повышенная нагруженность заднего опорного катка касательной силой тяги, сложность решения проблемы подрессоривания заднего опорного катка, увеличение потерь на трение в шарнирах гусеницы на участках вокруг заднего опорного катка и вокруг ведущего колеса.



Рисунок 6.7 – Трактор с треугольным гусеничным обводом

Альтернативным вариантом описанной схемы является гусеничный движитель [80, 81], выполненный по четвертой схеме

(рисунок 6.8). Особенность данной схемы – диаметр ведущего колеса больше диаметра направляющего. Увеличение ведущего колеса по сравнению с направляющим колесом обеспечивает снижение натяжения гусеницы, лучшее копирование рельефа и меньшие пиковые давления на поверхность пути, а, следовательно, более полное использование мощности двигателя, что положительно влияет на топливную экономичность машины.

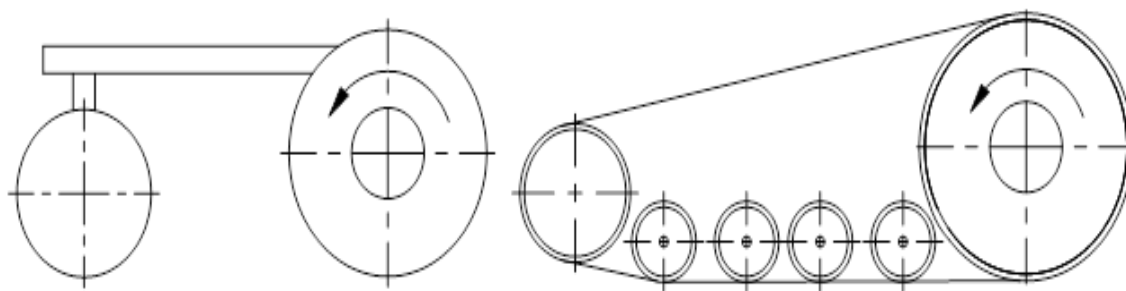


Рисунок 6.8 – Схема сменного колесно-гусеничного движителя с увеличенными ведущими колесами

Наряду с описанными преимуществами данная схема имеет недостатки наличием сосредоточенной нагрузки под ведущими колесами, которые оказывают уплотняющее воздействие на опорную поверхность, что отрицательно влияет на урожайность культур.

Наиболее оптимальным вариантом является гусеничный движитель [82], в котором ведущее и направляющее колеса подняты над опорной поверхностью (рисунок 6.9). Недостаток такой схемы выявляется при использовании её, в частности, с задним навесным оборудованием, когда малой продольной базе соответствует большое плечо подъема навесного оборудования.

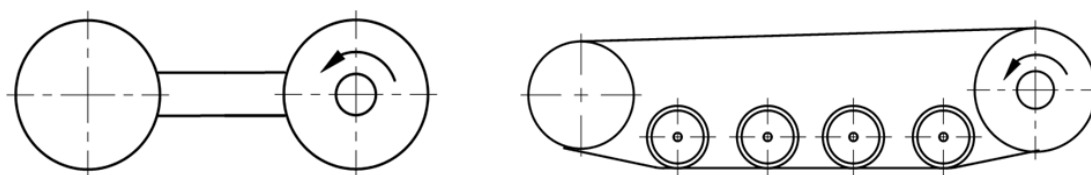


Рисунок 6.9 – Схема сменного колесно-гусеничного движителя с поднятыми ведущим и направляющим колесом над опорной поверхностью

В такой конструкции ведущие колеса расположены в задней части машины. Однако в этой схеме потери на трение гусеницах меньше, чем при переднем расположении ведущих колес, так как число шарниров гусеницы, нагруженных тяговым усилием, и точек перегиба уменьшается.

Данная схема гусеничного обвода используется на тягово-транспортных машинах, колесный движитель которых имеет колеса одинакового размера.

На основе методологии и теории описания процессов взаимодействия движителей колесных и гусеничных машин с опорным основанием с учетом реологических свойств его материала предложена конструкция экологически безопасного многоцелевого транспортного средства, объединяющего в себе положительные качества колесных и гусеничных машин, и обладающего более широкими функциональными возможностями. Особенностью конструкции предлагаемого многоцелевого транспортного средства является использование сменного колесно-гусеничного движителя. Транспортное средство со сменным колесно-гусеничным движителем имеют два движителя, но используется только один из них в зависимости от условий работы.

Компоновка многоцелевого транспортного средства выполнена по схеме отличной от классической. Оба моста транспортного средства ведущие, все колеса одинакового размера.

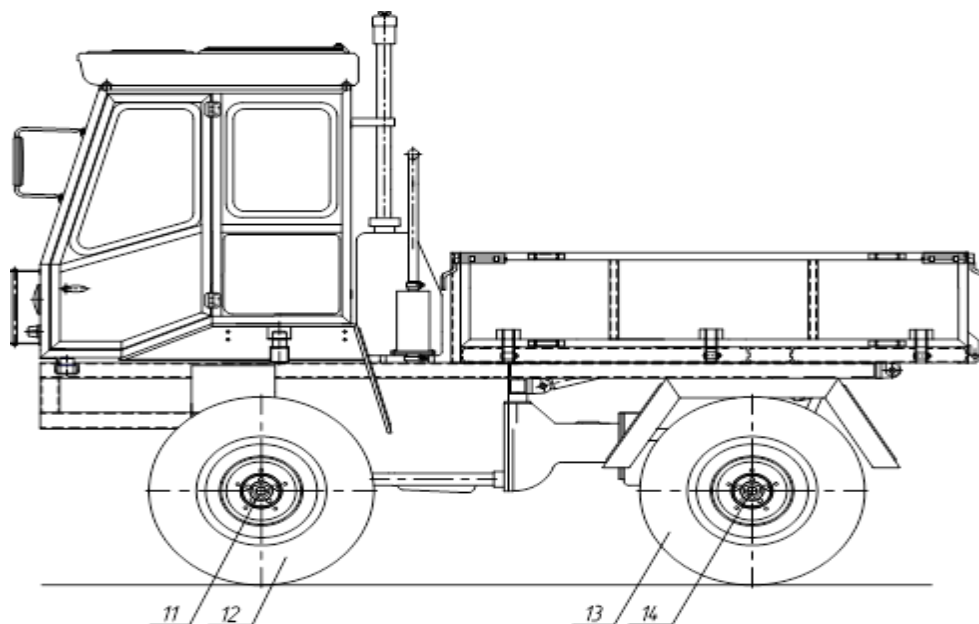


Рисунок 6.10 – Колесный вариант проектируемого многоцелевого транспортного средства

Принятая компоновка колесного варианта транспортного средства – переднее расположение кабины и четыре ведущих колеса одинакового размера – позволяет дополнить несущую систему машины двумя лонжеронами между мостами и пространственной фермой впереди под кабиной. При таком решении конструктивной компоновки без существенного изменения способов крепления с транспортным средством могут работать многие выпускаемые сельхозмашины и орудия [83].

Кабина машины вынесена вперед, что позволяет разместить за ней грузовую платформу объемом один кубический метр и грузоподъемностью 1,5 тонны. Для перевозки грузов с малым удельным весом предусматриваются устройства для наращивания бортов в условиях эксплуатации.

Гусеничный движитель состоит из упругой подвески, ведущих и направляющих колес, которые подняты над опорной поверхностью.

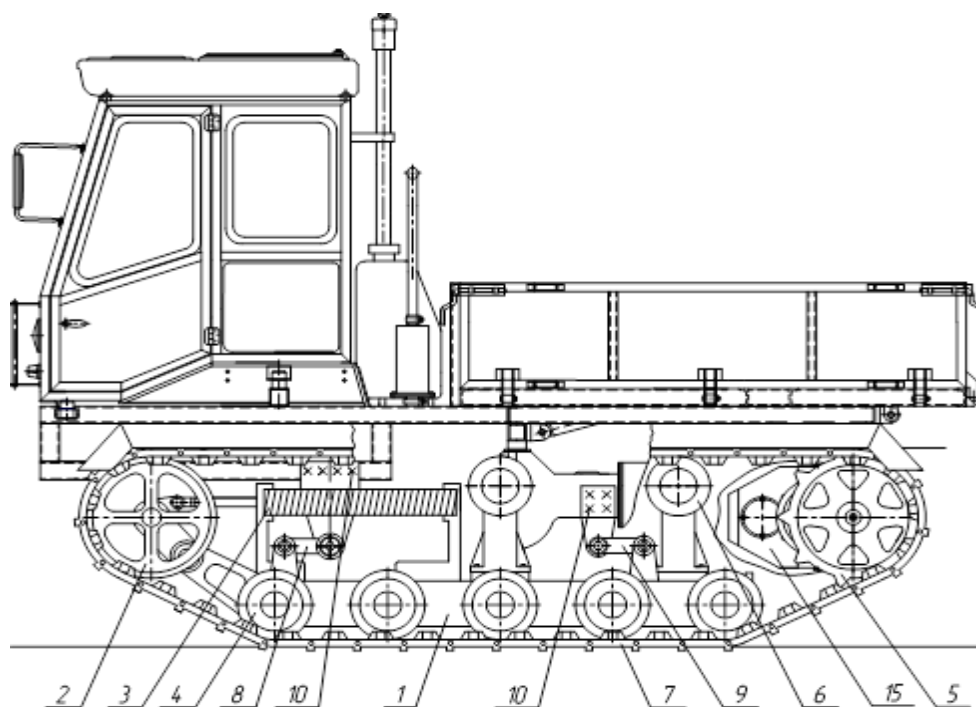


Рисунок 6.11 – Гусеничный вариант проектируемого многоцелевого транспортного средства

Сменный гусеничный движитель тягово-транспортной машины, устанавливаемый с его обеих сторон, включает подрессоренную гусеничную тележку 1, направляющее колесо 2 с механизмом натяжения 3, опорные катки 4, ведущее колесо 5, поддерживающие

ролики 6, гусеничную ленту 7, переднюю 8 и заднюю 9 телескопические подвески с торсионами, которые соединяют гусеничную тележку с транспортным средством с помощью кронштейнов 10.

Установка сменного гусеничного движителя на транспортное средство происходит следующим образом.

Снимается передний мост 11 с передними колесами 12 и задние ведущие колеса 13. На выходной вал 14 бортовых передач 15, закрепленных на корпусе заднего моста, устанавливают ведущую звездочку 5. Транспортное средство устанавливают на передние 8 и задние 9 поперечные упругие торсионы до совпадения отверстий кронштейнов 10 с отверстиями на корпусе транспортного средства и скрепляют их между собой. После этого устанавливают гусеничную ленту 7, производят их натяжение с помощью механизма гидравлического натяжения 3. Гусеничные ленты выполнены резиноармированными, представляющие собой монолитные конструкции, армированные стальными тросами, завулканизированными в кордовую резиновую ленту.

Поворот транспортного средства осуществляется из кабины посредством рулевого управления, гидравлическая система которого взаимодействует с бортовыми фрикционами заднего моста.

Переход транспортного средства с гусеничного движителя на колесный происходит в обратном порядке.

На основе методологии и теории описания процессов взаимодействия движителей колесных и гусеничных машин с опорным основанием с учетом реологических свойств его материала предложена конструкция экологически безопасного многоцелевого транспортного средства, объединяющего в себе положительные качества колесных и гусеничных машин, и обладающего более широкими функциональными возможностями. Особенностью конструкции предлагаемого многоцелевого транспортного средства является использование сменного колесно-гусеничного движителя. Транспортное средство со сменным колесно-гусеничным движителем имеют два движителя, но используется только один из них в зависимости от условий работы.

Использование резиноармированной гусеницы позволяет транспортному средству выполнять работы на асфальтовом и бетонном покрытиях с более высокими скоростями без их разрушения, а также оказывать меньшее на 25-30% по сравнению с металлическими гусеницами при одинаковой ширине уплотняющее воздействие на почву [18, 73, 74].

Как легкий тягач или специальная машина данное транспортное средство может работать в карьерах, в системе коммунального хозяйства, на отгонных пастбищах, в геологоразведке.

6.2 Техническое задание на разработку машины внутризаводского транспорта

В тракторостроении еще сохраняется классическая компоновка трактора (переднее расположение двигателя; размещение оператора в зоне задних колес), которая значительно ограничивает его возможности при проведении работ, не обеспечивает необходимую обзорность рабочей зоны.

В последние годы во многих странах ведется поиск новых более рациональных форм и компоновок тракторов.

На основе анализа существующих конструкции тяговых машин и проведенного патентного обзора была выбрана компоновка многоцелевого транспортного средства, объединяющего в себе положительные качества пропашного трактора и самоходного шасси, обладающего более широкими функциональными возможностями для обеспечения потребностей крестьянских и фермерских хозяйств в тягово-транспортной машине.

Кроме того, на конструкцию многоцелевого транспортного средства получен патент на полезную модель [83].

В настоящее время в сельскохозяйственной отрасли применяются универсально-пропашные колесные тракторы МТЗ-80/82, МТЗ-100/102, Т-40, Т-30 и их модификации. Все эти тракторы могут выполнять транспортные работы только в агрегате с прицепами и для перевозки мелких грузов использовать их невыгодно, так как расходуется лишнее топливо и повышается себестоимость продукции. Совмещение тяговых и транспортных функций в одной машине позволит фермерам и предприятиям других отраслей снизить капитальные затраты на приобретение техники такого класса. Использование жесменного колесно-гусеничного движителя позволит расширить функциональные возможности многоцелевого транспортного средства.

Технические характеристики разрабатываемого многоцелевого транспортного средства и универсально-пропашных тракторов тяговых классов 0,6-1,4 т.с. приведены в таблице 6.1.

Техническая характеристика тягово-транспортных средств тяговых классов 0,6; 0,9; 1,4

Наименование показателей	Марка трактора				
	МТС-09	ВТЗ-30СШ	ВТЗ-2048А	МТЗ-80	ЛТЗ-55А
1. Тип транспортного средства	Многоцелевое транспортное средство	Самоходное шасси	Колесный универсально-пропашной		
2. Тяговый класс	0,9	0,6	0,9	1,4	0,9
3. Габаритные размеры, мм:					
- длина	3575	4205	3470	3815	3920
- ширина	1600	1630	1660	1970	1710...2170
- высота	2552	2570	2540	2470	2600
4. Продольная база, мм	2085	2500	2086	2370	2250
5. Колея, мм:					
- передних колес	1372...1572	1324...1424	1322...1522	1200...1800	1375...1840
- задних колес	1300...1560	1314...1484	1210...1484	1350...1800	1375...1840
6. Дорожный просвет	345	380	345	470	500
7. Эксплуатационная масса, кг					
- без груза	2700	2440	2600	3300	3075
- с грузом на платформе	4200	3440	-	-	-
Наименование показателей	Марка трактора				
	Т-09	ВТЗ-30СШ	ВТЗ-2048А	МТЗ-80	ЛТЗ-55А

8. Двигатель	Д-130, 3-х цилиндровый, 4-х тактный дизель воздушного охлаждения	Д-120, 2-х цилиндровый, 4-х тактный дизель воздушного охлаждения	Д-130, 3-х цилиндровый, 4-х тактный дизель воздушного охлаждения	Д-240, 4-х цилиндровый, 4-х тактный дизель воздушного охлаждения	Д-144, 4-х цилиндровый, 4-х тактный дизель воздушного охлаждения
9.Эксплуатационная мощность, кВт (л.с.)	33,1 (45)	22,1 (30)	33,1 (45)	58,8 (80)	39,0 (53)
10. Частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин	2000	1800	2000	2200	1800
11. Удельный расход топлива, г/кВт ·ч	241 (177)	245 (180)	241 (177)	250 (184)	245 (180)
12. Число передач: - переднего хода - заднего хода	8 6	8 8	8 8	9х2 4	8 1
13. Диапазон скоростей, км/ч	1,59...25,0	1,52...23,86	1,52...23,86	1,89...33,38	1,82...30,0
14. Диапазон тяговых усилий, развиваемых двигателем, кгс: - на стерне - на асфальте	6650...120 6920...390	4550...16 4800...265	6980...150 7260...430	6410...300 -	6574...52 6888...366
Наименование показателей	Марка трактора				
	T-09	BT3-30CШ	BT3-2048A	MT3-80	ЛТ3-55А

15. Максимальное тяговое усилие по усилению ведущих колес с поверхностью пути, кгс					
а) без груза на платформе:					
- на стерне	1566	1415	1508	1914	1783
- на асфальте	2111	1906	2049	2580	2404
б) с грузом на платформе:					
- на стерне	2436	1995	-	-	-
- на асфальте	3284	2690	-	-	-
16. Габаритные размеры грузовой платформы, мм:					
- длина	1450	2100	-	-	-
- ширина	1420	1450	-	-	-
- высота	485	365	-	-	-
17. Масса перевозимого груза на платформе, кг	1500	1000	-	-	-
18. Производительность при выполнении транспортной работы, т·км/ч:	без прицепа	без прицепа	с прицепом 1ПТС-2	с прицепом 1ПТС-3	с прицепом 1ПТС-2
- на асфальтовой дороге	37,5	23,86	47,7	100,1	60,0
- на поле	12	6	15,3	21,7	16,4
Наименование показателей	Марка трактора				
	T-09	BT3-30CШ	BT3-2048A	MT3-80	LT3-55A

19. Удельная производительность на тонну массы тракторного агрегата без груза, $\frac{m_r \cdot \text{км/ч}}{m_a}$; - на асфальтовой дороге - на поле	13,9 4,4	9,8 2,4	9,0 2,9	13,8 3,0	10,4 2,8
20. Вал отбора мощности: - тип - число оборотов в минуту	независимый 540	независимый 540	независимый 540	независимый 548/1013	независимый 540
21. Рулевое управление	гидрообъемное	гидрообъемное	гидрообъемное	механическое с гидро- усилителем	гидрообъемное
22. Гидроподъемность навесной системы, кгс	1000	1000	1000	2000	1500
23. Размер шин, мм - передних колес - задних колес	260-508 260-508	170-406 240-813	200-508 240-813	200-508 330-965	200-508 420-762

ВТЗ-2048А - модернизированная модель трактора Т-30
ЛТЗ-55А - модернизированная модель трактора Т-40

7 Технический проект транспортного средства

Технический проект предусматривает разработку комплекса конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения по разрабатываемой машине. В техническом проекте оцениваются соответствие проекта требованиям технического задания и степень сложности изготовления, приводятся правила эксплуатации и ремонта машины.

При разработке технического проекта осуществляются работы по разработке конструкций машины и ее основных составных частей, расчеты, анализ технологичности конструкции, мероприятия по обеспечению заданного технического уровня, стандартизация и унификации, проверка патентной чистоты и т.п.

Технический проект многоцелевого транспортного средства разработан в соответствии с утвержденным техническим заданием.

7.1 Назначение и область применения транспортного средства

Принятая компоновка тягово-транспортного средства – переднее расположение кабины и четыре ведущих колеса одинакового размера – позволяет дополнить несущую систему тягово-транспортного средства двумя лонжеронами между мостами и пространственной фермой впереди под кабиной. При таком решении конструктивной компоновки без существенного изменения способов крепления с трактором могут работать многие выпускаемые сельскохозяйственные машины и орудия, с помощью которых можно выполнять пахоту, боронование, культивацию, посев с одновременным внесением удобрений, междурядную обработку овощных культур, опрыскивание растений, кошение трав, скирдование и др. Кроме этого, принцип фронтальной навески открывает пути для создания новых прогрессивных конструкций сельскохозяйственных орудий, грузоподъемного и другого оборудования для выполнения вспомогательных работ в промышленности и транспорте.

Преимущество выбранного направления состоит в расширении функциональных возможностей тяговой машины, придания ей новых функций, особенно транспортной, что значительно увеличит время работы транспортного средства в течение года и обеспечит с меньшими капитальными затратами выполнение комплекса сельскохозяйственных и транспортных работ (одномногоцелевое транспортное средство заменит аналогичный по мощности трактор

классической компоновки плюс малотоннажный автомобиль или самоходное шасси).

7.2 Техническая характеристика

1	Тяговый класс	0,9
2	Номинальное тяговое усилие, кН(тс)	9 (0,9)
3	Наибольшая тяговая мощность кВт (л.с.) при $N=33,1$ кВт (45 л.с.)	21,5 (29)
4	Удельный тяговый расход топлива при наибольшей тяговой мощности, г/кВт м	680 (500)
5	Скорости движения трактора (при номинальной чистоте вращения вала двигателя и отсутствии буксования колес), м/с (км/ч):	
	- вперед и назад	1,3...7,0(4,7...25)
	- замедленные передачи (только вперед)	1-я - 0,42 (1,52) 2-я - 0,70 (2,52)
6	Эксплуатационная масса, кг	
	- без груза	2700
	- с грузом	4200
7	Габаритные размеры, мм:	
	- длина (без навесного оборудования)	4000
	- ширина	1680
	- высота	2570
8	Габаритные размеры грузовой платформы, мм:	
	- длина	2000
	- ширина	1680
	- высота (без наставных бортов)	500
9	Колея, мм:	
	- передних колес	1520
	- задних колес	1520
10	Продольная база, мм	2120
11	Наименьший радиус поворота с подтормаживанием внутреннего колеса, м	2,6
12	Дорожный просвет, мм	345
13	Ёмкость топливного бака по ГОСТ19677-87, л	100

14	Максимальный угол подъема на сухом задернованном грунте по ГОСТ19677-87, град:	
	- без прицепа	30 ⁰
	- с прицепом номинальной массой 3000 кг	20 ⁰
15	Удельная суммарная трудоёмкость технического обслуживания, чел-ч/мото-ч	0,03 max
16	Коэффициент готовности (по оперативному времени)	0.97
17	Коэффициент технического использования	0.93
18	Тип и марка двигателя	Четырехтактный дизель воздушного охлаждения типа Д-130 (ВТЗ)
19	Число и расположение	3-хрядное, вертикальное
20	Частота вращения коленчатого вала, об/мин	2000
21	Эксплуатационная мощность, кВт (л.с.)	33,1 (45)
22	Удельный расход топлива, г/кВт*ч (г/л.с.*ч)	241 (177)
23	Коэффициент запаса крутящего момента по ГОСТ 18509-88, %	15 не менее
24	Относительный расход масла на угар в % к расходу топлива по ГОСТ 20000-88 3125	0,4 не более
25	Допустимые углы наклона при работе двигателя по ГОСТ 20000-88, град:	
	- продольный	30 ⁰ не менее
	- поперечный	20 ⁰ не менее
26	Удельная масса по ГОСТ 20000-88, кг/кВт (кг/л.с.)	8 (5,9)
27	Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	105, 120
28	Рабочий объем цилиндров, л	3,12
29	Конструктивная масса, кг	283
30	Максимальные габаритные размеры, мм:	
	- длина	772
	- ширина	672

7.3 Описание и обоснование конструкции составных частей транспортного средства

7.3.1 На транспортном средстве предусматривается установка трехцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя воздушного охлаждения типа Д-130 Владимирского тракторного завода. В дальнейшем возможна установка четырехцилиндрового двигателя большей мощности.

7.3.2 Трансмиссия транспортного средства унифицирована с трактором ВТЗ-2048А и отличается увеличенным межцентровым расстоянием цилиндрических редукторов конечных передач. Это обусловлено необходимостью обеспечить дорожный просвет в связи с установкой ведущих колес меньшего диаметра. Также уменьшено передаточное число конечных передач.

7.3.3 Изменяется несущая система транспортного средства. Увеличена длина полурамы для установки двигателя, установлены два лонжерона между мостами и пространственная ферма впереди двигателя для крепления рабочего оборудования, которая одновременно служит основанием кабины.

7.3.4 Ходовая система колесного варианта многоцелевого транспортного средства выполнена с четырьмя ведущими колесами одного размера.

7.3.5 Передний ведущий мост с самоблокирующимся дифференциалом и колесными редукторами, выполняющими роль шарниров равных угловых скоростей. Мост поддрессорен и соединен с брусом полурамы двумя трубчатыми осями.

7.3.6 Ходовая система гусеничного варианта многоцелевого транспортного средства представляет собой поддрессоренную тележку с закрепленными на ней опорными катками, направляющим колесом с механизмом сдвигания, резиновой гусеницей.

7.3.7 Гидросистема раздельно-агрегатная предусматривает управление тремя приводами навесного оборудования или прицепными орудиями. Рабочее давление гидросистемы 16 МПа.

7.3.8 Кабина тягово-транспортного средства каркасного типа с оборудованием, обеспечивающим выполнение требований ГОСТ 12.2.019-86 по технике безопасности и условиям труда на тракторе.

7.3.9 В связи с установкой кабины впереди транспортного средства изменено управление направляющими колесами, двигателем, коробкой передач и тормозами.

7.3.10 Тягово-сцепное устройство и механизм навески. Прицепная вилка устанавливается на тяги заднего механизма навески и ее положение по высоте управляется из кабины. По заявке потребителей может устанавливаться передний механизм навески или фронтальный челюстной подъемник.

7.3.11 Электрооборудование транспортного средства постоянного тока выполнено по однопроводной системе напряжением 12 В. Запуск двигателя осуществляется стартером мощностью 3,3 кВт от двух аккумуляторных батарей напряжением 6 В и емкостью 215 А ч, которые соединены последовательно. На транспортном средстве установлены оборудование, контрольные, осветительные и сигнальные приборы с учетом требований ГОСТ 12.2.019-86 и Правилами дорожного движения. Для обеспечения надежной работы указанного оборудования и приборов на двигателе установлен генератор переменного тока с интегральным регулятором напряжения мощностью 600 Вт. Все приборы и агрегаты электрооборудования унифицированы с колесными тракторами ВТЗ, ЛТЗ, МТЗ.

7.3.12 Конструкция тягово-транспортного средства будет обеспечивать нормальную его эксплуатацию в районах с умеренным климатом от + 40 до – 40°С.

7.3.13 Требования к транспортировке и хранению. На кабине транспортного средства и в инструкции по эксплуатации приведена схема захвата транспортного средства тросами. В инструкции по эксплуатации также будут даны рекомендации по хранению и консервации транспортного средства в соответствии с ГОСТ 7751-85 и ГОСТ 9.014-78.

7.3.14 Годовой экономический эффект, рассчитанный при годовой потребности 1000,0 транспортных средств и цене транспортного средства 3,0 млн. тенге составляет 668,0 тысяч тенге на одно транспортное средство. Произведен также расчет производительности транспортного средства при выполнении транспортных работ в сравнении с другими тракторами. Объем перевозок грузов транспортным средством МТС-09 выше самоходного шасси ВТЗ-30СШ и приближается к тракторам ВТЗ-2048А и ЛТЗ-55 с прицепами 1ПТС-2, а удельная производительность на тонну массы тракторного агрегата равна удельной производительности трактора МТЗ-80 с прицепом 1ПТС-3 на асфальте и выше остальных тракторов как на асфальтовой дороге, так и в полевых условиях.

7.3.15 По данным Министерства сельского хозяйства Республики Казахстан парк тракторов страны составляет 123,0 тыс. штук. Более 20% составляют колесные тракторы класса 0,6 - 0,9 т. типа Т-40 и Т-25. Средний возраст тракторов составляет 13-14 лет при нормативном сроке эксплуатации 8 лет, а изношенность - более 70% и требует полной замены.

С учетом этого динамика спроса на многоцелевое транспортное средство будет расти по восходящей из года в год.

На основании приведенных данных можно планировать, что в ближайшие годы замена изношенных тракторов класса 0,6-0,9 т. будет доведена до 10% и более от их количества в тракторном парке или более 2,0 тыс. штук, в год, а потребность в разрабатываемом многоцелевом транспортном средстве МТС-09 может достигнуть более 1000,0 штук в год.

Фактическая потребность тягово-транспортных средств данного класса будет определена после изготовления опытных образцов, проведения испытаний и их презентации на сельскохозяйственных выставках.

Учитывая, что компоновка проектируемого многоцелевого транспортного средства соответствует направлению работ ряда зарубежных фирм по созданию универсальных тягово-транспортных средств и изменениям в структуре сельскохозяйственных предприятий страны, потребность в многоцелевом транспортном средстве может достигнуть трех тысяч штук в год.

8 Испытание транспортного средства

8.1 Программа и план испытаний

Экспериментальные исследования влияния конструктивных параметров тягово-транспортной машины на ее эксплуатационные качества требуют больших затрат ресурсов, времени и средств [84, 85, 86]. Это особенно значимо в настоящее время в условиях, когда средства на НИОКР весьма ограничены.

С целью снижения материальных, временных и ресурсных затрат на проведение экспериментальных исследований и получения данных для математического моделирования взаимодействия гусеничного движителя с грунтом предлагается использовать методы физического моделирования [87]. При физическом моделировании грунт оставляют натурным, а машину заменяют моделью, которая имитирует воздействие натурной машины на грунт. При этом происходит изменение масштабов, но сохраняется природа явления. Качественные и количественные связи подобных явлений устанавливаются в виде критериальных соотношений [88].

Испытание на моделях позволяют так же, как и на реальных машинах, выявить качественную сторону даже столь сложных процессов, как взаимодействие движителей с опорной поверхностью. Ряд общих закономерностей может быть установлен на модели более строго, чем на реальной машине, поскольку здесь, проще исключить влияние случайных факторов. Кроме того, при физическом моделировании появляется возможность абстрагировать исследования от изменения почвенно-климатических условий.

Программа исследования была разработана в соответствии с поставленными задачами и на основании рекомендаций литературы по планированию экспериментов [89, 90, 91], которая содержала следующие этапы:

- 1) Обоснование и выбор принципа подобия при моделировании;
- 2) Разработка методики экспериментального исследования;
- 3) Подготовка объектов исследования и оборудования для проведения экспериментов;
- 4) Проведение лабораторных экспериментов;
- 5) Обработка экспериментальных данных.

План испытания включает в себя следующие этапы:

- 1) Определение физико-механических свойств грунтов, на которых происходит эксперимент;
- 2) Определение показателей, характеризующих опорную проходимость тягово-транспортной машины, с целью изучения

процесса взаимодействия гусеничного движителя с опорным основанием.

В ходе эксперимента, в режиме реального времени, производились замеры длины наката и глубины колеи. Для исключения влияния ошибок все опыты проводились с десятикратной повторностью на грунтах с однородными физико-механическими свойствами по глубине.

8.2 Обоснование и выбор принципа подобия при моделировании

При моделировании каких-либо процессов в технике устанавливаются условия подобия, которые должны соблюдаться в опытах с моделями, и выделяются характерные параметры, определяющие основные режимы процессов [92].

В конкретном случае моделирования ходовой части гусеничной машины характерными параметрами, определяющими основные режимы процессов, являются коэффициент сопротивления качению и коэффициент сцепления. При моделировании необходимо чтобы эти параметры соответствовали натурным значениям или были близки к ним.

Из самой постановки задачи исследования на механической модели для нас представляет интерес рассмотрение двух принципов подобия: подобие из условия равенства плотностей и подобие из условия равенства удельных давлений.

Главное условие подобия модели и натурального процесса воздействия гусеничного движителя на грунт – равенство напряжений в любой точке массива под моделью и в подобных же точках грунта под натурным движителем. Тогда главным критерием подобия модели и натуры при моделировании процесса взаимодействия движителя с грунтом является отношение [36]

$$\frac{\sigma_z^H}{\sigma_z^M} = 1, \quad (8.1)$$

где σ_z^H , σ_z^M – напряжения в одноименных точках слоя грунта, сжимаемого соответственно натурой и моделью.

Напряжение в грунте для различных по глубине точек могут быть определены по формуле

$$\sigma_z = K_0 \cdot p_{cp}, \quad (8.2)$$

где p_{cp} – среднее удельное давление движителя на грунт;

K_0 – коэффициент, значение которого определяется по рисунку 8.1.

Здесь по оси абсцисс отложено значение коэффициента K_0 , по оси ординат – значение относительной глубины погружения, которая определяется по формуле

$$h = \frac{z}{b}, \quad (8.3)$$

где z – ордината точки грунта;

b – ширина гусеницы.

Коэффициент K_0 зависит от отношения длины опорной поверхности L к ширине гусеницы b , кривые которых представлены на рисунке 8.1.

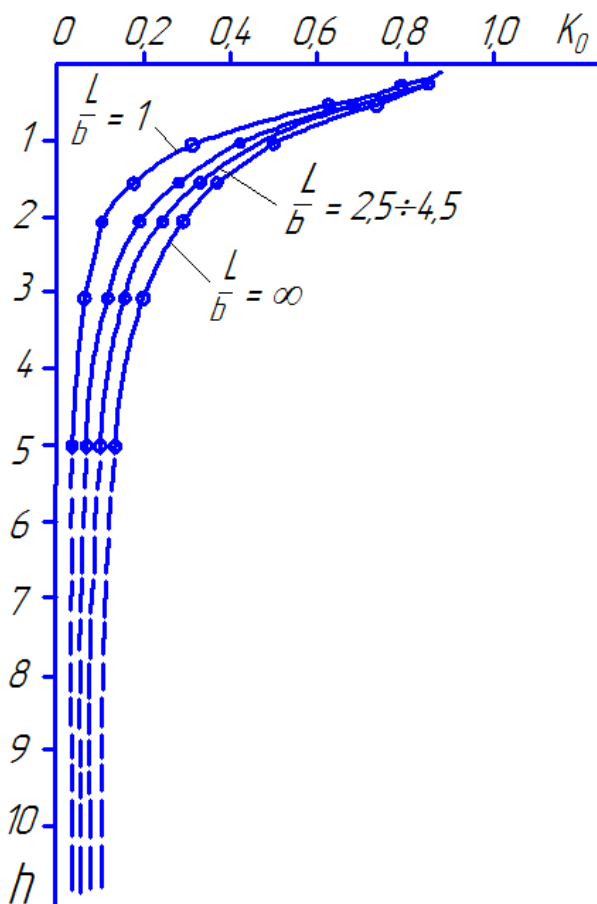


Рисунок 8.1 – График зависимости коэффициента K_0 от отношения L/b

Анализ этих кривых показал, что при увеличении отношения L/b кривая перемещается вправо в сторону повышения коэффициента K_0 при том же значении относительной глубины грунта. С увеличением относительной глубины грунта кривая асимптотически приближается к нулю (пунктиром изображено примерное расположение этих кривых при относительной глубине больше пяти). Чем меньше площадь загрузки, тем при той же интенсивности внешней нагрузки (удельном давлении) на меньшую глубину передается давление, что в какой-то мере скажется на снижении осадки [93].

Осадкой машины принято называть величину прессования грунта, которая зависит от конструктивных параметров гусеничного движителя и удельного давления.

В работе [94], используя метод А.С. Антонова [95], был произведен расчет осадки натурной и модели ряда гусеничных тракторов из условия равенства плотностей и равенства удельных давлений, а также при среднем давлении.

Анализ результатов расчета показал, что условию пропорциональности осадки модели по отношению к натуре наиболее полно отвечает осадка, полученная при среднем удельном давлении модели между равенством плотностей и равенством удельных давлений модели и натурной. При этом масса модели определяется из выражения

$$m_m = \frac{M+1}{3M^3} \cdot m_n, \quad (8.4)$$

где m_n – масса натурной машины;

M – масштаб моделирования, $M=5$.

Среднее удельное давление модели находится по формуле [7]

$$p_m = \frac{M+1}{2M} \cdot q_n, \quad (8.5)$$

где q_n – удельное давление натурной машины.

При пропорциональности осадок модели и натурной подобие скорости определяется по следующему выражению

$$v_m = \sqrt{\frac{2}{M(M+1)}} \cdot v_n, \quad (8.6)$$

где v_n – скорость натурной машины. При $M=5$ $v_m = 0,26 \cdot v_n$.

Критерии, определяющие приближенное подобие процесса взаимодействия движителя с грунтом, имеет вид [91]

$$P_v = \frac{v^2}{gl}; \quad P_{сп} = \frac{C_{пр} l}{m}; \quad P_{\varphi_{сц}} = \varphi_{сц}; \quad P_f = f, \quad (8.7)$$

где v – скорость протекание процесса;

g – ускорение свободного падения;

l – определяющий линейный размер системы;

$C_{пр}$ – приведенная жесткость системы;

m – масса системы;

$\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления;

f – коэффициент сопротивления качению.

Для дополнительного контроля подобия системы, рассмотренные критерии могут быть при необходимости дополнены критериями, которые при геометрическом подобии системы следуют из соблюдения рассмотренных определяющих критериев подобия [96]

$$P_D = D; \quad P_\delta = \delta; \quad P_{k_{сц}} = k_{сц}; \quad P_{\eta_m} = \eta_m; \quad P_{k_m} = k_m, \quad (8.8)$$

где D – относительная тяга на крюке;

δ – коэффициент буксование;

$k_{сц}$ – коэффициент распределения сцепного веса;

η_m – механический КПД системы;

k_m – коэффициент приведения массы.

Условия подобия, вытекающие из критериев $P_{\varphi_{сц}}$ и P_f , следует рассматривать как необходимые. Сами же критерии $P_{\varphi_{сц}}$ и P_f рассматриваются как обобщенные.

8.3 Методика проведения испытаний

Для проведения экспериментальных исследований использовался метод разгона-наката модели ходовой системы на горизонтальной поверхности, обеспечивающий получение сравнительных данных на твердых и мягких грунтах [97]. Сущность метода заключается в сообщении модели точно определенного количества энергии, которая

обеспечивает разгон модели до скорости v . Затем эта скорость гасится за счет потерь в движителе при накате (выбеге).

Данный метод позволяет проводить испытания на перекачивание универсальной несамоходной модели, обеспечивая достаточную точность замеров и возможность сравнения различных вариантов моделей в одних параметрах массы и базы.

Обеспечение чистоты опытов достигается проведением экспериментов на почве с однородными физико-механическими свойствами по глубине.

8.3.1 Определение физико-механических свойств грунта. Эксперимент проводился на песке, суглинке и ровной твердой площадке, в качестве которой использовалась бетонная дорожка. Перед началом эксперимента для каждого грунта определялись объемный вес, влажность, структурный состав и его прочностные характеристики.

Для определения объемного веса грунта была изготовлена специальное приспособление Литвинова [51], при помощи которой в слое грунта глубиной до 20 см отбирался образец определенного объема $V = 50 \text{ см}^3$. Грунт, находящийся в гильзе прибора 2, обрезалась по торцам и выталкивалась в боксу 3 выталкивателем 1.

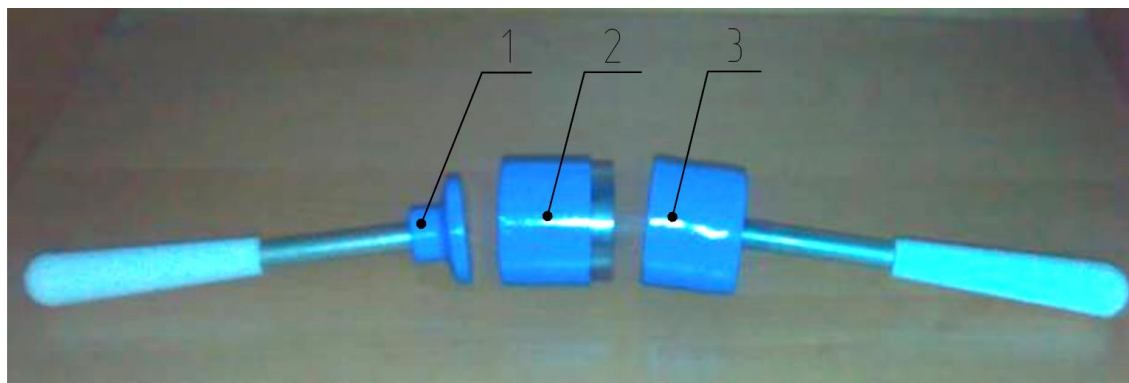


Рисунок 8.2 – Приспособление для определения объемного веса грунта

Объемный вес грунта определяли по формуле

$$\gamma = \frac{G_{\text{гр}}}{V}, \quad (8.9)$$

где $G_{\text{гр}}$ – масса образца грунта;

V – объем образца грунта.

Для определения влажности грунта не менее чем в трех местах опытного участка на глубине 10, 15, 20 см отбиралась почва массой 30-40 г, которую сначала взвешивали и затем высушивали в сушильном шкафу при температуре 105-110 °С в течение 8 часов [98]. Отбор проб для определения влажности грунта проводился буром с навинчивающимися цилиндрами. Объем цилиндров 200 см³. Влажность грунта определяли по формуле

$$W = \frac{G_{\text{гр}} - G_0}{G_0}, \quad (8.10)$$

где G_0 – масса высушенного образца грунта.

Структурный состав грунта определяли ситовым методом [99]. Для этого методом квартования с целью проведения анализа отбиралась и взвешивалась средняя проба грунта. Взвешенную пробу просеивали сквозь набор сит с поддоном. Размер отверстий – 10; 5; 2; 1; 0,5; 0,25 мм. Фракции грунта, задержавшиеся после просеивания на каждом сите и прошедшие в поддон, переносились в заранее взвешенные стаканчики и взвешивались. Содержание в почве каждой фракции определяли по формуле

$$A = \frac{G_{\text{гр}}}{G_1} \cdot 100\%, \quad (8.11)$$

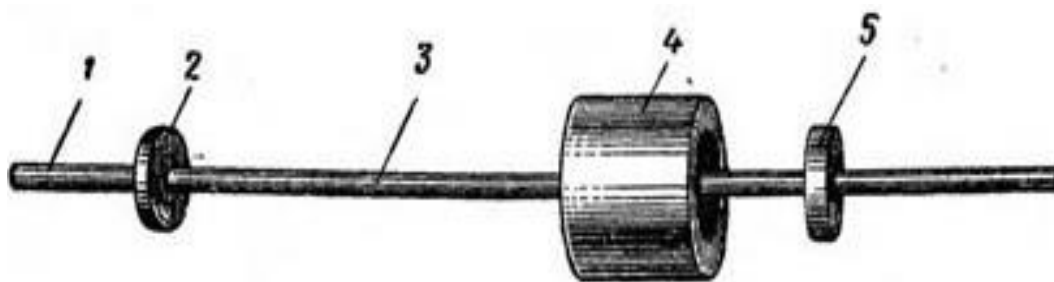
где $G_{\text{гр}}$ – масса данной фракции грунта;

G_1 – масса средней пробы грунта, взятой для анализа.

Комплект приборов и инструментов отбора проб для определения объемного веса, влажности, структурного состава грунта, включало не менее десяти пронумерованных цилиндров объемом 200 см³, 50 штук пронумерованных алюминиевых стаканчиков объемом 100 см³ и колонку, имеющую набор сит с размером отверстий 10; 5; 2; 1; 0,5; 0,25 мм.

Для определения прочностных характеристик грунта использовался экспресс-метод, разработанный в МАДИ А.Н. Зелениным и В.Б. Горовицем [100], И.И. Зайдельманом [101], с использованием динамического твердомера – ударника ДорНИИ.

Ударник ДорНИИ (рисунок 6.3) представляет собой простейший прибор по типу забиваемого стержня. Стержень погружается в грунт под действием ударов падающей гири. Масса гири 2,5 кг, высота ее падения 400 мм, площадь сечения стержня 1 см², глубина погружения 100 мм.



1-рукоятка; 2-верхний венчик; 3-стержень; 4-гиря; 5-нижний венчик.

Рисунок 8.3 – Ударник ДорНИИ

При использовании этого метода определяют число ударов динамического твердомера ДорНИИ, а основные параметры почвы C_0 , ρ , E_0 вычисляется по номограммам, построенным М.И. Ляско [15] для почвенных условий, в которых проводятся тяговые испытания машин.

Порядок определения величин C_0 , ρ , E_0 следующий:

1) По вычисленной величине влажности почвы W определяют число пластичности $W_{\pi} = W - 8$;

2) Для вычисленного W_{π} и данного числа ударов $C_{уд}$ по рисунку 8.4 определяют показатель консистенции B_k и сцепление грунта C_0 ;

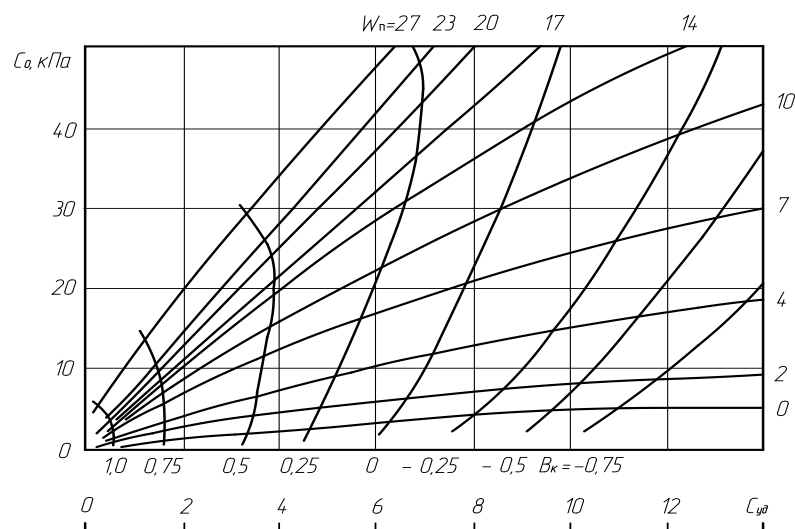


Рисунок 8.4 – Номограмма для определения C_0 и показателя консистенции B_k

3) Для данного числа ударов $C_{уд}$ и показателя консистенции B_k по рисунку 8.5 определяют угол внутреннего трения грунта ρ ;

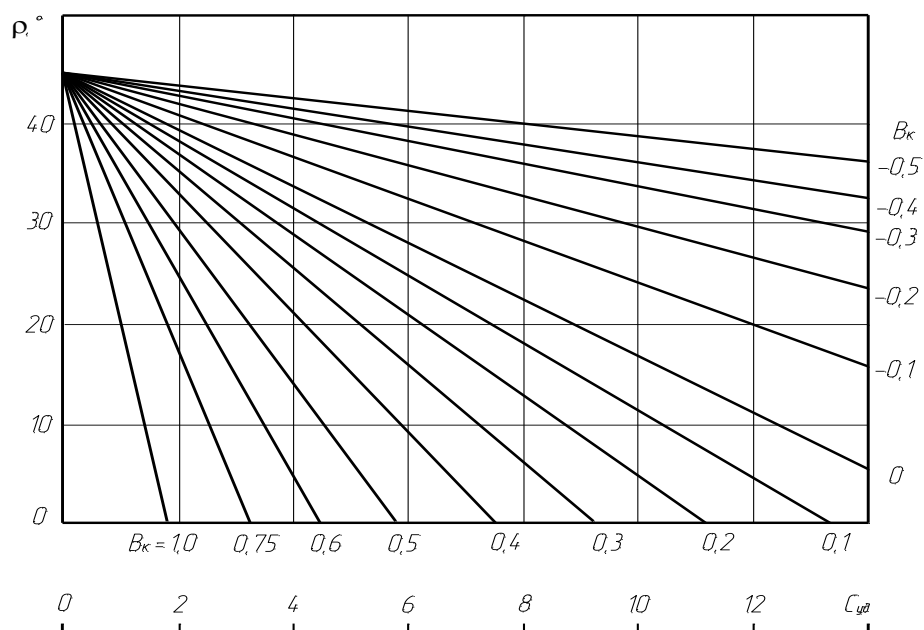


Рисунок 8.5 – Номограмма для определения ρ

4) Для найденных значений C_0 и ρ по рисунку 6.6 определяют модуль деформации грунта E_0 .

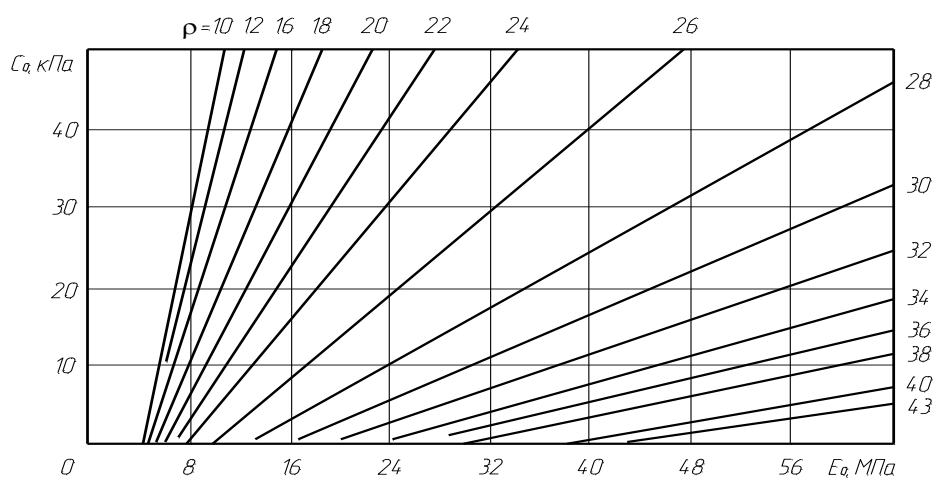


Рисунок 8.6 – Номограмма для определения E_0

8.4 Последовательность проведения эксперимента

Перед проведением эксперимента в грунтовом канале проводились замеры прочностных характеристик грунта и брались пробы на объемный вес, влажность и структурный состав. Постоянство грунтовых условий контролировалось показаниями плотномера.

Модель ходовой части устанавливали в исходное положение, при этом подбирав необходимый тип подвески, количество и размеры опорных катков, а также координаты центра тяжести.

Затем предварительно обеспечивали разгон модели и проводили необходимые замеры.

После прохода измерялась глубина колеи и твердость.

Эксперимент проводился по вышеописанным методикам.

Таким образом, в результате эксперимента были получены данные о свойствах грунта, глубины после проходов, скорости движения, силы сопротивления качению и параметров, характеризующих тягово-сцепные свойства.

8.5 Планирование и условия проведения многофакторного эксперимента

С целью получения количественных зависимостей показателей проходимости от эксплуатационных качеств машины был поставлен планируемый эксперимент [102].

На показатели проходимости в той или иной степени влияют большое количество факторов. Согласно предварительным экспериментам и анализу научно-технической литературы были выбраны три переменных факторов, характеризующих эксплуатационные качества машины:

- 1) x_1 – скорость движения, м/с (v);
- 2) x_2 – тяговое усилие, Н (F_k);
- 3) x_3 – глубина колеи, м (h).

По методике, приведенной в [102], был построен комбинированный квадрат для трехфакторного комплекса. Интервалы варьирования факторов выбирались по данным научно-технической литературы и предварительных экспериментов таким образом, чтобы в этих пределах получались монотонные изменения исследуемых показателей проходимости. План трехфакторного эксперимента на двух уровнях приведен в таблице 6.1.

Метод рационального планирования экспериментов сокращает по сравнению с полным экспериментом число необходимых опытов в n^{m-2} раз. Число возможных опытов равен n^m . Для нашего случая, когда $n = 2$, $m = 3$ число опытов при использовании рационального планирования сокращается в 2 раза и становится равным 8.

Структура плана гарантирует статистическую равноценность выборки результатов на каждый уровень каждого фактора.

Таблица 8.1 – План трехфакторного эксперимента

Аргументы						
№ опытов	Уровни варьирования			Значение факторов		
				x_1	x_2	x_3
	Значение 1			0,3	50	0,002
	уровней 2			1,2	100	0,008
	Номера функций			Значения аргументов в опытах		
	y_1	y_2	y_3			
1	0,10	0,30	0,45	0,3	50	0,002
2	0,25	0,40	0,65	0,3	50	0,008
3	0,15	0,45	0,70	0,3	100	0,002
4	0,40	0,55	0,85	0,3	100	0,008
5	0,25	0,70	0,60	1,2	100	0,008
6	0,35	0,65	0,40	1,2	100	0,002
7	0,10	0,40	0,75	1,2	50	0,002
8	0,15	0,50	0,60	1,2	50	0,008

Исследовались следующие показатели проходимости машины:

y_1 – коэффициент сопротивления качению машины;

y_2 – коэффициент сцепления;

y_3 – КПД ходовой системы машины.

Эксперименты на самоходной универсальной модели ходовой части гусеничной тягово-транспортной машины были выполнены на песке, имеющем однородные и стабильные свойства.

8.6 Определение погрешностей измерений

Все способы измерения можно разбить на два класса: измерения прямые, когда данную величину измеряют непосредственно и измерения косвенные или посредственные, когда искомая величина является функцией измеряемых величин [89].

Для оценки величины случайного отклонения измерения существует несколько способов. Наиболее распространена оценка с помощью стандартного или среднего квадратического отклонения.

При прямых измерениях среднее квадратическое отклонение определяется по формуле [89]

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n-1}}, \quad (8.12)$$

где n – число наблюдения;

\bar{x} , x_i – среднее арифметическое и текущее значение измеряемой величины.

Среднее арифметическое значение измеряемой величины определяется по формуле

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} x_i \quad (8.13)$$

При косвенных измерениях правила определения отклонения выводятся с помощью дифференциального исчисления [94]

$$S_\gamma = \sqrt{\frac{\left(\frac{\partial f}{\partial x} \cdot S_x\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot S_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3} \cdot S_{x_3}\right)^2}{n-1}}. \quad (8.14)$$

Коэффициент вариации определяется следующим образом при прямых измерениях

$$W_x = \frac{S_x}{\bar{x}}. \quad (6.15)$$

При косвенных измерениях

$$W_\gamma = \frac{S_\gamma}{\gamma} = \sqrt{\left(\frac{S_{x_1}}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{S_{x_2}}{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{S_{x_3}}{x_3}\right)^2}. \quad (8.16)$$

Среднестатистическая ошибка определяется по формуле [103]

$$\xi_x = \pm \frac{S_x}{\sqrt{n}} = \frac{S_\gamma}{\sqrt{n}}. \quad (8.17)$$

Показатель точности измерений в процентах

$$E = \pm \frac{\xi_x}{\bar{x}} \cdot 100\%.. \quad (8.18)$$

При проведении эксперимента на модели ходовой части гусеничной машины методом разгон-наката производились замеры длины наката и глубины колеи. Измерение длины наката проводилось с десятикратной повторностью и для каждого опыта было снято 20 значений глубины колеи. В результате замеров были получены вариационные ряды, которые обрабатывались методами вариационной статистики.

Для одного из опытов после обработки результатов замеров были получены значения среднего квадратического отклонения длины наката $S_l = 0,144\text{м}$ и глубины колеи $S_h = 5,312\text{мм}$. Среднее арифметическое значение измеряемых величин составили $\bar{x}_l = 0,47\text{м}$ и $\bar{x}_h = 12\text{мм}$ соответственно.

Коэффициент вариации равен

$$W_l = \frac{S_l}{\bar{x}_l} = \frac{0,144}{0,47} = 0,31\text{м}; \quad W_h = \frac{S_h}{\bar{x}_h} = \frac{5,312}{12} = 0,44 \text{ мм}.$$

Среднестатистическая ошибка

$$\xi_l = \pm \frac{S_l}{\sqrt{n}} = \frac{0,144}{\sqrt{10}} = 0,0456\text{м}; \quad \xi_h = \pm \frac{S_h}{\sqrt{n}} = \frac{5,312}{\sqrt{20}} = 0,44\text{мм}.$$

Показатель точности измерений в процентах

$$E_l = \pm \frac{\xi_l}{\bar{x}_l} \cdot 100\% = \frac{0,0456}{0,47} \cdot 100\% \approx 9,7\%;$$

$$E_h = \pm \frac{\xi_h}{\bar{x}_h} \cdot 100\% = \frac{1,188}{12} \cdot 100\% \approx 9,9\%.$$

При таких показателях точности надежность эксперимента можно считать обеспеченной [103].

9 Результаты испытаний

Испытания были проведены в лабораторных условиях на универсальной несамohодной модели ходовой части гусеничной тягово-транспортной машины методом разгона-наката. Сущность его заключается в том, что модель, получая точно определенное количество энергии (используется потенциальная энергия поднятого груза), разгоняется до скорости v . Затем эта скорость гасится за счет потерь в движителе при накате [97].

Все графики, приведенные в данном разделе, построены в пересчете для натурной тягово-транспортной машины массой 40 кН, кроме тех, где требуется изменение массы машины.

Экспериментальные данные были получены для следующих трех видов грунта: песка, суглинка и ровной бетонной дорожки.

Основные характеристики грунтов:

а) песок – объемный вес 16 кН/м^3 , влажность 5%, плотность $1,6 \text{ г/м}^3$, структурный состав: частицы размером 2,0 мм составляли 4%; 1,0 мм составляли 6%; 0,5 мм составляли 17%; 0,25 мм составляли 73%.

б) суглинок – объемный вес 20 кН/м^3 , влажность 15%, плотность $1,5 \text{ г/м}^3$. Суглинок – это глина со значительной примесью песка и пылевидных частиц. Состав суглинка: глина 15%, песок 35%, пылевидные частицы 50%.

в) бетонная дорожка – прямолинейная площадка без уклона. При проведении опытов использовался цементный бетон плотностью $2,0 \text{ г/м}^3$.

Объем исследований на различных грунтах был неодинаков. Наиболее полно исследования были выполнены на песке, имеющем однородные и стабильные свойства. На остальных видах поверхности пути проверялось влияние тех параметров, которые на песке показали наибольшее влияние на показатели опорной проходимости.

Ниже приводятся данные экспериментальных исследований, и путем анализа их получаем подтверждение результатов теоретических исследований.

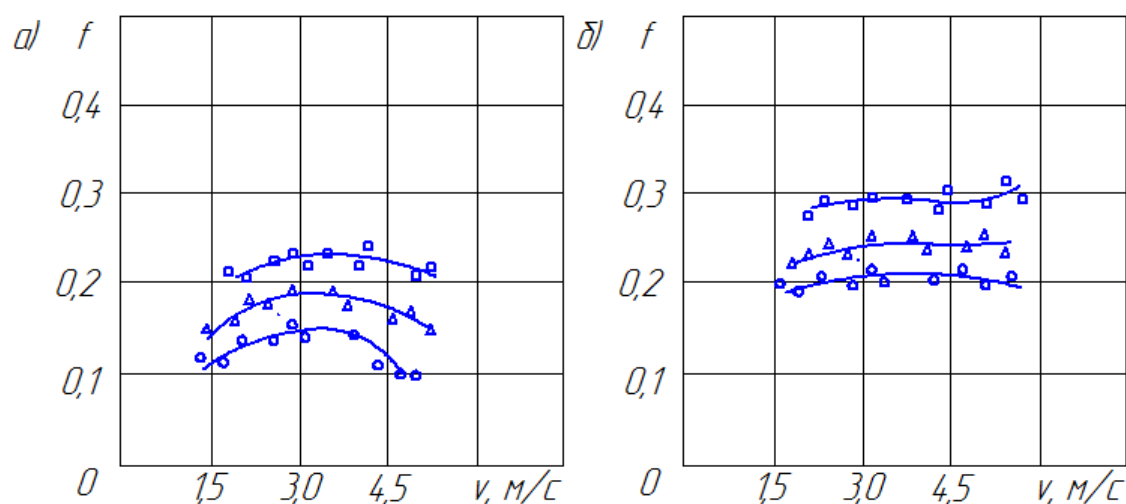
9.1 Влияние типа подрессоривания ходовой системы

Исследованию подвергались 4-, 6- и 8-катковые (на каждый борт) модели массой 64 кг, с упругой балансирной подвеской и блокировкой в жесткую. Продольная база модели – 400 мм (для 4-катковой – 380 мм), что составляет для натуральной машины 2000 мм (для 4-катковой – 1900 мм).

Исследования проводились с целью определения влияния типа подрессоривания ходовой системы на сопротивление качения на ровной твердой площадке, ровном грунте и грунте с волнистым рельефом и с единичной неровностью. В качестве ровной твердой площадки использовалась бетонная дорожка, а в качестве грунта – песок и влажный суглинок.

Подрессоривание ходовой системы в большинстве случаев влияет положительно. Так, на песке, имеющем плотность $1,6 \text{ г/см}^3$ наблюдалось явное преимущество упругой подвески перед жесткой, особенно у 8-катковой модели.

На рисунке 9.1 представлены данные исследований на песке влажностью 5%, где видно влияние больших пиков давления 4- и 6-катковой модели с упругой подвеской по сравнению с 8-катковой на сопротивление качению. Подобный характер зависимости отмечен также при исследовании моделей ходовой части на влажном суглинке и соответственно меньшим сопротивлением качению, причем данные, полученные на песке средней и высокой плотности, мало отличаются друг от друга.



□, △, ○ – соответственно 4-, 6- и 8-катковые модели

Рисунок 9.1 – Сопротивление качению 4-, 6- и 8-катковой модели с упругой (а) и жесткой (б) подвесками на песке

На ровной твердой площадке, в качестве которой использовалась бетонная дорожка, преимущества упругой подвески проявляется на больших скоростях. Это объясняется уменьшением потерь

сопротивления на деформацию грунта. Данные исследования представлены на рисунке 9.2.

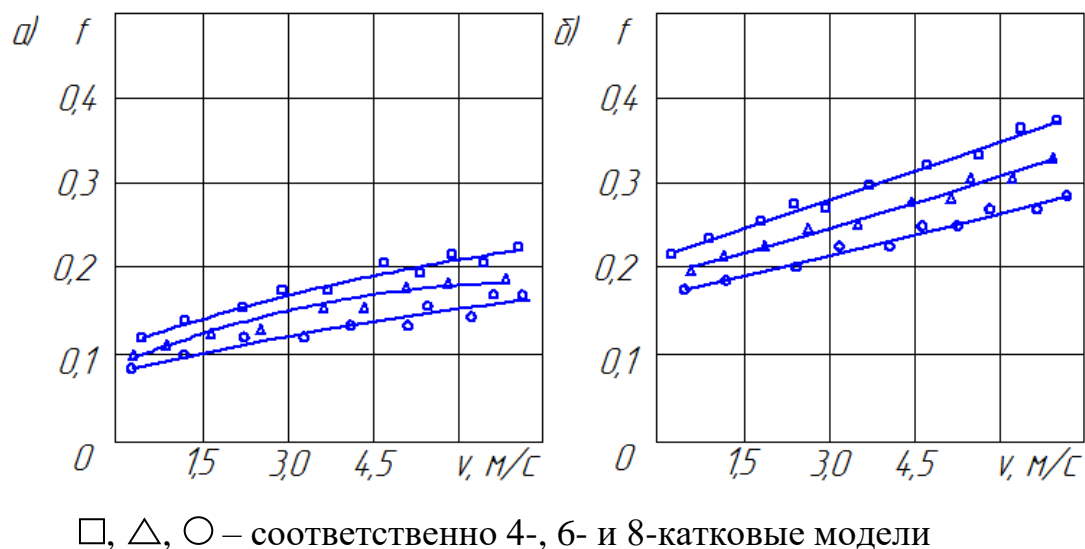


Рисунок 9.2 – Сопротивление качению 4-, 6- и 8-катковой модели с упругой (а) и жесткой (б) подвесками на ровной твердой площадке

С целью определения влияния типа подвески на сопротивление качению на неровном грунте были проведены исследования 6-катковой модели с упругой подвеской и блокировкой в жесткую как на единичной неровности, так и на рельефе. Единичная неровность овальной формы высотой 20 мм и длиной 200 мм, выполнялась в конце разгона. Рельеф имел синусоидальную форму, расстояние между гребнями составляло 150 и глубина впадин 15-20 мм.

Результаты исследований приведены на рисунке 7.3. Преимущество подрессоривания ходовой системы в этих исследованиях выразилось по величине деформации единичной неровности при переезде ее моделью и по абсолютной величине сопротивления качению. Если при переезде моделью с упругой подвеской единичная неровность деформировалась в среднем от 5 до 25%, то переезд моделью с жесткой подвеской деформировал неровность в среднем от 40 до 70%.

Однако процент прироста сопротивления качению относительно ровного грунта несколько выше у упругой подвески (21 и 15% соответственно).

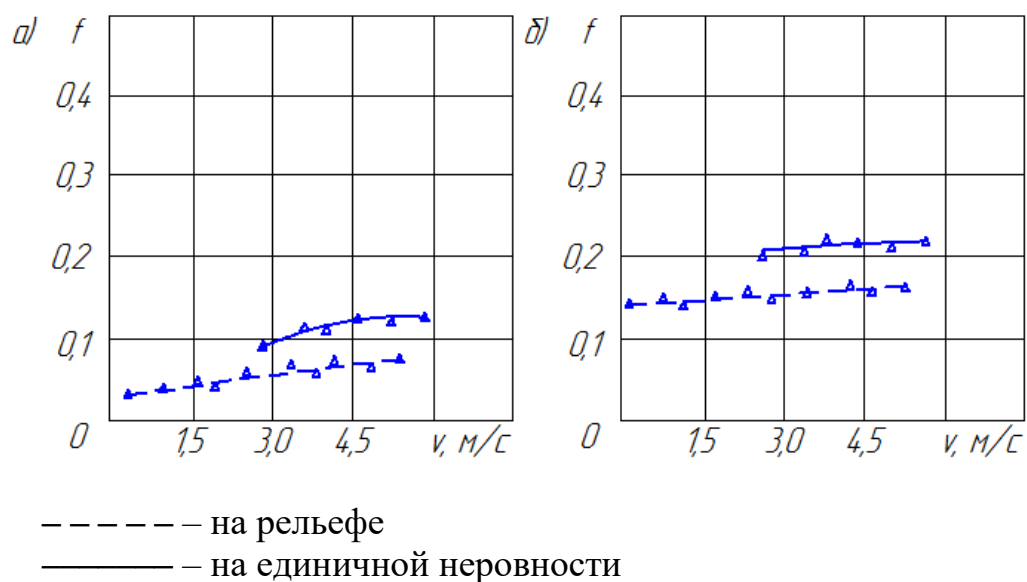


Рисунок 9.3 – Сопротивление качению 6-катковой модели с упругой (а) и жесткой (б) подвесками на рельефе и на песке с единичной неровностью

Подобные результаты получены и при исследовании 8-катковой модели на ровной твердой площадке с единичной твердой неровностью высотой 20 мм, которая располагалась на расстоянии 50 см от передней наклонной ветви движителя.

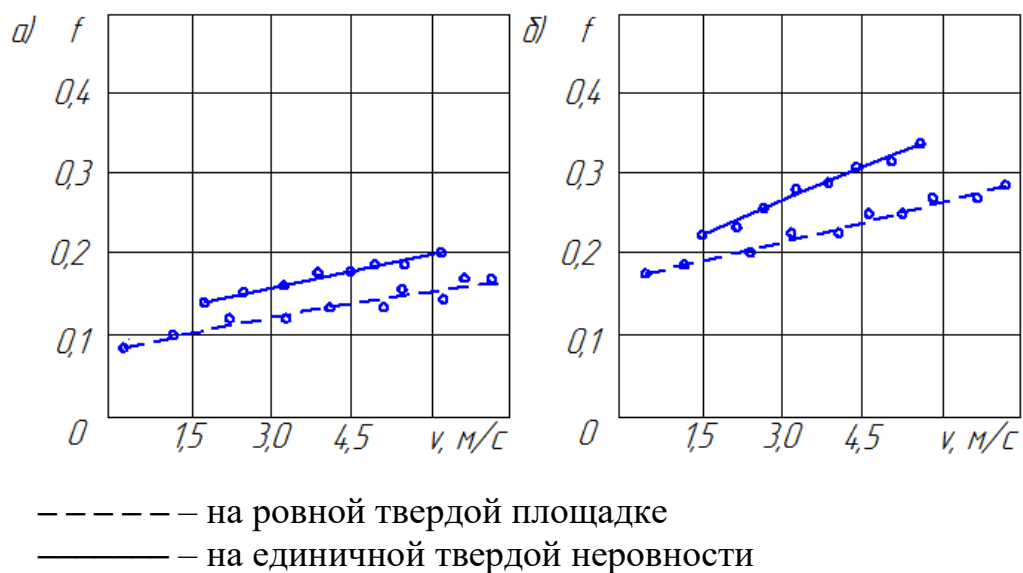


Рисунок 9.4 – Сопротивление качению 8-катковой модели с упругой (а) и жесткой (б) подвесками на ровной твердой площадке и на единичной твердой неровности

В этих исследованиях разница в приросте сопротивления качению получилась несколько меньше (13-10%), так как высота неровности не изменялась, и она не деформировалась в результате переезда ее моделью с жесткой и упругой подвесками. Результаты исследований представлены на графиках, изображенных на рисунке 9.4.

Но, несмотря на то, что модель с жесткой подвеской вынуждена поднять остов на величину твердой или части деформируемой неровности, затратив в последнем случае дополнительную работу на ее деформацию, а модель с упругой подвеской обеспечивает качение с гораздо меньшим подъемом остова и меньшей деформацией неровности, этот эффект локализуется дополнительной затратой энергии в элементах упругой подвески (увеличением натяжения гусеницы при переезде через неровность, дополнительным трением в деталях подвески, а также увеличением сопротивления качению катков при переезде неровности).

Для определения влияния типа поддрессоривания ходовой системы на сцепные качества тягово-транспортной машины исследование проводилось с использованием 8-катковой модели на песке плотностью $1,6 \text{ г/м}^3$ и влажном суглинке плотностью $1,5 \text{ г/м}^3$. Исследования проводились при фиксированных значениях коэффициента буксования. Результаты эксперимента приведены на рисунке 9.5.

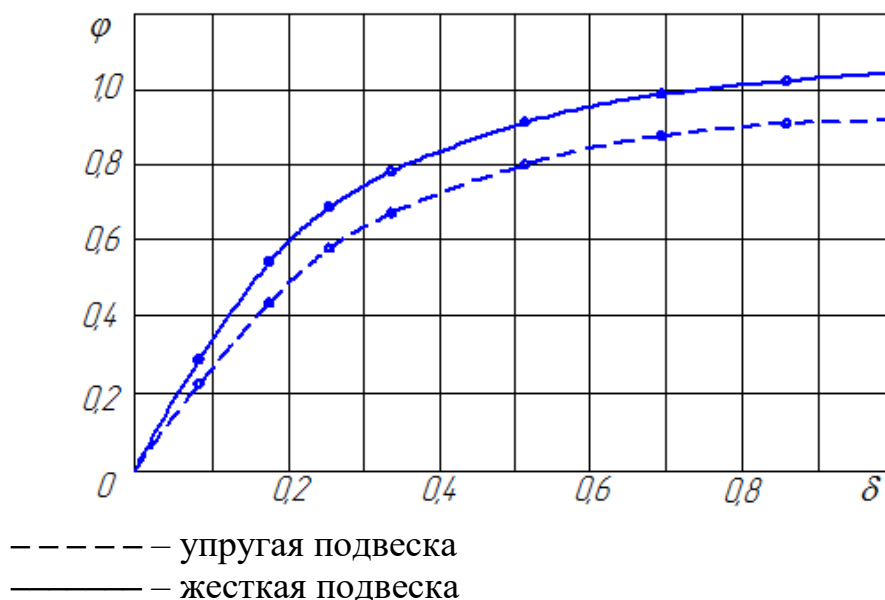


Рисунок 9.5 – Зависимость коэффициента сцепления от буксования 8-катковой модели с упругой и жесткой подвесками на песке плотностью $1,6 \text{ г/м}^3$

Исследования показали небольшое преимущество жесткой подвески на обоих видах грунта. Это связано с тем, что энергоемкость внедрения почвозацепов в грунт у упругой подвески ниже. Подобные результаты получены и при исследовании модели ходовой части на ровной твердой площадке. На бетонной поверхности помимо внутренних потерь двигателя мощность расходуется и на деформацию резиновой гусеницы.

Таким образом, на сопротивление качению в определенной мере влияет тип подрессоривания. На различных грунтах преимущество имеет упругая подвеска, которая сохраняет его по абсолютной величине. Кроме того, упругая подвеска имеет преимущество также при переезде рельефа и единичной неровности.

На твердой ровной площадке преимущества упругой подвески проявляются лишь на больших скоростях.

Сцепные качества жесткой подвески, как показали исследования, выше чем у упругой. Данная тенденция сохраняется на грунтах различной плотности и на ровной твердой поверхности.

9.2 Влияние массы машины

Исследование проводилось на универсальной несамоходной 4-катковой модели ходовой части гусеничной машины с упругой балансирной подвеской. Продольная база модели – 380 мм. Опыты были проведены на песке, влажном суглинке и ровной бетонной площадке.

С целью определения влияния массы машины на его тягово-сцепные свойства были изготовлены модели массами 48 кг, 64 кг и 80 кг, что в пересчете для натуральной машины соответствует массам 30 кН, 40 кН и 50 кН. Кроме того, каждая модель догружалась балластными грузами, обеспечивая тем самым промежуточные значения массы модели.

Изменение массы модели производилось при постоянных параметрах ходовой части, поэтому сопровождалось соответствующим изменением удельного давления.

Экспериментальные данные о влиянии массы тягово-транспортной машины на его тягово-сцепные качества показали, что при постоянных параметрах ходовой части на каждом виде грунта имеет место свое, определенное значение оптимальной массы.

Анализ результатов исследований, приведенных на рисунке 9.6, показал что на бетонной площадке коэффициент сопротивления качению почти постоянен и незначительно увеличивается лишь при

минимальной массе машины. Это происходит за счет увеличения потерь в гусеничном движителе, которые мало зависят от массы.

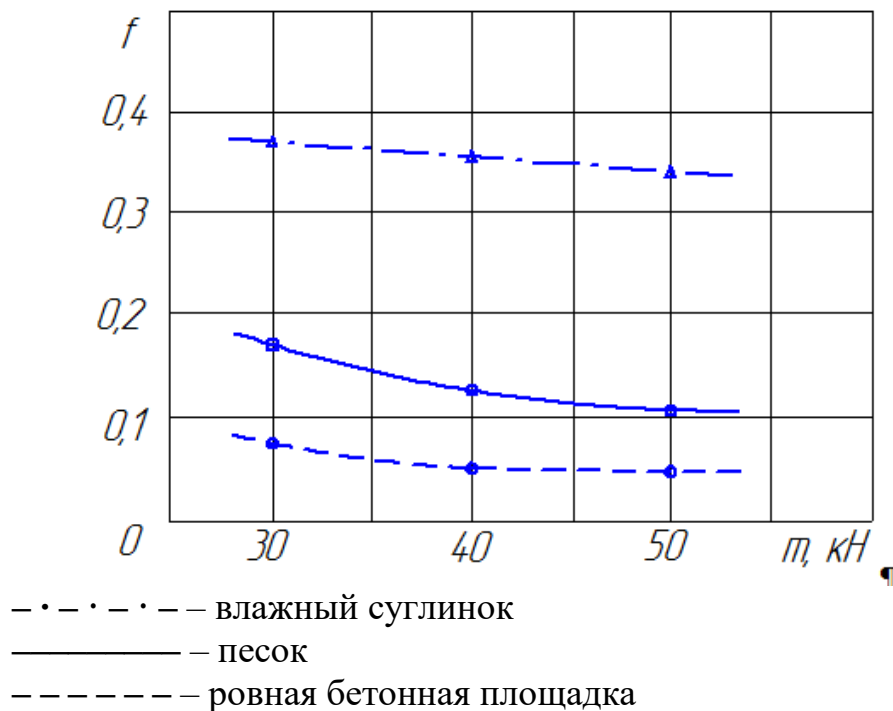


Рисунок 9.6 – Зависимость сопротивления качению от массы тягово-транспортной машины

На песке сопротивление качению уменьшается с увеличением массы тягово-транспортной машины. Это объясняется тем, что основную часть сопротивления составляют силы, мало зависящие от массы. На песке это силы трения в деталях гусеничного движителя.

На влажном суглинке коэффициент сопротивления качению плавно уменьшается, пропорционально увеличению массы машины. Это объясняется тем, что потери на прессование опорного основания мало зависят от массы.

Также были проведены исследования влияния массы машины на сопротивления качению при различных значениях скорости движения, которые показали, что при повышении скорости движения характер зависимости коэффициента сопротивления качению от массы тягово-транспортной машины практически не изменяется.

В комплексе исследований по определению влияния массы машины на его тягово-цепные свойства были проведены также эксперименты по выявлению характера влияния массы тягово-транспортной машины на коэффициент сцепления и коэффициент

полезного действия (КПД) ходовой части. Аналогичные результаты были получены и на ровной бетонной площадке.

На связной почве, в частности влажном суглинке, коэффициент сцепления увеличивается при снижении массы по закону, близкому к гиперболическому, что соответствует наличию составляющей силы сцепления, не зависящей от массы.

Были проведены исследования влияния массы тягово-транспортной машины на коэффициент сцепления при различных значениях коэффициента буксования, которые показали, что с увеличением массы машины уменьшается значение коэффициента сцепления. При этом масса тягово-транспортной машины, как показали результаты исследования, приведенные в работе [51], не влияет на величину буксования.

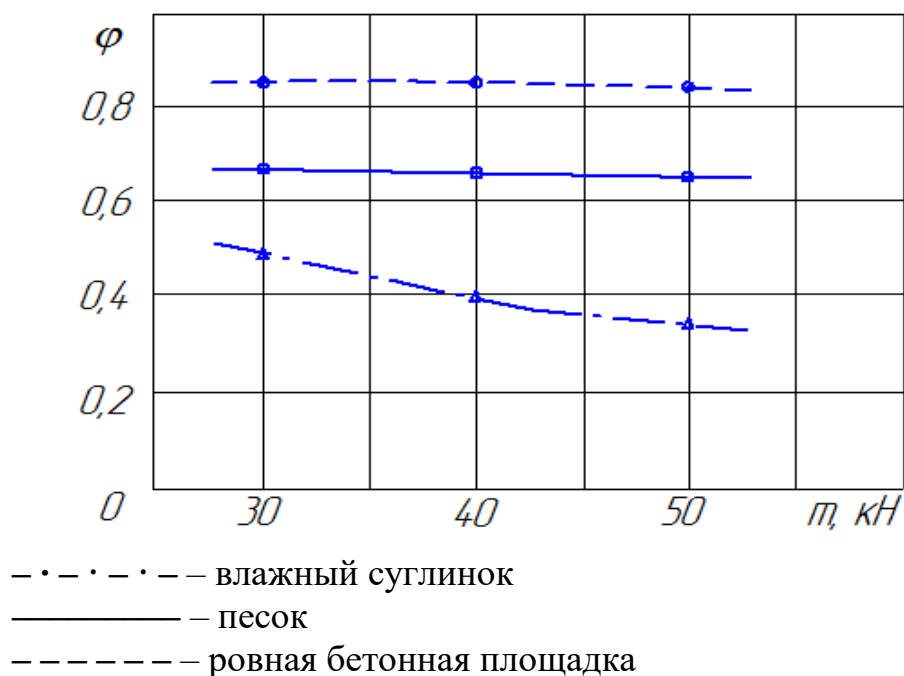


Рисунок 9.7 – Зависимость коэффициента сцепления от массы машины

Из графика, приведенного на рисунке 9.8 видно, что на песке КПД ходовой части уменьшается при увеличении массы тягово-транспортной машины, что объясняется ростом потерь мощности на деформацию грунта в связи с увеличением давления на него.

На ровной бетонной площадке КПД ходовой части увеличивается при увеличении массы тягово-транспортной машины. Это объясняется тем, что потери на деформацию грунта малы.

На влажном суглинке наибольший КПД ходовой части имеет место при массе машины 40 кН. Уменьшение массы приводит к снижению КПД за счет увеличения коэффициента сопротивления качению, а увеличению массы снижает КПД вследствие возрастания сопротивления качению и буксования из-за деформации грунта.

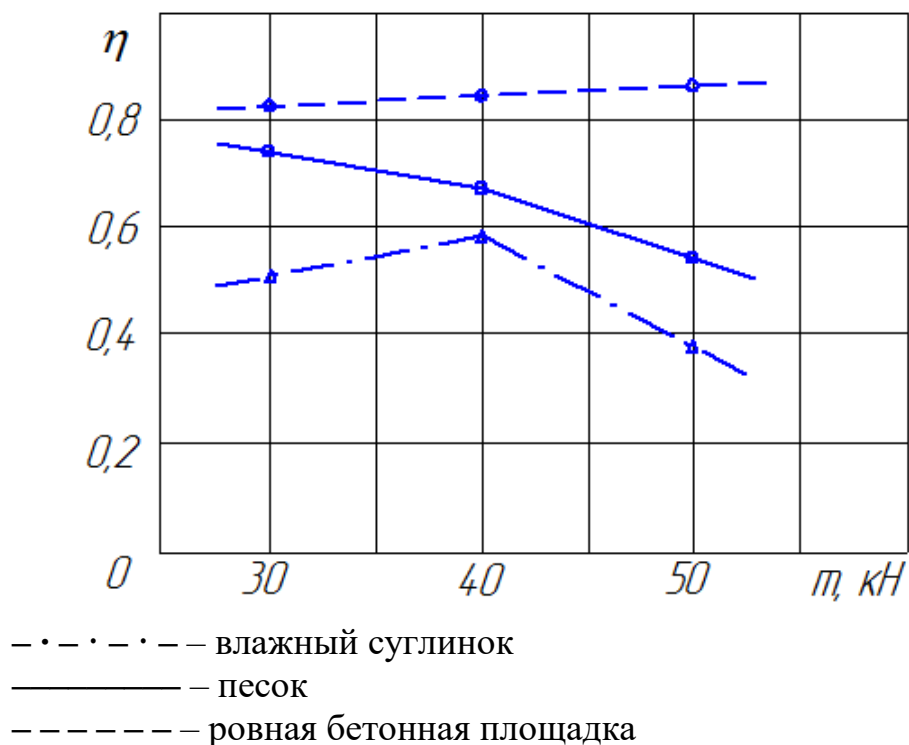


Рисунок 9.8 – Зависимость КПД ходовой части от массы машины

Таким образом, рассмотренные результаты экспериментов показали, что каждому виду почвы соответствует свое значение оптимальной массы машины. В связи с этим рационально задавать массу тягово-транспортной машины по тем почвенным условиям, которые требуют минимального его значения, а на других грунтах догружать машину дополнительным балластным грузом.

9.3 Влияние длины опорной поверхности

Исследованию подвергалась универсальная самоходная модель ходовой части гусеничной тягово-транспортной машины с индивидуальным подрессориванием опорных катков. Изменение длины опорной поверхности производилось изменением количества катков. Диаметр опорных катков — 40 мм. При изменении длины опорной поверхности движителя сохранялось постоянное расстояние

между опорными катками, что позволяло использовать длину опорной поверхности с одинаковой эффективностью. Эксперименты проводились при длинах опорной поверхности равных 360 мм, 420 мм и 480 мм, что в пересчете для натуральной машины соответствует 1800 мм, 2100 мм и 2400 мм. Опыты проводились на песке влажностью 5%.

Исследования показали, что при увеличении длины опорной поверхности от 1800 до 2400 мм коэффициент сопротивления качению (рисунок 9.9, а) снижается, что объясняется снижением давления на грунт.

Коэффициент сцепления (рисунок 9.9, б) при уменьшении длины опорной поверхности резко снижается вследствие повышения удельного давления на грунт и увеличения сопротивления качению машины.

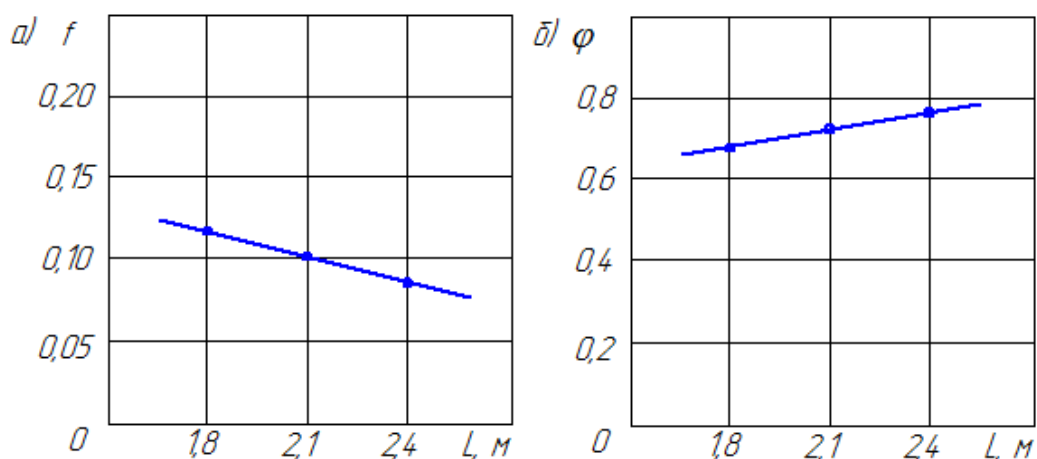


Рисунок 9.9 – Зависимости коэффициента сопротивления качению (а) и коэффициента сцепления (б) от длины опорной поверхности

Исследование влияние длины опорной поверхности на КПД ходовой части (рисунок 9.10) показали, что на песке КПД имеет наибольшее значение при длине опорной поверхности равном 2100 мм. При других значениях длины опорной поверхности КПД ходовой части уменьшается.

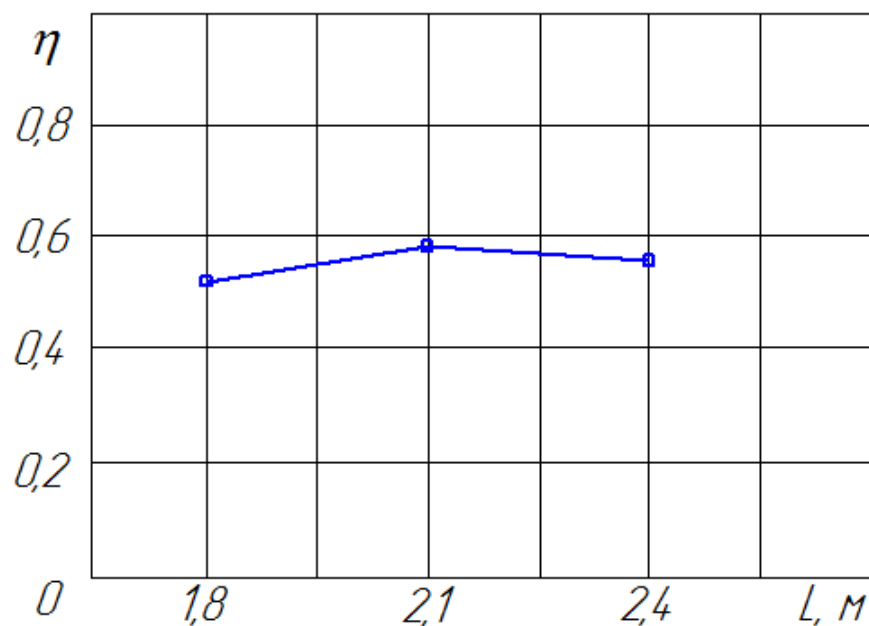


Рисунок 9.10 – Зависимость КПД ходовой части машины от длины опорной поверхности на песке влажностью 5%

Таким образом, проведенные исследования показывают, что чем больше длина опорной поверхности, тем лучше тягово-сцепные свойства машины при работе на песчаной почве. По данным некоторых исследователей аналогичные результаты были получены и на других грунтах [8, 33, 104].

9.4 Влияние ширины гусеницы

Исследование проводилось на универсальной несамоходной 4-катковой модели ходовой части гусеничной тягово-транспортной машины с упругой балансирной подвеской. Продольная база модели – 380 мм. Гусеничная лента была выполнена в пяти вариантах ширины гусениц: 50 мм, 60 мм, 70 мм, 80 мм и 90 мм. Для натурной машины 250 мм, 300 мм, 350 мм, 400 мм и 450 мм соответственно. Эксперименты проводили на песке, влажном суглинке и ровной бетонной площадке.

Анализ результатов исследования (рисунок 9.11, а) показал, что сопротивление качению на влажном суглинке уменьшается при увеличении ширины гусеницы, а на песке и ровной бетонной площадке почти не зависит от его ширины.

Из рисунка 9.11, б видно, что на песке и влажном суглинке коэффициент сцепления почти не зависит от ширины гусениц, а на

ровной бетонной площадке – увеличивается при увеличении ширины гусеницы.

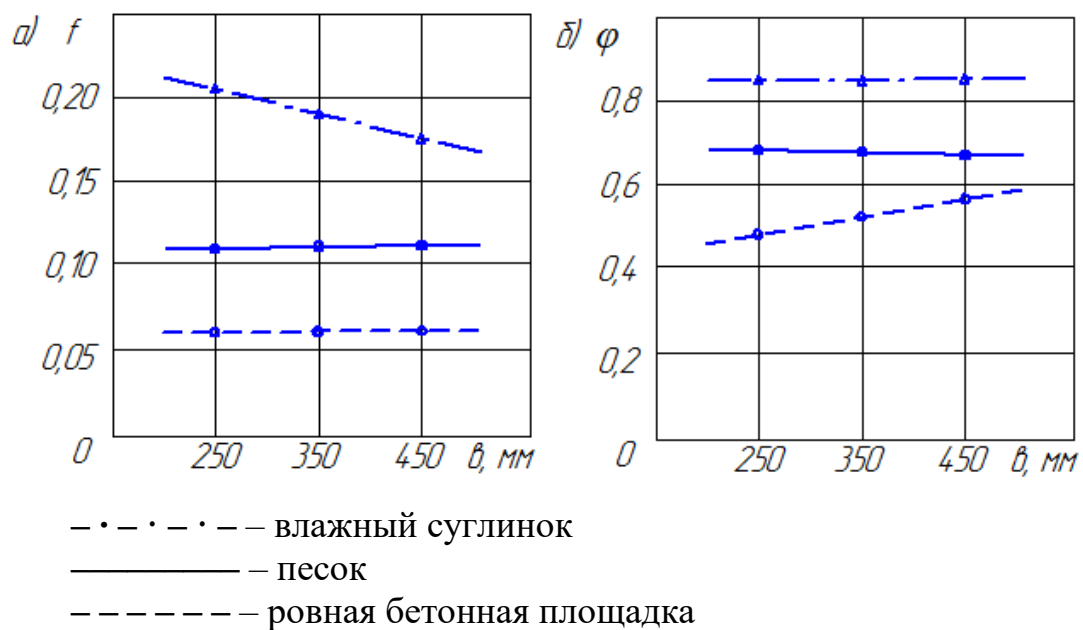


Рисунок 9.11 – Зависимости коэффициента сопротивления качению (а) и коэффициента сцепления (б) от ширины гусениц

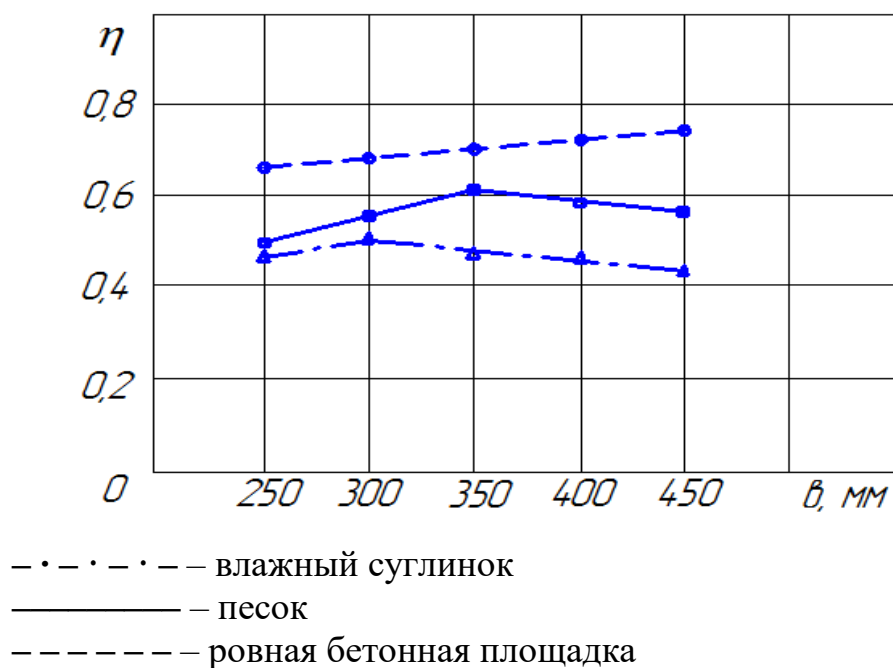


Рисунок 9.12 – Зависимость КПД ходовой части машины от ширины гусениц

Исследование влияние ширины гусениц на КПД ходовой части (рисунок 9.12) показали, что на ровной бетонной площадке КПД увеличивается с увеличением ширины гусениц. На песке КПД имеет наибольшее значение при ширине гусениц равном 350 мм. При других значениях ширины гусеницы КПД ходовой части уменьшается вследствие повышения потерь мощности. При увеличении ширины гусеницы потери возникают за счет сил трения в гусенице, а при уменьшении – за счет сил деформации грунта. На влажном суглинке зависимость КПД ходовой части от ширины гусениц соответствует результату исследования на песке. Только в данном случае наибольшее значение КПД имеет при ширине гусениц равном 300 мм.

Сравнение пяти гусениц разной ширины показало, что для каждого вида грунта ширина гусеницы имеет свое оптимальное значение. Для обеспечения наиболее экономичной работы на рыхлых почвах рационально увеличивать ширину гусениц, а на плотных – уменьшать.

Для получения наибольшего коэффициента сцепления рационально увеличивать ширину гусениц, одновременно развивая почвозацепы.

9.5 Влияние количества опорных катков

Исследование проводилась на универсальной несамоходной 6-катковой модели ходовой части гусеничной машины с индивидуальным подрессориванием опорных катков при постоянной длине опорной поверхности. Длина опорной поверхности – 400 мм. Ширина гусеницы – 70 мм. Количество опорных катков изменялось в результате демонтажа одного и двух катков из шести. Диаметр опорных катков – 40 мм.

Результаты эксперимента по определению влияния количества опорных катков на коэффициент сопротивления качению тягово-транспортной машины представлены на графике (рисунок 9.13). Исследования проводились на песке влажностью 5%. Анализ результатов показал, что уменьшение опорных катков с шести до четырех ведет к значительному увеличению сопротивления качению при повышении скорости движения. Коэффициент сопротивления качению растет примерно в тех же пределах, что и при соответствующем уменьшении длины опорной поверхности.

Исследования по определению влияния количества опорных катков на КПД ходовой части проводились на ровной бетонной

площадке, песке и влажном суглинке. Количество катков уменьшали до трех.

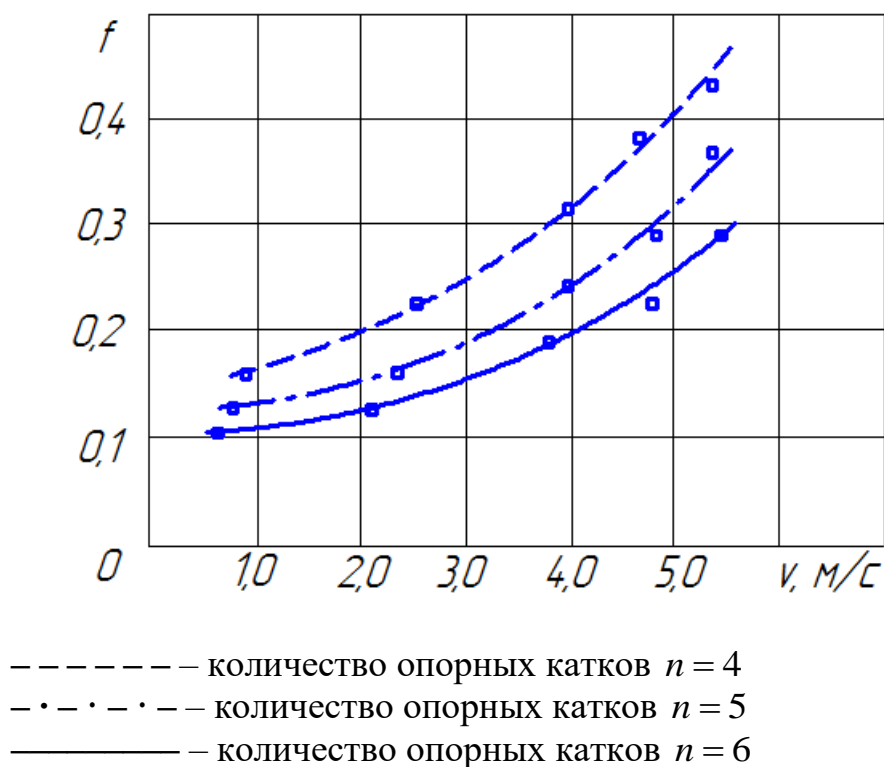


Рисунок 9.13 – Зависимость сопротивления качению от скорости движения

Анализ графика на рисунке 9.14 показывает, что увеличение количества опорных катков вызывает значительный рост КПД ходовой части.

На ровной бетонной площадке количество опорных катков практически не оказывает влияние на максимальный КПД ходовой части.

На песке и влажном суглинке уменьшение количества опорных катков с шести до трех вызывает почти пропорциональное уменьшение максимального КПД ходовой части. Происходит это из-за увеличения потерь на деформацию грунта и буксования.

Сравнивая данные о влиянии количества опорных катков и длины опорной поверхности, можно сделать вывод, что основное влияние на тягово-сцепные качества тягово-транспортной машины оказывает не полная длина опорной поверхности, а ее активная часть под опорными катками, передающая нагрузку на грунт. Поэтому для повышения опорной проходимости тягово-транспортной машины необходимо,

чтобы опорные катки располагались по длине ходовой части как можно плотнее друг к другу с минимальными зазорами.

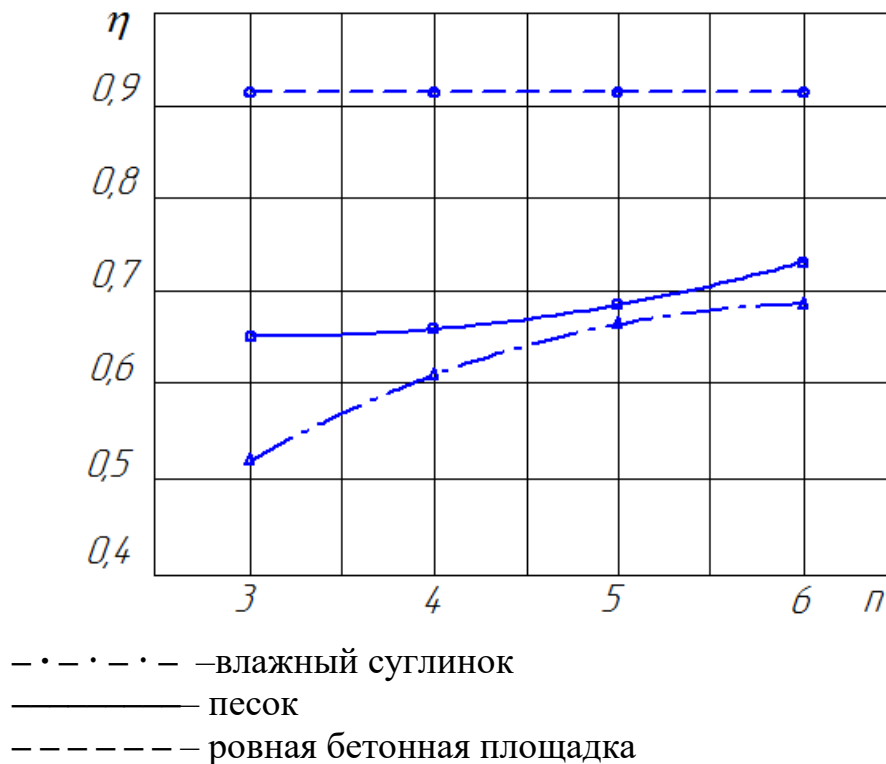


Рисунок 9.14 – Зависимость КПД ходовой части машины от количества опорных катков

9.6 Влияние формы эпюры давления

Исследование проводилось на универсальной несамоходной 6-катковой модели ходовой части гусеничной тягово-транспортной машины массой 480 кг, с упругой балансирной подвеской и блокировкой в жесткую.

С целью определения влияния формы эпюры давления на тягово-сцепные свойства тягово-транспортной машины изменяли расположение центра тяжести модели. Изменение центра тяжести обеспечивалась путем перестановки грузов на раме модели. Для проведения исследования были созданы три варианта расположения центра тяжести модели

$$\frac{L}{2}, \quad \frac{L}{3} \quad \text{и} \quad \frac{2L}{3},$$

где L – длина опорной поверхности гусениц.

Такое расположение центра тяжести позволяет создать прямоугольную эпюру давлений и треугольные эпюры спереди и сзади.

Исследования показали значительное влияние формы эпюры давления на сопротивление качению, особенно на грунтах малой плотности. На грунте средней и высокой плотности характер зависимости такой же, но величины сопротивления соответственно ниже, причем разница между показателями, полученными на грунте средней и высокой плотности, незначительна.

У упругой подвески при треугольной эпюре спереди сопротивление качению становится выше, чем при прямоугольной эпюре. Это объясняется тем, что при накатывании переднего катка на лобовую ветвь гусеничного обвода вследствие увеличенной нагрузки и возможности независимого перемещения относительно других катков происходит увеличение угла подъема, укладываемого ветви и лобового сопротивления катка.

Треугольная эпюра сзади снижает сопротивление качению, потому что лобовое сопротивление при укладывании переднего почвозацепа из-за отсутствия вертикальной нагрузки на передний каток уменьшается.

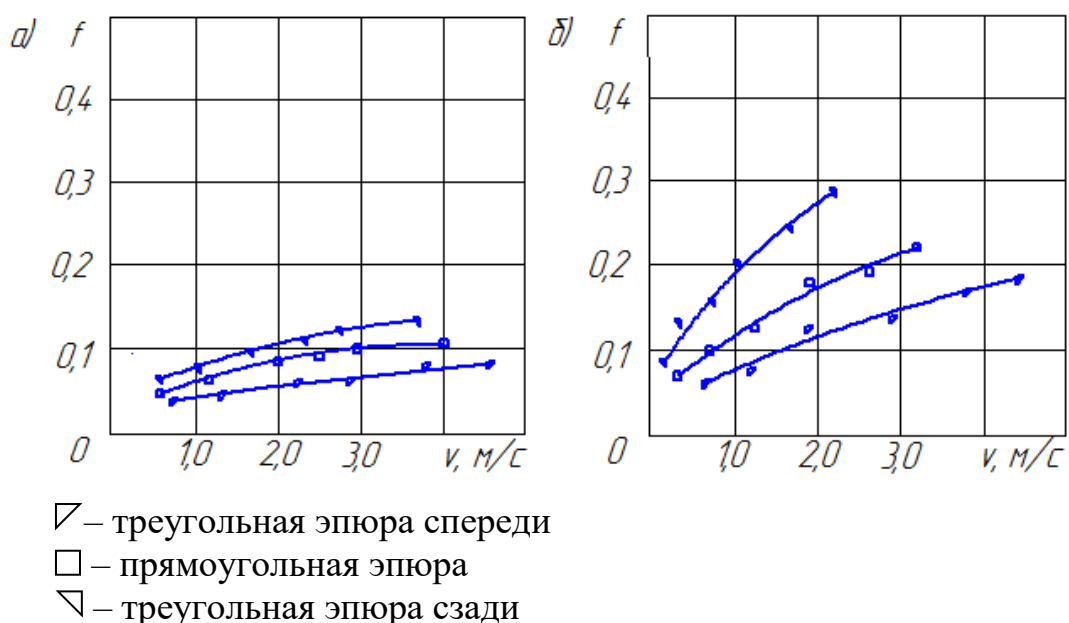


Рисунок 9.15 – Сопротивление качению 6-катковой модели с упругой (а) и жесткой (б) подвесками на песке плотностью $1,6 \text{ г/м}^3$ в зависимости от формы эпюры давления

Исследование модели с жесткой подвеской на ровной твердой площадке показало наименьшее сопротивление качению также при треугольной эпюре сзади. Результаты эксперимента показали, что значение сопротивления качению при треугольной эпюре спереди несколько меньше, чем при прямоугольной эпюре давления. Это положение можно объяснить тем, что на недеформируемой твердой площадке несколько повышенное лобовое сопротивление укладыванию переднего катка из-за увеличения нагрузки при треугольной эпюре спереди компенсируется уменьшением усилия, необходимого на преодоление сил трения почвозацепов при их скольжении по твердой поверхности, так как большая часть нагрузки приходится на передние почвозацепы и доходит до нуля на задних. Результаты исследования приведены на рисунке 9.15.

С целью определения влияния формы эпюры давления на сцепление исследование проводилось на 6-катковой модели с упругой подвеской.

Исследование модели ходовой части на песке показало наименьшее сцепление при треугольной эпюре спереди. Наибольшие значения коэффициента сцепления – при треугольной эпюре сзади. Аналогичные результаты были получены и на ровной твердой площадке. Результаты эксперимента представлены на рисунке 9.16.

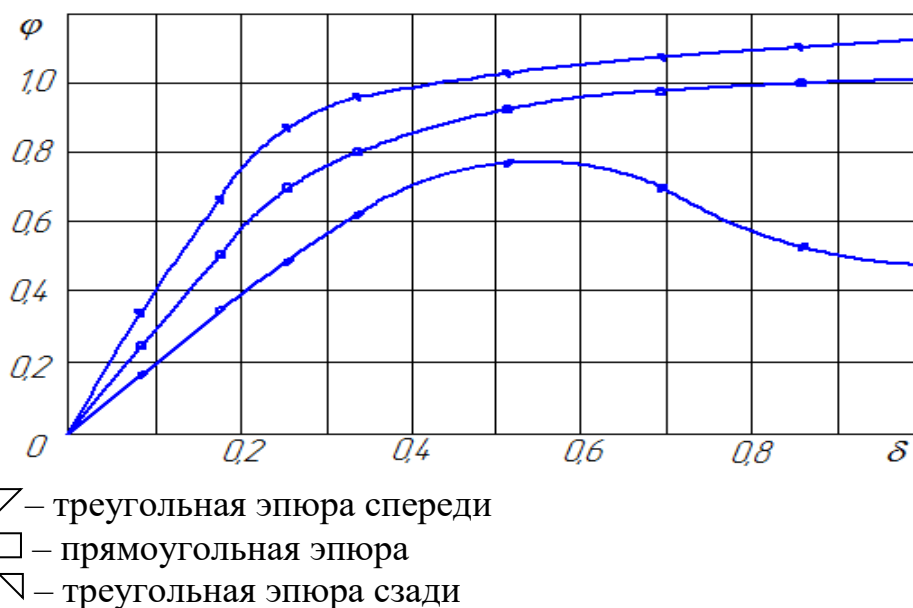


Рисунок 9.16 – Зависимость коэффициента сцепления от буксования 6-катковой модели с упругой подвеской на песке плотностью 1,6 г/м³

Таким образом, форма эпюры давления оказывает значительное влияние на коэффициент сопротивления качению, особенно на различных грунтах. Большее сопротивление качению соответствует треугольной эпюре спереди, меньшее – треугольной эпюре сзади. При исследовании сцепных качеств модели преимущественное значение имеет треугольная эпюра сзади, а наименьшее – треугольная спереди.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что на сопротивление качению в определенной мере влияет тип подрессоривания. На различных грунтах преимущество имеет упругая подвеска, которая сохраняет его по абсолютной величине. На твердой ровной площадке преимущества упругой подвески проявляются лишь на больших скоростях. Сцепные качества жесткой подвески выше чем у упругой. Данная тенденция сохраняется на грунтах различной плотности и на ровной твердой поверхности.

Результаты экспериментов показали, что каждому виду почвы соответствует свое значение оптимальной массы машины. В связи с этим рационально задавать массу тягово-транспортной машины по тем почвенным условиям, которые требуют минимального его значения, а на других грунтах догружать машину дополнительным балластным грузом.

Кроме того, чем больше длина опорной поверхности, тем лучше тягово-сцепные свойства машины при работе на песчаной почве. Также установлено, что для каждого вида грунта ширина гусеницы имеет свое оптимальное значение. Для обеспечения наиболее экономичной работы на рыхлых почвах рационально увеличивать ширину гусениц, а на плотных – уменьшать. Для получения наибольшего коэффициента сцепления рационально увеличивать ширину гусениц, одновременно развивая почвозацепы.

Сравнивая данные о влиянии количества опорных катков и длины опорной поверхности, можно сделать вывод, что основное влияние на тягово-сцепные качества тягово-транспортной машины оказывает не полная длина опорной поверхности, а ее активная часть под опорными катками, передающая нагрузку на грунт. Поэтому для повышения опорной проходимости тягово-транспортной машины необходимо, чтобы опорные катки располагались по длине ходовой части как можно плотнее друг к другу с минимальными зазорами.

10 Направления и перспективы развития конструкций машин внутризаводского транспорта

Развитие конструкций машин внутризаводского транспорта ориентировано на решение задач повышения производительности, экологической устойчивости, безопасности, универсальности и цифровизации. Эти изменения, нацеленные на удовлетворение современных требований и вызовов производства, реализуются через внедрение автоматизации, экологических технологий, модульных конструкций и цифровых решений, что сопровождается значительным влиянием научно-исследовательских и технологических разработок.

Одним из наиболее перспективных направлений остаётся автоматизация и роботизация транспортных процессов. Автономные транспортные средства, оснащённые интеллектуальными системами управления, сенсорами и камерами, активно внедряются на промышленных предприятиях, где важна высокая точность и скорость логистических операций. Роботизированные системы позволяют минимизировать участие человека, что снижает вероятность ошибок и повышает эффективность процессов. Использование технологий искусственного интеллекта для планирования маршрутов и управления потоками транспортных средств уже продемонстрировало свою эффективность на складах и заводах крупных мировых компаний [104, 105].

Экологическая устойчивость транспортных средств является важным фактором в борьбе за снижение углеродного следа. Внедрение электрических транспортных средств и систем рекуперации энергии позволяет минимизировать эксплуатационные затраты и негативное воздействие на окружающую среду. Водородные двигатели и топливные элементы находятся на стадии активного внедрения, предоставляя предприятиям возможность переходить на экологически чистые источники энергии. Это направление раскрывается в исследованиях экологической логистики, таких как работы Массачусетского технологического института по развитию топливных элементов [106].

Модульные конструкции транспортных средств также играют важную роль в современном промышленном производстве. Универсальные платформы, которые могут быть оборудованы различными модулями для выполнения специфических задач, обеспечивают гибкость и экономическую выгоду. Примером может служить использование платформ в автомобильной промышленности,

где их адаптируют как для транспортировки материалов, так и для готовой продукции [107].

Безопасность и эргономика конструкций направлены на защиту сотрудников и создание комфортных условий для их работы. Инновационные системы предотвращения аварий, такие как автоматическое торможение, распознавание объектов и предупреждение столкновений, снижают риски травматизма на производстве. Улучшение кабины управления, использование регулируемых кресел и интуитивных интерфейсов повышает комфорт операторов [108].

Интеграция цифровых технологий стала основой для усовершенствования логистических процессов. Использование интернета вещей (IoT) в транспортных системах позволяет мониторить состояние оборудования и маршруты передвижения в реальном времени. Внедрение цифровых двойников транспортных систем и аналитики больших данных обеспечивает анализ логистических операций, прогнозирование сбоев и снижение эксплуатационных затрат.

Самоуправляемая транспортная техника – это автономные транспортные средства, способные контролировать окружающую обстановку и безопасно передвигаться практически без участия водителя. Такая автономность достигается благодаря постоянно развивающимся технологиям помощи водителю, такие как лидар, радар, ультразвук, камеры, системы GPS и т.д.

Автономные транспортные средства известны тем, что делают поездки более безопасными и свободными от стресса; например, адаптивный круиз-контроль позволяет им автоматически снижать и увеличивать скорость, определяя расстояние до других транспортных средств. Это также предоставляет беспилотной транспортной технике возможность сокращать время простоя в дорожных пробках. Однако, автономные транспортные средства требуют большого количества энергии из-за своей компьютеризированной, многоуровневой системы устройств [109].

В последние годы для легковых автомобилей и легкого коммерческого транспорта, оснащенного бензиновыми двигателями, сформировалась тенденция применения сжиженного углеводородного газа. В первую очередь по причине меньших (по сравнению со сжатым природным газом) капитальных затрат на переоснащение системы питания, более компактной системы хранения газового топлива на борту автомобиля и обеспечения большего запаса хода на одной

заправке. Сжатый природный газ используется для большегрузных автомобилей и автобусов [110].

Развитие конструкций транспортных средств внутризаводского транспорта направлено на создание высокоэффективных, экологически устойчивых, безопасных и цифровизированных решений, способных удовлетворить потребности современных предприятий. В условиях возрастающей конкуренции и повышения требований к эффективности логистики предприятия активно внедряют новые технологии, ориентированные на улучшение производственных процессов. Среди ключевых направлений этого развития можно выделить автоматизацию, переход к экологически чистым технологиям, использование модульных конструкций, улучшение безопасности и цифровизацию логистических процессов.

Направления развития конструкций транспортных средств внутризаводского транспорта направлены на внедрение автоматизации, переход к экологически устойчивым технологиям, использование модульных решений, обеспечение безопасности и цифровизацию процессов. Эти аспекты создают основу для достижения высокой производительности, снижения затрат и повышения конкурентоспособности предприятий.

Заключение

Монография представляет собой всесторонний труд, посвящённый исследованию и оптимизации перевозочного процесса, с особым акцентом на внутризаводские перевозки. Основы перевозочного процесса были глубоко изучены, что позволило раскрыть важность его этапов, таких как подготовка, погрузка, транспортировка, разгрузка и учет, в обеспечении эффективности производственных операций. Применение современных технологий в области управления процессами перевозок открывает новые горизонты для минимизации издержек, повышения производительности и улучшения конкурентоспособности предприятий.

Особое внимание уделено внутризаводским перевозкам как критически важному элементу внутренней логистики. Эти перевозки играют центральную роль в поддержании бесперебойной работы предприятия, обеспечивая своевременную доставку сырья, полуфабрикатов и готовой продукции между различными производственными участками. Благодаря систематизации классификации внутризаводского транспорта по типу движителя, способу управления, назначению и масштабу применения удалось сформировать основу для оптимизации выбора и использования транспортных средств в зависимости от условий эксплуатации.

Исследование процессов взаимодействия колесных и гусеничных машин с деформируемыми опорными основаниями стало важным этапом работы. Разработка и анализ математических моделей позволили получить точные данные о работе машин в сложных условиях и обеспечить разработку эффективных методик выбора оптимальных параметров транспортных средств. В результате этих исследований предложены научно обоснованные рекомендации для повышения устойчивости, надежности и адаптивности машин.

Практическая часть работы включала разработку мероприятий, направленных на улучшение характеристик транспортных средств, включая создание многоцелевых машин для внутризаводских перевозок. Проведены эксперименты, направленные на оценку влияния ключевых факторов, таких как масса, длина и ширина опорной поверхности, тип подрессоривания и форма эпюры давления, на эксплуатационные характеристики машин. Испытания подтвердили высокую эффективность предложенных конструктивных решений и разработанных методов.

Перспективные направления развития внутреннего транспорта включают внедрение энергосберегающих технологий, использование

экологически чистых материалов и повышение уровня автоматизации. Применение инновационных решений создаёт условия для оптимизации логистических процессов предприятия, улучшения его производительности и повышения конкурентоспособности.

Таким образом, данная монография является значительным вкладом в развитие транспортных технологий и внутренней логистики. Она предоставляет как теоретические, так и прикладные знания, которые будут полезны специалистам, инженерам, исследователям и студентам технических специальностей. Полученные результаты и разработанные методики создают надёжную платформу для дальнейших научных изысканий и практических разработок, способных решать сложные задачи модернизации транспортных систем предприятий. Работа открывает новые перспективы для повышения эффективности внутризаводских перевозок и оптимизации логистической инфраструктуры.

Литература

- 1 Иванов М. Ю. Основы оптимизации логистических процессов на промышленных предприятиях // Современная логистика. – 2020. – Т. 14. – № 4. – С. 45–52.
- 2 Кузнецов А. В., Сидоров, П. Л. Управление внутренними логистическими процессами на предприятиях // Логистика и управление. – 2023. – № 1. – С. 28–36.
- 3 Сидоров П. Л. Устойчивое развитие транспортной инфраструктуры на промышленных предприятиях // Экологическая логистика. – 2021. – Т. 8. – № 2. – С. 27–32.
- 4 Семёнов В. Л., Борисова, Т. П. Оптимизация внутрипроизводственных перевозок с использованием цифровых технологий // Журнал логистических исследований. – 2021. – № 5. – С. 10–16.
- 5 Гусев М. Н., Антонов, И. П. Конструирование многофункциональных транспортных средств для внутризаводских перевозок // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 2. – С. 30–36.
- 6 Куляшов А. П. Экологичность движителей транспортно-технологических машин / А. П. Куляшов, В. Е. Колотилин. – М.: Машиностроение, 1993. – 256 с.
- 7 Танклевский М. М. Проходимость машин / М. М. Танклевский. – Киев : НПО «Промтех-комплекс», 1990. – 155 с.
- 8 Гуськов В. В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – М. : Машиностроение, 1966. – 195 с.
- 9 Гуськов, В. В. Тракторы. Ч. II. Теория / В. В. Гуськов. – Минск: Вышэйшая школа, 1977. – 384 с.
- 10 Агейкин Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я. С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
- 11 Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н. А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1975. – 477 с.
- 12 Скотников В. А. Проходимость машин / В. А. Скотников, А. В. Пономарев, А. В. Климанов. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328 с.
- 13 Ляско М. И. Влияние ходовых систем сельскохозяйственных тракторов на уплотнение почвы и урожайность ячменя / М. И. Ляско, Л. Н. Кутин и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – № 12. – С. 4–6.
- 14 Ходовые системы тракторов. Устройство, эксплуатация, ремонт. Справочник / В. М. Забродский, А. М. Файнлейб, Л. Н. Кутин, О. Л. Уткин-Любовцов. – М.: Агропромиздат, 1986. – 271 с.

- 15 Ксенович И. П. Ходовая система - почва – урожай / И. П. Ксенович, В. А. Скотников, М. И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
- 16 Ляско М. И. Выбор показателей воздействия движителей сельскохозяйственных тракторов на почву / М. И. Ляско // Вопросы снижения воздействия на почву ходовых систем сельскохозяйственных тракторов: труды НПО НАТИ. – 1983. – С. 10–15.
- 17 Тракторы: Теория: учеб. для вузов / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. А. Атаманов и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 374 с.
- 18 Русанов В. А. Проблемы переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. – М.: РАСХН, ВИМ, 1998. – 368 с.
- 19 Кутин Л. Н. Современный уровень воздействия ходовых систем сельскохозяйственных тракторов на почву и некоторые пути его снижения / Л. Н. Кутин, М. И. Ляско, О. Л. Уткин-Любовцев // Вопросы снижения воздействия на почву ходовых систем сельскохозяйственных тракторов: труды НПО НАТИ. – М., 1983. – С. 3–10.
- 20 Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин: Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1982. – 280 с.
- 21 Опейко Ф. А. Колесный и гусеничный ход. – Минск: Изд-во АСХН БССР, 1960. – 228 с.
- 22 Кутин Л. Н. Влияние параметров систем подрессоривания на воздействие ходовых систем гусеничных тракторов на почву / Л. Н. Кутин, А. В. Кобазев, В. Л. Парфенов // Вопросы снижения воздействия на почву ходовых систем сельскохозяйственных тракторов: Труды НПО НАТИ. – 1983. – С. 15–21.
- 23 Хлипенко М. Н. Оценка проходимости мобильных машин / М. Н. Хлипенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 5. – С. 20–22.
- 24 Бабков В. Ф. Учет грунтовых условий при испытании колесных автомобилей / В. Ф. Бабков // Сб. науч. тр. МАДИ. – 1958. – Вып. 22. – С. 238–247.
- 25 Рокас С. И. Определение основных параметров грунтов с целью оценки тягово-сцепных качеств автомобиля / С. И. Рокас // Автомобильная промышленность. – 1965. – № 1. – С. 24–26.
- 26 Кошарный Н. Ф. Оценка несущей способности слабых оснований / Н. Ф. Кошарный // Автомобильные дороги и дорожное строительство. – 1978. – № 23. – С. 85–90.
- 27 Батраков О. Т. О методике определения сопротивления связных грунтов сдвигу / О. Т. Батраков // Сб. науч. тр. ХАДИ. – 1960. – Вып. 23 – С. 99–105.

28 Гребенщиков В. И. Исследование сопротивления движению автомобиля по мягким грунтам / В. И. Гребенщиков // Автомобильная промышленность. – 1955. – № 12. – С. 1–4.

29 Безбородова Г. Б. Моделирование движения автомобиля / Г. Б. Безбородова, В. Г. Галушко. – Киев: Вища школа, 1978. – 167 с.

30 Михайленко В. И. Исследование влияния влажности грунта на показатели проходимости автомобиля / В. И. Михайленко, В. А. Дидковский // Автомобильные дороги и дорожное строительство. – 1979. – № 24. – С. 46–50.

31 Бекенов Т. Н. Анализ деформируемости грунта при оценке проходимости транспортных средств / Т. Н. Бекенов, К.К. Абишев // Вестник КазНТУ. – 2008. – № 4(67). – С. 74–78.

32 Нафиков, М. З. Расчет сопротивления движению трактора / М. З. Нафиков, И. С. Поляков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1968. – № 1. – С.14–16.

33 Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность – машина / М. Г. Беккер; пер. с англ. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

34 Барахтанов Л. В. Проходимость автомобиля: учеб. пособие / Л. В. Барахтанов, В. В. Беляков, В. Н. Кравец. – Нижегородский государственный технический университет. – Н. Новгород, 1996. – 198 с.

35 Терцаги К. Механика грунтов в инженерной практике / К. Терцаги; пер. с англ. – М. : Госстройиздат, 1961. – 403 с.

36 Скотников В. А. Основы теории проходимости гусеничных мелиоративных тракторов / В. А. Скотников, А. Е. Тетёркин – Минск: Вышэйшая школа, 1973. – 254 с.

37 Агейкин Я. С. Проходимость автомобилей / Я. С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с.

38 Скотников В. А. Сохранение плодородия почв при воздействии на них ходовых систем / В. А. Скотников, Н. Д. Янцов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 8 – С. 43–44.

39 Turner R. J. Comparison of two and four track machines to rubber tire tractors in prairie soil conditions / R. J. Turner // Belt and Tire Traction in Agricultural Vehicles. SP-1291, SAE, 1997.

40 Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы) / И. И. Водяник. – М. : Агропромиздат, 1990. – 172 с.

41 Данияров А. Н. Определение касательной силы тяги колесного движителя горнотранспортных машин / А. Н. Данияров, К. О. Оразов, Т. Н. Бекенов // Известие ВУЗов. Горный журнал. – 1984. – № 2. – С. 52–53.

- 42 Бекенов Т. Н. Разработка методов оценки и выбора самоходных вагонов по их опорно-сцепной проходимости для условий угольных шахт: дис. ... канд. техн. наук / Т. Н. Бекенов. – Караганда, 1986. – 195 с.
- 43 Бекенов Т. Н. Основы расчета опорно-сцепных параметров самоходных колесных машин при обеспечении их проходимости: дис. ... докт. техн. наук / Т. Н. Бекенов. – Алматы, 1998. – 308 с.
- 44 Листопад Г. Е. Развитие научных исследований – основа создания сельскохозяйственной техники / Г. Е. Листопад // Техника в сельском хозяйстве. – 1991. – № 3.
- 45 Валиев А. С. Обоснование оптимальных параметров МТА с учетом объемов выполняемых работ: дис. ... канд. техн. наук / А. С. Валиев. – Челябинск, 1996. – 206с.
- 46 Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – М. : Колос, 1972. – 384 с.
- 47 Бадалов М.-Я. М. Механика колесных мобильных агрегатов: Приложение к журналу «Тракторы и сельскохозяйственные машины» / М.-Я. М. Бадалов. – М. : Агропромиздат, 1989. – 150 с.
- 48 Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – М. : КолосС, 2004. – 504 с.
- 49 Медведев М. И. Теория гусеничных систем / М. И. Медведев. – М. : Машгиз, 1934. – 194 с.
- 50 Карельских Д. К. Теория, конструкция и расчет тракторов / Д. К. Карельских, М.К. Кристи. – Л. : Машгиз, 1940. – 520 с.
- 51 Васильев А. В. Влияние конструктивных параметров трактора на его тягово-сцепные свойства / А. В. Васильев, Е. Н. Докучаева, О. Л. Уткин-Любовцов. – М. : Машиностроение, 1969. – 192 с.
- 52 Нұржауов А. Трактор теориясы негіздері / А. Нұржауов. – Алматы. Республикалық баспа кабинеті, 1996. – 330 б.
- 53 Медведев В. В. Нормирование допустимых нагрузок ходовых систем МТА на почву / В. В. Медведев, В. Г. Цыбулько, П. И. Слободюк // Воздействие движителей на почву: сб. науч. тр. ВИМ. – 1988. – Т.118. – С.57–67.
- 54 Летошнев М. Н. Сельскохозяйственные машины / М. Н. Летошнев. – М.-Л. : Сельхозгиз, 1955. – 764 с.
- 55 Баклашов И. В. Механика горных пород / И. В. Баклашов, Б. А. Картозия. – М. : Недра, 1975. – 271 с.
- 56 Ганькин Ю. А. Уплотняющее воздействие ходовых систем тракторов на почву. Оценка проблемы / Ю. А. Ганькин, В. А. Терюхов // Тяговые качества и совершенствование конструкции тракторов: межвуз. сб. трудов. – М. : МАМИ, 1995. – С. 5–8.

57 Золотаревская Д. И. Исследование и расчет уплотнения почвы колесными движителями / Д. И. Золотаревская // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 2. – С. 28–32.

58 Золотаревская Д. И. Оптимизация параметров ходовых систем и скорости колесных тракторов / Д. И. Золотаревская // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 10. – С. 18–22.

59 Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства / В. В. Кацыгин и др. – Минск : Наука и техника, 1982. – 272 с.

60 Ходыкин В. Т. Методы расчета уплотняющего воздействия на почву колесных движителей: дис. ... канд. техн. наук / В. Т. Ходыкин. – М., 1984. – 179 с.

61 Орнатский Н. П. Сопротивление качению повозки по рыхлому грунту: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н. П. Орнатский. – М., 1962. – 25 с.

62 Иванченко С. Н. Научные основы формирования рабочих органов дорожных машин для уплотнения асфальтобетонных смесей: автореф. дис. ... доктора техн. наук / С. Н. Иванченко. – Санкт-Петербург, 1997. – 34 с.

63 Ложечко В. П. Научные основы создания дорожных катков с автоматизированным оборудованием: автореф. дис. ... доктора техн. наук / В. П. Ложечко. – Санкт-Петербург, 1997. – 32 с.

64 Платонов В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В. Ф. Платонов. – М. : Машиностроение, 1973. – 232 с.

65 Suspended rubber track tractor // Agricultural Engineering. – 2002. – Vol. 46, № 2. – P.64.

66 Modern semi caterpillar running system of tractors // Power Farming. – 1999. – Vol.101, № 4. – P.5.

67 Сельскохозяйственные тракторы на Смитфилдской выставке 1991 года // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1992. – № 6.

68 Ксенович И. П. Тракторы МТЗ-100 и МТЗ-102 / И. П. Ксенович. – М. : Агропромиздат, 1986. – 256 с.

69 Механизация сельского хозяйства: Сборник переводов и обзоров иностранной периодической литературы / отв. ред. А. В. Чумак. – М. : Издательство иностранной литературы, 1955. – 246 с.

70 Гусеничный движитель: А.с. СССР №713750: МКИз В62 D55/08 / Ю. Н. Благодатный, Е. Д. Диденко, В. Г. Евтенко (СССР). – №2584366/27-11; заявл. 01.03.78; опубл. 05.02.80. Бюл. №5. – 3 с.: ил.

71 Полугусеничный ход: А.с. СССР №969580 МКИз В62 D55/04 / З. А. Хантадзе, А. Ш. Босикашвили, Г. Ш. Датунашвили,

Н. К. Мачарашвили, Г. И. Пириашвили, Г. З. Хубулури (СССР). – №3257395/27-11; заявл. 24.02.81; опубл. 30.10.82. Бюл. №40. – 3 с.: ил.

72 Ходовая часть гусеничного транспортного средства: А.с. СССР №1054175 МКИз В62 D55/08 / В. Н. Никулин, Л. М. Зеликовский, В. А. Подусов, Н. А. Вихляева (СССР). – №3474474/27-11; заявл. 27.07.82; опубл. 15.11.83. Бюл. №42. – 4 с.

73 Полугусеничный движитель: Патент на полезную модель РК № 5185 МКИз В62D 55/04 / К. К. Абишев, А. Ж. Касенов, Р. Б. Муканов и др.; заявл. 05.05.2020; опубл. 06.05.2021.

74 Abishev, K.K. Design Justification of Half-Track Propulsor of Traction and Transport Vehicle / K. K. Abishev, A. Zh. Kassenov, K. B. Assylova // Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021), Lecture Notes in Mechanical Engineering, https://doi.org/10.1007/978-3-030-85230-6_50.

75 Bekenov, T. N. Influence of wheel-caterpillar run on the service performance of the wheeled tractor / T. N. Bekenov, K. K. Abishev // Материалы международной научно-практической конференции «Kazakhstan and the World Languages» – Павлодар: ПГУ им. С.Торайгырова, 2007. – Том 2. – С. 154–155.

76 Raupenantrieb und Ergiebigkeit // DLG-Mitteilungen. – 2001. – Bd. 106, №12. – S.7.

77 Тракторы Т15, Т15К. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Павлодар: Концерн «Павлодартрактор», 1992. – 154 с.

78 Харьковский тракторный завод: [Электронный ресурс]. URL:<http://www.xtz.ua>.

79 Транспортное средство со сменным движителем: А.с. СССР №1646940: МКИз В62 D55/04. / Ю. С. Промзалёв, В. Г. Шевцов; заявл. 26.12.1988; опубл. 07.05.1991, Бюл. №17. – с. 4.: ил.

80 Бекенов Т. Н. Повышение проходимости колесного трактора класса 1,4 – 2 т.с. / Т. Н. Бекенов, К. К. Абишев // Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 10-летию ЕНУ им. Л.Н.Гумилева «Современная архитектура и строительство: проблемы и перспективы развития» / ЕНУ им. Л.Н.Гумилева. – Астана, 2006. – С. 190–192.

81 Транспортное средство со сменным движителем: предварительный патент Республики Казахстан №18188: МКИ В62 D55/04 / К. К. Абишев, Т. Н. Бекенов; заявл. 07.07.2005; опубл. 15.01.2007, Бюл. №1 – с.5.: ил.

82 Kassenov A. Zh. Analysis and justification of the layout of a multipurpose machine for the development of mineral deposits / A. Zh. Kassenov, K. K. Abishev and others // News of National Academy of

sciences of the Republic of Kazakhstan. Series of geology and technical sciences. – Vol. 1 – 2022. – pp. 63–68.

83 Транспортное средство со сменным двигателем: Патент на полезную модель РК № 8177 МКИз В62D 55/04 / К. К. Абишев, А. Ж. Касенов, Р. Б. Муканов и др.; заявл. 11.02.2022; опубл. 16.06.2023.

84 Коробейников А. Т. Испытания сельскохозяйственных тракторов / А. Т. Коробейников, В. С. Лихачев, В. Ф. Шолохов. – М. : Машиностроение, 1985. – 238 с.

85 Рекомендации по методике проведения наблюдений и исследований в полевом опыте. – Саратов. – 1973. – 68 с.

86 Рославцев А. В. Средства исследования движения МТА / А. В. Рославцев, В. М. Авдеев, В. М. Третьяк и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – № 3. – С. 26–29.

87 Бекенов Т. Н. О физическом моделировании движения трактора со сменным колесно-гусеничным двигателем / Т. Н. Бекенов, К.К. Абишев // Материали за 4-а международна научна практична конференция «Научно пространство на Европа». – София, Болгария. – 2008. – Том 26. Технологии. – С.77–79.

88 Алабужев П. М. Теория подобия и размерностей. Моделирование / П. М. Алабужев и др. – М. : Высшая школа, 1968. – 356 с.

89 Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработка опытных данных / Г. В. Веденяпин. – М. : Колос, 1973. – 126 с.

90 Налимов В. В. Статистические методы планирования лабораторных экспериментов / В. В. Налимов, А. Н. Чернова. – М. : Наука, 1965. – 226 с.

91 Гришин В. К. Статистические методы анализа и планирование экспериментов / В. К. Гришин. – М. : Издательство МГУ им. Ломоносова, 1973. – 176 с.

92 Седов Л. Н. Методы подобия и размерности в механике / Л. Н. Седов. – М. : Наука, 1977. – 440 с.

93 Цытович Н. А. Механика грунтов/ Н. А. Цытович. – М. : Высшая школа, 1979. – 272 с.

94 Пинигин Б. Н. О моделировании ходовой части гусеничных тракторов / Б. Н. Пинигин // Сб. науч. тр. «Конструирование и расчет гусеничных машин». – Челябинск: ЧПИ, 1963. – Вып.1. – С.5–12.

95 Абишев К. К., Касенов, А. Ж. Разработка и обоснование параметров многоцелевого транспортного средства: монография /

К. К. Абишев, А. Ж. Касенов – Павлодар: Toraighyrov University, 2023. – 121 с.

96 Баловнев В. И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Машиностроение, 1974. – 232 с.

97 Пинигин Б. Н. Исследование методов замера тяговых усилий при испытании моделей ходовой части / Б. Н. Пинигин, Г. Н. Андреев // Сб. науч. тр. «Конструирование и расчет гусеничных машин». – Челябинск: ЧПИ, 1963. – Вып.1. – С.13–19.

98 ГОСТ 5180-2015. Грунты. Методы лабораторного определения физических характеристик. – Введ. 2015-11-03. – М. : Издательство стандартов, 2019. – 19 с.

99 ГОСТ 12536-2014. Грунты. Методы лабораторного определения гранулометрического (зернового) и микроагрегатного состава. – Введ. 2014-12-12. – М. : Издательство стандартов, 2019. – 18 с.

100 Зеленин А. Н. Машины для земляных работ / А. Н. Зеленин, В. И. Баловнев, И. П. Керов. – М. : Машиностроение, 1978. – 422 с.

101 Зайдельман И. И. Физическое моделирование гусеничного движителя землеройно-транспортной машины и вопросы построения физико-математической модели системы: дис. ... канд. техн. наук / И. И. Зайдельман. – М. : МАДИ, 1974. – 214 с.

102 Малышев В. П. Вероятностно-детерминированное планирование эксперимента / В. П. Малышев. – Алма-Ата: Наука, 1981. – 116 с.

103 Вольф В. Г. Статистическая обработка опытных данных / В. Г. Вольф. – М. : Колос, 1966. – 186 с.

104 Blumenthal, R. Technisches Handbuch Traktoren / R. Blumenthal. – Berlin: VEB Verlag Technik, 1966.

105 Чен Ф., Ли, Г. А., и др. Автоматизация логистических процессов на производственных предприятиях // Springer. – URL: <https://link.springer.com> (дата обращения: 23.04.2024).

106 Массачусетский технологический институт. Исследования по развитию топливных элементов // MIT. – URL: <https://mit.edu> (дата обращения: 23.04.2024).

107 Международные конференции по промышленной инженерии. Перспективы развития модульных конструкций // IEEE. – URL: <https://ieee.org> (дата обращения: 23.04.2024).

108 Дэниэлс Д. Современные автомобильные технологии: учебник / Д. Дэниэлс. – М., 2003. – 224 с.

109 Шуть В. Н. Интеллектуальные робототехнические транспортные системы / В. Н. Шуть, Л. Персия. – Брест: Издательство УО «БрГТУ», 2017. – 196 с.

110 Золотницкий В. Новые газотопливные системы автомобилей / В. Золотницкий. М.: «Издательский Дом Третий Рим», 2005 – 64 с.

Содержание

	Введение	3
1	Теоретические аспекты и значение перевозочного процесса в контексте внутризаводских перевозок	5
1.1	Основы организации перевозочного процесса	5
1.2	Роль внутризаводских перевозок	8
2	Классификация и виды внутризаводского транспорта	11
2.1	Классификация по типу движителя	11
2.2	Классификация по способу управления	17
2.3	Классификация по назначению	20
2.4	Классификация по масштабу применения	24
3	Исследование процессов взаимодействия колесных и гусеничных машин с деформируемым опорным основанием	27
3.1	Обзор работ по исследованию взаимодействия гусеничного движителя с опорным основанием	27
3.2	Анализ математических моделей деформирования грунтов при воздействии движителей машин	32
3.3	Математическая модель взаимодействия резиногусеничного движителя с опорным основанием	37
3.4	Разработка модели процесса взаимодействия тягово-транспортной машины с деформируемым опорным основанием	48
4	Разработка методики выбора оптимальных параметров колесных и гусеничных машин	52
4.1	Эксплуатационная масса тягово-транспортной машины	53
4.2	Длина опорной поверхности движителя	57
4.3	Ширина гусениц тягово-транспортной машины	59
4.4	Расположение центра тяжести тягово-транспортной машины	61
4.5	Методика расчета основных параметров гусеничного движителя машины	64
5	Разработка мероприятий по повышению эффективности функционирования колесных и гусеничных машин	67
6	Обоснование компоновки машины внутризаводского транспорта	80
6.1	Анализ существующих конструкции транспортных средств со сменным движителем	80
6.2	Техническое задание на разработку машины внутризаводского транспорта	88

7	Технический проект транспортного средства	93
7.1	Назначение и область применения транспортного средства	93
7.2	Техническая характеристика	94
7.3	Описание и обоснование конструкции составных частей транспортного средства	96
8	Испытание транспортного средства	99
8.1	Программа и план испытаний	99
8.2	Обоснование и выбор принципа подобия при моделировании	100
8.3	Методика проведения испытаний	103
8.4	Последовательность проведения эксперимента	108
8.5	Планирование и условия проведения многофакторного эксперимента	108
8.6	Определение погрешностей измерений	109
9	Результаты испытаний	112
9.1	Влияние типа поддрессирования ходовой системы	112
9.2	Влияние массы машины	117
9.3	Влияние длины опорной поверхности	120
9.4	Влияние ширины гусеницы	122
9.5	Влияние количества опорных катков	124
9.6	Влияние формы эпюры давления	126
10	Направления и перспективы развития конструкций машин внутривозовского транспорта	130
	Заключение	133
	Литература	135

К. К. Абишев

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА ВНУТРИЗАВОДСКИХ
ПЕРЕВОЗКАХ**

Монография

Технический редактор З. Ж. Шокубаева
Ответственный секретарь Ж. К. Сапенова

Подписано в печать 15.10.2024г.

Гарнитура Times.

Формат 29,7 х 42 ¼. Бумага офсетная.

Усл.печ. л. 8,4. Тираж 500 экз.

Заказ № 4368

Toraighyrov University
140008, г. Павлодар, ул. Ломова, 64