

*На правах рукописи*

**ЯБЛОНЕВ  
АЛЕКСАНДР ЛЬВОВИЧ**

**ОСНОВЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ  
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КОЛЕСНОГО ХОДА С ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖЬЮ**

Специальность 05.05.06 Горные машины

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Тверь 2011

Работа выполнена на кафедре «Торфяные машины и оборудование»  
ФГБОУ ВПО «Тверской государственной технической университет».

**Научный консультант:**

Доктор технических наук,  
профессор

Зюзин Борис Федорович

**Официальные оппоненты:**

Доктор технических наук, профессор

Иванов Сергей Леонидович

Доктор технических наук, профессор

Ковалев Николай Георгиевич

Доктор технических наук, профессор

Круглов Валерий Петрович

**Ведущая организация** – ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт торфяной промышленности» (ВНИИТП)

Защита диссертации состоится «28» декабря 2011 г. в 14<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 212.262.05 ФГБОУ ВПО «Тверской государственной технической университет» по адресу: г. Тверь, ул. Академическая, д. 12 (Лабораторный корпус, аудитория Л-214).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Тверского государственного технического университета.

Автореферат разослан «\_\_» ноября 2011 г.

**Ученый секретарь диссертационного совета:**

доктор технических наук, доцент

Фомин Константин Владимирович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Торф – один из самых распространенных видов природных ресурсов. На территории 63 субъектов Российской Федерации зарегистрировано 21 186 торфяных месторождений. Предполагаемые запасы торфа в России составляют более 140 млрд тонн. Ежегодный прирост торфа, как возобновляемого источника сырья и энергии, оценивается в 250 млн тонн. В 2010 году добыто 1,41 млн тонн торфа условной 40%-ной влажности, тогда как в 1980-е годы в СССР добывалось до 180 млн тонн в год, что свидетельствует о кризисе состояния отечественной торфяной промышленности. Резкое снижение объемов добычи торфа привело к выбыванию из эксплуатации около 300 тыс. га освоенных и подготовленных к добыче площадей, что создало предпосылки для возникновения чрезвычайных ситуаций (торфяных пожаров) на данных территориях, снижения уровня жизни населения торфяных поселков и росту безработицы в сельских районах.

Принимая во внимание проблемы, стоящие в настоящее время перед электроэнергетической отраслью и коммунальным хозяйством, и масштабные задачи, поставленные в области повышения энергетической эффективности и энергосбережения, локомотивом вывода торфяной отрасли из кризиса может стать использование торфа и продуктов его переработки с целью производства тепла и электрической энергии.

Расширение применения торфа и продуктов его переработки позволит повысить эффективность функционирования региональных энергетических систем; использование топливных ресурсов будет способствовать решению проблемы энергосбережения, так как снизятся потери электрической и тепловой энергии при транспортировке путем приближения энергомоощностей непосредственно к потребителям, что особенно актуально в связи с высокой степенью износа сетевой инфраструктуры. В сельском хозяйстве увеличение применения торфяных продуктов приведет к повышению урожайности. Известен положительный опыт широкого использования торфа в Ирландии, Канаде, Финляндии, Белоруссии и других странах мира.

Стратегия развития торфяной отрасли горной промышленности России предусматривает обеспечение к 2020 году уровня добычи торфа в 50 млн тонн в год. Столь амбициозная задача может быть решена лишь при модернизации торфодобывающего оборудования и использовании инновационных технологических решений с целью увеличения производительности и повышения экономической эффективности торфодобывающих компаний.

Анализ конструкций горных машин указывает на широкий спектр технических средств, имеющих пневматический колесный ход. Одним из направлений модернизации и обновления торфодобывающей техники является использование торфяных транспортных средств на пневмоколесном ходу, который по сравнению с гусеничным ходом менее энерго- и металлоемок, позволяет развивать большие скорости передвижения, адаптирован одновременно к условиям бездорожья и дорогам с твердым покрытием.

Применение пневматического колесного хода позволит торфяным компаниям самостоятельно заниматься доставкой торфа к потребителям, задействовав для этого собственные торфяные транспортные средства, эксплуатирующиеся на технологических операциях по добыче торфа, повысив эффективность деятельности и значительно снизив стоимость транспортных работ.

Многие вопросы взаимодействия пневматического колесного хода с торфяной залежью в настоящее время остаются малоизученными. Такие процессы, как взаимное деформирование и изменение формы площади контактной поверхности пневматического колеса с торфяной залежью не учитываются в тяговых расчетах и расчетах на проходимость. Нет обоснований эффективного применения сдвоенных колес с позиции снижения силы сопротивления передвижению, не исследовано влияние на силу сопротивления передвижению качественных характеристик торфяной залежи и давления воздуха в пневмоколесах.

Таким образом, исследование взаимодействия пневмоколесного хода с торфяной залежью и основы прогнозирования этого взаимодействия являются актуальной научной проблемой.

**Объектом исследования** является пневматический колесный ход торфяных транспортных средств при его взаимодействии с торфяной залежью различных качественных характеристик.

**Предметом исследования** являются функциональные и корреляционные связи между силой сопротивления передвижению, давлением воздуха в пневмоколесах и качественными характеристиками торфяной залежи; зависимость формы и площади контактной поверхности деформированного пневмоколеса от внутреннего давления воздуха и величины нормальной деформации колеса; особенности применения торфяных транспортных средств на пневмоколесном ходу в условиях торфяных компаний.

**Идея работы** заключается в создании научных основ прогнозирования взаимодействия пневмоколесного хода торфяных машин с торфяными залежами различных качественных характеристик с учетом влияния величины нормальной деформации пневматического колеса на площадь контактной поверхности колеса и торфяной залежи, проведении экспериментальных исследований по оценке зависимости силы сопротивления передвижению от качественных характеристик залежи и параметров колесного хода.

**Цель работы** состоит: в теоретическом и экспериментальном обосновании научных основ прогнозирования, создания и использования машин на пневмоколесном ходу в торфяной промышленности; установлении закономерностей взаимодействия пневмоколесного хода торфяных машин с торфяными залежами различных качественных характеристик для создания новых и совершенствования существующих машин; повышении эффективности использования техники.

**Основные положения диссертации, выносимые на защиту:**

1. Из теоретико-экспериментальных разработок: научное обоснование прогнозирования закономерностей взаимного деформирования

пневматического колеса и торфяной залежи при нелинейном изменении формы площади их контакта; экспериментальное обоснование оптимальных параметров пневмоколесного хода торфяных машин; прогнозирование резистивных свойств торфяной залежи нарушенной структуры при взаимодействии с пневмоколесным ходом торфяных машин; аналитическое определение влияния сил инерции на пневмоколесный ход торфяных транспортных машин.

2. Из научно-методических разработок: методика расчета величины нормальной деформации и площади контактной поверхности пневматических колес торфяных машин при взаимодействии с торфяными залежами различных качественных характеристик; методики определения конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров пневмоколесного хода торфяного оборудования для обеспечения функционирования технологического процесса добычи и транспорта торфа в оптимальном режиме.

3. Из научно-технических разработок: обоснование и создание конструкции лабораторной модели пневмоколесного хода торфяных машин для исследования ее взаимодействия с торфяными залежами различных качественных характеристик; обоснование критериев инвестиционной оценки вложений в транспортные операции с использованием торфяных транспортных машин на пневмоколесном ходу; рекомендации и результаты внедрения проведенных исследований.

#### **Научная новизна исследований:**

1. Впервые разработаны научные основы, заложенные в методику определения площади контактной поверхности пневматического колеса и торфяной залежи с учетом их взаимного деформирования.

2. Научно обоснованы рациональные конструктивные, технологические, энергетические и эксплуатационные параметры и режимы работы торфяных машин на пневмоколесном ходу. Разработаны основы прогнозирования взаимодействия пневмоколесного хода торфяных машин с торфяными залежами.

3. Определены ориентиры для формирования предложений на рынке средств труда, в том числе и за счет их производства по заказам торфяной отрасли.

4. Обеспечено дальнейшее развитие экономической оценки деятельности торфодобывающей компании.

5. Обеспечено дальнейшее проведение исследований имитационного взаимодействия пневматического колесного хода с торфяной залежью в лабораторных условиях.

#### **Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждаются:**

– использованием методов теории подобия, статистического и корреляционно-регрессивного анализов, применением современных компьютерных технологий и динамического программирования;

- корректностью сделанных допущений при построении математических и физических моделей;
- анализом существующих теоретических и экспериментальных данных, сравнением полученных результатов с результатами других авторов;
- положительными результатами апробации исследования.

**Практическое значение работы** состоит в следующем:

- обоснованы и рекомендованы оптимальные параметры пневмоколесного хода торфяных машин для эксплуатации в различных условиях торфодобывающих компаний;
- на основании обобщения научно-производственного опыта сформулированы требования к торфяным транспортным средствам на пневмоколесном ходу;
- разработана методика формирования потолочной цены на торфяное топливо, а, следовательно – на транспортные операции и стоимость техники на пневмоколесном ходу, задействованной в этих операциях;
- усовершенствована конструкция торфоуборочной машины МТФ-43 с целью обеспечения эффективной работы на повышенной скорости за счет применения пневматического колесного хода;
- предложены критерии оценки эффективности инвестиций в транспортные операции с использованием техники на пневмоколесном ходу.

**Реализация результатов работы.** Результаты исследования используются в учебном процессе при подготовке студентов специальностей 150403 – «Технологические машины и оборудование для разработки торфяных месторождений» и 190603 – «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования» ФГБОУ ВПО «Тверской государственный технический университет», внедрены в проектную практику ООО «ИЦ Энерго» (г. Тверь) и производственную деятельность ООО «ОЛТЕС» (г. Москва).

**Апробация работы.** Основные научные и практические результаты диссертационной работы на различных этапах проведения исследования докладывались на научных симпозиумах: 2-й Научно-технической конференции молодых ученых и специалистов ТвеПИ (г. Тверь, 1991 г.), 7-й Международной конференции физикохимии торфа и сапропеля (г. Тверь, 1994 г.), 10-й Всероссийской конференции «Образование в XXI веке» (г. Тверь, 2010 г.), ежегодных симпозиумах «Неделя горняка» в Московском государственном горном университете (г. Москва, 2010–2011 гг.), 9 и 10-й Международных конференциях «Ресурсовоспроизводящие, малоотходные и природоохранные технологии освоения недр» (г. Котону, 2010 г.; г. Махачкала, 2011 г.), 5-й Международной конференции «Горное, нефтяное, геологическое и геоэкологическое образование в XXI веке» (г. Грозный, 2010 г.), 6-й Международной научно-практической конференции «Современные проблемы гуманитарных и естественных наук» (г. Москва, 2011 г.), Всероссийском торфяном форуме (г. Тверь, 2011 г.), Международной научной конференции «Технические науки в России и за рубежом» (г. Москва, 2011 г.), 9-й Международной научно-технической конференции БНТУ (г. Минск, 2011 г.).

**Публикации.** По результатам выполненных исследований опубликовано 45 научных работ, из них 16 – в изданиях, рекомендованных ВАК РФ. Новизна научно-технических решений отражена в 4-х патентах РФ на полезную модель. Опубликовано монография.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, 5 глав основного текста, заключения и приложений. Изложена на 311 страницах машинописного текста, включает 93 рисунка, 37 таблиц и список использованных источников из 210 наименований.

Автор выражает глубокую признательность доктору технических наук профессору кафедры «Торфяные машины и оборудование» Тверского государственного технического университета Самсонову Льву Николаевичу за ряд ценных замечаний, высказанных в процессе работы над диссертацией.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

Во **введении** отражены современное состояние и тенденции развития торфяной отрасли горной промышленности России, выделены новые и традиционные направления. На примере Тверской области показана роль торфяного топлива в топливно-энергетическом балансе энерговырабатывающих предприятий. Выделены мероприятия, необходимые к внедрению в конструкциях торфяных машин, являющихся классом горных машин. Обоснована актуальность решаемой проблемы.

В **первой главе** диссертационной работы представлены пути развития ходовых устройств торфяных машин, рассмотрены теоретические основы взаимодействия жесткого и пневматического колесных ходов с торфяными залежами. Представлены современные конструкции торфяных машин на пневмоколесном ходу. Предложена следующая классификация пневмоколесных ходовых устройств.

1. По способу воспроизведения толкающей силы – ведущие (преобразующие крутящий момент от привода в толкающую силу) и ведомые (воспринимающие толкающую силу от рамы машины).

2. По конструкции – одинарные и сочлененные (сдвоенные, строенные и т.д.).

3. По возможности установки гусеничной ленты на колеса – с возможностью и без возможности установки.

4. По типу применяемых шин – с арочными шинами, с пневмокатками и все остальные.

5. По развитости периметра контакта с торфяной залежью – с развитым периметром и с неразвитым периметром.

6. По расстоянию между осями колес – разнесенные (при расстоянии между осями более двух диаметров колеса) и балансирные тележки (при расстоянии между осями менее двух диаметров колеса).

Одним из первых работы в области качения колеса на торфяной залежи выполнил профессор Ф.А. Опейко. В дальнейшем над этой проблемой работали

И.Г. Блох, С.Г. Солопов, М.В. Мурашов, В.А. Бодиловский, А.М. Григорьев, Ю.А. Свирщевский, М.М. Танклевский, В.А. Ерышов, В.В. Скурко, Л.С. Амарян, В.Г. Мойсеенко, Ю.Г. Горбутович, А.А. Гребнев, В.И. Персигов, В.М. Шпынев, А.М. Панин, В.В. Гуськов, А.К. Кочедыков, В.К. Кириллов, В.Ф. Сеницын, А.В. Гуськов и др. В области взаимодействия жестких сферических штампов с мерзлыми и слабыми грунтами необходимо выделить работы А.Ю. Ишлинского, В.А. Миронова, А.А. Ланкова, И.И. Берковича и др. Зарубежный опыт по данному вопросу представлен работами Bekker M.G., Pzhistanski E., Shroeder D., Wilson N. и др.

Изложенные этими авторами теоретические основы и их краткий обзор позволяют сделать следующие выводы:

1. Торфяной залежи, как всякой упруго-пластичной среде, свойственно восстановление после деформации. Вследствие этого явления наблюдается контакт колеса с залежью не только по передней, но и по задней дуге. При этом задняя дуга контакта короче передней в два раза.

2. В качестве ориентировочных характеристик нагруженности колеса можно использовать условную нагрузку – отношение нормальной нагрузки на колесо к площади его диаметрального сечения.

3. Сопротивление передвижению жесткого ведомого колеса обусловлено работой, которую необходимо совершить по деформированию залежи.

4. Как к жесткому колесу, так и к пневматическому применим закон (теорема) Герстнера о пропорциональности нормальной нагрузки объему грунта, вытесняемого колесом.

5. Все теоретические изыскания по теме пневматического колесного хода строятся на положениях, основанных на изучении жесткого колесного хода.

6. Зависимость удельного давления от осадки колеса носит политропный характер при показателе политропы чаще равном единице.

7. Глубина осадки пневматического колеса на залежи определяется не только свойствами залежи и нормальной нагрузкой на колесо, но и давлением воздуха в шине, так как вследствие деформации каркаса шины площадь контакта колеса с залежью увеличивается, понижая удельное давление под колесом.

8. В случае контакта пневматического колеса и торфяной залежи нарушенной структуры (с нарушенной волокнистой структурой вследствие глубокого фрезерования, корчевания, интенсивного перемешивания) определяющими факторами являются влага и глубина переработки залежи. Такие качества, как степень разложения, зольность и ботанический состав залежи малозначимы. Прочность залежи сильно понижается после нарушения ее структуры. Данный случай можно считать крайним с точки зрения проходимости машин, поэтому все расчетные и экспериментальные методики по оценке эффективности применения пневматического колесного хода необходимо выстраивать в привязке к этим условиям.

9. Основными механическими характеристиками торфяной залежи, влияющими на взаимодействие колесного хода и залежи, являются сопротивление сжатию и срезу (сдвигу).

10. В настоящее время не существует какой-либо целостной методики по расчету деформации пневматического колеса в зависимости от нагрузки на него, осадки колеса на залежи, его геометрических параметров, давления воздуха в шине. Изменение формы площади контакта колеса с залежью при деформации шины не учитывается.

Для достижения цели данного диссертационного исследования, на основе анализа литературных источников, выделяются **задачи, отражающие логическую структуру диссертационной работы.**

1. Разработать основные положения теории деформирования пневматических колес торфяных машин в зависимости от нагрузки на колесо, давления воздуха в шине, геометрических параметров колеса, качественных характеристик торфяной залежи и осадки колеса на залежи.

2. Исследовать основные закономерности взаимодействия приводных колес торфяных машин с залежью с учетом их нормальной деформации с целью прогнозирования тягово-сцепных свойств.

3. Научно обосновать методику определения дополнительных нормальных нагрузок на колеса тягача торфяных машин вследствие действия сил инерции.

4. Разработать лабораторную модель пневматического колесного хода для исследования силовых характеристик взаимодействия колес с залежью и коэффициента сопротивления передвижению.

5. Провести исследование по оценке оптимальных параметров пневмоколесного хода и выявить влияние параметров колесного хода и качественных характеристик залежи на силу сопротивления передвижению. Обосновать критерии и границы эффективного применения сдвоенного пневмоколесного хода. Разработать научные основы прогнозирования взаимодействия пневматических колес торфяных машин с залежью.

5. Провести анализ эффективности применения пневматического колесного хода на операциях по вывозке торфа и доставке его потребителям.

7. Обосновать критерии комплексной оценки эффективности инвестиций в транспортные операции с использованием техники на пневмоколесном ходу.

Во **второй главе** представлены теоретические исследования взаимодействия пневмоколесного хода с торфяной залежью, проведенные соискателем и направленные на выявление и прогнозирование нормальной деформации пневматических колес, оценку влияния нормальной деформации на потребительские и эксплуатационные свойства колесного хода.

При взаимодействии пневматических колес с грунтами важно выделить три основных случая: когда нормальная деформация колеса мала по сравнению с деформацией грунта (качение колеса с высоким давлением воздуха по рыхлому торфу), соизмерима с деформацией грунта (качение колеса с низким давлением воздуха по рыхлому торфу) и больше деформации грунта (качение

колеса с низким давлением воздуха по уплотненному торфу). Движение машин и тракторов по залежам на шинах низкого и сверхнизкого давления наиболее точно соответствует первому и второму случаям. При этом деформация пневматических колес определяется работой, затраченной на сжатие шины.

Относительно простой метод оценки деформации пневматического колеса предложил М.В. Мурашов. В формулу для определения осадки колеса в залежи  $H$  он ввел поправочный коэффициент  $\eta = 0,8$ , который учитывал деформацию шины, предполагая, что в общем объеме деформаций 80% приходится на залежь и 20% – на шину:

$$H = \eta \sqrt{\frac{2Q_z}{K\pi\sqrt{DD_n}}}, \quad (1)$$

где  $Q_z$  – вертикальная нагрузка на колесо с пневматической шиной;  $K$  – коэффициент упругости торфяной залежи;  $D$  и  $D_n$  – геометрические характеристики колеса.

В работах В.Я. Аниловича содержится более сложная оценка нормальной деформации шины  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{G}{\pi P_w \sqrt{BD}} + K_x P_k = G \left( \frac{1}{\pi P_w \sqrt{BD}} + K_x \varphi_c \right), \quad (2)$$

где  $G$  – вес, приходящийся на колесо;  $P_w$  – давление воздуха в шине;  $B$  – ширина шины;  $D$  – наружный диаметр шины;  $K_x$  – коэффициент, зависящий от размеров и формы контактной площадки, упругих свойств шины, вертикальной и касательной сил, связанных коэффициентом использования сцепления  $\varphi_c$ ;  $P_k$  – касательная сила тяги, развиваемая приводным колесом.

Однако несмотря на большое количество переменных, содержащихся в формуле (2), изменение контактной поверхности весьма приближенно оценивается коэффициентом.

Наиболее взвешенный подход к выявлению деформации колеса на податливом грунте наблюдается в трудах Ф.А. Опейко, который определил нормальную составляющую удельного давления между колесом и грунтом  $p$ :

$$p = \frac{3}{2} \frac{Q}{\mu BD \sqrt{1 + \frac{h_k}{D\mu^2}}}, \quad (3)$$

где  $Q$  – нагрузка на колесо;  $\mu$  – коэффициент сопротивления мятию грунта;  $B$  – ширина колеса;  $D$  – диаметр колеса в свободном (ненагруженном) состоянии,  $h_k$  – деформация пневматического колеса.

Данное решение позволяет оценивать деформацию пневматической шины во взаимосвязи с осадкой колеса на грунте. Однако такие параметры колеса, как внутреннее давление воздуха и жесткость остаются за границами исследования.

В.М. Шпынев рассматривал взаимодействие пневмоколеса и залежи как последовательную работу каждого из составляющих упругих элементов, при которой общий эквивалентный коэффициент упругости торфяной залежи – шины  $K$ :

$$K = K_1 K_2 / (K_1 + K_2), \quad (4)$$

где  $K_1$  и  $K_2$  – коэффициенты упругости торфяной залежи и пневматической шины соответственно.

Деформация шины определялась В.М. Шпыневым как отношение веса, приходящегося на колесо  $G$  к жесткости шины  $C_p$ :

$$\lambda = G/C_p . \quad (5)$$

При этом жесткость шины арочного профиля

$$C_p = \pi P_w \sqrt{DD_n} , \quad (6)$$

для всех остальных типов шин

$$C_p = \pi P_w \sqrt{DB} , \quad (7)$$

где  $D$  – наружный диаметр шины в продольной плоскости в ненагруженном состоянии;  $D_n$  – диаметр шины в поперечной плоскости в ненагруженном состоянии;  $P_w$  – давление воздуха в шине;  $B$  – ширина колеса.

Однако данная методика не учитывает зависимость нормальной деформации шины от осадки колеса на залежи.

Анализ вышеперечисленных способов дает возможность сделать следующий вывод: комплексной методики, позволяющей оценивать деформацию пневматического колеса во взаимосвязи с параметрами колеса и упругими качественными и количественными характеристиками торфяной залежи, в настоящее время нет. Тем не менее, все изложенные способы вносят неоценимый вклад в исследования взаимодействия упругого пневматического колеса и податливого упруго-пластичного основания, каковым, несомненно, является торфяная залежь.

Схема постепенного нагружения колеса, погружения его в торфяную залежь и их взаимное деформирование предусматривает несколько этапов. Вначале контакт колеса с залежью характеризуется точкой или линией, и всякая деформация отсутствует. Затем начинается деформация верхних слоев залежи, так как прочность колеса значительно больше прочности залежи. По мере роста нагрузки на колесо и увеличения деформации залежи, а также повышения прочности залежи под колесом, вследствие уплотнения, начинается деформирование шины, и колесо достигает состояния равновесия, при котором деформации заканчиваются. Если максимальное давление  $P_{max}$ , которое оказывает колесо на залежь, подчиняется политропному закону

$$P_{max} = KH , \quad (8)$$

где  $K$  – коэффициент упругости залежи;  $H$  – осадка колеса на залежи, то максимальное напряжение, которое возникает на поверхности шины, контактирующей с залежью, численно равно этой же величине, хотя может быть определено другими зависимостями. Рассматривая шину как диафрагму между залежью и воздухом, содержащимся в шине, можно определить, что напряжение на поверхности шины  $\sigma$ , вызываемое воздействием торфяной залежи на шину, определяется давлением воздуха в шине  $P_w$  (рис. 1). В случае, если  $\sigma = P_w \geq KH$ , деформация шины не возникает. Уравновешивание колеса на залежи достигается только его осадкой на залежи. Если  $\sigma = P_w < KH$ , то работа затрачивается как на деформацию залежи, так и на деформацию

пневматической шины. Таким образом, можно определить осадку колеса на залежи  $H_1$ , при которой начинается деформирование пневматического колеса и продолжается деформация залежи:

$$H_1 = \frac{P_w}{K}. \quad (9)$$

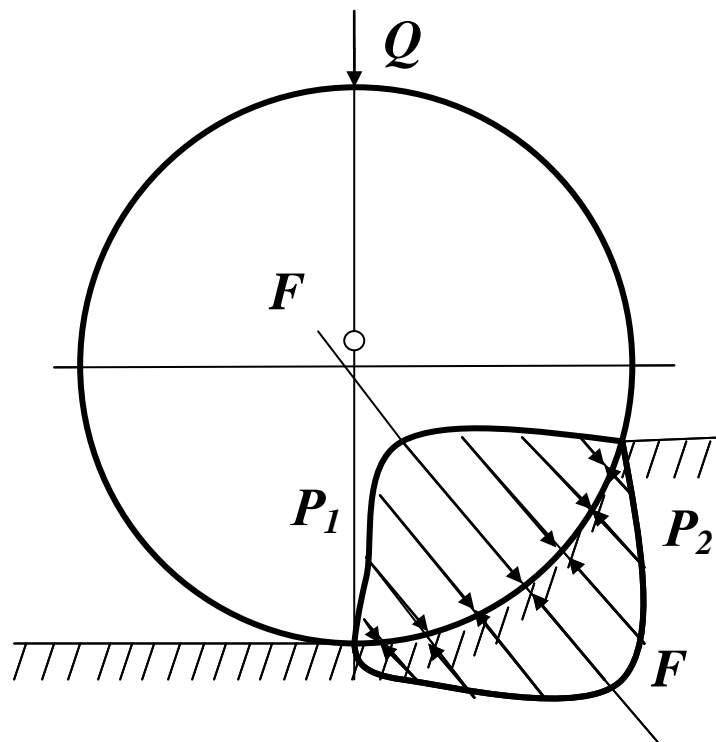


Рис. 1. Схема к методике определения деформации пневматического колеса

Сила  $Q_1$ , необходимая для максимальной деформации торфяной залежи без деформирования пневматической шины, может быть найдена из зависимости

$$Q_1 = \frac{H^2 \pi K \sqrt{DD_{\Pi}}}{2}. \quad (10)$$

Сила, необходимая для деформации пневматической шины  $Q_2$ :

$$Q_2 = Q - Q_1, \quad (11)$$

где  $Q$  – общая нагрузка, приложенная к колесу.

Тогда максимальная нормальная деформация пневматической шины  $\lambda$ , происходящая совместно с деформацией торфяной залежи:

$$\lambda = \frac{Q_2}{c_p} = \frac{Q(1-\eta^2)}{c_p}. \quad (12)$$

Или с учетом  $\eta = 0,8$

$$\lambda = \frac{0,36Q}{c_p}. \quad (13)$$

Это искомые формулы, позволяющие определить величину максимальной деформации пневматической шины в зависимости от давления воздуха в ней, жесткости шины, нагрузки на колесо, коэффициента упругости торфяной залежи и осадки колеса на залежи.

Снижение давления воздуха в шине  $P_w$  приводит к уменьшению осадки колеса на залежи  $H$ , так как при этом увеличивается площадь контакта колеса с залежью, уменьшаются давление колеса на залежь и жесткость шины  $C_p$ . Деформация пневматической шины  $\lambda$  при этом растет. Указанное соображение является одной из причин, по которым на технике, эксплуатирующейся в условиях слабых грунтов, рекомендуется применять шины низкого давления.

Для 4-х широко распространенных типоразмеров пневматических шин получены зависимости: максимальной деформации шины от нагрузки на колесо (рис. 2) и максимальной деформации шины от давления воздуха в ней (рис. 3). В качестве примера взяты шины: ряд 1 – Я-244 (1000×400 мм); ряд 2 – Я-193 (1420×500 мм); ряд 3 – Я-195 (1500×600 мм); ряд 4 – И-185 (1500×840 мм).

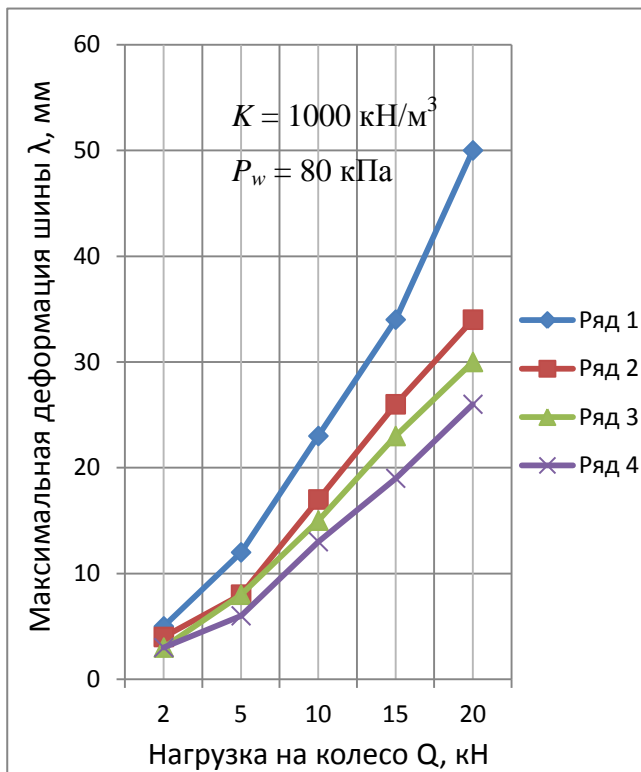


Рис. 2. Зависимость максимальной деформации пневматической шины от нагрузки на колесо (верховая залежь)

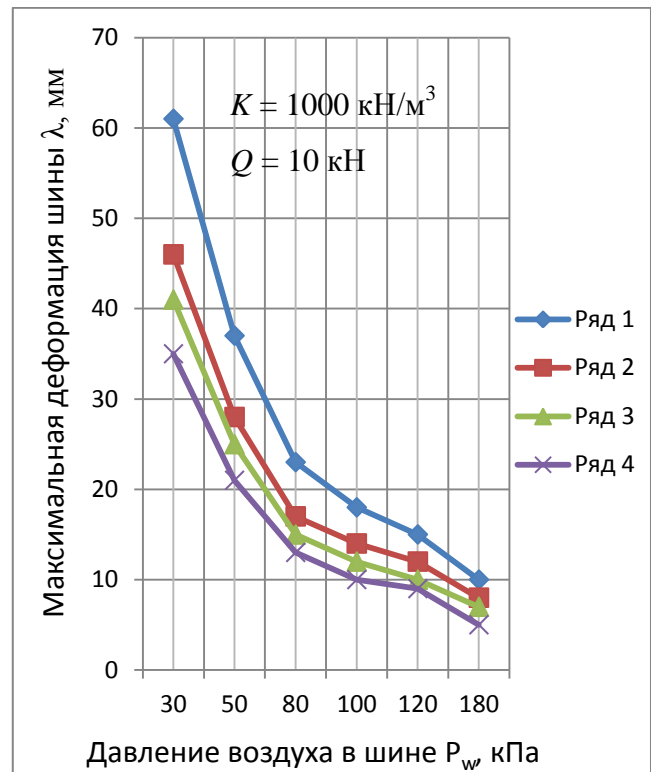


Рис. 3. Зависимость максимальной деформации пневматической шины от давления воздуха в ней (верховая залежь)

Из графиков следует, что в данных условиях резкое увеличение деформации пневматических колес происходит при нагрузке большей 5 кН и давлении воздуха в шине меньшем 80 кПа.

При деформации пневматического колеса изменяется площадь его контакта с торфяной залежью, что ранее исследователями не принималось во внимание. Расчет площади контакта деформированного колеса с залежью построен на положении, обоснованном В.В. Гуськовым, о возможности замены

деформированного эластичного колеса в зоне контакта с торфяной залежью на эквивалентное жесткое, большего диаметра.

Рассмотрим пневматическое колесо в поперечной плоскости (рис. 4).

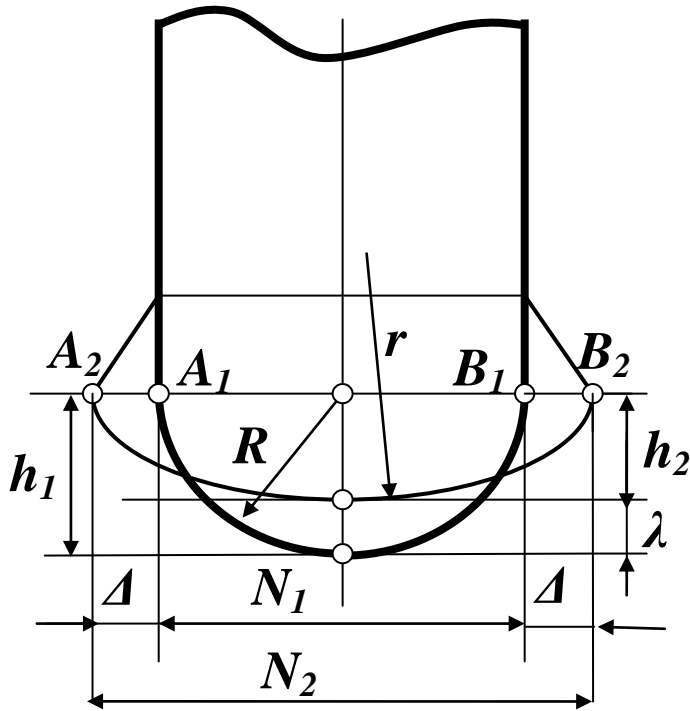


Рис. 4. Схема к процессу деформирования пневматического колеса

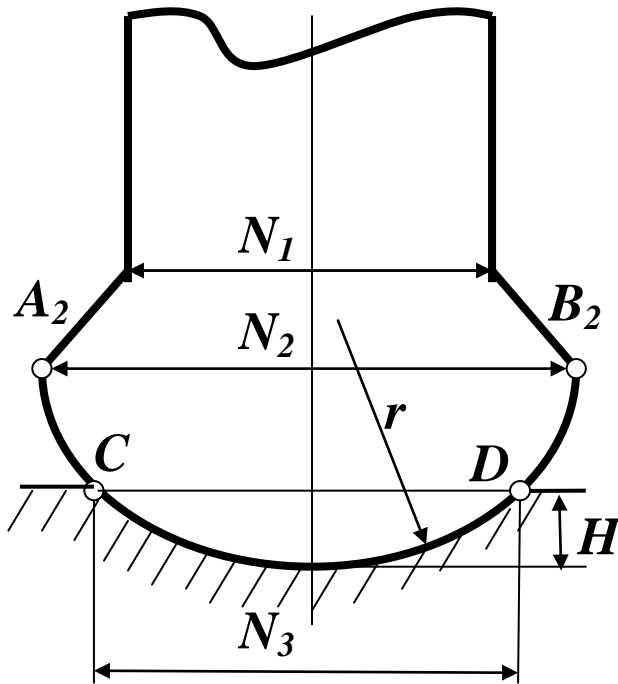


Рис. 5. Взаимодействие деформированного колеса с торфяной залежью

Дуга  $A_1B_1 = M_1$  образует возможную контактную поверхность колеса с залежью в недеформированном состоянии. Дуга ограничена хордой  $N_1$  и высотой стрелки дуги  $h_1$ :

$$M_1 = \sqrt{N_1^2 + 5,33h_1^2}. \quad (14)$$

При деформации на величину  $\lambda$  увеличивается радиус в зоне контакта колеса с залежью, увеличивается и хорда, а длина дуги остается постоянной; точки  $A_1$  и  $B_1$  переходят в  $A_2$  и  $B_2$ . Высота стрелки уменьшается на величину деформации.

Найденная хорда деформированного колеса

$$N_2 = \sqrt{M_1^2 - 5,33(h_1 - \lambda)^2} \quad (15)$$

позволяет вычислить эквивалентный радиус замещающего колеса в поперечной плоскости:

$$r = \frac{4(h_1 - \lambda)^2 + N_2^2}{8(h_1 - \lambda)}. \quad (16)$$

При взаимодействии с торфяной залежью и осадке на величину  $H$  (рис. 5) из свойств кривых второго порядка можно определить хорду  $N_3$ , ограничивающую контакт с залежью, и дугу контакта  $CD = M_3$  деформированного пневматического колеса с деформированной залежью в поперечной плоскости. После проведения серии необходимых преобразований и подстановок окончательно имеем:

$$N_3 = 2 \sqrt{H \left( \frac{2N_1^2 + 8h_1^2 - 2,66\lambda^2 + 5,32h_1\lambda}{8(h_1 - \lambda)} - H \right)}, \quad (17)$$

$$M_3 = \sqrt{H \left( \frac{N_1^2 + 4h_1^2 - 1,33\lambda^2 + 2,66h_1\lambda}{h_1 - \lambda} + 1,33H \right)}. \quad (18)$$

Рассматривая деформированное колесо в продольной плоскости, находим радиус  $r_2$  замещающего жесткого колеса, пользуясь свойствами кривых второго порядка:

$$r_2 = \frac{2r_1(\lambda + H) - (\lambda + H)^2 + H^2}{2H}. \quad (19)$$

Полная дуга контакта колеса с залежью в продольной плоскости  $DF = L$  состоит из передней  $DE = L_1$  и задней  $EF = L_2$  дуг, причем, по исследованиям В.А. Ерышова и др., передняя дуга длиннее задней в два раза (рис. 6):

$$L = L_1 + L_2 = \frac{\pi r_2 (\alpha_1 + \alpha_2)}{180} = \frac{\pi r_2 \alpha}{180}. \quad (20)$$

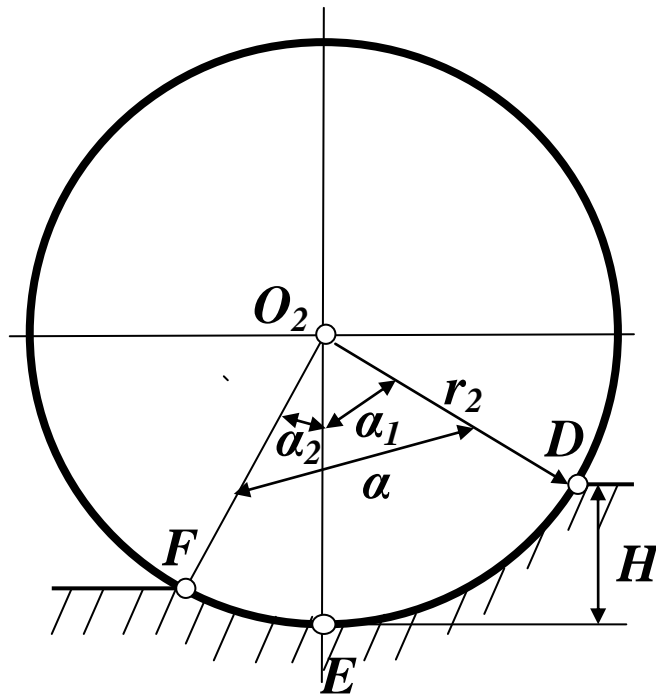


Рис. 6. Схема к определению дуги контакта колеса с грунтом

Форму площади  $S$  контакта деформированного колеса с деформированной залежью приближенно можно определить как эллипсоид, образованный найденными дугами контакта деформированного колеса в продольной и поперечной плоскостях:

$$S = \pi ab = \frac{\pi}{4} LM_3. \quad (21)$$

Зависимости площади контактной поверхности колеса с торфяной залежью от давления воздуха в шинах для 4-х типов шин (см. рис. 2–3) с учетом (ряды 1–4) и без учета (ряды 5–8) деформации колес представлены на рис. 7. Сравнение их по методу проверки нулевой гипотезы показало, что деформация пневматического колеса оказывает существенное

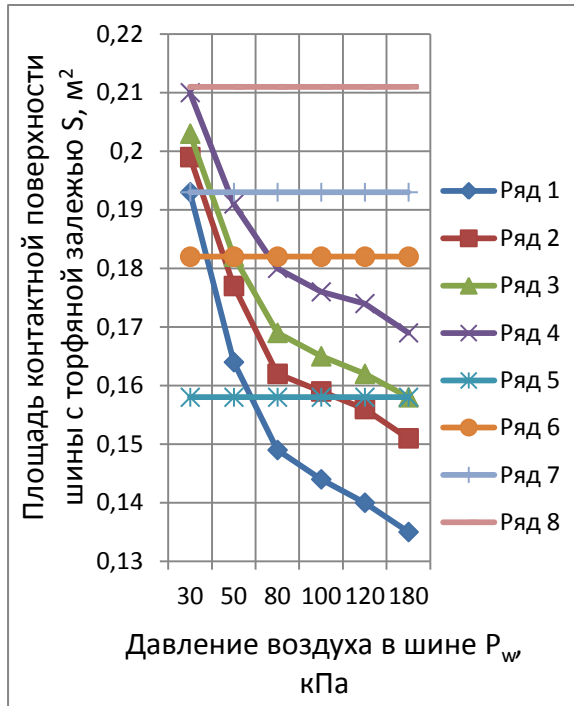


Рис. 7. Зависимость площади контактной поверхности пневмоколеса с торфяной залежью от давления воздуха в шине

действительный (динамический) радиус деформированного колеса.

С учетом буксования колеса  $\delta$  (допустимое значение буксования  $\delta = 0,15$ ), динамический радиус колеса

$$r_d = (1 - \delta)(r_1 - \lambda). \quad (24)$$

Возможная сила тяги по сдвигу (сцеплению) слоев торфяной залежи между собой под колесами,  $T_\tau$ :

$$T_\tau = S \times \tau, \quad (25)$$

где  $S$  – площадь контактных поверхностей деформированных ведущих колес с деформированной торфяной залежью;  $\tau$  – предельное напряжение сдвига слоев торфяной залежи, определяемое по исследованиям Л.С. Амаряна, степенью разложения торфа  $R$  и предельным напряжением сдвига  $\tau_0$  при полной влагоемкости  $W_n$  для верхового и низинного вида торфа.

Зависимости действительного радиуса колеса и силы сцепления слоев торфа от давления воздуха в шинах для заданных условий нагрузки, характеристик залежи и допустимого буксования для 4-х типов пневматических шин представлены на рис. 8 и 9. В качестве примера рассматривается низинная торфяная залежь степенью разложения  $R = 30\%$  и шины: ряды 1 и 5 – Я-244; ряды 2 и 6 – Я-193; ряды 3 и 7 – Я-195; ряды 4 и 8 – И-185.

влияние на площадь его контакта с залежью при площади диаметрального сечения колеса большей  $0,71 \text{ м}^2$ .

Тяговые возможности приводного колеса предопределяются условиями его сцепления с торфяной залежью и сцеплением слоев торфа между собой. При наличии на колесе силы тяги, превышающей силы сцепления, возникает полное буксование колеса, зависящее от соотношения теоретической и действительной скоростей. Деформация колеса  $\lambda$  оказывает влияние на теоретическую  $V_m$  и действительную  $V$  скорости:

$$V_T = \omega(r_1 - \lambda), \quad (22)$$

$$V = \omega r_d, \quad (23)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения ведущего колеса;  $r_1$  – теоретический радиус качения ненагруженного колеса в продольной плоскости;  $r_d$  – радиус качения нагруженного

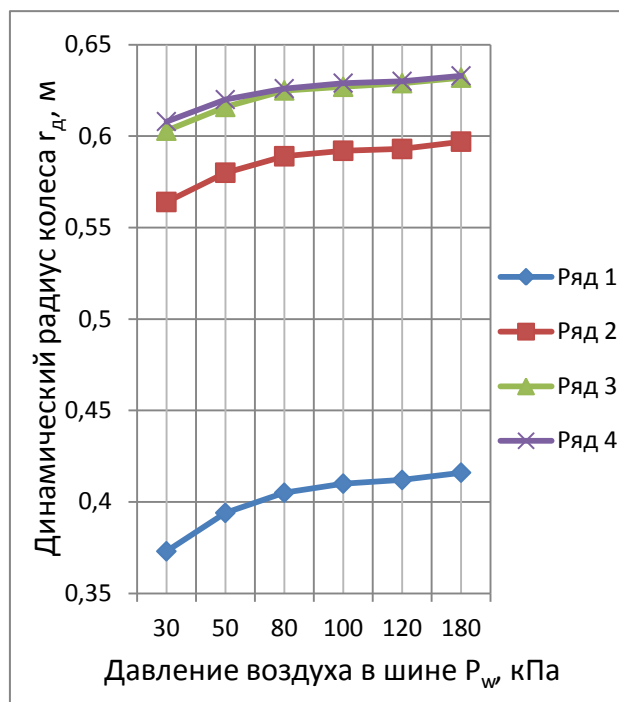


Рис. 8. Зависимость динамического радиуса пневматического колеса от давления воздуха в шине с учетом деформации шины и допустимого буксования

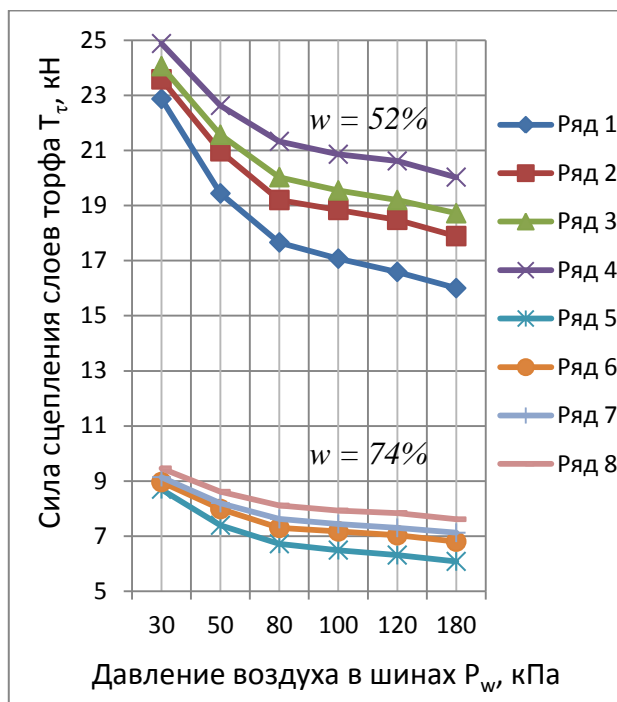


Рис. 9. Зависимость силы сцепления слоев торфа от давления воздуха в шинах при влажности  $w$  для низинной торфяной залежи  $R = 30\%$

Из рисунков видно, что с понижением влаги сила сцепления увеличивается, это объясняется снижением смазывающего эффекта, а с повышением давления воздуха в шинах сила сцепления уменьшается, что объясняется уменьшением контактной поверхности деформированного колеса и залежи. Изменение интенсивности роста динамического радиуса колеса и падения силы сцепления слоев торфа наблюдается при давлении воздуха в шинах 80 кПа. Нормальная деформация, вызванная понижением давления воздуха в шинах, способна уменьшить динамический радиус колеса на 10–15%.

Скрытые резервы увеличения проектной проходимости заключаются, прежде всего, в учете деформации пневматических колес и увеличении площади контакта при деформации. Так, при увеличении несущей способности залежи, определяемой площадью и периметром контакта деформированного колеса с залежью, обобщенный показатель проходимости увеличивается. При этом периметр пятна контакта колеса с залежью  $\Pi$  определяется так:

$$\Pi = 4 \left( \left( \frac{L}{2} \right)^x + \left( \frac{M_3}{2} \right)^x \right)^{1/x}, \quad (26)$$

где

$$x = \frac{\ln 2}{\ln \frac{\pi}{2}}. \quad (27)$$

**Третья глава** посвящена экспериментальным работам по выявлению и прогнозированию количественных и качественных характеристик взаимодействия пневмоколесного хода с торфяной залежью.

Поскольку все основное активное торфяное оборудование (предназначенное для глубокого фрезерования, корчевания, интенсивного перемешивания) работает по принципу нарушения волокнистого каркаса залежи, а полученная в результате залежь нарушенной структуры обладает гораздо более низкими прочностными свойствами, проходимость машин и оборудования по таким залежам ограничена, то опытные образцы, использованные в эксперименте, были представлены залежью нарушенной структуры.

Влияние нарушения структуры торфяной залежи на ее физико-механические свойства изучали С.С. Корчунов, Л.С. Амарян, В.А. Ерышов, В.Г. Селеннов, Е.Т. Базин, А.К. Кочедыков и др.

С.С. Корчунов показал, что водонасыщенный образец торфа, обладавший довольно высокой прочностью, при переработке превращался в очень слабую по механической прочности массу. Опыты по переработке проводились им с различными торфами, в результате чего было выявлено, что сравнительно небольшая переработка дает настолько значительный эффект, что влияние ботанической характеристики и степени разложения на прочность становится малозначительным. Л.С. Амарян, проведя несколько тысяч измерений и опытов по определению механических свойств залежей ненарушенной и нарушенной структур, пришел к выводу, что при значениях степени разложения  $R = 20...25\%$  прочностные свойства низинных и верховых торфов мало отличаются между собой, а численные значения практически совпадают.

В настоящее время накоплен обширный статистический материал по прочностным и деформационным свойствам залежей, как с нарушенной, так и с ненарушенной структурами. В то же время, исследований взаимодействия пневматических колес торфяных машин с залежами нарушенной структуры очень мало, и все они, в основном, носят характер полевых экспериментов. Но полевой эксперимент всегда сопряжен с организационно-техническими трудностями по изменению таких параметров, как влага залежи, что делает решение такой задачи в полевых условиях практически неразрешимой. В связи с этим существует необходимость изучения энергетического аспекта взаимодействия одинарного и сдвоенного пневматического колесного хода с торфяной залежью нарушенной структуры в лабораторных условиях по минимизации одного из важнейших энергетических показателей колесных машин – силы сопротивления передвижению, которая зависит от влаги и плотности (прочности) залежи, нагрузки на колесо, давления воздуха в шинах и конструкции ходового устройства. Для решения поставленных задач были проведены исследования на разработанной и изготовленной лабораторной модели пневматического колесного хода, и изучено ее взаимодействие с верховой залежью (пушицево-сфагновый торф) нарушенной структуры степени разложения  $R = 20...25\%$ .

Набор грузов весом до  $G_{сп\ max} = 2320$  Н позволил производить испытания в широком диапазоне. Давление воздуха в колесах поддерживалось на уровне от 0,02 до 0,15 МПа. С помощью специально изготовленных футорок в случае необходимости производилось сдваивание колес.

Влага исследуемых образцов залежи  $w$  определялась ускоренным методом с помощью сушилки двухламповым прибором, и составила 52, 74, 92%. Такие значения влаги отражают естественные условия при ворошении, фрезеровании и движении машины по неосушенной залежи сразу после глубокого фрезерования или перемешивания. Плотность торфа  $\gamma$  определялась вырезанием фиксированного объема (1 дм<sup>3</sup>) и взвешиванием его на весах. Коэффициент пористости торфа  $\varepsilon$  определялся по формуле

$$\varepsilon = \frac{100 \rho}{\gamma(100-w)} - 1, \quad (28)$$

где  $\rho$  – плотность твердой фазы торфа, принимаемая при расчетах 1500 кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – влага торфа, %.

Соотношения предельного напряжения сдвига  $\tau$ , плотности  $\gamma$ , влагосодержания  $W$  и степени разложения  $R$  для олиготрофных и евтрофных видов неуплотненного торфа получены Л.С. Амаряном и Л.Н. Самсоновым. По этим данным построены зависимости предельного напряжения сдвига от плотности и влагосодержания неуплотненного торфа (рис. 10 и 11). Ряд 1 представлен олиготрофным, а ряд 2 – евтрофным торфом.

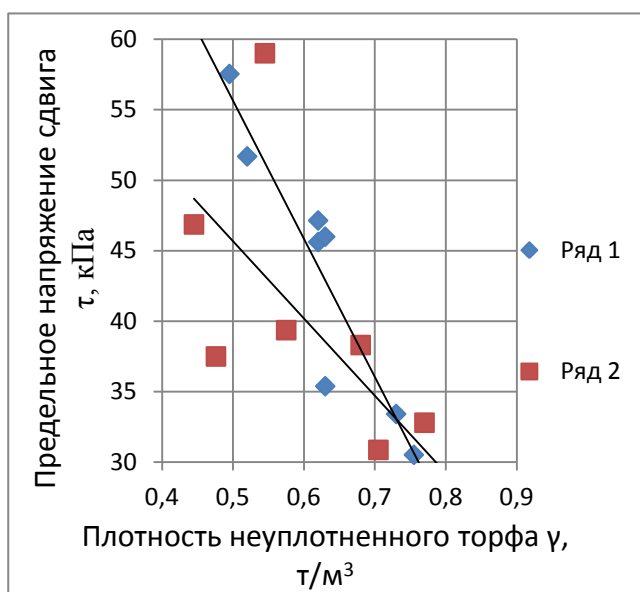


Рис. 10. Корреляционная связь между плотностью и предельным напряжением сдвига

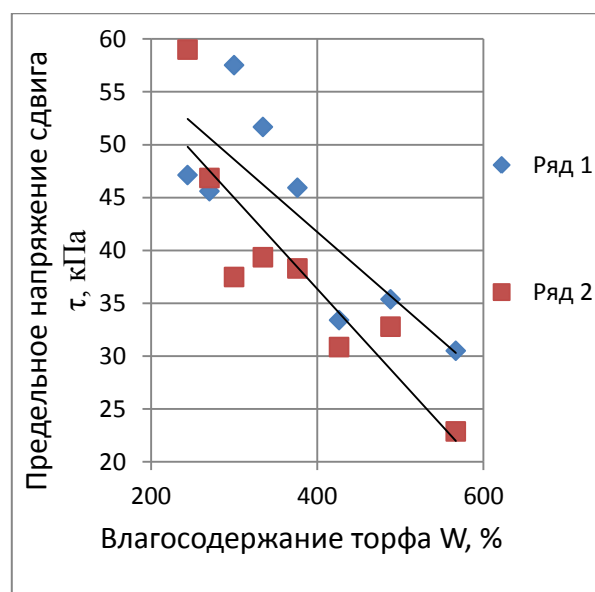


Рис. 11. Корреляционная связь между влагосодержанием и предельным напряжением сдвига

Получены уравнения, описывающие представленные на рис. 10–11 зависимости и коэффициенты корреляции  $r$ . Для олиготрофных видов торфа:

$$\tau_o = -98,127\gamma + 104,73, \quad r = -0,977; \quad (29)$$

$$\tau_o = -0,0686W + 69,167, \quad r = -0,812; \quad (30)$$

для евтрофных видов торфа:

$$\tau_e = -54,816\gamma + 73,078, \quad r = -0,735; \quad (31)$$

$$\tau_e = -0,0863W + 70,857, \quad r = -0,887. \quad (32)$$

Учитывая тот факт, что начальная плотность залежи оказывает решающее воздействие на ее деформацию (D. Schroeder, N. Wilson), и принимая во внимание корреляционную связь плотности с предельным напряжением сдвига, плотность была выбрана в качестве оценочной характеристики исследуемых образцов торфяных залежей.

Исследования проводились на модели с одинарными и сдвоенными колесами. Изучалось влияние предварительного уплотнения залежи впередиидущими колесами на силу сопротивления передвижению. В результате, для трех значений влаги торфа (52, 74, 92%) и двух типов колесных ходов (одинарный и сдвоенный) получены зависимости силы сопротивления передвижению от нагрузки на колеса (рис. 12 и 13).

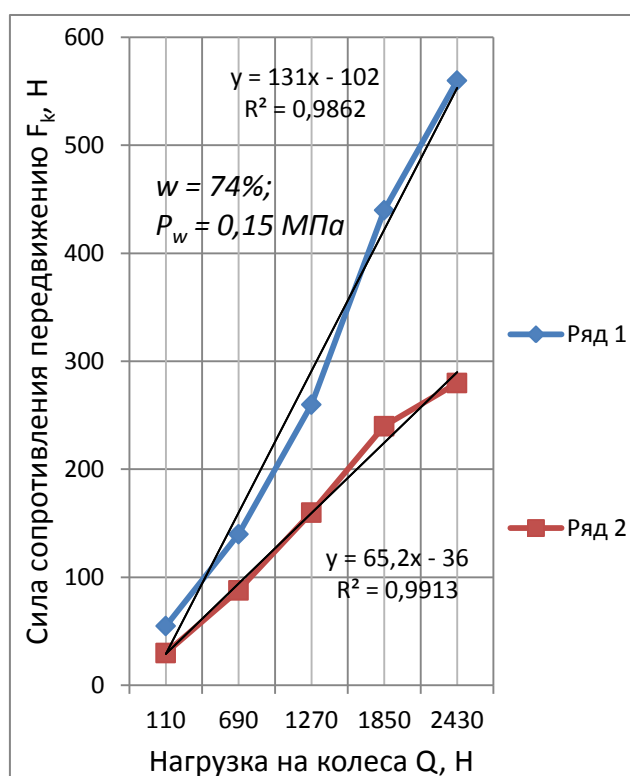


Рис. 12. Зависимость силы сопротивления передвижению от нагрузки на колеса для одинарного колесного хода: ряд 1 – неуплотненная залежь  $\gamma = 550$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 9,5$ ; ряд 2 – уплотненная залежь  $\gamma = 720$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 7,0$

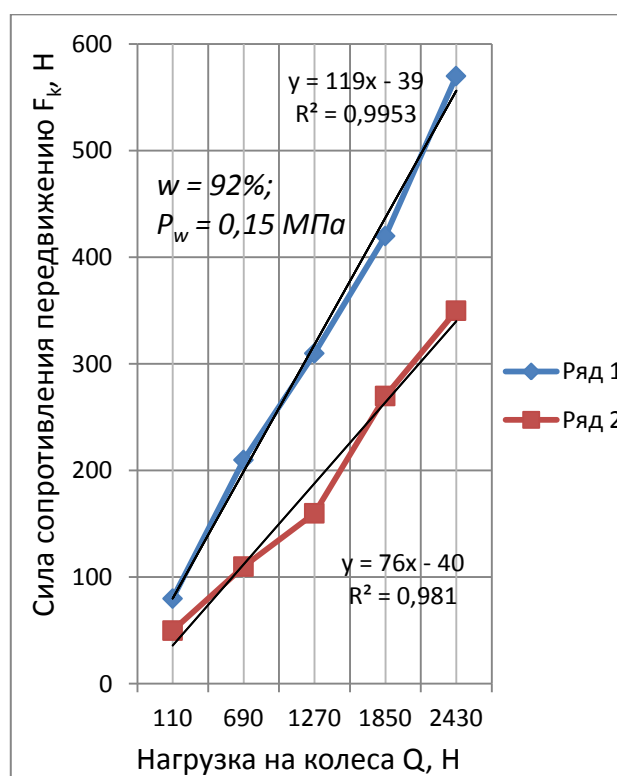


Рис. 13. Зависимость силы сопротивления передвижению от нагрузки на колеса для сдвоенного колесного хода: ряд 1 – неуплотненная залежь  $\gamma = 820$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 21,9$ ; ряд 2 – уплотненная залежь  $\gamma = 890$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 20,1$

Как видно из рис. 12 и 13, с ростом нагрузки на колеса сила сопротивления передвижению увеличивается из-за увеличения необходимой

работы на деформирование. Экспериментальные данные достаточно точно аппроксимируются линейными зависимостями.

Оценка эффективности применения сдвоенного колесного хода по условиям минимизации силы сопротивления передвижению проводилась методом наложения друг на друга графиков зависимости силы сопротивления передвижению от нагрузки на колеса для одинарного и сдвоенного колесного хода. Результаты для залежи с  $w = 74\%$  отражены на рис. 14.

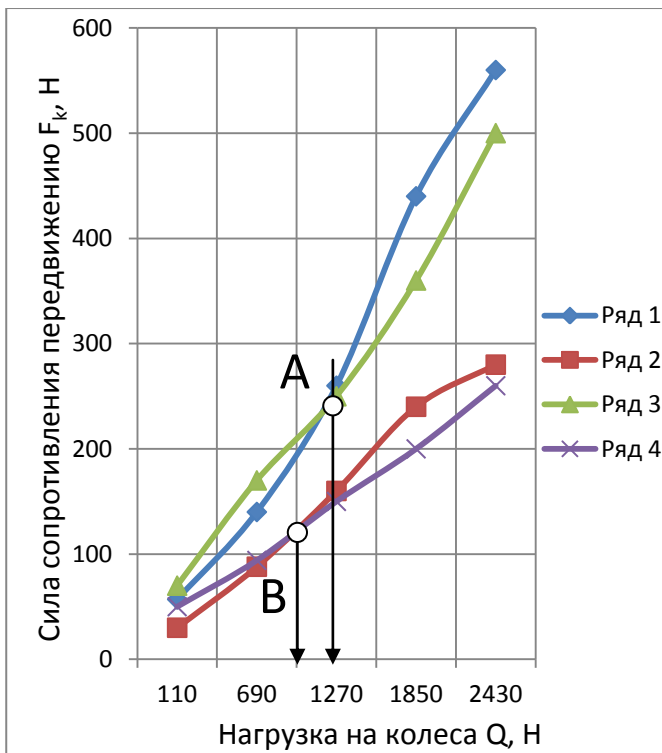


Рис. 14. Определение максимальной нагрузки на колеса для эффективного перехода на сдвоенный колесный ход при влаге  $w = 74\%$ : ряд 1 – неуплотненный торф, одинарный колесный ход,  $\gamma = 550 \text{ кг/м}^3$ ,  $\varepsilon = 9,5$ ; ряд 2 – уплотненный торф, одинарный колесный ход,  $\gamma = 720 \text{ кг/м}^3$ ,  $\varepsilon = 7,0$ ; ряд 3 – неуплотненный торф, сдвоенный колесный ход,  $\gamma = 550 \text{ кг/м}^3$ ,  $\varepsilon = 9,5$ ; ряд 4 – уплотненный торф, сдвоенный колесный ход,  $\gamma = 700 \text{ кг/м}^3$ ,  $\varepsilon = 7,2$

Исследование зависимости силы сопротивления передвижению от давления воздуха в шинах проводилось при постоянной нагрузке на одинарный колесный ход  $Q = 1270$  Н, влажности залежи 52, 74 и 92% и давлении воздуха в шинах 0,15; 0,1; 0,07; 0,05 и 0,02 МПа. Результаты исследования отражены на рис. 15.

Точки пересечения кривых A и B для уплотненной и неуплотненной залежи представляют собой момент эффективного перехода на сдвоенный колесный ход при соответствующей нагрузке на колеса. Правее этих точек сила сопротивления передвижению сдвоенного колесного хода становится меньше силы сопротивления передвижению одинарного колесного хода. Первоначальный рост и увеличение силы сопротивления передвижению при использовании сдвоенных колес можно объяснить увеличившимся весом колесного хода из-за сдваивания колес. В дальнейшем, по мере увеличения нагрузки на сдвоенный колесный ход, интенсивность роста силы сопротивления передвижению падает из-за снижения удельного давления под колесами, и в точках A и B силы сопротивления передвижению для одинарного и сдвоенного колесного хода сравниваются. Последующее увеличение нагрузки на колеса делает сдвоенный колесный ход более энергоэффективным в применении, чем одинарный.

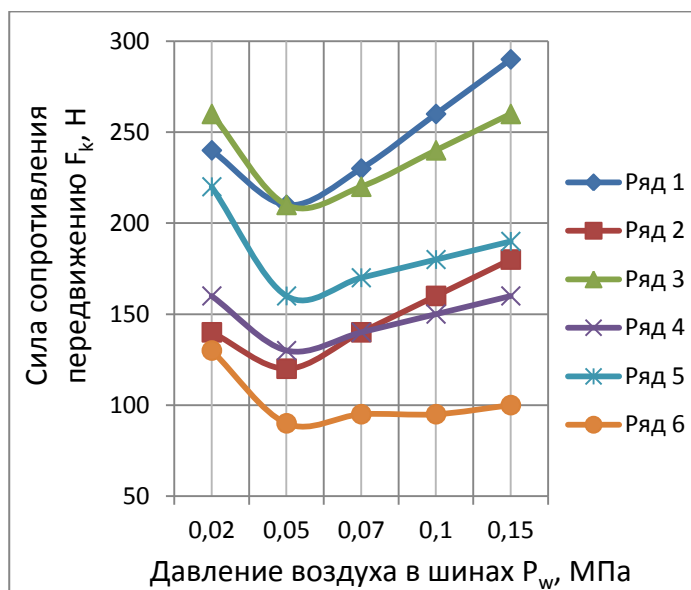


Рис. 15. Зависимость силы сопротивления передвижению от давления воздуха в шинах при постоянной нагрузке на колеса  $Q=1270$  Н:

ряд 1 –  $w = 92\%$ ,  $\gamma = 820$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 21,9$ ;

ряд 2 –  $w = 92\%$ ,  $\gamma = 930$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 19,4$ ;

ряд 3 –  $w = 74\%$ ,  $\gamma = 550$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 9,5$ ;

ряд 4 –  $w = 74\%$ ,  $\gamma = 720$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 7,0$ ;

ряд 5 –  $w = 52\%$ ,  $\gamma = 440$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 6,1$ ;

ряд 6 –  $w = 52\%$ ,  $\gamma = 580$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varepsilon = 4,4$

интенсивность снижения сопротивления передвижению при увеличении давления воздуха в шинах была наименьшей, в то время как интенсивность роста – наибольшей. Для залежи с  $w = 52\%$ , интенсивность снижения сопротивления передвижению была наибольшей, в то время как интенсивность роста – наименьшей. Подобное явление можно объяснить тем, что на залежах нарушенной структуры с повышенной влагой при увеличении давления воздуха в шинах происходит уменьшение площади контакта колеса с залежью, резкое увеличение осадки колеса в залежи и резкое увеличение сопротивления передвижению в связи с этим. На залежах с нарушенной структурой и влагой 52% несущая способность достаточна для того, чтобы увеличение площади контакта колеса с залежью при повышении давления воздуха в шинах не вызывало прогрессивного роста сопротивления на передвижение. По условию минимизации силы сопротивления передвижению определены оптимальные значения давления воздуха в шинах: для  $w = 52\%$  – 0,4 МПа; для  $w = 74\%$  – 0,5 МПа; для  $w = 92\%$  – 0,6 МПа.

Представляет большой интерес перенос полученных результатов лабораторных экспериментов в реальные (полевые) условия. В качестве

Во всех поставленных опытах при увеличении давления воздуха в шинах сила сопротивления передвижению сначала уменьшалась, а затем возрастала, причем интенсивность понижения была значительно больше, чем возрастания. Подобные результаты были отмечены в работах В.В. Скурко, Ю.Г. Горбутовича, А.М. Панина. Уменьшение силы сопротивления передвижению можно объяснить интенсивным и прогрессивным снижением гистерезисных потерь на деформацию шины, а увеличение – постепенной стабилизацией площади контакта, так как с увеличением внутреннего давления воздуха пневматическое колесо становится постепенно подобным жесткому. Интенсивность как роста, так и падения силы сопротивления передвижению для всех перечисленных опытов была различной. Так, для залежи с влагой 92%,

ориентировочной характеристики нагруженности колеса может использоваться удельная условная нагрузка  $q$  – отношение нормальной нагрузки на колесо к площади его диаметрального сечения. Площадь диаметрального сечения колеса была использована в качестве масштабного фактора в критериальном уравнении подобия. Так, для силы сопротивления передвижению, полученной в ходе экспериментов с лабораторной моделью, можно записать:

$$F_k^{\dot{}} = F_{k1} / nBD = f(w; q; P_w), \quad (33)$$

$$F_k^{\ddot{}} = F_{k2} / nBD = f(w; q; P_w), \quad (34)$$

где  $F_k^{\dot{}}$  – удельная условная сила сопротивления передвижению, действующая на колесо как в условиях лабораторной модели, так и в реальных условиях для неуплотненного торфа;  $F_k^{\ddot{}}$  – удельная условная сила сопротивления передвижению для уплотненного торфа;  $F_{k1}$  и  $F_{k2}$  – силы сопротивления передвижению модели колесного хода, полученные в ходе экспериментов с лабораторной моделью для неуплотненной (1) и уплотненной (2) залежей;  $n$  – число колес лабораторной модели ( $n = 2$  для одинарного колесного хода,  $n = 4$  – для сдвоенного колесного хода);  $B$  – ширина колеса лабораторной модели ( $B = 0,175$  м);  $D$  – диаметр колеса лабораторной модели ( $D = 0,56$  м);  $w$  – влага исследуемой залежи, %;  $q$  – удельная условная нагрузка на колесо лабораторной модели, Н;  $P_w$  – давление воздуха в шинах.

Удельная условная нагрузка на колесо лабораторной модели

$$q = Q / nBD, \quad (35)$$

где  $Q$  – нагрузка на колеса лабораторной установки в ходе экспериментов.

Все построенные ранее зависимости (рис. 12–14) пересчитаны в условные координаты. Полученные данные об эффективном переходе на сдвоенный колесный ход по удельной условной нагрузке на колесо представлены в табл. 1.

Таблица 1. Удельная условная нагрузка на колесо, соответствующая эффективному переходу на сдвоенный колесный ход  $q$ , кН/м<sup>2</sup>

Характеристики залежи	$w = 52\%$	$w = 74\%$	$w = 92\%$
Неуплотненная залежь	10,51	5,82	7,28
Уплотненная залежь	9,03	5,0	3,11

Для оценки влияния уплотнения ранее неуплотненной залежи впередиидущими колесами на сопротивление передвижению были исследованы зависимости  $F_k^{\dot{}} / F_k^{\ddot{}}$  от удельной условной нагрузки на колесо  $q$  для одинарного и сдвоенного колесных ходов и различных качественных характеристик залежи. В качестве примера (рис. 16), можно констатировать, что для одинарного колесного хода и залежи влагой 52%, при удельной условной нагрузке на колесо  $q = 2000$  Н/м<sup>2</sup>, удельная условная сила сопротивления передвижению при перемещении колес по неуплотненной

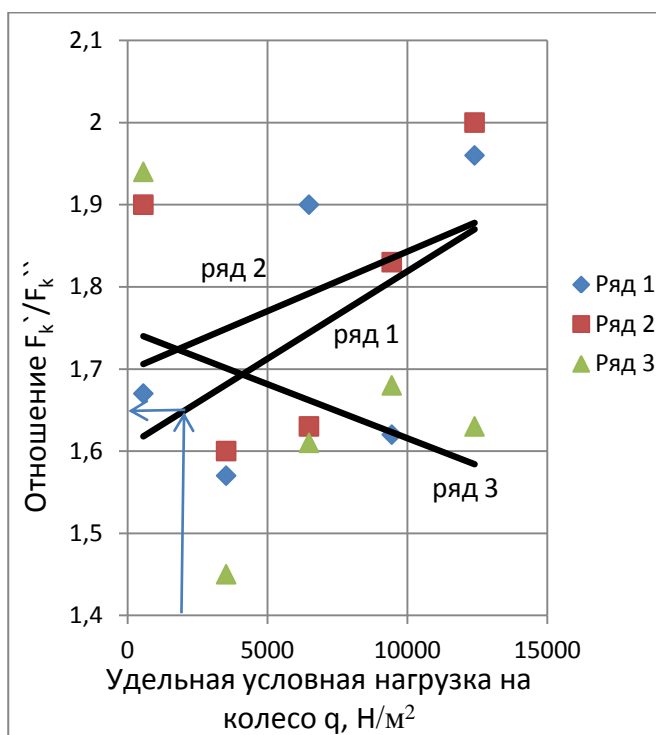


Рис. 16. Влияние уплотнения залежи впередиидущими колесами на удельную условную силу сопротивления передвижению для одинарного колесного хода: ряд 1 –  $w = 52\%$ ; ряд 2 –  $w = 74\%$ ; ряд 3 –  $w = 92\%$

залежи будет в 1,65 раза больше, чем при движении по залежи, уплотненной впередиидущими колесами. Обращает на себя внимание характер зависимостей. Наиболее интенсивно отношение  $F_k' / F_k''$  возрастает для залежей с влажностью 52%. Для залежей с влажностью 74% темпы роста отношения  $F_k' / F_k''$  снижаются. Для залежей с влажностью 92% наблюдается обратная тенденция, т.е. убывание отношения  $F_k' / F_k''$  в зависимости от нагрузки на колесо. Это можно объяснить существенным уменьшением прочности более влажных залежей, ввиду чего единокатное (а в некоторых случаях и многократное) уплотнение торфяной залежи впередиидущими колесами не дает желаемого эффекта по достижению требуемой прочности залежи, необходимой для снижения силы сопротивления передвижению.

Для выявления степени допустимого несовпадения колеи передних и задних колес по условию минимизации силы сопротивления передвижению был проведен эксперимент. При постоянной нагрузке на колеса 1270 Н и давлении воздуха в шинах  $P_w = 0,15$  МПа на неуплотненных залежах с различными значениями влаги (52%, 74% и 92%) одинарным колесным ходом прокладывалась колея. После возвращения лабораторной модели в исходное положение производилось смещение колес относительно ранее проложенной колеи. Прокладывалась новая колея, при этом фиксировалась сила сопротивления передвижению  $F_k$ . Смещение  $\Delta B$  устанавливалось в процентах от ширины колеса ( $B = 175$  мм). После фиксации всех числовых данных по силам сопротивления передвижению, для адекватного описания реальных условий, они были переведены в удельные условные силы сопротивления передвижению  $F_k''$ . Результаты этого эксперимента показали, что для неуплотненных залежей нарушенной структуры с влажностью 52% интенсивный рост силы сопротивления передвижению наблюдается при смещении колеи передних колес относительно задних на 35% от ширины колеса. Для залежей с влажностью 74 и 92% это явление наблюдается при смещении колеи на 28 и 23% от ширины колеса соответственно (рис. 17). Полученные данные можно объяснить тем, что с увеличением влаги залежи понижается ее прочность, и повышаются

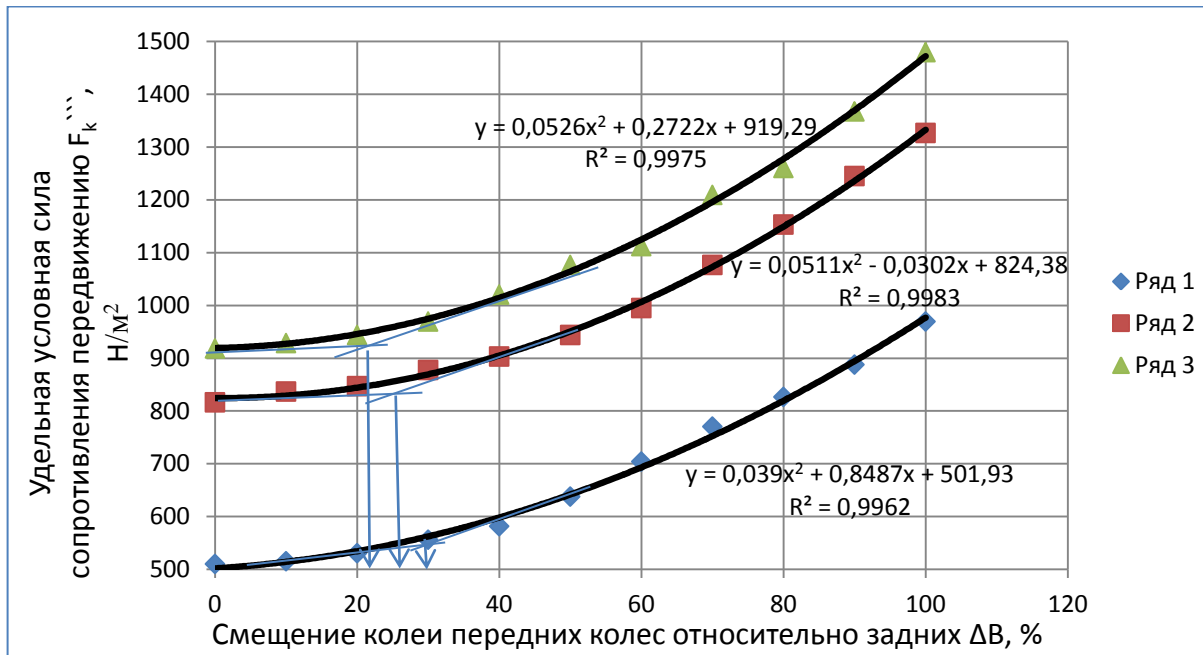


Рис. 17. Влияние смещения колес передних колес относительно задних на удельную условную силу сопротивления передвижению:  
 ряд 1 –  $w = 52\%$ ; ряд 2 –  $w = 74\%$ ; ряд 3 –  $w = 92\%$

потери на деформацию грунта, поэтому расположение колес влияет на сопротивление передвижению в большей степени, чем на менее влажных грунтах. Интенсивный рост сопротивления передвижению начинается в этом случае при меньших смещениях передних и задних колес относительно друг друга. Когда грунт обладает высокой прочностью (при меньшей влаге), сопротивление передвижению меньше зависит от расположения колес, и в большей степени определяется работой, затрачиваемой на деформацию шины при качении колеса, поэтому интенсивный рост сопротивления передвижению наблюдается при больших смещениях передних и задних колес относительно друг друга.

Подсчет средних коэффициентов сопротивления передвижению для уплотненной  $f_1$  и уплотненной  $f_2$  залежей показал, что полученные данные не расходятся с результатами полевых экспериментов, проведенных А.К. Кочедыковым и А.М. Паниным для одинарного колесного хода и неконсолидированных залежей нарушенной структуры ( $f_1 = 0,13...0,25$ ,  $f_2 = 0,07...0,16$ ), а частное от деления коэффициентов сопротивления передвижению по уплотненной и уплотненной залежам есть величина относительно постоянная для всех рассмотренных значений влаги торфа и составляет для одинарного колесного хода  $0,61...0,62$ , а для сдвоенного колесного хода –  $0,55...0,56$  (рис. 18).

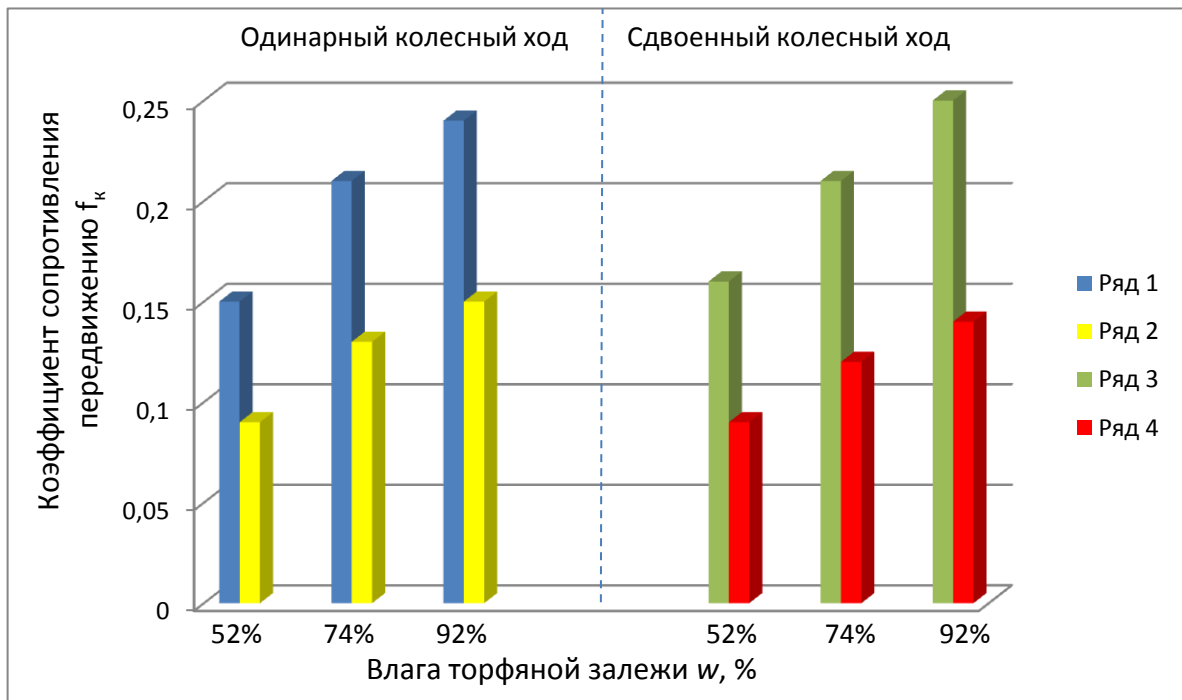


Рис. 18. Изменение коэффициентов сопротивления передвижению на торфяной залежи нарушенной структуры при влаге верхнего слоя  $w$ , %: ряд 1 – неуплотненная залежь, одинарный колесный ход; ряд 2 – уплотненная залежь, одинарный колесный ход; ряд 3 – неуплотненная залежь, сдвоенный колесный ход; ряд 4 – уплотненная залежь, сдвоенный колесный ход

Методами планирования эксперимента построена математическая модель, описывающая зависимость удельной условной силы сопротивления передвижению  $F_k$  от влаги залежи  $w$ , удельной условной нагрузки на колесо  $q$  и давления воздуха в шинах  $P_w$ :

$$F_k = 99,14 + 4,54w + 0,08q - 107,62P_w - 20,57wP_w + 0,0016wq \quad (36)$$

Модель справедлива при условии контакта одинарного пневматического колесного хода с давлением воздуха в шинах 0,02...0,15 МПа с неуплотненной ходовыми устройствами и неконсолидированной от времени торфяной залежью нарушенной структуры степенью разложения 20...25% при влаге залежи 52...92%. Диапазон удельной условной нагрузки на колесо составляет 561,22...12 398 Н/м<sup>2</sup>.

**Четвертая глава** работы посвящена научным основам агрегатирования торфяных машин с тяговыми торфяными транспортными средствами. Для шести операций (фрезерование, ворошение, валкование, уборка, профилирование и вывозка торфа с производственных участков) получены тягово-энергетические характеристики машин (табл. 2).

Таблица 2. Тягово-энергетические характеристики торфяных машин

Машины	Мощность, необходимая для работы машины, кВт	Необходимая сила тяги на крюке трактора, кН	Поступательная скорость, м/с
Фрезерный барабан МТФ-19	37,14...60,11	0...4	2,22...3,9
Валкователь МТФ-33Б	18,4...29,4	7,8...9,1	2,17...2,97
Ворошилка МТФ-22	18,84...27,44	7,88...9,8	2,2...2,8
Бункерная уборочная МТФ-43	38,84...53,07	8,53...15,37	2,16...3,0
Прицеп-самосвал ПТК-2	63,3...79,13	5,2...14,56	4,0...5,0
Профилировщик МТП-52	13,45...71,61	13,31...20,8	0,12...0,59

Анализ полученных характеристик показал, что для эффективного использования тягачей для двух групп операций (1 – ворошение, валкование и 2 – фрезерование, профилирование, уборка, вывозка торфа) целесообразно применять разные по энергонасыщенности тракторы. Был исследован рынок тракторов, производимых в России и странах ближнего зарубежья, проанализировано около 100 моделей, результатом проделанной работы стало справочное пособие «Современные тракторы». Сформулированы требования, которым должен отвечать колесный тягач для использования его в торфяной промышленности. В соответствии с теорией и практикой сервисного сопровождения зарубежных фирм разработан алгоритм предварительного выбора колесного трактора для торфяных предприятий с учетом расчета на возможную деформацию колес, анализов стоимости и качества трактора на рынке, состава сервисных услуг. Для двух перечисленных групп операций рекомендованы разные по энергонасыщенности колесные тракторы, удовлетворяющие сформулированным требованиям к тракторам для торфяной промышленности. Для первой группы операций рекомендованы тракторы с дизельным двигателем мощностью 50...60 кВт: ЛТЗ-60АБ и ЛТЗ-60АВ (пр-во Липецкого тракторного завода), МТЗ-82.1 и МТЗ-900 (920) (пр-во Минского тракторного завода). Для второй группы операций рекомендованы тракторы с дизельным двигателем мощностью 100...130 кВт: ЛТЗ-155.4У (пр-во Липецкого тракторного завода), РТ-М-160У (пр-во Уральского вагонного завода), МТЗ-1221, МТЗ-1523 (пр-во Минского тракторного завода), ХТЗ Т-17221, ХТЗ Т-150К-09 (пр-во Харьковского тракторного завода).

Для анализа действия силы инерции на вертикальную нагрузку торфяных транспортных машин, составлен силовой баланс МТА, совершающего разгон и замедление. Получена формула определения для этих двух случаев

дополнительных вертикальных нагрузок колесного хода тракторов  $Q_{доп}$  с учетом их геометрических характеристик:

$$Q_{доп} = \frac{P_{ит}h_{ц} + P_{им}h_{сц}}{L} = 0,33P_{ит} + 0,18P_{им}, \quad (37)$$

где  $P_{ит}$  – сила инерции трактора;  $h_{ц}$  – высота расположения центра тяжести трактора;  $P_{им}$  – сила инерции прицепной машины;  $h_{сц}$  – высота расположения тягово-сцепного устройства трактора;  $L$  – продольная база тягача.

Подсчитаны дополнительные составляющие вертикальных нагрузок колесного хода от действия силы инерции МТА для различных операций с учетом параметров торфяных машин (табл. 3).

Таблица 3. Дополнительные вертикальные нагрузки колесного хода трактора

Операция	$P_{ит}$ , кН	Сухая масса машины, кг	Масса машины с грузом, кг	$P_{им}$ , кН	$Q_{доп}$ , кН
Ворошение	17	1850	1850	0,97	5,78
Валкование	17	3390	3390	1,78	5,93
Уборка торфа	25,22	5640	10900	5,99	9,39
Фрезерование	25,22	2000	2000	1,05	8,51
Вывозка торфа	25,22	4000	11200	6,38	9,46
Профилирование	25,22	5700	5700	2,99	8,85

Как видно из табл. 3, максимальная дополнительная вертикальная нагрузка на колеса трактора-тягача от действия суммарных сил инерции наблюдается на операциях по вывозке торфа прицепами на пневмоходу. Сила инерции, воздействующая на тягово-сцепное устройство трактора-тягача от прицепной машины, в несколько раз меньше силы инерции, которая вызвана вращающимися массами самого трактора, что можно объяснить большим моментом инерции маховика двигателя. Трактор в составе МТА, разгоняясь и притормаживая, поочередно испытывает дополнительные нагрузки и разгрузки на передние и задние колеса. При расчете на проходимость необходимо рассматривать ситуации максимальной нагруженности колес, когда и передние, и задние колеса нагружаются дополнительной составляющей вертикальной нагрузки  $Q_{доп}$ , возникающей от действия суммарной силы инерции МТА.

**Глава пятая** посвящена вопросам транспорта топливного торфа с применением техники на пневматическом колесном ходу.

Для оптимизации транспортных работ составлена возможная схема транспорта торфа от производственных участков торфопредприятия 1 до бункера топлива энергетической станции 6 (рис. 19) через перегрузочные пункты 2 и 3 торфопредприятия, оборудованные на суходоле, и склады 4 и 5 с запасом топлива, расположенные на территории энергетической станции.



чистая текущая стоимость  $NPV$ , внутренняя норма доходности  $IRR$ , срок окупаемости инвестиций  $PP$ . Методика и примеры расчетов по этим критериям представлены в работе.

Поскольку в большинство перечисленных критериев входит  $CF$  – «кэш-флоу», или чистый денежный поток, то ясно, что он является одним из основных критериев, формирующих экономический баланс предприятия. Чистый денежный поток в первую очередь определяется ценой на торфяное топливо. В работе представлена методика по определению потолочной цены на торфяное (резервное) топливо с учетом транспортных работ. Методика основывается на данных о цене основного топлива в регионе (газ, уголь, мазут), коэффициенте увеличения затрат при переходе с основного топлива на вспомогательное, коэффициенте перевода топлива в условные единицы. На первом этапе определяется цена основного топлива в тоннах условного топлива, которая приравнивается к цене вспомогательного условного топлива. На втором этапе определяется потолочная цена торфяного вспомогательного топлива с учетом транспортных работ, исходя из коэффициентов увеличения затрат при переходе на вспомогательное топливо и перевода в условное топливо. На третьем этапе с учетом цены торфа в штабеле вычленяется потолочная цена транспортных работ. С помощью данной методики, построенной на поиске решения «от обратного», можно определить не только потолочную цену транспортных работ, но и потолочную цену пневмоколесной

техники, задействованной на транспортных работах.

Сравнение эффективности проведения транспортных работ грузовым автомобилем и трактором с прицепом по количеству рейсов в смену не в пользу последнего (рис. 20). Однако учитывая то обстоятельство, что предполагается использовать трактор с прицепом из имеющихся фондов предприятия и заниматься вывозкой торфа в неблагоприятные по метеорологическим условиям дни, а грузовой автомобиль необходимо брать в аренду, вывод о целесообразности применения грузовых автомобилей на операциях по вывозке торфа будет не такой уж однозначный. В отличие от гусеничных тракторов, которые использовались лишь в течение

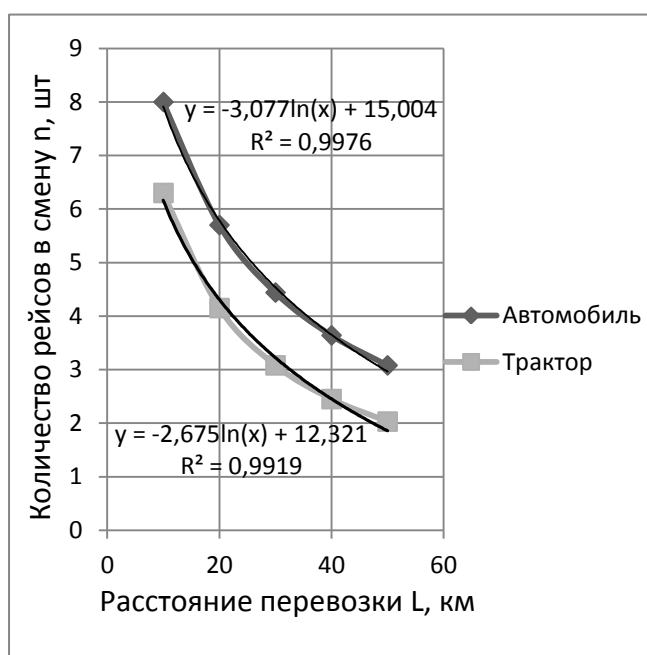


Рис. 20. Зависимость количества рейсов  $n$  в смену грузового автомобиля и трактора при перевозке торфа от расстояния перевозки  $L$ , км

сезона добычи торфа, колесные транспортные средства могут эксплуатироваться круглогодично, доставляя в зимние месяцы торф и с полей, и с перегрузочных площадок.

Незаменимы пневмоколесные транспортные средства и в технологии добычи торфа повышенной влаги с последующей его искусственной досушкой. Эта технология, предложенная и воплощенная на Подозерском торфопредприятии Н.Н. Самсоновым в конце 50-х годов XX столетия, позволяла почти на 70% увеличивать сбор торфа 55...60%-ной влаги, и в последующем, по мере необходимости, досушивать его до 40...45%-ной влаги в установленной на торфопредприятии сушилке, работающей на торфяном топливе. Для данной технологии составлена схема транспортных работ, предполагающая использование тракторного поезда в 57,14% операций, что говорит об универсальности его применения.

С переходом промышленности с гусеничного хода на пневмоколесный, увеличивается скорость передвижения техники, что требует адекватного увеличения ее надежности и работоспособности. В сезоны добычи торфа в 1987–88 гг. на Оршинском торфопредприятии были зафиксированы неисправности на двух комплектах уборочных машин МТФ-43 и МТФ-41, работавших на полях с пнистостью 1,5 и 3%. Подсчитано среднее время наработки на отказ и среднее время восстановления работоспособности, а также их среднеквадратичные отклонения. Анализ неисправностей показал, что на залежах с пнистостью 1,5% неисправности ковшевого элеватора в сумме составили 73%, а на залежах с пнистостью 3% – 78% от всех неисправностей. Причина, как правило, одна – заклинивание пня. Для оперативного контроля на машинах было установлено устройство слежения. Внедрение данного усовершенствования снизило потери от заклинивания благодаря быстрому обнаружению неисправности. Изобретение защищено патентом РФ.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ**

1. Анализ конструкций горных машин указывает на широкий спектр технических средств, имеющих пневматический колесный ход. Представлено широкое применение пневмоколесного хода в конструкциях торфяных машин производства Финляндии, Канады, Ирландии. На основе анализа конструкций современных торфяных машин предложена классификация их пневмоколесных ходовых устройств.

2. Разработаны основные положения теории деформирования пневматических колес торфяных машин в зависимости от нагрузки на колесо, давления воздуха в шине, геометрических параметров колеса, качественных характеристик торфяной залежи и осадки колеса на залежи. Определено, что деформация пневматического колеса оказывает существенное влияние на площадь его контакта с торфяной залежью при площади диаметрального сечения колеса большей  $0,71 \text{ м}^2$ .

3. Исследованы основные закономерности взаимодействия приводных колес торфяных машин с залежью с учетом их нормальной деформации с целью прогнозирования тягово-сцепных свойств. Показаны резервы повышения комплексного показателя проходимости. Определено, что деформация пневматического колеса при допустимом буксовании способна изменить динамический радиус колеса на 10–15 %. Исследовано влияние давления воздуха в шине на предельную силу тяги по сцеплению слоев торфа, развиваемую тягачем. Установлено, что при давлении воздуха в шине большем 80 кПа, сила тяги по сцеплению слоев торфа начинает интенсивно снижаться.

4. Разработана, создана и защищена патентом РФ модель пневмоколесного хода для изучения взаимодействия колес с торфяной залежью различных качественных характеристик в лабораторных условиях. Дальнейшее и перспективное развитие и использование данной модели в исследовательской практике позволит еще глубже изучить механизм взаимодействия колес с различными грунтами. Модель внедрена в учебный процесс и используется при проведении лабораторных работ для студентов специальности СТМ.

5. Проведенная серия экспериментальных работ с моделью пневмоколесного хода на основе полного факторного эксперимента позволила построить математическую модель, описывающую зависимость силы сопротивления передвижению от влаги залежи, давления воздуха в шинах и нагрузки на колесо, а также выявить:

- границы эффективного применения сдвоенного колесного хода по условиям нагрузки на колесо и качественным характеристикам залежи;
- максимальное смещение колеи передних колес относительно задних;
- оптимальное давление воздуха в шинах для различных условий эксплуатации;
- влияние качественных характеристик торфяной залежи и параметров колесного хода на коэффициент сопротивления передвижению.

Данное исследование послужило научной основой прогнозирования взаимодействия пневматического колесного хода торфяных машин с торфяной залежью.

6. На основании энергетических характеристик торфяных машин, задействованных на торфодобывающих операциях, сформулированы требования к колесным тракторам для торфяной отрасли горной промышленности, предварительно рекомендованы конкретные типы колесных тракторов для использования в качестве тягачей для двух групп операций: ворошение-валкование и фрезерование-профилирование-уборка-транспортирование. Предложена методика предварительного выбора колесного трактора с учетом потребностей торфодобывающих компаний, развитости сервисных услуг, соотношения цена – качество, энергонасыщенности.

7. Разработаны научные основы, заложенные в методику определения дополнительных нормальных нагрузок на колеса тягача торфяных машин вследствие действия сил инерции. Выявлено, что максимальные дополнительные вертикальные нагрузки от действия сил инерции

пневмоколесный ход тягача испытывает на операциях по вывозке торфа с производственных участков.

8. Сочетание элементов современного инвестиционного анализа и методик прогнозирования взаимодействия пневмоколесного хода торфяных транспортных машин с торфяной залежью, а также специфика транспортных операций в торфяной отрасли горной промышленности, позволили выявить показатели, в комплексе наиболее полно оценивающие эффективность (выгодность) инвестиций в транспортные операции: минимум приведенных затрат  $Z_{min}$ , коэффициент сравнительной экономической эффективности  $K_э$ , чистая текущая стоимость  $NPV$ , внутренняя норма доходности  $IRR$ , срок окупаемости инвестиций  $PP$ . Разработана методика определения потолочной цены на торфяное топливо, определяющей цену транспортных работ и задействованной на них техники на пневмоколесном ходу

9. Представлена методика оптимизации транспортных работ и выделено процентное соотношение операций для различного вида транспорта. Обосновано положение о существенном влиянии транспорта на пневмоколесном ходу на экономику торфодобывающих компаний в современных условиях.

10. Усовершенствована конструкция торфоуборочной машины МТФ-43 с целью обеспечения эффективной работы на повышенной скорости за счет применения пневматического колесного хода.

11. Результаты диссертационной работы, изложенные в монографии, являются основами для теоретического и экспериментального обоснования научных принципов создания и оптимального использования техники на пневмоколесном ходу в торфяной отрасли горной промышленности, прогнозирования параметров ее работы и изучения ее потребительских свойств для применения в различных сферах хозяйственной деятельности торфодобывающих компаний.

Решена крупная, вызванная хозяйственной деятельностью, проблема – теоретически и экспериментально обоснована и разработана методика определения потребительских свойств и границ применимости техники на пневмоколесном ходу для торфяной отрасли горной промышленности. Определены ориентиры для формирования предложений на рынке средств труда, в том числе и за счет их производства по заказам торфяной отрасли. Обеспечено дальнейшее развитие экономической оценки деятельности торфяного предприятия. Обеспечено дальнейшее проведение исследований имитационного взаимодействия пневматического колесного хода с торфяной залежью в лабораторных условиях.

**Основные научные и практические результаты диссертационной работы изложены в 45 публикациях, основными из которых являются:**

**Монография**

1. Яблонев, А.Л. Пневматический колесный ход и особенности его взаимодействия с торфяной залежью: монография / А.Л. Яблонев. Тверь: ТГТУ, 2011. 168 с.

**Научные статьи, издания**

2. Яблонев, А.Л. О роли торфа в топливно-энергетическом комплексе города Твери / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2009. № 11. С. 70–73.

3. Яблонев, А.Л. Особенности транспорта торфа к конечному потребителю в г. Твери / А.Л. Яблонев, О.В. Пухова // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 1. С. 34–35.

4. Яблонев, А.Л. Определение коэффициента сопротивления передвижению модели пневматического колесного хода на торфяной залежи / А.Л. Яблонев, А.Н. Лукьянчиков // Вопросы проектирования и эксплуатации наземного колесного транспорта: межвузовский сборник научных трудов. Тверь: ТГТУ, 2010. Вып. 3. С. 25–27.

5. Яблонев, А.Л. Требования к тракторам для торфяной промышленности / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 2. С. 38–40.

6. Яблонев, А.Л. О коэффициенте сопротивления передвижению пневматического колесного хода на торфяной залежи низинного типа / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 3. С. 44–46.

7. Яблонев, А.Л. Расчет деформации пневматического колеса при взаимодействии его с торфяной залежью / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 5. С. 77–80.

8. Яблонев, А.Л. Определение деформации пневматического колеса при его взаимодействии с торфяным грунтом / А.Л. Яблонев // Мат-лы 10-й Всероссийской научн. конф. «Образование в XXI веке». Тверь: ТГТУ, 2010. С. 244–248.

9. Яблонев, А.Л. Расчет ширины площади контакта деформированного пневматического колеса с торфяной залежью / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 7. С. 21–23.

10. Яблонев, А.Л. Определение силы сопротивления передвижению пневматического колесного хода по неуплотненной торфяной залежи нарушенной структуры / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 9. С. 41–44.

11. Яблонев, А.Л. Расчет длины дуги контакта деформированного пневматического колеса с торфяной залежью и площади их контакта / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 9. С. 45–47.

12. Яблонев, А.Л. Алгоритм выбора колесного трактора-тягача для торфяной промышленности / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2010. № 10. С. 113–117.

13. Яблонев, А.Л. Особенности расчета пневматического колесного хода при его использовании на торфяных месторождениях / А.Л. Яблонев // Мат-лы 9-й Междун. конф. «Ресурсовоспроизводящие, малоотходные и природоохранные технологии освоения недр», г. Котону, 2010 г. М.: РУДН, 2010. С. 259–261.

14. Яблонев, А.Л. Модель пневматического колесного хода для исследования его взаимодействия с торфяной залежью // Мат-лы 5-й Междун. конф. «Горное, нефтяное, геологическое и геоэкологическое образование в XXI веке», г. Грозный, 2010 г. М.: РУДН, 2010. С. 180–181.

15. Яблонев, А.Л. Определение динамического радиуса пневматического колеса при его взаимодействии с торфяной залежью с учетом буксования и нормальной деформации / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2011. № 3. С. 311–313.

16. Яблонев, А.Л. Колесные и гусеничные тракторы: справочник. Деп. в изд-ве МГГУ 12.01.2011 г., № 819/03-11. 104 с. / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2011. № 3. С. 94.

17. Яблонев, А.Л. Особенности взаимодействия пневматического колесного хода с торфяной залежью. Деп. в изд-ве МГГУ 14.12.2010 г., № 802/03-11. 171 с. / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2011. № 3. С. 277.

18. Яблонев, А.Л. Применение транспорта на пневмоколесном ходу в технологии добычи торфа повышенной влажности с последующей его искусственной досушкой / А.Л. Яблонев // Молодой ученый. Чита, 2011. № 3. С. 97–100.

19. Яблонев, А.Л. Некоторые экономические аспекты, касающиеся проблемы транспорта торфа / А.Л. Яблонев // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. М.: Литера, 2011. № 3. С. 48–51.

20. Яблонев, А.Л. Влияние нормальной деформации пневматических колес на силу тяги по сцеплению слоев торфа / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2011. № 3. С. 314–316.

21. Яблонев, А.Л. Ходовые устройства торфяных машин и пути их развития / А.Л. Яблонев // Молодой ученый. Чита, 2011. № 4. С. 83–85.

22. Яблонев, А.Л. Определение потолочной цены на торфяное топливо с учетом транспортных расходов / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2011. № 4. С. 379–381.

23. Яблонев, А.Л. Влияние силы инерции на нагрузку колесного хода тракторов для торфяной промышленности / А.Л. Яблонев // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2011. № 6. С. 232–235.

24. Яблонев, А.Л. Применение техники на пневматическом колесном ходу в торфяной промышленности России / А.Л. Яблонев // Мат-лы 6-й Междун.

научно-практич. конф. «Современные проблемы гуманитарных и естественных наук». М.: ИСИ, 2011. С. 38–39.

25. Яблонев, А.Л. Применение сдвоенного колесного хода на торфяной залежи нарушенной структуры / А.Л. Яблонев // Мат-лы 10-й Междун. конф. «Ресурсовоспроизводящие, малоотходные и природоохранные технологии освоения недр», г. Махачкала, 2011. М.: РУДН, 2011. С. 198–201.

26. Яблонев, А.Л. Влияние несовпадения колеи передних и задних колес торфяных машин на силу сопротивления передвижению при взаимодействии с торфяной залежью нарушенной структуры / А.Л. Яблонев // Вестник ТвГТУ (научн. журнал). Тверь: ТвГТУ, 2011. Вып. 19. С. 35–38.

27. Яблонев, А.Л. Использование машин и тракторов на пневмоколесном ходу в торфяном производстве / А.Л. Яблонев // Мат-лы Всероссийского торфяного форума, г. Тверь, 2011. М.: Ассоциация менеджеров России, 2011. С. 60–61.

28. Яблонев, А.Л. Эффективное применение сдвоенного пневматического колесного хода на торфяной залежи нарушенной структуры / А.Л. Яблонев // Горное оборудование и электромеханика. М.: Новые технологии, 2011. № 5. С. 54–56.

### Патенты

29. Патент РФ на полезную модель № 98473 Элеватор для торфоуборочной машины. БИ. № 29. 2010 / Синицын В.Ф., Яблонев А.Л. и др.

30. Патент РФ на полезную модель № 105430 Лабораторная модель пневмоколесного хода. БИ. № 16. 2011. Зарегистрирован 10.06.2011 г. / Яблонев А.Л., Ионкин К.Н.

**Работы №№ 2, 3, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 12, 15, 16, 17, 20, 22, 23, 28 опубликованы в рецензируемых научных изданиях, включенных в перечень ВАК РФ.**

Подписано в печать

Физ. печ. л.

Тираж 100 экз.

Заказ №

Типография ТвГТУ

170026, г. Тверь, наб. А. Никитина, 22