

41893884

НЕ НА
ВЫДАЕ

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА
ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ, ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

Для служебного пользования

Экз. № 31

УДК 629.113

НАУМОВ ВАЛЕРИЙ НИКОЛАЕВИЧ

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ С ГРУНТОМ
И ЕЕ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРИ ПОВЫШЕНИИ УРОВНЯ ПРОХОДИМОСТИ
ТРАНСПОРТНЫХ РОБОТОВ

Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Работа выполнена в Московском Государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор АГЕЙКИН Я.С.

доктор технических наук, профессор СМЕРНОВ Г.А.

доктор технических наук, профессор ФАРОБИН Я.Е.

Ведущее предприятие:

Научно-производственное объединение им. С.А. Лавочкина

Защита состоится "20" мая 1993 г. в 1430 часов
на заседании специализированного совета Д053.15.06 при Мос-
ковском Государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана
по адресу: 107005, г.Москва, 2-ая Бауманская, дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского Государственного технического университета им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан " 6 " апреля 1993 г.

Y 1893884

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

[illegible]

Актуальность проблемы. Научно-технический прогресс в машиностроении ставит одной из актуальных задачу создания робототехнических комплексов, способных кардинально решать вопросы автоматизации и управления производства различных отраслей промышленности и транспортные проблемы. Одним из важнейших направлений развития робототехнических средств является создание транспортных роботов, предназначенных для использования в условиях, которые затрудняют или вовсе исключают присутствие человека. Это - работа под водой, в агрессивных средах, на АЭС, на планетах космического пространства. Но эффективность эксплуатации таких машин зависит в первую очередь от надежности их перемещения и маневрирования по тому основанию, на котором им предстоит работать, то есть от уровня проходимости транспортных роботов. Поэтому повышение уровня проходимости транспортных роботов, особенно по деформируемому основанию, является актуальной проблемой при проектировании таких машин. Решение указанной проблемы составляет предмет данного исследования, причем развитие теории взаимодействия движителей с грунтом позволяет применить полученные результаты гораздо шире - к большинству воздеходных средств транспорта.

Научно-исследовательские и экспериментально-конструкторские работы по теме диссертации выполнялись в соответствии с комплексными и отраслевыми программами, утвержденными ВПК и ГКНТ СССР.

Цель работы. Дальнейшее развитие теории проходимости на основе нового физически обоснованного подхода к процессу взаимодействия транспортного средства с деформируемым основанием и повышение уровня проходимости проектируемых транспортных роботов в земных и инопланетных условиях как реализация основных теоретических разработок и комплекса экспериментальных исследований.

Общая методология исследований. При проведении теоретических исследований использованы методы аналитической механики, теории случайных процессов, численные методы решения систем дифференциальных и интегральных уравнений; методы оптимизации параметров системы.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1893884

Наумов В.Н. Развитие теории

Экспериментальные исследования в основном проводились на натурных образцах отдельных движителей и их элементах, а также на специально созданных ходовых макетах и стендах с использованием современных измерительных средств и методов обработки результатов эксперимента.

Научная новизна. На основе комплексного изучения системы "местность-машина" и на базе новых подходов, учитывающих интегрально накапливаемую деформацию прессования и сдвига грунта при контакте движителей транспортных роботов с деформируемым основанием, создана оригинальная теория взаимодействия движителей роботов с грунтом, позволявшая выявить влияние геометрических параметров движителей, в том числе грунтозацепов, жесткости металлоупругого колеса, размеров гусеничного модуля на тягово-сцепные характеристики движителей, оценить экскавационный вынос грунта из-под движителя при движении в тяжелых условиях и бульдозерный эффект при повороте машины. Разработаны математические модели взаимодействия с грунтом конкретных движителей: жесткого и упругого колес, гусеничного модуля в прямолинейном движении и повороте; метод оптимизации параметров движителей транспортных роботов по критерию минимума удельных затрат энергии при движении. Создана новая методика расчета параметров взаимодействия многоколесного и четырехгусеничного роботов на базе разработанных алгоритмов и программ расчета на ЭВМ.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Из теоретических разработок - теория взаимодействия движителей транспортных роботов с деформируемым основанием.
2. Из научно-методических разработок - метод расчета процесса взаимодействия движителей транспортных роботов с основанием, позволяющий проводить параметрические исследования движителя на стадии проектирования, метод оптимизации конструктивных параметров движителей, методики расчета характеристик взаимодействия с основанием многоколесного и четырехгусеничного роботов.
3. Из научно-технических разработок - созданные по результатам исследований образцы движителей машин, новые конструктивные решения и практические рекомендации.

Достоверность результатов. Комплекс экспериментальных исследований, проведенных на опытных образцах, ходовых макетах и стендах подтвердил основные теоретические положения и разработки.

Практическая ценность. В реализации теоретических разработок, методик расчетов, практических рекомендаций при совершенствовании существующих и создании новых конструкций двигателей транспортных роботов для исследования планет, дна морей и океанов, работы в химически активных средах.

Реализация работы. Результаты работы внедрены: в ЦКБ "Океангеотехника" МИНГЕО СССР, в ОНЛД ГПИ, во ВНИИТМ, на заводах СМЗ и ИЭТМ, в НИИСМ МГТУ им. Н.Э.Баумана. Результаты работ используются в учебном процессе на кафедре "Гусеничные машины" МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по теме диссертации выполнялись на кафедре "Гусеничные машины" и в ОНЛД МГТУ им. Н.Э.Баумана, во ВНИИТМ и в ЦКБ "Океангеотехника" п/о "Джморгеология" (г.Новороссийск).

Результаты работы вошли в монографию "Передвижение по грунтам Луны и планет", изданную в 1986 году издательством "Машиностроение". В соответствии с договором между ВААП СССР и издательством "Орбит бук" (США) книга переведена на английский язык и предполагается к выходу в свет в США в 1993-94 году (договор № 88-028-639-105 от 4.07.88г.).

Апробация работы. Отдельные этапы и основные результаты работы докладывались на всесоюзной научно-технической конференции МВТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, 1988); на научно-технических конференциях "Повышение эффективности проектирования и испытаний автомобилей" (Горький, 1986 - 1988 г.г.); на научно-техническом семинаре и ученом совете ЦКБ "Океангеотехника" (Новороссийск, 1988г.); на ученом совете НИИОкеангеотехника п/о "Джморгео" (Геленджик, 1986 г.); на заседаниях секции НТО Всесоюзного научно-исследовательского института транспортного машиностроения (г.Санкт-Петербург); на научных семинарах кафедры М9 МГТУ им. Н.Э.Баумана (1987, 1990, 1991).

Публикации. По теме диссертации опубликована 1 монография, 2 учебных пособия, 42 статьи, получено 5 авторских свидетельств.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 6 глав, выводов и приложений. Содержит 218 страниц машинописного текста,

128 рисунков и 8 таблиц. Список использованной литературы содержит 250 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

I. Анализ исследований процесса взаимодействия двигателя транспортных средств с основанием.

Вопросам определения подвижности и проходимости машин, разработки основных положений теории и расчета вездеходов уделялось большое внимание в работах многих советских и зарубежных ученых. Среди них Я.С.Агейкин, П.В.Аксенов, Н.Ф.Бочаров, Ю.А.Брянский, А.А.Дмитриев, С.С.Дмитриченко, Н.А.Забавников, Л.В.Барахтанов, Г.В.Безбородова, М.Г.Беккер, Дж.Вонг, В.В.Гуськов, Н.Ф.Кошарный, Ю.В.Пирковский, В.Ф.Платнов, В.Н.Семенов, Л.В.Сергеев, А.П.Софиян, Г.А.Смирнов, В.А.Скотников, А.П.Степанов, Я.Е.Фаробин, А. Ринс и другие.

Обычно эти исследования связаны с проведением различных испытаний, что является трудоемкой и дорогой задачей, тем более, что практически невозможно охватить весь спектр грунтовых условий, предполагаемых для последующей эксплуатации проектируемых транспортных средств. Как отмечает Я.С.Агейкин, всестороннюю оценку проходимости проектируемой машины, а также анализ ее тягово-сцепных качеств для оптимизации конструктивных параметров ходовой части возможно выполнить только с помощью теоретических методов, причем разработка таких методов представляет собой сложную проблему, над решением которой работают исследователи во всем мире. Именно теоретические методы позволяют проникнуть в физическую сущность явлений взаимодействия двигателя с основанием, дать их математическое описание и универсализировать подход к проблемам проходимости. Сложность и многофакторность физических явлений процесса взаимодействия, многообразие грунтовых условий приводят к трудностям и теоретического подхода, побуждают к различным упрощениям и допущениям.

В главе анализируются различные оценочные показатели проходимости. Установлено, что комплексный критерий должен включать относительные параметры, характеризующие тягово-сцепные свойства двигателя и удельные энергозатраты в их взаимосвязи от условий эксплуатации и конструктивных параметров машины.

Сделан обзор различных направлений создания математических моделей, характеризующих подсистему "двигатель-основание", экспериментально-теоретические зависимости, описывающие связь между нагрузкой и деформацией.

Существует много работ, устанавливающих зависимость между вертикальным реактивным давлением и глубиной погружения штампа, которые имеют свои плюсы и минусы. Одна из наиболее известных - формула Бернштейна-Латошнева - не учитывает размеров штампа и хорошо отражает процесс деформации грунта движителем при условии соизмеримости размеров штампа и пятна контакта. Формула М.Г.Беккера хорошо сходится для однородных грунтов и малых относительных деформаций, но ее коэффициенты лишены физического смысла. Я.С.Агейкин предложил формулу, основанную на допущении о линейном уплотнении грунта, но при практическом её применении возникают трудности в определении отдельных компонентов, характеризующих реальный грунт. Развивая подход А.Ф.Подетаева, учитывающий траекторию движения площадок обода колеса, Ю.В.Пиковский и М.П.Чистов принимают, что реальное давление грунта определяется непосредственной длиной участка циклоиды, проходимого элементарной площадкой движителя в грунте. Такой подход позволяет получить модель взаимодействия, объясняющую увеличение сопротивления качению в ведущих режимах.

Для прогнозирования тягово-сцепных возможностей движителя необходимо учитывать касательные напряжения, возникающие в грунте при сдвиге его частиц. Связь напряжения сдвига с тангенциальными перемещениями обычно базируется на законе Кулона. Хотя вопросу описания перемещений сдвига посвящено немало работ, до настоящего времени нет общепринятой математической интерпретации этой зависимости, однако большинство авторов склоняются к экспоненциальной.

Для описания движения по грунту с малой несущей способностью М.Г.Беккер указывает на необходимость учета экскавационного выноса грунта при большом буксовании движителя и бульдозерного эффекта при большой колее.

Таким образом, проведенный обзор исследований показал, что в соответствии с поставленной целью можно определить следующие основные задачи данной работы:

- исследование закономерностей формирования характеристик грунтового основания при движении по нему транспортного робота;

- обоснование процессов, происходящих в грунте при взаимодействии с ним различных типов движителей транспортных роботов;
- разработка математических моделей взаимодействия различных типов движителей транспортных роботов с деформируемым основанием;
- создание физически обоснованной теории взаимодействия движителя с основанием, которая учитывала бы особенности механических характеристик основания, прототу и надежность их получения, взаимовлияние прессования и сдвига частиц под движителем, экскавационный вынос частиц грунта опорными элементами движителя из контактной зоны при буксовании, бульдозерный сдвиг грунта при маневрах машины, влияние конструктивных параметров движителя;
- разработка метода расчета процесса взаимодействия движителей транспортных роботов с основанием, позволяющего производить параметрические исследования движителя на стадии проектирования с точки зрения оценки уровня проходимости машины в заданных условиях эксплуатации; создание соответствующих алгоритмов расчета, вычислительных программ;
- исследование влияния конструктивных параметров и обоснование путей повышения уровня проходимости проектируемых колесных и гусеничных роботов;
- экспериментальная проверка теоретических разработок, методик расчета, методов и средств повышения уровня проходимости транспортных роботов.

Все вопросы этой комплексной задачи могут быть решены только с учетом тех конкретных особенностей эксплуатации, которые присущи транспортным роботам специального назначения.

2. Анализ условий эксплуатации транспортных роботов.

В этой главе отмечаются специфика конструкций транспортных роботов и особенности их условий эксплуатации, которые приводят к необходимости введения дополнительных ограничений при разработке положений теории взаимодействия движителя с основанием. Так, анализируя различные компоновочные схемы движителей транспортных роботов, выявляется требование снизить до минимума число рабочих шарнирных соединений (что приводит к схеме бортового поворота аппарата). Особые условия доставки планетоходов к месту эксплуатации накладывают на

конструкцию двигателя такое требование как конвертируемость. Рассматривая новую концепцию поиска двигателя планетохода, отмечен модульный принцип компоновки двигателей, поскольку использование модулей позволяет значительно расширить номенклатуру вариантов конструкций транспортных средств. Дистанционное управление большинства специальных мобильных роботов приводит к ограничению скорости передвижения, а это, в свою очередь, позволяет избежать рассмотрения динамических процессов при взаимодействии двигателя с основанием. Ограниченность энергоносителя для мобильного робота, особенно значительно удаленного от потребителя, ставит одной из основных проблему энергоресурсов, то есть затраты энергии при функционировании аппарата становятся критерияльным показателем машины.

В. Взаимодействие колесных и гусеничных двигателей транспортных роботов с деформируемым грунтом

При построении модели взаимодействия двигателя с грунтовым основанием необходима определенная формализация.

В разработанной теории предлагается при математическом моделировании процесса для всех вариантов взаимодействия (жесткого и упругого колес, гусеничного двигателя) руководствоваться единым методологическим подходом, который включает следующие основные этапы:

- 1) формализация модели грунтового основания;
- 2) формализация модели выбранного типа двигателя;
- 3) описание законов движения точек контакта двигателя с опорной поверхностью в заданном диапазоне режимов;
- 4) определение сил и моментов, действующих на двигатель при взаимодействии его с грунтом;
- 5) получение безразмерных силовых и энергетических характеристик, позволяющих анализировать различные варианты двигателей и выбрать оптимальный с учетом функционального назначения проектируемого транспортного средства.

Поскольку в качестве двигателей транспортных роботов применяются как жесткие, так и металлоупругие колеса, а также модульный гусеничный двигатель, подробно исследуется взаимодействие с деформируемым основанием именно этих типов двигателей.

Прежде, чем рассматривать методы моделирования процесса взаимодействия двигателя с опорной поверхностью, оговорим наиболее общие допущения. Учитывая, как было отмечено в пер-

вых главах, что рассматривается установившееся движение робота с постоянной и малой скоростью по грунту со слабыми связями между частицами, будем полагать, что:

1. Грунт представляет собой однородный материал, деформирующийся по схеме местного уплотнения.
2. Упругие деформации при колееобразовании пренебрежимо малы.
3. Взаимодействие считается установившемся, влияние реологических и динамических факторов не учитывается.

Остальные допущения оговариваются в процессе изложения. При создании модели грунтового основания необходимо выполнить следующие условия: 1) зависимости, определяющие деформацию грунта при перемещении движителя, должны быть оптимально просты, то есть иметь необходимый, но ограниченный набор определяемых экспериментально параметров; 2) процессы, происходящие при взаимодействии движителя с заданным грунтом, должны быть отражены с достаточной степенью точности. В соответствии с этими условиями в настоящей работе деформация прессования определяется с учетом действительной траектории элементарной контактной площадки движителя в грунте, когда элементарное перемещение этой площадки сориентировано под некоторым углом к ее нормали. При этом принимается, что процесс прессования грунта по нормали описывается модифицированной зависимостью Бернштейна-Летошневца $p = C_r \lambda_y^n$, где p — реактивное давление на элементарную площадку движителя (или на поверхность штампа), λ_y — нормальная к поверхности движителя деформация прессования грунта, C_r, n — характеристики грунта.

Предложенная модель деформации представляет собой логический переход от частного случая деформации по вертикали в режимах, близких к свободному, к общему случаю деформации под углом со скольжением. Такой подход позволяет с большой достоверностью описывать процесс взаимодействия и, в частности, прогнозировать рост глубины колеи и сопротивления движению с увеличением буксования. Для напряжения сдвига принимаем широко распространенную экспоненциальную формулу Джанови-Ханамото: $\tau = (c + p \tan \varphi_r) (1 - e^{-\frac{\lambda_{\tau}}{\lambda_{\tau 0}}})$, где c — сцепление, φ_r — угол внутреннего трения грунта; $\lambda_{\tau 0}$ — постоянная сдвига; λ_{τ} — деформация сдвига грунта.

В отличие от штамповых испытаний, процесс сдвига в контакте движителя с основанием осуществляется при непрерывно меняющемся давлении p за счет того, что площадки опорной поверхности движутся по сложным траекториям. Распространения закономерности сдвига при $p = \text{const}$ на процесс при $p = \text{var}$, рассмотрим все деформирование в контакте, как совокупность элементарных дискретных циклов сдвига при фиксированном давлении прессования. В процессе каждого сдвига в соответствии с законом Джанови-Ханомото возрастает τ при $p_i = \text{const}$. При увеличении давления на Δp (переходя к следующему циклу) происходит элементарное приращение сдвига $\Delta \tau$. Это соответствует реальной картине взаимодействия движителя с основанием и получило название принципа накопления деформации (напряжений). Таким образом, при рассмотрении теории взаимодействия движителя с грунтом разработан и использован принцип накопления деформаций и напряжений в грунте, позволяющий учесть взаимовлияние нормальных и сдвигающих деформаций при непрерывно изменяющемся давлении в пятне контакта погружающегося в основание движителя.

В итоге принята достаточно простая и универсальная модель грунта, характеристики которой определяются не отклику грунтового подпространства при воздействии на его поверхностный слой стандартных штампов. Очевидно, что обобщенные модели соответствующих движителей должны быть адекватны ей по точности и по своей структуре, что и дает возможность разработать математические модели взаимодействия с основанием таких движителей, как жесткое колесо, металлоупругое колесо, гусеничный модуль, выделяя влияние ранее не учитываемых факторов: экскавационного выноса грунта из-под буксующего движителя, бульдозерного эффекта при повороте в колее.

Рассмотрение последующих этапов теории взаимодействия движителей транспортных роботов с деформируемым основанием начинается с самого простого движителя - жесткого колеса, имея в виду, что металлические жесткие колеса стояли на советских планетоходах "Луноход-1" и "Луноход-2" и доказали свою работоспособность.

При формализации движителя оговоримся, что исследуемое жесткое колесо абсолютно недеформируемое, и его наружный обод - плоская нерастяжимая лента. Распределение давления по ширине колеса принимается постоянным.

При описании кинематики процесса взаимодействия жесткого колеса (ЖК) с основанием рассмотрены три основных случая: 1) общий случай криволинейного движения ЖК; 2) движение колеса в направлении, составляющем угол δ с плоскостью его вращения; 3) прямолинейное качение ЖК. Получены соответствующие системы уравнений.

Определение сил и моментов на элементарном уровне (для площадки dF обода ЖК) и в интегральной форме подробно дано для всех трех случаев. Суммарная вертикальная R_z , горизонтальная R_x и боковая R_y реакции грунта определяются в результате интегрирования элементарных реакций по дуге обхвата колеса α_0 . Сами же элементарные реакции выражаются через проекции элементарных нормальной dN касательной dT и боковой dR_y реакций грунта, действующих на площадку dF колеса, причем нормальная реакция N есть результат нормальной деформации грунта площадкой dF , касательная T — отклик тангенциальной деформации сдвига, а боковая — зависит от боковой составляющей деформации сдвига. Учитывая, в соответствии с концепцией накопления деформаций и напряжений, приращение напряжения сдвига dT в направлениях касательном к площадке dF и перпендикулярном плоскости вращения колеса (боковом), получены соответствующие элементарные и суммарные реактивные силы. Добавив к ним выражения для подводимого к колесу крутящего момента M_k и суммарного момента сопротивления движению M_f получим в общем случае криволинейно движущегося ЖК поворачивающей машины следующую систему уравнений для сил и моментов:

$$R_x = C_r b_k (1-s) r_0^{n+1} \left\{ \int_0^{\alpha_0} \cos \alpha \int_0^{\alpha_0 - \alpha} \text{tg } \varphi_r [n u_2 (1 - e^{-\frac{\pi}{\pi_{ts}}}) \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{Q_2} u_1^{n-1} + \right. \quad (1)$$

$$\left. + \frac{r_0}{\pi_{ts}} u_1^n e^{-\frac{\pi}{\pi_{ts}}} \right] d\varphi d\alpha - \int_0^{\alpha_0} \sin \alpha (\cos \alpha - \cos \alpha_0)^n d\alpha;$$

$$R_y = C_r b_k (1-s) r_0^{n+1} \text{tg } \varphi_r \int_0^{\alpha_0} \int_0^{\alpha_0 - \alpha} [n u_1^{n-1} \sin(\alpha + \varphi) (1 - e^{-\frac{\pi}{\pi_{ts}}}) + \quad (2)$$

$$+ \frac{r_0}{\pi_{ts}} u_1^n Q_2 e^{-\frac{\pi}{\pi_{ts}}}] \frac{(1-s) [\text{tg } \delta - a \sin(\alpha + \varphi)]}{Q_2} d\varphi d\alpha;$$

$$R_2 = C_r b_k (1-s)^n r_0^{n+1} \left\{ \int_0^{\alpha_0} \sin \alpha \int_0^{\alpha_0 - \alpha} \operatorname{tg} \varphi_r [n u_2 (1 - e^{-\frac{\pi r}{\pi r_s}}) \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{Q_2} u_1^{n-1} + \right. \\ \left. + \frac{r_0}{\pi r_s} u_2 u_1^n e^{-\frac{\pi r}{\pi r_s}}] d\varphi d\alpha + \int_0^{\alpha_0} \cos \alpha (\cos \alpha - \cos \alpha_0)^n d\alpha \right\}; \quad (3)$$

$$M_k = C_r b_k (1-s)^n r_0^{n+2} \operatorname{tg} \varphi_r \int_0^{\alpha_0} \int_0^{\alpha_0 - \alpha} [n u_1 (1 - e^{-\frac{\pi r}{\pi r_s}}) \frac{u_2 \sin(\alpha + \varphi)}{Q_2} + \frac{r_0}{\pi r_s} u_1^n u_2 e^{-\frac{\pi r}{\pi r_s}}] d\varphi d\alpha; \quad (4)$$

$$M_s = C_r b_k (1-s)^n r_0^{n+2} \left\{ \int_0^{\alpha_0} \sin^2 \alpha \int_0^{\alpha_0 - \alpha} \operatorname{tg} \varphi_r [n u_2 (1 - e^{-\frac{\pi r}{\pi r_s}}) \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{Q_2} u_1^{n-1} + \right. \\ \left. + \frac{r_0}{\pi r_s} u_2 u_1^n e^{-\frac{\pi r}{\pi r_s}}] d\varphi d\alpha + \frac{1}{2} \int_0^{\alpha_0} \sin 2\alpha (\cos \alpha - \cos \alpha_0)^n d\alpha \right\}; \quad (5)$$

$$\text{где } u_1 = [\cos \alpha - \cos(\alpha + \varphi)]; \quad u_2 = [1 - (1-s) \cos(\alpha + \varphi)];$$

$$Q_1 = \sqrt{[1 - (1-s) \cos(\alpha + \varphi)]^2 + [(1-s) \operatorname{tg} \delta]^2};$$

$$Q_2 = \sqrt{[1 - (1-s) \cos(\alpha + \varphi)]^2 + (1-s)^2 [\operatorname{tg} \delta - a \sin(\alpha + \varphi)]^2};$$

$$\pi r = r_0 \int_0^{\varphi} Q_2 d\varphi; \quad a = \frac{r_0}{R \cos \delta};$$

b_k - ширина колеса; R - радиус поворота колеса;

s - коэффициент буксования, φ - угол поворота колеса;

α - угол, определяющий положение площадки dF на ободе;

r_0 - радиус колеса.

Несмотря на сложный характер полученных соотношений, решение которых возможно лишь с помощью ЭВМ, общий подход к взаимодействию одиночного двигателя с деформируемым основанием сохраняется неизменным как для прямолинейного, так и для криволинейного движения ЖК, что позволяет оценить влияние различных режимов, конструкции двигателя, характеристик грунта на общую картину взаимодействия.

В этом же разделе проведен численный анализ области применения математической модели движения колеса под углом δ к плоскости своего вращения к общему случаю бортового поворота и установлено, что, при выборе соответствующего угла δ ,

погрешность использования приближенных формул менее 15%. Это важно не только для аналитических исследований, но и при постановке лабораторного эксперимента на прямолинейном грунтовом канале.

Заключительным этапом является получение удельных силовых и энергетических характеристик, позволяющих сравнивать работу различных вариантов двигателей.

В их состав входят: удельная свободная сила тяги

$K_T = R_x / R_z$; удельная боковая реакция грунта $\mu = R_y / R_z$, коэффициент проскальзывания (буксования или юза) $s = (r_0 - r_k) / r_0$.

Установлено, что в качестве интегрального критерия для оценки эффективности взаимодействия двигателя транспортного робота с грунтом целесообразно использовать удельные потери энергии на движение, под которыми понимаются общие потери энергии, приходящиеся на единицу пройденного двигателем пути и единицу нормальной нагрузки. В общем случае криволинейного движения получим

$$f_w = \frac{M_k \cos \delta}{R_z r_0 (1-s)} - (K_T \cos \delta - \mu \sin \delta). \quad (6)$$

Используя удельные показатели, нетрудно перейти к задаче оптимизации двигателя с точки зрения минимальных энергетических затрат, максимальных тяговых возможностей и т.п. с учетом назначения и эксплуатационных требований к машине в целом.

Применение для транспортных роботов, действующих в экстремальных условиях металлоупругих или стекло-и углепластиковых колес — одно из решений задачи повышения тягово-цепных свойств двигателя при его малой массе и способности безотказно работать в условиях больших перепадов температур, вакуума, высокого радиационного фона и т.п. Наиболее распространены два типа МЖК: колеса, упругий каркас которых представляет набор единичных упругих элементов и колеса с ободом в виде упругой сетчатой и сплошной оболочки. Установлено, что эффективность взаимодействия колеса с грунтом возрастает, в основном, за счет уменьшения кривизны контактной поверхности и увеличения ее размеров (особенно длины). Тогда при прочих равных условиях лучшие контактные параметры имеет колесо жесткость беговой дорожки которого минимальна, а деформации каркаса носят местный характер. С другой стороны, результаты испытаний свидетельствуют в пользу цилиндрической контактной поверхности, обеспечивающей

равномерность деформации грунта по ширине колеса. Требование цилиндрической беговой дорожки находится в ограниченной связи с условием ее малой изгибной жесткости и может быть легко реализовано при помощи гибкой плоской ленты. Однако в поперечном сечении во избежание возможной потери устойчивости лента должна быть достаточно жесткой. Равномерность радиального давления на ленту обеспечивается элементами упругого каркаса, которые могут быть дискретными или образовывать единую оболочку. Обеспечивая определенную локальную радиальную жесткость, как наиболее существенную для формирования контакта, необходимо учитывать, что радиальная деформация невозможна без тангенциальной деформации элементов каркаса в результате бокового распора точек крепления.

Разработанный метод поэтапного моделирования процесса взаимодействия движителя с основанием применяется и для металлоупругого колеса (МУК), и для гусеничного модуля (ГМ). Для МУК рассматривается наиболее сложный случай — взаимодействие металл упругого колеса с грунтозацепами с деформируемым основанием в режиме с ртового поворота.

При формализации модели МУК, исходя из анализа многочисленных экспериментов, будем иметь в виду, что МУК имеет оптимально выбранное соотношение между тангенциальной и радиальной жесткостью, а модель идеализирована следующим образом:

1. Наружный обод — абсолютно гибкая, плоская, нерастяжимая лента, связанная со ступицей упругим каркасом.
2. Упругий каркас — бесконечное число равномерно распределенных радиальных линейно-упругих элементов малой тангенциальной жесткости, причем его упруго-фрикционные свойства изотропны.

Локальная деформируемость каждого элемента колеса, представленного в виде радиально-упругой цилиндрической постели, описывается в радиальном направлении зависимостью

$$q_r = C_r \delta_r, \quad (7)$$

а в произвольном тангенциальном:

$$\tau = \mu_{sm} p \left(1 - e^{-\frac{C_{\tau k}}{\mu_{sm} p} \delta_{\tau k}} \right), \quad (8)$$

где q_r , τ и p - соответственно, радиальное, тангенциальное и нормальное напряжения на контактной поверхности элемента; δ_r - радиальная деформация; $\lambda_{\text{тк}}$ - величина сдвига контактирующей с элементом площадки основания относительно исходной конфигурации; C_r и $C_{\text{тк}}$ - удельная радиальная и тангенциальная жесткости колеса; $\mu_{\text{см}}$ - максимальный коэффициент трения скольжения.

В таком представлении C_r и $C_{\text{тк}}$ - величины удельного (на единицу площади) усилия, требуемого для единичной деформации, соответственно, в радиальном и тангенциальном направлениях условного радиального элемента колеса. Жесткостные характеристики определяются по результатам расчетов или статических нагружений колеса или его элементов на твердом основании.

Далее рассматриваются последующие этапы математического моделирования процесса, причем особое внимание уделяется характерным явлениям, присущим МУК с грунтозацепами. В частности, фрезерование основания грунтозацепами (рис. I) связывается с переменным углом резания, толщиной грунтовой стружки, наклоном фрезеруемой поверхности и разрушением грунта в условиях межзацепного пространства. Вынос грунта из контактной зоны приводит к появлению зоны фрезерования, размеры которой зависят от соотношения высоты грунтозацепов и буксования. В процессе дальнейшего продвижения зацепа взаимодействия грунта, зацепленного в межзацепном пространстве, и основанного происходит по цилиндрической поверхности контакта. Эта зона, ограниченная углом α , при котором происходит заполнение грунтом пространства между зацепами, в соответствии с рассмотренной моделью уплотнения и сдвига. С ростом буксования зона экскавации увеличивается и может распространиться на всю область контакта, когда заполнение межзацепного пространства не происходит даже при выходе обода из контакта.

Следующим шагом рассмотрения процесса является определение геометрии продольной линии зоны уплотнения. В рамках принятых моделей упругого колеса и грунта равновесной форме цилиндрической поверхности A, A_0 удовлетворяет уравнение экспоненты с искомыми параметрами α , z_y и x_0 [21]. Полагая, что с отсутствием сил трения цилиндрический слой грунта бесконечно малой толщины транспортируется вращающимся

колесом вдоль поверхности A, A_0 с постоянной относительной скоростью $v_0 = \omega_k r_0$ в подвижной системе координат (рис.2), определяется начальная, тангенциально ненагруженная конфигурация колеса. Относительно нее находятся соответствующие тангенциальные деформации. Элементарная нормальная деформация $d\lambda_y$ площадки dF данного слоя определяется так же, как и для ЖК.

В соответствии с концепцией накопления нормальной деформации из условия равновесия сил упругости каркаса и реакций грунта получим систему уравнений, связывающую параметры равновесного контакта z_y , α_i и x_e , позволяющую найти их конкретные значения, определяемые действующей вертикальной нагрузкой [21].

Рассматривая общий случай криволинейного движения МУК (рис.2) с угловой скоростью поворота ω_n и радиусом кривизны траектории R , установившийся режим движения ($s = \text{const}$) и постоянный угол установки колеса δ (в зависимости от положения на машине), находим суммарное перемещение $d\lambda_s$ относительно грунта элементарной площадки dF , принадлежащей первоначальной, тангенциально ненагруженной конфигурации. Оно представляет собой геометрическую сумму перемещения в плоскости колеса и бокового перемещения $d\lambda_y$, обусловленного уводом и переносным вращательным движением в плоскости xOy . С другой стороны, перемещение $d\lambda_s$ есть сумма нормального $d\lambda_y$ и касательного $d\lambda_\tau$ к плоскости площадки перемещения, происходящего под некоторым углом θ к плоскости колеса. В то же время $d\lambda_\tau$ - результирующий сдвиг площадки в плоскости колеса на $d\lambda_\tau$ и в боковом направлении на $d\lambda_y$.

Важно, что боковое перемещение $d\lambda_y$ (рис.2) происходит в плоскости площадки dF и не изменяет величины нормального прессования грунта $d\lambda_y$, а потому и нормального давления p , обусловленного накопленной нормальной деформацией. Суммируя элементарные сдвиги $d\lambda_\tau$ - по мере продвижения площадки исходной конфигурации с момента входа в контакт до расчетного положения получим общую величину сдвига λ_τ относительно неподвижного основания, которая при реальном взаимодействии определяет суммарное смещение контактирующих элементов массивов колеса и грунта относительно друг друга.

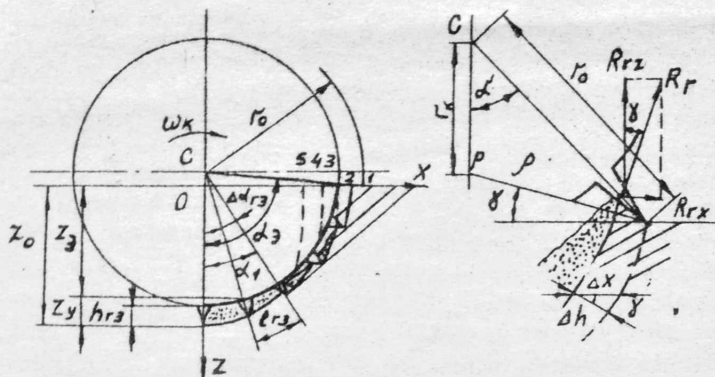


Рис. I

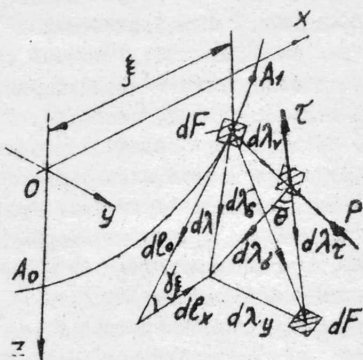
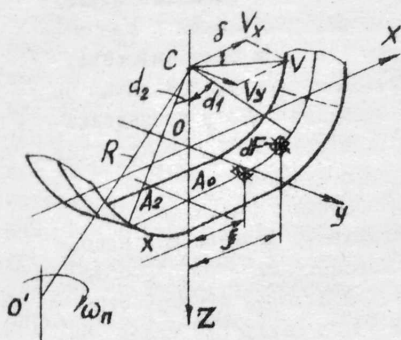


Рис. 2

Приведенная совместная тангенциальная жесткость контактирующих элементов системы колесо-грунт

$$C_T = \frac{C_{TK} C_{TG}}{C_{TK} + C_{TG}}, \quad (9)$$

где C_{TG} - удельная тангенциальная жесткость грунта.

При известной величине расчетного сдвига $\Delta\tau$ площадки исходной конфигурации действующие на нее тангенциальные напряжения определяются зависимостью (8) с заменой параметра C_{TK} на приведенную эквивалентную жесткость системы C_T , т.е.

$$\tau = \mu_{sm} p \left(1 - e^{-\frac{C_T}{\mu_{sm} p} \Delta\tau} \right). \quad (10)$$

С другой стороны, зная τ , на основании зависимости (8), можно найти действительные тангенциальные смещения элементов массива колеса относительно неподвижного основания.

В точке A_0 , имеющей координату z_0 , уплотнение прекращается и следует плоская зона разгрузки $A_0 A_2$, где нормальное реактивное давление грунта уравнивается давлением упругого колеса, а тангенциальные напряжения определяются по (10). Тогда накопленный тангенциальный сдвиг для произвольной dF в этой зоне

$$\Delta\tau = \Delta\tau_0 + \int_x^0 d\Delta\tau, \quad (11)$$

где $\Delta\tau_0 = \int_0^{x_1} d\Delta\tau$ - тангенциальный сдвиг, накопленный в зоне $A_1 A_0$.

Составляющие элементарного сдвига $d\Delta\tau$: $d\Delta\tau_x$ и $d\Delta\tau_y$ определяются при условии, что $\cos\gamma_z = 1$.

Далее переходим к третьему этапу описания процесса взаимодействия. Элементарные нормальная $dN = p dF$ и тангенциальная $dT = \tau dF$ определяются так же, как и для ЖК, причем продольная составляющая dT в плоскости колеса

$dT_K = dT \cos\theta$, а боковая $dT_y = dT \sin\theta$. Предполагается, что вектор dT противоположен вектору результирующего сдвига $d\Delta\tau$, то есть $\cos\theta = d\Delta\tau_x / d\Delta\tau$, а $\sin\theta = d\Delta\tau_y / d\Delta\tau$. Элементарные вертикальная dR_z ; горизонтальная dR_x и боковая dR_y реакции грунта выражаются в виде: $dR_z = dN \cos\delta + dT_K \sin\delta$; $dR_x = dT_K \cos\delta - dN \sin\delta$; $dR_y = dT_y$. В результате их вторичного интегрирования получим реакции грунта в зоне уплотнения R_{z1} ; R_{x1} ; R_{y1} , и в зоне разгрузки R_{z2} ; R_{x2} ; R_{y2} .

(причем в плоской зоне $\delta = 0$). Элементарный момент сопротивления качению, обусловленный деформацией грунта, $dM_f = x dR_z$, определяется аналогично для зоны уплотнения и разгрузки.

Кроме того, при повороте машины возникают реакции на грунтозацепах в зоне экскавации и на боковой поверхности погруженного колеса. Элементы боковой поверхности колеса при криволинейном движении испытывают пассивное давление сдвигаемого грунтового клина — так называемое бульдозерное сопротивление. Считаем боковину колеса частью вертикальной плоскости, ограниченной контактной линией. Тогда в процессе уплотнения грунта давление p_y должно монотонно возрастать от нуля до максимального значения p_s для грунта в состоянии предельного равновесия при определенной степени уплотнения. Следовательно, весь процесс бокового сдвига грунта элементарной вертикальной площадкой на глубине z можно описать выражением

$$p_y = p_s \left(1 - e^{-\frac{C_p}{p_s} |\lambda_y|} \right), \quad (12)$$

где λ_y — боковое перемещение площадки.

Для определения бульдозерного сопротивления необходимо проинтегрировать пассивное давление грунта по всей боковой погруженной поверхности колеса.

Пассивное давление грунта, с одной стороны, увеличивает результирующую боковую реакцию, действующую на колесо, а, следовательно, увеличивает сопротивление движению в повороте, но в то же время позволяет колесу реализовать на боковой поверхности дополнительную тангенциальную силу и получить добавочную силу тяги. Дополнительные реакции на боковине определяются интегрированием составляющих τ_x и τ_y тангенциального напряжения, действующего вдоль вертикальной площадки боковой поверхности.

Грунтозацепы, срезая грунтовую "стружку" Δh , вызывают силу сопротивления срезу R_r (рис. I). Принимая, что она направлена по касательной к траектории движения грунтозацепа, и пренебрегая наклоном лицевой поверхности слоя, процесс среза рассматривается аналогичным процессу сдвига грунта боковой поверхностью колеса, то есть грунтозацеп сначала уплотняет грунт, а затем сдвигает его. Поэтому воспользуемся для описания этого явления зависимостью, аналогичной (12), подставляя

соответствующее пассивное давление на грунтозацеп $R_{\Sigma r}$.

Результирующие реакции на грунтозацепах определяем, исходя из числа грунтозацепов n , находящихся в экскавационной зоне

$$R_{x\alpha} = \sum_{i=1}^n R_{rx i}; \quad R_{z\alpha} = \sum_{i=1}^n R_{rz i}; \quad R_{y\alpha} = \sum_{i=1}^n R_{ry i}.$$

Суммируя реакции для всего контакта в целом, получим результирующие реакции для всего колеса R_{xk} ; R_{yk} ; R_{zk} , M_f .

Четвертым этапом исследования, как и для ЖК, является определение удельных силовых и энергетических характеристик K_t , M , S , f_w , имеющих тот же физический смысл и структуру математических выражений.

Универсальность предлагаемого теоретического подхода позволяет применить его для моделирования работы гусеничного движителя транспортного робота на деформируемом грунте. Таков гусеничный модуль четырехгусеничного робота 4ГМ4.

Формализуя модель движителя на первом этапе, полагаем, что поверхность гусеничной цепи в набегающей зоне определяется радиусом переднего катка, а в межзатковом пространстве — плоская, то есть сила статического натяжения такова, что прогибом гусеницы можно пренебречь. Объемные опорные грунтозацепы, установленные нормально к образующей беговой дорожки, аппроксимируются простейшей геометрической формой — параллелепипедом (рис.3).

Далее рассматривается перемещение грунтозацепов в набегающей и плоской зонах. При входе в контакт с грунтом в точке

A_i грунтозацеп движется по соответствующей циклоидальной траектории, причем траектории соседних грунтозацепов смещены по оси x на толщину срезаемого грунтового слоя. Описание процесса аналогично экскавации грунта зецепами колеса с учетом того, что у гусеничного движителя две зоны экскавации — цилиндрическая и плоская.

Кроме того, на опорной поверхности грунтозацепов действуют нормальная N_i и касательная T_i реакции грунта, обусловленные прессованием и сдвигом (рис. 3). Нормальная и тангенциальная деформации определяются так же, как и для колеса, в набегающей и плоской зонах, причем в плоской зоне учитывается накопление соответствующих деформаций в цилиндрической зоне $A_i A_o$.

Результирующие реакции определяются при заданных угле контакта α_i , угле наклона гусеничного модуля ψ и коэффициенте буксования δ . Учитывается число грунтозацепов, действующих в цилиндрической зоне, и общее число грунтозацепов, находящихся в контакте с основанием. Таким образом рассчитываются суммарные вертикальная R_z и горизонтальная R_x реакции грунтового основания и полная тангенциальная нагрузка T , действующая на обводе и определяющая момент, потребный для движения гусеничного модуля $M_k = T r_0$.

Так же как и для колеса, на заключительном этапе рассчитываются и анализируются удельные характеристики.

При повороте гусеничного модуля с радиусом R все погруженные точки контакта будут, помимо упомянутых для прямолинейного сдвига перемещений, совершать сдвиг и срез грунта в боковом направлении в зависимости от положения центра поворота машины. Поскольку гусеница в режимах поворота за счет повышенного буксования будет еще более интенсивно осуществлять экскавационный вынос грунта из зоны контакта (что приводит к росту глубины колеи), то необходимо учесть бульдозерное боковое сопротивление погруженного гусеничного обвода.

Подробно рассматриваются определение всех составляющих результирующих реакций: суммарного бульдозерного сопротивления $R_{z\delta}$, дополнительных реакций на боковой поверхности гусеницы $R_{x\delta}$ и $R_{y\delta}$, нормальных N_i , тангенциальных T_i и боковых R_{y_i} реакций, действующих на опорную поверхность i -того грунтозацепа, вертикальных R_{z_i} , горизонтальных R_{x_i} и боковых R_{y_i} составляющих силы сопротивления срезу в экскавационной зоне. Суммируя, получим результирующие вертикальную R_z , горизонтальную R_x и боковую реакции, действующие на гусеничный модуль

$$R_z = \sum_{i=1}^K \left[N_i \cos\left(\alpha_i + \frac{\alpha_t}{2}\right) + T_i \sin\left(\alpha_i + \frac{\alpha_t}{2}\right) + R_{z_i} \right] + \sum_{i=1}^{n-K} (N_i \cos \psi + T_i \sin \psi + R_{z_i}) + R_{z\delta} \quad (13)$$

$$R_x = \sum_{i=1}^K \left[T_i \cos\left(\alpha_i + \frac{\alpha_t}{2}\right) - N_i \sin\left(\alpha_i + \frac{\alpha_t}{2}\right) + R_{x_i} \right] + \sum_{i=1}^{n-K} (T_i \cos \psi - N_i \sin \psi + R_{x_i}) + R_{x\delta} \quad (14)$$

$$R_y = \sum_{i=1}^n R_{y_i} + R_{y\delta} + \sum_{i=1}^n R_{y_i} \quad (15)$$

где K - число грунтозацепов в цилиндрической зоне;
 n - общее число грунтозацепов в контакте;
 α_i - текущий угол, устанавливающий положение i -того грунтозацепа;
 α_z - угловая толщина i -того грунтозацепа.

Оценивая особенности транспортных роботов, действующих на дне моря или океана, отметим, что, поскольку в качестве движителей подвижных подводных комплексов в настоящее время используют колеса или гусеницы, рассмотренные ранее теоретические подходы применимы к процессу взаимодействия донных аппаратов с деформируемым основанием. Однако при создании модели грунтового основания необходимо учитывать влияние таких особенностей донных осадков, как высокий индекс чувствительности, липкость, изменение связности с течением времени. Опираясь на знание экспериментально подтвержденных деформационных характеристик грунта и учитывая особенности поведения донного основания под нагрузкой, для конкретных условий подводной эксплуатации формализуется модель грунта. Далее процесс взаимодействия рассматривается по общей схеме.

Полученные теоретические зависимости позволяют уже на стадии проектирования провести развернутый анализ влияния конструктивных параметров разрабатываемых движителей на показатели проходимости и выбрать наиболее приемлемый режим движения с точки зрения тяговых возможностей будущих движителей, либо для обеспечения проходимости проектируемого робота по заданной опорной поверхности при минимуме энергозатрат.

Проведен параметрический анализ для жесткого и упругого колес и гусеничного модуля. Показано влияние на тягово-энергетические возможности движителя характеристик грунта, различных кинематических режимов движения, конструктивных параметров движителя, нагрузок, местоположения движителя в многоприводной машине. Анализ влияния различных параметров на характер взаимодействия движителя с деформируемым основанием позволяет выявить диапазон колебаний тягово-энергетических свойств в зависимости от изменения значений этих параметров; определять характеристики, играющие решающую роль, и второстепенные; наметить пути и тенденции, позволяющие улучшить проходимость будущих машин.

Выявлено поле параметров для конкретных условий эксплуатации. Например, для МУК особое влияние на характер взаимодействия с грунтом оказывает жесткость колес C_r : при подборе рациональной жесткости МУК возможно обеспечить возрастание максимальной тяги более, чем в 1,5 раза при снижении энергозатрат более, чем в 2 раза. Поскольку для МУК характерна развитая длина поверхности контакта и относительно малая ее кривизна, для оптимальной жесткости колеса потенциальные возможности по сцеплению должны быть близки к предельным, а потому лишь грунтозацепы относительно малой высоты могут дать некоторый рост тяги. В то же время, исследования показали, что установка грунтозацепов на МУК всегда приводит к росту энергетических потерь.

Влияние параметров гусеничного модуля рассмотрено как в общем виде, так и для конкретных числовых примеров. Расчет выполнен для грунта, на котором проводились испытания ГМ, и экспериментального образца гусеничного модуля.

4. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия движителя с основанием. Для прогнозирования проходимости транспортных средств на основе лабораторных испытаний единичных движителей разработан оригинальный стенд СИУЧ-2, состав и параметры которого приведены в главе , а методика экспериментальных исследований движителя в грунтовом канале позволяет не только оценить достоверность аналитических расчетов, сделанных на основе математических моделей взаимодействия колеса или гусеничного движителя с деформируемым грунтом, но и дает возможность проводить самостоятельные экспериментальные исследования с конкретными целями. Приведены особенности испытаний на стенде различных движителей, обоснован выбор грунта для лабораторных исследований. Оценка достоверности математических моделей взаимодействия с грунтом колес разных жесткостей и гусеничного движителя проведена при сравнении результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными при испытаниях макетных образцов движителей в грунтовом канале. Было испытано 15 образцов жестких и 10 образцов МУК, отличающихся размерами, формами и конструкцией, а также гусеничный модуль. Пример такой оценки достоверности расчетов по разработанным математическим моделям для жесткого ко-

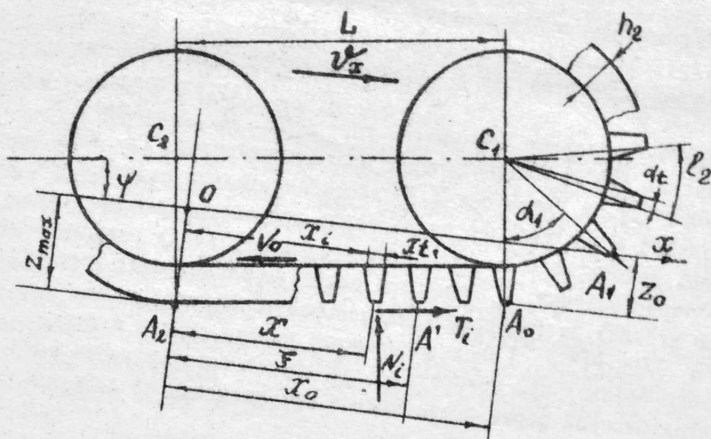


Рис. 3

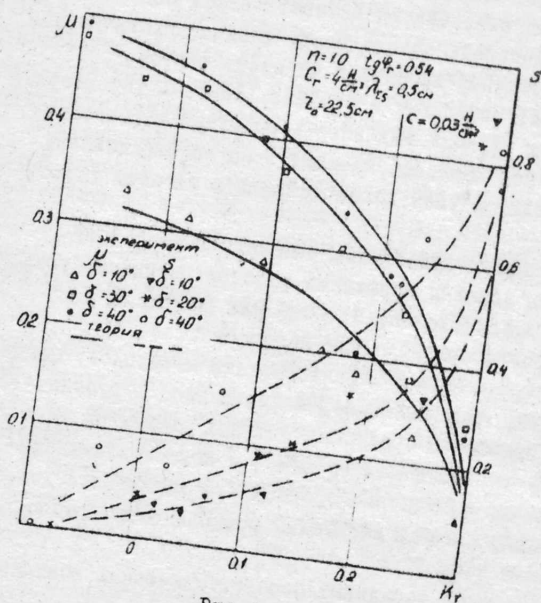


Рис. 4

леса диаметром 0,45м представлен на рис. 4.

В главе приведены результаты экспериментальных исследований высоты грунтозацепов и расстояния между ними, влияние формы обода и угла поворота δ на тягово-энергетические характеристики, оценка параметров жесткости C_p , сравнение тягово-сцепных качеств трех видов движителей: ГМ, МУК и жесткого колеса "Лунохода-1,2" экспериментально подтверждено допущение о коллинеарности векторов результирующей реактивной силы, действующей на колесо со стороны грунта в результате колееобразования, и суммарной скорости скольжения; установлено влияние на годограф удельной результирующей силы (кривая $M = f(K_T)$) экскавационного выноса грунта и бульдозерного эффекта при повороте; подчеркнута закономерность выбора цилиндрической формы обода колеса при движении по деформируемому основанию и т.п.

При экспериментальном исследовании взаимодействия с грунтом движителей донных роботов на специально спроектированных стендах особое внимание уделялось подготовке основания к испытанию. Для обоснования математической модели грунта и выявления корреляционных связей между физико-механическими свойствами донных осадков проведена 41 серия опытов.

Из результатов, описанных в разделе, отметим характерный для глубоководных грунтов вид эпюр нормальных и тангенциальных напряжений под колесом, имеющих зоны отрицательных величин, что приводит к уменьшению несущей и тяговой способности движителя.

В заключении главы приводятся описания и даются некоторые результаты ходовых испытаний макетов различных транспортных роботов: планетоходов, моботов для работы на АЭС, подводных агрегатов сбора полезных ископаемых.

Получены тягово-сцепные характеристики луноходов, планетохода с металлоупругими колесами, планетоходов с гусеничным движителем. Приведено сравнение опытных данных по тяге и энергозатратам гусеничного макета 4ГМ-4 и колесных планетоходов. Отмечено, что применение гусеничного модульного движителя-один из реальных путей повышения проходимости транспортных роботов.

Работы по созданию мобильных робототехнических комплексов,

(МРК) начались в МГТУ им. Н.Э. Баумана с 1974 года, но еще ранее в лаборатории СЛТС накапливался опыт конструирования малых вездеходных машин. Рассмотрены некоторые основные параметры действующих роботов, тягово-сцепные характеристики по результатам расчетов и испытаний на полигоне.

С 1981 года ведутся работы по созданию комплекса технических средств для добычи и транспортировки со дна железорудных полезных ископаемых. Было разработано, изготовлено и испытано два макета агрегата сбора-подвижного донного робота, изготовлен и в стадии испытаний находится третий - модульного типа. Даны основные технические характеристики агрегатов сбора, обеспечивающие выполнение поставленных задач, показаны условия проведения натурных испытаний и представлены некоторые результаты, позволяющие оценить предельные тяговые возможности таких роботов.

5. Оптимизация параметров движителей транспортных роботов

В главе обосновываются критерии оптимизации параметров движителей транспортных роботов при решении задачи эффективности и использования таких машин. Формируется целевая функция для жесткого колеса, МУК и гусеничного модуля. Установлено, что для ЖК, МУК и ГМ в прямолинейном движении и повороте имеем задачу нелинейного программирования с соответствующим числом переменных и ограничений.

Учитывая сложность аналитических выражений производных целевой функции f_w и ограничений; остановимся для решения нашей задачи на методе прямого поиска. Выберем одну из модификаций метода прямого поиска по симплексу - метод комплекса.

В разделе дается описание метода, приводятся алгоритмы и методика расчетов. Даны результаты оптимизации на примере жесткого колеса при его ^{КРП} прямолинейном движении по заданному грунту. Разработанный метод дает возможность оперативно оценить на заданном грунте наиболее рациональные геометрические размеры движителя и оптимальные режимы его движения. Конечно, оптимизация движителя транспортного робота при проектировании машины - всего лишь этап и предусматривает корректировку параметров при анализе работы всей машины в целом.

6. Расчет поворота колесных и гусеничных транспортных роботов.

Рассматривая задачу формирования реакций, возникающих при маневрировании машины, нецелесообразно постоянно обращаться к достаточно сложной полной математической модели, которая требует больших затрат машинного времени. Поэтому, аппроксимируя расчетные зависимости, полученные при помощи полной модели, были разработаны методики расчета движения транспортных роботов, имеющих в ходовой части колесный или гусеничный движитель. Они основаны на упрощенной модели формирования реакции грунта.

В главе дается анализ установившегося поворота четырехгусеничного транспортного робота и получена система уравнений, описывающая силовые и кинематические связи для транспортного средства в целом, а также для каждого модуля в отдельности с учетом особенностей привода и способа осуществления поворота. Предложена методика решения системы уравнений для многогусеничной и многоколесной машин методом Хунка-Дживса и разработаны программы на ЭВМ.

В основу упрощенной модели положено то, что величина результирующей реакции в плоскости грунта при условии изотропности системы определяется в общем случае обобщенным параметром — коэффициентом результирующего скольжения S_c , связывающим коэффициент буксования или юза и угол установки модуля

$$S_{ci} = \sqrt{S_i^2 + (1 - S_i)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_i}.$$

Для аппроксимации зависимости $\mu_s = R_{ci}/R_{zi}$, определяющей текущее значение коэффициента трения частичного скольжения выбрана экспоненциальная функция вида $\mu_s = \mu_{sm} [1 - \exp(-\frac{S_c}{S_0})]$, где μ_{sm} и S_0 — интегральные характеристики системы ГМ — грунт. Для учета конкретных особенностей расчетных характеристик, обусловленных реальной анизотропией процесса формирования реакций в работе используются корректирующие уравнения, учитывающие реальное изменение параметров μ_{sm} и S_0 в определенных режимах. Разработанные модели позволяют описать как расчетные, так и экспериментальные характеристики.

Математические модели Дортового поворота гусеничного или колесного робота и программное обеспечение дают возможность определить все необходимые кинематические, силовые и энергетические характеристики поворота. Это дает возможность, с одной стороны, оценить поворотливость транспортных средств

в различных грунтовых условиях и, с другой стороны, провести либо параметрическое исследование, либо оптимизацию конструктивных параметров роботов на стадии проектирования.

Приведены результаты оценки маневренности четырехгусеничного и многоприводного восьмиколесного роботов. В частности, установлено, что транспортные роботы, оборудованные МУК, более эффективны: пробуксовка борта гораздо меньше, чем с жесткими колесами, а затраты энергии меньше более, чем на 20%, особенно для малых радиусов поворота.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе комплексного изучения системы "местность-машина" создана оригинальная теория взаимодействия движителей транспортных средств с основанием, включающая новые принципиальные положения:

- концепцию накопления нормальной деформации грунта, учитывающую реальную траекторию элементов опорной поверхности движителя и взаимовлияние процессов прессования и сдвига;
- методику определения продольной линии равновесного контакта упругого движителя с деформируемым грунтом;
- разделение области контакта для общего случая взаимодействия с грунтом движителя, оснащенного грунтозацепами, на две зоны: 1) экскавации (среза) грунта кромками грунтозацепов и 2) уплотнения и сдвига грунта;
- модель фрезерования грунта грунтозацепами и процесса заполнения межацепного пространства при движении с буксованием, позволившую достоверно описать явление экскавационного погружения;
- модель бульдозерного сопротивления при боковом скольжении с учетом зависимости пассивного давления грунта от величины сдвига.

2. Впервые на единой концептуальной основе разработаны методики расчета параметров взаимодействия различных движителей транспортных роботов с грунтом, позволяющие оценить уровень опорной проходимости таких машин в заданных условиях эксплуатации на стадии проектирования, рассчитать сопротивление движению, тягово-сцепные характеристики, энергозатраты машины. Созданы алгоритмы и вычислительные программы на ЭВМ, реализующие эти методики.

3. Решение задачи оптимизации параметров движителей мобильных роботов по критерию минимума энергетических потерь, основанное на разработанных теоретических положениях, обеспечивает необходимый уровень проходимости проектируемой машины по грунтовым поверхностям с заданными характеристиками.

4. Оригинальные стендовое оборудование и методика эксперимента, позволяющие испытывать движители транспортных роботов или их модели в прямолинейном грунтовом канале как в режимах прямолинейного движения, так и бортового поворота, дали возможность оценить тягово-сцепные качества и проходимость проектируемых машин до испытаний их натурных образцов, сокращая сроки и затраты на проектирование.

5. Использование новых положений разработанной теории позволило впервые для разных движителей транспортных роботов достоверно рассчитать годографы результирующих реакций грунта при криволинейном движении и прогнозировать, в частности, эффекты роста бокового сопротивления в предельных тяговых режимах.

6. Разработанная на базе математических моделей отдельных движителей методика расчета параметров опорной проходимости многоприводного транспортного робота в повороте дала возможность на стадии проектирования решать задачу оценки и сравнения тягово-сцепных свойств машин.

7. Результаты параметрических экспериментальных и расчетных исследований движителей позволили сформулировать ряд практических рекомендаций при проектировании. В частности,

- для МУК рекомендованы параметры жесткости каркаса и грунтозацепов;
- для ГМ - обосновано рациональное соотношение геометрических размеров обвода и опорных грунтозацепов;
- для четырехгусеничного робота обоснован выбор схемы без дифференциальной связи между бортами;
- для многоприводного колесного робота-предложена замена жестких колес на МУК, что дает существенный выигрыш в энергозатратах на передвижение.

8. Теоретические разработки, методики расчетов, результаты экспериментальных исследований, технические предложения,

практические рекомендации повышения уровня проходимости внедрены при создании новых и совершенствовании готовых конструкций во ВНИИТМ, ОНИЛ вездеходных машин (г.Нижний Новгород), на заводах СМЗ и ИЗТМ, в ЦКБ "Океангеотехника" п/о "Южморгеология", в НИИСМ МГТУ им. Н.Э.Баумана, в учебном процессе МГТУ.

Основные положения диссертации отражены в монографии, двух учебных пособиях, 42 статьях, пяти авторских свидетельствах, 22 тезисах докладов, 14 отчетах по НИР.

Из них выделим следующие:

1. Передвижение по грунтам Луны и планет / В.В.Громов, Н.А.Забавников, А.Л.Кемурджиан, В.Н.Наумов и др.-М.: Машиностроение, 1986 . - 272 с.
2. Наумов В.Н., Батанов А.Ф., Рождественский Ю.Л. Основы теории проходимости транспортных вездеходов. - М.: МВТУ, 1989. - 119 с.
3. Технические средства для добычи полезных ископаемых со дна морей и океанов: Обзор/А.В.Вершинский, В.Н.Наумов, А.О.Бурков и др. - М.: ЦНИИТЭИТяжмаш, 1986 . - 86 с.
4. Развитие теории взаимодействия движителя транспортного средства с деформируемым основанием / К.Ю.Машков, В.Н.Наумов, Ю.Л.Рождественский, В.Е.Харитонов // Труды МВТУ. - 1988. - № 506. - С. 3-25 - д.с.п.

5. Егоров А.И., Наумов Б.Н., Рождественский Ю.Л. Моделирование процесса взаимодействия гусеничного движителя, оборудованного объемными грунтозацепами, с деформируемым основанием // Труды МВТУ. - 1987. - № 483. - С. 3-12- д.с.п.
6. Забавников Н.А., Наумов В.Н. Уравнения перемещения точки обода колеса машины, движущейся в режиме бортового поворота // Известия вузов. Машиностроение. - 1974. - № II - С. 118-122.
7. Стенд для испытания ходовых колес транспортных машин /Н.А.Забавников, С.И.Леонов, Б.Н.Наумов и др.// Машины, приборы и стенды: Каталог МВТУ. - 1970. - № 1. - С. 34.
8. Стенд для исследования взаимодействия движителей с грунтом/ Н.А.Забавников, А.Л.Кемурджиан, В.Н.Наумов и др. // Машины, приборы и стенды: Каталог МВТУ. - 1974. - № 4. - С. 54.
9. Исследование бортового поворота колесной машины методом испытаний одиночного колеса / Н.А.Забавников, В.Н.Наумов, П.С.Сологуб и др. // Тракторы и сельхозмашины. - 1972. - № I. - С. 12-14.
10. Определение коэффициента сопротивления качению жесткого колеса с грунтозацепами при движении по сминаемому грунту /Н.А.Забавников, В.Н.Наумов, Б.Н.Назаренко и др. //Тракторы и сельхозмашины. - 1973. - № I. - С. 16-19.
11. Взаимодействие криволинейно движущегося колеса с деформируемым грунтом / Н.А.Забавников, В.Н.Наумов, Б.П.Назаренко, Ю.Л.Рождественский // Известия вузов. Машиностроение. - 1975. - № I. - С. 119-124.
12. Забавников Н.А., Наумов В.Н. Определение сил и моментов при взаимодействии колеса с деформируемым грунтом в случае движения с проскальзыванием // Труды МВТУ. - 1976. - № 231. - С. 14-21.

13. Наумов В.Н., Забавников Н.А., Назаренко Б.П. Особенности кинематики колеса при бортовом повороте колесного самохода // Труды МВТУ. - 1976. - № 231. - С.6-14.
14. Наумов В.Н., Рождественский Ю.Д., Харитонова В.В. Создание искусственного грунта // Труды МВТУ. - 1976. - №231.- С. 32-37.
15. Наумов В.Н., Маленков М.Н. Моделирование движения многоприводных транспортных средств // Известия вузов. Машиностроение. - 1976. - № 5. - С. 122-126.
16. Назаренко Б.П., Наумов В.Н. О кинематике точки обода жесткого колеса // Известия вузов. Машиностроение. - 1976. - № 11. - С.109-114.
17. Динамическая модель транспортного средства с индивидуальными электротехническими приводами колес / В.Н.Наумов, Г.С.Белоутов, М.М.Маленков, Б.П.Назаренко // Известия вузов. Машиностроение. - 1975. - № 7. - С.110-116.
18. Наумов В.Н., Назаренко Б.П., Рождественский Ю.Д. Исследование влияния шага и высоты грунтозацепов на тягово-сцепные качества жесткого колеса // Труды МВТУ. - 1976. - №264. - С. 29-39.
19. Наумов В.Н. Некоторые вопросы взаимодействия машин высокой проходимости с грунтом // Бюллетень КТН. Стокгольм. - 1978. - № 2. - 28 с.
20. Рождественский Ю.Д., Наумов В.Н. Математическая модель взаимодействия металлоупругого колеса с уплотняющимся грунтом // Труды МВТУ. - 1980. - № 339. - С. 84-111.
21. Рождественский Ю.Д., Наумов В.Н. Определение параметров равновесного контакта упругого колеса с грунтом // Известия вузов. Машиностроения. - 1986. - № 8. - С.98-97.
22. Наумов В.Н., Рождественский Ю.Д., Харитонова В.В. Метод прямого экскавационного сдвига для оценки характеристик системы "двигатель-грунт" // Известия вузов. Машиностроение. - 1981. - № 10. - С. 88-87.
23. Наумов В.Н., Маленков, М.М., Митин Б.В. Оценка параметров движения по грунту металлосетчатого колеса // Известия вузов. Машиностроение. - 1981. - № 12. - С.102.
24. Назаренко Б.П., Наумов В.Н., Маленков М.М. О моменте сопротивления повороту жесткого колеса // Известия вузов. Машиностроения. - 1989. - № 4. - С.75-79.

25. Развитие расчетных моделей определения сопротивления движению / А.Ф.Батанов, Н.А.Забавников, В.Н.Наумов, А.В.Мирошниченко // Труды МВТУ. -1984. - № 411. - С.130-153.
26. А.с.№ 542936 СССР, М. Кл.² С01 8/24. Установка для определения характеристик грунта при сдвиге / Ю.Д.Рождественский, Н.А.Забавников, В.Н.Наумов и др. - № 2095427/88; заявл. 09.01.75. // Б.И. - 1977. - № 2.

Подписано к печати 23.03.98.

Зак. 74 Объем 1.0 п.л. Тир. 100 экз.

Типография М. ВУ.