

На правах рукописи



Абызов Алексей Александрович

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И МЕТОДЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ
ХОДОВЫХ СИСТЕМ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Челябинск – 2013

Работа выполнена на кафедре «Прикладная механика, динамика и прочность машин» ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет)

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
Березин Игорь Яковлевич

Официальные оппоненты: Рождественский Сергей Владимирович, доктор технических наук, старший научный сотрудник (ОАО ВНИИТрансмаш, начальник лаборатории);
Бекетов Сергей Анатольевич, доктор технических наук (ООО «Военно-промышленная компания», советник генерального директора);
Болдырев Алексей Петрович, доктор технических наук, профессор (ФГБОУ ВПО "Брянский государственный технический университет", заведующий кафедрой).

Ведущее предприятие – ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет техники и технологий)

Защита диссертации состоится 26 февраля 2014 г., в 15 часов, на заседании специализированного диссертационного совета Д212.298.09 в Южно-Уральском государственном университете: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, д. 76, ауд. 1001.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета).

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, д. 76, ЮУрГУ, Ученый совет. Электронная почта: d212.298.09@mail.ru. Контактный телефон: (351) 267-91-23

Автореферат разослан « _____ » _____ 2014г.

Ученый секретарь специализированного диссертационного совета Д212.298.09, доктор технических наук, профессор



Е.А.Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы В настоящее время в отечественном машиностроении остро стоит вопрос повышения качества и конкурентоспособности, снижения себестоимости выпускаемой продукции, сокращения затрат на проектирование и доводку новых поколений машин. Гусеничные машины находят широкое применение в качестве дорожно– строительных, транспортных и тяговых машин для необустроенной местности, машин специального назначения. Их надежность в значительной степени определяется долговечностью гусеничного движителя, работающего в весьма тяжелых условиях. Гусеница, а также элементы системы поддрессоривания, подвергаются стохастическому воздействию со стороны профиля пути, особенно интенсивному в условиях бездорожья и высоких скоростей движения. В связи с этим в процессе эксплуатации быстроходных машин значительная доля отказов (от 20 до 40%) приходится на ходовую часть. Для других классов гусеничных машин ситуация аналогична. Так, при освоении нового семейства быстроходных снегоболотоходных машин на Курганском машиностроительном заводе (2001–2009 г.) на элементы ходовой части в гарантийный период приходилось более 50% случаев отказов.

Решение проблемы надежности ходовой части во многом определяется научно– техническим уровнем исследований, проводимых на стадиях проектирования, доводки и постановки на серийное производство новых изделий. К сожалению, при проектировании элементов гусеничного движителя в настоящее время ограничиваются простейшими статическими расчетами и ускоренными стендовыми испытаниями. При этом недостаточно учитываются динамические свойства проектируемых машин, а также параметры стохастических внешних воздействий, характерных для условий реальной эксплуатации. В дальнейшем это часто приводит к принципиальным ошибкам в оценке долговечности деталей. Как показывает опыт, недостатки конструкции, заложенные на этапе проектирования, в последующем достаточно сложно ликвидировать. При этом возрастают затраты, увеличиваются сроки подготовки серийного производства, увеличивается расход запчастей, значительно снижаются показатели надежности машин в целом.

Успешную разработку фундаментальных вопросов создания современных быстроходных гусеничных машин осуществляют научные коллективы МГТУ им. Н.Э.Баумана, Академии БТВ, ВНИИТрансмаш, конструкторских бюро головных предприятий транспортного машиностроения.

Широкую известность среди специалистов в области транспортного машиностроения получили труды Б.А. Абрамова, А.А. Благоднарова, Н.Ф. Бочарова, С.Е. Бурцева, А.А. Дмитриева, Н.А. Забавникова, П.П. Исакова, Г.О. Котиева, В.И. Красенькова, М.К. Кристи, В.Н. Наумова, А.О.Никитина, В.Ф.Платонова, А.А. Полунгяна, В.Б. Проскуракова, В.А. Савочкина, В.А. Светлицкого, Л.В. Сергеева, А.П. Софияна, В.С. Старовойтова, В.М. Шарипова, М.G. Bekker, J.Y. Wong. и других ученых.

В области исследования динамики движения быстроходных гусеничных машин и работы ходовых систем видное место занимают работы С.А. Бекетова, Г.С. Белоутова, Р.К. Вафина, В.Б. Держанского, О.А. Наказного, Б.М. Позина, С.В. Рождественского, В.А. Савочкина, Е.Б. Сарача, И.П. Трояновской, И.А. Тараторкина и других исследователей.

Разработке методов расчетной оценки усталостной прочности и надежности посвящены работы В.В. Болотина, Н.И. Гриненко, А.С. Гусева, А.П. Гусенкова, В.С. Ивановой, В.П. Когаева, В.И. Крагельского, Н.А. Махутова, Г.С. Писаренко, А.С. Пронилова, А.С. Развалова, В.Л. Райхера, Д.Н. Решетова, О.С. Садакова, С.В. Серенсена, В.Т. Трощенко, К.В. Фролова, Л.А. Шефера и других ученых.

В настоящее время, в связи с развитием методов прикладной механики, расчетов на прочность и долговечность, а также прикладной математики и вычислительной техники, решение задачи повышения научно – технического уровня проектирования должно базироваться на широком применении методов математического моделирования процессов эксплуатации машины, позволяющих на ранних стадиях проектирования обеспечивать надежность ответственных элементов ходовой системы.

Целью настоящей работы является создание и внедрение в практику конструкторских бюро отрасли нового подхода, позволяющего на ранних стадиях проектирования и опережающей отработки конструкций решать комплекс взаимосвязанных задач по обоснованному выбору проектных решений, обеспечивающих требуемые характеристики надежности с учетом эксплуатационных, конструкторских и технологических факторов.

В связи с изложенным поставлены следующие **Задачи** данной диссертационной работы

1. Разработка математической модели транспортной гусеничной машины, отображающей динамику нелинейной связанной системы «внешняя среда – гусеничный движитель – подрессоренный корпус – силовая установка – водитель» при нестационарном случайном воздействии.

2. Проведение с помощью разработанной модели расчетных исследований в широком диапазоне варьирования параметров внешней среды и динамических характеристик транспортной машины с целью установления закономерностей изменения вероятностных характеристик эксплуатационной нагруженности. Выполнение экспериментальной проверки адекватности разработанной модели.

3. Разработка в составе математической модели эксплуатации гусеничной машины технико–эргономической подсистемы, предназначенной для формирования управляющих воздействий с целью задания функции изменения скорости движения по местности в соответствии с дорожными условиями.

4. Разработка модели взаимодействия гусеницы с грунтом на основе конечноэлементного моделирования.

5. Разработка методики расчетной оценки усталостной долговечности при многопараметрическом стохастическом нагружении.

6. Разработка методики и создание программных средств для имитационных ресурсных испытаний транспортных машин на основе комплексного моделирования процессов эксплуатации и формирования усталостных и износных отказов.

7. Применение разработанной модели, методик и программных средств для решения ряда практических задач.

В представляемой диссертации разработаны прикладная теория, инженерные методы исследований и основанный на них комплексный подход, позволяющий на ранних этапах проектирования осуществлять моделирование условий реальной эксплуатации, исследовать динамические процессы изменения усилий и напряжений, прогнозировать и обеспечивать надежность тяжело-нагруженных элементов ходовых систем быстроходных гусеничных машин.

На защиту выносятся наиболее существенные результаты диссертационного исследования, составляющие **его научную новизну** :

1. Специализированная применительно к задачам прочностной надежности математическая модель, отличающаяся тем, что она описывает динамику связанной нелинейной системы «внешняя среда– гусеничный движитель – подрессоренный корпус – силовая установка – водитель» при многопараметрическом нестационарном случайном воздействии.

Модель отображает существенные нелинейности элементов системы подрессоривания и гусеничного движителя; при моделировании силовой установки учитываются характеристика двигателя, характеристики фрикционных элементов и гидравлических передач в трансмиссии и механизме поворота. Это позволяет описывать динамические процессы при прямолинейном и криволинейном движении с учетом изменения структуры силовой установки и переходных процессов, вызванных управляющими воздействиями со стороны водителя. Одновременное, достаточно подробное описание гусеничного движителя, подрессоренного корпуса и силовой установки позволяет моделировать движение машины по трассе под действием комплекса внешних воздействий, приближенного к условиям реальной эксплуатации.

2. Модель взаимодействия опорной поверхности гусеницы с поверхностью трассы, отличающаяся тем, что грунт представлен в виде континуальной нелинейной среды. Для расчета усилий, возникающих в контакте, применен метод конечных элементов, использующий трехмерные модели траков и грунтового объема. Это позволяет учесть влияние формы опорной поверхности траков, нелинейных свойств различных видов грунта при сложном напряженном состоянии и его разрушения при больших перемещениях, вызванных погружением трака и нагребанием грунта. В отличие от известных моделей, такой подход не требует применения упрощающих схематизаций при описании формы опорной поверхности трака.

Модель используется как подсистема в математической модели машины для расчета нагрузок, действующих на элементы ходовой части при прямолинейном и криволинейном движении.

3. Подсистема математической модели гусеничной машины, используемая для формирования управляющих воздействий на двигатель и силовую установку при интегрировании уравнений движения. Подсистема отличается тем, что управляющие воздействия, определяющие скорость и траекторию движения, формируются в соответствии с заданной дорожной ситуацией. Учет изменения скорости при моделировании движения машины по трассе позволяет повысить точность определения силовых и кинематических параметров, выявить характер и уровень эксплуатационных нагрузок.

4. Новая концепция задания многопараметрического нестационарного случайного воздействия внешней среды, основанная на формализации картографического описания типовых испытательных полигонов, применяемых для ресурсных испытаний опытных образцов техники. Описание включает сочетание параметров микро– и макропрофиля участков трассы, характеристик ее криволинейных фрагментов, параметров отдельных препятствий, требующих существенного снижения скорости, свойств грунта и др. Предложенный подход позволяет на ранних стадиях проектирования прогнозировать характеристики надежности при эксплуатации машин в различных природно – климатических условиях.

5. Методика преобразования силового и кинематического воздействия на элементы конструкции в случайные процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасных точках тяжело нагруженных деталей, отличающаяся тем, что она базируется на методе конечных элементов и моделях взаимодействия с нелинейной средой. Для деталей гусеничного движителя, непосредственно контактирующих с грунтом, использование данной методики позволяет получить процессы изменения напряжений с учетом случайного характера опирания.

6. Модель накопления усталостного повреждения и метод прогнозирования усталостной долговечности для случая, когда компоненты тензора напряжений описываются независимыми случайными процессами. Подобное характерно для элементов ходовой системы при многопараметрическом случайном нагружении. Предложенный подход отличается применением структурной модели среды и использованием микропластических деформаций при расчете накопленного многоциклового усталостного повреждения. Метод учитывает рассеяние усталостных свойств материала, что позволяет представлять результаты в виде функций вероятностей безотказной работы тяжело нагруженных элементов.

Практическую ценность составляют методика и программ расчета, позволяющие на ранних стадиях проектирования прогнозировать характеристики надежности элементов ходовой системы гусеничной машины, соответствующие ее эксплуатации в различных природно – климатических условиях.

Созданный комплекс измерительных устройств и аппаратуры, позволяет исследовать нагруженность элементов подвески и гусеничного движителя в лабораторных условиях, а также в условиях реальной эксплуатации.

Объект исследования– процессы нагружения и накопления усталостных повреждений элементов движителя быстроходной гусеничной машины.

Достоверность результатов расчетных исследований обеспечена использованием верифицированных методов численного решения дифференциальных уравнений, тщательным тестированием разработанных программ для ПЭВМ. Адекватность разработанных математических моделей подтверждена сопоставлением расчетных и экспериментальных результатов.

Реализация и внедрение результатов работы

Разработанная методика использована в ходе совместных работ с Конструкторским бюро транспортного машиностроения (КБТМ, г. Омск) при проектировании семейства инженерных машин многоцелевого назначения для расчетной оценки долговечности торсионов и бортовых редукторов инженерной гусеничной машины (тема «Отцепка» 89183, договор о совместной деятельности ЧГТУ и КБТМ тема 55–86–83). Результаты работ по расчетному и экспериментальному исследованию гусеницы с эластомерными уширителями, а также оценка эффективности мероприятий по усилению балансиров использованы при доводке ходовой системы снегоболотоходной машины ТМ–1 (договор 4498/98160 между Южно-Уральским государственным университетом (ЮУрГУ) и Специальным конструкторским бюро машиностроения (СКБМ, г. Курган), договор между СКБМ и кафедрой Гусеничных машин Курганского государственного университета № 100 от 13.01.2000 г., № 2/2000–5500 от 11.09.2000 г.). Разработанная в диссертации математическая модель гусеничной машины использована для оценки эффективности управляемой системы подрессоривания перспективного изделия (договор между ЮУрГУ и СКБМ №405 (2005395) от 14.01.2005 г.). Созданный в ходе выполнения диссертационной работы измерительный комплекс использован при проведении натурных исследований рамы и корпуса бортовых фрикционов промышленного трактора производства Челябинского тракторного завода (Договоры между ЮУрГУ и ЧТЗ №8552/93310 от 1993 г., №9814 от 26.05.98, № 308–Н от 01.02.2008, договор № 923/06 от 6.03.2006 г. между НП СЦ АТТ и ЧТЗ – Уралтрак, договор № 1492/08 от 9.01.2008 г. между НИИ АТТ и ООО «ПСМ–ЗМС»).

Ряд приведенных в диссертационной работе исследований выполнялись в рамках госбюджетных НИР: по плану Научно – инженерного центра «Надежность и ресурс больших систем машин» УрО РАН 1996 – 2000 г.(научное направление 2.3.8 «Фундаментальные проблемы и аппаратные средства управления сложными объектами и структурами); по программе «Технические университеты России» (80УП53); по плану НИР ЧГТУ (тема 4393П53); по программе «УралВУЗ – конверсия»; по гранту Р2001УРЧЕЛ01–16 (проект 01–03–96421 «Моделирование стохастических процессов в связанных нелинейных системах при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии»). Разработанное в диссертации алгоритмическое и программное обеспечение используется также в учебных курсах «Вычислительная механика» и «Статистическая механика и надежность машин» при подготовке инженеров, бакалавров и магистров на физическом факультете ЮУрГУ.

Апробация работы

Основные положения диссертации доложены и обсуждены на Всероссийской научно– технической конференции «Механика и процессы управления моторно– трансмиссионных систем транспортных машин (Курган, 2003г.); на международных технологических конгрессах «Военная техника, вооружение и технологии двойного применения» (г. Омск, 2004, 2005 и 2008 г.); на конференции кафедры «Тягачи и амфибийные машины» МАДИ (2007г.), на Всероссийских научно– практических конференциях «Актуальные проблемы защиты и безопасности», секция «Бронетанковая техника и вооружение» (Санкт – Петербург, НПО Спецматериалов, ВНИИТРАНСМАШ 2010–2013г.); на ежегодных научно– технических конференциях кафедры ПМДПМ ЮУрГУ (1989–2012 г.)

По материалам диссертации седлан доклад на заседании головного совета «Машиностроение» Министерства образования РФ под председательством академика РАН К.С.Колесникова (Снежинск, 2001). Материалы диссертации доложены на научных семинарах кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э.Баумана (2013 г.), кафедры «Гусеничные машины» КГУ (2012г.), Научно – инженерного центра «Надежность и ресурс больших систем машин» УрО РАН.

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 45 печатных работах, в том числе в 12 статьях в ведущих рецензируемых научных журналах из перечня ВАК. Зарегистрирована программа моделирования динамики гусеничной машины.

Объем работы Диссертация состоит из введения, 10 глав, заключения, списка используемой литературы (233 наименования, в том числе 21 – зарубежных). Диссертация изложена на 257 страницах машинописного текста, содержит 100 рисунков и 13 таблиц.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы, дана краткая характеристика научной проблемы, поставлена цель, сформулированы научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе Выполнен обзор литературы по вопросам, разрабатываемым в диссертации: описание условий эксплуатации быстроходных гусеничных машин (БГМ), моделирование динамической системы шасси БГМ, теории поворота гусеничных машин, моделирование взаимодействия гусеницы с грунтом, модели накопления усталостных, износных и термомеханических повреждений.

На основании выполненного обзора литературы сформулированы требования, предъявляемые к математической модели эксплуатации гусеничной машины и описанию внешних условий. Сформулированы задачи диссертационной работы.

Во второй главе предложена Концепция имитационного моделирования испытаний гусеничных машин.

Решение задачи прогнозирования прочностной надежности применительно к быстроходным гусеничным машинам предусматривает последовательное выполнение следующих этапов (рис.1):

- описание многофакторного случайного воздействия внешней среды на ходовую систему и рабочие органы;
- компьютерное моделирование процесса движения в условиях реальной эксплуатации;
- определение статистических характеристик силового и кинематического взаимодействия элементов конструкции;
- моделирование процессов формирования усталостных, износных и других видов отказов с учетом случайного характера нагружения и рассеяния прочностных свойств;
- определение количественных характеристик надежности, таких как функция вероятностей безотказной работы, средняя наработка до отказа, гамма-процентный ресурс тяжело нагруженных элементов машин и т.п.;
- корректировка исходных данных проекта по динамическим и прочностным свойствам изделия с целью обеспечения требуемых показателей надежности.

Комплекс названных исследований представляет собой инженерную методику имитационного моделирования испытаний быстроходных гусеничных машин.

При моделировании эксплуатации машин на местности вне обустроенных дорог возникает необходимость задания комплекса факторов внешнего воздействия, в частности: двумерного поля микропрофиля местности; дорожной кривизны; макропрофиля трассы (уголов подъема – спуска); параметров одиночных препятствий (выступы или впадины); характеристик жесткости дорожного полотна; распределения переменных сил сопротивления грунта прямолинейному движению и повороту; параметров, описывающих условия наблюдения и оценивания факторов внешней среды человеком– оператором.

При компьютерной реализации метода имитационных ресурсных испытаний целесообразно задавать многопараметрическое воздействие среды в виде формализованного представления типовых условий эксплуатации. Для этого удобно использовать картографические описания известных испытательных станций и полигонов, которыми располагают отрасли– производители сельскохозяйственной, автомобильной, дорожно – строительной и другой инженерной техники. К настоящему времени накоплены достаточно подробные картографические описания типовых испытательных полигонов и местности, в которых задаются условия круглогодичной эксплуатации соответствующих транспортных средств в различных природно – климатических регионах.

Наряду с факторами внешней среды на динамику транспортной машины значительное влияние оказывает скорость ее движения, которая в условиях эксплуатации на местности вне обустроенных дорог варьируется в широком диапазоне значений. В связи с этим математическая модель транспортной машины должна включать подсистему, имитирующего действия водителя по

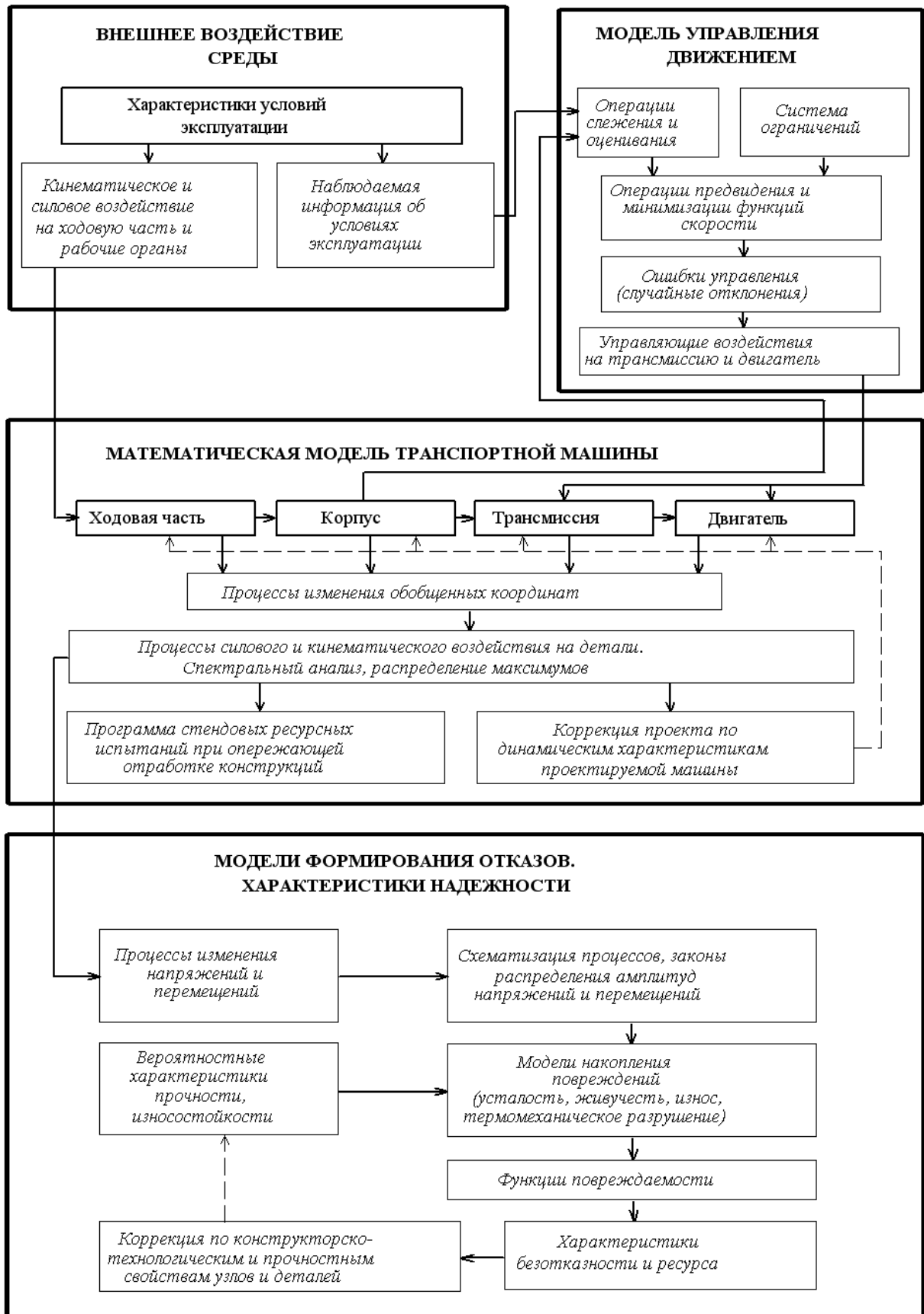


Рис. 1. Блок– схема комплексного моделирования

корректировке скорости движения. Преллагается определять скорость движения по местности в виде функции пути, зависящей от условий эксплуатации и динамических характеристик проектируемой машины, с одной стороны, и ряда технических и эргономических ограничений – с другой.

В третьей главе описана математическая модель шасси гусеничной машины.

Математическая модель, используемая для получения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы машины, должна адекватно описывать как прямолинейное, так и криволинейное движение машины по трассе с учетом переменной скорости движения. Предложенная в диссертации модель описывает единую динамическую систему, включающую систему подрессоривания, корпус, гусеничный движитель, трансмиссию и двигатель. Расчетная схема модели представлена на рис. 2. Корпус рассматривается как твердое тело, имеющее шесть степеней свободы. Положение центра тяжести машины задается в неподвижной системе координат $O_I-X-Y-Z$. Эта же система координат используется для задания микорпрофиля трассы. С центром тяжести корпуса O связана подвижная система координат $o-x_I-y_I-z_I$, оси которой совпадают с главными центральными осями инерции машины. Центр полусвязанной системы координат $o-x-y-z$ также связан с центром тяжести машины, а оси направлены параллельно осям неподвижной системы координат. В качестве обобщенных координат приняты: координаты центра тяжести X, Y и Z ; угол поворота относительно вертикальной оси α , углы продольно- и поперечно-угловых колебаний ϑ, β . Корпус имеет массу m_K и моменты инерции I_x, I_y, I_z относительно соответствующих осей.

Подвески заменяются эквивалентными вертикальными упругими и демпфирующими элементами с нелинейными характеристиками. При этом учитываются отрывы опорных катков и работа подвесок на упоре (пробой). Гусеничные ленты моделируются нелинейными упругими элементами одностороннего действия.

Модель силовой установки, входящая в единую математическую модель шасси, может изменяться в зависимости от особенностей двигателя, трансмиссии и механизма поворота конкретной машины. На рис.2 в качестве примера представлен один из вариантов гидромеханической трансмиссии с механизмом поворота в виде бортовых коробок передач, подробно рассмотренный в диссертации, а также двухпоточной гидромеханической трансмиссии с гидрообъемным механизмом поворота. При моделировании описывается работа фрикционных элементов и гидравлических передач, момент двигателя вычисляется в зависимости от частоты вращения в соответствии со скоростной характеристикой и уравнением регулятора. В связи с тем, что данная модель не предназначена для исследования высокочастотных крутильных колебаний, в ее составе отсутствуют упругие элементы.

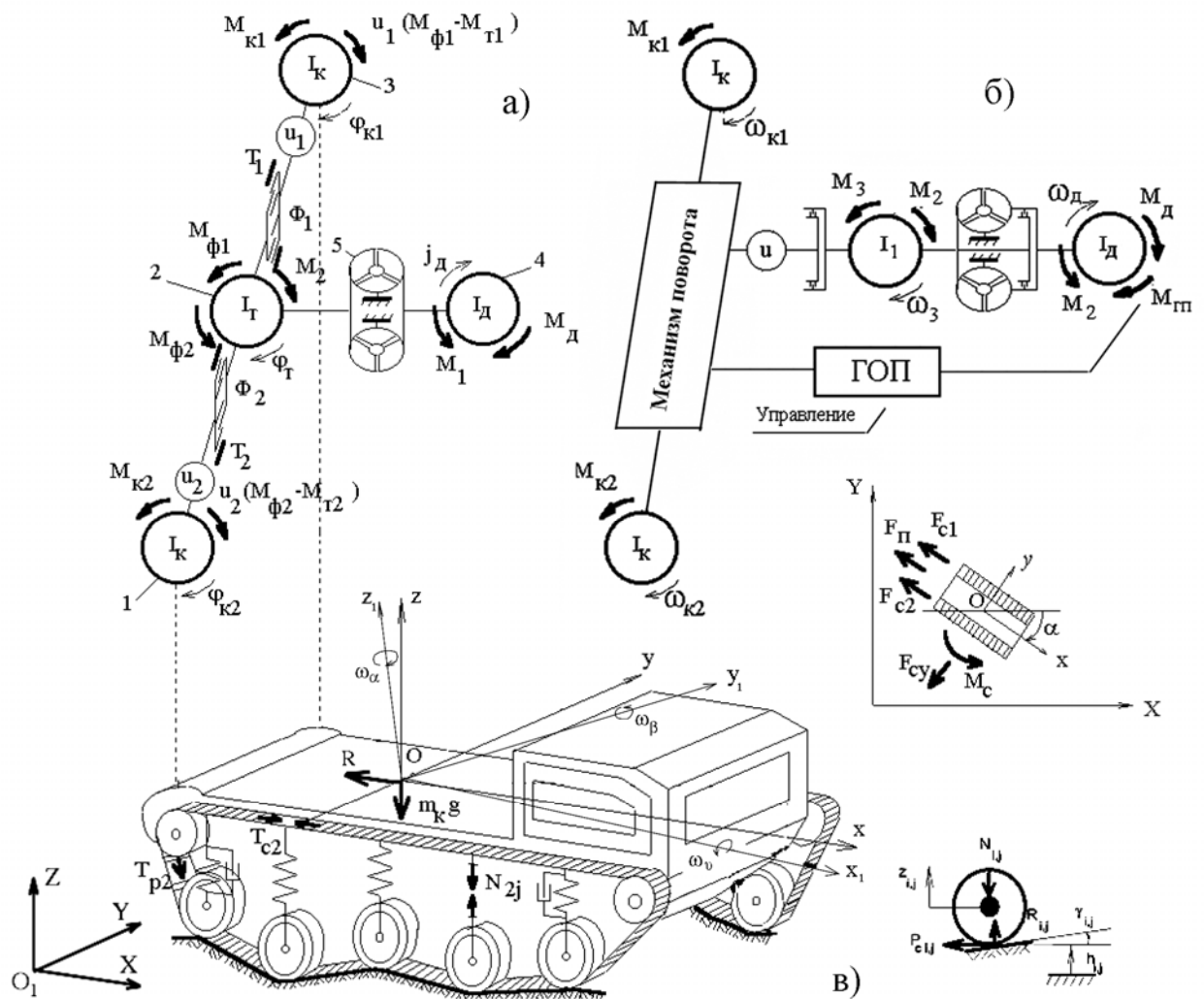


Рис. 2. Расчетная схема гусеничной машины. а) схема гидромеханической трансмиссии, б) двухпоточной гидромеханической трансмиссии с гидрообъемным механизмом поворота, в) схема подрессоренного корпуса

Для описания сил, действующих на опорную поверхность гусеницы машины при криволинейном движении использован подход, предложенный В.И.Красеньковым. Предполагается, что взаимодействие гусеницы и грунта происходит только на небольших участках, расположенных непосредственно под опорными катками машины (т.н. активные участки). Возникающие при этом нагрузки вызваны трением поверхности траков о грунт и деформированием грунта грунтозацепами. Продольные и поперечные составляющие этих нагрузок, распределенных по активному участку, приведены к сосредоточенным силам F_{xij} и F_{yij} ($i=1,2$ – номер борта машины, j – номер опорного катка, рис.3). При движении продольные нагрузки формируют силу тяги, а поперечные– силы сопротивления повороту машины. Использование такого подхода позволяет учесть реальное распределение вертикальных нагрузок по длине опорной ветви, совместно рассматривать продольное и поперечное проскальзы-

вание, а также определять поперечные нагрузки, действующие на каждый опорный каток машины. Для вычисления F_{xij} и F_{yij} в зависимости от катковой нагрузки и

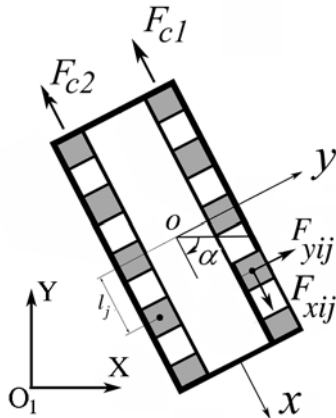


Рис. 3.

смещения трака относительно грунта на активном участке в настоящее время чаще всего используют законы трения, либо экспериментальные зависимости. Очевидно, что получение экспериментальных зависимостей весьма трудоемко, а законы трения описывают процесс взаимодействия весьма приближенно. В диссертационной работе для получения зависимостей F_{xij} и F_{yij} от катковой нагрузки и смещения трака используются аппроксимирующие выражения, полученные на основе результатов конечно-

элементного расчета процесса взаимодействия траков с грунтом. В процессе интегрирования уравнений, используя уравнения равновесия гусеничных обводов и текущие значения обобщенных координат, осуществляется расчет перемещений траков относительно грунта и нагрузок, действующих на активных участках. Затем эти нагрузки используются для расчета поперечной силы F_{cy} и момента M_c .

Для представленной расчетной схемы получены дифференциальные уравнения движения. Ниже приводятся дифференциальные уравнения, описывающие движение основной подсистемы модели (подрессоренного корпуса):

$$m_k^* \ddot{x} + m_k^* (\omega_g \dot{z} + \omega_\alpha \dot{y}) = \sum_{i=1}^2 (T_{pi} - T_{ci} - F_{ci}) - F_i,$$

$$m_k^* \ddot{y} = m_k^* (\omega_\beta \dot{z} + \omega_\alpha \dot{x}) - F_{cy},$$

$$m_k^* \ddot{z} + m_k^* (-\omega_\nu \dot{x} + \omega_\beta \dot{y}) = \sum_{i=1}^2 (\sum_{j=1}^n N_{i,j} - T_{ci} \sin \psi_c - T_{pi} \sin \psi_p) - m_k g,$$

$$I_y \dot{\omega}_\nu + \omega_\alpha \omega_\beta (I_z - I_x) = \sum_{i=1}^2 (\sum_{j=1}^n N_{i,j} l_j + T_{pi} (L_B \sin \psi_p - H_B \cos \psi_p + H_o) - T_{ci} (L_H \sin \psi_c - H_B \cos \psi_c + H_o) - F_{ci} H_o) + M_{cy},$$

$$I_x \dot{\omega}_\beta + \omega_\alpha \omega_g (I_y - I_z) = 0,5B (\sum_{j=1}^n (N_{1,j} - N_{2,j}) + \sin \psi_p (T_{p2} - T_{p1}) + \sin \psi_c (T_{c2} - T_{c1})) - F_{cy} \cdot H_o,$$

$$I_z \dot{\omega}_\alpha + \omega_g \omega_\beta (I_x - I_y) = 0,5B (T_{p1} - T_{p2} + T_{c2} - T_{c1} + F_{c2} - F_{c1}) - M_c;$$

где m_k^* – масса корпуса и поступательно движущихся элементов системы подрессоривания; I_x, I_y, I_z – моменты инерции корпуса относительно осей x, y, z ; H_o, H_B – высота над опорной поверхностью центра тяжести машины и оси ве-

дущего колеса; L_B, L_H – расстояние вдоль продольной оси от центра тяжести машины до осей ведущего и направляющего колес; F_n – сила сопротивления подъему; $\omega_\alpha, \omega_\beta, \omega_\gamma$ – угловые скорости вращательного движения. Интегрирование уравнений осуществляется численно, с помощью специально разработанной программы; при этом внешними воздействиями являются микропрофили правой и левой колеи дороги, а также управляющие воздействия на трансмиссию со стороны водителя.

Четвертая глава посвящена моделированию взаимодействия опорной поверхности траков на активном участке с грунтом. В диссертационной работе для расчетов методом конечных элементов использован пакет программ LS-DYNA. Пакет ориентирован на решение задач динамики и нелинейных задач, связанных с большими перемещениями, пластическими деформациями и разрушением материала. Он также включает несколько моделей материалов, специально предназначенных для описания грунта.

Приведены результаты моделирования взаимодействия трака гусеничной машины класса 14 тонн с грунтом. На рис. 4 представлена модель трака и грунта, а также картина деформированного состояния при поперечном сдвиге. Расчеты выполнены для различных видов грунта, траков с грунтозацепами разной высоты и формы, а также для разнообразных режимов нагружения. В качестве примера на рис. 5, а приведены зависимости силы F от смещения Δ при сдвиге трака в поперечном направлении на плотном грунте (глина, целина), а также на мягком (супесь) для различных значений вертикальной нагрузки N . Эти результаты демонстрируют увеличение F при увеличении N . Для мягкого грунта (супесь) сдвигающая нагрузка существенно меньше, чем для плотного при той же нормальной нагрузке. На рис. 5, б. изображены зависимости продольной составляющей нагрузки F_x от поперечной F_y , при сдвиге трака в различных направлениях ($N = 10\text{кН}$); направление сдвига отмечено пунктирной линией. Эти результаты показывают, что направление силы взаимодействия трака с грунтом не совпадает с направлением перемещения. По мере сдвига трака угол между направлением силы и перемещением изменяется.

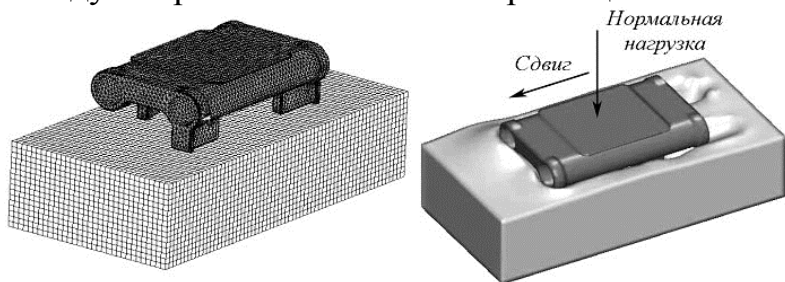


Рис.4. Конечноэлементная модель трака и фрагмента грунта. Деформация грунта при поперечном сдвиге.

Путем обработки результатов расчетов получены аналитические выражения, связывающие продольную и поперечную нагрузки, действующие на трак, с его смещением относительно грунта и величиной прижимающей (катковой) нагрузки для разных видов грунта. Иссле-

довано также распределение нагрузок между траками, находящимися на каждом активном участке. Полученные зависимости использованы в математической модели гусеничной машины.

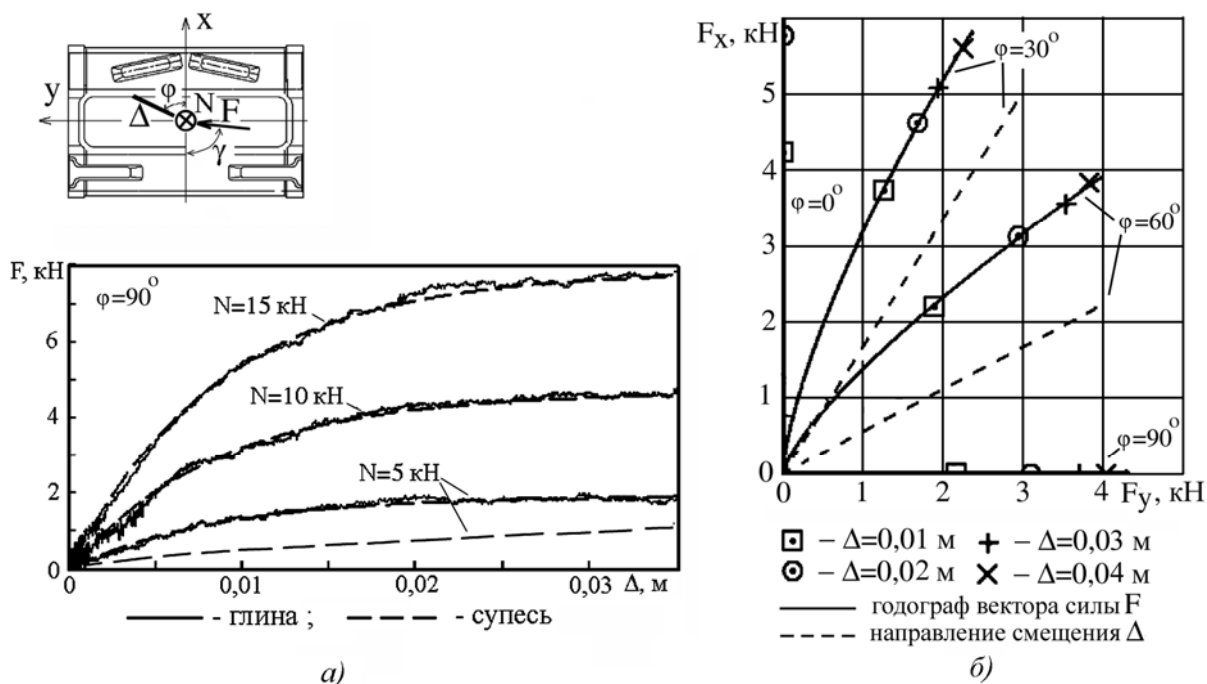


Рис.5. зависимости силы от перемещения при боковом сдвиге трака (а); зависимости сдвигающей нагрузки от величины и направления сдвига (б)

В пятой главе описана подсистема математической модели, предназначенная для определения функции изменения скорости движения машины по труднопроходимой местности.

Необходимость учета переменного характера скорости движения по трассе подтверждают экспериментальные и расчетные исследования. Например, расчетные среднеквадратические отклонения катковой нагрузки, полученные для средней скорости движения по трассе, почти в 1,5 раза превышают аналогичные экспериментальные значения, соответствующие режиму естественного вождения гусеничной машины. Такое отличие может привести к принципиальной ошибке в оценке долговечности.

В связи с отмеченной особенностью при моделировании используется подсистема, формирующая управляющие воздействия на двигатель и трансмиссию, приводящие скорость движения в соответствие с характеристиками трассы. Предлагаемый подход основан на представлении о том, что благодаря управляющим воздействиям человека – оператора функция изменения скорости приводится в соответствие с дорожной обстановкой (ситуацией) при условии минимума времени, затрачиваемого на преодоление характерных участков местности. Система ограничений скорости включает:

- ограничения по пиковому значению и по величине среднеквадратического отклонения вертикального ускорения на месте водителя при движении по трассе со случайным микропрофилем и при преодолении одиночных препятствий;

- ограничение по заносу машины при прохождении криволинейных участков трассы;
- ограничение по тяговой динамике, определяемое тяговой характеристикой силовой установки;
- ограничение, связанное с возможностью осуществления операций наблюдения и оценивания дорожной ситуации.

Ограничения скорости по каждому из перечисленных ограничений определяются путем предварительных расчетов для рассматриваемой машины. В качестве примера на рис. 6 приведены ограничения скорости при преодолении одиночных препятствий для машины класса 14 тонн.

Предлагаемый подход иллюстрируется на примере движения машины класса 14 тонн. Моделирование проводилось для трассы, использовавшейся в экспериментальных исследованиях кафедры Гусеничных машин (ГМ) Курганского государственного университета (КГУ). В ходе экспериментов были зафиксированы характеристики трассы, а также ряд силовых и кинематических параметров движущейся машины.

Описание фрагмента трассы, использованной для расчета, представлено на рис. 7. Трасса содержит участки с микропрофилем I– III типов, одиночное препятствие, а также 11 криволинейных участков различного радиуса и протяженности. особенностей системы управления сформированы управляющие воздействия на модель трансмиссии, использованные в дальнейшем.

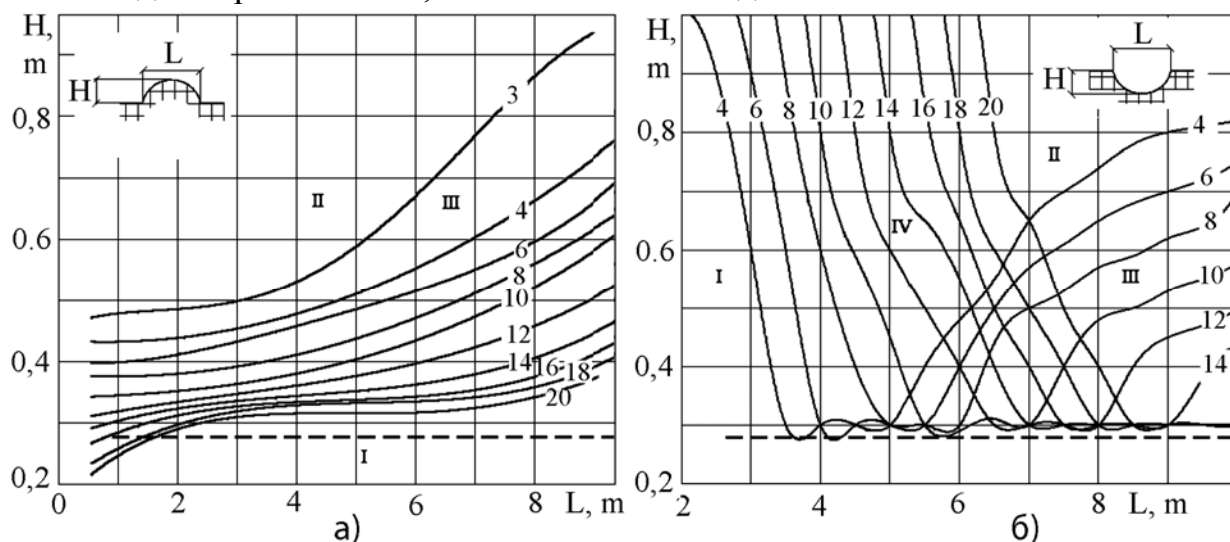


Рис. 6. Ограничения скорости (м/с) при преодолении одиночных препятствий

Номера передач для различных участков трассы, а также процесс изменения скорости, полученный в результате расчета представлены на рис.8; там же приведены экспериментальные данные (эксперимент кафедры ГМ КГУ). Отличие расчетного и экспериментального процессов изменения скорости по среднему значению и СКО не превышает 9%. Учитывая, что процесс управления машиной в значительной степени определяется индивидуальными особенностями водителя, такой результат следует признать вполне удовлетворительным. В дальнейшем при моделировании движения предполагается использовать метод

статистических испытаний, позволяющий учесть естественный разброс характеристик управляющих воздействий.

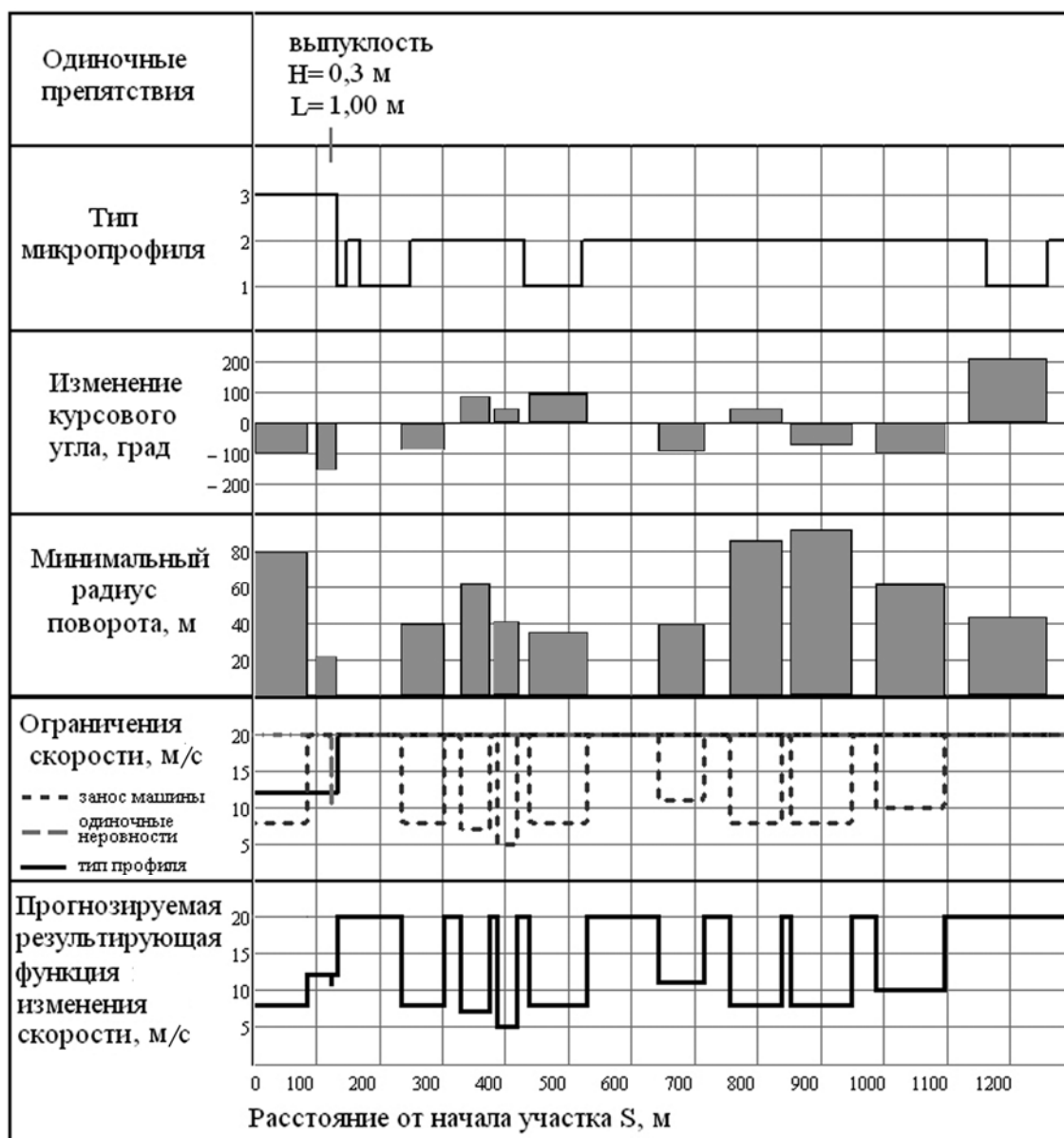


Рис. 7. Описание фрагмента трассы

В шестой главе приведены результаты тестовых расчетов, выполненных с помощью разработанной математической модели гусеничной машины. Расчеты иллюстрируют влияние различных факторов на динамику машины. В качестве примера на рис. 9 представлены траектории движения для поворота машины класса 14 тонн со стандартной гусеницей, а также с изношенными грунтозацепами. Для проверки адекватности модели выполнено сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными автора, а также других исследователей. В качестве примера на рис. 10 и 11 приведены динамические процессы, соответствующие переключению передач и повороту машины класса 14 тонн при движении по трассе (эксперимент кафедры ГМ КГУ). На графиках представлены процессы изменения управляющих воздействий на главный

фрикцион (ГФ) и бортовые фрикционы (БФ), процесс изменения подачи топлива (ПТ), а также процессы изменения крутящих моментов на ведущих колесах, скорости движения машины и перемещений корпуса. Анализ этих и других представленных в диссертации результатов позволяет сделать вывод об адекватности предложенной модели. Отличие расчетных и экспериментальных данных не превышает 10–15%.

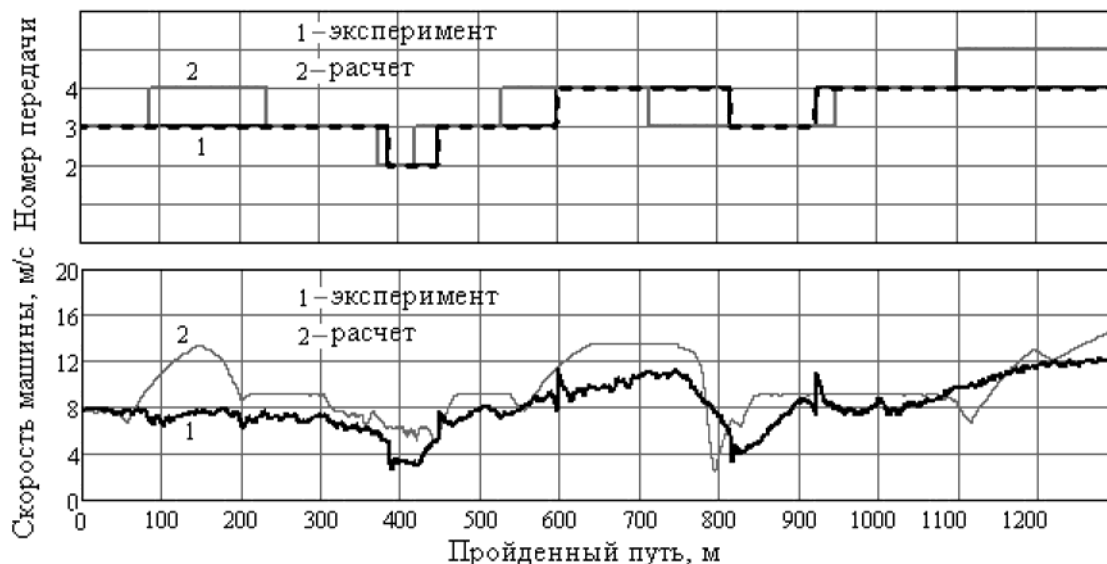


Рис. 8. Результаты моделирования движения

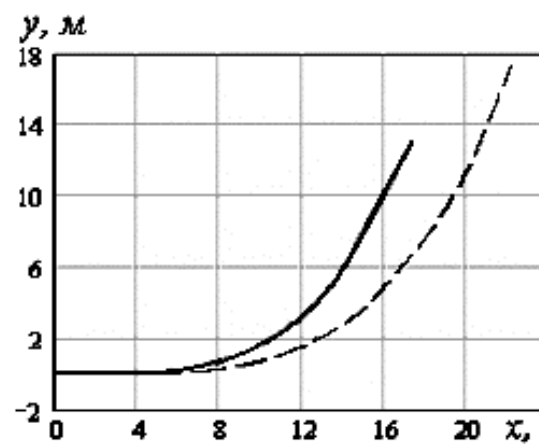


Рис.9. Траектории движения.

— — стандартный трак;
 - - - - трак с изношенными
 грунтозацепами

Разработанная математическая модель была также использована для оптимизации характеристик амортизаторов подвески снегоболотоходной машины Курганского машиностроительного завода и оценки эффективности управляемой системы подпрессоривания машины специального назначения.

Седьмая глава посвящена разработке методов исследования эксплуатационной нагруженности и процессов изменения компонентов напряженного состояния в потенциально опасных зонах деталей ходовой системы.

Полученные в результате моделирования движения машины по трассе процессы изменения нагрузок, действующие на элементы ходовой системы, необходимо преобразовать в процессы изменения напряжений в опасных зонах ответственных деталей. Наиболее просто эта задача решается для деталей, работающих в условиях однопараметрического нагружения. Так, например, напряжения в поперечных сечениях торсиона подвески однозначно определяются его углом поворота относительно корпуса.

Ряд элементов ходовой системы работает в условиях многопараметрического нагружения, при котором случайные процессы изменения компонентов напряженного состояния в опасных зонах могут быть определены с помощью

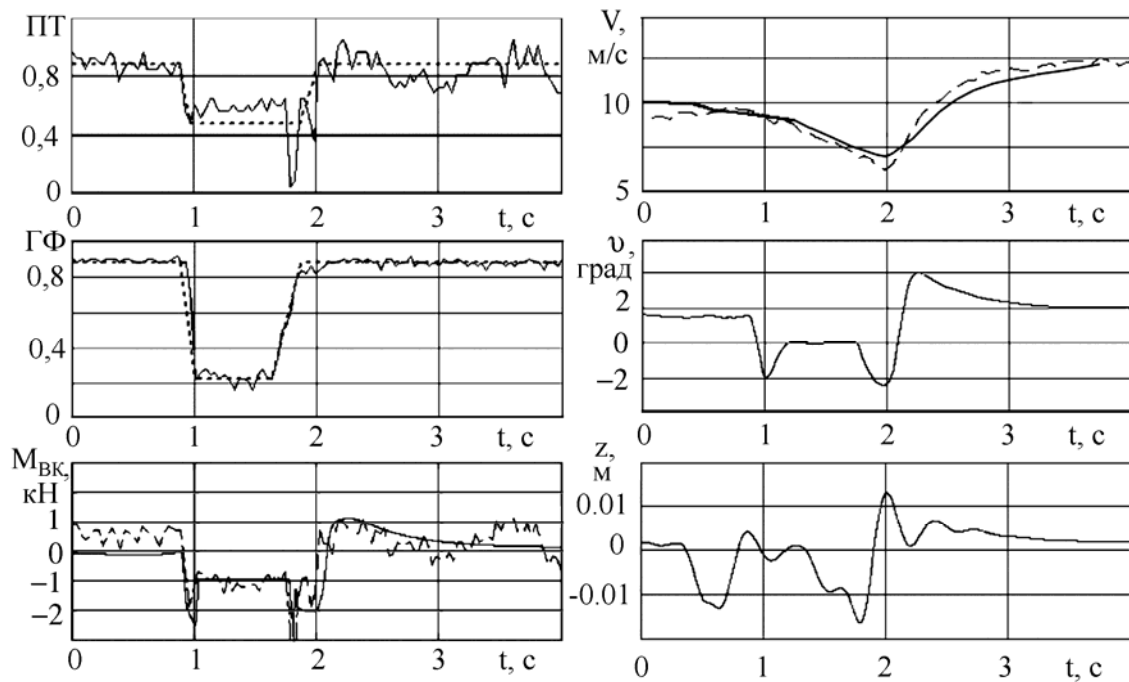


Рис.10. Динамические процессы при переключении передач с III на IV
 _____ – расчет; - - - - - эксперимент

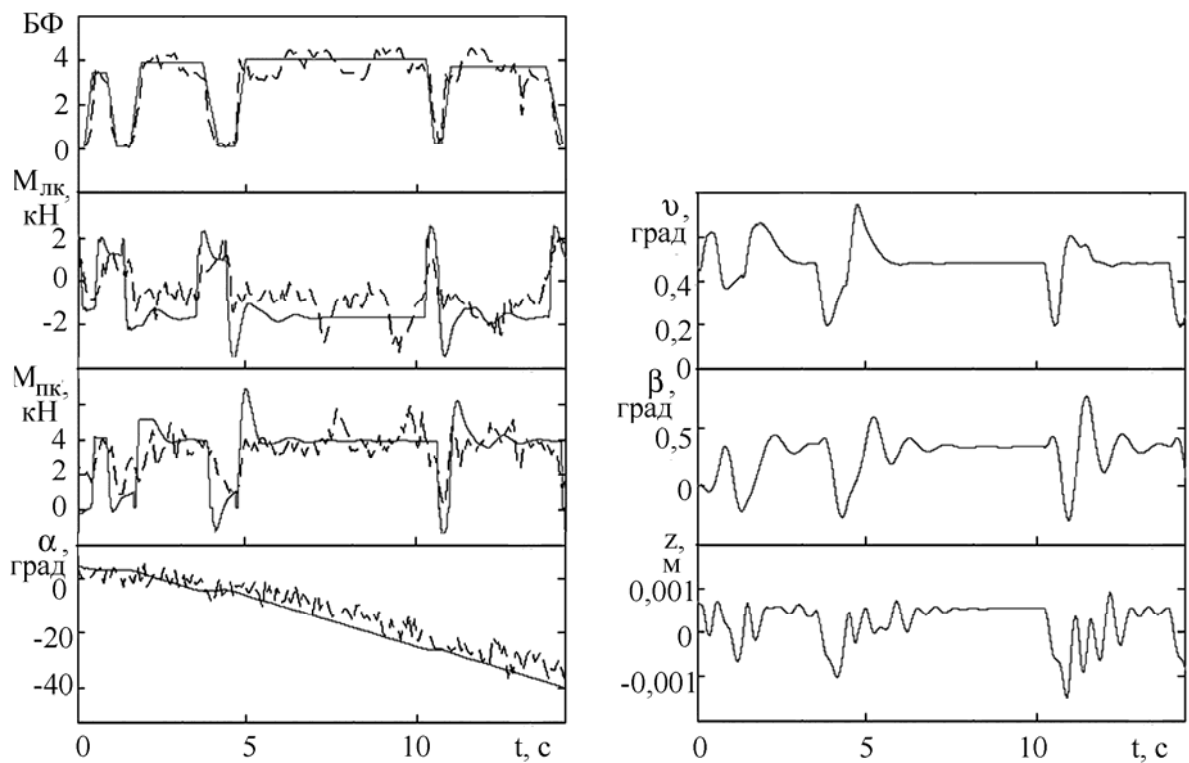


Рис.11. Динамические процессы при повороте машины.
 _____ – расчет, - - - - - эксперимент

принципа суперпозиции. В качестве примера рассмотрим методику получения процессов изменения напряжений в опасных зонах балансира подвески.

При моделировании движения машины получают процессы изменения нагрузок, действующих на каждый из опорных катков $F_x(t)$, $F_y(t)$, $F_z(t)$ (рис. 12, а), а также процесс изменения угла поворота балансира $\alpha(t)$. В дальнейшем эти нагрузки приводятся к пяти силовым факторам P_X , P_Y , P_Z , M_X и M_Z , неподвижным по отношению к телу балансира. Расчет мгновенных значений напряжений выполняется с применением стандартного пакета МКЭ.

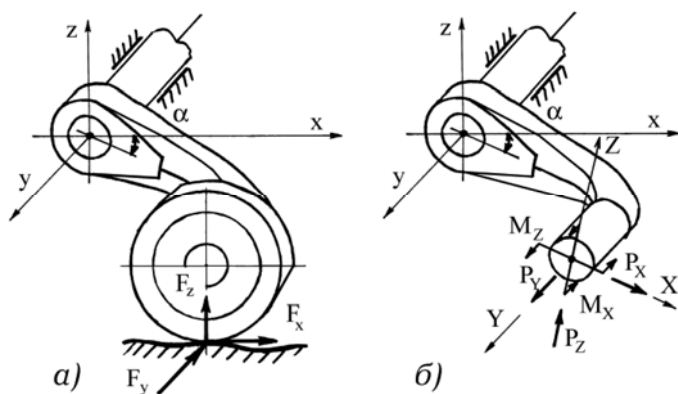


Рис.12. Нагрузки, действующие на балансиры комбинации:

В каждой из наиболее нагруженных зон анализируют напряженное состояние: определяют компоненты напряжений $\sigma_{\xi n}$, $\sigma_{\eta n}$, $\tau_{\xi \eta n}$ от действия каждого из единичных усилий P_X , P_Y , P_Z , M_X и M_Z , (ξ и η – оси, лежащие в плоскости n -го конечного элемента). Текущее значение компонент напряжений в каждой из опасных точек определяют как линейную

$$\begin{aligned} \sigma_{\xi n}(t) &= \sigma_{\xi n}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \sigma_{\xi n}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \sigma_{\xi n}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \\ &+ \sigma_{\xi n}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \sigma_{\xi n}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t) \\ \sigma_{\eta n}(t) &= \sigma_{\eta n}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \sigma_{\eta n}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \sigma_{\eta n}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \\ &+ \sigma_{\eta n}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \sigma_{\eta n}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t) \\ \tau_{\xi \eta n}(t) &= \tau_{\xi \eta n}^{P_X=1} \cdot P_X(t) + \tau_{\xi \eta n}^{P_Y=1} \cdot P_Y(t) + \tau_{\xi \eta n}^{P_Z=1} \cdot P_Z(t) + \\ &+ \tau_{\xi \eta n}^{M_X=1} \cdot M_X(t) + \tau_{\xi \eta n}^{M_Z=1} \cdot M_Z(t) \end{aligned}$$

Таким образом, с помощью комплексной ЭВМ– программы, объединяющей задачу динамики движения машины с расчетом напряжений, удастся получить реализации случайных процессов изменения во времени компонент напряжений в опасных зонах при движении машины по трассе.

В настоящее время на быстроходных машинах широко применяются гусеницы с резинометаллическими шарнирами, внедрение которых позволило в 2–3 раза повысить средний ресурс гусениц за счет исключения абразивного трения в шарнирных соединениях. Однако, как показывает опыт эксплуатации, в таких гусеницах зачастую возникает усталостное разрушение звеньев, проявляющееся в виде процессов зарождения и последующего докритического развития усталостных трещин. Очевидно, что этот вид постепенных отказов “не успевал”

проявиться в гусеницах с шарнирами абразивного трения вследствие опережающего износа соединений. В связи с этим актуальной является задача прогнозирования усталостной долговечности траков гусениц на ранних стадиях проектирования

При исследовании напряженности траков, в отличие от других элементов движителя, необходимо учитывать жесткость грунта и случайный характер опирания. Это подтверждается результатами натурных экспериментов, проводившихся на кафедре Прикладной механики, динамики и прочности машин (ПМиДПМ) ЮУрГУ. В ходе экспериментов с помощью специальных измерительных устройств регистрировались процессы изменения во времени напряжений в наиболее нагруженных участках исследуемого трака при движении в различных дорожных условиях. Анализ показал, что наибольшие напряжения возникают в опорной ветви гусеничного обвода, при нагружении исследуемого трака опорными катками, причем величина и даже знак этих напряжений при каждом нагружении изменяются случайно. На рис. 13 приведены диаграммы, полученные на основе обработки результатов экспериментов, из которых следует, что наибольшее удельное усталостное повреждение приходится на опорную ветвь гусеницы, особенно при движении по жесткому основанию (дороги с мерзлым грунтом, каменистые дороги и т.п.).

Получение процессов изменения напряжений в опасных зонах трака включает три последовательных этапа:

1. С помощью описанной ранее математической модели транспортной машины исследуется движение машины по типовой трассе в заданном регионе; при этом грунт принимается абсолютно жестким. В результате получают непрерывный случайный процесс изменения катковых нагрузок.

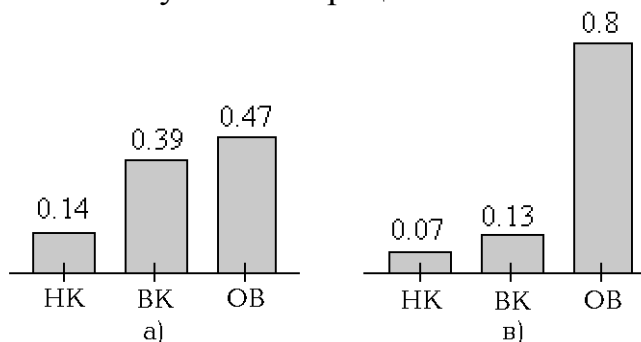


Рис. 13. Относительная доля усталостного повреждения, накапливаемого в различных зонах обвода; а– летняя трасса, б– зимняя трасса (НК– зона направляющего колеса, БК– ведущего колеса, ОВ– опорной ветви, СВ– свободной ветви). Данные ЮУрГУ

Для определения случайных реакций R_i используется модель взаимодействия

Нагрузки, действующие на трак в опорной ветви, представлены на рис. 15. Для определения случайных реакций R_i используется модель взаимодействия

2. Моделируется взаимодействие траков с грунтом и элементами движителя (опорными катками, соседними траками, ведущим и направляющим колесами). Однако, в отличие от предыдущего, на этом этапе грунт рассматривается как случайная податливая среда.

3. Процессы изменения нагрузок, действующих на трак со стороны грунта и элементов движителя, пересчитывают в процессы изменения напряжений в наиболее нагруженных зонах.

4. С помощью модели накопления усталостного повреждения получают оценку ресурса трака.

трака с грунтом, предложенная на кафедре МПиДПМ ЮУрГУ (И.Я.Березин, В.А.Колодкин). Грунт в модели представлен Винклеровским полупространством, в котором дискретные упругие элементы распределены по глубине по некоторому случайному закону (рис. 15, б). Под действием случайной катковой нагрузки $P_{кат}$ происходит деформация случайно расположенных в грунте упругих элементов δ_i , которая сопровождается возникновением случайных реакций $[R_i]$:

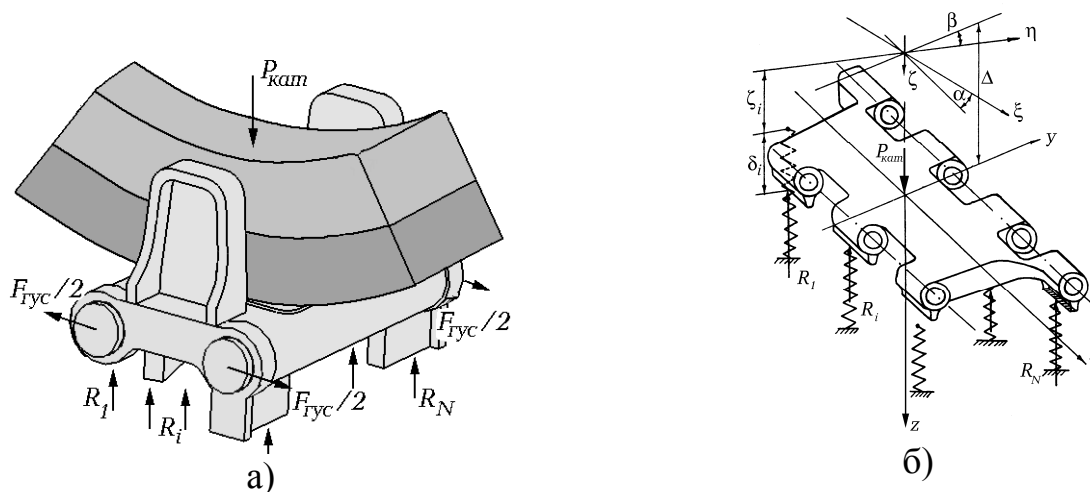


Рис. 14. Нагрузки, действующие на трак в опорной ветви (показан фрагмент опорного катка с резиновой шиной). Модель взаимодействия трака с грунтом

Идентификация модели грунта (определение величины коэффициентов постели для различных типов дорог и закона распределения координат упругих элементов) выполнена на основе сопоставления расчетных и экспериментальных законов распределения напряжений в опасной точке трака при движении по различным трассам.

Расчет напряжений в исследуемой зоне трака основан на предположении, что тело трака работает как линейно–упругая система. Используя принцип суперпозиции, напряжение в рассматриваемой точке конструкции можно представить в виде суммы произведений нагрузок на соответствующие коэффициенты влияния, равные напряжениям, возникающим под действием соответствующих единичных сил. Расчеты выполняют для всех компонентов тензора напряжений. Для определения коэффициентов влияния в ранних работах применялся весьма трудоемкий экспериментальный метод. В данной диссертации коэффициенты влияния предложено получать с помощью конечноэлементного расчета. Также учтена растягивающая нагрузка, действующая на трак (рис. 15).

Восьмая глава посвящена методам прогнозирования и обеспечения усталостной долговечности деталей ходовой системы, работающих в условиях однопараметрического случайного нагружения.

Для деталей, работающих в условиях однопараметрического нагружения, используется стандартная методика, базирующаяся на скорректированной линейной гипотезе суммирования повреждений. Реализация методики рассмотрена на примере расчетной оценки долговечности торсионов подвески специальной машины класса 40 тонн. Расчет проводился по заказу КБТМ (г. Омск).

Установка дополнительного навесного оборудования привела к увеличению массы подрессоренного корпуса на 15% при неизменной силовой установке и подвеске машины, в связи с чем возникла необходимость оценки изменения ресурса торсионов.

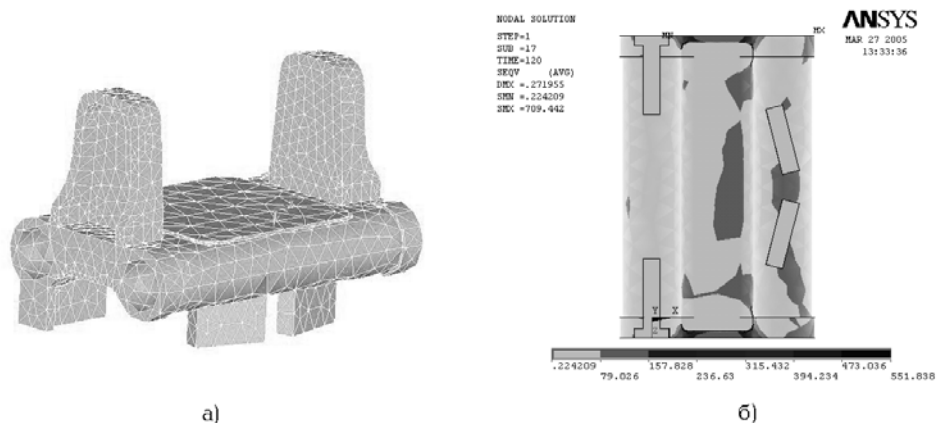


Рис. 15. Модель трака (а) и картина напряженного состояния (б)

Оценки выполнены для условий эксплуатации на полигоне, расположенном в горной местности. Процесс изменения касательных напряжений в торсионном вале передней подвески, полученный в результате моделирования движения, был обработан по методу полных циклов. На рис. 16 приведен блок нагружения, соответствующий 1 км пробега в заданных условиях. На рис. 17 сопоставлены расчетные функции вероятностей безотказной работы торсиона передней подвески гусеничной машины по критерию усталостного разрушения, соответствующие серийной машине и варианту машины с увеличенной массой (L_n , L – гарантийный и заданный пробег машины). Таким образом, при увеличении массы машины средняя долговечность торсиона снижается с 21 до 18,5 тыс. км, что находится в допустимых пределах.

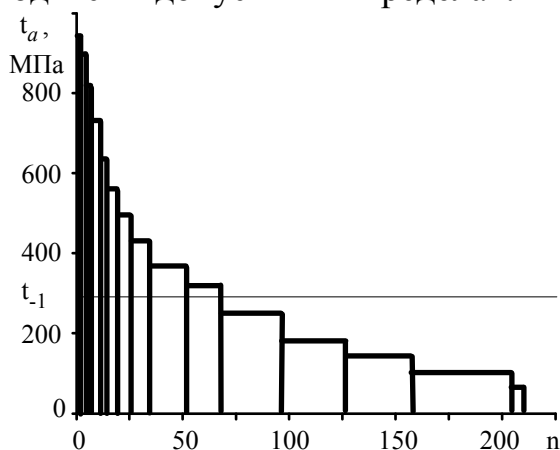


Рис. 16. Блок нагружения торсиона

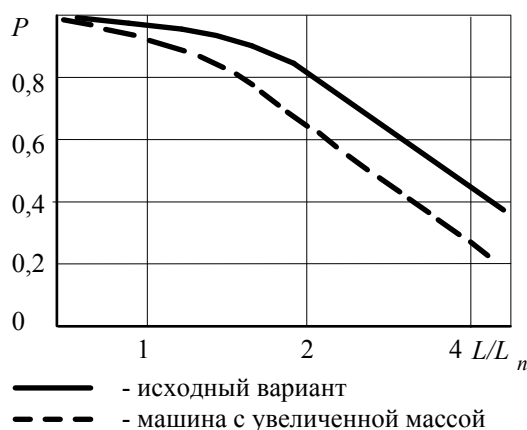


Рис. 17. Функция надежности

Более сложной задачей является прогнозирование усталостной долговечности траков гусениц. При нагружении опорным катком трак испытывает воздей-

ствие ансамбля случайных нагрузок со стороны грунта, зависящих от условий опирания, изменяющихся при каждом нагружении. Однако, как показали результаты натурных тензометрических исследований, при каждом нагружении компоненты тензора напряжений изменяются пропорционально. В связи с этим для прогнозирования усталостной долговечности используется методика, предполагающая расчет накопленного повреждения в серии площадок, расположенных в опасной зоне трака с последующим определением площадки, накопившей наибольшее повреждение. В диссертации предлагаемая методика иллюстрируется на примере оценки долговечности траков снегоболотоходной машины.

Девятая глава посвящена методам прогнозирования и обеспечения усталостной долговечности деталей ходовой системы, работающих в условиях многопараметрического случайного нагружения.

Наибольшую трудность представляет оценка усталостной долговечности деталей, работающих в условиях многопараметрического случайного нагружения, когда компоненты тензора напряжений в опасной точке являются независимыми случайными процессами. При подобном нагружении работают рамы и несущие корпуса транспортных машин, а также элементы движителя. Одна из таких деталей – балансир подвески гусеничной машины, соединяющий опорный каток с корпусом. Процессы изменения нагрузок, действующих на балансир при движении машины (см. рис.12), являются слабокоррелированными случайными процессами. Угол поворота балансира относительно корпуса также изменяется по случайному закону. В связи с этим в опасных зонах на поверхности стебля балансира процессы изменения компонент тензора напряжений $\sigma_x(t)$, $\sigma_y(t)$, $\tau_{xy}(t)$ оказываются также слабокоррелированными случайными процессами.

Как показывает анализ литературы, в настоящее время для такого случая нагружения отсутствует удобная для практического применения общепринятая методика расчетной оценки долговечности. В диссертационной работе предложена методика прогнозирования усталостной долговечности, основанная на расчете микропластических деформаций.

Для описания диаграммы деформирования материала $\sigma_a(p_a)$ используется формулой Рамберг – Осгуда, позволяющее рассчитать величину пластической деформации при любой, самой малой амплитуде напряжений:

$$\sigma_a = A p_a^m,$$

где σ_a и p_a – амплитуды напряжений и пластической деформации; A и m – постоянные (характеристики материала).

Приращение накопленного усталостного повреждения на каждом шаге нагружения рассчитывается по выражению:

$$d\omega = K v^\beta d\lambda.$$

Здесь ω – мера поврежденности материала, $d\lambda$ – интенсивность приращения пластической деформации, K и β – характеристики материала, параметр состо-

яния $\nu = p^* / r^*$ (r^* – интенсивность изменения упругой деформации от момента реверса, p^* – интенсивность изменения пластической деформации).

Для расчета параметров $d\lambda$, p^* используется структурная модель материала, разработанная на кафедре ПМиДПМ ЮУрГУ Д.А.Гохфельдом и О.С.Садаковым. Предполагается, что элементарный объем материала работает как совокупность идеально–пластических подэлементов (ПЭ) с отличающимися значениями пределов текучести. При сложном напряженном состоянии поверхности текучести ПЭ являются сферами Мизеса в девиаторном пространстве. Деформации ПЭ считаются одинаковыми и поведение элемента объема характеризуется движением всего набора сферических поверхностей текучести в девиаторном пространстве деформаций. Для описания поведения подэлементов структурной модели при произвольных программах деформирования предложена модификация деформационной теории; введено понятие реверсов. Расчет накопленного повреждения выполняется для процессов изменения компонентов тензора напряжений, заданных в виде массивов значений. На каждом шаге нагружения получают приращение накопленного повреждения $\Delta\omega$; накопленное повреждение ω рассчитывается как сумма повреждений на каждом шаге нагружения.

Приведены результаты тестовых расчетов, соответствующих различным режимам нагружения. Для случайного однопараметрического нагружения предлагаемая методика дает результаты, совпадающие с результатами, полученными традиционными методами. В случае двухпараметрического нагружения (плоское напряженное состояние) отличие экспериментальной и расчетной долговечности не превышает 40 %, что является вполне допустимым в случае многоциклового усталости. В качестве примера на рис. 18 приведены программы нагружения, а также расчетное и экспериментальное число циклов до разрушения для стали 45 (экспериментальные данные П.А. Павлова, А.К. Маликбекова).

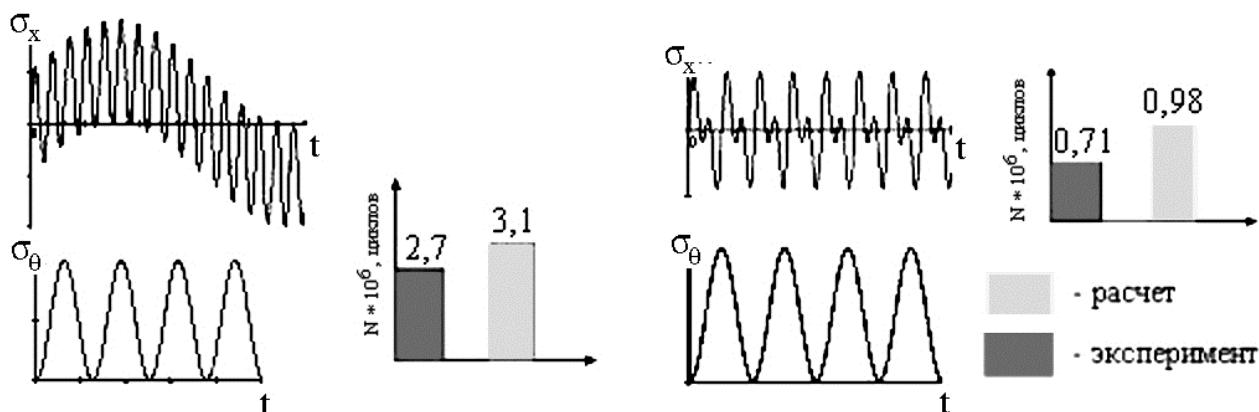


Рис.18. Программы нагружения, расчетное и экспериментальное число циклов до разрушения

Разработанная в диссертации методика использована для исследований динамики и долговечности тяжело нагруженных деталей ходовой части скоростных снегоболотоходных машин нового поколения, выпускаемых на Курганском машиностроительном заводе. Снижение удельного давления этих машин на почву достигается за счет использования гусениц увеличенной ширины, в связи с чем балансиры подвески имеют увеличенный поперечный вылет. Для уменьшения веса балансиры выполнены сварными и тонкостенными. Отмеченные особенности резко увеличивают напряженность конструкции, и при испытаниях опытных образцов наблюдались усталостные разрушения стебля балансира в области головки (рис.19). В связи с этим в конструкцию был внесен ряд изменений: введены усиливающие накладки в области головки и внутренняя поперечная перегородка, а для крайних подвесок – и внутренние продольные ребра в области изгиба. Для оценки эффективности этих мероприятий была использована разработанная в диссертации методика.

Было проведено моделирование движения машины по трассе полигона и получены процессы изменения нагрузок, действующих на опорные катки машины, а также процессы изменения углов поворота балансиров. Далее по описанной выше методике были получены процессы изменения компонентов тензора напряжений в наиболее опасных зонах балансира. В качестве примера на рис. 20 представлено распределение напряжений, вызванных единичной нагрузкой P_y .

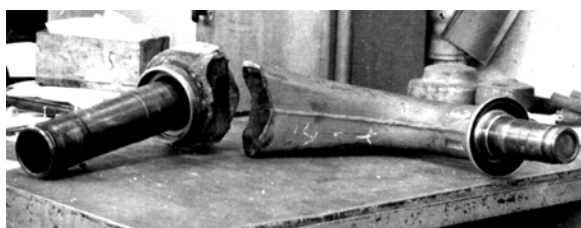


Рис. 19. Разрушенный балансир

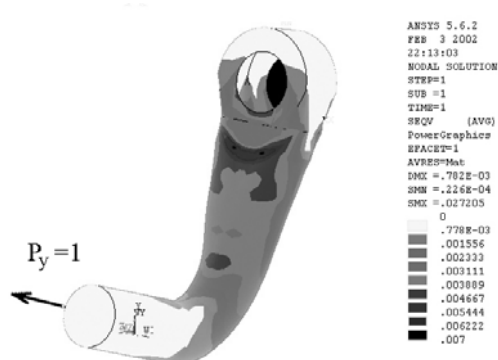


Рис. 20. Распределение напряжений в теле балансира

С помощью разработанной в диссертации методики получены функции надежности для первоначального и модифицированного вариантов конструкций балансиров (рис. 21). Анализ полученных результатов показывает, что гаммапроцентный ресурс ($\gamma = 90\%$) новой конструкции повысился в 3 раза, что удовлетворительно согласуется с результатами опытной эксплуатации модернизированных машин.

Разработанная в диссертации математическая модель использовалась также для решения ряда других практических задач.

Десятая глава посвящена исследованию динамики и прогнозированию долговечности гусеничной ленты с податливыми уширителями. В ходе проектирования такой гусеницы необходимо решать специфические задачи по

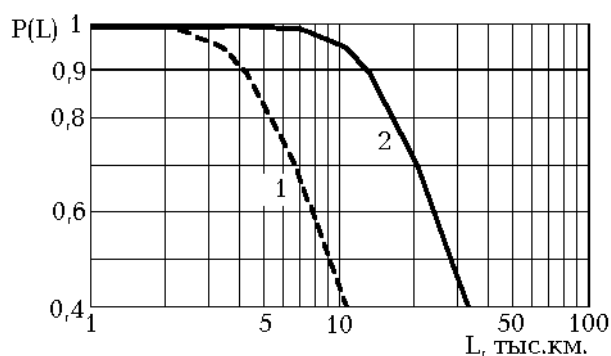


Рис. 21. Функции надежности балансира. 1– исходный вариант; 2– усиленный вариант

податливые резиновые уширители. При движении по участкам трассы с жестким грунтом машина может развивать достаточно большую скорость (до 40 км/ч), при этом уширители практически не взаимодействуют с грунтом в опорной ветви, но испытывают динамические нагрузки в других зонах гусеничного обвода. Во время испытаний опытных образцов машины были отмечены случаи отрыва резиновой части трака с уширителем от металлической сердцевины. В связи с этим в рамках договора между ЮУрГУ и ОАО СКБМ (г.Курган) были проведены экспериментальные и расчетные исследования, направленные на обеспечение долговечности траков. На первом этапе работ было проведено тензометрирование уширителей при движении машины с различными скоростями. Результаты исследований подтвердили, что наибольшие напряжения в корневом сечении уширителя возникают под действием центробежных нагрузок при прохождении зон ведущего и направляющего колес машины. На следующих этапах была разработана математическая модель, позволяющая исследовать динамику ленты с уширителями, выполнена расчетная оценка усталостной долговечности и предложены варианты изменения армирования уширителей, направленные на повышения их долговечности. Также разработана методика ускоренных стендовых испытаний траков с уширителями.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Созданный комплекс измерительных устройств и аппаратуры позволил непрерывно регистрировать силовые и кинематические процессы в подвесках и гусеницах быстроходных машин в условиях реальной эксплуатации. Путем анализа результатов экспериментальных исследований, выполненных в широком диапазоне условий и режимов эксплуатации, выявлены важные закономерности нагружения ответственных элементов гусеничного движителя, механизмы возникновения повреждений и факторы, влияющие на интенсивность их накопления. В частности, установлено следующее:

- Наиболее интенсивное накопление усталостного повреждения в траках гусениц происходит не в наиболее нагруженной продольной силой тяговой ветви, а в зоне опорной ветви обвода под действием случайной катковой нагрузки, вы-

обеспечению надежности эластомерных элементов. Исследования выполнены для снегоболотоходной машины ТМ-120, выпускаемой Курганским машиностроительным заводом. Один из вариантов комплектации машины предусматривает использование гусеницы с податливыми уширителями. Трак такой гусеницы имеет центральную металлическую часть, к которой методом объемной вулканизации присоединены

званной колебаниями корпуса. Напряжения, возникающие в опасных зонах трака, зависят от скорости движения машины, колебаний корпуса, а также от случайного характера взаимодействия трака с грунтом. При эксплуатации машин в условиях жесткого каменистого грунта скорость накопления усталостного повреждения в опорной ветви в 4- 5 раз превышает этот показатель для зон ведущего и направляющего колес.

- Причиной разрушения эластомерных уширителей траков гусеницы снегоболотоходной машины являются инерционные нагрузки, действующие в зонах ведущего и направляющего колес при движении с большой скоростью.

- Балансиры подвески работают в условиях многопараметрического стохастического нагружения, вызванного комплексом случайных нагрузок, действующих на опорные катки машины при криволинейном движении, а также изменением угла поворота балансира по случайному закону. В связи с этим процессы изменения компонентов тензора напряжений в опасных зонах балансира являются слабокоррелированными случайными процессами. Отмеченная особенность требует применения соответствующих подходов при оценке накопленного усталостного повреждения.

- Движение машины по трассе сопровождается непрерывным варьированием скорости, а также регулярными корректировками траектории движения. Так, для машины класса 14 тонн с механической трансмиссией и планетарным механизмом поворота на 1 км трассы приходится от 3 до 8 переключений передач и до 37 включений фрикционных элементов механизма поворота. Установлено, что переходные процессы в трансмиссии сопровождаются импульсными нагрузками высокого уровня, существенно влияющими на нагруженность гусеничных лент.

Таким образом, установлено, что уровень эксплуатационной нагруженности, характер динамических процессов, механизмы повреждаемости ответственных узлов и деталей ходовой части машин принципиально отличаются от принятых в настоящее время в нормативных отраслевых документах, базирующихся на традиционных статических расчетах.

На основе полученных результатов сформулированы новые требования, предъявляемые к математическим моделям, применяемым для получения нагрузок, действующих на элементы движителя, а также к используемому при моделировании комплексу внешних воздействий и рассматриваемым режимам движения.

2. Разработанная математическая модель достаточно полно описывает динамику связанной нелинейной системы «гусеничный движитель – подрессоренный корпус – трансмиссия – двигатель» при многопараметрическом случайном воздействии внешней среды. При этом корпус машины рассматривается как тело, имеющее шесть степеней свободы, учитываются нелинейные характеристики элементов системы подрессоривания, гусеничного движителя и силовой установки. Отличительными особенностями модели являются:

- учет изменения крутящего момента двигателя в соответствии с его характеристикой при движении машины по местности с переменной скоростью;

- описание переходных процессов, вызванных изменением подачи топлива, изменением передаточных отношений трансмиссии, работой фрикционных элементов коробки передач и механизма поворота,

- возможность моделирования движения машины с различными видами трансмиссий;

- описание машины как единой динамической системы, что позволяет учесть влияние переходных процессов в силовой установке на динамику подрессоренного корпуса.

Предложенная модель комплексно отображает динамические процессы в шасси гусеничной машины и ориентирована на получение процессов изменения нагрузок, которые используются в дальнейшем для расчета напряженно-деформированного состояния в опасных зонах ответственных деталей ходовой системы.

Адекватность модели подтверждена сопоставлением результатов расчетов с данными имеющихся натурных экспериментов. Различие между расчетными и экспериментальными значениями силовых и кинематических параметров не превышает 10- 15%.

3. Разработанная модель взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом, представленным в виде континуальной нелинейной среды, позволяет определять процессы силового и кинематического взаимодействия в контакте. В расчетах используется метод конечных элементов (пакет программ LSDYNA), учитывающий нелинейные свойства грунта при больших деформациях.

Выполнена серия тестовых расчетов для трака машины класса 14 тонн и различных видов грунта. При этом моделировались процессы погружения трака, его сдвиг, нагребание грунта боковой поверхностью трака и др. Анализ результатов расчетов показал, что используемый подход отображает влияние свойств грунта, высоты и формы грунтозацепов, а также направления сдвига на нагрузки, возникающие в контакте. Установлено, что при наличии грунтозацепов на опорной поверхности направление вектора силы, препятствующей сдвигу трака относительно грунта, может не совпадать с направлением перемещения.

По результатам расчетов получены зависимости, связывающие нагрузки, действующие на трак с его перемещением относительно грунта. Эти соотношения использованы в математической модели гусеничной машины для определения сил сопротивления при криволинейном движении. Применение такого подхода позволяет учесть влияние перераспределения давления по опорной поверхности гусеницы, свойств грунта, формы и высоты грунтозацепов на динамические процессы, траекторию движения и нагрузки, действующие на элементы ходовой части при криволинейном движении машины.

4. Предложенная математическая модель, описывающая управляющие воздействия со стороны водителя, существенно повышает достоверность определения нагрузок, действующих на элементы ходовой системы машины. Модель является подсистемой, используемой для формирования управляющих воздей-

ствий на силовую установку при интегрировании уравнений движения с целью приведения функции изменения скорости и траектории движения машины к заданной дорожной ситуации. Сопоставление результатов моделирования движения по участку трассы с данными натурального эксперимента показало, что отличие средней скорости движения не превышает 9%.

5. Концепция задания многопараметрического нестационарного случайного воздействия внешней среды, разработанная в диссертации, основана на формализации картографического описания типовых испытательных полигонов, применяемых для ресурсных испытаний опытных образцов техники. Такой подход позволяет на ранних стадиях проектирования прогнозировать характеристики надежности разрабатываемых изделий применительно к различным природно – климатическим условиям.

6. Разработанный комплекс вычислительных программ реализует предложенные в диссертации математические модели и алгоритмы. Интегрирование дифференциальных уравнений движения осуществляется численно, с оценкой точности полученных результатов. Достоверность результатов моделирования подтверждена анализом и сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

7. Методика преобразования многопараметрического случайного воздействия в процессы изменения компонентов тензора напряжений, разработанная в диссертации, базируется на методе конечных элементов и моделях взаимодействия с нелинейной средой. Применение данной методики для траков гусениц, контактирующих с грунтом, позволяет получать процессы изменения напряжений в опасных зонах с учетом случайного характера опирания.

8. Разработанный в диссертации метод прогнозирования усталостной долговечности позволяет получать результаты для случая сложного многоциклового нагружения, когда компоненты тензора напряжений являются независимыми случайными процессами. Метод основан на структурной модели материала и расчете микропластических деформаций; его использование позволяет получать оценку ресурса деталей, работающих в условиях многопараметрического стохастического нагружения. Достоверность метода подтверждена сопоставлением результатов расчета с экспериментальными данными; отличие средней долговечности не превышает 40%, что является вполне допустимым в случае многоциклового усталости. Учет рассеяния свойств материала позволяет получать результаты в виде функций надежности, связывающих вероятность возникновения усталостного разрушения с наработкой детали. Это дает возможность на ранних стадиях проектирования оценивать ресурс изделия и при необходимости корректировать проект по динамическим свойствам машины, а также по применяемым материалам и технологиям.

9. Результаты работы внедрены при проведении научно- исследовательских и опытно- конструкторских работ в следующих предприятиях и конструкторских бюро: Челябинском тракторном заводе, Конструкторском бюро транспортного машиностроения (г. Омск), Курганском машиностроительном заводе, Специальном конструкторском бюро машиностроения (г. Курган).

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы

В диссертационной работе предложен комплексный подход к проблеме обеспечения надежности ходовых систем быстроходных гусеничных машин, включающий прикладную теорию и методы обеспечения надежности, комплексы аппаратуры для экспериментальных исследований и вычислительные программы. Данный подход рекомендуется к использованию при проектировании и инженерной отработке перспективных образцов быстроходных гусеничных машин. В дальнейшем он может быть использован при создании и внедрении отраслевых нормативных материалов для применения в практике конструкторских бюро головных предприятий отрасли.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК

1. Абызов, А.А. Применение структурной модели для оценки усталости при многопараметрическом случайном воздействии / А.А.Абызов, О.С.Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 5. – №2(42). – С. 73–79.

2. Абызов, А.А. О влиянии первого инварианта напряжений на малоцикловую усталость / А.А.Абызов, О.С.Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 5. – №2(42). – С. 69–72.

3. Абызов, А.А. Модель накопления усталостного повреждения при произвольной истории напряжений. Идентификация и верификация / А.А. Абызов, О.С. Садаков, Н.О.Фельк // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика, физика, химия». – 2005. – Вып. 6. – №6(46). – С. 72–76.

4. Абызов, А.А. Расчет ресурса деталей при случайном независимом многопараметрическом нагружении / А.А. Абызов, И.Я.Березин, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – №11(66). – С. 30–36.

5. Абызов, А.А. Применение метода имитационного моделирования испытаний к расчету ресурса ходовой части транспортных машин/ А.А. Абызов, И.Я. Березин, О.С. Садаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – №11(66). – С. 122–129.

6. Абызов, А.А. Прогнозирование и управление надежностью движителей быстроходных гусеничных машин на этапах проектирования и испытаний. / Абызов А.А., Березин И.Я., Бондарь В.Н. // Вестник академии военных наук. – 2008. – №3(24) (спецвыпуск). – С. 33–36.

7. Динамика гусеничной ленты с эластомерными уширителями / А.А. Абызов, И.Я. Березин, В.И. Бывальцев, Е.Е. Рихтер // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – №5. С. 36–38.

8. Абызов, А.А. Моделирование динамики гусеничной ленты с эластомерными уширителями // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – №7. – С. 48–51.

9. Эксплуатационная нагруженность и моделирование динамики гусенично-бульдозерно-рыхлительного агрегата / В.К. Халтурин, И.Я. Березин, **А.А. Абызов** и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – №2. – С. 16–19.

10. Применение методов математического моделирования к задачам повышения надежности элементов несущей системы трактора Т–10М в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата / В.К. Халтурин, И.Я. Березин, **А.А. Абызов** и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – №4. – С. 42–45.

11. Абызов, А.А. Концепция и методы обеспечения надежности мобильной техники при проектировании / А.А. Абызов, И.Я. Березин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Вып. 13. – №2. – С.

12. Абызов, А.А. Применение метода имитационного моделирования испытаний для обеспечения надежности элементов ходовых систем гусеничных машин / А.А. Абызов, И.Я. Березин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Вып. 13. – №2. – С.

Зарегистрированная программа

Абызов, А.А. Программа моделирования движения быстроходной гусеничной машины. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2013617900/ А.А.Абызов.

В других изданиях

1. Колодкин, В.А. Применение вероятностных моделей накопления повреждений в системе встроенной диагностики мобильной машины / В.А. Колодкин, **А.А. Абызов**, А.Ю. Добряков // Материалы II республиканской научно-технической конференции «Динамика и прочность мобильных машин». – Кутаиси, 1990.– С. 76.

2. Колодкин, В.А. Встроенная система контроля уровня поврежденности деталей / В.А. Колодкин, **А.А. Абызов**, А.Ю.Добряков // Прочность машин и аппаратов при переменных нагрузениях: Тематический сборник научных трудов.– Челябинск: ЧГТУ, 1991.– С.119– 123.

3. Березин, И.Я. Диагностика машин на основе моделирования динамических процессов / И.Я.Березин, **А.А. Абызов**. // Тезисы докладов Всероссийской научно– технической конференции 'Прочность и живучесть конструкций'.– Вологда: Вологодский политехнический ин– т, 1993.– С. 186– 187.

4. Березин, И.Я. Эксплуатационная нагруженность и долговечность тяжело-нагруженных элементов мобильных машин / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Материалы Всероссийской научно– технической конференции «Прочность и живучесть конструкций».– Вологда: ВПИ, 1993.– С. 120– 121.

5. Березин, И.Я. Корректирование скорости в модели движения транспортной машины / И.Я. Березин , **А.А. Абызов** //Материалы XXVI Международного научно– технического совещания по динамике и прочности двигателей. – Самара, 1996.– С. 21– 22.

6. Березин, И.Я. Методика имитационных ресурсных испытаний / И.Я. Березин , **А.А. Абызов** // Материалы XXVI Международного научно– технического совещания по динамике и прочности двигателей. – Самара, 1996.– С. 22– 23.

7. Березин, И.Я. Концепция и методы имитационных ресурсных испытаний мобильной техники (сообщение первое) / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Динамика, прочность и износостойкость машин. Международный журнал на электронных носителях. 1996. – № 2. – С.61– 68.
8. Березин, И.Я. Концепция и методы имитационных ресурсных испытаний мобильной техники (сообщение 2) / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Динамика, прочность и износостойкость машин. Международный журнал на электронных носителях. 1997. – №3. – С.75–82.
9. Березин, И.Я. К вопросу определения характеристик надежности при случайных перегрузках./ И.Я.Березин, **А.А.Абызов**, И.В.Тарасова //Тезисы докладов XVI Российской школы по проблемам проектирования неоднородных конструкций. Тезисы докладов.– Миасс: Миасский научно– учебный центр, 1997.– С. 18.
10. Березин, И.Я. Информационное обеспечение моделирования процессов эксплуатации транспортных систем / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Материалы международной научно–технической конференции "Динамика технологических систем". – Ростов–на–Дону, 1997. – С.12–13.
11. Березин, И.Я. Динамика нелинейных связанных систем / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Материалы II международной научно–технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин». – Омск: ОмГТУ, 1997. – С.4.
12. Параметрическое вибровозбуждение гусеничного движителя трактора с полужесткой подвеской/ Б.М.Позин, И.Я.Березин, **А.А.Абызов**, Д.В.Хрипунов // Вестник Уральского межрегионального отделения академии транспорта. 1998, № 1. – С.17–22.
13. Расчетно– экспериментальные исследования гусеницы снегоболотоходной машины / **А.А.Абызов**, В.И.Бывальцев, К.С.Жебелев, Э.М.Панфилов // Вестник Уральского межрегионального отделения академии транспорта. 1999. – №2. – С.116–120.
14. Березин, И.Я. Моделирование процесса эксплуатации при имитационных ресурсных испытаниях мобильной техники / И.Я. Березин, **А.А. Абызов** // Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ).– М.: МАДИ, 2000. – С. 56–74.
15. Вопросы защиты оператора промышленного трактора от низкочастотных вибрационных воздействий со стороны гусеничного движителя / Березин И.Я., **Абызов А.А.**, Хрипунов Д.В. и др. // Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: сб. науч. тр. МАДИ.– М.: МАДИ, 2001).
16. Применение методики имитационных ресурсных испытаний для оценки ресурса тяжелонагруженных элементов движителя быстроходных гусеничных машин / **Абызов А.А.**, Березин И.Я., Бывальцев В.И. и др. // Инженерная защита окружающей среды в транспортно– дорожном комплексе: сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ). М.: МАДИ, 2002. – С.143– 154.
17. Разработка математической модели динамики гибкого стержня с присоединенными эластомерными элементами и его взаимодействия с нелинейной вязкоупругой средой: отчет о НИР (промежуточ). № ГР 01.200207631; инв.№

02.2003 04184 / ЮУрГУ; рук. **А.А. Абызов**, исполн.: **А.А.Абызов**.– Челябинск, 2002.– 35 с.

18. Разработка единой математической модели связанной нелинейной динамической системы мобильной машины, включающей элементы движителя. Разработка программных средств, идентификация модели и исследования динамики: отчет о НИР (итоговый) № ГР 01.2002207631;. инв.№ 02.2004 03844 / ЮУрГУ; рук. **А.А. Абызов**, исполн.: **А.А.Абызов**.– Челябинск, 2003.– 37 с.

19. Абызов, А.А. Моделирование процесса корректирования скорости и траектории движения быстроходной гусеничной машины по местности в соответствии с изменяющимися дорожными условиями / Абызов А.А., Березин И.Я. //Материалы всероссийской научно– технической конференции. Курган: Изд–во КГУ, 2003. – С. 153– 156.

20. Исследование динамики быстроходной гусеничной машины с управляемой системой поддрессоривания / К.С. Жебелев, И.Я. Березин, **А.А. Абызов** и др. // Вестник Курганского гос. университета. Серия «Технические науки».– 2005.– № 2. – С. 207–209.

21. Расчетное обоснование варианта управляемой системы поддрессоривания быстроходной гусеничной машины / К.С. Жебелев, И.Я.Березин, **А.А. Абызов** и др. // Военная техника, вооружение и технологии двойного применения: Материалы III международного технологического конгресса. В 2 ч. Ч. 2. – Омск: ОмГУ, 2005. – С.213–216.

22. Концепция и методы обеспечения надежности мобильной техники при проектировании / И.Я. Березин, **А.А. Абызов**, В.И. Бондарь и др. // Сборник трудов всероссийской научно– технической конференции «Проблемы безопасности». – Екатеринбург: УРОРАН, 2007. С.7– 9.

23. Абызов, А.А. Прогнозирование надежности конструкций при случайном независимом многопараметрическом нагружении / А.А. Абызов // Сборник трудов всероссийской научно– технической конференции «Проблемы безопасности». – Екатеринбург: УРОРАН, 2007. С. 62– 64.

24. Моделирование динамических процессов и прогнозирование надежности дорожно– строительной техники / Березин И.Я., **Абызов А.А.**, Халтурин В.К. и др. // Сборник трудов «Проблемы безопасности». Екатеринбург: УРОРАН, 2007, с. 65–67

25. Эксплуатационная нагруженность и прочностная надежность элементов несущих систем бульдозерных агрегатов / Бондарь В.И., Ашихмина Л.А., Изгорев Г.М, Березин И.Я., **Абызов А.А.**, Халтурин В.К. //Вестник Курганского гос. ун– та, сер. «Технические науки», 2007. Вып.3, №4, с.3–5.

26. Абызов, А.А. Моделирование процесса взаимодействия опорной поверхности гусеницы с грунтом при криволинейном движении быстроходной машины / А.А. Абызов, И.Я. Березин //Современное состояние и инновации транспортного комплекса. Материалы международной научно– технической конференции. – Пермь: Изд– во ПГТУ, 2008. С. 106– 111.

27. Абызов, А.А. Расчетная оценка усталостной долговечности при случайном многопараметрическом нагружении. / А.А. Абызов, О.С. Садаков // Мате-

риалы международной научно– технической конференции «Современные проблемы атомной науки и техники». – Снежинск: Изд– во СГФТА, 2009. – С. 29–30.

28. Статистическая механика и надежность машин. Учебное пособие к курсовому проекту/ И.Я. Березин, Е.Е. Рихтер, **А.А. Абызов**, Д.В. Хрипунов. – Челябинск: Изд– во ЮУрГУ, 2011. – 60 с.

29. Абызов, А.А. Расчетная оценка нагруженности и прогнозирование ресурса элементов ходовой части быстроходных гусеничных машин / А.А.Абызов, И.Я.Березин // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 13 всероссийской научно– практической конференции. Т. 3: Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт– Петербург: НПО Спецматериалов, 2010, с. 119– 127.

30. Абызов, А.А. Обеспечение надежности ходовых систем быстроходных гусеничных машин на стадиях проектирования // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 14 всероссийской научно– практической конференции. Т. 3: Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт– Петербург: НПО Спецматериалов, 2011, с. 222– 230.

31. Абызов, А.А. Использование метода конечных элементов для моделирования взаимодействия гусеницы с грунтом при криволинейном движении машины. // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 15 всероссийской научно– практической конференции. Т. 3: Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт– Петербург: НПО Спецматериалов, 2012, с.184–190.

32. Абызов, А.А. Расчетная оценка усталостной долговечности элементов ходовой части при случайном многопараметрическом нагружении // Актуальные проблемы защиты и безопасности. Труды 15 всероссийской научно– практической конференции. Т. 3: Бронетанковая техника и вооружение. – Санкт– Петербург: НПО Спецматериалов, 2013, с. 189– 195.