

На правах рукописи



Лагерев Игорь Александрович

**РАЗВИТИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
И МОДЕЛИРОВАНИЯ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ
МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
МАШИН**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов
и детали машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва – 2017

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный университет путей сообщения Императора Николая II» МГУПС (МИИТ) на кафедре «Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы».

Научный консультант: **Ковальский Виктор Федорович**
доктор технических наук, профессор

Официальные
оппоненты:

Анцев Виталий Юрьевич
доктор технических наук, профессор,
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тульский государственный университет», заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование»

Баурова Наталья Ивановна
доктор технических наук, доцент,
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», декан факультета «Дорожные и технологические машины»

Кобзев Роман Анатольевич
доктор технических наук,
Балаковский инженерно-технологический институт – филиал федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», заведующий кафедрой «Атомная энергетика»

Ведущая организация: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Донской государственный технический университет»

Защита состоится «___» _____ 2017 г., в ___ на заседании диссертационного совета Д 218.005.01 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный университет путей сообщения Императора Николая II» МГУПС (МИИТ) по адресу: 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9, ауд. 2505.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте МГУПС (МИИТ), www.miit.ru.

Автореферат разослан «___» _____ 2017 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
д.т.н., профессор



Н.Н. Воронин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Перед машиностроительной отраслью промышленности Российской Федерации в связи со сложившейся геополитической обстановкой стоит задача импортозамещения, так как значительная доля (свыше 63 %) российского парка манипуляционных систем (далее – МС) мобильных транспортно-технологических машин (далее – МТТМ) сформирована за счет импортного оборудования, поставляемого из Японии, Кореи, США, Германии и ряда других стран. Однако импортозамещение должно основываться не на введении запретов на ввоз в страну импортной техники, а на естественном отказе потребителей от иностранного товара в пользу отечественного. Такое развитие ситуации возможно только при выпуске российскими машиностроительными предприятиями современных конкурентоспособных образцов МС МТТМ, обладающих высокими потребительскими свойствами, высокой надежностью, низкой стоимостью эксплуатации.

Анализ рынка показал, что для повышения конкурентоспособности отечественных МС необходимо решить ряд научно-технических проблем. Для снижения издержек на проектирование и изготовление следует создавать серии унифицированных МС с одинаковым грузовым моментом, но разным количеством звеньев стрелы. Для решения этой задачи необходимо разрабатывать методики и компьютерные программы, позволяющие автоматизировать инженерные расчеты множества конструкций. Необходимо развивать и внедрять методы оптимального проектирования несущих металлоконструкций (далее – МК), позволяющих повысить эффективность МС по критерию минимума собственной массы конструкции при заданных грузовых характеристиках.

МС, установленные на МТТМ, как правило, работают на дополнительных опорах (аутригерах) и не перемещаются вместе с грузом. Однако известны МТТМ отечественного производства, оснащенные МС, передвигающиеся с грузом: машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А, АСТ-4-0; машины для лесозаготовки МЛ-72-01, ТЛ-60Ф-4, ЛП-19, TimberPro 810-В и 735-С; краны-манипуляторы фирм Torex и Auto Crane и др. Лесные машины и экскаваторы не только не оборудуются аутригерами, но при их нормальной работе допускается частичный отрыв движителя от опорного основания, а нагруженный манипулятор в этом случае выступает дополнительной точкой опоры. Кроме того, могут возникать ситуации, когда по каким-либо причинам использование выносных опор невозможно. Например, когда недостаточно места для их установки или грунт не способен выдержать нагрузку со стороны опор, но необходимо срочно провести работы. Нельзя также считать, что аутригеры полностью исключают влияние шасси базовой машины на динамику МС. Базовая машина не всегда полностью вывешивается на выносных опорах. Многие МС имеют только 1-2 опоры, поэтому во время работы машина продолжает опираться колесами одной оси. Таким образом, необходима разработка математических моделей, позволяющих учесть взаимное влияние отдельных подсистем МС МТТМ, а также разрабатывать технические решения по повышению общей устойчивости МТТМ на аутригерах при работе МС.

Звенья МС соединяются между собой шарнирами, формируя шарнирно-сочлененные стрелы (далее – ШСС). Повышенный зазор в шарнирах, вызванный износом, приводит к значительному увеличению динамических нагрузок, действующих на МС и транспортируемый груз. Анализ литературных источников и результатов экспертных обследований также показал, что в перемычках проушин наблюдается появление и последующее развитие усталостных трещин, в 3...4 раза

снижающее долговечность соединения. Таким образом, требуется разработка математических моделей для исследования динамики МС МТТМ при наличии повышенных зазоров в шарнирных соединениях для научного обоснования технических устройств, снижающих негативное воздействие повышенных зазоров на работу МС МТТМ, позволяющих повысить трещиностойкость шарнирных проушин.

Степень разработанности темы. Научным вопросам проектирования и моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин посвящены исследования М.П. Александрова, Ю.А. Алюшина, С.Е. Анисимова, В.Ю. Анцева, И.Н. Багаутдинова, Т.М. Башта, И.Ю. Балабана, П.Д. Безносенко, В.В. Белякова, В.Л. Бидермана, В.И. Брауде, П.С. Бурмака, А.А. Вайсона, А.В. Вершинского, В.И. Воробьева, Г.Ш. Гасимова, Б.И. Далматова, З.К. Емтыля, В.П. Ермольева, А.В. Жукова, С.А. Казака, В.Ф. Ковальского, Ю.Г. Козырева, П.Г. Колесникова, П.А. Корчагина, В.Ф. Кушляева, Н.А. Лобова, П.М. Мазуркина, С.В. Носова, А.И. Павлова, Д.Ю. Погорелова, В.Ф. Полетайкина, Г.А. Рахманина, С.А. Соколова, А.П. Татаренко, К.В. Фролова, В.М. Шарипова, С. Balafoutis, A.K. Bejczy, D. Campbell, C. Crane, J. Denavit, R. Featherstone, G. Flores, K.S. Fu, A.A. Goldenberg, R.C. Gonzalez, M.S. Gorak, J.M. Hollebrach, T. Kane, Y.J. Kim, I. Kimura, P. Korkealaakso, C.S.G. Lee, A.K. Noor, R.P. Paul, A.A. Shabana, R. Siebert, M.A. Shahinpoor, B.J. Torby, J.J. Uicer, M. Vukobratovic, L.T. Wang, T.M. Wasty.

В известных работах решены отдельные вопросы проектирования и моделирования рабочих процессов МС МТТМ. Однако в недостаточной мере рассмотрены вопросы комплексного взаимодействия элементов динамической системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда». Известные отдельные математические модели не позволяют оценить сложное взаимодействие и наличие развитой совокупности обратных связей между указанными подсистемами. Также детально не изучены вопросы влияния зазора в шарнирных соединениях на динамическую нагруженность МС МТТМ.

Объектом исследования являются манипуляционные системы мобильных транспортно-технологических машин.

Целью исследования является повышение надежности, экономичности, безопасности и конкурентоспособности МС отечественных МТТМ различного назначения при выполнении широкой номенклатуры транспортно-технологических операций на основе разработки научно обоснованных технических и технологических решений, базирующихся на создании комплексной математической модели динамической системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда», учитывающей сложное взаимодействие и наличие развитой совокупности обратных связей между подсистемами.

Задачи исследования. Для достижения указанной цели должны быть решены следующие задачи.

- Разработать комплексную математическую модель исследуемой пятикомпонентной системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда», в состав которой необходимо включить подмодели основных систем и уравнения связи, позволяющие учесть различные варианты конструктивного исполнения и функционального назначения МТТМ. Комплексная математическая модель должна обеспечивать оценку параметров нагруженности МС при выполнении МТТМ различных технологических операций, на основе которых можно оценить ди-

намику, прочность, долговечность и другие эксплуатационные свойства МС МТТМ с целью создания конкурентоспособных конструкций, в том числе путем оптимального проектирования, а также создания технических устройств, позволяющих снизить ударные нагрузки, вызванные наличием зазоров в шарнирных соединениях.

- На основе комплексной математической модели разработать методы анализа рабочих процессов и динамической нагруженности МС МТТМ, а также алгоритмы автоматизированного проектирования, которые могут быть реализованы в составе программных пакетов инженерного анализа для расчета конструктивных вариантов или модификаций конструкции МС.

- Установить особенности применения комплексной математической модели и методов расчета для исследования рабочих процессов конкретных конструкций МС МТТМ при различных режимах работы. Выполнить моделирование как наиболее часто реализуемых (подъем и перемещение груза), так и редко исследуемых режимов работы МС МТТМ (движение МТТМ с грузом на МС, совместное движение звеньев шарнирно-сочлененных стрел МС, движение МС при одновременном движении МТТМ, просадка грунта под опорами МТТМ).

- Разработать математические модели и методики оптимального проектирования МС МТТМ с целью выбора параметров конструкции, способствующих достижению максимальной эффективности по одному или нескольким показателям качества и повышения конкурентоспособности МТТМ на основе повышения потребительских свойств МС. Выполнить оптимизацию конкретных конструкций и проанализировать результаты.

- Разработать математическую модель и методику моделирования динамики при наличии повышенных зазоров в шарнирных соединениях звеньев МС МТТМ, и на ее основе произвести анализ влияния различных конструктивных и режимных параметров на динамическую нагруженность МС.

- Разработать и научно обосновать технические решения по совершенствованию конструкций МС МТТМ, повышению их надежности (безотказности, долговечности) и общей устойчивости, снижению негативного воздействия повышенных зазоров в шарнирах на работу МС МТТМ.

- Выполнить экспериментальные исследования МС МТТМ и подтвердить корректность разработанных математических моделей.

Научная новизна работы заключается в дальнейшем развитии элементов теории моделирования, практики проектирования и анализа рабочих процессов МС МТТМ на основе построения и теоретико-экспериментального обоснования комплексной математической модели пятикомпонентной системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда», позволяющей системно и эффективно решать важную научно-техническую проблему повышения надежности, экономичности и конкурентоспособности МТТМ различных типов в различных отраслях российской экономики. Научная новизна получена за счет того, что:

- сформулирована концепция МС МТТМ как интегрированной подсистемы, функционирование которой происходит в комплексном взаимодействии с другими значащими подсистемами (опорным основанием, базовой машиной, исполнительным органом, окружающей средой), характеризующимся наличием развитой совокупности обратных связей между подсистемами;

- с единых методологических позиций разработана комплексная математическая модель МС МТТМ, отличающаяся учетом взаимного влияния подсистем на протекающие в них динамические процессы, включающая частные математические модели: модель исполнительного органа, модель МС, модель гидропривода МС, модель базовой МТТМ, модель двигателя и трансмиссии, модель деформируемого опорного основания и опорной поверхности, модель факторов воздействия окружающей среды;

- разработана математическая модель для исследования динамики при наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирных соединениях звеньев МС МТТМ, отличающаяся возможностью моделирования работы демпферных устройств, конструктивно формирующих вязко-упругие связи между осью шарнира и соединяемыми звеньями; с ее использованием определены условия реализации безударного режима работы МС и обеспечения заданных значений коэффициентов динамичности и максимального износа шарнира;

- разработан ряд оптимизационных многокритериальных математических моделей для автоматизированного проектирования МС МТТМ с целью комплексного обеспечения возможно высоких значений нескольких значимых показателей их качества, включая предпроектную совместную оптимизацию конструктивной схемы и гидропривода МС, оптимальное проектирование механизмов поворота МС на основе поворотных гидродвигателей различных типов;

- созданы научные основы ряда перспективных конструкторско-технологических мероприятий повышения показателей надежности и безопасности эксплуатации МС МТТМ, позволяющих снизить (или полностью исключить) ударные нагрузки в металлоконструкции МС при наличии повышенных зазоров в шарнирных соединениях звеньев с помощью вязко-упругих демпферных устройств различного конструктивного исполнения; повысить трещиностойкость и живучесть элементов шарнирных соединений МС с помощью биметаллических структур за счет рационального выбора марки упрочняющего материала; повысить общую устойчивость МТТМ с помощью выносных опор, оснащенных дополнительными анкерными устройствами;

- получены и теоретически обобщены результаты натурных экспериментальных исследований динамики МС МТТМ, позволившие подтвердить адекватность разработанных моделей; установить виды МТТМ, оснащенных МС, для которых в обязательном порядке требуется применение разработанной комплексной модели.

Теоретическая значимость работы заключается в том, что:

- разработаны математические модели, установлены и исследованы закономерности формирования динамической нагруженности МС с учетом и без учета упругой податливости звеньев, неподвижного, подвижного и деформируемого основания, типа движителя, силового гидропривода, факторов нагруженности, движения базовой машины, рельефа поверхности, просадки грунта;

- сформированы целевые функции и системы конструктивных, прочностных, деформационных и технологических ограничений для проведения многокритериальной оптимизации кинематических схем и элементов гидропривода МС МТТМ на основе предложенной комплексной целевой функции аддитивного вида;

- установлены и исследованы закономерности формирования динамической нагруженности МС вследствие появления при эксплуатации МТТМ повышенных зазоров в цилиндрических шарнирных соединениях звеньев, получены зависимости для анализа указанного процесса;

- обоснованы условия активного подавления повышенного уровня динамического напряженно-деформированного состояния и снижения поперечных колебаний звеньев МС на основе использования демпфирующих устройств с упруго-диссипативными свойствами;

- выявлены характерные режимы работы демпфирующих устройств, сформулированы рекомендации по обеспечению безударного режима, обеспечивающего минимальный уровень нагруженности звеньев МС;

- обоснованы условия и степень эффективности повышения трещиностойкости проушин шарнирных соединений звеньев МС с помощью создания биметаллических структур;

- исследован механизм повышения общей устойчивости МТТМ, оснащенных аутригерами с анкерными устройствами, при их работе на слабых грунтах и не строго горизонтальных поверхностях;

- обоснована возможность получения адекватных данных экспериментальных исследований кинематики и динамики МС натуральных МТТМ на основе цифровой видеофиксации рабочего процесса.

Практическая значимость работы заключается в том, что:

- на основе разработанных комплексной математической модели МС МТТМ и частных математических моделей подсистем созданы и апробированы методики компьютерного моделирования, анализа и оптимального проектирования, охватывающие широкий круг инженерных задач, связанных с проектированием и эксплуатацией конкурентоспособных образцов МС различного конструктивного исполнения для отечественных МТТМ;

- разработана методика натуральных экспериментальных исследований динамики МС МТТМ и автоматизированной обработки их результатов, основанная на дистанционной цифровой видеофиксации динамических процессов;

- разработан, теоретически обоснован и защищен патентами РФ ряд технических решений, направленных на совершенствование конструкций МС МТТМ, включая конструкции и методику проектирования демпферных устройств шарнирных соединений, конструкции трещиностойких биметаллических элементов шарнирных соединений, конструкции выносных опор с дополнительными анкерными устройствами;

- разработан и защищен путем государственной регистрации ряд вычислительных программ, реализующих разработанные методики моделирования и расчета МС МТТМ, направленные на автоматизацию их проектирования, включая оптимальное проектирование.

Разработанные модели, методики и комплекс компьютерных программ используются: ЗАО «Дизель-Ремонт» (г. Брянск) при производстве и ремонте кранов-манипуляторов самоходных энергетических машин; ООО «Лестехком» (г. Йошкар-Ола) для моделирования рабочих процессов лесных машин, оснащенных МС; ЗАО «Почепгазстрой» (г. Почеп) для оценки нагруженности и ресурса трубоукладчиков и экскаваторов; ООО «СТЭК» (г. Брянск) для повышения надежности и безопасности эксплуатации автомобильных стреловых кранов; ООО «Техноэлектромонтаж» (г. Брянск) при планировании погрузочно-разгрузочных работ с применением гидравлических кранов-манипуляторов; ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» в учебном процессе.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования проводились на основе положений и методов теории упругости, теоретической механики, геомеханики, теории вероятностей и случайных процессов, экспериментальной механики, методов матричной алгебры, аналитической геометрии, статистических испытаний, конечных элементов, компьютерного имитационного моделирования, оптимального проектирования.

Положения, выносимые на защиту:

- научная концепция манипуляционной системы МТТМ как интегрированной подсистемы, функционирование которой происходит в комплексном взаимодействии с другими значащими подсистемами пятикомпонентной системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда»;
- взаимоувязанные математические модели подсистем комплексной математической модели МС МТТМ, описывающие динамическое взаимодействие исполнительного органа, МС, базовой машины, опорного основания и окружающей среды с учетом развитой совокупности обратных связей между ними;
- многокритериальные оптимизационные математические модели кинематических схем и элементов гидропривода МС МТТМ, позволяющие обеспечить их оптимальное проектирование на основе совместного учета значимых показателей качества и степени их приоритетности;
- математическая модель и закономерности формирования динамического напряженно-деформированного состояния в шарнирно-сочлененных МС вследствие появления при эксплуатации МТТС повышенных зазоров в цилиндрических шарнирных соединениях звеньев;
- метод активного подавления повышения уровня динамического напряженно-деформированного состояния в шарнирно-сочлененных МС и снижения интенсивности поперечных колебаний звеньев МС на основе использования демпфирующих устройств с упруго-диссипативными свойствами;
- научно обоснованные технические решения по совершенствованию конструкций МС МТТМ.

Степень достоверности научных положений и выводов подтверждается корректным использованием методов исследования, результатами проведенных натурных экспериментов и опытом эксплуатации МС МТТМ.

Апробация результатов работы. Результаты исследований были представлены на Международных научно-технических конференциях «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (г. Могилёв, Республика Беларусь, Белорусско-Российский университет; 2013, 2014, 2015 г.г.); Международных научно-технических конференциях молодых ученых «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» (г. Могилёв, Республика Беларусь, Белорусско-Российский университет; 2014 и 2015 г.г.); XVII научно-практической конференции «Безопасность движения поездов» (г. Москва, МГУПС (МИИТ); 2016 г.), VII и VIII всероссийских конференциях молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана; 2014 и 2015 г.г.); 19-й Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов и молодых учёных «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана; 2015 г.г.), Международных научных конференциях по естественно-научным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу –

творчество молодых» (г. Йошкар-Ола, ПГТУ; 2014, 2015, 2016 г.г.); Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники (г. Брянск, БГТУ; 2015 г.); на научном семинаре кафедры «Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы» МГУПС (МИИТ) (г. Москва; 2016 г.). Всего было принято участие в 34 научных конференциях различного уровня.

Реализация результатов работы. Результаты работы были реализованы в ходе следующих прикладных научно-исследовательских работ:

- грант Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых Российских ученых – кандидатов наук №МК-92.2014.8 на тему «Разработка инженерных методов оптимального проектирования и компьютерного моделирования энергоэффективных крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин двойного назначения» (2014 – 2015 г.г.);

- НИР «Разработка математических моделей и компьютерных методов моделирования, анализа и оптимизации кинематики, динамики и прочности пространственных многозвенных шарнирных исполнительных механизмов» (НИР №06/54, заказчик Минобрнауки РФ, 2012 – 2013 г.г.);

- грант государственного Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по госконтракту №8991р/14117 от 01.04.2011 г. «Разработка универсального гидравлического крана-манипулятора для транспортных машин, обслуживающих строительство магистральных нефте- и газопроводов» (2011 – 2012 г.г.);

- НИР «Расчёты крана-манипулятора на базе гусеничного трактора на прочность, жесткость и максимальную грузоподъемность» (НИР №1459У, заказчик ЗАО «Дизель-Ремонт», г. Брянск, 2010 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 57 публикациях. В том числе 22 статьи в журналах, входящих в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (перечень ВАК); 2 статьи в журналах, входящих в международную базу Scopus; 7 патентов РФ на полезную модель; 6 свидетельств о государственной регистрации программы для ЭВМ. Опубликовано 5 монографий (из них 2 – единолично) и 2 учебных пособия.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы и приложений. Объем работы с приложениями – 409 с. Диссертация содержит 196 рисунков, 17 таблиц, 2 приложения, 411 источников.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении определен объект исследования, обоснована актуальность работы, изложены ее научная новизна и практическая значимость, приведена краткая характеристика работы, сформулированы цели и задачи исследования.

В первом разделе выполнен анализ рынка, проанализированы типовые конструкции МС МТТМ; сформулированы научно-технические задачи, решение которых позволит повысить конкурентоспособность отечественных МС; приведен анализ отечественных и зарубежных источников, посвященных проблемам проектирования и моделирования рабочих процессов МС МТТМ.

Анализ типовых конструкций МС МТТМ (кранов-манипуляторов общего назначения; специальных МС путевых железнодорожных машин, лесных машин, машин двойного назначения; манипуляционных роботов) позволил определить необходимые для разработки математические модели.

Выполненный литературный обзор научных работ, посвященных проектированию и моделированию МС МТТМ, позволил сформулировать указанные цели и задачи диссертации.

Во втором разделе представлена разработанная комплексная математическая модель исследуемой пятикомпонентной системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда», позволяющая учесть совокупность обратных связей между ее элементами. Комплексная математическая модель включает ряд математических подмоделей, учитывающих особенности работы отдельных подсистем (рисунок 1).

Подсистема 0 объединяет внешние воздействия окружающей среды, которые определяются собственными математическими подмоделями (ветровая нагрузка, температурное воздействие, импульсное воздействие).

Подсистема I включает в себя элементы, обеспечивающие пространственное положение МТТМ, учитываемые с помощью математической подмодели опорной поверхности, включающей подмодель макронеровности (уклоны местности, наличие насыпей дорог, дренажных канав и т.д.) и подмодель микронеровности, и математической модели деформируемого опорного основания (деформируемое основание для сухопутных транспортных средств, железнодорожный путь, жидкость (для плавучих транспортных средств)).

Подсистема II включает в себя элементы МТТМ (базового шасси): рама, корпус, элементы подвески, движитель, двигатель с трансмиссией, аутригеры.

В работе рассматриваются следующие виды базовых машин: колесное шасси, гусеничное шасси, железнодорожный экипаж, плавучее транспортное средство. Для каждого вида шасси используется своя модель взаимодействия с опорным основанием.

Подсистема III включает в себя элементы МС (рисунок 2). Подсистема включает в себя звенья ШСС МС, приводимые в движение гидродвигателями, соединенные цилиндрическими (вращательными) или призматическими (телескопическими) шарнирами. Конструктивная схема МС представляет собой разомкнутую кинематическую цепь без ответвлений.

Подсистема IV включает в себя груз, закрепленный на жестком или гибком подвесе вместе с грузозахватным органом, или исполнительный орган МТТМ (грейферный захват, сучкорезная головка, фреза, копер, бур и т.д.).



Рисунок 1 – Структура комплексной математической модели

В работе использованы два подхода к моделированию динамики МС – с учетом и без учета упругости звеньев. При представлении звеньев МС абсолютно твердыми телами в основе анализа движения МС лежит решение прямой задачи динамики:

$$[H(q)]\{\ddot{q}\} + \{C(q, \dot{q}, f)\} = \{\tau\},$$

где q_i , \dot{q}_i , \ddot{q}_i – обобщенные координаты, скорости и ускорения звеньев МС, $\{\tau\}$ – вектор обобщенных усилий, $[H(q)]$ – матрица инерции звеньев МС, $\{C(q, \dot{q}, f)\}$ – вектор кориолисовых, центробежных и внешних воздействий сил f (в том числе усилий гидроцилиндров, определяемых с учетом динамики гидропривода).

Компоненты матрицы $[H(q)]$ определяются методом составного твердого тела, в основе которого лежит решение обратной задачи динамики методом Ньютона-Эйлера. Методом Ньютона-Эйлера также определяются компоненты вектора $\{C(q, \dot{q}, f)\}$.

Уравнения движения МС с учетом упругости звеньев строятся с использованием принципа виртуальных работ внешних сил, сил упругой деформации звеньев, кориолисовых и центробежных сил. С учетом конструктивных ограничений (связи звеньев с помощью шарниров) уравнения окончательно записываются с помощью метода множителей Лагранжа:

$$M_{zi}\ddot{q}_i + C_q^T \lambda = Q_{ezi} - Q_{vzi} - Q_{fzi},$$

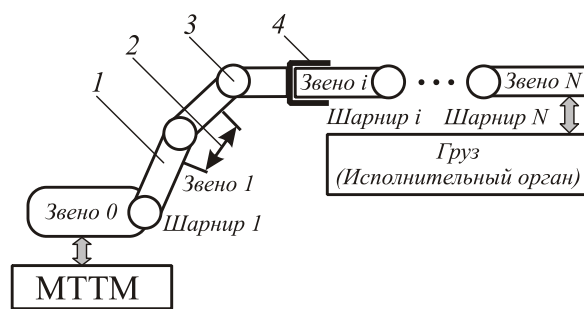
где M_{zi} – матрица масс звеньев; C_q – матрица уравнений связи, λ – множители Лагранжа; Q_{ezi} – вектор обобщенных усилий (зависит от f); Q_{vzi} – вектор усилий, зависящих от квадратов скоростей; Q_{fzi} – вектор упругих усилий.

Упругие усилия выражаются через компоненты матрицы упругости K_{zi} , вычисляемой с использованием метода конечных элементов. В ходе работы матрица формировалась в промышленном программном комплексе и ее элементы читались из файла модели с помощью разработанной подпрограммы.

В число внешних воздействий f входят воздействия со стороны груза, определяемые с помощью соответствующих подмоделей, или виброускорения исполнительного органа. В свою очередь, усилия в МС передаются в качестве внешних усилий в подмодель базового шасси.

На динамику МС оказывает существенное влияние динамика гидропривода. Она определяется следующими параметрами: движущим моментом и скоростью вращения приводного вала насоса, вычисляемыми на основе анализа модели двигателя и трансмиссии; усилиями (моментами сил) со стороны звеньев МС, приведенными к штоку гидроцилиндров (гидромоторов) и определяемыми на основе анализа модели МС; графиком регулирования оператором МС МТТМ.

В работе рассмотрены четыре варианта математической подмодели гидропривода: с машинным и дроссельным управлением для МС с отдельным движением звеньев и с возможностью совмещения движения звеньев (рисунок 3).



- 1 – звено; 2 – гидроцилиндр;
- 3 – цилиндрический шарнир;
- 4 – призматический шарнир;

Рисунок 2 – Структурная схема МС

Уравнения динамики гидропривода построены в виде систем дифференциальных и алгебраических уравнений относительно неизвестных, вычисленных в j -х точках гидросистемы:

$$\begin{cases} \dot{Q} = F(m, A, f, \eta), \\ F(p_j, Q_j, R_j, A) = 0, \end{cases}$$

где p_j – давление; Q_j – объемный расход; F – алгебраические выражения; R_j – гидравлические сопротивления; m, A – инерционные и геометрические параметры гидроцилиндра; f – преодолеваемые усилия; η – механический КПД.

Для анализа динамики груза разработаны математические модели, расчетные схемы которых показаны на рисунке 4.

Модель груза на гибкой подвеске имеет вид:

$$m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + \beta_i x_i = f_i,$$

где x_i – перемещения масс m_i ; c_i и β_i – жесткости и вязкости элементов; P – движущие усилие лебедки; S_K – натяжение каната; Q – вес груза.

Модель груза на жесткой подвеске имеет вид:

$$J_i \ddot{\varphi}_i = f_i,$$

где φ_i – углы поворота тел с моментом инерции J_i ; f_i – действующие силы (инерционные, кориолисовы, центробежные).

В рамках комплексной модели воздействие груза передаются на МС, а колебания МС вызывают колебания груза. Влияние специальных исполнительных органов задаются в виде реализаций случайного процесса (по аналогии с моделью микронеровности).

Математическая модель двигателя и трансмиссии, учитывающая баланс мощности (суммарная мощность всех потребителей $\sum N \leq N_{max}$, где N_{max} – полезная мощность двигателя МТТМ), используется для определения подачи насоса и скорости движения МТТМ и выглядит следующим образом:

$$J_k \ddot{\varphi}_k + \sum c_k (\varphi_k - \varphi_{k+1}) + \sum \beta_k (\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k+1}) + \dots = M_k,$$

где φ_k – углы поворота; c_k и β_k – жесткости и вязкости элементов; M_k – моменты (движущее усилие определяется по внешней характеристике двигателя).

Обобщенная модель МТТМ (базовой машины для МС) показана на рисунке 5. МС воздействует на базовое шасси посредством силовых факторов, которые вычисляются с помощью модели МС. Базовая машина со своей стороны передает влияние опорной поверхности и опорного основания на МС. При интегрировании уравнений движения определяется положение элементов движителя и аутригеров, а также геометрические параметры взаимодействия с опорным основанием. Силы реакции опор находятся из уравнений динамического равновесия. Модель опорной поверхности предполагает построение формы макронеровности $\zeta(t)$ и стохастических реализаций микронеровности $\xi(t)$.

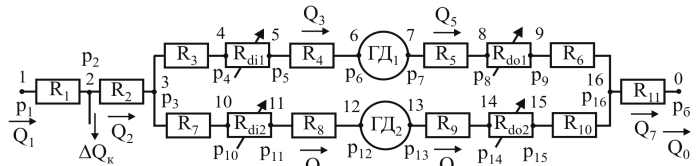
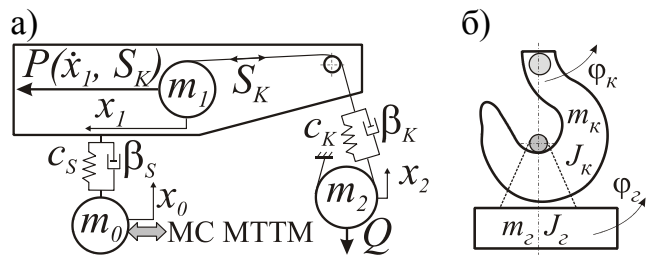


Рисунок 3 – Модель гидропривода МС с дроссельным регулированием и возможностью совмещения движения



а – гибкая подвеска; б – жесткая подвеска

Рисунок 4 – Модели груза на грузозахватном органе

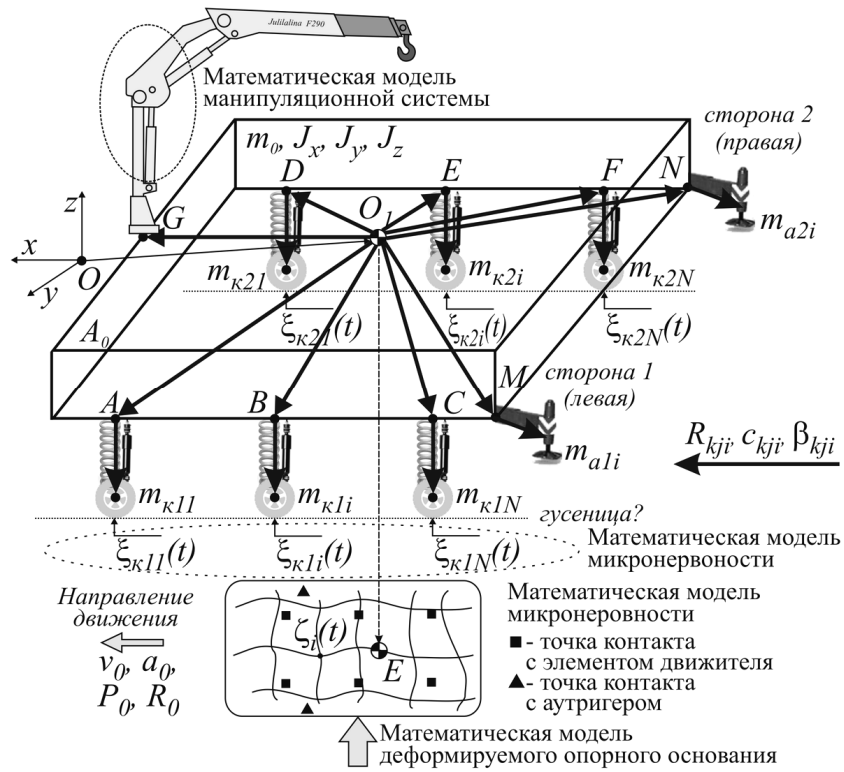


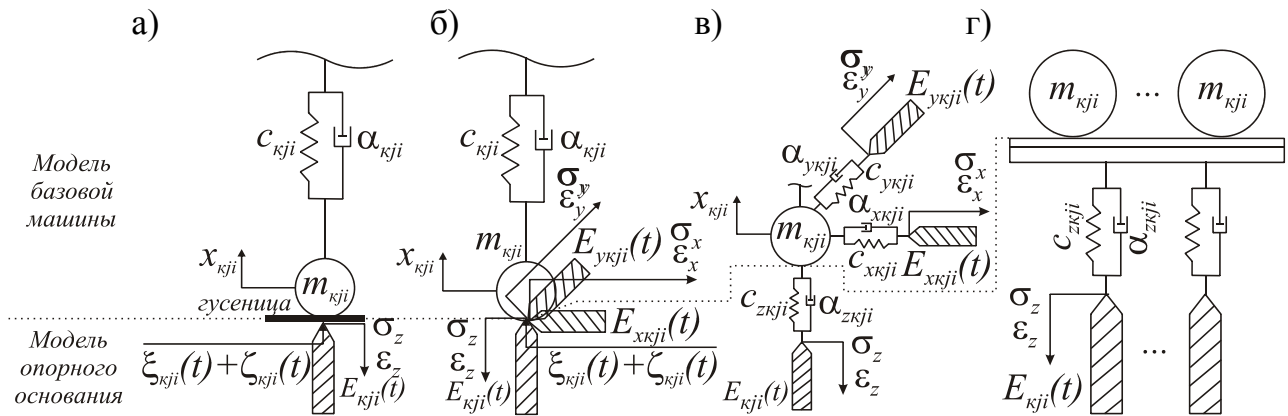
Рисунок 5 – Математическая модель МТТМ

Уравнения движения МТТМ записываются следующим образом:

$$\begin{cases} m_{kji} \ddot{x}_{kji} + F(c_{kji}, x_{kji}, R_{kji}) + F(\beta_{kji}, \dot{x}_{kji}, R_{kji}) = f_{kji}; \\ J_{kji} \ddot{\phi}_{kji} + F(c_{kji}, \phi_{kji}, R_{kji}) + F(\beta_{kji}, \dot{\phi}_{kji}, R_{kji}) \dots = M_{kji}, \end{cases}$$

где x_{kji} – перемещения масс m_{kji} , ϕ_{kji} – повороты элементов с моментами инерции J_{kji} ; R_{kji} – вектора, определяющие геометрию МТТМ; c_{kji} и β_{kji} – линейные и угловые жесткости и вязкости элементов МТТМ (подвески, аутригеров, рамы, МС); f_{kji} и M_{kji} – действующие силы и моменты, F – алгебраические выражения.

В работе рассматриваются следующие виды деформируемого опорного основания (рисунок 6): деформируемое основание для сухопутных МТТМ (грунт), железнодорожный путь, жидкость (для плавучих транспортных средств). Для каждого из них разработана модель деформируемого опорного основания.



а – гусеничный; б – колесный; в – пневмоколесный; г – ж/д путь

Рисунок 6 – Модели опорного основания для различных движителей

Грунт отличается однонаправленным действием, т.е. силы реакции возникают только при попытке углубиться в опорное основание. Деформация опорного основания ε_z под опорным элементом исследуется с использованием нелинейной теории упруго-вязко-пластичных материалов. Для этого строится зависимость для одного из видов шасси. Эта зависимость в общем виде выглядит следующим образом:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_z(t, E, K_z, \sigma_z, t_k),$$

где t – время; E – мгновенный модуль деформации; σ_z – напряжения в точке контакта опорного элемента и опорного основания; если учитывается ползучесть: K_z – функция скорости ползучести; t_k – время конца процесса деформации грунта под опорным элементом.

Уравнение боковой качки судна при действии внешних нагрузок от МС можно записать следующим образом:

$$J_\theta \ddot{\theta} + C_\theta \dot{\theta} = M_\theta,$$

где J_θ – момент инерции судна; θ – угол крена судна; C_θ – параметр восстановления (аналог механической жесткости); M_θ – сумма восстанавливающих и опрокидывающих моментов, действующих со стороны МС.

Окружающая среда оказывает существенное влияние на работу исследуемой системы. Это влияние определяется факторами внешней среды. В целом, факторы нагруженности изменяются во времени случайным образом. Для анализа факторов нагруженности грузоподъемных машин, в том числе и манипуляционных систем МТТМ, разработана методика имитационного моделирования с использованием методов статистических испытаний и имитационного моделирования.

При расчете МС на прочность и долговечность определялись действующие на нее нагрузки и величины соответствующих напряжений в опасных точках, сечениях, элементах. Оценка динамической нагруженности проводилась после построения вероятностного семейства частных реализаций процесса изменения напряжений в опасных местах металлоконструкции МС.

Общий алгоритм оценки динамической нагруженности состоит из следующих этапов (рисунок 7). В ходе имитационного моделирования определяются частные значения случайных факторов нагруженности Q_i для каждого j -го цикла работы МС в течение исследуемого периода работы; моделируются динамические процессы в МС с использованием детерминированной комплексной динамической модели. Смоделированные значения факторов нагруженности служат исходными параметрами этих моделей. Результат моделирования представляет собой частную кусочную реализацию процесса $P_j(t)$ изменения характеристик нагруженности МС.

В результате из кусочных реализаций, соответствующих различным сочетаниям факторов нагруженности, складывается итоговая реализация $P(t)$ процесса изменения характеристики нагруженности.

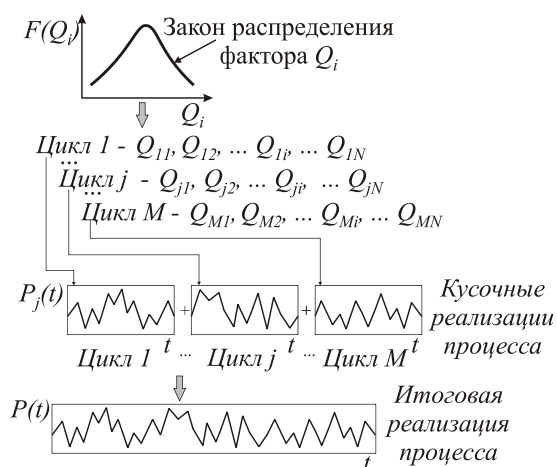


Рисунок 7 – Методика моделирования динамической нагруженности МС

Данный процесс многократно повторяется, после чего формируется вероятностное семейство реализаций, определяющее случайный процесс изменения во времени параметров нагруженности МС, дающее обобщенную информацию о них.

В третьем разделе приведены результаты исследования динамики МС МТТМ с использованием как комплексной модели, так и ее отдельных подмоделей. Моделирование с использованием подмоделей позволяет оценить различные локальные динамические эффекты в этих подмоделях, тогда как комплексная модель – особенности рабочих процессов в пятикомпонентной структуре «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда» с учетом совокупности обратных связей между ее элементами.

Разработанные модели использованы для исследования ряда МТТМ: машины АСТ-4-А на базе гусеничного трактора ТТ-4М (рисунок 8); ломовоза на базе грузового автомобиля КамАЗ-740 с МС Атлант С90 и грейфером ГЛ-1 (рисунок 9); грузового автомобиля Mercedes Atego 1823 с МС FASSI F290 (рисунок 10).

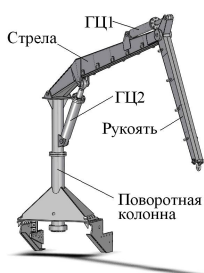


Рисунок 8 – МС МТТМ АСТ-4-А

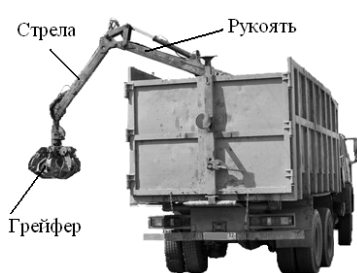


Рисунок 9 – Ломовоз с МС «Атлант С90»

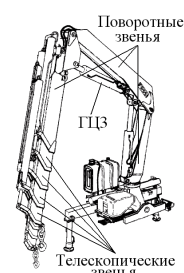
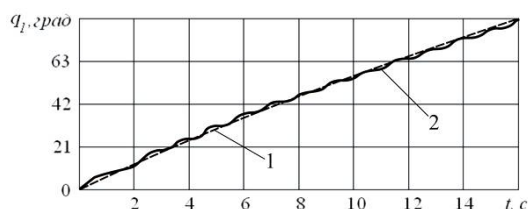


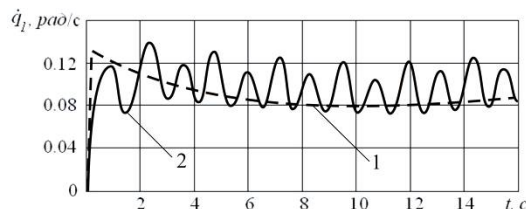
Рисунок 10 – МС FASSI F290

На рисунках 11 – 14 приведены результаты моделирования движения рукояти МС МТТМ АСТ-4-А. Аналогичные качественные результаты получены для других звеньев исследуемой МС.



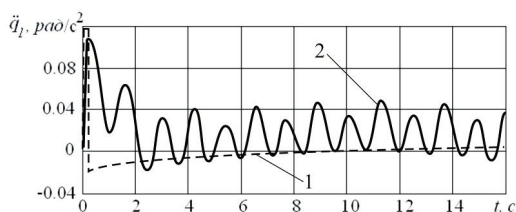
1 – модель с жесткими звеньями;
2 – модель с упругими звеньями

Рисунок 11 – График изменения углового положения звена q_1



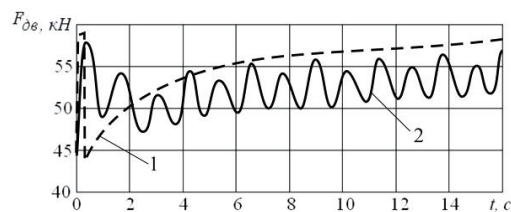
1 – модель с жесткими звеньями;
2 – модель с упругими звеньями

Рисунок 12 – График изменения скорости движения рукояти \dot{q}_1



1 – модель с жесткими звеньями;
2 – модель с упругими звеньями

Рисунок 13 – График изменения ускорения движения рукояти \ddot{q}_1



1 – модель с жесткими звеньями;
2 – модель с упругими звеньями

Рисунок 14 – График преодолеваемого гидродоильником ГЦ1 усилия F_{dv}

Колебания МС, вызванные упругостью звеньев, носят многочастотный характер, размахи колебаний скорости поворота звена и преодолеваемого гидроцилиндром усилия достаточно стабильны во времени, размахи колебаний ускорения составляют 40 % от максимальной величины, длительность переходного процесса при начале движения звена увеличивается в 2...2,5 раза, при этом на 3..5 % снижается величина динамических усилий в системе. Упругие колебания происходят относительно линии, характеризующей решение динамических уравнений для системы с абсолютно твердыми звеньями. Таким образом, оба подхода дают приемлемые результаты для различных инженерных задач.

При исследовании динамики МС МТТМ с целью сопоставления различных конструктивных вариантов, оценки обоснованности применения новых технических решений возможно использовать модель МС без учета упругой податливости звеньев, так как в этом случае важны относительные значения динамических параметров.

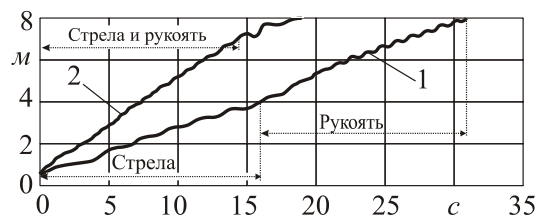
На примере МС МТТМ АСТ-4-А показано, что наряду с упругостью звеньев, наличие повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах вызывает дополнительное динамическое воздействие на элементы несущей металлоконструкции. Подробное исследование данного процесса приведено в разделе 5.

Гидропривод МС МТТМ АСТ-4-А допускает одновременное движение рукояти и стрелы ШСС. График изменения вертикальной координаты точки подвеса груза при совместном движении стрелы и рукояти показан на рисунке 15. Через 15...16 с рукоять достигает крайнего положения и ее привод отключается. Это вызывает временное увеличение амплитуды колебаний. Остальное время работает только привод стрелы. Как только стрела достигает крайнего положения, гидропривод МС полностью отключается. Совмещение движений звеньев МС МТТМ приводит к сокращению времени цикла на 40 %.

Кроме этого, преодолеваемые гидроцилиндрами усилия снижаются на 25...30 % (рисунок 16).

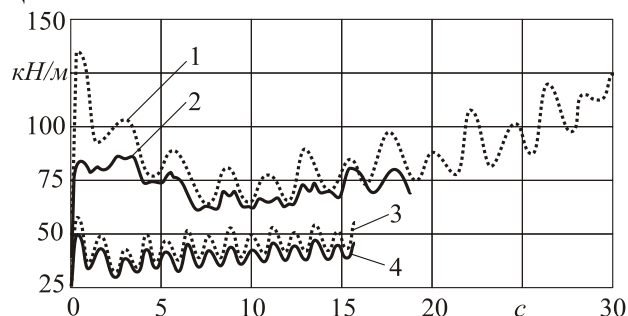
Исследования показали, что следует отличать рассмотренное на примере МС МТТМ АСТ-4-А совместное движение нескольких поворотных звеньев и движение поворотного звена с одновременным движением телескопического звена.

Результаты моделирования второго случая (на примере гидравлического крана-манипулятора FASSI F290) приведены на рисунке 17 и рисунке 18.



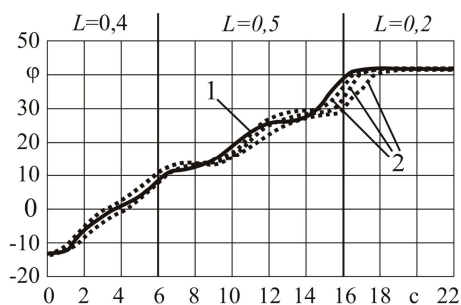
1 – раздельное движение (сначала стрела, потом рукоять); 2 – совместное движение

Рисунок 15 – Изменения вертикальной координаты точки подвеса груза



1, 2 – гидроцилиндр привода стрелы;
3, 4 – гидроцилиндр привода рукояти;
1, 3 – при раздельном движении;
2, 4 – при совместном движении

Рисунок 16 – График изменения усилий в гидроцилиндрах МС МТТМ АСТ-4-А



1 – расчет; 2 – эксперимент

Рисунок 17 – Угловое положение φ третьего поворотного звена (рисунок 10) при различной длине L четвертого телескопического звена

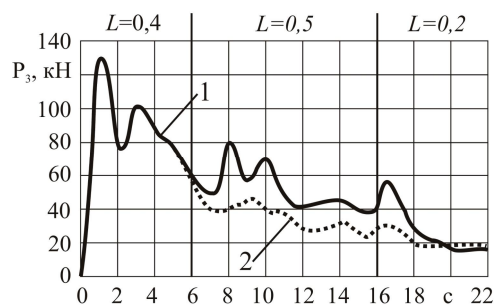
1 – совместное движение;
2 – раздельное движение

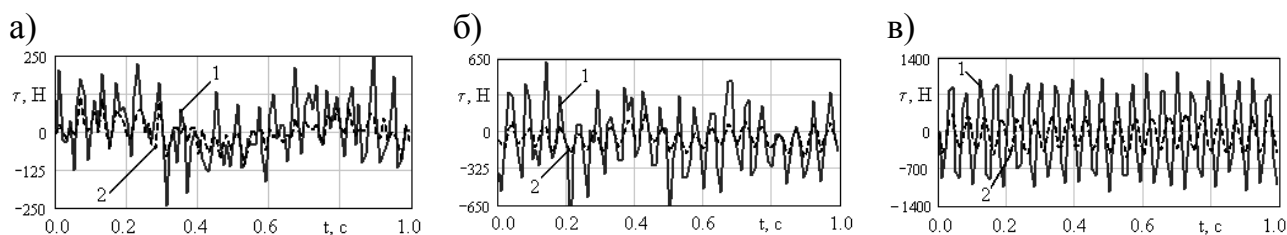
Рисунок 18 – Усилие P_3 в гидроцилиндре ГЦЗ привода третьего поворотного звена

Анализ полученных результатов моделирования совместного движения звеньев позволяет сделать следующие выводы.

1 При многократном повторении наблюдается случайное несовпадение траекторий совместного движения звеньев МС, а также случайный разброс их количественных характеристик. В свою очередь, это приводит к разбросу времени цикла работы МС в диапазоне 19,0...22,0 с (рисунок 17). Указанный разброс количественных характеристик динамических параметров обусловлен ручной системой управления манипуляционной системой.

2 Другими исследователями показано, что совмещение движений поворотных звеньев позволяет снизить усилия, преодолеваемые гидродвигателями. Проведенные исследования показали, что совмещение во времени движения поворотных и телескопических звеньев приводит к изменению усилий, преодолеваемых гидродвигателями на 30...40 %. Однако усилия в гидродвигателях при совместном движении поворотных и телескопических звеньев могут как снижаться, так и возрастать (рисунок 18).

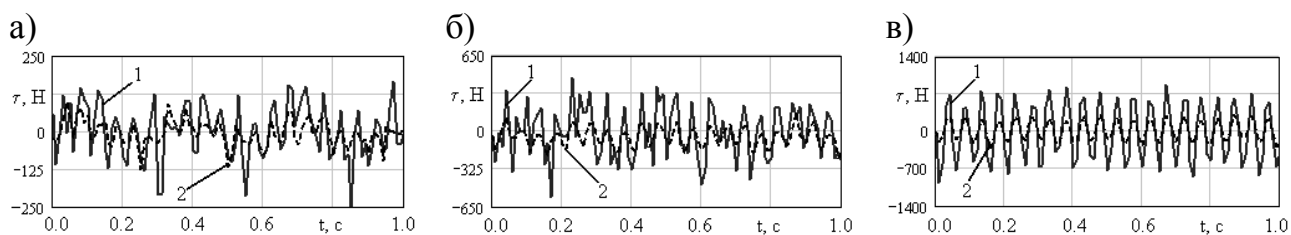
Результаты моделирования движения МТТМ, оснащенной МС, с грузом по стохастически неровной поверхности приведены на рисунок 19.



а – в поворотной колонне; б – в стреле; в – в рукояти; 1 – движение по грунтовой дороге; 2 – движение по асфальтобетонному покрытию

Рисунок 19 – Динамическая составляющая нагрузки при движении МТТМ АСТ-4-А с грузом

Для сравнения динамической нагруженности при установке на колесное и гусеничное шасси была смоделирована динамика МС МТТМ АСТ-4-А, установленная не на гусеничный трактор ТТ-4М, а на пневмоколесное шасси КамАЗ-65117. Результаты моделирования приведены на рисунок 20.

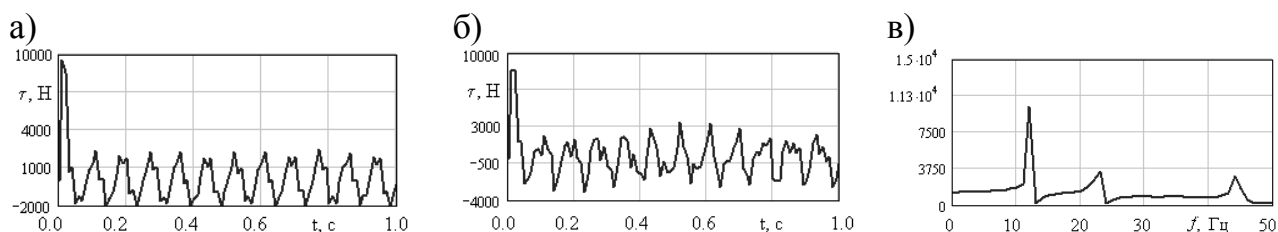


а – в поворотной колонне; б – в стреле; в – в рукояти; 1 – движение по грунтовой дороге; 2 – движение по асфальтобетонному покрытию

Рисунок 20 – Динамическая составляющая нагрузки при движении пневмоколесного шасси КамАЗ-65117 с МС МТТМ АСТ-4-А с грузом

Установлено, что нагруженность МС МТТМ при движении с грузом определяется влиянием микронеровности опорной поверхности и воздействием груза (рабочего органа). Колебания груза на грузозахватном органе также провоцируются колебаниями МТТМ на микро- и макронеровностях. Геометрическая неровность оказывает наибольшее влияние на нагруженность МС МТТМ в элементах конструкции, наиболее приближенных к базовому шасси, это влияние снижается по мере приближения к грузозахватному органу. Противоположная ситуация наблюдается для влияния колебаний груза на грузозахватном органе. С ростом скорости движения МТТМ снижается нагруженность МС и растет частота вызванных движением колебаний. Максимальная амплитуда динамических усилий в МС на гусеничном шасси (трактор ТТ-4М) на 15...30 % выше, чем на колесном шасси (КамАЗ-65117). Частоты колебаний МС, установленной на гусеничном шасси, также выше на 5...25 %.

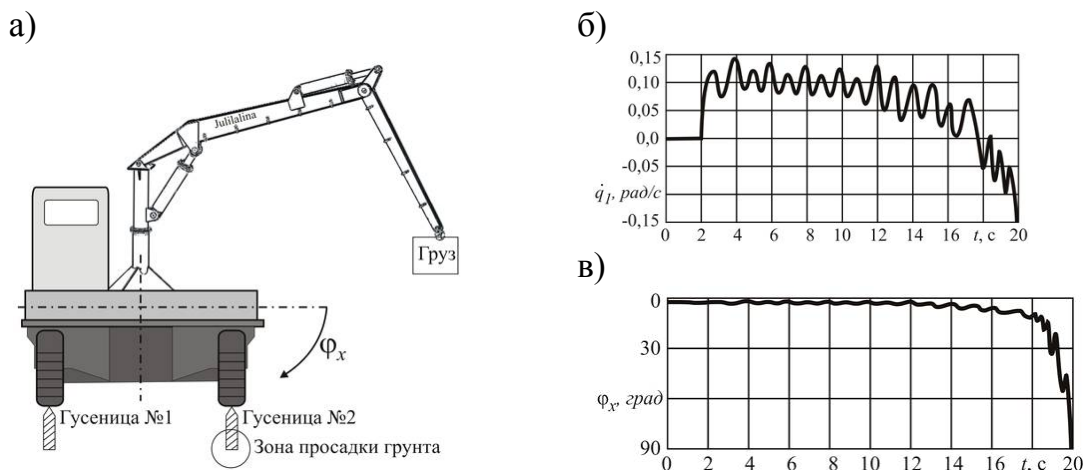
На рисунке 21 приведены результаты моделирования движения элементов МС при движении МТТМ АСТ-4-А по тестовой трассе со скоростью 1,4 м/с. При моделировании звенья ШСС МС считались упругими. Установлено, что при начале работы МС наибольший вклад в нагруженность вносит движение звеньев, а вклад микронеровности пути в общую нагруженность конструкции не превышает 10 %. Наибольшая составляющая энергии колебаний сосредоточена на основной частоте колебаний МС МТТМ при повороте звена (в данном случае ~12 Гц). Для моделирования работы МС при движении МТТМ возможно использовать модель неподвижной МТТМ с учетом углов крена базового шасси. Однако при анализе нагруженности неподвижной МС при движении МТТМ необходимо использовать комплексную модель.



а – в поворотной колонне ШСС; б – месте крепления крюка к рукояти; в – спектральная плотность динамической составляющей в рукояти

Рисунок 21 – Динамическая составляющая нагрузки при повороте рукояти МС при движении МТТМ АСТ-4-А по асфальтобетонному покрытию

Одной из целей создания комплексной модели исследуемой системы являлась возможность оценки устойчивости МТТМ с учетом влияния базовой машины и деформаций опорной поверхности. Смоделировано поведение МТТМ при просадке грунта на примере МТТМ АСТ-4-А (рисунок 22). Подъем груза выполняется МС со стрелой, повернутой на 90° по отношению к продольной оси.



а – схема исследуемой ситуации; б – обобщенная скорость рукоятки МС;
в – угол бокового крена крена базового шасси ММТМ

Рисунок 22 – Моделирование просадки грунта под МТТМ АСТ-4-А

После установки машины на опорное основание происходит уплотнение грунта (суглинка) под обеими гусеницами. В момент времени $t=2$ с начинается подъем груза, что приводит к дополнительному уплотнению грунта под гусеницами. Суммарное уплотнение грунта достигает 3,1 см. Через 9,5 с после начала подъема груза начинается проседание грунта под одной из гусениц. Это приводит к разгрузке одной гусеницы и появлению сильного крена МТТМ в плоскости установки МС. В момент времени $t=18$ просадка грунта под нагруженной гусеницей, несущей основную нагрузку, начинает стремительно возрастать. С некоторым запозданием в 0,3..0,5 с МТТМ начинается резко накреняться. Угол устойчивости для МТТМ составляет $62,6^\circ$. С учетом деформаций грунта уже при $\varphi_x=55^\circ$ начинается резкое увеличение угла наклона машины, которое приводит к ее опрокидыванию (потере общей устойчивости).

В четвертом разделе представлены разработанные математические модели и методики многокритериальной оптимизации МС МТТМ и их отдельных элементов. Для построения комплексных целевых функций в задачах многокритериальной оптимизации (далее – МО) предложена аддитивная функция

$$Ц(\{x\}, \{z\}) = \left\langle \sum_k w_k \left\{ 1 - \left[\frac{Ц_k(\{x\}_k^{opt}, \{z\}_k^{opt})}{Ц_k(\{x\}, \{z\})} \right]^{S_{extr,k}} \right\}^2 \right\rangle^{0,5} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $\{x\}$, $\{z\}$ – векторы управляемых и неуправляемых параметров задачи многокритериальной оптимизации; $\{x\}_k^{opt}$, $\{z\}_k^{opt}$ – векторы управляемых и неуправляемых параметров в точке оптимума k -й целевой функции $Ц_k$ (k -го показателя качества)

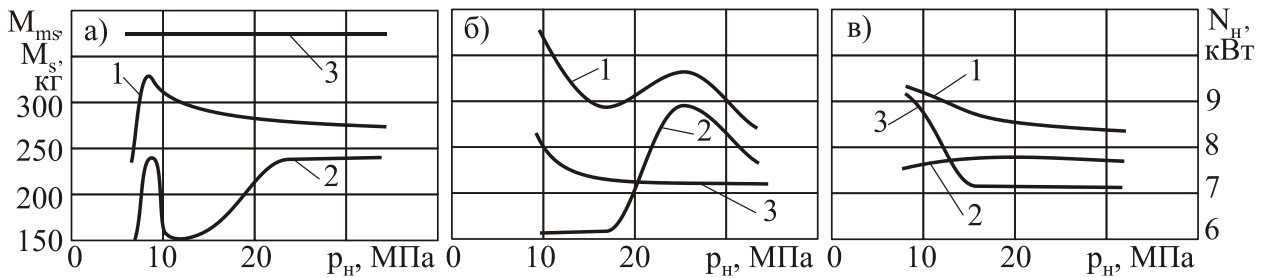
при однокритериальной оптимизации; $U_k(\{x\}_k^{opt}, \{z\}_k^{opt})$ – значение k -й целевой функции в оптимальной точке при однокритериальной оптимизации (далее – ОО); $s_{extr,k}$ – индикатор экстремальности k -го показателя качества (при поиске минимума показателя $s_{extr,k} = 1$, максимума – $s_{extr,k} = -1$).

При использовании комплексной целевой функции вида (1) процесс оптимального проектирования технического объекта протекает в два этапа:

- на первом этапе выполняется однокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевых функций U_k по всем k учитываемым показателям качества с нахождением значений векторов управляемых $\{x\}_k^{opt}$ и неуправляемых $\{z\}_k^{opt}$ параметров в точке оптимума k -й целевой функции U_k , а также значений целевых функций в оптимальной точке $U_k(\{x\}_k^{opt}, \{z\}_k^{opt})$;

- на втором этапе выполняется многокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевой функции (1) с нахождением оптимальных векторов $\{x\}^{opt}$ и $\{z\}^{opt}$. Оптимизация выполняется численно.

На примере МС МТТМ АСТ-4-А выполнена предпроектная оптимизация по критериям минимума массы M_{ms} несущей металлоконструкции и минимума мощности насоса гидропривода N_H . В этом случае для спроектированной МС обеспечиваются низкие эксплуатационных расходы за счет энергоэффективности привода и низкие производственные расходы за счет материалоемкости. Результаты ее одно- и многокритериальной оптимизации приведены на рисунке 23.



а – оптимизация массы МС; б – оптимизация мощности гидропривода МС; в – многокритериальная оптимизация (1 – масса МС M_{ms} ; 2 – масса звеньев МС M_s ; 3 – мощность гидропривода МС N_H)

Рисунок 23 – Зависимость параметров оптимизированной МС от номинального давления в гидросистеме p_H

В ходе оптимизации учитываются следующие виды ограничений: условия компоновки (звеньев, гидроцилиндров), допустимые размеры поперечных сечений, условия обеспечения размеров рабочей зоны МС, параметры гидропривода, прочностные условия, условия обеспечения жесткости, условия обеспечения местной устойчивости. Последние три вида ограничений проверяются с помощью комплексной математической модели (также предложены аналитические зависимости для предварительных расчетов).

Однокритериальная оптимизация, эффективно обеспечивая минимизацию одного показателя качества МС, приводит к существенному ухудшению другого показателя качества (рисунок 23, а, б). С помощью многокритериальной оптимизации возможно получение такой оптимальной конструкции МС, которая одновременно обеспечивает значения M_{ms} и N_H равными своим минимальным значениям после соответствующей однокритериальной оптимизации (рисунок 23, в).

Внешний вид оптимизированной МС МТТМ АСТ-4-А (в масштабе 1:75) при $p_n = 16$ МПа показан на рисунке 24.

Установлено, что предложенная для проведения многокритериальной оптимизации комплексная целевая функция (1) имеет благоприятную с математической точки зрения структуру, так как обеспечивает устойчивость результата оптимизации в широком диапазоне взаимного сочетания весовых коэффициентов w_1 и w_2 .

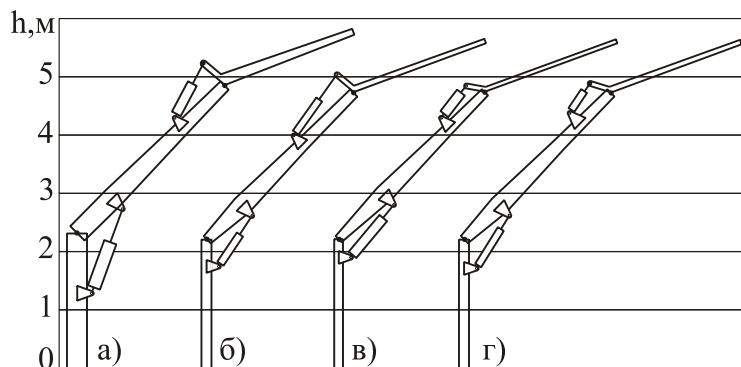
Выполнена многокритериальная оптимизация поршневых (ППД) и шиберных (ШПД) поворотных гидродвигателей для МС МТТМ по критерию минимума массы M , минимума необходимого для их размещения объема V , минимума потерь мощности η . В ходе оптимизации учитываются следующие виды ограничений: конструктивные условия, условия обеспечения требуемого угла поворота, тягового усилия, скорости вращения, ускорения, прочности. Задача оптимизации решена численно прямым методом.

На рисунке 25 показаны зависимости массы, а на рисунке 26 – потери мощности оптимальных конструкций поворотных гидродвигателей.

Установлено, что у ШПД оптимальный вариант характеризуется одновременным достижением минимально возможных значений всех перечисленных показателей качества, причем для величин рабочего давления 10 МПа и выше характерные размеры гидродвигателей пропорционально зависят лишь от преодолеваемого внешнего момента.

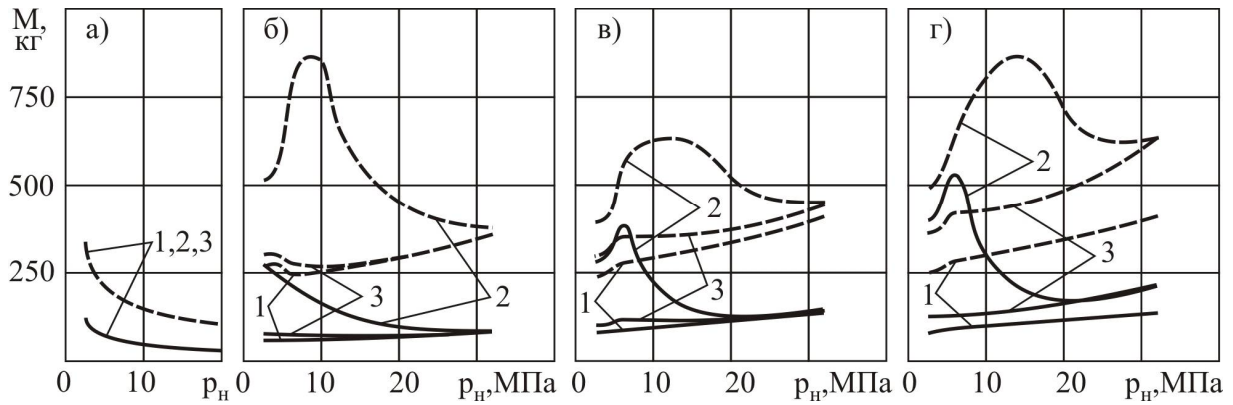
У ППД масса оптимальной конструкции незначительно увеличивается с ростом рабочего давления, а оптимальные значения ее основных размеров от давления в интервале свыше 6,3 МПа практически не зависят. Однако масса и размеры существенно зависят от преодолеваемого крутящего момента. Это результат того, что работоспособность ППД лимитируется прочностью зубчатой передачи, т.е. размерами шестерни. Шестерня вносит основной вклад в массу оптимального варианта гидродвигателя: ее доля достаточно стабильна для различных значений давления и крутящего момента, составляя порядка 40 % общей массы.

Поэтому приоритетными направлениями совершенствования ППД МС МТТМ с целью дальнейшего снижения их массогабаритных параметров являются конструкторская проработка поперечного сечения тела шестерни, близкой к форме равной прочности, с удалением лишнего материала из ее центральной части, а также повышение контактно-усталостной прочности материала зубчатого венца шестерни. На основании полученных результатов многокритериальной оптимизации определены оптимальные значения размеров поворотных гидродвигателей.



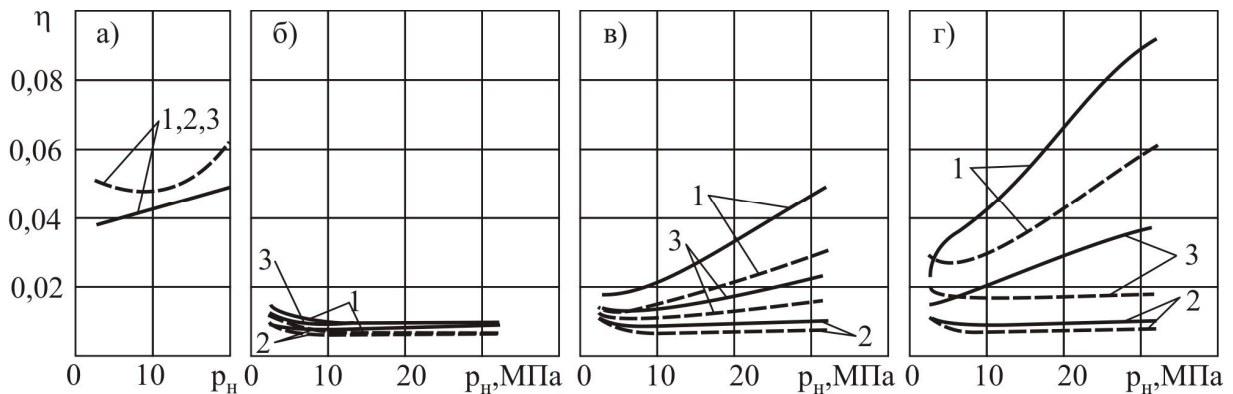
а – исходная конструкция; б – ОО по массе МС;
в – ОО по мощности гидропривода МС;
г – МО при $w_1 = w_2 = 0,5$

Рисунок 24 – Результаты оптимизации



а – ШПД; б – двухпоршневой одноштоковый; в – двухпоршневой двухштоковый; г – четырехпоршневой; 1 – ОО по массе; 2 – ОО по потере мощности; 3 – МО;
 — — — — — $M_{нагр} = 2 \text{ кНм}$; - - - - - $M_{нагр} = 8 \text{ кНм}$

Рисунок 25 – Зависимость массы оптимального поворотного гидродвигателя от рабочего давления p_n и преодолеваемого момента $M_{нагр}$

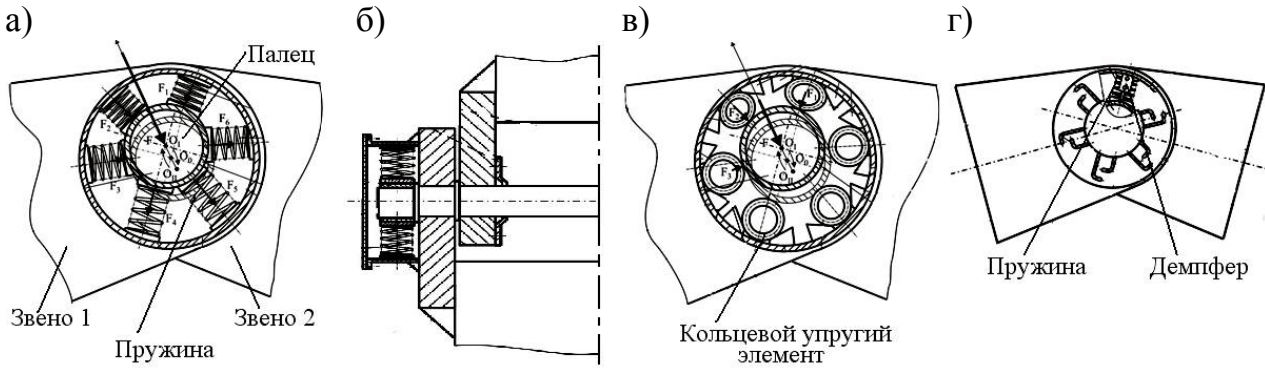


а – ШПД; б – двухпоршневой одноштоковый; в – двухпоршневой двухштоковый; г – четырехпоршневой (1 – ОО по массе; 2 – ОО по потере мощности; 3 – МО; — — — — — $M_{нагр} = 2 \text{ кНм}$; - - - - - $M_{нагр} = 8 \text{ кНм}$

Рисунок 26 – Зависимость потери мощности оптимального поворотного гидродвигателя от рабочего давления p_n и преодолеваемого момента $M_{нагр}$

В пятом разделе представлен ряд научно обоснованных запатентованных технических решений по совершенствованию конструкций шарнирных соединений МС с целью повышения долговечности и снижения ударных нагрузок при наличии повышенного зазора; конструкций выносных опор с целью повышения общей устойчивости МТТМ.

Предложены **конструкции демпферных устройств шарнирных соединений МС**, позволяющие снизить (вплоть до полного исключения) ударные нагрузки, вызванные наличием зазоров в шарнирах. В устройстве (рисунок 27, а, б) используются пружины. Для МС грузоподъемностью свыше 1 т предложены устройства с кольцевыми упругими элементами (рисунок 27, в), расположенными в один или несколько рядов. Для наилучшего гашения энергии предлагается использовать как пружины, так и гидравлические демпферы (рисунок 27, в).



а – с пружинами; б – с пружинами (вид сбоку); в – с кольцевыми упругими элементами; г – с пружинами и гидравлическими демпферами

Рисунок 27 – Демпферные устройства шарнирных соединений

Для исследования динамических процессов в МС, оснащенной предлагаемыми демпферными устройствами (далее – ДУ), в ходе исследования разработана математическая модель (рисунок 28).

Силы сопротивления F_1 и F_2 , действующие со стороны амортизирующих элементов ДУ, определяются по формулам:

$$F_1 = -2(c_1 u_1 + \beta_1 \dot{u}_1);$$

$$F_2 = -2(c_2 u_2 + \beta_2 \dot{u}_2);$$

$$u_1 = s_1 - 0,5b \sin s_2; \quad \dot{u}_1 = \dot{s}_1 - 0,5b \dot{s}_2 \cos s_2;$$

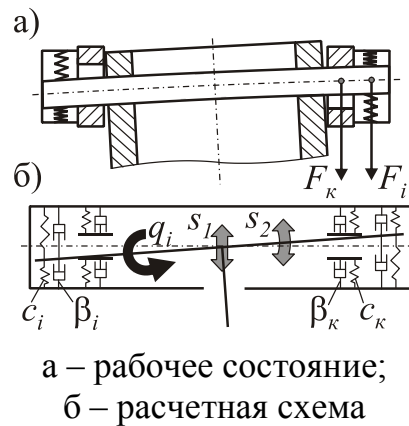
$$u_2 = s_1 + 0,5b \sin s_2; \quad \dot{u}_2 = \dot{s}_1 + 0,5b \dot{s}_2 \cos s_2;$$

где u_i, \dot{u}_i – вертикальные перемещения и скорости левого и правого торца шарнирного пальца; s_i, \dot{s}_i – обобщенные координаты и скорости; b – расстояние между центрами ДУ; β_i, c_i – приведенные коэффициенты демпфирования и жесткости амортизирующих элементов (параметры ДУ).

Аналогичным образом определялись силы сопротивления F_k в зонах контакта шарнирного пальца и отверстий проушины. Условие наличие контакта проверяется при интегрировании уравнений движения системы.

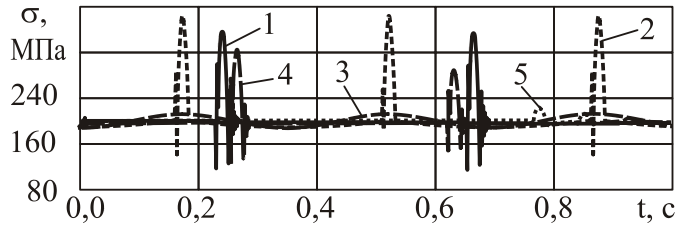
Анализ результатов расчета для МТТМ МС АСТ-4-А (рисунок 29) показал, что повышение жесткости C и (или) вязкости β ДУ позволяет снизить (на 40...50 %) напряжения в звеньях МС и ускорения груза. При этом увеличивается частота колебаний пальца. При относительно небольших коэффициентах жесткости (до 5 МПа/м) возможно повышение (на 10..20 %) динамических напряжений. Жесткость ДУ влияет только на амплитуду колебаний, а увеличение вязкости также вызывает запаздывание первого соударения пальца с поверхностью проушины.

Динамическое состояние МС зависит от величины зазора в шарнире δ_w . Поэтому эффективность ДУ (снижение коэффициентов динамичности k_{dyn}) в процессе эксплуатации будет неодинакова из-за вызванной износом переменности зазора в шарнире (рисунок 30). Следует отметить, что при превышении зазором некоторого предельного зазора $[\delta_w]$ динамические нагрузки резко снижаются (значение k_{dyn} стремится к минимальному значению $(k_{dyn})_{st}$, характерному для работы МС без зазоров в шарнире).



а – рабочее состояние;
б – расчетная схема

Рисунок 28 – Модель шарнира с ДУ



1 – $C=0, \beta=0$; 2 – $C=5 \text{ МН/м}, \beta=0$;
 3 – $C=20 \text{ МН/м}, \beta=0$; 4 – $C=0, \beta=100 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$;
 5 – $C=0, \beta=1000 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$

Рисунок 29 – Влияние параметров ДУ на напряжения в звене МС

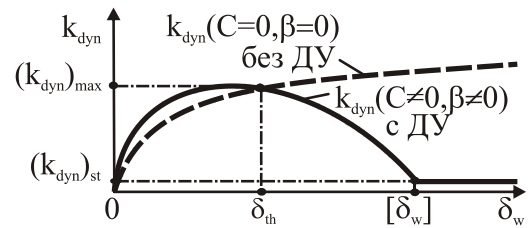
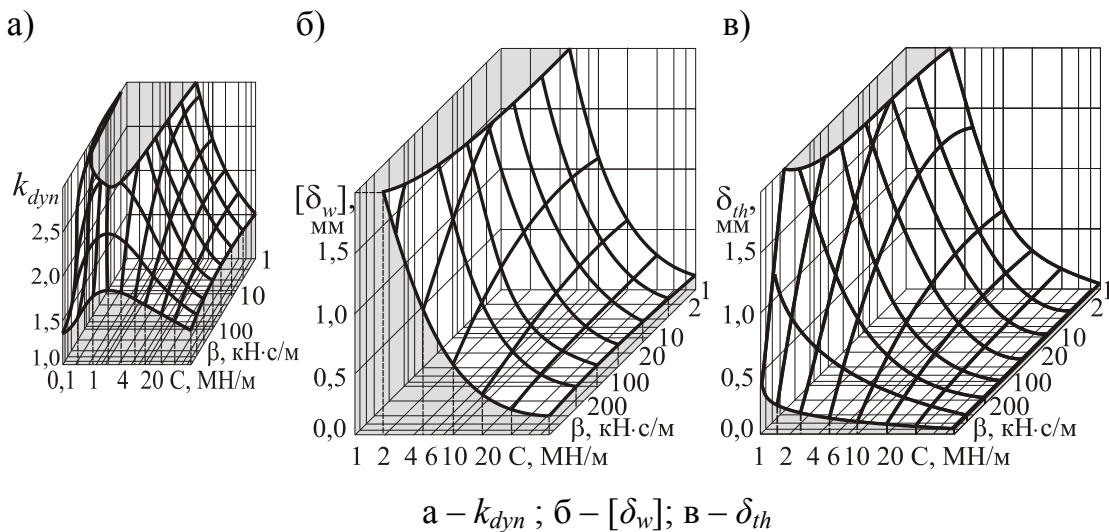


Рисунок 30 – Параметры кривой зависимости коэффициента динамичности k_{dyn} от размера зазора в шарнире δ_w

Дальнейшие исследования этого явления показали, что в зависимости от выбранных значений коэффициентов жесткости и вязкости ДУ возможны два режима их работы – ударный режим, при котором происходит ударное соприкосновение шарнирного пальца с поверхностью проушин, и наиболее предпочтительный безударный режим, при котором отсутствует ударное соприкосновение, а, следовательно, прекращается дальнейшее изнашивание шарнира. ДУ оказывает положительное влияние на нагруженность МС при зазоре, превышающем пороговое значение δ_{th} . Для обеспечения безударного режима необходимо выполнение условия $\delta_w > [\delta_w]$. Значение $[\delta_w]$ увеличивается с ростом массы груза и снижается с увеличением жесткости и (или) вязкости ДУ.

Рационально подобрав параметры ДУ, можно обеспечить снижение величины $[\delta_w]$ до допустимых значений зазора в шарнирах проектируемой МС и управлять максимальной величиной износа (люфта) шарнира (рисунок 31). В диссертации приведены рекомендации (в виде диаграмм и расчетных методик их построения) по рациональному выбору параметров ДУ для решения следующих задач: управление нагруженностью МС (снижение коэффициентов динамичности), управление максимальной величиной износа шарнира, управление частотой колебаний звеньев МС относительно оси шарнира. Также приведены выражения для определения индивидуальных параметров элементов ДУ.



а – k_{dyn} ; б – $[\delta_w]$; в – δ_{th}

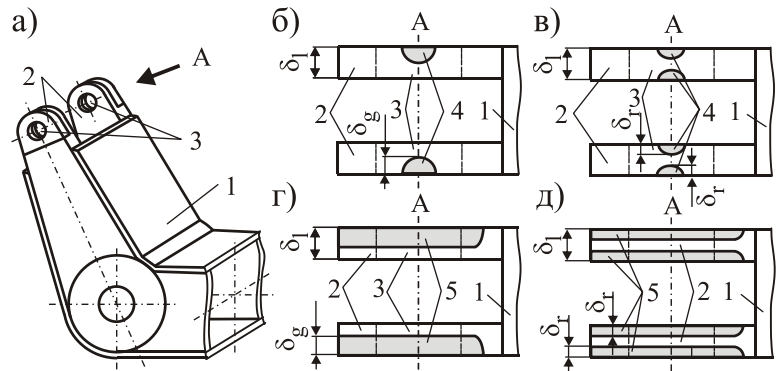
Рисунок 31 – Влияние жесткости и вязкости ДУ на характеристики процесса

Предложен **конструктивный способ повышения трещиностойкости и живучести цилиндрических шарнирных соединений МС**. Суть способа заключается в том, что перемычки проушин (рисунок 32) в зонах, прилегающих к отверстиям, утоняются не менее, чем на $\delta_g = (2/3 \dots 3/4)\delta_l$ или $2\delta_r = (2/3 \dots 3/4)\delta_l$ (где δ_l – номинальная толщина проушины), а затем наплавляются до номинальной толщины материалом, имеющим коэффициент ударной вязкости выше, чем коэффициент ударной вязкости основного материала. Уменьшение скорости роста усталостных трещин достигается путем создания плоского напряженного состояния вблизи их вершин.

Было предложено выражение для подбора марки наплавляемого материала:

$$K_{Ic} = K_{Ic} \sqrt{1 + \frac{\varepsilon_f E K_{Ic}^2}{72(1 - \varphi_p) \delta_l \sigma_T^3}},$$

где K_{Ic} – критический коэффициент интенсивности напряжений материала при плоской деформации; ε_f – истинная деформация разрушения материала; σ_T , E – предел текучести и модуль упругости материала; φ_p – коэффициент глубины пазов: $\varphi_p = (2/3 \dots 3/4)\delta_l$.



а – звено МС; б, г – пазы со стороны одной боковой плоскости; в, д – пазы со стороны обеих боковых плоскостей; 1 – звено МС; 2 – проушина; 3 – отверстие в проушине; 4 – паз с наплавленным материалом; 5 – слой наплавленного материала

Рисунок 32 – Усовершенствованная проушина

Применение предложенной конструкции с согласованным соотношением критических коэффициентов интенсивности напряжений позволяет повысить характеристики трещиностойкости и ресурс проушин. Для рассмотренной МС МТТМ АСТ-4-А отмечается увеличение ресурса на 47 %.

Предложена **конструкция выносной опоры с возможностью анкеровки**. Использование такой опоры (рисунок 33) позволяет повысить общую устойчивость МТТМ. На раме 1 закреплен кронштейн 2, с подъемно-опускным опорным гидравлическим устройством 3 для передачи на грунт 4 нагрузки от МТТМ и груза 5. Опорное устройство дополнено анкерным устройством 6 для восприятия опрокидывающих и сдвиговых эксплуатационных нагрузок. Рабочий элемент анкерного устройства выполнен в виде плоского ножа 7 с прямолинейной продольной осью, который совершает прокалывающее поступательное движение в грунте при помощи приводного гидроцилиндра 8, причем плоскость рабочего элемента наклонна по отношению к поверхности грунта и в рабочем положении рабочий элемент находится под опорной плитой 9, т.е. под площадкой контакта опорного устройства с поверхностью грунта.

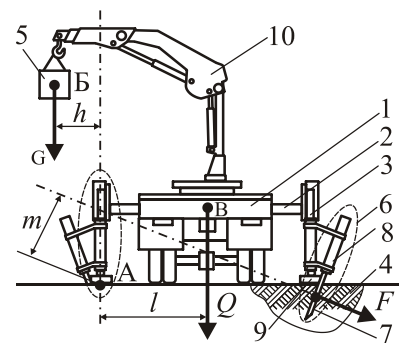


Рисунок 33 – Выносная пора с возможностью анкеровки

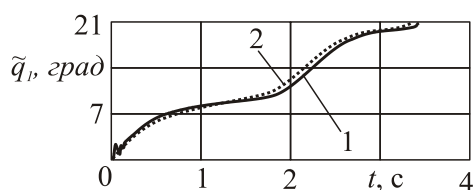
При работе МТТМ появляется опрокидывающий момент $M_{опр} = Gh$ относительно точки А. Его влияние нейтрализуется действием восстанавливающего момента $M_{вос} = Ql$. При использовании анкерных устройств предлагаемой конструкции появляется дополнительный восстанавливающий момент $M_{вос.дон} = Fm$, обусловленный сопротивлением разрушению грунта при перемещении в нем плоского ножа под действием опрокидывающего момента, причем расположенная на площадке контакта опорная плита повышает сопротивляемость грунта, препятствуя свободному смещению его соседних слоев вдоль линий сдвига.

Величина силы F зависит от угла ориентации анкерного устройства. Расчеты методом конечных элементов показали, что анкерное устройство следует размещать под углом $30...45^{\circ}$ к горизонту. Для МС ОТМЛ-97 на базе шасси КамАЗ-65117 восстанавливающий момент увеличивается на 12 % (с 1983,5 кН·м до 2239,1 кН·м). Для шасси с более низкой собственной массой анкерное устройство позволяет увеличить восстанавливающий момент до 30...40 %.

В шестом разделе представлена методика экспериментального исследования динамических процессов при работе МС МТТМ, а также результаты экспериментальных исследований ряда машин.

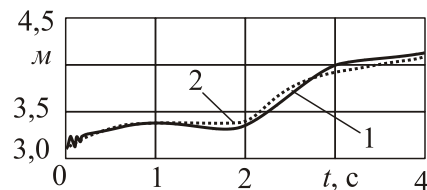
Комплексная модель МС МТТМ предполагает построение уравнений движения, отражающих изменение во времени главных координат. Поэтому интерес представляют экспериментальные значения динамических прогибов, деформаций, главных координат. Методика экспериментального исследования заключается в следующем. МТТМ устанавливается на опорное основание. Затем МС с грузом приводится в исходное положение и выдерживается в покое в течение 120 с для полного прекращения колебаний. Камера располагается перпендикулярно плоскости, в которой расположена МС. Оператор приводит МС в движение таким образом, чтобы соблюдалось максимально возможное соответствие реального движения ее звеньев расчетному. Одновременно проводится видеозапись. Эксперимент проводится не менее 3 раз. Отснятые видеозаписи обрабатываются с помощью программного обеспечения Kinovea.

Сравнение результатов моделирования движения рукояти МС МТТМ АСТ-4-А с использованием разработанной комплексной модели и результатов экспериментальных исследований приведено на рисунок 34 и рисунок 35. Сравнение проводилось для рабочего движения, рассмотренного в разделе 3.



1 – экспериментальные значения;
2 – результаты моделирования

Рисунок 34 – График изменения обобщенной координаты рукояти



1 – экспериментальные значения;
2 – результаты моделирования

Рисунок 35 – Перемещение точки подвеса груза по вертикали

Результаты экспериментальных исследований показали, что модель МС дает результаты, пригодные для инженерных целей: погрешность определения амплитуды упругих колебаний и частоты колебательного процесса составляет 5...7 %.

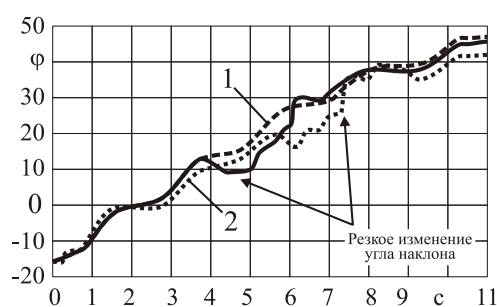
Для проверки результатов расчета МС МТТМ АСТ-4-А методом конечных элементов на поясах стрелы были установлены тензодатчики. Экспериментальные значения напряжений в поясах рукояти составили $142,6 \pm 0,5$ МПа при расчетных значениях 140...160 МПа (разница $-2...12$ %). Статические грузовые испытания показали, что максимальная вертикальная деформация стрелы (перемещение точки подвеса груза) при работе с номинальным грузом массой 750 кг составляет $0,095 \pm 0,003$ м, что подтверждает результаты расчета. Таким образом, рассмотренные в работе конечноэлементные модели дают адекватные результаты.

Для оценки адекватности комплексной математической модели выполнены экспериментальные исследования 6 манипуляторов «Атлант С90» (рисунок 36, а), не имеющих полноценных аутригеров. Также был исследован Г-образный манипулятор «Канглим KS1256GII» с гибким подвесом груза (рисунок 36, б), имеющий сходную конструкцию с автомобильным краном. Данный манипулятор имеет две пары аутригеров с базой более 3 м.



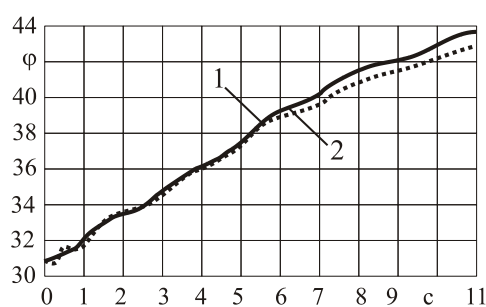
Рисунок 36 – Манипуляторы на колесных шасси в окне программы Kinovea: а – Манипулятор «Атлант С90»; б – Манипулятор «Канглим KS1256GII»

Результаты экспериментальных исследований и их сравнение с результатами моделирования с использованием разработанной математической модели для указанных манипуляторов приведены на рисунке 37 и рисунке 38.



1 – моделирование; 2 – эксперимент

Рисунок 37 – Сравнение результатов эксперимента и моделирования угла перемещения рукояти манипулятора «Атлант С90»:



1 – моделирование; 2 – эксперимент

Рисунок 38 – Сравнение результатов эксперимента и моделирования угла перемещения стрелы манипулятора «Канглим KS1256GII»

Экспериментальные исследования колесных МТТМ, оснащенных МС показали, что величина упругих колебаний МС колесной машины, имеющей аутригеры с обеих сторон с базой не менее 2 м, на 50...100 % ниже, чем у МТТМ, не имеющих

аутригеров (при отказе от использования аутригеров), или имеющих аутригер только с одной стороны. Анализ графиков на рисунке 37 и рисунке 38 показывает, что амплитуда колебаний звеньев манипулятора «Атлант С90» составляет 2...8 град., а у манипулятора «Канглим KS1256GII» – 0,4...0,5 град.

Таким образом установлено, что при отсутствии аутригеров с двух сторон (отсутствии аутригеров) во время изменения конфигурации МС наблюдаются резкие изменения углов наклона базового шасси, что вызывает резкое увеличение нагруженности МС. Данный процесс похож на резкие изменения положения звеньев МС при наличии люфта в шарнире. Разработанная комплексная математическая модель позволяет оценить такой эффект.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Совокупность новых научно обоснованных технических и технологических решений, разработанных в ходе диссертационного исследования, представляющих собой дальнейшее развитие теории моделирования, практики проектирования и анализа рабочих процессов МС МТТМ, вносит вклад в решение актуальной научной и практической задачи повышения надежности, безопасности, экономичности и конкурентоспособности МС отечественных МТТМ различного функционального назначения при выполнении широкой номенклатуры производственно-технологических операций в различных отраслях российской экономики. По работе можно сделать следующие выводы.

1 На основе сформированной концепции манипуляционной системы МТТМ как интегрированной подсистемы, функционирование которой происходит в комплексном взаимодействии с другими значащими подсистемами пятикомпонентной системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда», характеризующимся наличием развитой совокупности обратных связей между подсистемами, с единых методологических позиций разработан комплекс взаимоувязанных математических моделей подсистем комплексной математической модели МС МТТМ: исполнительного органа (модели груза на жесткой и гибкой подвеске), манипуляционной системы (модели динамики и прочности МС учетом и без учета упругой податливости звеньев, модель люфта в шарнирных соединениях звеньев, модель силового гидропривода МС), модель МТТМ (модель двигателя и трансмиссии МТТМ, обобщенная модель базовой машины), модель опорного основания (модели взаимодействия МТТМ с опорным основанием для гусеничного и колесного движителя, модель деформированного опорного основания применительно к грунту, железнодорожному полотну, водной среде), модель окружающей среды (модели факторов воздействия внешней среды на эксплуатацию МС МТТМ).

2 На основе комплексной математической модели разработана методика анализа рабочих процессов и динамической нагруженности МС МТТМ, а также алгоритмы автоматизированного проектирования (в том числе в виде программных модулей для ЭВМ), которые могут быть реализованы в составе промышленных программных пакетов инженерного анализа для расчета большого количества вариантов или модификаций конструкции МС.

3 Моделирование динамики и прочности МС применительно к МТТМ различного функционального и конструктивного исполнения, проведенное с использованием разработанной комплексной математической модели, позволило установить ряд важных закономерностей поведения МС, требующих учета при их проектировании и эксплуатации. Нагруженность МС МТТМ при движении с грузом определяется взаимосвязанными влиянием опорной поверхности и воздействием со стороны исполнительного органа, так как колебания грузозахватного устройства с грузом провоцируются колебаниями МТТМ на микро- и макронеровностях. Неровности опорной поверхности оказывают наибольшее влияние на нагруженность звеньев МС, наиболее приближенных к базовому шасси, тогда как изменение влияния вибронагрузки со стороны исполнительного органа имеет противоположное направление. Максимальные амплитуды динамических усилий в металлоконструкции однотипных МС при установке на МТТМ с различными типами шасси могут отличаться на 15...30 %, а частоты колебаний МС – на 5...25 % (на гусеничном шасси выше, чем на колесном шасси). Для МТТМ, у которых во время движения с грузом конфигурация МС может изменяться, наибольший вклад в нагруженность вносит движение звеньев, а вклад микронеровности пути не превышает ~10 %. Наибольшая составляющая энергии колебаний сосредоточена на основной частоте колебаний МС МТТМ при повороте звена. Таким образом, для моделирования работы МС при движении МТТМ возможно использовать модель неподвижной МТТМ с учетом углов крена базового шасси (макронеровности), однако при анализе нагруженности неподвижной МС при движении МТТМ необходимо использовать комплексную модель.

4 Сравнительный анализ условий использования математических моделей динамики и прочности МС учетом и без учета упругой податливости звеньев показывает, что при оценке нагруженности, расчетах прочности и долговечности, решении задач оптимизации требуется учет упругой податливости звеньев ШСС, так как это позволяет учесть при их проектировании ряд важных физических эффектов, которые не находят отражения в широко используемых в настоящее время в практике проектирования МС математических моделях без учета податливости звеньев вследствие внутренней ограниченности этих моделей. Учет упругости позволяет выявить колебательный характер движения звеньев МС (переменности во времени их скоростей и ускорений) даже при установившемся движении. Размах колебаний ускорения может достигать до 40 % максимального ускорения на стадии разгона звена из неподвижного состояния, что является источником действия на металлоконструкцию МС дополнительных нестационарных инерционных нагрузок, вносящих дополнительный вклад в формирование динамического напряженно-деформированного состояния звеньев. Первая низшая частота упругих колебаний звеньев МС оказывается сопоставимой с первой низшей собственной частотой МК МС (0,8...1,58 Гц), что при определенных условиях может представлять опасность развития в МК резонансных явлений. По результатам моделирования, длительность переходного процесса при начале движения звеньев увеличивается с 0,1...0,2 до 2,0...2,5 с, причем ускорения, скорости и усилия имеют не одно, а два пиковых колебания и их наибольшие значения могут достигаться во время второго колебания.

5 С помощью разработанной математической модели цилиндрических шарнирных соединений с повышенными вследствие эксплуатационных повреждений зазорами установлены закономерности формирования вызванного ими динамического НДС в МК шарнирно-сочлененных МС и обоснованы условия активного подавления его повышения и снижения поперечных колебаний звеньев МС на основе использования демпфирующих устройств с упруго-диссипативными свойствами. В зависимости от реализованных при проектировании значений коэффициентов жесткости и вязкости демпферных устройств возможны два режима их работы – ударный режим, при котором происходит ударное взаимодействие шарнирного пальца в процессе его колебательного смещения в пределах имеющего зазора в шарнире с поверхностью проушин, и безударный режим, при котором отсутствует ударное взаимодействие. Безударному режиму соответствует наименьший уровень динамического НДС в МК звеньев МС и импульс ускорения, испытываемого перемещаемым грузом. Его реализация связана с увеличением коэффициентов жесткости и вязкости демпферных устройств, причем определяющим является вклад сил упругого сопротивления, который составляет до ~85 % общего снижения уровня динамических напряжений. Влияние вязкости не проявляется в достаточно широком диапазоне значений и начинает заметно сказываться лишь при высоких значениях (для рассмотренной МС – свыше 50 кН·с/м).

6 Разработанные оптимизационные подходы, модели и методики применительно к задачам определения основных конструктивных размеров кинематической схемы и параметров гидропривода МС на стадии разработки технического предложения на проектирование МС МТТМ, а также проектирования гидродвигателей механизмов поворота МС реализуют принцип многокритериальной оптимизации на основе учета значимых показателей качества и степени их приоритетности для надежного и энергоэффективного функционирования оптимизируемого объекта, так как результаты однокритериальной оптимизации имеют существенное количественное расхождение. Предложена новая структура комплексной целевой функции аддитивного типа, удобная для разработки универсального программного обеспечения при автоматизации проектирования МТТМ. Применительно к гидрофицированной МС МТТМ решается двуединая технико-экономическая задача: для спроектированной МС обеспечиваются как низкие эксплуатационных расходы за счет энергоэффективности привода, так и низкие производственные расходы за счет материалоемкости МК.

7 Предложенные новые технические решения по совершенствованию конструкций МС МТТМ позволяют снизить уровень динамического напряженного состояния в металлоконструкциях МС до 3 раз за счет исключения ударных явлений, ограничив его вне зависимости от величин формирующихся в шарнирных соединениях в процессе эксплуатации МТТМ повышенных зазоров коэффициентами динамичности ~1,15; замедлить или исключить рост повышенных зазоров свыше заданного (в частности, нормированного по условию безопасной работы шарнирного соединения) значения; снизить до 4...5 раз величину испытываемых перемещаемым грузом импульсов ускорения, обеспечивая сохранность хрупких грузов при их транспортировке и повышая безопасность обра-

ботки взрывоопасных грузов; до ~50 % повысить ресурс проушин шарнирных соединений по условию усталостной прочности; на 10...30 % повысить величину опрокидывающего момента при работе МТТМ в условиях действия значительных опрокидывающих и сдвигающих эксплуатационных нагрузок, особенно на слабых грунтах и не строго горизонтальных поверхностях.

8 Разработана методика экспериментального исследования динамики МС МТТМ на основе видеосъемки с последующей обработкой с использованием специализированного программного обеспечения. Результаты экспериментальных исследований МС гусеничных (АСТ-4-А) и колесных (ломовоз с грейферным манипулятором «Атлант С90», автомобиль с краном-манипулятором «Канглим KS1256GII») МТТМ подтвердили корректность построенных математических моделей. Также установлено, что величина упругих колебаний звеньев МС колесной машины, имеющей аутригеры с обеих сторон с базой не мене 2 м, на 50...100 % ниже, чем у МТТМ, не имеющих аутригеров, или имеющих аутригеры только с одной стороны. Во втором случае во время изменения конфигурации МС также наблюдаются резкие изменения углов наклона базового шасси, что вызывает резкое увеличение нагруженности МС.

9 Результаты исследований использованы ЗАО «Дизель-Ремонт» (г. Брянск) при производстве и ремонте кранов-манипуляторов самоходных энергетических машин; ООО «Лестехком» (г. Йошкар-Ола) для моделирования рабочих процессов лесных машин, оснащенных МС; ЗАО «Почепгазстрой» (г. Почеп) для оценки нагруженности и ресурса трубоукладчиков и экскаваторов; ООО «СТЭК» (г. Брянск) для повышения надежности и безопасности эксплуатации автомобильных стреловых кранов; ООО «Техноэлектромонтаж» (г. Брянск) при планировании погрузочно-разгрузочных работ с применением гидравлических кранов-манипуляторов; ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» в учебном процессе.

10 На объекты интеллектуальной собственности, созданные при выполнении работы, получено 7 патентов РФ и 6 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ.

11 Возможные направления дальнейших исследований могут быть связаны с приложением и соответствующим развитием разработанных математических моделей и методов моделирования динамики МС, применительно к МТТМ с уникальными техническими характеристиками по грузоподъемности, размерам рабочей зоны или величине грузового момента; а также с их адаптацией для решения задач автоматизированного проектирования при разработке и производстве МС для серийного и единичного изготовления.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

Публикации в изданиях, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (из перечня ВАК).

1 Лагерев, И.А. Расчетно-экспериментальное исследование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины при совместном движении звеньев [Текст] / И.А. Лагерев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. – №11. – Ч. 2. – С. 62-71.

2 Лагерев, И.А. Сравнительный анализ характеристик кранов-манипуляторов отечественных и зарубежных производителей [Текст] / И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – №1-2. – С. 8-10.

3 Лагерев, И.А. Моделирование динамики специального манипулятора лесной машины с канатным приводом рукояти [Текст] / И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2015. – №3. – С. 381-384.

4 Ковальский, В.Ф. Математическое моделирование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины с учетом упругости звеньев [Текст] / В.Ф. Ковальский, И.А. Лагерев // Известия МГТУ "МАМИ". – 2016. – №3. – Т. 1. – С. 9-15.

5 Ковальский, В.Ф. Математическое моделирование колебаний груза на грузозахватном органе манипулятора мобильной машины [Текст] / В.Ф. Ковальский, И.А. Лагерев // Известия МГТУ "МАМИ". – 2016. – №2. – С. 13-19.

6 Ковальский, В.Ф. Влияние ветровых воздействий на нагруженность гидравлических крано-манипуляторных установок с шарнирно-сочлененными стрелами [Текст] / В.Ф. Ковальский, И.А. Лагерев // Известия МГТУ "МАМИ". – 2015. – №4. – Т. 1. – С. 21-25.

7 Лагерев, И.А. Исследование движения базового шасси крана-манипулятора с помощью многомассовых динамических моделей [Текст] / И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №1. – С. 36-40.

8 Лагерев, И.А. Моделирование факторов нагруженности крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов [Текст] / И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2012. – №1. – С. 62-70.

9 Лагерев, И.А. Динамический анализ трехзвенного гидравлического крана-манипулятора [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2011. – №3. – С. 9-16.

10 Лагерев, И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом [Текст] / И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2011. – №3. – С. 7-9.

11 Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов [Текст] / И.А. Лагерев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – №4. – С. 29-36.

12 Лагерев, А.В. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов [Текст] / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №3. – С. 24-31.

13 Лагерев, А.В. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики [Текст] / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2013. – №4. – С. 21-26.

14 Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2013. – №1. – С. 4-7.

15 Лагерев Е.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шиберного типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин [Текст] / Е.А. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. – №2. – С. 57-63.

16 Лагерев, А.В. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.В. Говоров // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. – №4. – С. 59-66.

17 Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Известия МГТУ "МАМИ". – 2015. – Т.1. – № 1. – С. 57-65.

18 Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование вала барабана грузоподъемных кранов общего назначения [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2006. – №4. – С. 14-21.

19 Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование валов барабанов грузоподъемных кранов мостового типа на основе моделирования усталостного отказа [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2008. – №2. – С. 57-65.

20 Лагерев, И.А. Влияние подкрановой конструкции на динамическую нагруженность мостового крана [Текст] / И.А. Лагерев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2011. – №5. – Ч. 3. – С. 3-10.

21 Лагерев, И.А. Моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана на основе сетевой имитационной модели [Текст] / И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. – №2. – С. 74-81.

22 Лагерев, И.А. Имитационное моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана [Текст] / И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2009. – №4. – С. 65-70.

Публикации в изданиях, индексируемых в базе Scopus.

1 Lagerev, A.V. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes Using Finite Element Method [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, A.A. Milto // International Review on Modelling and Simulations. – 2015. – Vol. 8. – №2. – P. 223-226. – <http://dx.doi.org/10.15866/iremos.v8i2.5713>.

2 Lagerev, A.V. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, A.A. Milto // International Review on Modelling and Simulations (I.R.E.M.O.S.). – 2014. – Vol. 7. – №4. – P. 644-652. – DOI <http://dx.doi.org/10.15866/iremos.v7i4.2045>.

Монографии.

1 Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов [Текст]: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с. – ISBN 978-5-9734-0248-8.

2 Лагерев, И.А. Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов [Текст]: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: Издательство БГТУ, 2013. – 116 с. – ISBN 978-5-89838-650-4.

3 Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов [Текст]: монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2012. – 196 с. – ISBN 978-5-89838-608-5.

4 Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин [Текст]: монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев – Брянск: Издательство БГТУ, 2013. – 228. – ISBN 978-5-89838-680-1.

5 Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин [Текст]: монография / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с. – ISBN 978-5-9734-0219-8.

Патенты.

1 Пат. 165378 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С23/64. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки [Текст] / Лагерев И.А., Ковальский В.Ф., Мильто А.А. [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2016114956; заявл. 18.04.16; опубл. 20.10.2016, Бюл. № 29. – 2 с.

2 Пат. 165377 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С23/64. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки [Текст] / Лагерев И.А., Ковальский В.Ф., Мильто А.А. [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2016116726; заявл. 27.04.16; опубл. 20.10.2016, Бюл. № 29. – 2 с.

3 Пат. 165312 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С23/64. Выносная опора подъемно-транспортной машины [Текст] / Лагерев И.А., Ковальский В.Ф., Толкачев Е.Н. [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2016116467; заявл. 26.04.16; опубл. 10.10.2016, Бюл. №28. – 2 с.

4 Пат. 160562 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С23/44. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2015146054; заявл. 26.10.15; опубл. 20.03.2016, Бюл. № 8. – 2 с.

5 Пат. 160246 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С23/64. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2014149984; заявл. 29.07.15; опубл. 10.03.2016, Бюл. № 7. – 2 с.

6 Пат. 153946 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С23/44. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2014149984; заявл. 10.12.14; опубл. 10.08.2015, Бюл. № 22. – 2 с.

7 Пат. 104167 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С23/00. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор [Текст] / Лагерев И.А., Лагерев А.В.; патентообладатель ГОУ ВПО «БГТУ». – №2010153018/11; заявл. 23.12.10; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 13. – 2 с.

Свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

1 Программный комплекс «Программный комплекс конечноэлементных расчетов «LIAfem 1.0» [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / автор, заявитель и правообладатель Лагерев И.А. – № 2013615482; заявл. 15.04.13; опубл. 20.09.13.

2 Программный комплекс ««Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов» [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / автор, заявитель и правообладатель Лагерев И.А. – № 2016614819; заявл. 15.04.13; опубл. 20.09.13.

3 Программный комплекс «Динамика крана-гидроманипулятора» [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / авторы, заявители и правообладатели Лагерев А.В., Лагерев И.А. – № 2011618616; заявл. 14.09.11; опубл. 02.11.11.

4 Программный комплекс «Оптимизация гидропривода трехзвенного крана-гидроманипулятора» [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / авторы, заявители и правообладатели Лагерев А.В., Лагерев И.А. – №2012616748; заявл. 15.06.12; опубл. 27.07.12.

5 Программный комплекс «Оптимизация кинематической схемы трехзвенного крана-гидроманипулятора» [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / авторы, заявители и правообладатели Лагерев А.В., Лагерев И.А. – №2012616749; заявл. 15.06.12; опубл. 27.07.12.

6 Программный комплекс «Оптимизация механизма поворота крана-гидроманипулятора мобильной машины» [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / авторы, заявители и правообладатели Лагерев Е.А., Лагерев И.А., Лагерев А.В. – №2014613249; заявл. 05.02.14; опубл. 21.03.14.

Учебные пособия.

1 Вершинский, А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов [Текст] / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин [и др.]. – Брянск: БГУ, 2015. – 210 с. – ISBN 978-5-9734-0218-1.

2 Вершинский, А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин [Текст] / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин [и др.]. – Брянск: БГУ, 2014. – 186 с. – ISBN 978-5-9734-0195-5.

Публикации в других научных изданиях.

1 Лагерев, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации [Текст] / И.А. Лагерев, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник БГУ. – 2016. – №4. – С. 34-51.

2 Лагерев, И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов [Текст] / И.А. Лагерев // Научно-технический вестник БГУ. – 2016. – №3. – С. 16-43.

3 Лагерев, И.А. Оптимизация упругих элементов демпферных устройств для цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин [Текст] / И.А. Лагерев // Научно-технический вестник БГУ. – 2016. – №2. – С. 27-50.

4 Лагерев, И.А. Повышение трещиностойкости и живучести элементов узлов соединений секций грузоподъемных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин [Текст] / И.А. Лагерев // Научно-технический вестник БГУ. – 2015. – №2. – С. 16-22.

5 Лагерев, И.А. Моделирование поворотного движения крано-манипуляторной установки при повышенных зазорах в шарнирных соединениях звеньев [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, А.А. Мильто // Научно-технический вестник БГУ. – 2016. – №2. – С. 71-80.

6 Лагерев, А.В. Динамика гидравлических крано-манипуляторных установок при наличии зазоров в шарнирных соединениях звеньев [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Приводы и компоненты машин. – 2015. – №2. – С. 2-4.

7 Лагерев, А.В. Моделирование динамики и прочности гидравлических крано-манипуляторных установок на подвижном шасси [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Научно-технический вестник БГУ. – 2015. – №1. – С. 43-48.

8 Лагерев, И.А. Влияние сил вязкого сопротивления на эффективность демпфирования при повышенных зазорах в шарнирных соединениях крано-манипуляторных установок [Текст] / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник БГУ. – 2016. – №3. – С. 60-74.

9 Лагерев, И.А. Кинематический расчёт трёхзвенного крана-манипулятора [Текст] / И.А. Лагерев // Сборник материалов Междунар. научн.-техн. конф. «Материалы, технологии и ресурсосберегающие технологии. – Могилев: БРУ, 2011. – Ч. 2. – С. 12-13.

10 Лагерев, И.А. Моделирование шарниров стрелы грузоподъемного крана [Текст] / И.А. Лагерев // Материалы III Междунар. научн.-практ. конф. «Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании». – Брянск: БГТУ, 2011. – Ч.1 – С. 44-46.

11 Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов [Текст] / И.А. Лагерев // Научному прогрессу – творчество молодых: сб. научн. тр. Междунар. молодежной научн. конф.: в 3 ч. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2011. – С. 66-67.

12 Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок [Текст] / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник БГУ. – 2015. – № 2. – С. 37-43.

13 Лагерев, И.А. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, А.А. Мильто // Научно-технический вестник БГУ. – 2016. – №1. – С. 18-36.

Личный вклад соискателя в опубликованных в соавторстве работах состоит в постановке целей и задач, проведении научных исследований, разработке математических моделей, выполнении расчётов и обобщении полученных результатов; в научном обосновании технических решений, защищенных патентами; в реализации разработанных алгоритмов и методик расчета в виде программ для ЭВМ.

Лагерев Игорь Александрович

РАЗВИТИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
И МОДЕЛИРОВАНИЯ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ
МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов
и детали машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Подписано в печать Заказ № Формат 60x90/16 Тираж 100 экз.
Усл. – печ. л. – 2,0

УПЦ ГИ МГУПС (МИИТ)127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9.