Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Московский государственный университет путей сообщения
Императора Николая II»
МГУПС (МИИТ)

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

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор
Ковальский Виктор Федорович

Москва – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 7
1 СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И МОДЕЛИРОВАНИЮ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН …….. 20
1.1 Анализ современных отечественных и зарубежных конструкций манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин ….. 20
1.2 Условия эксплуатации манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин ……... 50
1.2.1 Общая устойчивость мобильных транспортно-технологических машин ……... 50
1.2.2 Нагруженность манипуляционных систем ……. 55
1.3 Современные подходы к проектированию и моделированию процессов, протекающих при эксплуатации манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин …… 59
1.3.1 Экспериментальный подход …….. 60
1.3.2 Теоретические методы исследования ……. 62
1.3.3 Численные методы исследования ……..… 75
1.3.4 Моделирование манипуляционной системы с учетом движения транспортно-технологической машины ……. 77
1.3.5 Оптимизация манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин ……. 81
1.3.6 Особенности моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин по сравнению с манипуляционными роботами …….. 86
1.4 Эффективность манипуляционных систем …….. 89
1.5 Выводы по разделу 1 ……. 92
1.6 Постановка целей и задач исследования …….. 97

2 КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАНИПУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНОЙ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ …….. 100

2.1 Структура комплексной математической модели системы «исполнительный орган – манипуляционная система – мобильная транспортно-технологическая машина – опорное основание – окружающая среда» …… 101

2.2 Взаимодействие подсистем в исследуемой системе ……. 104

2.3 Математические модели манипуляционной системы …… 106

2.3.1 Рекуррентная математическая модель манипуляционной системы с абсолютно твердыми звеньями ……... 106

2.3.2 Математическая модель манипуляционной системы с учетом упругости звеньев …… 124

2.3.3 Математическая модель цилиндрического шарнирного соединения звеньев шарнирно-сочлененной манипуляционной системы при наличии повышенного зазора (люфта) …….. 132

2.3.4 Математическая модель силового гидравлического привода гидрофицированной манипуляционной системы ……. 135

2.4 Математические модели исполнительного органа …… 144

2.4.1 Математическая модель груза на жесткой подвеске …… 144

2.4.2 Математическая модель груза на гибкой подвеске …… 148

2.5 Математические модели мобильной транспортно-технологической машины ……. 151

2.5.1 Математическая модель двигателя и трансмиссии ……. 152

2.5.2 Обобщенная математическая модель базовой машины … 154

2.6 Математические модели деформируемого опорного основания .. 166

2.6.1 Математическая модель опорного грунтового основания при эксплуатации манипуляционной системы, установленной на мобильной транспортно-технологической машине с колесным или гусеничным шасси ……. 166

2.6.2 Математическая модель опорного рельсового основания при эксплуатации манипуляционной системы, установленной на железнодорожной транспортно-технологической машине …… 170

2.6.3 Математическая модель опорного основания при эксплуатации манипуляционной системы, установленной на плавучем транспортном средстве ……... 171

2.7 Математическая модель воздействия окружающей среды на эксплуатацию манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины …… 174

2.8 Методика моделирования динамической нагруженности манипуляционной системы ……. 191

2.9 Выводы по разделу 2 ..…….. 192

3 ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО АНАЛИЗУ РАБОТЫ ОТДЕЛЬНЫХ ТИПОВ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НА ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ……..…… 194

3.1 Исследуемые конструкции манипуляционных систем …….. 194

3.2 Моделирование динамики манипуляционных систем с абсолютно жесткими звеньями, установленных на неподвижном основании ……. 196

3.3 Моделирование динамики манипуляционных систем с учетом упругой податливости звеньев …… 198

3.4 Моделирование динамики манипуляционных систем, установленных на неподвижном основании, при наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах шарнирно-сочлененных стрел … 202

3.5 Моделирование динамики манипуляционных систем при совместном движении ее звеньев ……. 209

3.6 Моделирование динамики манипуляционных систем при движении базовой машины ……..…….. 212

3.7 Моделирование просадки грунта под базовой машиной при работающей манипуляционной системе ……..... 218

3.8 Выводы по разделу 3 ……..….. 220

4 ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ……... 225

4.1 Предпроектная оптимизация гидрофицированной манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины …. 228

4.2 Оптимальное проектирование поворотных гидродвигателей манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин ……. 245

4.3 Выводы по разделу 4 …….. 260

5 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И ИХ НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ……. 263

5.1 Снижение уровня динамической нагруженности стрел манипуляционных систем при наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах ……. 263

5.1.1 Конструкция и принцип действия демпферных устройств цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных манипуляционных систем …… 264

5.1.2 Анализ эффективности воздействия демпферных устройств на динамическую нагруженность манипуляционных систем …… 270

5.1.3 Рекомендации по применению и проектированию демпферных устройств цилиндрических шарниров манипуляционных систем ….. 281

5.2 Повышение трещиностойкости и живучести элементов шарнирных узлов соединения звеньев стрел манипуляционных систем ……..……... 289

5.3 Выносная опора повышенной устойчивости для мобильной транспортно-технологической машины, оснащенной манипуляционной системой ……..……. 296

5.4 Выводы по разделу 5 …… 302

6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН …… 306
6.1 Методика экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции манипуляционной системы ……. 306
6.2 Методика экспериментального исследования колебательных процессов при работе манипуляционной системы ……... 312
6.3 Результаты экспериментальных исследований манипуляционной системы машины АСТ-4-А …….. 315
6.4 Результаты экспериментальных исследований манипуляционных систем на колесных шасси ……... 317
6.5 Выводы по разделу 6 ……. 319
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 321
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ …… 327
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 328
ПРИЛОЖЕНИЯ …… 367
ПРИЛОЖЕНИЕ А …….. 368
ПРИЛОЖЕНИЕ Б ……. 404

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Перед машиностроительной отраслью промышленности Российской Федерации в связи со сложившейся геополитической обстановкой стоит задача импортозамещения с целью обеспечения устойчивого роста экономики и обеспечения обороноспособности государства [239]. Эта задача имеет особую актуальность для подъемно-транспортного машиностроения, так как значительная доля российского парка мобильных подъемно-транспортных и транспортно-технологических машин сформирована за счет импортного оборудования, поставляемого на отечественный рынок из Японии, Кореи, США, Германии и ряда других стран [193; 281].

Однако импортозамещение должно, в первую очередь, основываться не на введении административных 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 техники, обладающих высокими потребительскими свойствами, высокой надежностью, низкой стоимостью эксплуатации, требуемым уровнем технического, экономического и социального риска функционирования как самих систем, так и обслуживаемых ими технологических процессов.

Манипуляционные системы (МС) устанавливаются на мобильные транспортно-технологические машины (МТТМ)**,** которые эксплуатируются в различных отраслях экономики: строительстве, добывающих отраслях, лесной и металлообрабатывающей промышленности, сельском хозяйстве, дорожном строительстве, на морском и железнодорожном транспорте, в оборонно-промышленном комплексе. МС могут служить в качестве исполнительных механизмов для перемещения в пространстве рабочих органов специальных машин. Наибольшее распространение получили гидравлические манипуляторы общего назначения, предназначенные для выполнения погрузочно-разгрузочных работ [193; 281; 291].

Сегодня доля импортных моделей манипуляторов на российском рынке составляет 63 % и продолжает постепенно расти. При этом более половины манипу-

ляторов были ранее в употреблении за рубежом [193; 281]. Кроме того, с 2014 года объем рынка сократился на 50-60 %. Характерно, что это привело к большему сокращению импорта манипуляторов из Европейских стран по сравнению с установками из Китая и Южной Кореи [281].

Таким образом, отечественные манипуляторы проигрывают конкурентную борьбу иностранным аналогам (см. раздел 1.1). Помимо экономических существуют и технические причины такого положения дел. Во-первых, отечественная промышленность выпускает МС, предназначенные для выполнения незначительных погрузочно-разгрузочных работ, а МС иностранного производства позволяют решать более широкий круг задач: от разгрузки тары массой несколько десятков килограммов до монтажных работ на сложных инженерных объектах и строительстве зданий. Во-вторых, ведущие мировые производители разрабатывают не единичные конструкции, а серии МС с примерно одинаковым грузовым моментом. Отечественные производители обычно выпускают 1-2 модификации. В третьих, отечественные манипуляторы имеют более высокую удельную металлоемкость несущей металлоконструкции [162; 193; 281].

Для устранения указанных недостатков с целью повышения конкурентоспособности отечественных манипуляционных систем необходимо решить ряд научно-технических проблем.

1 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 в значительной степени автоматизировать инженерные расчеты множества конструкций.

2 Необходимо развивать и внедрять методы оптимального проектирования несущих металлоконструкций, позволяющих повысить эффективность МС по критерию минимума собственной массы конструкции при заданных грузовых характеристиках.

3 Для расширения спектра задач, решаемых МС, необходимо создание моделей с высоким грузовым моментом (более 500 кН·м) и вылетом стрелы

(более 30 м), что требует совершенных инженерных методик расчета, позволяющих учесть особенности работы конструкции МС мобильной машины.

МС, установленные на МТТМ, как правило, работают на дополнительных опорах (аутригерах) и не перемещаются вместе с грузом [81; 106; 210; 242; 310]. Однако известны МТТМ отечественного производства, оснащенные МС, передвигающиеся с грузом: машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А, АСТ-4-0, АСТ-4-С, АСТ-72В [92; 140]; машины для лесозаготовки МЛ-72-01, ТЛ-60Ф-4, ЛП-19, ВМ-4Б, TimberPro 810-B, TimberPro 735-C [81; 313; 401]; краны-манипуляторы фирм Tirex и Auto Crane [330; 399], транспортно-заряжающие машины [115] 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 [401].

Кроме того, в процессе эксплуатации могут возникать ситуации, когда по каким-либо причинам использование выносных опор невозможно. Например, если недостаточно места для их установки или грунт не способен выдержать нагрузку со стороны опор, но необходимо срочно провести работы. Особенно это важно при ликвидации чрезвычайных ситуаций, когда промедление может привести к гибели людей или катастрофическому развитию обстановки. Нельзя также считать, что аутригеры 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 [319].

Поэтому требуется разработка математических моделей и методов расчета, позволяющих оценить взаимное влияние базового шасси и МС, а также повысить безопасность работы МТТМ с МС на том или ином опорном основании.

Таким образом, тема диссертационного исследования ***является актуальной*** и затрагивает ряд важных научно-технических задач, для решения которых требуется развитие фундаментальных основ моделирования рабочих процессов и проектирования конкурентоспособных МС МТТМ специального и гражданского

назначения, рассматриваемых как сложные динамические системы с комплексным взаимодействием между элементами структуры «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда», а также базирующихся на них инженерных методик автоматизированного проектирования, расчета и инжинирингового сопровождения на всех стадиях жизненного цикла новых образцов многоцелевых манипуляционных систем с требуемыми показателями эффективности, надежности и безопасности.

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. Гасымова, 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, C. 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 динамику, 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 уст-

ройств 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 натурных 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 натурных 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 «Подъёмно-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 госу-

дарственной 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 приложений, 411 источников.

Диссертация выполнена на кафедре «Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы» ФГБОУ ВО «Московский государственный университет путей сообщения Императора Николая II» МГУПС (МИИТ).

1 СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И МОДЕЛИРОВАНИЮ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

МС устанавливаются на МТТМ**,** которые эксплуатируются в различных отраслях экономики: строительстве, добывающих отраслях, лесной и металлообрабатывающей промышленности, сельском хозяйстве, дорожном строительстве, на морском и железнодорожном транспорте, в оборонно-промышленном комплексе.

Актуальность проблемы проектирования и моделирования процессов при эксплуатации МС МТТМ определяет внимание к ней со стороны ученых, проектировщиков, экспертов в области промышленной безопасности. Следует отметить, что специалисты работают в рамках методик и подходов, принятых в этих отраслях. Поэтому особенно актуально стоит задача создания и внедрения общих для всех отраслей эффективных подходов к исследованию и проектированию МС.

К настоящему моменту в этой области достигнуты определенные успехи, разработаны и применяются на практике методы проектирования манипуляционных систем различного назначения [227; 240; 241; 280; 283; 346]. В то же время, проблема еще далека от своего окончательного решения [139; 148; 280].

1.1 Анализ современных отечественных и зарубежных конструкций манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин

В 2000-х годах в Российской Федерации произошел подъем рынка гидравлических манипуляторов. Сегодня манипуляторы по-прежнему являются востребованным видом грузоподъемного оборудования. Динамика объема рынка гидравлических манипуляторов в нашей стране показана на рисунке 1.1.

Наибольший объем продаж был отмечен в 2007 году. Под влиянием глобального экономического кризиса 2008-2009 годов объемы продаж манипуляторов сократились на 50-60%, однако уже в 2012 году вышли на докризисные показатели. Следует отметить, что с 2011 года отчетливо проявилась тенденция уве-

личения числа закупок импортных манипуляторов (в первую очередь, бывших в употреблении) по сравнению с отечественными [193].

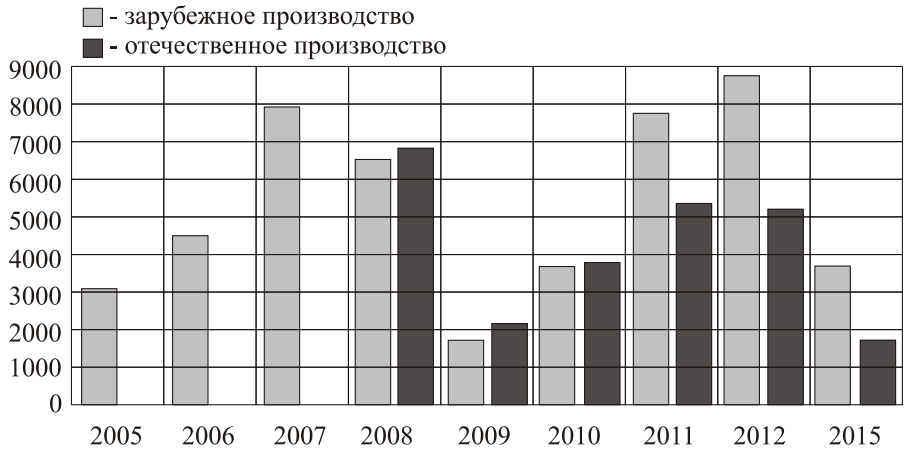


Рисунок 1.1 – Объем рынка гидравлических манипуляторов в России, штук [193; 281]

Российские производители представлены на рынке манипуляционными системами таких предприятий, как ЗАО «Подъемные машины», ЗАО «Златоустский машиностроительный завод», «АЗМ-Стройдормаш», ООО «Майкопский машиностроительный завод», ООО «Савеловский машиностроительный завод», ЗАО «БАКМ» и рядом мелких предприятий, не играющих большой роли в масштабах страны, выпускающих единичные образцы манипуляторов для решения утилитарных задач (например, ЗАО «Дизель-Ремонт») [163; 193; 281].

Российский рынок насыщен импортными моделями манипуляторов, доля которых составляет 63 %. При этом 32 % приходится на новые манипуляторы, 31 % – на бывшие в употреблении. Бывшие в употреблении манипуляторы, в основном, импортируются из Японии. В качестве инструмента захвата рынка иностранными производителями используется поглощение отечественных производителей (например, австрийский Palfinger поглотил ЗАО «Инман»). По результатам 2013 г. упрочилось лидерство манипуляторов производства Palfinger и Epsilon, суммарная доля которых на российском рынке составила 20% [193].

С 2014 года наблюдается общее падение рынка грузоподъемной техники, вызванное спадом в российской экономике, введением санкций, резким ростом курса иностранной валюты. Объем рынка сократился на 50-60%. Характерно, что

это привило к большему сокращению импорта манипуляторов из Европейских стран по сравнению с установками из Китая и Южной Кореи [281].

С целью анализа конкурентных особенностей отечественных и зарубежных образцов, выявления причин отмеченного выше увеличения доли импорта и определения перспективных направлений научных исследований проведен сравнительный анализ конструкций МС МТТМ.

В рамках анализа были рассмотрены различные виды МС, в том числе краны-манипуляторы общего назначения, грейферные манипуляторы, ковшовые манипуляторы, манипуляторы для эвакуации машин, манипуляторы лесных машин, манипуляторы транспортно-заряжающих и инженерных машин, предназначенные для установки на автотранспортные средства, колесные и гусеничные тракторы, железнодорожные машины, стационарные конструкции.

В качестве источника информации использовались официальные сайты в сети Интернет следующих производителей: Amco Veba (Италия), Atlas (Германия), Auto Crane (США), Bigmax (Канада), Binderberger (Австрия), Copma (Италия), Cranab (Швеция), Donghe (Китай), DongYang (Китай), Effer (Италия), Epsilon (Австрия), FASSI (Италия), HIAB (Швеция), HMF (Дания), IMT (США), Kanglim (Корея), Kato (Япония), Palfinger (Австрия), Penny Hydraulics (Великобритания), Soosan (Корея), Tadano (Корея), Tirex (США), Unic (Япония), XCMG (Китай), ЗАО «БАКМ», ООО «Велмаш С», АО «Дизель-Ремонт», ЗАО «ЗМЗ», ЗАО «Инман», ЗАО «Стройдормаш», ЗАО «Подъемные машины», ООО «МайМЗ», ООО «МозМЗ», ООО «СМЗ». Общее количество рассмотренных моделей МС – 1580 [162; 163].

Учитывались следующие технические параметры: максимальный и минимальный вылет стрелы МС, грузоподъемность на максимальном и минимальном вылете, грузовой момент, собственная масса, рабочее давление и подача насоса гидропривода, база аутригеров. После сбора и обработки технической информации получены следующие результаты [163].

Максимальный вылет стрелы большинства (80% от общего числа) отечественных МС лежит в диапазоне 6…10 м (рисунок 1.2, а). Только незначительное число моделей (4,5%) имеет вылет 15…20 м. Величина максимального вылета

импортных образцов распределена более равномерно: для 45% она равна 6…10 м, для 21,4% – 15…20 м. Отдельные модели (1,6%) имеют вылет до 40 м и позволяют выполнять широкий круг задач [163].



а – максимальный вылет; б – минимальный вылет

Рисунок 1.2 – Распределение величин вылета манипуляционных систем [163]

Минимальные вылеты стрел отечественных и зарубежных МС сопоставимы между собой и лежат в пределах 1…6 м (рисунок 1.2, б). В целом, можно сказать, что данный параметр практически не влияет на потребительские свойства данного оборудования [163].

Из рисунка 1.3 видно, что 72,7% отечественных МС рассчитаны на грузовой момент 50…125 кН·м, а только 0,9% из них – выше 300 кН·м. В то же время, для 78,2 % иностранных МС наблюдается более равномерное распределение грузового момента в диапазоне 25…250 кН·м, 18,8% из них рассчитаны на грузовой момент свыше 300 кН·м, а 2,8% – свыше 1000 кН·м [163].

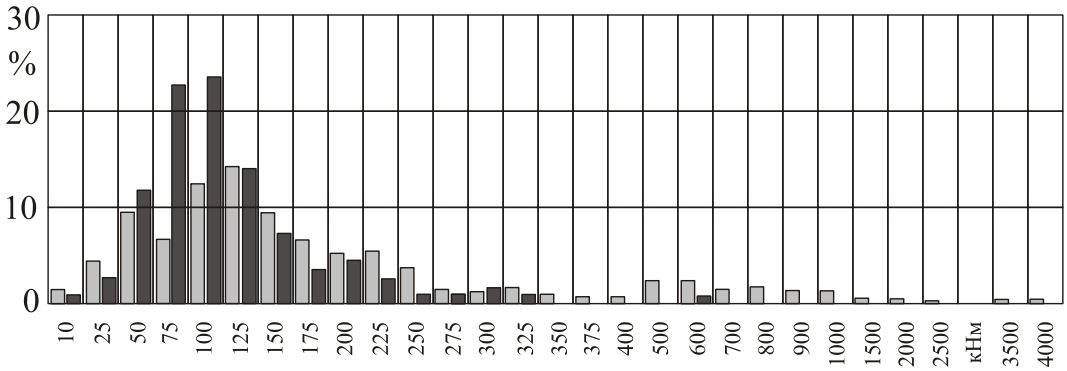
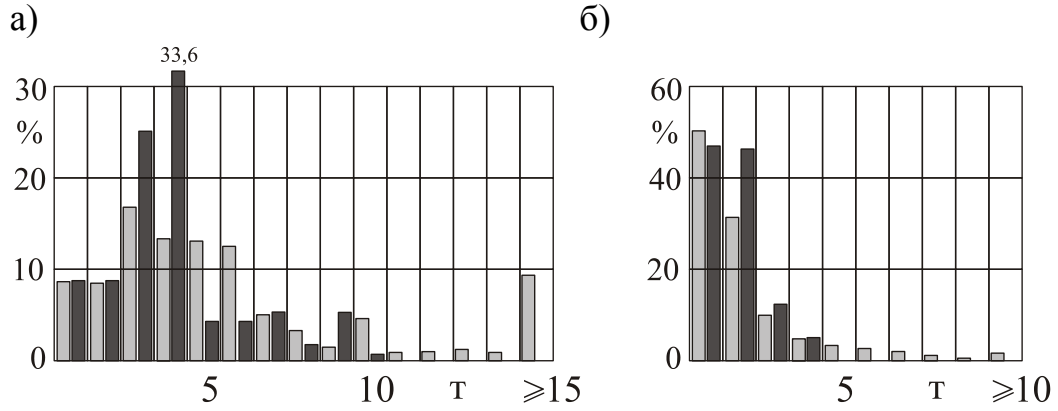


Рисунок 1.3 – Распределение грузовых моментов манипуляционных систем [163]

Аналогичная ситуация характерна и для грузоподъемности (рисунок 1.4). Максимальная грузоподъемность отечественных манипуляционных систем не превышает 10 т. Большая часть 75% – 5 т [163].



а – максимальная грузоподъемность; б – минимальная грузоподъемность

Рисунок 1.4 – Распределение грузоподъемности манипуляционных систем [163]

Отечественная промышленность выпускает МС, предназначенные для выполнения незначительных погрузочно-разгрузочных работ. В то же время, МС иностранного производства позволяют решать более широкий круг задач: от разгрузки тары массой несколько десятков килограммов до монтажных работ на сложных инженерных объектах и строительстве зданий [163].

Такое положение дел можно объяснить следующими причинами. На отечественном рынке в настоящий момент более востребованы легкие МС. Кроме того, МС с высоким грузовым моментом и вылетом стрелы более сложны в изготовлении и эксплуатации, требуют более тщательных инженерных расчетов, более чувствительны к ошибкам в проектировании. Для решения данной проблемы необходима разработка математических моделей, методов и реализующих их компьютерных программ, с помощью которых инженеры машиностроительных предприятий могли бы эффективно и в кратчайший срок осуществлять проектирование современных конкурентоспособных МС [163].

Следует также отметить, что ведущие мировые производители разрабатывают не единичные конструкции, а серии МС с примерно одинаковым грузовым моментом. Каждая последующая модификация в серии отличается от предыдущей, как правило, дополнительным звеном стрелы, за счет которого увеличивается вылет.

Например, манипулятор Palfinger PK 26002 имеет 21 модификацию с вылетом от 7,9 до 29 м [202]; манипулятор Copma 230 имеет 8 модификаций с вылетом от 16 до 24 м. Такой подход позволяет удовлетворить нужды потребителя, что повышает конкурентоспособность производителя. Кроме того, унификация технических решений и деталей МС снижает издержки на их проектирование и изготовление. В свою очередь, отечественные производители обычно выпускают 1-2 модификации [163].

Рабочее давление в гидросистемах отечественных МС лежит в диапазоне 18...30 МПа, импортных – 16…40 МПа. При этом единичные МС иностранного производства работают при давлении 50..53 МПа. Подача рабочей жидкости большинства МС колеблется в пределах 10…100 л/мин. Иностранные производители в качестве опции предлагают варианты модернизации гидросистемы с установкой несколько параллельно работающих насосов, что кратно увеличивает мощность гидропривода и объемный расход рабочей жидкости, а, следовательно, грузоподъемность и скорость выполнения рабочих движений МС. Параметры гидропривода отечественных и зарубежных МС, в целом, идентичны [163].

Согласно рисунку 1.5, собственная масса большей части отечественных и импортных МС лежит в диапазоне 1,1…4,0 т. Собственная масса свыше 6 т характерна для ряда иностранных МС, рассчитанных на высокий грузовой момент [163].

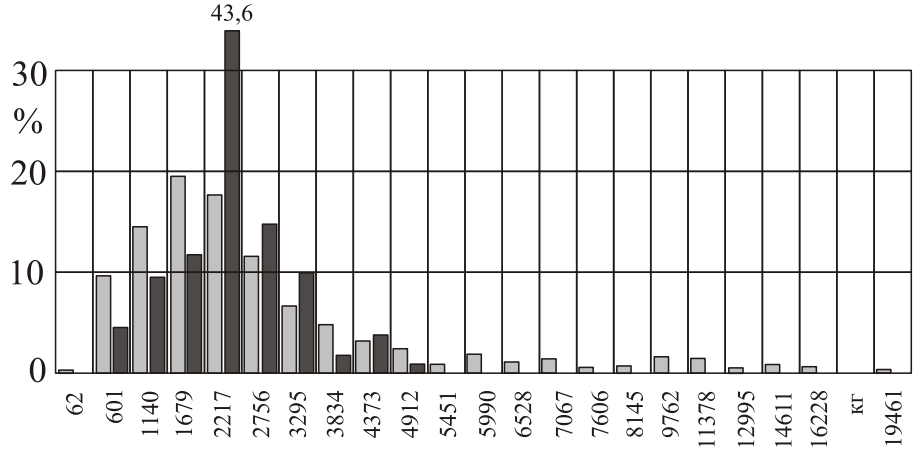


Рисунок 1.5 – Распределение собственных масс манипуляционных систем [163]

Подводя итоги сравнительного анализа конструкций МС отечественного и зарубежного производства, можно предложить следующие актуальные научно-технические проблемы, требующие дальнейшей проработки.

1 Для снижения издержек на проектирование и изготовление следует создавать серии унифицированных МС с одинаковым грузовым моментом, но разным количеством элементов стрелы. Для достижения этой цели необходимо разрабатывать методики и реализующие их компьютерные программы, позволяющие в значительной степени автоматизировать инженерные расчеты множества конструкций.

2 Необходимо развивать и внедрять методы оптимального проектирования несущих МК, позволяющих повысить эффективность МС по критерию минимума собственной массы конструкции при заданных грузовых характеристиках (раздел 4).

3 Для расширения спектра задач, решаемых МС, необходимо создание моделей с высоким грузовым моментом (более 500 кН·м) и вылетом стрелы (более 30 м), что требует совершенных инженерных методик расчета, позволяющих учесть особенности работы конструкции МС мобильной машины.

Большая группа грузоподъемных машин не передвигается с грузом. Автомобильным кранам категорически запрещено передвигаться с подвешенным грузом из-за высокой вероятности опрокидывания [210; 241]. Все манипуляции с грузом осуществляются за счет поворота основания крана, изменения вылета стрелы и изменения отвеса грузового каната. Краны-манипуляторы, установленные на автомобилях и лесовозах, также работают только на дополнительных опорах и не перемещаются вместе с грузом [81; 242; 310].

Однако известны транспортно-технологические машины отечественного производства, оснащенные манипуляционными системами, передвигающиеся с грузом: машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А, АСТ-4-0, АСТ-4-С, АСТ-72В [92; 140]; машины для лесозаготовки МЛ-72-01, ТЛ-60Ф-4, ЛП-19, ВМ-4Б, TimberPro 810-B, TimberPro 735-C [81; 313; 401]; транспортно-заряжающие машины [115]; инженерные машины разграждения ИМР-1, ИМР-2 и др. Лесные машины и экскаваторы в ряде случае 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 [401].

В США распространены МС общего назначения, устанавливаемые на автомобили, которые не предусматривают применение аутригеров, например, краны фирмы Tirex, манипуляторы фирмы Auto Crane. Манипуляторы Tirex выпускаются на пневмоколесном шасси с сочлененной рамой и рассчитаны на движение с грузом (параметрами грузовой диаграммы являются не только вылет стрелы и соответствующая ему грузоподъемность, но и скорость движения шасси) [330; 399].

Кроме того, в процессе эксплуатации 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. Особенно это важно при ликвидации чрезвычайных ситуаций, когда промедление может привести к гибели людей или катастрофическому развитию обстановки.

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 (рисунок 1.6) [319].

а) б)



а – манипулятор FASSI F235XP (видна просадка кузова назад под весом манипулятора); б – манипулятор Palfinger PK-2900

Рисунок 1.6 – Использование манипуляционной системы с неполной установкой базовой машины на выносные опоры

Известны случаи, когда в процессе изменения конфигурации МС опорное основание под аутригерами проседает, поэтому шасси может включаться в работу

[319]. Иногда это приводит к авариям. Статистика отмечает увеличение случаев опрокидывания автомобильных манипуляторов в результате проседания почвы, а до 65% аварий связано с неправильным использованием выносных опор [106]. Нормативные документы прямо требуют прекращения работы МС при начале просадки опорной поверхности [242; 315]. Однако для повышения безопасности работы необходимо не бороться с последствиями, а предотвращать подобные опасные ситуации. Поэтому требуется разработка моделей, позволяющих оценить безопасность работы МТТМ с МС на том или ином опорном основании.

МС входят в состав военной и специальной техники [20]. Они используются не только на специальных машинах для выполнения погрузочно-разгрузочных, транспортных, перегрузочных и строительных работ, но также используются и на различных боевых машинах и установках, обеспечивающих работу сложных оружейных комплексов (например, транспортно-заряжающие машины комплексов ПВО и систем залпового огня). В будущем предполагается широкое развитие беспилотных роботизированных наземных машин. Рабочее оборудование такого робота должно быть установлено на подвижном основании, которое обеспечит нужное направление на цель. В качестве такого основания хорошо подходит МС. При ведении огня необходимо обеспечить высокую надежность МС во всех рабочих режимах боевой машины. Для решения этих задач требуется совершенствование расчетных методов МС с целью учета реальных условий работы боевой машины (экстремальные нагрузки, отдача от оружейного огня, необходимость обеспечения устойчивости и проходимости машины на пересеченной местности с нестабильными грунтами, необходимость быстрого развертывания за счет отказа от ряда стабилизирующих мероприятий, существенные ветровые, взрывные, сейсмические воздействия и т.д.).

МС МТТМ имеют сложную многосекционную стрелу. Как правило, стрела состоит из поворотной колонны и нескольких шарнирно-сочлененных звеньев, приводимых в движение гидроцилиндрами. Последнее звено обычно имеет несколько телескопических секций. На конце стрелы МС закрепляется грузозахватный орган, конструктивное исполнение которого определяется функциональным назначением МТТМ [46; 139].

Основными параметрами МС являются грузоподъемность и вылет стрелы. Грузоподъемность нормируется ГОСТ 1575-87. Однако сегодня для оснащения специализированных мобильных машин или комплексов производители выпускают МС с произвольной грузоподъемностью, определяемой назначением и особенностями эксплуатации [139].

Манипуляционные системы имеют переменную грузоподъемность, зависящую от вылета. На рисунке 1.7 показана рабочая зона крана-манипулятора HIAB, в пределах которой построены кривые нагрузки [202; 359]. Кран-манипулятор может поместить грузозахватный орган в любую точку рабочей зоны. Кран-манипулятор – это стреловая грузоподъемная машина, используемая для погрузочно-разгрузочных работ, как правило, установленная на мобильную платформу [5; 25; 45; 227]. Они предназначены для работы в стеснённых условиях, при необходимости быстрой переустановки или там, где невозможно применение кранов других типов.

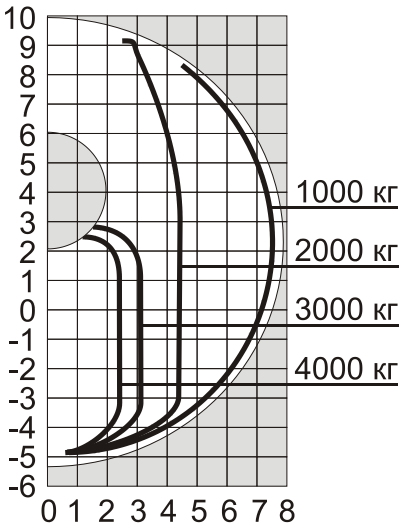
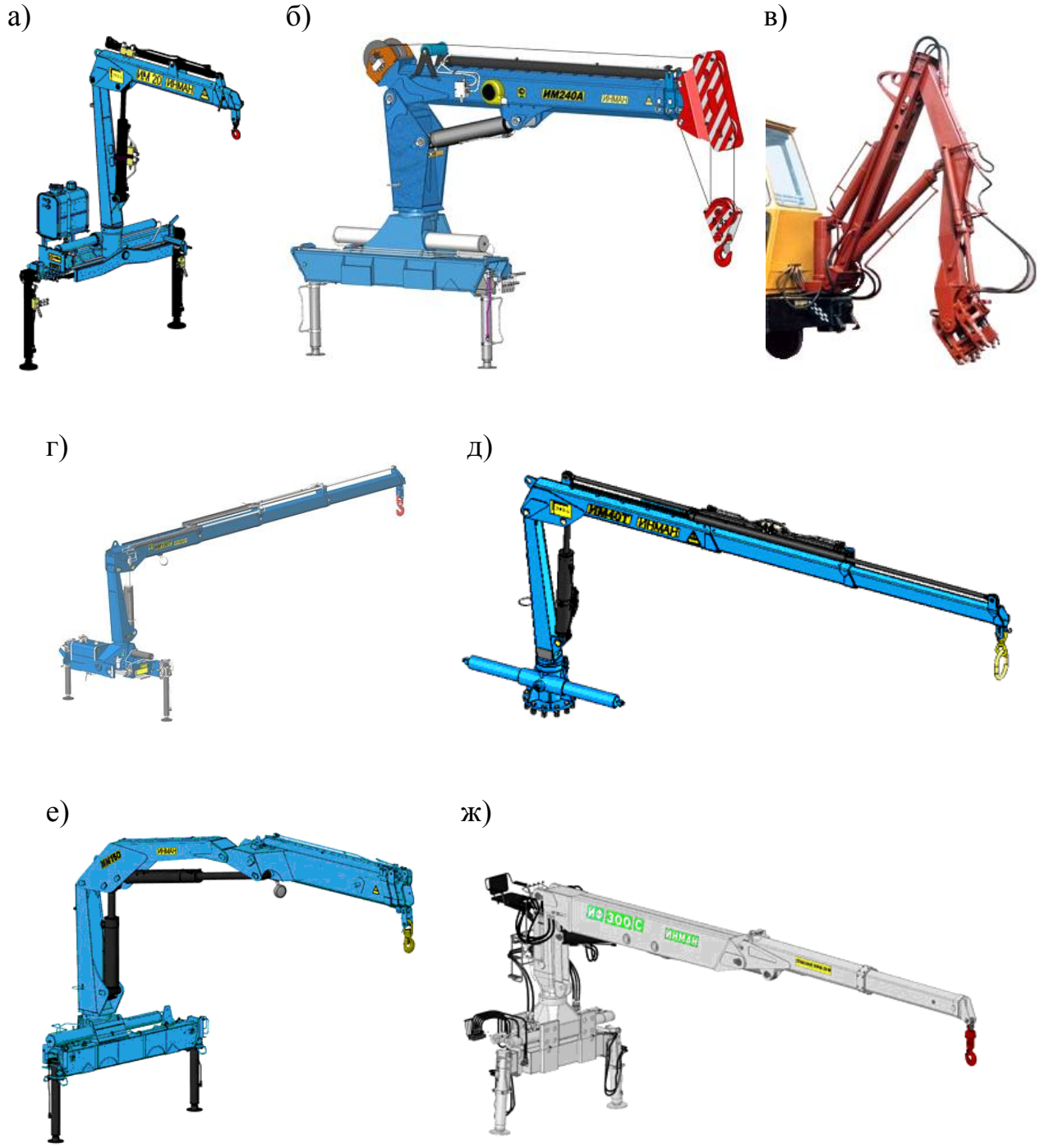


Рисунок 1.7 – Графики грузоподъемности крана HIAB [202; 359]

В связи с широким распространением и обилием выполняемых задач существует большое количество типовых вариантов конструкций манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин.

Были проанализированы ***конструкции кранов-манипуляторов***, выпускаемых ведущими отечественными и зарубежными производителями [3; 84-86; 107; 139; 163; 201-204; 280; 283; 354; 359]. Среди них Amco Veba (Италия), Dongyang (Корея), FASSI (Италия), HIAB (Швеция), Fisher (США), HMF (Германия), MKG (Германия), Palfinger (Австрия), UNIC (Япония), XCMG (Китай), ЗАО «Инман» (Россия), АЗ «Чайка-Сервис» (Россия), ЗАО «Дизель-Ремонт» (Россия), ЗАО «НефтеГазТехника» (Россия). Основные конструкции показаны на рисунке 1.8.



а-д – двухзвенные; е-ж – трёхзвенные

Рисунок 1.8 – Конструкции кранов-манипуляторов [139; 163]

Краны-манипуляторы устанавливаются на различные базы (рисунок 1.9). Они могут быть установлены на стационарное основание. Однако в большинстве случаев краны-манипуляторы располагаются на транспортных средствах (грузовых автомобилях, железнодорожном подвижном составе, кораблях и судах, специальных транспортных средствах) [5; 25; 45; 227; 139; 225].

а)



б)



в)



г)



д)



е)



а – грузовой автомобиль; б – гусеничное шасси; в, г – гусеничная машина; д – железнодорожная техника; е – плавучие средства

Рисунок 1.9 – Базы для установки крана-манипулятора [139; 163]

В транспортном положении кран-манипулятор может принимать различное положение. Наиболее распространены краны с Z- и Т-образным складыванием стрелы (рисунок 1.10) [139; 163; 201; 203].

а) б)



а – с Z-образным складыванием; б – с Т-образным складыванием

Рисунок 1.10 – Кран-манипулятор в транспортном положении [139; 163; 201; 203]

Существуют краны манипуляторы с канатной (гибкой) подвеской, когда грузозахватный орган оснащается грузовой лебедкой; и краны-манипуляторы с шарнирной (жесткой) подвеской грузозахватного органа, который в таких случаях закрепляется на оголовке стрелы [46; 139; 163; 231].

Для выполнения грузоподъемных работ на кране-манипуляторе устанавливается различное навесное оборудование. Чаще всего используются один или несколько крюков. Главный крюк наибольшей грузоподъемности крепится на выдвижной секции стрелы и служит для работы с большими грузами в пределах грузовых характеристик подъемного крана. На концевых секциях удлинителей стрел крана-манипулятора могут быть установлены дополнительные крюки для работы с малыми грузами и на больших вылетах. Кроме того применяются разборные траверсы, грузовые захваты (для брёвен, поддонов, кирпича, многолепестковые, сеточные, вилочные, челюстные, электромагнитные и т.д.), люльки для подъема людей. Для выполнения строительно-монтажных работ на стреле крана-манипулятора устанавливаются ковши или буры [139; 163].

Также были проанализированы ***конструкции специальных манипуляторов путевых машин железных дорог***, которые оснащаются манипуляторами для работы с различным навесным оборудованием [2; 173; 196-198].

Машина для локальной выправки пути МЛП производства ОАО «Кировский машзавод 1 Мая» (рисунок 1.11) предназначена для ликвидации внезапно появляющихся и требующих неотложного устранения отступлений в состоянии железнодорожного пути. Машина может быть оснащена грузовым манипулятором грузоподъемностью 3,5 т с комплектом сменного оборудования: лесозахватом, крюком и грейфером [196].



Рисунок 1.11 – Машина МЛП производства ОАО «Кировский машзавод 1 Мая» [196]

Автомотриса АГД-1А производства ОАО «Муромтепловоз» (рисунок 1.12, а) оснащена манипуляционной стрелой для навесного оборудования и предназначена для текущего содержания и восстановления контактной сети на станциях и перегонах, бурения котлованов под установку опор контактной сети, технического обслуживания устройств электроснабжения, восстановления контактной сети и воздушных электролиний. Автомотриса АГС-1Ш (рисунок 1.12, б) используется для технического обслуживания и ремонта в полевых условиях устройств СЦБ. Ее стрела схожа со стрелой автомотрисы АГД-1А. Мотовоз МГМ-3 (рисунок 1.12, в) оснащен трехзвенным гидравлическим краном-манипулятором. Модуль одиночной замены шпал МПШ (рисунок 1.12, г) предназначен для производства работ, связанных с заменой вышедших из строя деревянных или железобетонных шпал оснащен специальной стрелой [197].

а) б)



в) г)



а – автомотриса АГД-1А с буровым оборудованием; б – автомотриса АГС-1Ш; в – мотовоз МГМ-3; г – модуль одиночной замены шпал МПШ

Рисунок 1.12 – Путевая техника производства ОАО «Муромтепловоз» [197]

Автомотриса АСГ-30 производства ОАО «Свердловский путевой ремонтно-механический завод «Ремпутьмаш» (рисунок 1.13) является более совершенной версией автомотрисы АГД-1А [198].



Рисунок 1.13 – Автомотриса АСГ-30 с установленным на манипулятор «Инманн» грейферным захватом [198]

На задней консоли автомотрисы монтажной АДМ-1.5ЭЛ производства ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод им. В.В. Воровского» (рисунок 1.14, а) установлена крано-манипуляторная установка, способная выполнять монтаж и демонтаж опор контактной сети, погрузку и выгрузку различных грузов. Грузоподъемный телескопический кран автомотрисы 1АДМ-1.5 (рисунок 1.14, б) выполняет монтаж и демонтаж опор контактной сети, погрузку и выгрузку различных грузов [199].

а) б)



а – автомотриса АДМ-1.5ЭЛ; б – автомотриса 1АДМ-1.5

Рисунок 1.14 – Автомотрисы производства ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод им. В.В. Воровского» [199]

Машина для смены шпал универсальная (МСШУ) производства ОАО «Истьинский машиностроительный завод» (рисунок 1.15) выполняет операции по одиночной замене деревянных и железобетонных шпал, подъём пути и стрелочных переводов, выправку пути в плане и в профиле. Машина оснащена манипулятором [173].

Автомотриса монтажная АМ3М производства ООО «Камбарский машиностроительный завод» (рисунок 1.16) предназначена для выполнения монтажных, восстановительных и ремонтных работ по обслуживанию контактной сети на электрифицированных железных дорогах под напряжением 3000 В, выполнения погрузочно-разгрузочных работ. Машина оснащена краном-манипулятором и установленной на подвижной стреле подъемной платформой [2].



Рисунок 1.15 – Машина для смены шпал универсальная (МСШУ) [173]



Рисунок 1.16 – Автомотриса монтажная АМ3М [2]

Проведенный анализ конструкций выпускаемых ведущими российскими предприятиями путевых машин показал, что они оснащаются трехзвенными гидравлическими кранами-манипуляторами с Z-образным складыванием стрелы, последняя секция которой имеет 2-3 телескопические звена.

Эти манипуляторы идентичны рассмотренным выше кранам-манипуляторам общего назначения, но в большей степени ориентированы на использования различных навесных приспособлений для проведения путевых работ. При этом манипулятор используется не только для подъема и перемещения груза, но и для позиционирования рабочего органа в заданной точке.

В ряде случаев отмечается необычная для кранов-манипуляторов форма секций стрелы, например, как у машины автомотрисы АГД-1А (рисунок 1.12, а), МСШУ (рисунок 1.15), дрезины ТУ8Г (рисунок 1.17) и т.д. Но с точки зрения математического моделирования это не существенно.



Рисунок 1.17 – Дрезина ТУ8Г, оснащенная краном-манипулятором с нестандартной формой звеньев стрелы [299]

Анализ ***конструкций специальных манипуляторов лесных машин*** показал, что гидравлические манипуляторы нашли большое применение в машинах для лесозаготовки [81; 313]. Они устанавливаются на автопоездах для перевозки леса и лесозаготовительных машинах. За рубежом наиболее активные работы по комплексной механизации лесозаготовительных работ ведутся в США, Канаде, Финляндии и Швеции [81]. Кинематические схемы большинства этих манипуляторов соответствуют конструкциям, показанным на рисунке 1.8 е, ж.

В нашей стране первый автопоезд ЛТГ-95 с гидроманипуляторным загрузочным устройством создан в 1960-х годах. Он состоял из тягача ЗИЛ-157 и полуприцепа КАЗ-717 (рисунок 1.18). До этого использовались автопоезда с канатно-лебедочными системами погрузки древесины [81].

В 1980-х годах в нашей стране началась активная разработка оборудования для сортиментной заготовки леса. Тогда был создан навесной гидроманипулятор ЛВ-185 (рисунок 1.19). Он предназначен для обслуживания различных технологических операций на предприятиях лесной промышленности. Манипулятор состоит из опорной конструкции, поворотной колонны, стрелы, рукояти с выдвижным удлинителем. Манипулятор ЛВ-185 используется и сегодня [81].



Рисунок 1.18 – Автопоезд ЛТГ-95 [156]



Рисунок 1.19 – Сортиментовоз (форвардер) с гидроманипулятором ЛВ-185 [156]

Затем были разработаны гидроманипуляторы МГМ-40 (рисунок 1.20) и МУГ-70В (рисунок 1.21). Они могут устанавливаться на шасси автомобилей ЗИЛ, ГАЗ, Урал, КамАЗ, КрАЗ, МАЗ [81]. Манипуляторы МГМ-40 и МУГ-70В используется на машинах для сварки трубопроводов [313].



Рисунок 1.20 – Автопоезд-сортиментовоз с гидроманипулятором МГМ-40 [156]



Рисунок 1.21 – Автопоезд-сортиментовоз с гидроманипулятором МУГ-70В [156]

Сегодня на лесозаготовках широко применяются автопоезд-сортиментовоз на базе автомобиля КамАЗ-53213 с прицепом ГКБ-8352 с гидроманипулятором F-65S финского производства; автопоезд ТМ-22 с гидроманипулятором F-65S на базе автомобиля МАЗ-5434 с прицепом-роспуском ГКБ-9362. Применение таких автопоездов эффективно на небольших лесосеках и выборочных рубках, когда вырубленная древесина небольшими объемами рассредоточена вдоль грунтовых дорог [81].

Гидроманипуляторы используются и в лесозаготовительных машинах (рисунок 1.22 – рисунок 1.25). В этом случае на конце стрелы вместо грузозахватного органа устанавливается специализированное навесное оборудование [81; 313].



Рисунок 1.22 – Валочно-пакетирующая машина ЛП-19 [156]



Рисунок 1.23 – Валочно-трелевочная машина ВМ-4Б [156]

а) б)



а – МЛ-72; б – ТЛК-4-15

Рисунок 1.24 – Валочно-сучкорезно-раскряжевочные машины (харвестеры) [156]

а) б)



а – МЛ-72-01; б – ТЛ-60Ф-4

Рисунок 1.25 – Сортиментовозы (форвардеры) [156]

Таким образом, по аналогии с манипуляторами путевых машин, конструкции манипуляторов лесных машин идентичны рассмотренным выше конструкциям кранов-манипуляторов общего назначения. Однако на конце стрелы вместо крюка могут устанавливаться специальные грузовые захваты или навесное оборудование для валки и первичной обработки леса [139].

МТТМ, оснащенные МС, являются машинами двойного назначения [225]. Они предназначены как для транспортировки грузов в рамках решения инженерных задач (разгрузки боеприпасов и предметов снабжения, разграждения, оперативного строительства долговременных сооружений, разбора завалов, эвакуации поврежденных боевых машин) (рисунок 1.26), так и для обслуживания боевых комплексов (систем залпового огня, комплексов противовоздушной обороны, проведения транспортно-стыковочных операций и т.д.) (рисунок 1.27).

а) б)





в) г)





Рисунок 1.26 – Инженерные машины [40; 89; 90]: а – инженерная машина разграждения ИМР-1; б – инженерная машина разграждения ИМР-2; в – ремонтная гусеничная машина РМ-Г; г – военный кран-манипулятор на шасси Брянского машиностроительного завода





Рисунок 1.27 – Заряжающая машина комплекса ПВО С-300 [40; 326]

Управление МС МТТМ может осуществляться одним из способов: установленными с боку МТТМ; со стойки оператора на уровне платформы; с кресла оператора на верху поворотной колонны; с пульта дистанционного управления [139; 163].

Секции ШСС МС имеют коробчатые сечения различной формы [46; 231; 280]. Для обеспечения геометрической стабильности поперечных сечений балки и обеспечения местной устойчивости листовых элементов, в которых действуют сжимающие напряжения, устанавливаются продольные и поперечные ребра жесткости [46; 139; 163; 231].

Часто последнее звено МС МТТМ состоит из нескольких телескопических секций. Секции приводятся в движение различными способами: гидроцилиндрами, с помощью канатно-блочной системы, по комбинированной схеме (гидроцилиндром, соединенным с канатно-блочной системой), с помощью стержневой фермы [25; 46; 139; 163; 231].

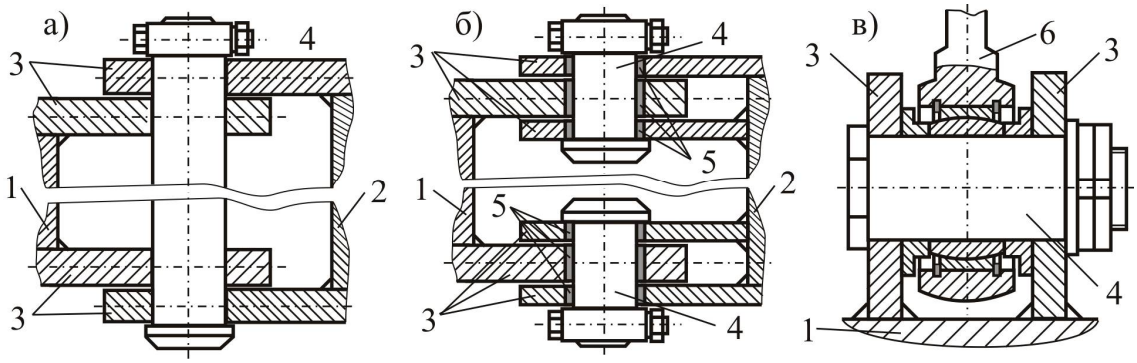
До 1980-х годов металлоконструкции кранов, в основном, изготавливались из углеродистых сталей обычной прочности Ст3 по ГОСТ 380-71. Различают спокойную ВСт3сп5, полуспокойную ВСт3пс5 и кипящую ВСт3кп2 стали. В настоящее время краны изготавливают из низколегированных сталей по ГОСТ 19281-73 и ГОСТ 19282-73 – 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД, 17Г1С, 10ХСНД, 14Г2АФ и из сталей повышенной прочности 16Г2АФ, 18Г2АФПС [280].

Для изготовления МС МТТМ используют листовой и широкополосный прокат, из которого вырезаются заготовки [111]. Для несущих металлоконструкций используется прокат толщиной не менее 4 мм [280].

Для изготовления МК МС МТТМ применяют электродуговую ручную сварку, а также полуавтоматическую и автоматическую сварку под слоем флюса или в защитной газовой среде [111]. Механические характеристики металла сварного шва и основного металла не должны отличаться. После сварки в конструкции возникают остаточные напряжения, подлежащие устранению различными технологическими методами [111]. При изготовлении сварных крановых МК применяются стыковые и угловые сварные швы [280].

В конструкции МС МТТМ используются низшие кинематические пары V класса – вращательные на основе цилиндрических шарниров, обеспечивающие вращательное движение относительно продольной оси звена или поворотное относительное движение смежных звеньев, и поступательные на основе призматических шарниров, обеспечивающие телескопирование ряда последовательно сопряженных звеньев кинематической цепи [46; 231].

Характерные примеры конструктивного исполнения цилиндрических шарниров узлов соединения смежных звеньев ШСС и узлов присоединения силовых гидроцилиндров приведены на рисунке 1.28 [46, 79; 231]. Конструктивно они представляют собой проушины из толстостенного листового проката, которые попарно неподвижно закреплены сваркой на поверхности несущей металлоконструкции смежных звеньев стрелы. Проушины имеют соосные отверстия для установки в них шарнирного пальца, что и обеспечивает формирование цилиндрического шарнирного соединения. В отверстия проушин могут дополнительно устанавливаться втулки, выполняемые из стали, бронзы или пластмассы [79].



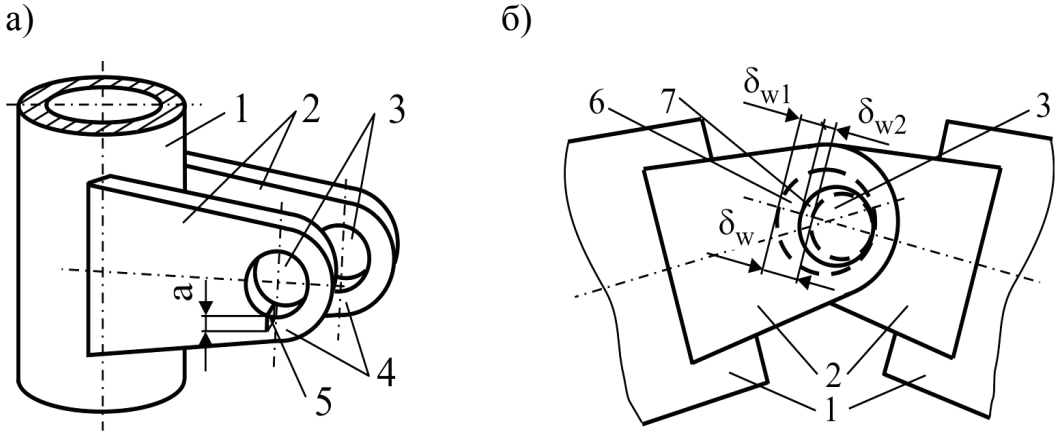
а, б – соединение смежных звеньев; в – присоединение гидроцилиндра
(1, 2 – звенья стрелы; 3 – проушина; 4 – шарнирный палец; 5 – втулка;
6 – хвостовик штока или корпуса гидроцилиндра)

Рисунок 1.28 – Конструкции цилиндрических шарниров манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин [46; 79; 231]

Стальные втулки невысокой твердости наиболее широко применяются в МС с небольшими скоростями поворотного движения. Применение втулок из бронзы (антифрикционного материала) рекомендуется при повышенных скоро-

стях поворота. Хотя среднее давление в шарнирах МС превышает (до 30%) допустимое давление для бронзы, однако произведение среднего значения давления на скорость поворота значительно меньше допустимого, что благоприятно сказывается на износостойкости шарнира [79]. Ресурсные испытания подтвердили высокую надежность узлов с бронзовыми втулками, однако у них имеются и серьезные недостатки: высокая себестоимость бронзовых втулок, необходимость устройства в шарнирных пальцах и втулках каналов для смазки, трудоемкость эксплуатационного обслуживания. Частично устранить недостатки шарнирных соединений с бронзовыми втулками позволяет применение пластмассовых втулок, выполненных из угленаполненных полиамидов ПА-66-1-Л-У40 по ТУ 6-06-25-06 и УПА 6-40 по ТУ 6-13-31-654-89 [79].

Конструктивные элементы цилиндрических шарниров являются одними из наиболее нагруженных деталей МС МТТМ, так как в них действуют переменные во времени напряжения от статических и инерционных усилий, обусловленные весом, неравномерным и реверсивным движением груза и части звеньев грузоподъемной стрелы [273]. В перемычках проушин наблюдается появление и последующее развитие усталостных трещин (рисунок 1.29, а) [170; 157].



а – усталостная трещина в перемычке проушины;
б – износ материала проушины и шарнирного пальца (1 – звено стрелы; 2 – проушина; 3 – отверстие проушины; 4 – перемычка проушины; 5 – трещина; 6 – контур изношенного отверстия проушины; 7 – контур изношенного шарнирного пальца)

Рисунок 1.29 – Характерные эксплуатационные дефекты элементов цилиндрических шарниров

Однако основная причина отказов шарниров – малая контактная поверхность пары «проушина – ось шарнира» [288], что обуславливает фрикционно-абразивное изнашивание материала проушин с прогрессирующим во времени увеличением диаметра их отверстий на величину δ_{w1} относительно своего номинального значения и изнашивания шарнирного пальца с уменьшением его номинального диаметра на величину δ_{w2} (рисунок 1.29, б) [112; 161; 170]. Выработка отверстий в проушинах является характерной чертой цилиндрического шарнирного соединения смежных элементов металлоконструкции не только МТТМ, но других видов грузоподъемных машин – металлургических кранов [178], портальных кранов (в частности, типа «Альбатрос», «Сокол» и «Кондор» производства «Kranbau Eberswalde») [179] и др. В манипуляторах лесопромышленных машин уже при наработке до 3000 моточасов цилиндрические шарниры выходят из строя вследствие выработки отверстий, хотя ресурс остальной металлоконструкции составляет ~10…12 тыс. моточасов [312]. По другим данным ресурс шарнирных соединений манипуляторов составляет 2000 моточасов при ресурсе металлоконструкции (до капитального ремонта трактора) 4500…5000 моточасов [252].

Согласно требованиям Ростехнадзора России [91; 177], регламентирующим порядок проведения технического освидетельствования и экспертного обследования стреловых кранов и кранов-манипуляторов, следует обращать особое внимание на наличие такого дефекта, как люфт шарнирных соединений $\delta_w = \delta_{w1} + \delta_{w2}$, связанный преимущественно с выработкой отверстий. Предельно допустимое увеличение диаметра отверстий относительно своего номинального размера по чертежу, при достижении которого необходим ремонт и восстановление шарниров, составляет 2 мм при номинальном диаметре отверстия до 50 мм включительно, 3 мм – при номинальном диаметре от 50 до 100 мм включительно и 4 мм – при номинальном диаметре более 100 мм [121; 161; 177].

Движение звеньев МС МТТМ, как правило, осуществляется с помощью гидравлического привода. В их конструкциях силовой гидропривод имеет преимущественное применение, что отличает МТТМ от робототехнических систем, в которых гидравлический, пневматический и электрический приводы имеют практически одинаковое распространение [103; 162].

Анализ гидравлических схем манипуляционных систем различных типов МТТМ отечественного производства [30; 50; 61; 62] показал, что наиболее широкое применение получили следующие гидроустройства:

- насосы шестеренные типа Г11-2, БГ-11-2 и НШ серии 3 и 4 (с номинальным давлением на выходе $p_н \leq 20$ МПа), радиально-поршневые типа ($p_н \leq 35$ МПа), аксиально-поршневые типа Г13-3М, 2Г15-1, НА, серий 200, 300 и 400 ($p_н \leq 32$ МПа);

- гидроцилиндры поршневые двухстороннего действия с односторонним штоком общего назначения ($p_н$ = 10, 16, 25 и 32 МПа, ход поршня $X_{гц} \leq 2240$ мм) и специальные для самоходных кранов типа Ц21, Ц22, Ц31, Ц41 и Ц51 ($p_н$ = 16МПа), телескопические;

- гидродвигатели поворотные поршневые и шиберные;

- насос-моторы аксиально-поршневые типа 207, 210 и 311 ($p_н \leq 32$ МПа);

- гидромоторы высокомоментные типа МР (с номинальным крутящим моментом $M_н \leq 30$ кН·м), 11М и НМШ;

- клапаны давления напорные: предохранительные типа ПГ52 (с давлением настройки до 100 МПа), переливные типа Г52 ($p_н \leq 20$ МПа);

- гидроаппараты управления расходом: дроссели, делители потока;

- направляющие гидрораспределители золотниковые моноблочные типа Р ($p_н$ = 18 МПа) и секционные ($p_н \leq 50$ МПа) с рычажным управлением, с электрическим управлением типа ЗСУ-8 ($p_н$ = 16 МПа) и электрогидравлическим управлением типа ЗСУ-5 ($p_н$ = 10 МПа);

- гидрозамки типа КУ и КУ-С ($p_н$ = 32 МПа);

- обратные клапаны типа Г-51-2 ($p_н$ = 20 МПа) и ($p_н$ =61 МПа);

- фильтры напорные и сливные;

- гидробаки и гидроаккумуляторы.

В конструкциях гидроприводов МС зарубежного производства используются аналогичные типы гидроустройств [50; 269].

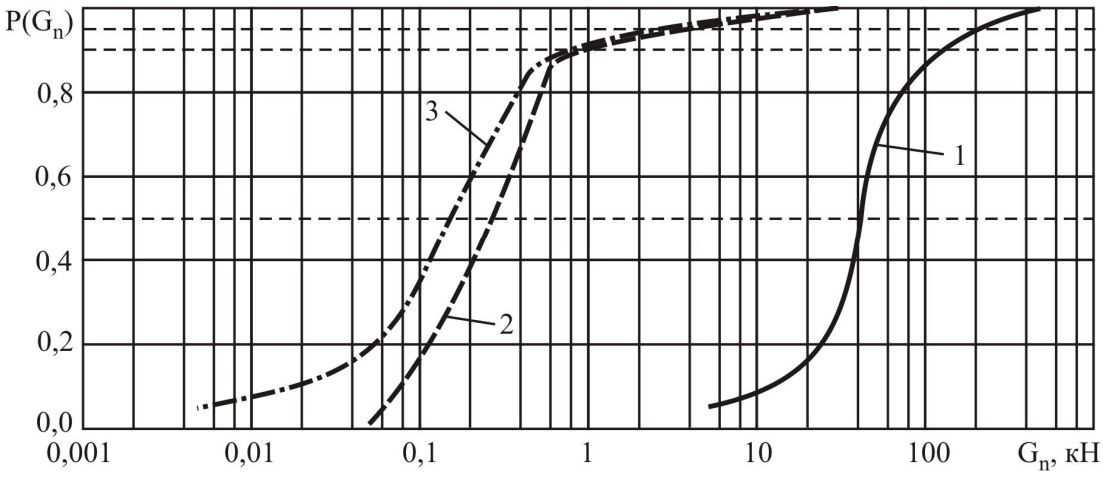
В качестве приводящего двигателя насоса широко используется ДВС базовой машины, соединенный посредством редуктора отбора мощности с валом насоса [79]. В конструкциях самоходных кранов большой грузоподъемности зарубежного производства с целью повышения экономичности их работы для привода насосов гидросистемы МС используются специальные ДВС, установленные на раме КМУ и равные по мощности ~50 % мощности ДВС базовой машины [62]. Для МС самоходных кранов, лесных и путевых машин, использующих в качестве приводящего двигатель базовой машины, характерно применение более дешевых нерегулируемых насосов [30; 50; 61; 62; 79]. Поэтому управление гидроприводом, как правило, реализуется на основе дроссельного регулирования [125]. В специальных МТТМ, имеющих отдельный двигатель для работы МС, а также при использовании регулируемого электропривода насоса возможно управление изменением частоты вращения выходного вала приводящего двигателя.

С конструктивной точки зрения на исследуемые манипуляционные системы похожи манипуляционные роботы. Манипуляционный робот – это автоматическая машина, исполнительным органом которой является манипулятор, перемещающий грузовой захват в пространстве по нескольким направлениям [103; 250]. Данные роботы широко используются в машиностроении для автоматизации производственных процессов [29; 47; 103]. Однако условия работы манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин и манипуляционных роботов различны, что обуславливает наличие характерных конструктивных особенностей [162].

По сравнению с манипуляционными системами мобильных транспортно-технологических машин структурные кинематические схемы манипуляторов роботов характеризуются большим разнообразием взаимных относительных движений сопряженных звеньев металлоконструкции, так как в них используются кинематические пары нескольких классов – поступательные, вращательные и поступательно-вращательные пары V класса, цилиндрические и вращательные пары IV класса, вращательные (шаровые) пары III класса, хотя, естественно, преобладают более простые для технологической реализации низшие кинематические па-

ры V класса, обеспечивающие одну степень свободы [103; 162; 251]. В конструкциях манипуляторов мобильных машин используются только низшие кинематические пары V класса – вращательные на основе цилиндрических шарниров, обеспечивающие вращательное движение относительно продольной оси звена или поворотное относительное движение смежных звеньев, и поступательные на основе призматических шарниров, обеспечивающие телескопирование ряда последовательно сопряженных звеньев кинематической цепи [46; 162].

Основные технические характеристики манипуляционных систем транспортно-технологических машин и манипуляторов промышленных роботов, отражающие их грузовые и геометрические свойства, выражаются аналогичными физическими показателями. Однако нельзя говорить об их количественном соответствии. Абсолютные и относительные значения основных технических характеристик манипуляторов, определяющих грузовые и грузо-моментные параметры кранов и роботов, значительно отличаются по величине, причем отличия составляют, как правило, 2…3 порядка (рисунок 1.30).



1 – гидравлические краны-манипуляторы; 2 – гидравлические манипуляторы промышленных роботов; 3 – манипуляторы всех типов привода промышленных роботов

Рисунок 1.30 – Распределение числа типоразмеров манипуляторов по номинальной грузоподъемности [162]

Таким образом, по аналогии с влиянием размеров машиностроительных конструкций на механические свойства конструкционных материалов и их проч-

ностные характеристики, выражаемого так называемым «масштабным фактором», следует ввести понятие масштабного фактора применительно к техническим характеристикам манипуляционных систем. Его необходимо принимать во внимание при проектировании и моделировании манипуляционных систем транспортно-технологических машин [162].

Следствием наличия масштабного фактора является необходимость учета при проектировании металлоконструкций манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин существенно меньшей удельной материалоемкости, что, как следствие, обуславливает необходимость проведения их более детального прочностного анализа с привлечением методов статистического моделирования нагруженности, расчета тонкостенных конструкций, оценки общей устойчивости, прогнозирования живучести, многокритериальной оптимизации, определения остаточного ресурса [21; 35; 36; 38; 54; 95; 97; 162; 208; 228; 255; 280]. Использование указанных методов при проектировании манипуляторов промышленных роботов также выполняется в достаточном объеме, однако основную роль играют расчеты на жесткость с учетом динамических эффектов от перемещения звеньев и транспортируемого груза с целью обеспечения требуемой точности отработки пространственной траектории движения груза и получения требуемой точности позиционирования [41; 162; 181; 235; 308].

Еще одним следствием наличия масштабного фактора, связанного с конструктивными размерами манипуляционных систем и широким спектром возможных условий их эксплуатации, является необходимость учета при проектировании металлоконструкций манипуляционных систем мобильных машин ряда внешних эксплуатационных нагрузок, как правило, не представляющих существенного значения для небольших по размерам звеньев манипуляторов промышленных роботов. В их число входят нагрузки от подвижного основания, ветровые, сейсмические, температурные, технологические, испытательные и специальные нагрузки на элементы металлоконструкции и груз [54; 124; 280]. Вследствие значительной длины и площади поверхности звеньев манипуляционных систем они могут достигать значительных величин, сравнимых с величиной нагрузок от веса транспор-

тируемого груза и собственного веса элементов металлоконструкции, а также инерционных весовых нагрузок. Необходимость учета достаточно большого числа эксплуатационных нагрузок, отличающихся характером изменения во времени, величиной, условиями возникновения и приложения, обуславливает необходимость проведения при проектировании манипуляторов мобильных машин прочностных и жесткостных расчетов для нескольких различных расчетных сочетаний нагрузок с рассмотрением нескольких предельных состояний [162].

Отмеченные различия в конструкции обуславливают необходимость использования различающихся методик конструирования и расчета напряженно-деформированного состояния элементов металлоконструкций, а также использования различающихся подходов к постановке задачи оптимального проектирования указанных манипуляционных систем [162].

В отличие от промышленных роботов, для манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин не является критичным обеспечение требований по быстродействию и согласованности во времени выполнения смежных технологических операций, а также точности позиционирования груза в конечной точке и в промежуточных точках вдоль требуемой траектории манипулирования. Это обуславливает ряд отличий в конструктивном исполнении механических систем манипуляторов, системах управления и подходах к моделированию кинематики, динамики и прочности [162]. Как следствие, для манипуляторов мобильных машин характерно изготовление звеньев стрелы из стальных тонкостенных профилей, имеющих поперечные сечения с малыми площадями и большими моментами инерции [46]; допущение образования и развития в металлоконструкциях эксплуатационных дефектов достаточно значительной величины, снижающих исходные прочностные характеристики [91; 177]; применение более простых систем ручного управления; необходимость учета при моделировании кинематики и динамики реальных конструктивных, технологических и режимных свойств взаимосвязанной системы «опорная поверхность – шасси машины – манипулятор»; необходимость выполнения большего комплекса проверочных прочностных расчетов [162].

1.2 Условия эксплуатации манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин

Важной особенностью МС МТТМ является зависимость грузоподъемности от вылета стрелы l_c (рисунок 1.31). Согласно условию обеспечения устойчивости установки, чем больше вылет стрелы, тем груз меньшей массы может поднять манипуляционная система. Таким образом, грузоподъемность манипуляционной системы G лежит в пределах $G_{\max}...G_{\max}$, где $G_{\max}$ – грузоподъемность МС при минимальном вылете $l_{c\min}$, $G_{\min}$ – грузоподъемность МС при максимальном вылете $l_{c\max}$. На корневом звене МС иногда устанавливается дополнительный грузозахватный орган. В пределах каждой грузовой операции поднимаемый груз может иметь массу G_i ниже номинальной. Это может позволить в экстренных ситуациях отказаться от использования выносных опор.

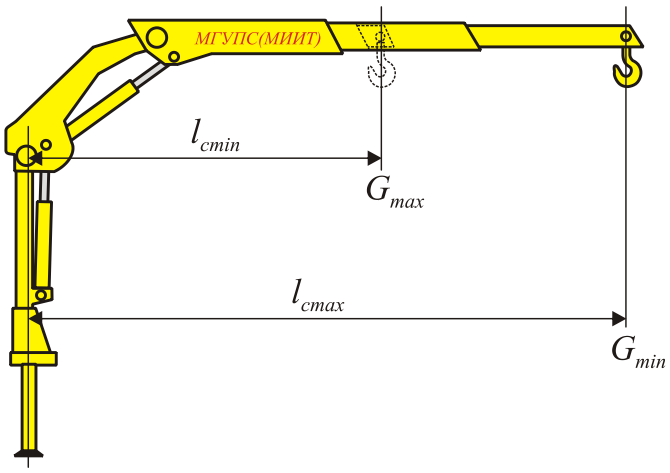


Рисунок 1.31 – Вылет и грузоподъемность стрелы манипуляционной системы

1.2.1 Общая устойчивость мобильных транспортно-технологических машин

Общая устойчивость оснащенной манипуляционной системой МТТМ определяется соотношением опрокидывающего момента, создаваемого весовым воздействием груза, и восстанавливающим моментом, создаваемым собственным весом машины [59; 75; 175]. Выпускаемые промышленностью манипуляционные системы имеют высокий грузовой момент M_G, который выводит машину из устойчивого положения. Грузовой момент вычисляется как произведение массы груза на вылет стрелы манипуляционной системы при работе с этим грузом.

Для манипуляционных систем, оснащенных навесными рабочими органами (лесопильная головка, фреза, буровая головка и т.д.), также необходимо обеспечить устойчивость во всех рабочих режимах с учетом условий взаимодействия рабочего органа и предмета труда [8; 67].

Для повышения устойчивости применяются выносные опоры (аутригеры) [5; 24; 25; 45; 46; 231], на которые устанавливается машина до начала работы. Таким образом, передвижение с грузом транспортно-технологических машин, оснащенных манипуляционными системами, манипуляторами для эвакуации автомобилей, манипуляторами для погрузки лома, запрещено или допускается со значительными ограничениями. Однако существует ряд оснащенных манипуляционными системами машин, которые либо передвигаются с грузом, либо не оснащаются выносными опорами [81; 313; 330; 399; 401].

Опрокидывающий момент $M_{опр}$, выводящий МТТМ из устойчивого положения, вычисляется следующим образом:

$$M_{опр} = G_i b_q + M_д, \qquad (1.1)$$

где b_q – расстояние от центра тяжести груза до плоскости, в которой лежит ребро опрокидывания; $M_д$ – дополнительный опрокидывающий момент (от воздействия ветра, инерционных и динамических нагрузок) [59; 75].

Ребром опрокидывания служат крайние точки опорных элементов базовой машины – колеса, гусеницы, аутригеры и т.д. При повороте манипуляционной системы ребро опрокидывания изменяется.

При проектировании установки в формулу (1.1) либо подставляется максимальная грузоподъемность $G_{\max}$, а при расчете b_q используется минимальный вылет, либо минимальная грузоподъемность $G_{\min}$ и максимальный вылет. Однако, так как грузоподъемность манипуляционной системы зависит от вылета, то при исследовании ее устойчивости целесообразно использовать грузовой момент M_G, который является паспортной характеристикой. В таком случае

$$M_{опр} = M'_G + M_д, \qquad (1.2)$$

где M'_G – грузовой момент, приведенный к ребру опрокидывания.

Восстанавливающий момент $M_в$ зависит от ряда факторов, однако основным является масса базовой машины:

$$M_в = M_0 b_k , \tag{1.3}$$

где M_0 – масса базовой машины; b_k – расстояние от центра тяжести исследуемой машины до плоскости, в которой лежит ребро опрокидывания [75].

Устойчивость работы установки достигается при выполнении условия

$$M_в \geq k_{уст} M_{опр} , \tag{1.4}$$

где $k_{уст}$ – коэффициент запаса устойчивости [75].

Очевидно, что чем больше масса базовой машины по отношению к опрокидывающему моменту $M_{опр}$, тем, при прочих равных условиях, устойчивее работа установки. Указанное отношение зависит от конструкции исследуемой машины, связанной с ее назначением.

Ранее были рассмотрены случаи, когда тяжелые базовые машины оснащаются манипуляционными системами с небольшим грузовым моментом, но не оснащаются выносными опорами, так как большой вес базовой машины заведомо гарантирует устойчивость работы.

Поэтому для классификации конструкций базовых машин с точки зрения устойчивости работы (в том числе без применения выносных опор) предлагается следующий критерий [163]

$$k_{11} = \frac{M'_G}{M_0} . \tag{1.5}$$

Для удобства сравнения различных конструкций числитель и знаменатель в данном выражении выбран таким образом, чтобы критерий обычно принимал значение большее 1.

Ведущие производители комплектуют МТТМ, оснащенные МС, выносными опорами – аутригерами в виде поворотных (откидных) или выдвижных кронштейнов с опорными винтовыми или гидравлическими домкратами [5; 24; 25; 45; 46; 231]. Большинство современных МТТМ оснащены гидрофицированными аутригерами, конструктивно совмещенными с подключенными в общую гидро-

схему машины гидроцилиндрами [61; 62]. Для одной и той же модели манипулятора могут быть предусмотрены различные варианты выносных опор. Выбор того или иного варианта определяется массой базовой машины. Например, краны-манипуляторы фирмы PM (Италия) оснащаются следующими видами опор: 2 стандартных аутригера; 2 удлиненных аутригера; 4 аутригера (устанавливаются как возле места установки манипулятора, так и на заднем свесе базового шасси) [75]. Наиболее распространенная конструкция выносной опоры МТТМ представляет собой устанавливаемую на опорную поверхность плоскую плиту, на которую через систему перемещаемых гидроприводом рычагов свободно опирается рама машины [25; 45; 46; 231]. Для повышения сцепных свойств опоры с опорной поверхностью (особенно на слабых грунтах и в стесненных условиях работы МТТМ) предложен ряд технических решений, основанных на включении в конструкцию аутригера различных анкерных устройств [12; 214].

Аутригеры снижают нагрузки на опорные элементы МТТМ, увеличивают опорную базу и общую устойчивость МС. При работе без выносных опор грузоподъемность МС резко снижается и составляет 40…50% от номинальной [24].

Выражения (1.1) – (1.4) используется, если при расчете устойчивости не учитывается угол наклона опорной поверхности машины и возможность изменения наклона при деформации грунта под аутригерами. Уточненные зависимости для расчета устойчивости (1.6) – (1.9) приведены в [184].

Угол устойчивости, соответствующий предельному углу наклона опорной площадки, на которой может стоять манипулятор не опрокидываясь [184]:

$$\alpha_{уст} = arctg\left(\frac{M_в}{M_0 h_k}\right) = arctg\left(\frac{b_k}{h_k}\right), \qquad (1.6)$$

где h_k – высота точки приложения веса машины (центра тяжести) над опорной поверхностью [184].

Момент запаса устойчивости [184]

$$M_{зап} = M_в \cos\alpha - M_0 h_k \sin\alpha, \qquad (1.7)$$

где α – текущий угол наклона рабочей площадки ($\alpha \le \alpha_{уст}$)[184].

Угол запаса устойчивости [184]

$$\alpha_{зап} = \alpha_{уст} - \alpha = arctg\left(\frac{M_{зап}}{M_0 h_k} \cdot \frac{\cos\alpha_{уст}}{\cos(\alpha_{уст} - \alpha)}\right). \quad (1.8)$$

Деформация грунта под выносными опорами вызывает появление дополнительного крена с углом

$$\alpha_n = \frac{M_0 \cos\alpha}{C_1 Z} - \frac{M_{зап}}{Z^2} \cdot \frac{C_1 + C_2}{C_1 C_2}, \quad (1.9)$$

где Z – база шасси при определении продольного крена, колея шасси при определении бокового крена, C_1 – жесткость выносных опор или приведенная жесткость опорного основания и опор, находящихся со стороны оси опрокидывания, C_2 – жесткость выносных опор или приведенная жесткость опорного основания и опор, находящихся с противоположной стороны от оси опрокидывания [184].

В работе [184] приведены зависимости для вычисления значений коэффициентов C_1 и C_2. Современные руководящие документы [175] допускают отсутствие у стреловых кранов выносных опор. В таком случае при оценке устойчивости необходимо учитывать деформации ходового устройства (шасси).

Обобщая представленную выше информацию, покажем зоны безопасной (устойчивой) работы МС (рисунок 1.32).

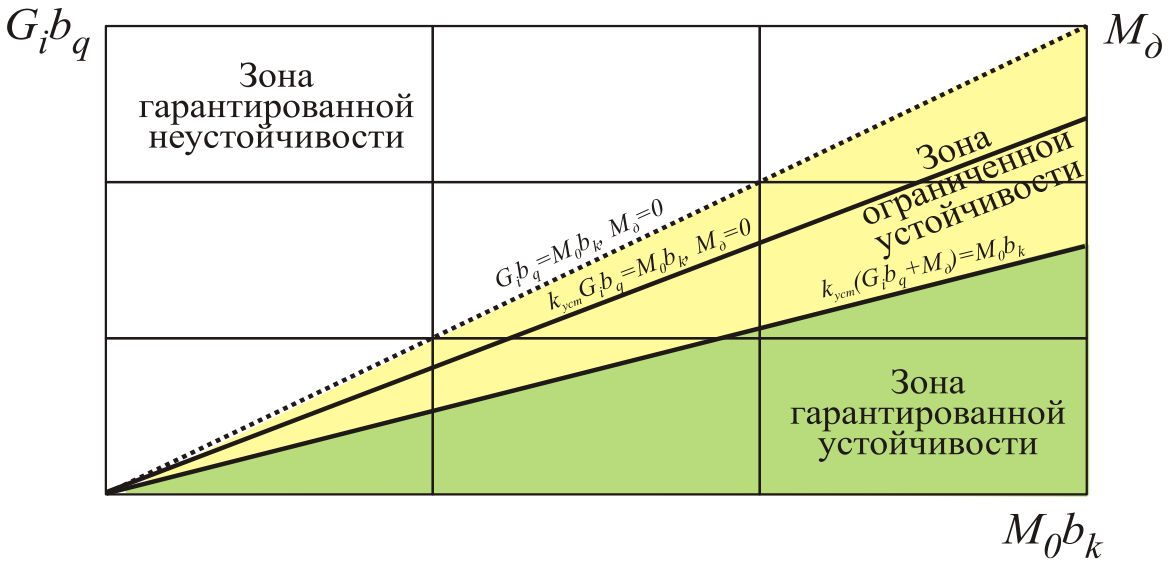


Рисунок 1.32 – Зоны безопасной работы МС МТТМ

1.2.2 Нагруженность манипуляционных систем

Под нагруженностью понимается состояние объекта, вызванное внешними воздействиями и условиями функционирования. Для элементов МК МС основными характеристиками нагруженности являются внешние нагрузки или напряжения в опасных зонах, вызванные протекающими динамическими процессами [124; 156; 280; 316]. Параметры, оказывающие влияние на характеристики нагруженности, называются факторами нагруженности.

Эксплуатационные нагрузки, исходя из характера изменения во времени их величины, условно можно разделить на постоянные, переменные регулярные, переменные случайные, переменные кратковременные [124]. Однако большая часть МС МТТМ эксплуатируется в нестационарных условиях при воздействии на них переменных нагрузок различного происхождения со случайно меняющимися во времени количественными характеристиками [124; 156; 280].

МС МТТМ, как правило, эксплуатируются в нормальных условиях при умеренных нагрузках и интенсивности работы, без воздействия экстремальных внешних факторов (сильный ветер, агрессивная среда, высокоэнергетические процессы). При обслуживании неквалифицированным персоналом на общехозяйственных гражданских работах возможны ситуации, когда манипулятор может работать с перегрузкой или в нештатной конфигурации (без установки выносных опор, с повышенным наклоном базового шасси и т.д.). Однако их можно отнести к исключительным случаям, которые являются нарушением норм и правил безопасной эксплуатации подъемных сооружений [240]. Отказы или повреждения МК МС приводят к его выводу из эксплуатации для проведения необходимых ремонтных работ [91; 112; 177; 255].

Однако МС МТТМ специального назначения могут подвергаться запредельным нагрузкам и внешним воздействиям (высокая температура, радиация, агрессивная среда, воздействие ударной волны и т.д.). Для таких машин частичное разрушение или повреждение манипуляционной системы, в идеальном случае, не должно приводить к ее выводу из эксплуатации [64].

Таким образом, при проектировании и моделировании эксплуатационных процессов манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин необходимо учитывать указанные выше особенности работы.

Процесс изменения характеристики нагруженности во времени *Q(τ)* является случайным процессом, который можно представить в виде случайной реализации или совокупности случайных реализаций (рисунок 1.33) [124]. Для его количественного анализа используются известные методы теории вероятности и случайных процессов [52], хотя развитие современных методов компьютерных расчетов позволяет использовать результаты моделирования в исходном виде.

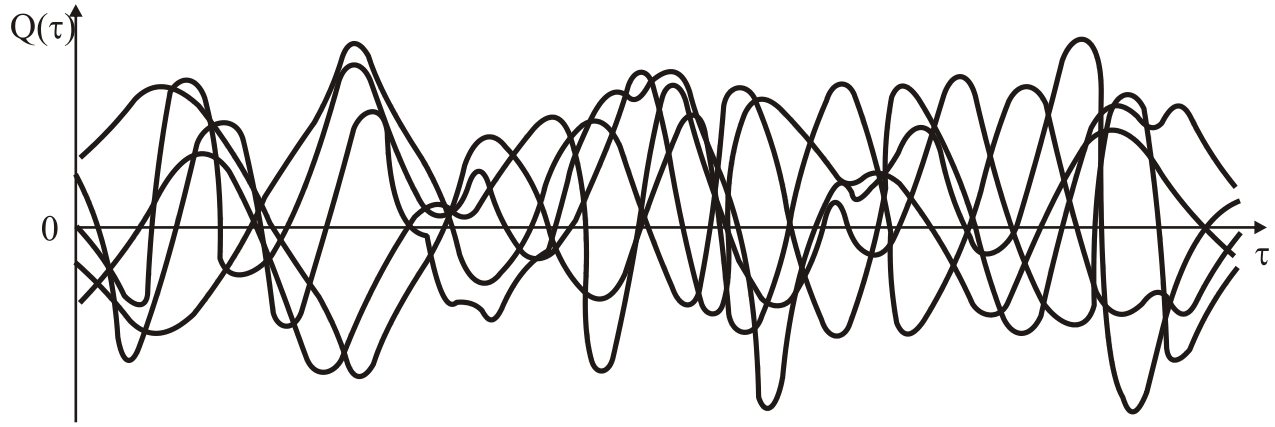


Рисунок 1.33 – Реализации процесса изменения характеристики нагруженности

Для представления нагруженности в компактной форме, удобной для проведения дальнейших проектных и проверочных расчетов манипуляционной системы МТТМ, производится одним из известных методов [124; 280] схематизация случайного процесса *Q(τ)*, позволяющая построить графики нагружения.

Можно выделить несколько вариантов компактного представления параметров распределения факторов и характеристик нагруженности [124; 142]:

- блок распределения (рисунок 1.34, а);
- набор частот распределения (рисунок 1.34, б);
- смешанное блочно-частотное распределения (рисунок 1.34, в).

Блок распределения является наиболее универсальным и используемым вариантом представления нагружения механизмов и металлоконструкций кранов.

При его построении весь интервал описываемой величины $Q \in [0; Q_{ном}]$ разбивается на N подинтервалов шириной $\Delta Q = Q_{ном} / N$. Для нагрузок, величина которых попадает в i-й подинтервал (т.е. составляет $(i-1)\Delta Q < Q \le i\Delta Q$), определяется их общая продолжительность действия или число рабочих циклов ν_i и нормированное значение $\overline{\nu}_i = \nu_i / \nu_{пэ}$ [124; 142].

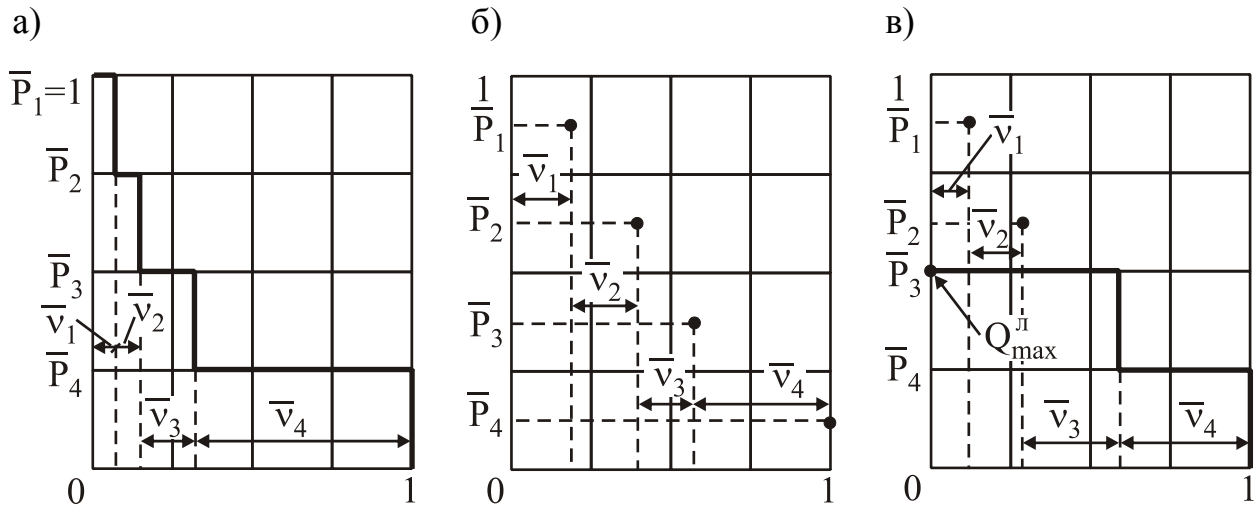


Рисунок 1.34 – Компактное представление данных о нагруженности:
а – блок распределения; б – частотное распределение;
в – смешанное распределение [124; 142]

Частотное распределение целесообразно использовать, если исследуемая величина принимает несколько фиксированных значений. Тогда для каждого i-го значения Q_i (из дискретного множества $Q_1, Q_2, ..., Q_i, ..., Q_N$) определяется общая продолжительность действия или число рабочих циклов ν_i, а затем – нормированное значение $\overline{\nu}_i = \nu_i / \nu_{пэ}$ [124; 142].

Для большинства манипуляционных систем МТТМ большое разнообразие графиков нагружения, так как даже последовательные во времени циклы перемещения груза могут существенно отличаться как по его весу, так и по параметрам цикла манипулирования этим грузом. Исключение могут составлять лишь манипуляционные системы узко специализированных МТТМ. Поэтому графики нагружения грузоподъемных кранов носят выраженный стохастический характер и весьма значительно отличаются как для различных типов грузоподъемного обо-

рудования, так и для кранов аналогичной конструкции в разных условиях эксплуатации. При проектировании манипуляционных систем, как правило, используются типовые графики нагружения [54; 124], которые различны для различных режимов работы грузоподъемного оборудования. Например, обобщенный шестиступенчатый график нагружения (относительной нагрузки на крюке) автомобильных стреловых кранов с номинальной грузоподъемностью 4; 6,3; 10 и 16 т приведен в [54]. Режимы работы (1К…8К) определяются классом нагружения (Q0…Q4) и классом использования (С0…С9) [5; 280].

В связи с развитием экспериментальной базы автоматизированного мониторинга условий нагружения натурных конструкций и компьютерной базы имитационного моделирования их работы с практически максимально возможным учетом специфики выполнения конкретных транспортно-технологических операций находит подход к проектированию ответственного грузоподъемного оборудования на основе индивидуальных графиков нагружения [124]. Модели и методики построения таких графиков на основе имитационного компьютерного моделирования представлены, в частности, в работах [37; 124].

Графики нагружения используются в дальнейшем для решения следующих задач проектирования: для установления группы режима работы оборудования; сравнительной оценки процессов нагружения однотипных элементов при выявлении наиболее нагруженных; количественной оценки эксплуатационных режимов машин по их повреждающему воздействию; расчетной оценки долговечности элементов машин по критериям накопления усталостных повреждений; моделирования реального процесса нагружения при стендовых испытаниях натурных элементов конструкций и моделей машин на усталость [124].

При оценке нагруженности металлоконструкции манипуляционной системы нецелесообразно учитывать все характерные для конкретного расчетного случая нагрузки, так как вероятность их одновременного действия в условиях эксплуатации практически равна нулю. Поэтому в рамках каждого расчетного случая выделяются типовые последовательности движений [124; 280; 346].

1.3 Современные подходы к проектированию и моделированию процессов, протекающих при эксплуатации манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин

Одна из важнейших задач проектирования – определение конструкторско-технологического решения и размеров несущей металлоконструкции. В ходе проектирования определяется облик будущей конструкции. При этом необходимо обеспечить отсутствие отказов во всех режимах эксплуатации.

Типовые отказы машины: пластические деформации, хрупкое разрушение, усталостное разрушение, потеря устойчивости, коррозионное повреждение, недопустимые упругие деформации, недопустимые остаточные (пластические) деформации, износ, деградация свойств материала [280].

Типовой расчёт несущей металлоконструкции манипулятора включает следующие этапы [94; 280; 342].

1 Определяются параметры сырья, которое может быть использовано для изготовления металлоконструкции. Выбор диктуется условиями эксплуатации проектируемой машины и возможностями подразделений снабжения предприятия-изготовителя. На этом этапе определяются марки сталей, сорта металлического проката, параметры доступных стандартных изделий (крепежных и установочных элементов, крышек, прокладок и т.д.) [94; 280; 342].

2 Формируются таблицы нагрузок, описывающие расчетные случаи для манипуляционной системы. Вычисляются значения действующих нагрузок. Для этого используются как упрощенные методы, так и методы точного моделирования нагруженности [94; 280; 342].

3 Проводится расчёт на прочность несущей металлоконструкции. Расчет проводится в форме проектировочного или проверочного [5; 94; 342].

4 Выполняется проверочный расчёт общей устойчивости элементов конструкции, испытывающих сжимающие напряжения [5; 94; 342; 280]. В случае необходимости проводится усиление опасных участков.

5 Проводится расчёт на жёсткость конструкции в целом. Максимальный прогиб точки подвеса груза сравнивается с допустимым для данного типа грузоподъемной машины [280].

6 Выполняется проверка местной устойчивости конструкции [5; 94].

7 Выполняется расчёт на сопротивление усталости [5; 94; 139].

8 Выполняется расчет на сопротивление усталости шарнирных узлов и соединений (болтовых или сварных) [280; 283].

На практике расчетные нагрузки при работе МС определяются по упрощенным зависимостям [5; 124; 139; 227; 280; 283]. Однако признано неверным назначение коэффициентов динамики при расчете ГПМ на основе режима работы [59]. Следует проводить индивидуальный динамический расчет каждой конструкции. Современные математические алгоритмы и вычислительная техника позволяют исследовать эксплуатационную нагруженность с высокой точностью.

При проектировании манипуляционной системы особенно важно минимизировать массу конструкции, т.к. стреловая система, расположенная на максимальном вылете создает большой опрокидывающий момент [280]. Этого можно достичь при равномерном распределении силовых потоков по металлоконструкции. Для манипуляционных систем критериями оптимальности конструкции могут служить усилия в приводах [155].

Рассмотрим основные подходы к исследованию эксплуатационных процессов многозвенных манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и подъемно-транспортных комплексов. Среди них: экспериментальный подход; теоретические исследования (в детерминированной и вероятностной постановке); численное моделирование.

1.3.1 Экспериментальный подход

Экспериментальный подход к определению эксплуатационной нагруженности дает наиболее точное представление о характере изменения параметров нагружения, в частности, напряжений в опасных зонах металлоконструкции крана. В ходе испытаний с помощью специальной аппаратуры производится регистрация

процесса нагружения во времени. Известны различные методы исследования нагруженности объектов: электрическая тензометрия [169; 294; 321], акустическая тензометрия [192], регистрация значений внешних нагрузок (сил, ускорений) с последующим пересчетом на напряжения [188] и др.

Экспериментальные исследования проводятся как на натурных конструкциях [169], так и на масштабных моделях [9; 14; 15; 48]. Масштабные модели, как правило, изготавливаются из низкомодульных материалов (пластика, оргстекла). Модели имеют меньшие габариты по сравнению с исследуемой конструкцией, что позволяет упростить установку измерительных датчиков. Натурные эксперименты требуют более длительной подготовки, но это компенсируется большей достоверностью результатов. На натурной конструкции можно провести исследование различных режимов работы машины, в то время, как масштабные модели имеют существенно ограниченные функциональные возможности [9; 48; 169].

Масштабные модели следует использовать для исследования статического напряженно-деформированного состояния и кинематики манипуляторов [9; 48]. Для оценки характера динамических процессов, особенно на переходных режимах работы, необходимы экспериментальные исследования натурных конструкций [169]. Однако создание масштабной модели МТТМ не целесообразно.

С помощью экспериментальных исследований определяются динамические характеристики элементов манипуляционных систем. Полученные значения этих величин используются в качестве исходных параметров в разрабатываемых математических моделях. Также полезна регистрация характеристик нагруженности [41; 58; 77; 110; 113; 211; 260; 397].

Для анализа динамической нагруженности манипуляционных систем можно использовать электрическую тензометрию. При этом тензорезисторы следует подключать по мостовой схеме с наличием компенсационных датчиков [48].

Известны специальные методы определения динамических нагрузок манипуляторов [82; 222] с помощью тензометрических датчиков омического сопротивления. Тензометрические датчики размещены на поворотной стойке и секциях стрелы манипулятора в пространственно разнесенных и наиболее нагруженных

сечениях так, чтобы одни датчики были чувствительными к воздействию нагрузок только в вертикальном направлении, а другие – в поперечном направлении, перед испытаниями нагружают конец стрелы статической нагрузкой, затем производят динамическое нагружение манипулятора путем перемещения груза в заданном направлении с последующим резким торможением и фиксацией показаний датчиков, после чего, используя данные статической тарировки и динамических испытаний, определяют динамические силы, изгибающие моменты и коэффициенты динамичности в соответствующих сечениях по аналитическим зависимостям.

Для определения интенсивности использования и различных факторов нагруженности проводятся наблюдения за работой манипуляционной системы. Аналогичные данные могут быть получены с помощью установленных штатных регистраторов параметров [149; 206].

С одной стороны, изучение процесса нагружения на основе экспериментальных данных представляется более предпочтительным, т.к. оценивается реальная эксплуатационная нагруженность МС. Однако этот метод подходит только для существующих объектов и не применим на начальном этапе проектирования. Кроме того, вероятность появления в процессе эксплуатации больших амплитуд, наносящих металлоконструкции большое повреждение, достаточно мала. Поэтому при записи процесса нагружения из-за её ограниченности по времени не всегда можно наблюдать появление таких экстремальных амплитуд [139; 156].

Следует отметить, что научные положения, полученные с помощью новых методов исследования должны подтверждаться результатами эксперимента.

1.3.2 Теоретические методы исследования

Актуальность проблемы проектирования и моделированию процессов при эксплуатации манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и подъемно-транспортных комплексов определяет внимание к ней со стороны ученых, проектировщиков, экспертов в области промышленной безопасности. Поэтому к настоящему моменту разработаны и применяют-

ся на практике различные теоретические методы исследования динамики и прочности данных машин. Они базируются на построении математических моделей с использованием законов классической механики в различных формулировках (Ньютоновская механика, Лагранжева механика, Гамильтонова механика). Математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений движения элементов конструкции.

Исследованиям динамики стреловых кранов (к которым относятся краны-манипуляторы) посвящены работы [36-38; 104; 105; 187]. Многие исследования рассматривают вопросы моделирования и анализа колебательных процессов в системе «грузоподъемная машина – груз», исследованию переходных и стационарных процессов, определению максимальных динамических нагрузок в элементах несущей металлоконструкции. В расчетах используются динамические модели разной сложности и точности. К сожалению, подавляющее большинство динамических моделей предлагается использовать лишь для оценки максимальных динамических усилий или построения реализации процесса при работе крана с номинальными значениями факторов нагруженности (массы груза, скоростей механизмов) при определенных конфигурациях стрелы. Таким образом, не учитывается реальная история нагружения грузоподъемной машины.

Использование принципа Даламбера в рамках Ньютоновской механики, согласно которому активные силы уравновешиваются силами инерции, является наиболее распространенным способом построения уравнений движения [37; 104; 105; 139; 144; 155; 156; 245; 257; 275; 301].

В работе [275] при моделировании механической подсистемы учитываются два механических процесса: вращательное движение стрелы МС вокруг оси и поступательное движение плунжера вдоль оси демпфера. Математическая модель рабочего процесса механизма подъема стрелы включает три уравнения: движения ШСС с учетом колебаний груза, движения плунжера демпфера и уравнение расходов рабочей жидкости. Из уравнения движения стреловой группы рассчитывается угловое ускорение стрелы, затем, по формулам, реализующим модифицированный метод Эйлера для дифференциального уравнения второго порядка, опре-

деляется новое угловое положение стрелы и угловая скорость. По известным давлениям в полостях демпфера рассчитываются силы, действующие на плунжер, и затем рассчитывается новое положение и скорость плунжера [275].

В работах [139; 141; 144; 155; 156] из анализа геометрических соотношений в механизме определяется максимальный ход штока гидроцилиндра, строится зависимость, связывающая смещение штока с углом поворота звена МС, зависимость между линейной скоростью смещения штока и угловой скоростью звена, зависимость между ускорением смещения штока гидроцилиндра и угловым ускорением поворота звена. Строится уравнение движения поршня гидроцилиндра, которое интегрируется с учетом ограничений наибольшего возможного расхода рабочей жидкости через гидроцилиндр и максимального ускорения поворота с учетом величины тягового усилия гидроцилиндра. Используя данные уравнения, определяются скорости и ускорения поворота звеньев крана-манипулятора, а также внутренние силовые факторы в конструкции [139; 141; 155; 156; 245].

В работе [257] принцип Даламбера использован для анализа динамики навесных манипуляторов для погрузки лесоматериалов, выполненных по комбинированной и шарнирно-сочлененной схеме. Автор особое внимание уделяет переходным процессам при пуске и торможении механизмов погрузчика [257].

В работе [282] предложены методики анализа динамической нагруженности кранов с жестким подвешиванием груза, к которым можно отнести многозвенные краны-манипуляторы. Предлагается переход от исходной конструкции к динамической модели, состоящей из сосредоточенных масс, связанных гибкими стержневыми элементами. Уравнения движения строятся с помощью податливостей конструкции [282]. Однако эти работы в большей степени посвящены исследованию динамики специальных мостовых кранов.

Общим недостатком рассмотренного метода является высокая вероятность потери значимых элементов уравнений движения, а также сложность при определении их знаков. Кроме этого, прямой метод невозможно использовать в универсальных расчетных программах для ЭВМ, что особенно важно при исследовании многозвенных манипуляционных систем [121].

Уравнение Лагранжа II рода используются для построения уравнений движения многозвенных манипуляционных систем [33; 63; 282]. Большинство исследователей учитывают в правой части уравнений Лагранжа действующие по направлению главных координат обобщенные силы и производные от потенциальной энергии системы по главным координатам [282]. В работах [33; 63] предлагается учитывать диссипативную энергию сопротивления, дифференцируемую по скорости изменения обобщенной координаты. Это важно при исследовании манипуляционных систем с демпфирующими устройствами и при анализе систем управления. В работе [398] с использованием уравнений Лагранжа анализируется движение груза, описываемое системами нелинейных уравнений второго порядка. Для козловых кранов при образовании расчетной модели учитывают переменность длины подъемного каната, а также массу грузовой тележки. Для башенных кранов учитывают также массу стрелы и момент инерции поворотной башни. Данный подход применен для исследования кранов с гибкой подвеской груза.

В работе [87] проведен анализ стрелового грузоподъемного крана как сложной динамической системы, состоящей из механической подсистемы, подсистемы гидропривода и подсистемы контроля устойчивости, представлены методики автоматизированного моделирования подсистем крана. Методика автоматизированного моделирования механической подсистемы крана основана на автоматическом построении уравнений движения в форме уравнений Лагранжа второго рода с переменными коэффициентами. Методика автоматизированного моделирования подсистемы гидропривода основана на разбиении схемы гидропривода на функциональные элементы, описанные линеаризованными математическими моделями, и построении уравнений системы гидропривода из математических моделей элементов [87].

Недостатком применения уравнений Лагранжа II рода является большое количество вспомогательных вычислений, связанных с построением выражений для энергий и их дифференцировании по координатам и скоростям. Другой недостаток заключается в том, что в уравнении Лагранжа II рода в явной форме не содержат силы реакции опор. Поэтому их целесообразно использовать только в тех случаях, когда реакции связи не представляют интереса [180].

Уравнения энергетического равновесия в рамках закона сохранения энергии и принципа наименьшего действия также используются для построения уравнений движения. Составляются уравнения движения МС в энергетической форме: сумма разниц начальной и текущей кинетической энергии вращения каждого элемента стрелы приравнивается сумме работ внешних движущих моментов. Данное уравнение дифференцируется по главным координатам и записываются итоговые уравнения движения. К этим уравнениям добавляются уравнения, описывающие изменение давления в гидроприводе [171; 191; 274].

Исследованию динамики грузоподъемных машин энергетическими методами в рамках Гамильтоновой механики посвящены исследования [332; 334; 339; 395]. Однако такой подход не получил широкого распространения в силу необходимости применения специального математического аппарата.

Также для построения уравнений движения можно использовать принцип Журдена, согласно которому из всех кинематически возможных движений механической системы с идеальными связями действительным является то, для которого в каждый момент времени выполняется условие равенства нулю произведения вариаций скоростей на разницу активных и инерционных сил. Его можно использовать для систем, у которых реакции связей ортогональны к направлениям возможных скоростей точек приложения этих реакций [329].

Методы исследования манипуляционных роботов пригодны при анализе кинематики и динамики многозвенных манипуляционных систем [1; 56; 70; 109; 121; 133; 134; 156; 183; 284; 328; 331; 333; 335-337; 340-341; 343; 345; 347-350; 353; 360-367; 373-380; 383-394; 396; 400-411]. В указанных работах используются матричные методы расчета. В динамических моделях звенья манипуляторов представлены как жесткие или деформируемые тела.

Для высокоточных и гибких манипуляторов следует учитывать податливость элементов, так как она вносит вклад в погрешность позиционирования рабочего органа [60; 116; 236]. В этом случае модель строится из жестких инерционных, безынерционных упругих и распределенных инерционных упругих элементов. При этом следует выполнять идентификацию структуры и характеристик

элементов модели. При выборе степеней свободы системы можно ограничиться только теми степенями свободы, которые соответствуют частотам, попадающим в диапазон рабочих частот системы управления [41].

Динамические задачи для деформируемых тел предлагается решать вариационными методами [41], методом конечных элементов [41; 139; 140; 160], методом начальных параметров [41; 116]. Для простых систем могут быть использованы традиционные методы исследования динамики континуальных систем на основе дифференциальных уравнений, описывающих изгиб, кручение и растяжение-сжатие стержневых элементов стрелы манипулятора [32; 213; 293].

Для манипуляторов общего назначения, изготовленных из стали, наиболее податливые элементы сосредоточены в кинематической передаче. Поэтому в расчетах элементы стрелы могут считаться жесткими без потери точности, при этом снижается трудоемкость решения [41; 155; 180].

Таким образом, с точки зрения кинематики МР может рассматриваться как незамкнутая цепь жестких звеньев, соединенных последовательно посредством поступательных или вращательных сочленений [180]. Прямая задача кинематики робота заключается в определении кинематического положения схвата, если дан вектор перемещения сочленений (необходимо вычислить координаты схвата в глобальной декартовой системе координат по известным значениям обобщенных координат звеньев и их геометрическим размерам). В противоположность этому обратная задача кинематики МР заключается в определении перемещений сочленений для обеспечения необходимого положения рабочего органа (определение необходимых значений обобщенных координат по известным декартовым координатам схвата с учетом кинематической схемы манипулятора). Для МР обычно предпочтительно решать обратную задачу [335; 355; 356; 377; 394], так как это позволяет планировать траекторию движения рабочего органа и проектировать системы управления робота. Применение тензорной и матричной алгебры позволяет упростить запись уравнений движения [7; 26; 394].

МР выполняет в процессе работы разнообразные технологические операции, такие как позиционирование и ориентация рабочего органа (захвата). При традиционном подходе кинематика данных движений может быть описана переносом и вращением систем координат, связанных с звеньями МР [7; 341; 394].

В представлении Денавита-Хартенберга [26; 341] начала систем координат расположены в шарнирах, а их оси формируются по правилам, которые определяются кинематикой МС. Уравнения движения получаются с помощью однородных преобразований системы координат. В другом методе описания кинематики [26; 60; 236; 406] локальные системы координат привязаны к центрам масс звеньев, а их оси направлены вдоль главных осей инерции. Параметры, определяемые относительно таких систем координат, удобны для динамического анализа. В работах [26; 185] используется метод последовательного формирования систем координат.

При исследовании МР решаются две задачи динамики: прямая и обратная. Прямая задача заключается в вычислении обобщенных координат, скоростей и ускорений манипулятора при заданных приводных усилиях и внешних воздействиях. Обратная задача – в определении необходимых усилий привода для обеспечения требуемой траектории движения (заданных обобщенных координат, скоростей и ускорений звеньев) [116; 121].

Формирование эффективных уравнений динамики МР, которые могут быть рассчитаны на ЭВМ за минимальное время, является одной из важнейших задач в робототехнике. Ее решение необходимо для моделирования динамики манипуляторов в масштабе реального времени, для разработки эффективных алгоритмов управления роботами с учетом динамики [302], для повышения эффективности исследования и разработки манипуляторов [26].

Для повышения вычислительной эффективности решения уравнений динамики МР широко применяются алгоритмы распределенных и параллельных вычислений [348; 350; 375], символьные преобразования уравнений [60; 337; 364]. В связи с этим требуется замкнутость уравнений, чтобы обеспечить удобство написания компьютерной программы с применением элементов параллельных и распределенных вычислений [26].

Динамика манипуляционной системы робота описывается системами сильно нелинейных дифференциальных уравнений, которые можно построить с использованием ряда подходов: представление динамики методом связных графов; представление динамики методом Ньютона-Эйлера; представление динамики методом Лагранжа (уравнение Лагранжа II рода); представление динамики методом Аппеля (альтернативная формулировка подхода Ньютона-Эйлера); представление динамики методом Кейна [26; 333; 360; 393; 394; 396].

Уравнения динамики МР содержат составляющие, связанные с инерционными силами, силами реакций, центробежными и кориолисовыми силами, гравитационными силами, внешними нагрузками.

Первые результаты в области анализа динамики МР получены в работах [56; 367]. Полученные ими уравнения справедливы как для манипуляционных роботов, так и для более широкого класса динамических систем, состоящих из шарнирно связанных твердых тел. В дальнейшем было разработано большое количество алгоритмов формирования динамических уравнений манипуляторов [26].

Метод Ньютона-Эйлера главным образом используется для решения прямой задачи с получением рекуррентных зависимостей [26; 328, 331; 406; 408; 410].

Уравнения динамики в форме Лагранжа были представлены в работе [404] и получили дальнейшее развитие в исследованиях [26; 366; 380; 388; 400; 405; 394]. Однако они обладают низкой вычислительной эффективностью. Если при выводе динамических уравнений использовать рекурсивные преобразования, то это позволит повысить эффективность вычислений [26; 360; 378].

Уравнения Лагранжа наиболее подходят для исследования динамики при решении задач управления МР [26; 358; 360; 407]. Использование принципа Даламбера для уравнений Лагранжа позволяет получить в явном виде уравнения, которые отражают влияние вращательного и поступательного движения элементов стрелы манипулятора на его динамику [26; 172; 302]. Однако применение метода Лагранжа приводит к получению сложных уравнений даже для робота с двумя-тремя степенями свободы. Поэтому нецелесообразно их использование для многозвенных кранов-манипуляторов [26; 394; 396].

Метод связных графов [209; 394] предполагает исследование потока энергии от одного звена к другому. Потоки характеризируются следующими переменными состояния – усилие, поток, положение и импульс. Связанные графы строятся из следующих элементов: накопители энергии, преобразователи, гираторы, узлы усилий, узлы потока, поля. Сначала определяются геометрические ограничения, затем связываются координаты узлов и строится связанный граф. Пользуясь законом Кирхгофа выполняется обход графа и получаются уравнения состояния.

В основу рекурсивных методов исследования динамики МР положен принцип Даламбера [360; 394]. Уравнение движения звена записывается с учетом действия внешних сил со стороны последующих звеньев, которые уравновешиваются силами реакций предыдущих звеньев. Однако такой подход может привести к ошибкам при большом количестве звеньев крана-манипулятора.

В работе [235] получены уравнения динамики в явном виде. Для этого использовались уравнения Аппеля, позволяющие решать прямые и обратные динамические задачи. Уравнения Кейна позволяют с наименьшими затратами определить обобщенные моменты в манипуляционных системах с замкнутыми кинематическими цепями [26; 361; 379]. Однако такие цепи не свойственны манипуляционным системам мобильных транспортно-технологических машин.

Для анализа динамики МР возможно отказаться от формирования уравнений движения и использовать принцип Гаусса. Обобщенные ускорения элементов системы определяются минимизацией некоторой квадратичной формы (меры принуждения) с помощью вариационного подхода. Для истинного движения вариация меры принуждения равна нулю [180].

К современным подходам моделирования динамики МР можно отнести методы, использующие нечеткую логику [345], пространственные операторы [389; 362], группы Ли [385], нейронные сети [6; 340; 365], операционное пространство роботов [26; 349] и другие.

Существующие модели предполагают, что манипулятор установлен на абсолютно жестком горизонтальном основании. Следует отметить, что реальные условия эксплуатации многозвенных манипуляционных систем подъемно-

транспортных машин требуют учета податливости базового шасси, профиля и уклонов опорной поверхности [141; 155; 156]. Кроме этого, некоторые машины способны передвигаться с грузом [155].

Методы исследования манипуляционных систем лесных машин. На современном этапе механизации лесосечных работ наблюдается тенденция использования многооперационных лесных машин манипуляторного типа. Лесосечные машины схожи с многозвенными кранами-манипуляторами, однако их работа сопряжена с большими в 1,3..1,5 раза динамическими нагрузками [66]. Поэтому большое внимание уделяется исследованию процесса взаимодействия манипулятора лесной машины с предметом труда [23; 66; 264; 279].

На практике используются следующие методы исследования кинематики лесных машин [9; 10]. Методы исследования конечного поворота твердого тела используются для решения прямой задачи кинематики [13; 42]. Комбинированный векторно-матричный метод, в рамках которого связь конечных и начальных параметров записывается в векторной форме, а все преобразования ведутся с помощью матриц [13]. Матричный метод является универсальным, но требует большого количества вычислительных операций [13; 42]. Метод проецирования замкнутых векторных контуров [13; 306].

Исследованию динамики лесных машин посвящены работы [4; 8-10; 14; 15; 23; 43; 66; 67; 80; 145; 207; 233; 257; 264; 272; 279; 292]. В качестве метода исследований динамической нагруженности в большинстве работ принято математическое моделирование с использованием двух- и трехмассовых расчетных схем. При этом не в полной мере учтены динамические свойства звеньев МС.

В работе [257] динамика трехзвенного манипулятора исследуется с помощью двухмассовой динамической модели, одна из масс которой учитывает влияние опорного устройства, а вторая – стрелы. Выполненные автором экспериментальные исследования показали, что погрешность определения максимальных сил с использованием данной модели может достигать 12…20%. Также получены зависимости для определения площади зоны обслуживания двух- и трехзвенных манипуляторов с различными кинематическими схемами [257].

Для совместного решения уравнений динамики манипулятора и гидропривода в работе [207] предложен метод гидромеханических цепей. При этом считается, что гидропривод нагружен постоянной силой, что не соответствует действительности [155].

В ранних работах с целью упрощения решений предполагается, что все технологические операции выполняются манипулятором независимо друг от друга в различные моменты времени. Такая ситуация имеет место для некоторых манипуляторов [141; 155]. С другой стороны, совмещение движений позволяет повысить эффективность использования кранов-манипуляторов за счет уменьшения времени выполнения цикла. Например, совмещение подъема и поворота манипулятора позволит сократить время цикла в 1,5…1,8 раза [79; 292]. Попытки учесть совмещение движений МС лесной машины сделана в работах [14; 15; 79; 292].

В работе [79] совмещение движений учитывается при анализе нагруженности и оптимизации элементов стрелы и гидропривода манипулятора лесной машины. Показано, что при анализе переходных процессов должна учитываться податливость рабочей жидкости, а в режиме установившегося движения податливостью жидкости можно пренебречь [79].

Предложена 5-массовая модель совмещенного переноса дерева манипулятором валочной машины [14; 15]. При выводе уравнений предполагается, что поворот платформы происходит одновременно с движением рукояти манипулятора. Платформа приводится в движение гидромотором, момент которого зависит от разности давлений в напорной и сливной магистралях. Стрела манипулятора представлена в модели всего одной массой, что снижает точность её моделирования. Кроме этого, в работе учитываются только колебания в горизонтальной плоскости, что неприемлемо для расчета манипуляторов общего назначения. Однако главная цель исследования – анализ нагруженности опорно-поворотного устройства машины, поэтому такие упрощения допустимы [14; 15].

Методы исследования манипуляционных систем экскаваторов. По технической сути к объекту исследования близки стрелы экскаваторов. Исследованию их кинематики и динамики посвящены работы [57; 58; 76; 77; 113; 182; 186;

212; 254; 260; 270; 286; 287; 338; 344; 351; 352; 368; 369]. Отличие экскаватора от многозвенного манипулятора – наличие ковша экскаватора, приводимого в движение дополнительным гидроцилиндром. Динамическая нагруженность экскаватора имеет двухчастотный характер. Низкочастотная составляющая нагруженности зависит от величины заглубления ковша в развал, подчиняется нормальному закону распределения и зависит от грансостава габаритной части породы. Высокочастотная составляющая накладывается на низкочастотную, она возникает от столкновения ковша в процессе черпанья с породными кусками [186].

Для построения уравнений движений экскаватора широко используется принцип Даламбера [58; 76; 77; 212; 254; 260; 338; 344;]. Известны двух и трехмассововые расчетные схемы динамики экскаватора [57; 76; 113; 212; 260]. Применение данных моделей дает погрешность в 20…30 %, как правило, в сторону занижения нагруженности, что негативно сказывается на точности расчетов на долговечность [260].

Предложенные в работах [338; 344] модели предназначены для исследования динамики с целью измерения веса груза, который изменяется в процессе движения звеньев стрелы экскаватора из-за действия инерционных сил. Расчеты выполнены для четырехосного манипулятора. Кинематический и динамический анализ выполняется аналогично подходу, представленному в [141; 155]. Последовательно строятся зависимости, связывающие обобщенные координаты, скорости и ускорения элементов стрелы с действующими в системе силами. Недостатком данного подхода является необходимость использования промышленного программного пакета для верификации параметров динамических моделей, что снижает гибкость алгоритма [338].

В [77] строятся две группы уравнений, описывающих поворот платформы и изменение конфигурации стрелы с учетом работы системы управления. Показано, что изменение положений исполнительных систем экскаватора в его рабочем пространстве приводит к вариации значений момента инерции платформы, инерционных масс приводов стрелы, рукояти и ковша, передаточных чисел рычажных механизмов, статических нагрузок сепаратных каналов [77].

Уравнение Лагранжа II рода используется для построения уравнений движения в работах [58; 270; 286; 287]. Для удобства вычислений уравнения Лагранжа можно построить в матричном виде [286; 287]. Данный метод можно использовать даже при наличии в модели упругих элементов [58].

Метод кинематических трансформаций [368; 369] применен для исследования кинематики и нагруженности экскаватора с прямой лопатой. Кинематическая схема описывается совокупностью замкнутых контуров, образованных элементами стрелы и гидроцилиндрами. Строится структурная кинематическая схема. Кинематический и силовой анализ выполняется с помощью специализированного программного продукта. Далее графическим способом определяются максимальные усилия в конструкции, вызванные зачерпыванием грунта [352].

В работе [110] метод кинематических трансформаций в рамках механики Ньютона-Эйлера применен для снижения воздействий на оператора землеройных машин. На исследуемую конструкцию действуют случайные воздействия со стороны опорного основания и привода механизмов [110].

В работе [351] строятся траектории движения стрелы экскаватора при условии ограничений на ускорения, максимальную мощность гидропривода. Необходимость введения таких ограничений показана в [141]. Исследование конструкции выполняется в естественной системе координат, связанной с элементами стрелы манипулятора. На заключительном этапе выполняется минимизация времени цикла работы экскаватора в зависимости от размеров элементов стрелы [351].

При исследовании динамики экскаваторных приводов элементы стрелы манипулятора представляются в уравнениях достаточно приближенно (одной или двумя массами) [182; 270]. Поэтому эти модели не подходят для детальной оценки нагруженности манипуляционных систем.

Другой подход к теоретическому описанию нагруженности базируется на ***теории случайных процессов***. В качестве математической модели случайных процессов нагружения используется модель гауссовского (нормального) процесса. Параметры распределения амплитуд напряжений определяются из выражений для спектральной плотности или корреляционной функции процесса. На основе

данной модели иногда удается построить другие модели процесса нагружения, более подходящие для исследования конкретных режимов работы крана-манипулятора. На основе методов статистической динамики были разработаны различные модели механических систем, в том числе, динамические модели грузоподъемных кранов и экскаваторов [34; 36; 58; 95]. Следует отметить, что методы теории случайных процессов могут применяться только при наличии большого объема экспериментальных данных, касающихся не только факторов нагруженности, но и отклика системы на внешние воздействия. Таким образом, требуется проведение экспериментальных исследований.

1.3.3 Численные методы исследования

Для исследования динамики и прочности МС МТТМ при современном уровне развития вычислительной техники повсеместно применяется численное моделирование. Речь идет не только о простом использовании ЭВМ в качестве счетных устройств, но и о специфических методах моделирования нагруженности. В последние годы развиваются методы численного моделирования динамики механических систем. Реальный объект заменяется расчетной схемой, состоящей из множества абсолютно твердых тел, соединенных друг с другом поворотными или призматическими шарнирами и силовыми (упругими и диссипативными) звеньями. В результате численного моделирования строятся кинематические (траектории движения и скорости) и силовые (активные силы и силы реакции опор) характеристики системы [28; 118; 119; 156; 139; 229; 296; 311].

В работе [19] предложен язык программирования правых частей обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих движение сложных механических систем, состоящих из твердых тел. Язык поддерживает стандартные векторные операции и распространяет их на векторы, являющиеся линейными формами обобщенных координат системы. Язык предназначен для программирования уравнений специального вида, являющихся по существу уравнениями Лагранжа второго рода. Но записываются эти уравнения не с помощью частных производных ки-

нетической энергии системы по ее обобщенным координатам и скоростям, а с помощью векторных величин типа количества движения, кинетического момента и т.п., характеризующих как некоторые совокупности тел, так и отдельные тела системы. Средствами языка эти уравнения записываются в компактной форме, которая затем преобразуется в процедуру, вычисляющую правые части.

Для анализа прочности, жесткости и устойчивости металлоконструкций кранов широко применяется метод конечных элементов [53; 55; 137; 244; 280; 314]. Этот метод реализован в виде мощных промышленных программных комплексов (Femap, Nastran, Patran, Ansys) и используется при проектировании стреловых кранов [228; 280] и МС МТТМ [146; 156; 280].

С помощью МКЭ исследуется динамика сложных механических систем. Наиболее простой способ – решение динамической задачи в квазистатической постановке. В этом случае полученные экспериментально или с помощью динамических моделей реализации факторов нагруженности дискретизируется по времени. Далее к конечноэлементной модели прикладываются факторы нагруженности, соответствующие данному моменту времени. Проводится статический расчет. Расчет повторяется для следующего момента времени, которому соответствуют другие значения факторов нагруженности. Таким образом строятся реализации перемещений и напряжений в интересующих точках конструкции. В силу своей простоты данный алгоритм не позволяет исследовать волновые процессы, влияние внутреннего трения, высоконелинейное поведение систем [118; 119; 156].

В том случае, когда требованиями нормативной документации установлены пороговые значения частот колебаний объекта (например, на железнодорожном транспорте), проводится расчет собственных форм и частот колебаний Б37; Б38]. Однако при проектировании ГПМ больший интерес представляют данные о динамических процессах изменения напряжений и деформаций МК [156].

Для исследования этих процессов разработаны специальные варианты МКЭ [357; 409]. В промышленных пакетах реализованы алгоритмы анализа переходных процессов в условиях воздействия зависящих от времени нагрузок и алгоритмы анализа отклика конструкции на установившееся колебательное возбужде-

ние. В любом случае, задача сводится к системе линейных дифференциальных уравнений второго порядка, описывающей динамическое поведение конечноэлементной модели. Численное решение системы выполняется одним из вариантов метода Ньюмарка. При этом различают прямой метод решения задачи и метод разложения по собственным формам. Первый метод заключается в прямом интегрировании системы уравнений. Второй метод подразумевает преобразование узловых перемещений с целью разделения общей задачи на серию более простых (аналогичен методу главных координат при аналитическом решении динамических задач). Итоговое решение получается суммированием решений по всем формам колебаний [156].

1.3.4 Моделирование манипуляционной системы с учетом движения транспортно-технологической машины

В разделе 1.1 показано, что ряд машин не оснащается опорами и манипуляционные системы работает в тесной взаимосвязи с базовым шасси. Широкое разнообразие возможных типов движителя наземной базовой машины требует разработки универсальных моделей экипажей, не привязанных к конкретному типу движителя [232].

Для анализа динамических нагрузок при передвижении ГПМ разработаны различные подходы [124; 227; 290; 320; 357]. Однако обычно динамическая нагруженность учитывается с помощью коэффициента толчков [94; 124; 280].

Башенные и мостовые краны передвигаются по рельсовым путям, к техническому состоянию которых предъявляются жесткие требования [168; 259]. Кроме этого, при перемещении наблюдаются периодические интенсивные ударные воздействия, вызванные проходом крана через рельсовые стыки [282; 357]. Поэтому динамические модели их передвижения не подходят для исследования кранов-манипуляторов и манипуляторов специальных машин, базирующихся на пневмоколесных и гусеничных шасси, передвигающихся по грунтовым и асфальтобетонным дорогам.

Разработаны методы анализа динамики машин на гусеничном ходу, в первую очередь, тракторов [20; 34; 290; 311]. Однако данные модели не учитывают сложную пространственную конфигурацию конструкций стреловых кранов. Поэтому они могут быть использованы только для ориентировочных расчетов.

В настоящее время широко используются стреловые грузоподъемные краны на гусеничном ходу [5]. Как правило, такие грузоподъемные машины применяются на монтажных работах и имеют сравнительно низкую скорость передвижения (0,1…0,2 м/с). Известны динамические модели передвижения стреловых кранов на гусеничном ходу [5; 370].

В работе [57] исследовано изменение нагрузок, действующих на элементы базового шасси МТТМ, вызванное поворотом платформы с установленным манипулятором (экскаватора).

Влияние опорной поверхности, по которой передвигается кран, учитывается с помощью различных статистических моделей, позволяющих получить реализации эквивалентной геометрической неровности во времени [226; 290; 300]. Исследование динамики колесных, гусеничных и дорожных машин с учетом деформаций опорного основания (грунта) описано в [31; 44; 195]. При исследовании реологии основания учитывается его ползучесть и режим работы машины.

При изучении рабочих процессов в железнодорожном экипаже могут использоваться математические модели разной сложности, изучающие как всю систему в целом, так и ее отдельные части (динамика движения колесной пары, динамика движения железнодорожной тележки, влияние движения экипажа на путь, взаимодействие токоприемника и контактной сети и т.д.). Для учета влияния на исследуемую динамическую подсистему остальных элементов экипажа в модель вводятся дополнительные связи или силовые факторы [262; 263; 289].

В большинстве конструкций экипажной части современных локомотивов и вагонов заложены технические решения, определяющие малое влияние вертикальных колебаний на колебания в горизонтальной плоскости. При решении ряда задач анализа динамики основных частей подвижного состава разделяют колебания в вертикальной поперечной плоскости (боковая качка) и колебания в верти-

кальной продольной плоскости (подпрыгивание и галопирование) [263]. Для исследования каждого типа колебаний на практике применяются динамические модели с 10-20 степенями свободы, содержащие ряд инерционных элементов, соединенных линейными или нелинейными упруго-диссипативными связями [262; 263]. Также используются модели обобщенного железнодорожного экипажа [190].

Динамическое воздействие пути на динамику железнодорожного экипажа определяется в виде случайного [265; 300] или гармонического [65; 289] возмущения, действующего на неподрессоренные массы. При этом основное воздействие вызывается проходом колесной парой стыков рельс, стрелок, коротких дефектов рельса (ползун, неравномерный прокат, неравномерный износ, дефект от буксования), а также неидеальности изготовления элементов экипажа (эксцентриситет колеса, дисбаланс колесной пары, неравномерность динамических параметров подвешивания) [65; 263; 289]. Наибольшее распространение в задачах динамики получила модель гармонического возмущения, задаваемого в виде синусоиды с периодом, соответствующим длине рельсового звена [263]. В современных исследованиях особое внимание уделяется динамическому взаимодействию железнодорожного экипажа и пути с целью обеспечения высоких показателей безопасности движения [262; 263; 289]. Рельсовое строение может моделироваться балкой на непрерывном упругом или упруго-диссипативном основании, на прерывистом упругом основании, на упругих точечных опорах [243; 382]. Свойства пути зависят от взаимодействия его основных элементов, динамики грунтового и балластного основания [223; 237; 323].

Несмотря на возможность использования аналитических подходов к моделированию, в настоящее время для исследования нагруженности железнодорожных экипажей предлагается использовать универсальные модели динамических систем, созданные в программных комплексах численного моделирования [99; 230; 263; 289; 382].

Воздействие манипуляционной системы на железнодорожный экипаж учитывается как внешнее воздействие, что с точки зрения практики обосновано установ-

кой на железнодорожные машины манипуляторов сторонних производителей. Однако это не позволяет в полной мере изучить особенности взаимодействия манипуляционной системы с железнодорожным экипажем, стоящем на пути, имеющем собственные динамические свойства. Поэтому целесообразна разработка как единых динамических моделей «путь – железнодорожный экипаж – манипуляционная система – груз», так и разработка для проектировщиков манипуляционных систем упрощенных моделей железнодорожных экипажей, обладающих эквивалентными динамическими свойствами, учитывающих основные качественные характеристики динамического влияния экипажа и пути на работу манипуляционной системы.

Для сухопутных транспортно-технологических машин важное значение играет поведение грунтового основания, на котором установлена или по которому движется машина при работе манипуляционной системы. Силы реакции деформируемой опорной поверхности можно найти из условия равенства контактных напряжений между элементами движителя и пути. Известно большое количество степенных зависимостей, описывающих процесс сжатия грунта под движителем; обобщенных характеристик взаимодействия колесных и гусеничных движителей с различными видами поверхностей; соотношений, связывающих деформацию элементов движителя и опорной поверхности [232]. Поэтому настоящее исследование не предполагает построение новых моделей взаимодействия движителя и опорного основания, а при построении комплексной модели исследуемой системы будут использоваться известные научные результаты.

Модель движения базового шасси по опорной поверхности представляет собой совокупность построенных напрямую уравнений движения динамической системы, состоящей из упругих и инерционных элементов. К данной системе уравнений присоединяется система уравнений связей, описывающих взаимодействие элементов шасси и опорного основания. Присоединенные уравнения содержат координаты, скорости и ускорения элементов машины, а также параметры взаимодействия. Полученная таким образом итоговая система уравнений представляет собой совокупность уравнений равновесия движения движителя и реакций полотна пути. При этом необходимо иметь данные о физических параметрах грунта [51].

Воздействие качки судна на динамику установленной на нем манипуляционных систем можно исследовать с помощью линейных и нелинейных моделей качки, спектрально-вероятностного метода расчета качки. При этом следует различать направление судна по отношению к волнению [309]. Не целесообразно одновременно моделировать динамику манипуляционных систем и судов. На практике возможно учитывать влияние качки с помощью эквивалентного внешнего возмущения на основание манипулятора или введения дополнительных эквивалентных упруго-диссипативных элементов в точку основания [122; 322].

1.3.5 Оптимизация манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин

Для повышения конкурентоспособности МС отечественных МТТМ особое значение имеет развитие и внедрение методов их оптимального автоматизированного проектирования [28; 239; 280]. Это позволяет получить наивысшие значения тех приоритетных для МТТМ конкретного функционального назначения определяющих показателей качества работы их МС в целом или отдельных элементов и подсистем МС, которые в соответствии с техническим заданием на проектирование должны быть конструктивно и технологически обеспечены в процессе создания нового оборудования [72]. Номенклатура и число определяющих показателей качества зависят от функционального назначения, конструктивной сложности и режимов эксплуатации проектируемых технических объектов [78; 132; 304]. Применительно к конструктивным элементам, подсистемам или МС в целом мобильных машин в число определяющих показателей качества, как правило, включаются технические показатели – назначения (показатели производительности, эффективности, конструктивные), надежности (показатели долговечности, безотказности, ремонтопригодности, сохраняемости, комплексные), безопасности (показатели, устанавливаемые требованиями Ростехнадзора, Росатома, Ространснадзора и др.). Значительно реже используются экономические показатели качества (себестоимость изготовления, эксплуатационные расходы).

Важной проблемой оптимального проектирования является выбор одного или нескольких критериев оптимизации и построение на их основе целевой функции, положение экстремума (минимума или максимума) которой в пространстве варьируемых количественных параметров проектируемого технического объекта и будет определять его оптимальный вариант [28; 258; 297; 303; 304]. Очевидным решением является использование в качестве критериев оптимизации показателей качества проектируемого технического объекта [27; 324]. При этом наиболее полным критерием оптимизации, интегрально и универсально отражающим всю номенклатуру показателей качества (как технических, так и экономических), могут служить суммарные затраты в течение всего жизненного цикла грузоподъемной машины. Принципиальная трудность его применения – трудоемкость и нечеткость определения всех составляющих затрат, а также их значительное изменение во времени [74; 153].

В тех случаях, когда из номенклатуры показателей качества проектируемого объекта возможно выделение одного, наиболее значимого показателя, оптимальное проектирование сводится к задаче однокритериальной (скалярной) оптимизации [69; 258; 303] – нахождению экстремума целевой функции, которая представляет собой выражение для расчета этого показателя в абсолютном значении в зависимости от варьируемых при поиске экстремума характерных параметров объекта с учетом системы конструктивных, прочностных, деформационных, технологических, нормативных и других условий (ограничений). Наиболее часто таким показателем качества выступает масса проектируемого объекта или ее эквиваленты – вес, объем или форма элементов МК, площадь сечений МК [11; 21; 74; 97; 127; 153; 174; 256] в связи с наглядностью и точностью расчетной оценки данного показателя, реже – производительность оборудования [153; 209], усилия или уровень НДС в элементах МК или канатах [153; 254; 305], усилия на выходных звеньях приводных двигателей [208; 209] или коэффициент полезного действия привода [125; 395], время цикла погрузочно-разгрузочной технологической операции [35; 63; 278; 339; 381; 395].

При оптимальном проектировании сложных технических устройств, к числу которых относятся как МС в целом, так и многие отдельные конструктивные элементы и подсистемы МС мобильных машин, более естественным и эффектив-

ным подходом является компромиссный учет нескольких соизмеримых по проектной значимости показателей качества. Это требует решения задачи многокритериальной (векторной) оптимизации [96; 303] либо путем выбора нехудших (неулучшаемых) решений проектируемого технического устройства с помощью бинарных отношений предпочтения Парето или Слейтера, либо сведением к задаче однокритериальной оптимизации [96; 304]. Оба подхода активно используются при построении математических моделей для целей автоматизированного проектирования МТТМ и ГПМ. В частности, первый подход использовался в [98; 125; 307], второй – в [17; 27; 28; 139; 158; 189].

Свертка нескольких показателей качества в единый комплексный показатель выражается в построении комплексной целевой функции. Она имеет аддитивную (чаще) или мультипликативную (реже) структуру в связи с необходимость включения показателей различной физической природы и, как следствие, различной абсолютной величины, размерности и степени проектной значимости [304]. Например, используется целевая функция вида [27; 28]:

$$Ц = \sum_k w_k s_{extr,k} Ц_{\text{k}} \to \max ,$$

где $Ц_k$ – k-й показатель качества; w_k – весовой коэффициент; $k = 1,..., N_k$ (N_k – количество учитываемых показателей качества); $s_{extr,k}$ – показатель экстремальности k-го показателя (при поиске минимума показателя s_{extr}=1, максимума – s_{extr} = -1).

При построении указанной целевой функции должна выполняться нормализация показателей качества $Ц_k$ с целью их приведения к безразмерному виду и одинаковой шкале измерения [α, β]. Для этого может быть использовано положительное линейное преобразование [27; 28]

$$\psi\left[Ц_к\right] = \left[\tilde{Ц}_к\right] = \frac{Ц_к - Ц_k^-}{Ц_k^+ - Ц_k^-}(\beta - \alpha) + \alpha ,$$

где $Q_i^+ = \max\limits_{x \in D_x} Ц_k$; $Q_i^- = \min\limits_{x \in D_x} Ц_k$; $Q_i^+ \neq Q_i^-$.

Решение оптимизационной задачи предполагает выполнение следующих действий [35; 69; 74; 153; 258; 303]: определение границ системы оптимизации (установление объекта оптимизации); выбор управляемых (варьируемых) и неуправляемых (фиксиро-

ванных) переменных, количественно характеризующих параметры проектируемого объекта (размеры, форму, свойства материала, эксплуатационные нагрузки, условия работы и др.); определение ограничений (конструктивных, прочностных, деформационных, технологических, нормативных и др.) на управляемые переменные; выбор числового критерия (критериев) оптимизации и построение на его основе целевой функции; поиск экстремума целевой функции одним из численных методов (дифференциальное и вариационное исчисление, анализ, линейное, нелинейное и динамическое программирование). Целевые функции могут иметь несколько экстремумов, поэтому задачей оптимального проектирования является отыскание глобального экстремума. Однако возможно существование нескольких близких по проектной значимости неухудшаемых конструктивных решений, образующих множество локальных экстремумов. В этом случае окончательный выбор остается за проектировщиком [74; 304].

Важное значение играет выбор метода поиска экстремума целевой функции, так как от этого в существенной степени зависит вычислительная эффективность алгоритма оптимального автоматизированного проектирования [49; 205; 238]. В настоящее время разработано достаточное число универсальных и эффективных численных методов решения экстремальных задач, которые принято разделять на четыре группы [49; 65; 258; 303]:

- прямые методы оптимизации, требующие вычисления в точках приближения только значений целевой функции (методы Гаусса, Хука-Дживса, конфигураций, деформируемого многогранника, симплексный, вращения координат);

- методы оптимизации первого порядка, требующие вычисления в точках приближения значений целевой функции и ее первой производной (методы наискорейшего спуска, покоординатного спуска, градиента, сопряженных градиентов, Гаусса-Зейделя);

- методы оптимизации второго порядка, требующие вычисления в точках приближения значений целевой функции и двух ее первых производных (методы Ньютона, Ньютона-Рафсона, Бройдена-Флетчера-Гольдфарба-Шанно, эллипсоидов, потенциалов);

- стохастические методы, требующие вычисления в случайным образом заданных точках приближения значений целевой функции (метод Монте-Карло, генетические и эволюционные алгоритмы).

Для эффективного применения методов решения задач оптимального проектирования с использованием компьютеров разработаны специальные языки моделирования (AMPL и LINGO) [194]. Подсистемы поиска оптимальных решений включены в состав ряда универсальных CAD/CAM/CAE комплексов, например, NX (среда Altair HyperOpt) [130], MSC.Patran [205], MSC.Nastran [238]. Это позволяет объединить в едином вычислительном комплексе наиболее мощный в настоящее время метод расчета конструкций – метод конечных элементов – с оптимизационным подходом к их проектированию [135; 205; 238]. На первом этапе строится исходная КЭ-модель проектируемого объекта. После численного анализа НДС объекта с помощью МКЭ определяются наименее нагруженные области конструкции. Подсистема оптимизации удаляет часть КЭ, лежащих в этих зонах. Далее проводится перерасчет и вновь удаляются КЭ с малыми напряжениями. Процесс многократно повторяется, пока напряжения в пределах всего объекта не будут распределены приблизительно равномерно. В результате генерируется оптимальная конструкция, обладающая наименьшим объемом и массой [156].

Многие из перечисленных методов нашли применение при решении оптимизационных задач, связанных с проектированием ГПМ, включая и грузоподъемное оборудование МТТМ. Вероятно, наибольшее распространение получили прямые методы в различных вычислительных модификациях [17; 97; 126; 127; 129; 131; 135; 155]. Имеются примеры использования и других методов – множителей Лагранжа (условие Куна-Таккера) [74; 305; 381], градиента [21], Франка-Вульфа [21], стохастического [189], целочисленного программирования [268].

Вследствие значительной вычислительной сложности процедуры оптимального проектирования многие разработанные оптимизационные математические модели и основанные на них задачи оптимизации конструкций и систем ГПМ реализованы в виде объектно-ориентированных компьютерных программ, написанных на алгоритмических языках TurboPascal, Fortran, C, C++ и других [17; 21; 246-249].

Достаточно подробный обзор работ, посвященных оптимальному проектированию ГПМ и оборудования МТТМ, содержится в [148].

1.3.6 Особенности моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин по сравнению с манипуляционными роботами

Для робототехники характерно решение прямых и обратных задач кинематики и динамики [116; 121]. Решение обратной задачи направлено на построение алгоритмов управления манипуляционным роботом, с помощью которых достигается четкое движение рабочего органа по заданной траектории. Реализуя запрограммированное движение, робот может решать поставленную перед ним технологическую задачу: обрабатывать деталь, осуществлять сборку узла и т.д. Система управления манипуляционными системами мобильных транспортно-технологических машин не позволяет реализовать такой подход. Управление осуществляется оператором вручную со стационарного или дистанционного пульта управления. Поэтому больший интерес представляет прямая задача динамики, позволяющая вычислить максимальные динамические нагрузки с целью оценки прочности при проектировании. Не связанные с робототехникой исследователи оснащенных манипуляционными системами специализированных машин (лесных машин, экскаваторов, сельскохозяйственных машин и т.д.) не рассматривают обратные задачи, а строят уравнения движения, связывающие инерционные характеристики и действующие силы [4; 8-10; 13-15; 23; 42; 43; 67; 79; 80; 121; 165; 207; 233; 257; 264; 272; 279; 292; 306; 338; 344].

При моделировании кинематики и динамики манипуляционных систем промышленных роботов в качестве исходного допущения принимается условие абсолютной жесткости и горизонтальности опорного основания. Это вполне допустимо и подтверждается приведенной выше оценкой величины контактного давления роботов на опорное основание, а также значениями упругих количественных характеристик материалов основания. Для манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин данное допущение в общем случае не соответствует реальной ситуации в связи с более высокими контактными давлениями со стороны мобильных транспортно-технологических машин на грунт, имеющий суще-

ственно более низкие деформационные и прочностные свойства, чем бетон или сталь. Поэтому стремление к повышению достоверности моделирования кинематики, динамики и прочности исследуемых манипуляционных систем требует отхода от допущения об абсолютной жесткости опорного основания. Однако учет его податливости основан на учете свойств реальных грунтов, который осложняется выраженным нелинейным характером компрессионных кривых для всех известных видов скального и нескального грунта, реологической природой его свойств и значительным стохастическим разбросом количественных характеристик механических свойств даже для одного вида грунта, что обусловлено сочетанием ряда случайных составляющих – процентного содержания основных компонентов, гранулометрического состава, текстуры, состава примесей, степени предварительного уплотнения, пористости, водонасыщения, промерзания, пластичности и др. [162].

Еще одним распространенным допущением, принимаемым при моделировании кинематики и динамики манипуляционных систем промышленных роботов, является допущение о неподвижности опорного основания. Оно отражает тот факт, что подавляющее число манипуляторов с гидравлическим приводом являются стационарно установленными, так как имеют напольное, встроенное или подвесное исполнение. Для исследуемых установок такое допущение в общем случае не является корректным. Это обусловлено тем, что их опорное основание, расположенное на шасси мобильных машин, во время эксплуатации может совершать перемещения как в вертикальном, так и горизонтальном направлениях. Источниками таких перемещений могут служить движение мобильной машины, раскачивание плавучего средства на поверхности воды, податливость шасси и грунта, сейсмические воздействия. Отказ от указанного допущения требует адаптации применяющихся методов динамического анализа манипуляторов промышленных роботов путем присоединения к основанию дополнительного шарнира или набора шарниров, обладающих шестью степенями свободы [162].

Часто звенья манипуляционной системы робота считаются абсолютно жесткими. Сложность и время решения задачи динамики для манипулятора с упругими звеньями существенно увеличиваются [121]. Для высокоточных и гибких ма-

нипуляторов обязательно следует учитывать податливость элементов, так как она вносит вклад в погрешность позиционирования рабочего органа [60; 116; 236]. При этом можно ограничиться только теми степенями свободы, которые соответствуют частотам, попадающим в диапазон рабочих частот системы управления [41]. В целом, для повышения достоверности моделирования кинематики и динамики манипуляторов промышленных роботов и грузоподъемных кранов выполняется учет упругой податливости их конструкций. Однако конечная цель такого учета оказывается разной: для манипуляторов промышленных роботов учет упругой податливости шарниров и звеньев важен с точки зрения обеспечения заданных параметров погрешностей позиционирования и отработки траектории перемещения груза, тогда как для манипуляционных систем мобильных машин он важен с точки зрения формирования динамического напряженно-деформированного состояния металлоконструкций и не превышения его уровнем предельного значения по условиям статической и усталостной прочности. Как показывают результаты экспериментальных исследований, упругие свойства конструкций современных роботов обусловлены преимущественно упругостью элементов шарнирных соединений звеньев кинематической цепи и в меньшей степени - упругостью самих звеньев. Для манипуляционных систем мобильных машин наряду с упругостью шарнирных соединений не меньшее значение имеет распределенная упругая податливость длинных тонкостенных звеньев. Как показывают расчеты, размах колебаний кинематических и силовых факторов, определяющих динамику и динамическую прочность конструктивных элементов металлоконструкций манипуляционных систем мобильных машин, а также величина их возможного отклонения от решения, полученного для модели с абсолютно жесткими звеньями, оказываются достаточно существенными. При этом упругость звеньев обуславливает наличие переменных виброускорений даже на этапе их установившегося движения, что вызывает появление переменных во времени инерционных нагрузок на металлоконструкцию и необходимость проведения уточненного расчета напряженного состояния звеньев и оценки их усталостной прочности с учетом действия этих дополнительных нагрузок. Следует отметить, что учет распределенной упру-

гой податливости звеньев выполняется и для манипуляторов промышленных роботов с целью определения колебаний звеньев в процессе отработки ими движений и оценки динамической погрешности позиционирования. Однако учет упругости звеньев, зазоров и трения в шарнирах дает незначительное отличие результатов моделирования динамики роботов от результатов моделирования динамики системы абсолютно твердых тел с идеальными связями [101; 162].

При моделировании кинематики и динамики манипуляторов промышленных роботов широко используется допущение об идеальности кинематических пар, их конструктивных элементов, шарнирных соединений и передаточных механизмов. Отход от этого допущения связан лишь с учетом наличия люфтов в шарнирах, характеризующихся малыми значениями вследствие их принудительной выборки в процессе периодических технических обслуживаний механических систем роботов, и наличия гибких элементов (цепей, ремней, гибких валов) в конструкции передаточных механизмов. Подобное допущение также широко используется и при моделировании кинематики, динамики и прочности манипуляционных систем мобильных машин, однако отход от него дополнительно связан с учетом неидеальности кинематических пар и их конструктивных элементов вследствие возникновения и развития эксплуатационных дефектов существенного размера. Более того, указанное допущение оказывается вообще неприемлемым при анализе реального напряженно-деформированного состояния металлоконструкций и оценке остаточного ресурса кранов-манипуляторов [151; 162].

1.4 Эффективность манипуляционных систем

Под эффективностью машины понимается способность качественно выполнять в заданных эксплуатационных условиях требуемые технологические операции с минимальными ресурсными затратами (финансовыми, энергетическими, временными) [27; 166].

Для оснащенных манипуляционными системами мобильных транспортно-технологических машин важнейшим показателем эффективности является удельная производительность

$$P^* = P / N ,$$

где P – производительность или технологическая скорость, N – эффективная мощность машины [18; 27; 166].

Производительность машины зависит от скорости выполнения технологических операций, которая, в свою очередь, зависит от скорости работы механизмов и приводов машины [18]:

$$P = \frac{k_{э1} k_{э2} G}{\sum_i t_i} ,$$

где $k_{э1}$ – коэффициент использования рабочего времени, характеризующий случайное отклонение времени выполнения технологических операций; $k_{э2}$ – коэффициент использования грузоподъемности, характеризующий неравномерность массы груза или величины внешней нагрузки на манипуляционную систему, G – объем (масса груза, объем сыпучего вещества, объем пакета древесины), обрабатываемый за один цикл работы; t_i – время выполнения одной технологической операции (изменение положения звеньев, передвижение машины в рабочую зону, перенос груза и т.д.) [18].

Эффективность работы манипуляционной системы может определяться рядом других критериев качества: максимальное использование материала несущей металлоконструкции (минимальная масса при прочих равных условиях) [153]; максимальная энергоэффективность привода (максимальный коэффициент полезного действия, минимальная мощность привода при заданных характеристиках грузоподъемности и скорости работы) [153].

Соотношение различных грузовых характеристик манипуляционных систем и их собственной массы может являться одним из показателей эффективности [153]. В этой связи, перспективным направлением развития научных исследований является разработка методик оптимизации конструкций манипуляторов (особенно тяжелых серий), направленных на минимизацию собственной массы при обеспечении требуемых грузоподъемных характеристик.

При сопоставлении конструкций манипуляционных систем могут использоваться следующие коэффициенты эффективности [68; 163; 215]:

$$k_{21} = \frac{M_G}{m_M},\ k_{22} = \frac{G_{\min}}{m_M},\ k_{23} = \frac{G_{\max}}{m_M},$$

где M_G – грузовой момент; G_{max}, G_{min} – грузоподъемность на минимальном и максимальном вылете соответственно; m_M – собственная масса манипулятора.

При сопоставимой собственной массе отечественные манипуляционные системы рассчитаны на меньший грузовой момент, т.е. могут работать с грузом меньшей массы (рисунок 1.35).

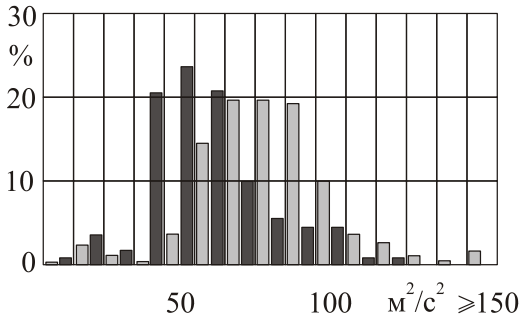


Рисунок 1.35 – Распределение коэффициентов k_{21}

Данный критерий для 84% отечественных манипуляторов лежит в пределах 40…70 м^2/с^2, для 83% импортных – в пределах 60…100 м^2/с^2. Медианное значение k_1 для отечественных манипуляторов составляет 49,64 м^2/с^2, для иностранных – 74,68 м^2/с^2 [163].

Аналогичная картина видна и при сравнении конструкций по грузоподъемностям на минимальном вылете. При учете грузоподъемности на максимальном вылете отечественные и импортные манипуляторы сопоставимы между собой (медианное значение 0,55 т). Однако следует учитывать, что максимальный вылет импортных манипуляторов в среднем выше, чем у отечественных. Поэтому падение грузоподъемности с увеличением вылета для импортных манипуляторов идет медленнее, чем для отечественных [163].

Все это говорит о том, что материал несущей металлоконструкции отечественных манипуляционных систем используется менее рационально. Для решения данной проблемы необходимо развивать и внедрять методы оптимального проектирования несущих металлоконструкций, позволяющих повысить эффективность по критерию минимума собственной массы конструкции при заданных грузовых характеристиках [163].

Использование коэффициентов k_{21} и k_{21} менее наглядно, так как манипуляционные системы имеют различные размеры звеньев, поэтому значения грузоподъемности приводятся для различных значений вылетов. Кроме того, максимальная грузоподъемность часто достигается с использованием дополнительных приспособлений. Грузовой момент является более общей характеристикой.

В условиях рыночной экономики важной характеристикой эффективности машины (с точки зрения производителя) становится конкурентоспособность. Существуют методики оценки конкурентоспособности транспортно-технологических машин, использующие методы экспертных оценок, нахождения регрессии, квалиметрии и многокритериальной оптимизации. Однако в условиях ограниченного объема статистической информации именно многокритериальная оптимизация дает наиболее адекватные результаты. Кроме того, решение задачи многокритериальной оптимизации определяет совокупность конструкций, в то время, как другие указанные методы определяют только одну конкретную конструкцию [27; 28].

1.5 Выводы по разделу 1

Анализ типовых конструкций, отечественной и зарубежной научно-технической литературы, посвященной проблемам моделирования и проектирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, а также тенденций развития современного российского рынка данного вида техники позволяет сделать следующие выводы.

1 Манипуляционные системы, которыми оснащаются МТТМ, являются востребованным видом технологического оборудования общего и специального назначения. Начиная с 2011 года, отчетливо проявляется тенденция увеличения числа закупок импортных манипуляторов по сравнению с отечественными. Для повышения конкурентоспособности отечественных производителей манипуляторов требуется проектирование более совершенных (эффективных) конструкций, расширение модельного ряда манипуляторов.

2 Сравнительный анализ конструкций отечественных и зарубежных производителей манипуляционных систем позволяет сделать следующие выводы.

• Для снижения издержек на проектирование и изготовление следует создавать серии унифицированных манипуляторов с одинаковым грузовым моментом, но разным количеством элементов стрелы. Для достижения этой цели необходимо разрабатывать методики и реализующие их компьютерные программы, позволяющие в значительной степени автоматизировать инженерные расчеты множества конструкций.

• Материал несущей металлоконструкции отечественных манипуляционных систем используется менее рационально. Необходимо развивать и внедрять методы оптимального проектирования несущих металлоконструкций, позволяющих повысить эффективность манипуляционных систем по критерию минимума собственной массы конструкции при заданных грузовых характеристиках. Целевым показателем может служить приближение рассмотренных в работе коэффициентов эффективности к зарубежным аналогам. Однако разнообразие взаимоисключающих критериев эффективности манипуляционных систем требует решения задач многокритериальной оптимизации. Целью оптимизации должно быть повышение конкурентоспособности отечественных манипуляторов.

• Для расширения спектра задач, решаемых манипуляторами, необходимо создание моделей с высоким грузовым моментом (более 500 кН·м) и вылетом стрелы (более 30 м), что требует усовершенствованных инженерных методик расчета, позволяющих в максимальной степени учесть особенности режимов и условий работы МС.

3 МС МТТМ различного назначения сходны по конструкции, что позволяет использовать для их исследования схожие подходы и методы расчета, моделирования и оптимизации. Однако базовые шасси различных машин имеют принципиальные отличия как с точки зрения конструкции, так и с точки зрения характерного для данного типа шасси опорного основания (среды). Следовательно, математическая модель каждого типа машины должна учитывать эти отличия. Например, модель оснащенной манипулятором путевой машины должна учитывать свойства рельсового пути, а динамическая модель должна учитывать особенности железнодорожного экипажа и воздействия, возникающие при движении по рель-

сам. В то же время, модель крана-манипулятора, установленного на грузовом автомобиле, должна учитывать особенности пневмоколесного шасси и влияние движения по пересеченной местности или асфальтобетонной дороге.

4 Большая часть манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин эксплуатируется в нестационарных условиях при воздействии на них переменных нагрузок различного происхождения со случайно меняющимися во времени количественными характеристиками. Машины специального назначения могут работать при повреждении или частичном разрушении элементов конструкции, в условиях воздействия экстремальных факторов (неправильная конфигурация манипулятора при работе, воздействие взрыва, повышенной температуры и т.д.).

5 Большая группа грузоподъемных машин не передвигается с грузом. Автомобильным кранам категорически запрещено передвигаться с подвешенным грузом из-за высокой вероятности опрокидывания. Краны-манипуляторы, установленные на автомобилях и лесовозах, также работают только на дополнительных опорах и не перемещаются вместе с грузом. Однако известны транспортно-технологические машины, оснащенные манипуляционными системами, передвигающиеся с грузом: машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А, АСТ-4-0, АСТ-4-С, АСТ-72В; машины для лесозаготовки МЛ-72-01, ТЛ-60Ф-4, ЛП-19, ВМ-4Б, TimberPro 810-B, TimberPro 735-C; транспортно-заряжающие машины; инженерные машины разграждения ИМР-1, ИМР-2 и др. Лесные машины в ряде случае 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. В США распространены манипуляторы общего назначения, устанавливаемые на автомобили, которые не предусматривают применение аутригеров, например, краны фирмы Tirex и некоторые модели манипуляторов фирмы Auto Crane.

6 В процессе эксплуатации 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 сто-

роны опор, но необходимо срочно провести работы. Особенно это важно при ликвидации чрезвычайных ситуаций, когда промедление может привести к гибели людей или катастрофическому развитию обстановки. Нельзя также считать, что аутригеры полностью исключают влияние шасси базовой машины на динамику манипуляционной системы. Базовая машина не всегда полностью вывешивается на выносных опорах. Многие манипуляторы имеют только 1-2 опоры, поэтому во время работы МС машина продолжает опираться колесами одной оси.

7 Известны случаи, когда в процессе изменения конфигурации манипуляционной системы опорное основание под аутригерами может проседать, поэтому шасси может включаться в работу. Это приводит к авариям. Статистика отмечает увеличение случаев опрокидывания автомобильных манипуляторов в результате проседания почвы, а до 65% аварий связано с неправильным использованием выносных опор. Нормативные документы прямо требуют прекращения работы манипулятора при начале просадки опорной поверхности. Однако для повышения безопасности работы необходимо не бороться с последствиями, а предотвращать подобные опасные ситуации. Поэтому требуется разработка моделей, позволяющих оценить безопасность работы мобильной машины с манипулятором на том или ином опорном основании.

8 Конструктивные элементы цилиндрических шарниров являются одними из наиболее нагруженных деталей манипуляционных систем МТТМ, так как в них действуют переменные во времени напряжения от статических и инерционных усилий. Возникающие в условиях эксплуатации трещины являются потенциальным источником усталостного разрушения шарнирного соединения в целом и возникновения аварийной ситуации. Повышенные зазоры (люфт) в отверстиях цилиндрических шарниров вследствие абразивно-фрикционного изнашивания – источник дополнительных ударных динамических нагрузок высокой интенсивности, оказывающих негативное воздействие на импульсное повышение уровня напряженно-деформированного состояния всей металлоконструкции манипуляционной системы и транспортируемый груз. Повышенные зазоры в сочетании с неравномерным износом отверстий проушин и шарнирных пальцев также приводят

к нарушению кинематической точности шарнирно-сочлененных грузоподъемных стрел и снижают точность позиционирования грузозахватного органа манипуляционной системы. Возникающие при этом значительные инерционные силы непрогнозируемого направления могут являться одной из основных причин трещин в сварных швах и основном материале металлоконструкции. Со стороны отечественных и зарубежных исследователей вопросу влияния повышенных (относительно номинальных значений) зазоров в цилиндрических шарнирных соединениях стреловых систем на нагруженность их металлоконструкции до настоящего времени было уделено недостаточно внимания.

9 В отличие от промышленных роботов, для манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин не является критичным обеспечение требований по быстродействию и согласованности во времени выполнения смежных технологических операций, а также точности позиционирования груза в конечной точке и в промежуточных точках вдоль требуемой траектории манипулирования. Это обуславливает ряд отличий в конструктивном исполнении механических систем манипуляторов, системах управления и подходах к моделированию кинематики, динамики и прочности. Как следствие, для манипуляционных систем мобильных машин характерно изготовление звеньев стрелы из стальных тонкостенных профилей, имеющих поперечные сечения с малыми площадями и большими моментами инерции; допущение образования и развития в металлоконструкциях эксплуатационных дефектов достаточно значительной величины, снижающих исходные прочностные характеристики; применение более простых систем ручного управления; необходимость выполнения большего комплекса проверочных прочностных расчетов.

10 Для робототехники также характерно решение прямых и обратных задач кинематики и динамики. Решение обратной задачи направлено на построение алгоритмов управления манипуляционным роботом, с помощью которых достигается четкое движение рабочего органа по заданной траектории. Система управления манипуляционными системами мобильных транспортно-технологических машин не позволяет реализовать такой подход. Управление манипулятором осуществляется оператором вручную со стационарного или дистанционного пульта управле-

ния. Поэтому больший интерес представляет прямая задача динамики, позволяющая вычислить максимальные динамические нагрузки с целью оценки прочности при проектировании. Не связанные с робототехникой исследователи оснащенных манипуляционными системами специализированных машин (лесных машин, экскаваторов, сельскохозяйственных машин и т.д.) не рассматривают обратные задачи, а строят уравнения движения, связывающие инерционные характеристики и действующие внутренние и внешние усилия.

11 К настоящему моменту разработаны эффективные математические модели отдельных элементов рассматриваемой системы: модели движителя, модели взаимодействия движителя и грунта, модели различных видов базового шасси, модели манипуляционных систем (см. раздел 1.3). На новом этапе развития научных исследований строятся комплексные модели, учитывающие комплексное взаимодействие отдельных элементов [8; 16; 195; 267; 271; 318]. Следовательно, для исследования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин необходимо разрабатывать отсутствующие в настоящий момент математические модели пятикомпонентной структуры «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда».

1.6 Постановка целей и задач исследования

Целью работы является повышение надежности, экономичности, безопасности и конкурентоспособности МС отечественных МТТМ различного назначения при выполнении широкой номенклатуры транспортно-технологических операций на основе разработки совокупности 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.

Для достижения поставленной цели должны быть решены следующие взаимосвязанные ***задачи***.

1 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 динамику, 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.

2 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.

3 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 ШСС МС, движение МС при одновременном движении МТТМ, просадка грунта под опорами МТТМ).

4 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.

5 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.

6 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.

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

2 КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАНИПУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНОЙ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Для достижения целей и решения задач исследования предложены подходы к моделированию динамических процессов при эксплуатации оснащенных манипуляционными системами МТТМ. Эти подходы базируются на разработанной комплексной математической модели, учитывающей взаимодействие между элементами исследуемой пятикомпонентной системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда». Элементы системы и их взаимосвязь показаны на рисунке 2.1, подробное описание приведено в разделе 2.1.

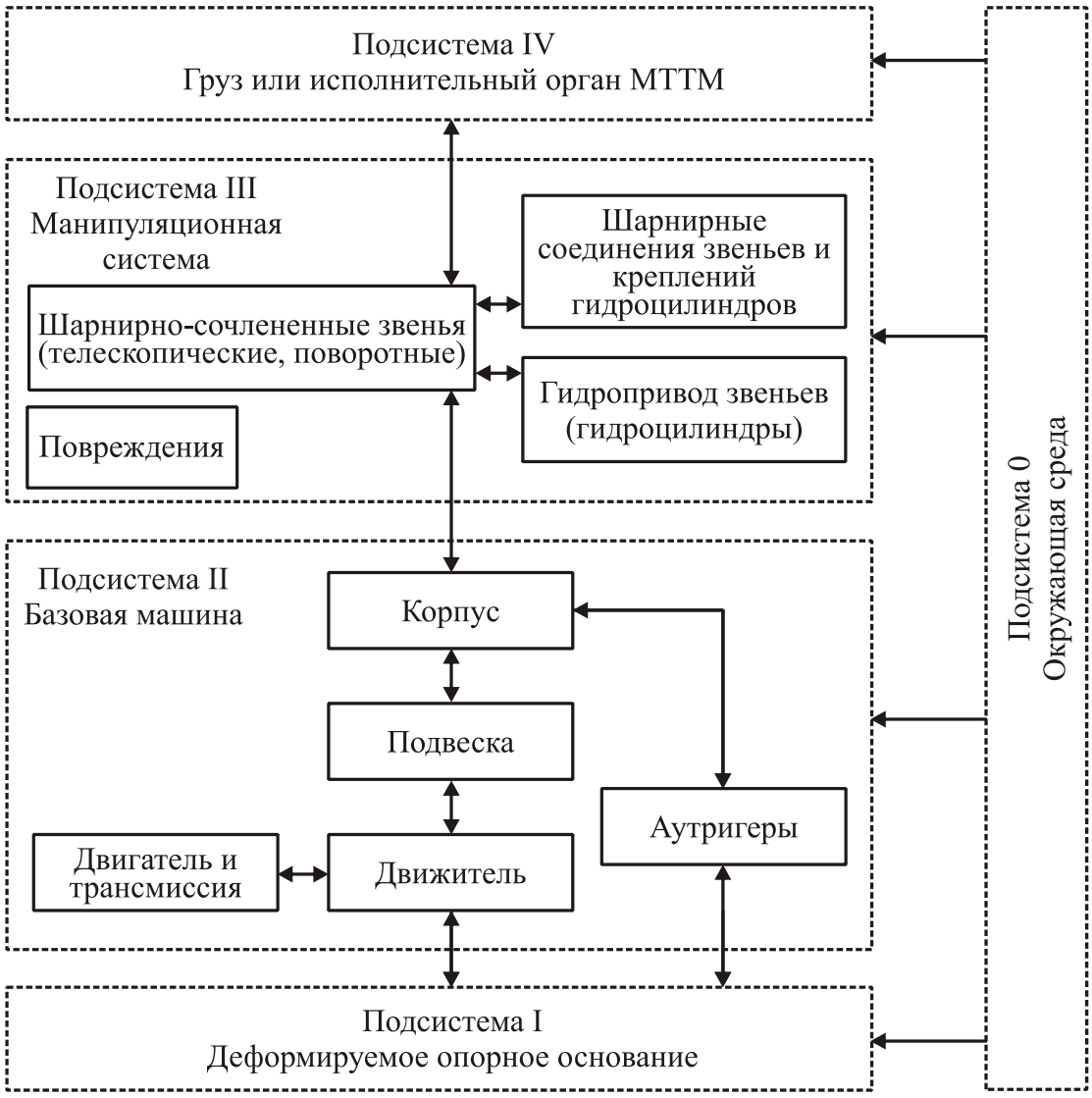


Рисунок 2.1 – Элементы исследуемой системы

2.1 Структура комплексной математической модели системы «исполнительный орган – манипуляционная система – мобильная транспортно-технологическая машина – опорное основание – окружающая среда»

Комплексная математическая модель включает ряд математических моделей, учитывающих особенности работы отдельных подсистем (рисунок 2.1). Структура комплексной модели приведена на рисунок 2.2.

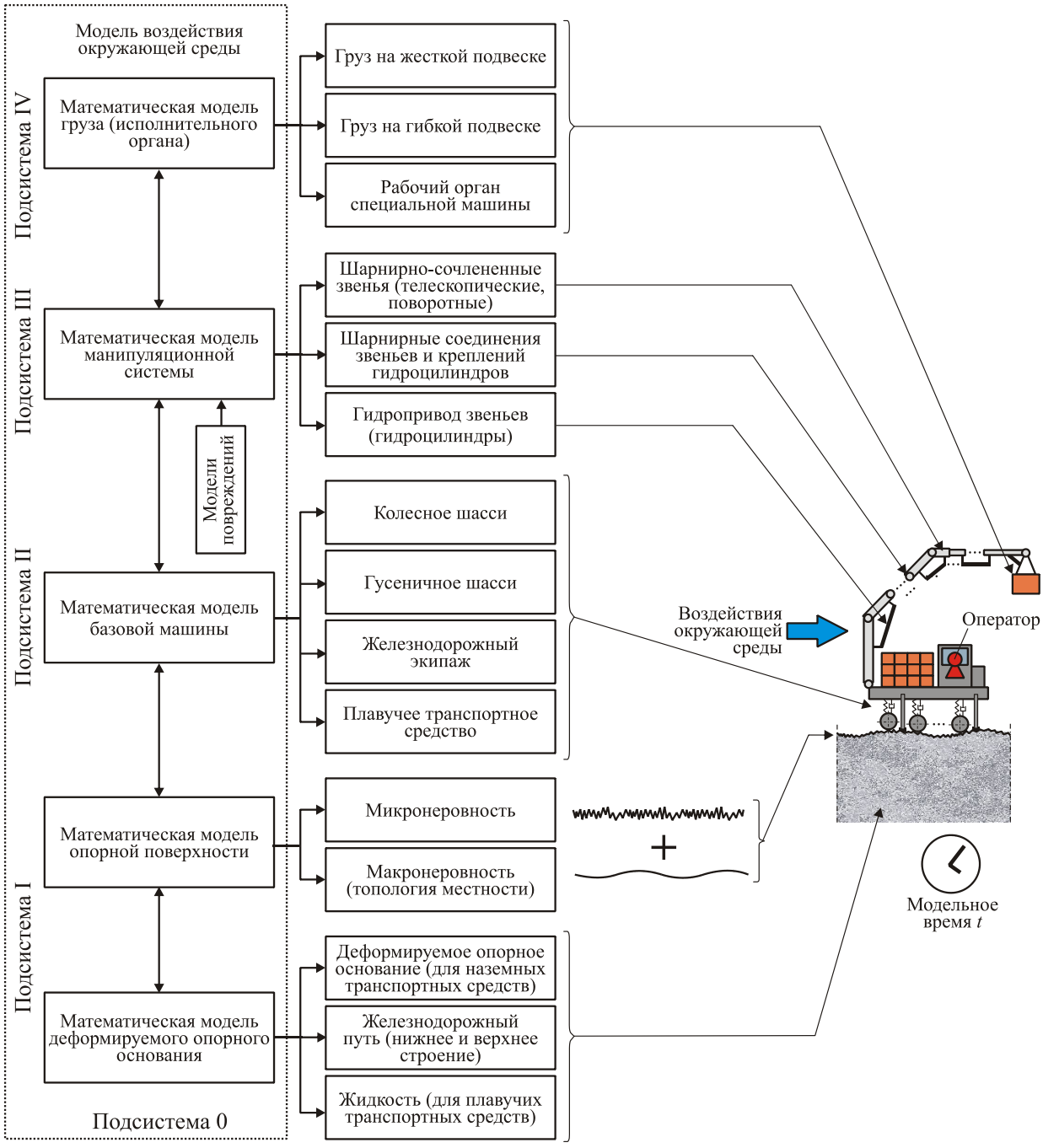


Рисунок 2.2 – Структура комплексной математической модели

Подсистема 0 объединяет внешние воздействия окружающей среды, которые определяются собственными математическими моделями. При моделировании МС МТТМ учитываются следующие внешние воздействия: ветровая нагрузка, температурное воздействие, импульсное воздействие.

Подсистема I включает в себя элементы, расположенные под МТТМ, создающие силы реакции опор. Влияние элементов подсистемы I на работу МС учитывают математическая модель опорной поверхности и математическая модель деформируемого опорного основания.

Математическая модель опорной поверхности состоит из двух подмоделей: математической модели макронеровности (топологии местности) и математической модели микронеровности. Очевидно, что с точки зрения детального описания опорной поверхности, макронеровность суммируется с микронеровностью (суммируются соответствующие точки экстремумов микронеровности и точки, принадлежащие линии макронеровности).

Макронеровность связана с особенностями рельефа местности, на которой расположена рабочая площадка МТТМ. К типичным особенностям рельефа относится наличие постоянных уклонов местности, наличие насыпей грунтовых или асфальтобетонных дорог, наличие дренажных канав и т.д. Макронеровность оказывает влияние на перераспределение нагрузок и внешних силовых воздействий в несущих элементах. Кроме этого, макронеровность влияет на общую устойчивость оснащенной манипуляционной системой МТТМ.

Микронеровность представляет собой незначительные по величине и протяженности отклонения (выступы и впадины) опорной поверхности. Размеры микронеровности значительно меньше (не менее, чем в 10...100 раз) размеров опорных элементов МТТМ (колес, гусениц, аутригеров). При моделировании динамики работы исследуемой системы в целом микронеровность оказывает максимальное воздействие на динамическую нагруженность при движении МТТМ (ударно нагружает элементы подвески, которые передают импульсное воздействие на другие элементы системы). На практике используется статистическая модель для оценки характеристик микронеровности.

Модель деформируемого опорного основания учитывает, что при передвижении базовой машины или работе манипуляционной системы опорная поверхность постоянно изменяется, т.е. опорное основание является деформируемым. Модели микро- и макронеровности взаимоувязаны с моделью деформируемого опорного основания. В работе рассматриваются следующие виды деформируемого опорного основания: деформируемое основание для сухопутных транспортных средств (грунт, дорога), железнодорожный путь, жидкость (для плавучих транспортных средств). Железнодорожный путь имеет четкую периодическую структуру, поэтому выделен в отдельный вид.

Подсистема II включает в себя элементы МТТМ (без элементов манипуляционной системы) – элементы базовой машины. Основными элементами подсистемы является корпус, элементы подвески, движитель, двигатель с трансмиссией, аутригеры. К этой подсистеме также относится основание МС, закрепленное на раме базовой машины.

Для каждого режима работы машины существует своя конфигурация подсистемы II. Например, при работе МС учитывается влияние аутригеров, а при движении МТТМ – не учитывается. Структура математической модели подсистемы существенно зависит от вида базовой машины (шасси). В работе рассматриваются следующие виды базовых машин: колесное шасси, гусеничное шасси, железнодорожный экипаж, плавучее транспортное средство.

Подсистема III включает в себя элементы МС (за исключением основания, грузозахватного органа или съемного приспособления). Подсистема включает в себя звенья ШСС МС, приводимые в движение гидроцилиндрами, соединенные цилиндрическими (вращательными) или призматическими (телескопическими) шарнирами. В расчетах конструктивная схема МС представляет собой разомкнутую кинематическую цепь, не имеющую ответвлений.

В процессе эксплуатации МС в ее конструкции могут появляться различные отклонения от исходного, номинального состояния – эксплуатационные повреждения, которые при достижении предельных значений, регламентируемых нормативно-распорядительными документами Ростехнадзора России [91; 240], рассмат-

риваются в качестве подлежащих ремонту дефектов (износ сопряженных элементов узлов трения и шарнирных соединений, усталостные и хрупкие трещины, местная и общая пластическая деформация несущих элементов МК, коррозионное повреждение и т.д.). Эти особенности эксплантации учитывают ***модели повреждений***. В работе подробно рассматривается наличие повышенного зазора (люфта) в шарнирных соединениях.

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

2.2 Взаимодействие подсистем в исследуемой системе

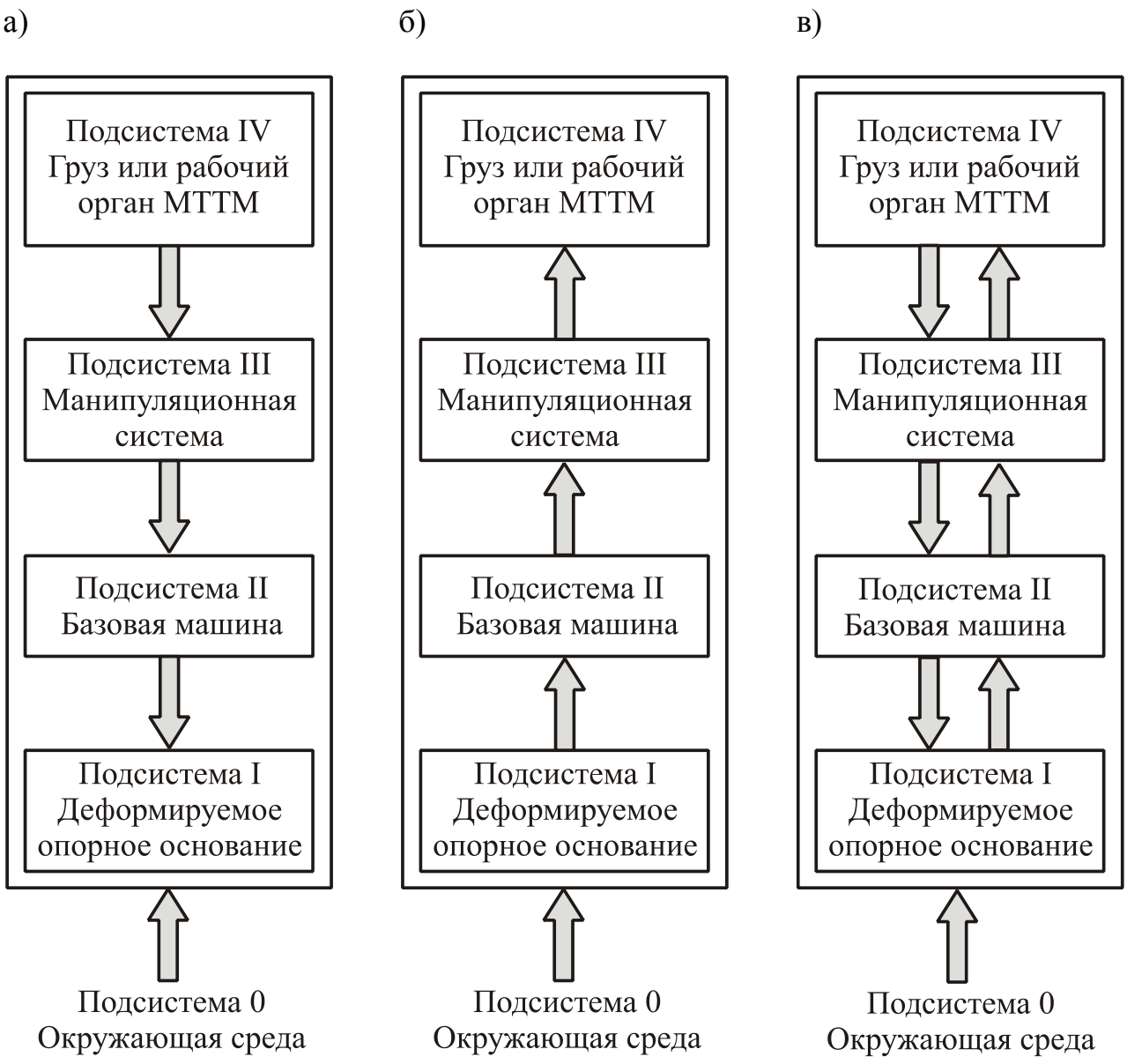
Подсистемы взаимодействуют между собой, что учитывает комплексная математическая модель исследуемой системы «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда». В общем случае любой элемент влияет на другой элемент системы. Однако в реальности можно выделить несколько типовых расчетных случаев (рисунок 2.3).

Расчетный случай I (рисунок 2.3, а)**.** Груз через грузозахватный орган или рабочий орган МТТМ передает воздействие на элементы МС. Далее корневое звено передает его на элементы базового шасси, которые, в свою очередь, передают воздействие на деформируемое опорное основание. Такая ситуация характерна для работы МС (например, при перегрузке грузов, спиле дерева) при неподвижной базовой машине. Как правило, для обеспечения общей устойчивости МТТМ при этом используются аутригеры.

Расчетный случай II (рисунок 2.3, б)**.** Деформация опорного основания или воздействие микронеровности вызывает появление дополнительных динамических нагрузок в элементах подвески шасси и далее в обратном направлении по приведенной цепочке. Такая ситуация характерна для движения базовой машины при неработающей МС.

Расчетный случай III (рисунок 2.3, в)**.** Объединяет первые два расчетных случая, что характерно для работы специальных машин, когда движение базовой машины сопровождается работой манипуляционной системы.

Следует отметить, что внешняя среда воздействует на другие подсистемы во всех расчетных случаях. Это воздействие одностороннее, т.е. в свою очередь на окружающую среду остальные подсистемы не воздействуют.



а – расчетный случай I, б – расчетный случай II, в – расчетный случай III

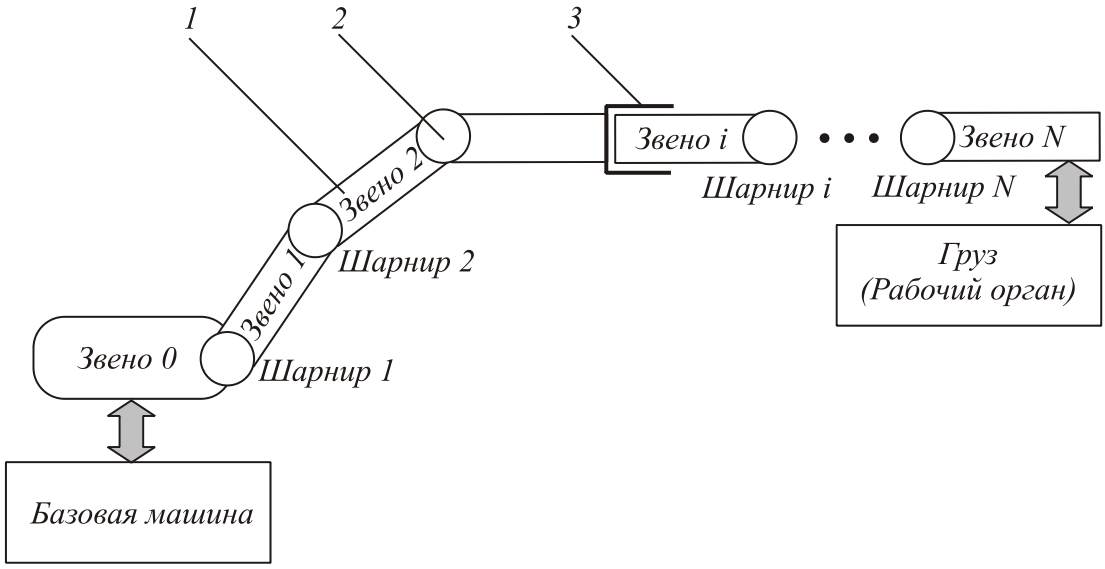
Рисунок 2.3 – Расчетные случаи взаимодействия подсистем

2.3 Математические модели манипуляционной системы

В данном разделе рассматриваются математические модели МС, которые входят в состав комплексной модели исследуемой системы. В первом варианте модели звенья ШСС МС рассматриваются как абсолютно твердые тела, во втором – как упругие тела.

2.3.1 Рекуррентная математическая модель манипуляционной системы с абсолютно твердыми звеньями

В данной постановке МС рассматривается как совокупность последовательно соединенных шарнирами абсолютно твердых тел (рисунок 2.4). Каждое твердое тело соответствует звену ШСС МС. Первое звено является основанием МС и осуществляет взаимодействие с базовой машиной (передает нагрузки и воздействия с базовой машины на МС и с МС системы – на базовую машину). Последнее звено МС осуществляет взаимодействие с грузом или рабочим органом [121].



1 – звено; 2 – цилиндрический шарнир; 3 – призматический шарнир

Рисунок 2.4 – Структурная схема манипуляционной системы

Звенья ШСС МС соединены между собой шарнирами. В конструкциях МС МТТМ используются цилиндрические (вращательные) и призматические (посту-

пательные) шарниры (рисунок 2.4), образующие кинематические схемы на основе низших кинематических пар V класса [162]. Цилиндрический шарнир обеспечивает вращение звеньев относительно одной оси. Призматические шарниры используются в телескопических секциях стрелы.

Нумерация тел начинается с нуля по направлению от базы к грузозахватному устройству. Нумерация шарниров начинается с единицы, начиная с ближайшего к основанию МС [121].

Так как тела считаются абсолютно жесткими, то положение последующего *i+1*-го шарнира в системе координат текущего *i*-го шарнира однозначно определяется двумя тензорными величинами: вектором p_{i+1} и матрицей поворота R_{i+1}. Матрицы поворота вокруг оси *s (s = x, y, z)* (рисунок 2.5) на угол φ_s для правосторонних систем координат и положительном направлении вращения против часовой стрелки имеют вид [121]:

$$R_{i+1,x}(\varphi_x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi_x & -\sin\varphi_x \\ 0 & \sin\varphi_x & \cos\varphi_x \end{bmatrix};$$

$$R_{i+1,y}(\varphi_y) = \begin{bmatrix} \cos\varphi_y & 0 & \sin\varphi_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi_y & 0 & \cos\varphi_y \end{bmatrix}; \qquad (2.1)$$

$$R_{i+1,z}(\varphi_z) = \begin{bmatrix} \cos\varphi_z & -\sin\varphi_z & 0 \\ \sin\varphi_z & \cos\varphi_z & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

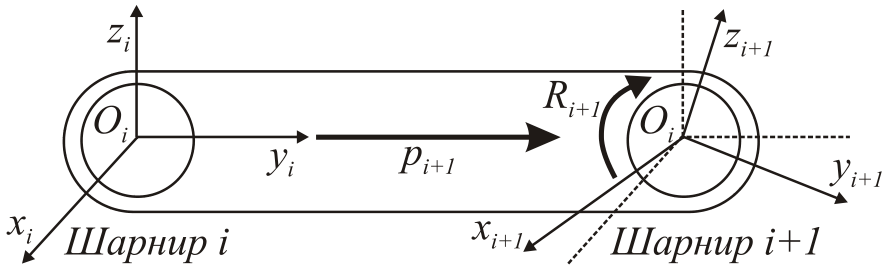


Рисунок 2.5 – Последовательное задание положения шарниров

Верны следующие равенства

$$\begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{Bmatrix} = R_{i+1,j} \begin{Bmatrix} x_{i+1} \\ y_{i+1} \\ z_{i+1} \end{Bmatrix} \quad \text{и} \quad \begin{Bmatrix} x_{i+1} \\ y_{i+1} \\ z_{i+1} \end{Bmatrix} = R^{-1}_{i+1,j} \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{Bmatrix},$$

где $j = x, y, z$; $R^{-1}_{i+1,j}$ – матрица, обратная к матрице поворота (2.1).

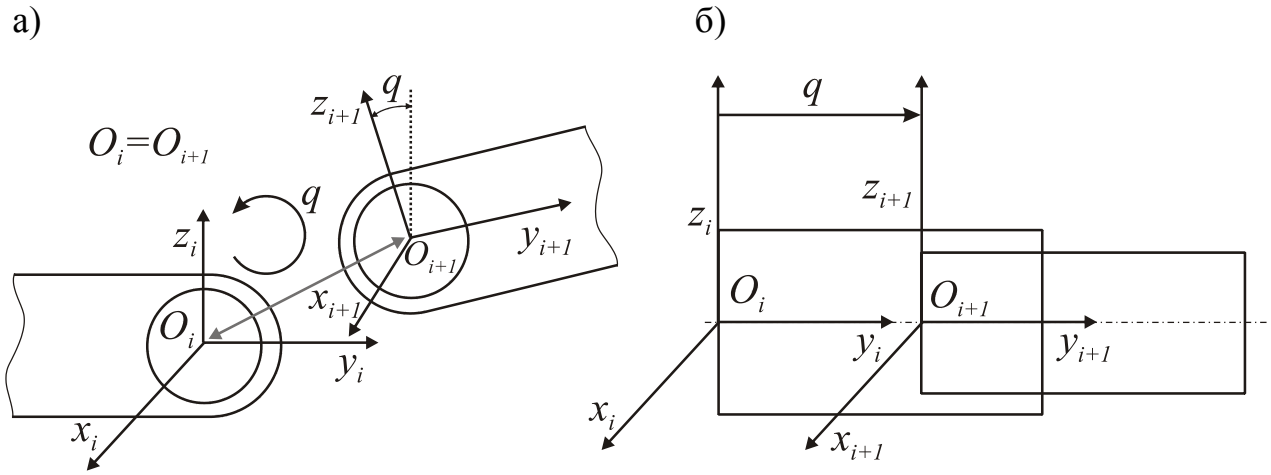
Результирующая матрица поворота

$$R_{i+1} = R_{i+1,x}(\varphi_x) R_{i+1,y}(\varphi_y) R_{i+1,z}(\varphi_z). \qquad (2.2)$$

Выражение (2.2) совместно с информацией о размерах элементов лежит в основе решения прямой задачи кинематики.

В глобальной системе координат положение системы отсчета первого (базового) звена ШСС МС задается вектором перемещения $p^G_{з0}$ и матрицей поворота $R^G_{з0}$ [121].

В рассматриваемой системе в качестве обобщенных координат q_i выступают перемещения и повороты одного звена по отношению к другому в шарнире (рисунок 2.6). Их производные – в роли обобщенных скоростей $\dot{q}_i$ и ускорений $\ddot{q}_i$. Число степеней свободы МС соответствует числу обобщенных координат и равно количеству шарниров [121].



а – цилиндрический шарнир; б – призматический шарнир

Рисунок 2.6 – Обобщенные координаты манипуляционной системы

В качестве обобщенного усилия τ_i в шарнире выступает сила (для призматических шарниров), либо момент (для цилиндрических шарниров), развиваемый в шарнире приводом МС. В зависимости от вида решаемой динамической задачи (прямой или обратной) в каждом шарнире МС известно обобщенное ускорение $\ddot{q}_i$ или обобщенное усилие τ_i. Обобщенные перемещения шарниров q_i и скорости $\dot{q}_i$ для любых видов задач обязательно известны [121].

Известны инерционные характеристики каждого звена ШСС МС. В том числе: положение центра тяжести $c_{зi}$, масса звена $m_{зi}$, матрица инерционных характеристик звена относительно своего центра тяжести $J_{зi}$. Инерционные характеристики для упрощения расчетных зависимостей задаются в связанной с звеном системе координат. Такая система координат называется локальной. В этом случае при движении звена (при повороте или линейном смещении) заданные значения характеристик остаются неизменными [121]. Методика численной оценки указанных инерционных характеристик в алгоритмах моделирования приведена в работах [121; 134].

Задачу динамики МС можно решить, опираясь на следующие исходные данные: указанные инерционные характеристики звеньев; координаты основания в глобальной системе координат; расположение шарниров и звеньев друг относительно друга (исходная конфигурация МС); обобщенные координаты и скорости звеньев; в зависимости от типа задачи, или обобщенные ускорения, или обобщенные усилия [121].

При решении динамических задач необходимо выполнять переход из локальных систем координат, связанных со звеньями и шарнирами, в глобальную систему координат. В дальнейшем считаем, что в центре шарнира, расположенного на звене ближе к основанию размещается локальная система координат звена $x_{i-1з}\ y_{i-1з}\ z_{i-1з}$, а с другой стороны в шарнире, на который опирается следующее звено МС, размещается локальная система координат шарнира $x_{iш}\ y_{iш}\ z_{iш}$ (рисунок 2.7). Видно, что номер текущего звена на единицу меньше, чем номер текущего шарнира. Это связано с принятой нумерацией элементов МС.

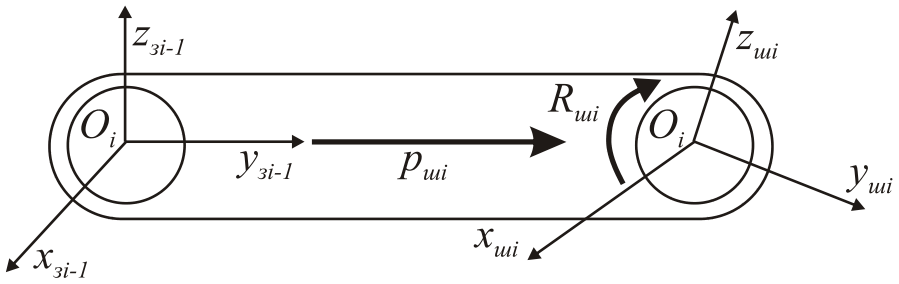


Рисунок 2.7 – Система координат звена и шарнира

Векторы перемещений и матрицы поворотов шарниров и звеньев МС в глобальной системе координат последовательно определятся от основания к захвату и обозначаются индексом *G*.

В глобальной системе координат положение *i*-го шарнира МС определяется следующими выражениями:

$$p_{шi}^{G} = p_{зi-1}^{G} + R_{зi-1}^{G} p_{шi}, \qquad R_{шi}^{Gш} = R_{зi-1}^{G} R_{шi}. \tag{2.3}$$

Если *i*-е звено следует за *i*-м призматическим шарниром, то координаты звена в глобальной системе координат можно вычислить следующим образом:

$$p_{зi}^{G} = p_{шi}^{G} + R_{iш}^{G}(q_i \cdot s_i); \qquad R_{зi}^{G} = R_{шi}^{G}, \tag{2.4}$$

где q_i – обобщенная координата (сдвиг), связанная с *i*-м шарниром; s_i – единичный вектор, задающий ось *i*-го шарнира [121].

Если *i*-е звено следует за *i*-м цилиндрическим шарниром, то его координаты в глобальной системе координат можно вычислить по следующим зависимостям:

$$p_{зi}^{G} = p_{шi}^{G}; \qquad R_{зi}^{G} = R_{шi}^{G} R_{s_i}(q_i). \tag{2.5}$$

где q_i – обобщенная координата (поворот), связанная с *i*-м шарниром; R_{s_i} – матрица поворота относительно оси шарнира, построенная с учетом (2.1) [121].

Если для каждого звена известны вектора $p_{зi}^{G}$ и матрицы $R_{зi}^{G}$, то координаты произвольной точки звена в локальной и глобальной системах координат связаны следующим образом:

$$r^{G} = p_{зi}^{G} + R_{зi}^{G} r; \qquad r = \left(R_{зi}^{G}\right)^{T}\left(r^{G} - p_{зi}^{G}\right). \tag{2.6}$$

где r, r^{G} – вектор координат произвольной точки в локальной и глобальной системах координат [121].

Взаимосвязь координат вектора внешней силы в глобальной F^G или локальной F системах координат определяется зависимостями [121]

$$F^G = R_{3i}^G F, \qquad F = \left(R_{3i}^G\right)^T F^G. \tag{2.7}$$

Решение обратной задачи динамики лежит в основе создания систем управления МС. При решении обратной задачи динамики известны обобщенные ускорения элементов МС $\ddot{q}_i$. Необходимо вычислить обобщенные усилия в шарнирах τ_i с учетом внешних сил и воздействий. Для её решения используем рекурсивный алгоритм Ньютона-Эйлера. Алгоритм подразумевает выполнение прямого и обратного хода (рисунок 2.8) [121].

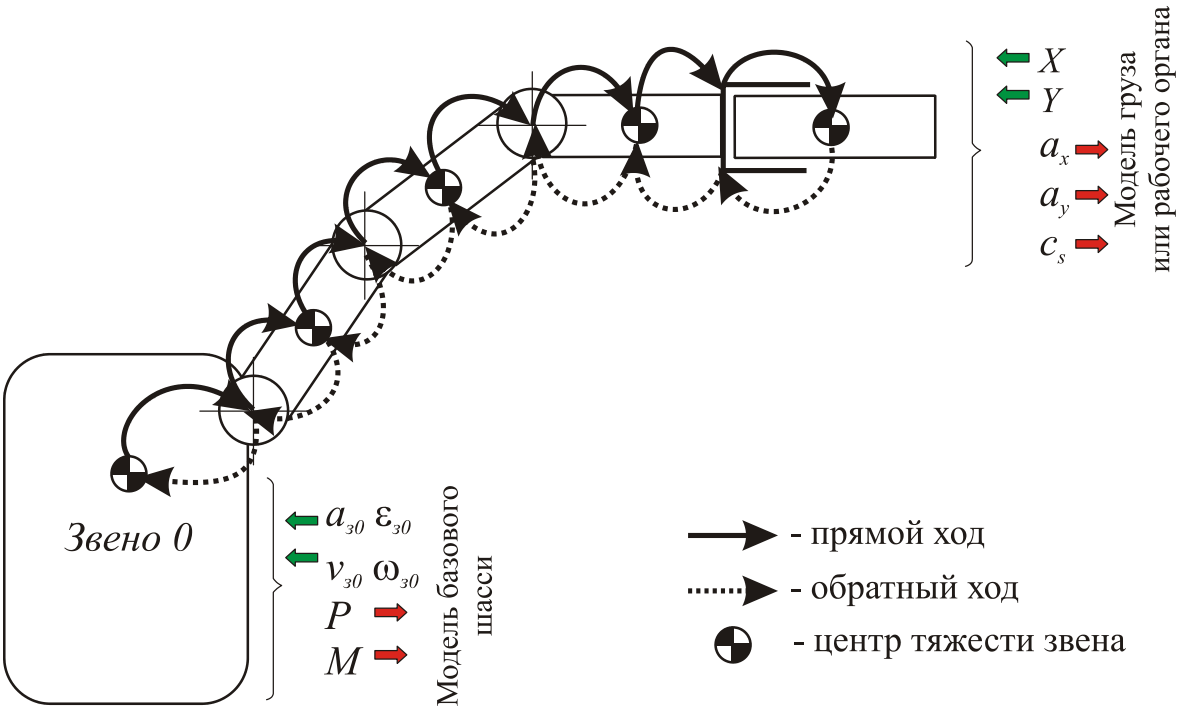


Рисунок 2.8 – Последовательность выполнения алгоритма Ньютона-Эйлера

Во время прямого хода последовательно от основания до грузозахватного органа определяются скорости и ускорения в центрах тяжести звеньев. Скорость $v_{з0}$ и ускорение $a_{з0}$ основания определяются на основе анализа динамики базового шасси. Скорость и ускорение каждого последующего звена зависит от скоростей и ускорений предыдущего звена и шарнира. Во время обратного хода последовательно от грузозахватного органа до основания определяются усилия в шарнирах, проекция которых на ось шарнира соответствует значению τ_i.

Расчеты удобно выполнять в локальной системе координат, после чего выполнять преобразование различных параметров (инерционных характеристик, координат шарниров, координат центров тяжести и др.) в глобальную систему координат с использованием выражений (2.6) – (2.7).

Линейные и угловые скорости и ускорения в произвольной точке звена, положение которой задается вектором r, определяются следующим образом:

$$\begin{gathered} v_{зi}^{r} = v_{зi} + \omega_{зi} \times r; \qquad \omega_{зi}^{r} = \omega_{зi}; \\ a_{зi}^{r} = a_{зi} + \omega_{зi} \times (\omega_{зi} \times r) + \varepsilon_{зi} \times r; \qquad \varepsilon_{зi}^{r} = \varepsilon_{зi}, \end{gathered} \tag{2.8}$$

где $v_{зi}$, $\omega_{зi}$ – линейная и угловая скорости, $a_{зi}$, $\varepsilon_{зi}$ – линейное и угловое ускорения в начале системы координат i-го звена манипулятора [121].

С использованием результатов (2.9) вычисляются скорости и ускорения в центре тяжести звена, положение которого определяется вектором c_i

$$\begin{gathered} v_{зi}^{c} = v_{зi} + \omega_{зi} \times c_i; \qquad \omega_{зi}^{c} = \omega_{зi}; \\ a_{зi}^{c} = a_{зi} + \omega_{зi} \times (\omega_{зi} \times c_i) + \varepsilon_{зi} \times c_i; \qquad \varepsilon_{зi}^{c} = \varepsilon_{зi}, \end{gathered} \tag{2.9}$$

где $v_{зi}^{c}$, $\omega_{зi}^{c}$ – линейная и угловая скорости, $a_{зi}^{c}$, $\varepsilon_{зi}^{c}$ – линейное и угловое ускорения центра тяжести i-го звена манипулятора [121].

С учетом преобразования в локальную систему координат i-го шарнира, следующего за $i-1$ звеном, скорость и ускорение этого шарнира определяется выражением (2.10) [121].

$$\begin{gathered} v_{iш} = (R_{шi})^{T} (v_{зi-1} + \omega_{зi-1} \times p_{шi}); \qquad \omega_{iш} = (R_{шi})^{T} \omega_{зi-1}; \\ a_{i}^{ш} = (R_{шi})^{T} (a_{зi-1} + \omega_{зi-1} \times (\omega_{зi-1} \times p_{шi}) + \varepsilon_{зi-1} \times p_{шi}); \\ \varepsilon_{шi} = (R_{шi})^{T} \varepsilon_{i-1}^{з}, \end{gathered} \tag{2.10}$$

где $v_{шi}$, $\omega_{шi}$ – линейная и угловая скорости, $a_{шi}$, $\varepsilon_{шi}$ – линейное и угловое ускорения в начале системы координат i-го шарнира [121].

Начало системы координат i-го звена, следующего за $i-1$ призматическим шарниром, имеет скорость и ускорение, определяемые следующим образом

$$\begin{gathered} v_{зi} = v_{шi} + \omega_{шi-1} \times (s_{шi} \cdot q_i) + s_{шi} \cdot \dot{q}_i; \qquad \omega_{зi} = \omega_{шi}; \qquad \varepsilon_{зi} = \varepsilon_{шi}; \\ a_{iз} = a_{шi} + s_{шi} \cdot \ddot{q}_i + \omega_{шi} \times (\omega_{iш} \times (s_{шi} \cdot q_i)) + \varepsilon_{шi} \times (s_{шi} \cdot q_i) + 2\omega_{шi} \times (s_{шi} \cdot \dot{q}_i). \end{gathered} \tag{2.11}$$

Начало системы координат *i*-го звена, следующего за $i-1$ цилиндрическим шарниром, имеет скорость и ускорение, определяемые следующим образом

$$\begin{aligned} v_{зi} &= \left(R_{s_i}(q_i)\right)^T v_{шi}; \qquad \omega_{зi} = \left(R_{s_i}(q_i)\right)^T \left(\omega_{шi} + (s_i \cdot \dot{q}_i)\right); \\ a_{зi} &= \left(R_{s_i}(q_i)\right)^T a_{шi}; \qquad \varepsilon_{зi} = \left(R_{s_i}(q_i)\right)^T \left(\varepsilon_{шi} + (s_i \cdot \ddot{q}_i) + \omega_{шi} \times (s_i \cdot \dot{q}_i)\right). \end{aligned} \tag{2.12}$$

Алгоритм прямого хода содержит следующие этапы [121].

1 В начале отсчета звена 0 задаются скорости и ускорения $v_{з0}$, $\omega_{з0}$, $a_{з0}$, $\varepsilon_{з0}$ на основе решения уравнений движения для базового шасси.

2 Вычисляется скорости и ускорения в начале отсчета следующего звена по формулам (2.10) – (2.12).

3 Вычисляется скорости и ускорения в центре тяжести следующего звена по формулам (2.9).

4 Этапы 2–4 последовательно выполняются для каждого последующего звена. После выполнения расчетов для последнего звена прямой ход завершается.

В основе вычислений на обратном ходе алгоритма лежат уравнения Ньютона-Эйлера. Для *i*-го звена они выглядят следующим образом:

$$F_{шi}^{\rightarrow} + F_{зi} + F_{шi+1}^{\leftarrow} = m_i a_{зi}^c; \qquad M_{шi}^{\rightarrow} + M_{зi} + M_{шi+1}^{\leftarrow} = J_i \varepsilon_{зi}^c + \omega_{зi}^c \times \left(J_i \omega_{зi}^c\right), \tag{2.13}$$

где $F_{шi}^{\rightarrow}$, $M_{шi}^{\rightarrow}$ – сила и момент, передаваемые i-м шарниром следующему за ним i-му звену МС; $F_{шi+1}^{\leftarrow}$, $M_{шi+1}^{\leftarrow}$ – сила и момент, передаваемые $i+1$-м шарниром на предыдущее i-е звено МС; $F_{зi}$, $M_{зi}$ – равнодействующие воздействия внешней (эксплуатационной) нагрузки, действующие на *i*-е звено МС [121].

Усилие $F_{зn}$ и момент $M_{зn}$ на последнем звене n манипулятора считаются известными и определяются на основе модели груза или рабочего органа. При этом для последнего звена верно равенство [121]:

$$F_{шi+1}^{\leftarrow} = M_{шi+1}^{\leftarrow} = 0.$$

Таким образом, в выражении (2.13) неизвестна нагрузка от предыдущего шарнира, которая очевидно может быть определена следующим образом [121]:

$$F_{шn}^{\rightarrow} = -F_{зn} + m_n a_{зn}^c; \qquad M_{шn}^{\rightarrow} = -M_{зn} + J_n \varepsilon_{зn}^c + \omega_{зn}^c \times (J_n \omega_{зn}^c). \tag{2.14}$$

Усилие, с которым призматический шарнир действует на предыдущее звено вычисляется следующим образом. Сначала сила $F_{шi}^{\rightarrow}$ и момент $M_{шi}^{\rightarrow}$ переносятся в начало отсчета шарнира с учетом правил переноса. Так как звенья манипулятора смещены и повернуты друг относительно друга, то далее следует преобразовать значения сил и моментов в систему отсчета предыдущего звена. После преобразования с учетом третьего закона Ньютона необходимо взять значения с обратным знаком [121]:

$$F_{шi}^{\leftarrow} = -R_{шi} F_{шi}^{\rightarrow}; \qquad M_{шi}^{\leftarrow} = -R_{шi}\left(M_{шi}^{\rightarrow} - F_{шi}^{\rightarrow} \times (s_i \cdot q_i)\right). \tag{2.15}$$

Усилие, с которым цилиндрический шарнир действует на предыдущее звено определяется следующим образом [121]:

$$F_{шi}^{\leftarrow} = -R_{шi}\left(R_{s_i}(q_i) F_{шi}^{\rightarrow}\right); \qquad M_{шi}^{\leftarrow} = -R_{шi}\left(R_{s_i}(q_i) M_{шi}^{\rightarrow}\right). \tag{2.16}$$

Обобщенное усилие в *i*-м шарнире τ_i, определяется проекцией на ось шарнира действующего в нем силового фактора. В призматическом сочленении обобщенное усилие вычисляется следующим образом [121]:

$$\tau_i = -F_{шi}^{\leftarrow} \cdot s_i . \tag{2.17}$$

В цилиндрическом шарнире – по формуле [121]:

$$\tau_i = -M_{шi}^{\leftarrow} \cdot s_i . \tag{2.18}$$

Алгоритм обратного хода содержит следующие этапы [121].

1 Для крайнего звена МС с использованием формулы (2.14) определить силу и момент, действующие на него со стороны предыдущего шарнира [121].

2 С использованием выражений (2.15) и (2.16) определить силу и момент, передаваемые предыдущим шарниром на предыдущее звено [121].

3 С использованием выражений (2.17) и (2.18) вычислить обобщенное усилие, действующее в предыдущем шарнире [121].

4 С использованием (2.14) вычислить усилие, действующее на каждое предыдущее звено со стороны предыдущего шарнира и повторить для него шаги 2–4.

Решение прямой задачи динамики лежит в основе анализа динамической нагруженности и надежности манипулятора. К исходной информации для решения прямой задачи динамики манипуляционной системы являются: обобщенные

координаты q_i, обобщенные скорости $\dot{q}_i$ и обобщенные усилия в шарнирах τ_i. Необходимо вычислить неизвестные обобщенные ускорения $\ddot{q}_i$.

Запишем уравнения движения МС в матричном виде (число уравнений равно числу степеней свободы МС):

$$[H(q)]\{\ddot{q}\} + \{C(q,\dot{q},F)\} = \{\tau\}, \tag{2.19}$$

где $\{\tau\}$ – вектор обобщенных усилий; $\{\ddot{q}\}$ – вектор обобщенных ускорений; $[H(q)]$ – матрица инерции элементов МС (зависит от значений обобщенных координат); $\{C(q,\dot{q},F)\}$ – вектор воздействий на МС (зависит от обобщенных координат и скоростей, внешних воздействий F (эксплуатационных нагрузок) [121].

Решая систему уравнений (2.19), можно получить вектор неизвестных обобщенных ускорений $\{\ddot{q}\}$.

В уравнениях (2.19) неизвестным является вектор $\{C(q,\dot{q},F)\}$, значения которого можно вычислить, приравняв к нулю все обобщенные ускорения $\{\ddot{q}\}$. Тогда уравнения примут вид:

$$\{C(q,\dot{q},F)\} = \{\tau\}. \tag{2.20}$$

Решив обратную задачу динамики относительно уравнений (2.20) с использованием указанного выше алгоритма, можно определить неизвестные компоненты вектора $\{C(q,\dot{q},F)\}$ [121].

Для вычисления компонентов матрицы инерции элементов МС $[H(q)]$ все обобщенные скорости $\dot{q}_i$ и внешние воздействия F приравниваем к нулю. Тогда уравнения движения системы (2.19) выглядят следующим образом [121]:

$$[H(q)]\{\ddot{q}\} = \{\tau\}. \tag{2.21}$$

Если все обобщенные скорости приравнять к нулю, все обобщенные ускорения приравнять к нулю, и только *i*-е обобщенное ускорение приравнять к единице, то решение обратной задачи динамики относительно системы уравнений (2.21) для таких начальных условий позволит определить компоненты вектора обобщенных усилий $\{\tau\}$, который соответствует *i*-му столбцу матрицы $[H(q)]$. Таким образом определяются все столбцы матрицы инерции [121].

Поочередное вычисление столбцов матрицы инерции требует, чтобы скорости во всех шарнирах были равны нулю, а ускорения были равны нулю во всех шарнирах, кроме *i*-го. Это означает, что звенья манипулятора до шарнира покоятся, а после шарнира – движутся как абсолютно жесткое тело (рисунок 2.9). При этом не требуется полностью выполнять прямой и обратный ход в алгоритме Ньютона-Эйлера. Вместо этого необходимо вычислить инерционные характеристики движущейся как твердое тело части манипулятора, расположенной за *i*-м шарниром. Далее следует записать уравнение Ньютона-Эйлера для этой части манипулятора и выполнить неполный обратных ход, начиная с *i*-го шарнира [121].

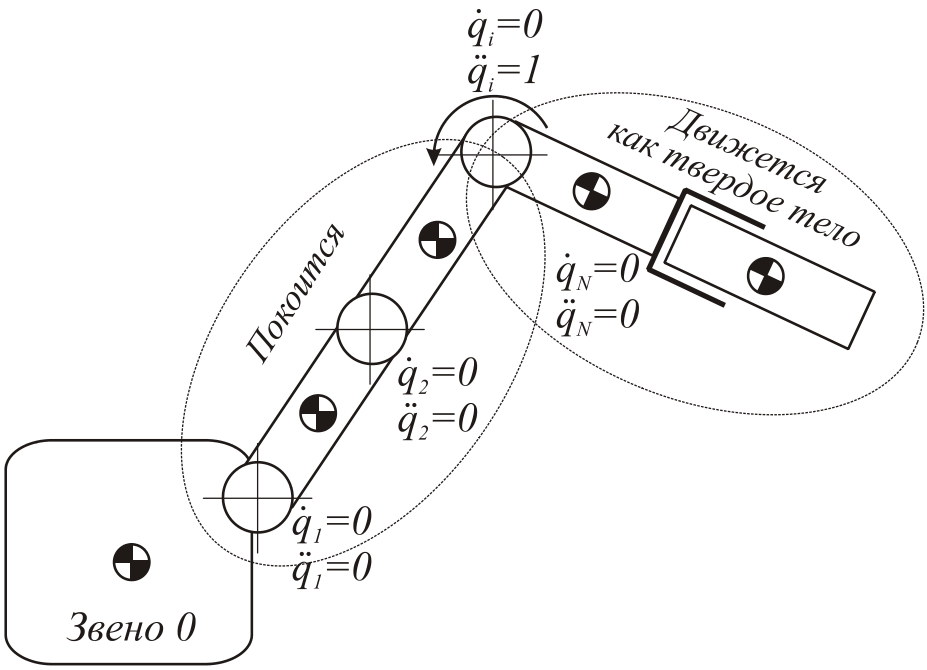


Рисунок 2.9 – Движение частей манипулятора

Обозначим CRB_i – часть манипулятора, состоящая из звеньев от *i* до *n*. Начало локальной системы координат тела CRB_i совместим с началом системы координат *i*-го звена МС МТТМ (рисунок 2.10) [121].

Очевидно, что инерционные параметры последнего тела CRB_n равны инерционным параметрам последнего звена *n* манипуляционной системы [121]:

$$m_n^{CRB} = m_{зп},\ c_n^{CRB} = c_{зп},\ J_n^{CRB} = J_{зп}. \qquad (2.22)$$

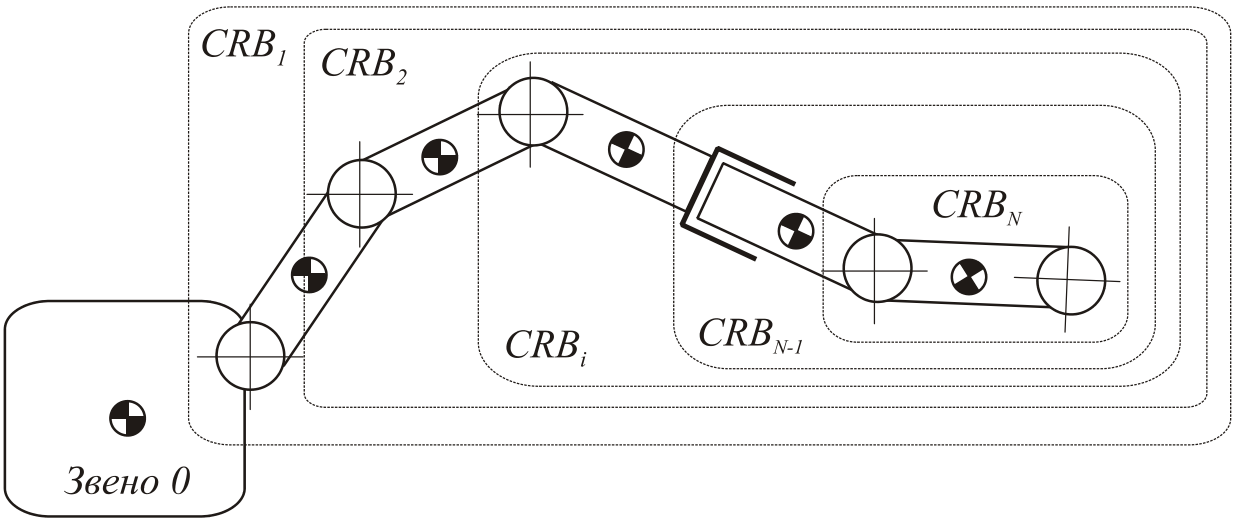


Рисунок 2.10 – Манипулятор как система твердых тел

Для определения инерционных параметров каждого предыдущего составного твердого тела CRB_{i-1} следует использовать ранее вычисленные значения инерционных параметров заключенного в него последующего тела CRB_i [121]:

$$m_{i-1}^{CRB} = m_{зi-1} + m_i^{CRB}. \tag{2.23}$$

Для определения координат центра тяжести c_{i-1}^{CRB} тела *i*–1, необходимо сначала определить положение центра тела $c_{i\to i-1}^{CRB}$ в его собственной локальной системе координат [121].

Если *i*-й шарнир цилиндрический:

$$c_{i\to i-1}^{CRB} = p_{шi} + \left(R_{шi} R_{s_i}(q_i)\right) c_i^{CRB}. \tag{2.24}$$

Если *i*-й шарнир призматический:

$$c_{i\to i-1}^{CRB} = p_{шi} + \left(R_{шi}\right)\left(s_i^{ш} \cdot q_i + c_i^{CRB}\right). \tag{2.25}$$

Центр тяжести составного твердого тела *i*–1

$$c_{i-1}^{CRB} = \left(c_{зi-1} m_{зi-1} + c_{i\to i-1}^{CRB} m_i^{CRB}\right) / m_{i-1}^{CRB}. \tag{2.26}$$

Для тензора инерции *i*-го составного твердого тела следует выполнить преобразование поворота и переноса в центр тяжести c_{i-1}^{CRB}. Вектор из центра тяжести c_i^{CRB} в центр тяжести c_{i-1}^{CRB} имеет вид [121]:

$$h_i = c_{i-1}^{CRB} - c_{i\to i-1}^{CRB}. \tag{2.27}$$

Формулы для вычисления компонентов тензора инерции для случаев, когда *i*-е сочленение цилиндрическое

$$J_{i-1}^{CRB} = \left[R_i^{ш} R_{s_i}^{ш}(q_i)\right] J_i^{CRB} \left[R_i^{ш} R_{s_i}^{ш}(q_i)\right]^T + \\ + m_i^{CRB} \begin{bmatrix} h_{i,y}^2 + h_{i,z}^2 & -h_{i,x}h_{i,y} & -h_{i,x}h_{i,z} \\ -h_{i,y}h_{i,x} & h_{i,x}^2 + h_{i,z}^2 & -h_{i,y}h_{i,z} \\ -h_{i,z}h_{i,x} & -h_{i,z}h_{i,y} & h_{i,x}^2 + h_{i,y}^2 \end{bmatrix}, \tag{2.28}$$

призматическое

$$J_{i-1}^{CRB} = \left[R_i^{ш}\right] J_i^{CRB} \left[R_i^{ш}\right]^T + \\ + m_i^{CRB} \begin{bmatrix} h_{i,y}^2 + h_{i,z}^2 & -h_{i,x}h_{i,y} & -h_{i,x}h_{i,z} \\ -h_{i,y}h_{i,x} & h_{i,x}^2 + h_{i,z}^2 & -h_{i,y}h_{i,z} \\ -h_{i,z}h_{i,x} & -h_{i,z}h_{i,y} & h_{i,x}^2 + h_{i,y}^2 \end{bmatrix}. \tag{2.29}$$

По формулам (2.22) – (2.29) последовательно, начиная с последнего, вычисляются инерционные характеристики всех составных твердых тел. На *i*-м шаге алгоритма считается, что основание *i*-го шарнира неподвижно ($\dot{q}_i = 0$, $\ddot{q}_i = 1$), тогда скорость и ускорение в центре тяжести тела CRB_i определяются на основе выражений (2.9), (2.11), (2.12) [121].

Записанные ранее уравнения Ньютона-Эйлера (2.13) используются для определения усилия, передаваемого через *i*-й шарнир. Начиная от *i*-го сочленения в направлении к основанию манипуляционной системы выполняется процедура обратного хода алгоритма Ньютона-Эйлера без учета внешней нагрузки и сил инерции для неподвижных звеньев, в ходе которой вычисляются значения обобщенных усилий τ_i ... τ_1 [121].

В результате выполнения всех *n* итераций алгоритма определяются значения верхнетреугольных элементов матрицы инерции МС. Для решения прямой задачи динамики необходимо вычислить компоненты матрицы инерции манипулятора, найти вектор $\{C\}$ с помощью метода Ньютона-Эйлера, решить уравнение (2.19) относительно вектора неизвестных обобщенных ускорений $\ddot{q}_i$ [121].

Численное интегрирование уравнений движения (2.19) выполняется с помощью метода Рунге-Кутта для систем уравнений второго порядка. Обобщенные координаты q и обобщенные скорости $\dot{q}$ в момент времени $t+\Delta t$ определяются по формулам [121]:

$$k_1 = \Delta t \cdot f\left(t, q(t), \dot{q}(t)\right),$$

$$k_2 = \Delta t \cdot f\left(t + \Delta t, q(t) + \frac{1}{2}\dot{q}(t)\Delta t, \dot{q}(t) + \frac{1}{2}k_1\right),$$

$$k_3 = \Delta t \cdot f\left(t + \frac{1}{2}\Delta t, q(t) + \frac{1}{2}\dot{q}(t)\Delta t + \frac{1}{2}k_2\Delta t, \dot{q}(t) + \frac{1}{2}k_2\right),$$

$$k_4 = \Delta t \cdot f\left(t + \Delta t, q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + \frac{1}{2}k_2\Delta t, \dot{q}(t) + k_3\right),$$

$$q(t+\Delta t) = q(t) + \dot{q}(t)\Delta t + \frac{\Delta t}{6}\left(k_1 + k_2 + k_3\right),$$

$$\dot{q}(t+\Delta t) = \dot{q}(t) + \frac{k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4}{6},$$

где $f(t,q,\dot{q})$ – функция, определяющая компоненты вектора обобщенных ускорений для данных значений обобщенных координат и обобщенных скоростей в момент времени t [121].

На следующем шаге $t+\Delta t$ вычисляется новый вектор обобщенных ускорений на основании полученных значений обобщенных координат и скоростей. Данная процедура повторяется пока модельное время не достигнет максимума .

На МС действуют различные нагрузки и воздействия, вызванные условиями функционирования. В данном разделе рассмотрены методы их учета при моделировании работы исследуемой системы.

Собственный вес металлоконструкции манипуляционной системы можно учесть двумя способами [121]:

- приложением в центре тяжести *i*-го звена равнодействующей силы тяжести (веса) звена, которая учитывается в качестве внешней силы на обратном ходе алгоритма Ньютона-Эйлера:

$$F_{зgi} = \left(R_{зi}^{\mathrm{G}}\right)^T m_{зi} g\,.$$

• заданием звену 0 фиктивного линейное ускорение, равное по модулю ускорению свободного падения и противоположное ему по направлению:

$$a_{з0} = -\left(R_{з0}^{G}\right)^{T} g \ .$$

В результате выполнения прямого хода ускорение каждого звена ШСС МС будет автоматически уменьшено на величину ускорения свободного падения, а последующая обратная рекурсия решит обратную задачу динамики с учетом действия силы тяжести [121].

Усилия гидроцилиндров $F_{гцi}$ известны при решении прямой задачи динамики. Возникает необходимость их учета для оценки параметров напряженно-деформированного состояния конструкции. Действие на конструкцию усилия от *i*-го гидроцилиндра (приводит конструкцию в движение относительно *i*-й обобщенной координаты) учитывается с помощью сил $F_{гцi}^{\rightarrow}$ и $F_{гцi}^{\leftarrow}$. Эти силы равны друг другу по модулю и направлены противоположно друг другу вдоль оси гидроцилиндра. Точки крепления гидроцилиндров задаются в локальных координатах звеньев $p_{гцi}^{\rightarrow}$ и $p_{гцi}^{\leftarrow}$ (рисунок 2.11) [121].

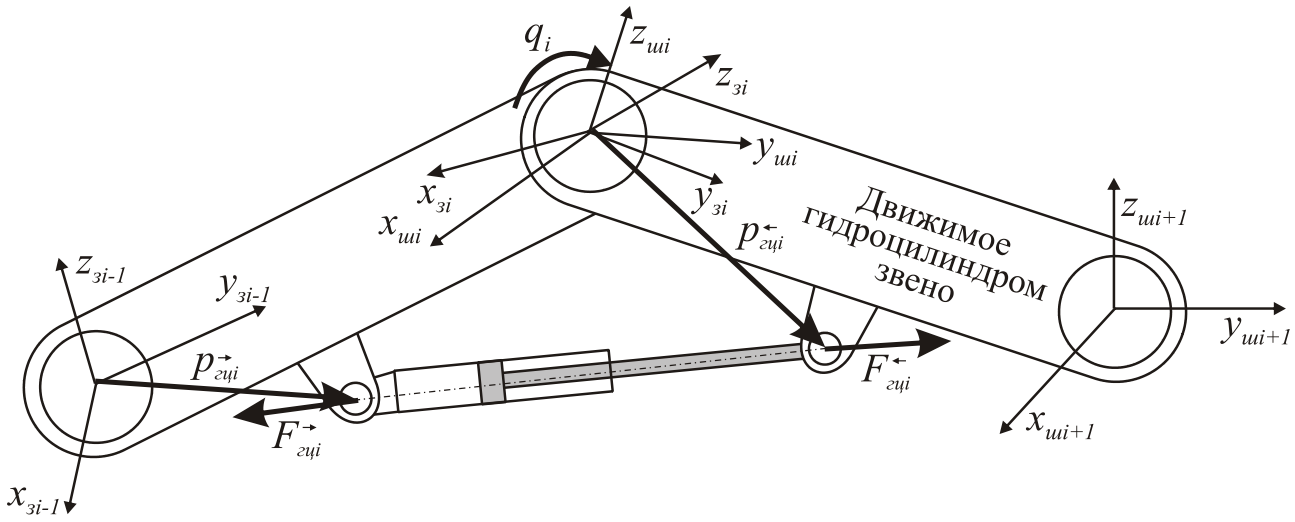


Рисунок 2.11 – Усилия гидроцилиндров

В глобальной системе координат точки крепления гидроцилиндров определяется следующим образом:

$$p_{гцi}^{G\leftarrow} = p_{зi-1}^{G} + R_{зi-1}^{G} p_{гцi}^{\leftarrow}, \qquad p_{гцi}^{G\rightarrow} = p_{зi}^{G} + R_{зi}^{G} p_{гцi}^{\rightarrow}. \tag{2.30}$$

Движущие усилие гидроцилиндра в локальных системах координат звеньев определяется следующим образом:

$$F^{\rightarrow}_{гцi} = \left(R^{G}_{зi}\right)^{T}\left(F_{гцi} sign(s^{G}_{гцi})\right); \qquad F^{\leftarrow}_{гцi} = \left(R^{G}_{\backslash зi-1}\right)^{T}\left(-F_{гцi} sign(s^{G}_{гцi})\right), \tag{2.31}$$

где $s^{G}_{гцi}$ – вектор, задающий положение оси гидроцилиндра МС [121]

$$s^{G}_{гцi} = p^{G\rightarrow}_{гцi} - p^{G\leftarrow}_{гцi}.$$

В исследовании [139; 155] установлен ряд ограничений на значения параметров работы гидроцилиндра, связанных с законом сохранения энергии. Они записаны для случая построения уравнений движения.

Скорость выдвижения штока гидроцилиндра $v_{гцi}$ ограничена величиной подачи $Q_{гцi}$ (см. раздел 2.3.4)

$$v_{гцi} \le \frac{Q_{гцi}}{A_{гцi}}, \tag{2.32}$$

где $A_{гцi}$ – площадь сечения полости гидроцилиндра.

Текущая скорость выдвижения штока $v_{гцi}$ находится следующим образом

$$v^{шт}_{i} = \left(v^{G\rightarrow}_{гцi} - v^{G\leftarrow}_{гцi}\right) sign(s^{G}_{гцi}),$$

где скорости точек крепления

$$v^{G\leftarrow}_{гцi} = \left(R^{G}_{зi-1}\right)\left(v_{зi-1} + \omega_{зi-1} \times p^{\leftarrow}_{гцi}\right); \qquad v^{G\rightarrow}_{гцi} = \left(R^{G}_{зi}\right)\left(v_{зi} + \omega_{зi} \times p^{\rightarrow}_{гцi+1}\right).$$

Максимальное ускорение штока гидроцилиндра ограничено развиваемым усилием $F_{гцi}$

$$\ddot{x}_{гцi} \le \frac{F_{гцi}}{m_{гцi}}. \tag{2.33}$$

Текущее ускорение выдвижения штока $a_{гцi}$ находится следующим образом

$$a^{шт}_{i} = \left(a^{G\rightarrow}_{гцi} - a^{G\leftarrow}_{гцi}\right) sign(s^{G}_{гцi}),$$

где ускорения точек крепления

$$a^{G\leftarrow}_{гцi} = \left(R^{G}_{зi-1}\right)\left(a_{зi-1} + \omega_{зi-1} \times (\omega_{зi-1} \times p^{\leftarrow}_{гцi}) + \varepsilon_{зi-1} \times p^{\leftarrow}_{гцi}\right);$$
$$a^{G\rightarrow}_{гцi} = \left(R^{G}_{зi}\right)\left(a_{зi} + \omega_{зi} \times (\omega_{зi} \times p^{\rightarrow}_{гцi}) + \varepsilon_{зi} \times p^{\rightarrow}_{гцi+1}\right).$$

Инерционные свойства гидроцилиндра не учитываются, а силы трения в гидроцилиндре учитываются с помощью кривой Штрибека [121].

Силы трения в шарнирах оказывают сопротивление линейного движения призматического или повороту цилиндрического шарнира. В *i*-м призматическом шарнире ШСС МС значение силы трения вычисляется по формуле

$$F_{тршi} = -f_i \dot{q}_i ,$$

где f_i – коэффициент трения в *i*-м шарнире [121].

Момент сил трения в цилиндрическом шарнире, определяется по формуле:

$$M_{тршi} = -f_i \dot{q}_i \text{ [121].}$$

Силы торможения реализуются тормозным устройством гидроцилиндра при подходе штока к крайнему положению $x_{1гцi}$ ($q_{i\min}$) или $x_{2гцi}$ ($q_{i\max}$). Тормозная сила складывается из линейно-упругой и нелинейно-диссипативной части:

$$F_{огршi} = \begin{cases} F_{i\max}, & \text{если } q_i \geq q_{i\max} \cap \ F_{i\max} < 0; \\ F_{i\min}, & \text{если } q_i \leq q_{i\min} \cap \ F_{i\min} > 0; \\ 0, & \text{в других случаях,} \end{cases}$$

где действующие со стороны ограничителя силы

$$F_{i\min} = c_{i\min}(q_{i\min} - q_i) - \beta_{i\min}\dot{q}_i;$$

$$F_{i\max} = c_{i\max}(q_{i\max} - q_i) - \beta_{i\max}\dot{q}_i,$$

где $c_{i\min}$, $c_{i\max}$ – коэффициенты жесткости тормозного устройства *i*-го гидроцилиндра; $\beta_{i\min}$, $\beta_{i\max}$ – коэффициенты диссипации жесткости тормозного устройства *i*-го гидроцилиндра [121].

С учетом рассмотренных выше сил выражение (2.17) для призматического шарнира с учетом сил трения и сил, действующих со стороны ограничителя, принимает вид [121]:

$$\tau_i + F_{тршi} + F_{огршi} = -F_i^{ш,\leftarrow} \cdot s_i .$$

Выражение (2.18) для цилиндрического шарнира принимает вид [121]:

$$\tau_i + M_{тршi} + M_{огршi} = -M_i^{ш,\leftarrow} \cdot s_i .$$

Произвольные внешние сосредоточенные нагрузки характеризуют нагруженность конструкции (рисунок 2.12). К *i*-му звену приложены сосредоточенные силы $F_{зij}$ и моменты $M_{зi}$. Силы $F_{зij}$ приложены в точках $p_{зij}$ [121].

Произвольные внешние распределенные нагрузки как правило вызываются воздействиями внешней среды, в первую очередь, ветром. Равнодействующие распределенных сил $F_{Rзik}$ и моментов $M_{Rзik}$ приложены в точках $p_{Rзik}$ i-го звена.

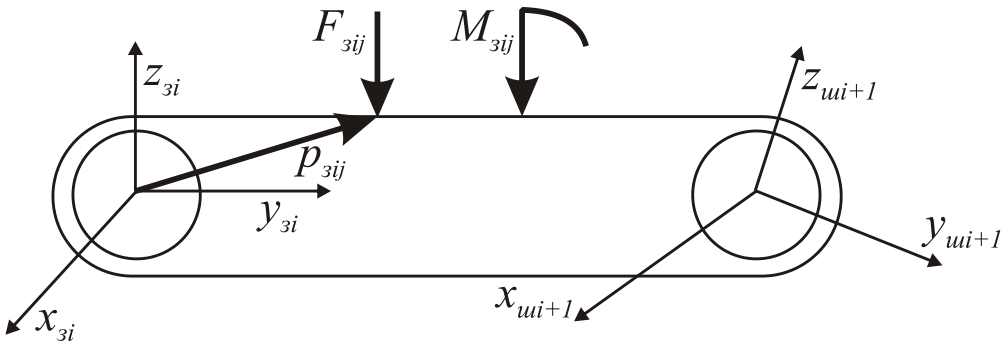


Рисунок 2.12 – Приложение произвольных сосредоточенных нагрузок

Результирующие нагрузки (силы и моменты) в выражении (2.13) определяются по формулам [121]:

$$F_{зi} = F_{зgi} + F^{\leftarrow}_{гцi+1} + F^{\rightarrow}_{гцi} + \sum_j F_{зij} + \sum_k F_{Rзik};$$

$$M_{зi} = F^{\leftarrow}_{гцi+1} \times (c_{зi} - p^{\leftarrow}_{гцi+1}) + F^{\rightarrow}_{гцi} \times (c_{зi} - p^{\rightarrow}_{гцi}) + \tag{2.34}$$

$$+ \sum_j M_{зij} + \sum_j F_{зij} \times (c_{зi} - p_{зij}) + \sum_k F_{Rзik} \times (c_{зi} - p_{Rзik}).$$

Если приложенные пользователем силы и моменты заданы в глобальной системе координат, то перед подстановкой в выражение (2.34) их необходимо преобразовать в локальную систему координат звена:

$$F_{зij} = \left(R^G_{зi}\right)^T F^G_{зij}; \qquad F_{Rзik} = \left(R^G_{зi}\right)^T F^G_{Rззi};$$

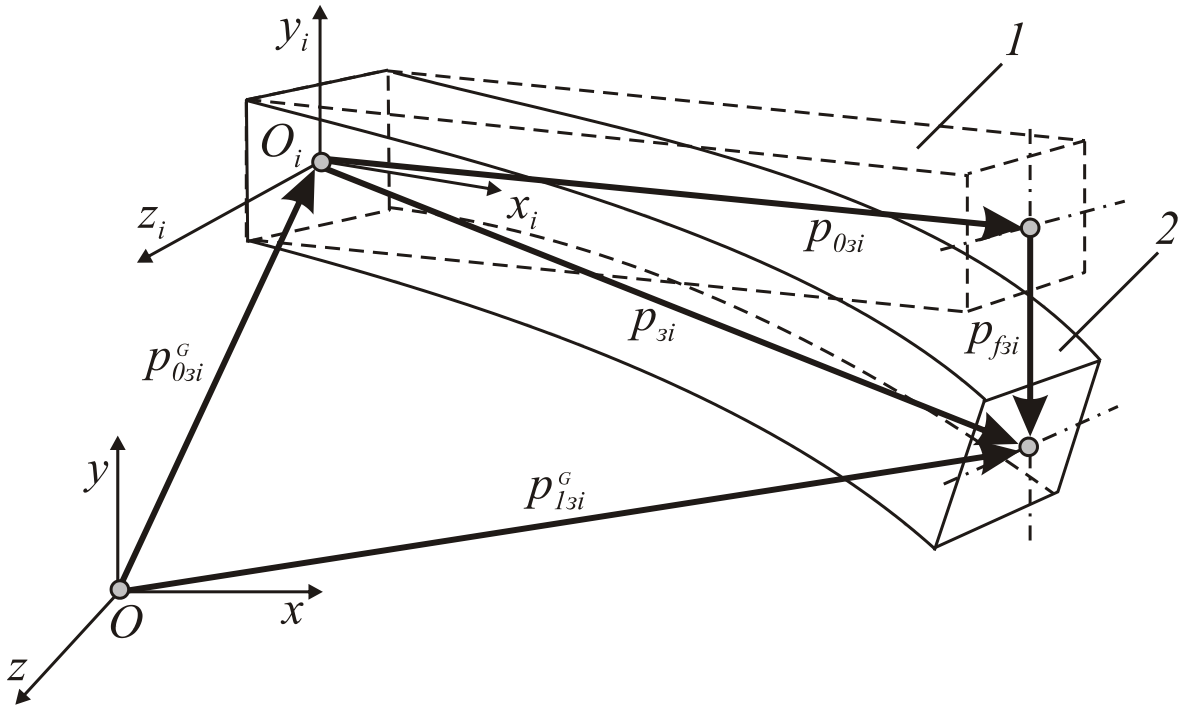
$$M_{зij} = \left(R^G_{зi}\right)^T M^G_{зij}; \qquad M_{Rзik} = \left(R^G_{зi}\right)^T M^G_{Rззi}.$$

Ранее было указано, что для манипуляторов общего назначения, изготовленных из стали, наиболее податливые элементы сосредоточены в кинематической передаче. Основные нелинейные эффекты возникают в шарнирных соединениях. Далее рассмотрена модель манипуляционной системы, содержащая абсолютно твердые инерционные (звенья) и нелинейные безинерционные упруго-диссипативные (шарниры) элементы.

2.3.2 Математическая модель манипуляционной системы с учетом упругости звеньев

Несмотря на возможность представления звеньев манипуляционной системы как абсолютно твердых тел (см. раздел 2.3.1), для решения задач управления и повышения точности позиционирования необходим учет их упругой податливости и упругих динамических колебаний. В настоящем разделе рассмотрена методика динамического анализа МС МТТМ как совокупности упругих тел.

Исследуемая система представляется не как последовательность шарнирно-сочлененных твердых тел, динамика которых исследуется с помощью рекуррентных выражений (см. раздел 2.3.1), а как набор упругих тел, произвольным образом ориентированных в пространстве. Основные уравнения записываются в глобальной системе координат *Oxyz*. Положение локальной системы координат *i*-го звена $Ox_iy_iz_i$ манипуляционной системы задается вектором перемещения $p_{зi}^G$. Данная система координат задается со стороны шарнира, ближайшего к основанию МС (рисунок 2.13).



1 – исходное состояние; 2 – деформированное состояние

Рисунок 2.13 – Координаты деформируемого звена

Положение второго (противоположного) конца звена задается вектором $p_{зi}$, который является суммой двух векторов. Первый из них ($p_{0зi}$) учитывает движение звена как абсолютно твердого тела, а второй ($p_{fзi}$) – упругую деформацию звена. На основании векторных соотношений положение второго конца звена в глобальной системе координат определяется соотношением

$$p_{1зi}^{G} = p_{0зi}^{G} + R_{зi}^{G} p_{зi} = p_{0зi}^{G} + R_{зi}^{G}\left(p_{0зi} + p_{fзi}\right), \tag{2.35}$$

где $R_{зi}^{G}$ – матрица поворота системы координат, связанной с звеном, по отношению к глобальной системе координат *Oxyz*.

Матрица поворота вычисляется через четыре параметра Эйлера (Родрига – Гамильтона) θ_{E0i}, θ_{E1i}, θ_{E2i}, θ_{E3i}, сумма квадратов которых равна 1,0 [384]. Она выглядит следующим образом:

$$R_{зi}^{G} = 2\begin{bmatrix} \frac{1}{2} - \theta^2{}_{E2i} - \theta^2{}_{E3i} & \theta_{E1i}\theta_{E2i} + \theta_{E0i}\theta_{E3i} & \theta_{E1i}\theta_{E3i} + \theta_{E0i}\theta_{E2i} \\ \theta_{E1i}\theta_{E2i} + \theta_{E0i}\theta_{E3i} & \frac{1}{2} - \theta^2{}_{E1i} - \theta^2{}_{E3i} & \theta_{E2i}\theta_{E3i} + \theta_{E0i}\theta_{E1i} \\ \theta_{E1i}\theta_{E3i} + \theta_{E0i}\theta_{E2i} & \theta_{E2i}\theta_{E3i} + \theta_{E0i}\theta_{E1i} & \frac{1}{2} - \theta^2{}_{E1i} - \theta^2{}_{E2i} \end{bmatrix}. \tag{2.36}$$

Первый параметр является коэффициентом пропорциональности и вычисляется по формуле

$$\theta_{E0i} = \cos(\varphi / 2),$$

тогда остальные параметры

$$\theta_{Eji} = \sin(\varphi / 2)\cos\gamma_j \text{ или } \theta_{Eji} = \sin(\varphi / 2)v_j,$$

где $j = 1...3$, φ – угол поворота относительно оси Эйлера; γ_j – углы поворота оси Эйлера относительно осей глобальной системы координат; v_j – компоненты единичного вектора, направленного вдоль оси Эйлера [384].

Вектор упругой деформации звена вычисляется линейным сложением форм колебаний

$$p_{fзi} = \Phi_{зi} q_{fi}, \tag{2.37}$$

где $\Phi_{зi}$ – матрица форм колебаний; q_{fi} – вектор упругих координат [392].

Для исследуемой системы главными являются следующие координаты: p_{3i}^{G}, θ_{E0i}, θ_{E1i}, θ_{E2i}, θ_{E3i}, q_{fi}.

Скорость *i*-го звена манипулятора определяется следующим образом:

$$\dot{p}_{1зi}^{G} = \dot{p}_{0зi}^{G} - R_{зi}^{G}\left(\widetilde{p}_{0зi} + \widetilde{\Phi}_{зi} q_{fi}\right)\omega_{зi} + R_{зi}^{G}\Phi_{зi}\dot{q}_{fi}, \tag{2.38}$$

где $\dot{p}_{0зi}^{G}$ – вектор скорости движения локальной системы координат относительно глобальной; ω – вектор локальных угловых скоростей звена; $\dot{q}_{fi}$ – вектор скоростей деформации звена.

Ускорение *i*-го звена манипуляционной системы определяется как

$$\ddot{p}_{1зi}^{G} = \ddot{p}_{0зi}^{G} + R_{зi}^{G}\widetilde{\omega}_{зi}\widetilde{\omega}_{зi}p_{зi} + R_{зi}^{G}\widetilde{\dot{\omega}}_{зi}p_{зi} + 2R_{зi}^{G}\widetilde{\omega}_{зi}\dot{p}_{зi} + R_{зi}^{G}\ddot{p}_{зi}, \tag{2.39}$$

где $\widetilde{\omega}_{зi}$ – кососимметрическая часть тензора угловых скоростей звена в локальной системе координат; $\ddot{p}_{0зi}^{G}$ – вектор ускорения локальной системы координат звена МС МТТМ по отношению к глобальной системе координат; $\widetilde{\dot{\omega}}_{зi}$ – вектор тангенциального ускорения; $\dot{p}_{зi}$ – вектор скорости второго конца звена в локальной системе координат; $\ddot{p}_{зi}$ – ускорение деформации звена.

Уравнения движения исследуемой системы можно записать с использованием принципа виртуальных работ

$$\delta W_i = \int_{V_i} \rho_i \cdot \delta p_{1зi}^{GT} \cdot \ddot{p}_{1зi}^{G} dV_i, \tag{2.40}$$

где $\delta p_{1зi}^{G}$ – виртуальное перемещение вектора положения *i*-го звена; ρ_i – плотность материала; V_i – объем звена [372].

Виртуальное перемещение вектора положения *i*-го звена в главных координатах выглядит следующим образом:

$$\delta p_{1зi}^{G} = \begin{bmatrix} \delta p_{1зi}^{GT} & \delta\theta_i^{T} & \delta q_i^{T} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I \\ -\widetilde{p}_{зi}^{T} R_{зi}^{T} \\ \Phi_{зi}^{T} R_{зi}^{T} \end{bmatrix}, \tag{2.41}$$

где q_i – обобщенные координаты; I – единичная матрица размером 3x3; $\delta\theta_i$ – виртуальный поворот [372].

Подставив виртуальное перемещение положения *i*-го звена (2.41) в выражение (2.40), получаем:

$$\delta W_i = \delta q_i \left[M_{зi} \ddot{q}_i + Q_{vзi} \right], \tag{2.42}$$

где $M_{зi}$ – матрица масс; $Q_{vзi}$ – вектор усилий, зависящих от квадратов скоростей.

Данные параметры выглядят следующим образом [372]:

$$M_{зi} = \int_{V_i} \rho_i \cdot \begin{bmatrix} I & -\tilde{p}_{зi} R_{зi} & \Phi_{зi} R_{зi} \\ -\tilde{p}_{зi} R_{зi} & \tilde{p}_{зi}^T \tilde{p}_{зi} & -\tilde{p}_{зi}^T \Phi_{зi} \\ \Phi_{зi} R_{зi} & -\tilde{p}_{зi}^T \Phi_{зi} & \Phi_{зi}^T \Phi_{зi} \end{bmatrix} \cdot dV_i; \tag{2.43}$$

$$Q_{vзi} = \int_{V_i} \rho_i \cdot \begin{bmatrix} R_{зi} \omega_{зi} \omega_{зi} p_{зi} + 2 R_{зi} \Phi_{зi} \dot{q}_{fi} \\ -\tilde{p}_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \tilde{\omega}_{зi} p_{зi} - 2 \tilde{p}_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \Phi_{зi} \dot{q}_{fi} \\ \Phi_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \tilde{\omega}_{зi} p_{зi} + 2 \Phi_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \Phi_{зi} \dot{q}_{fi} \end{bmatrix} \cdot dV_i. \tag{2.44}$$

Виртуальная работа внешних сил, действующих на манипуляционную систему, определяется следующим образом [372]:

$$\delta W_{ei} = \delta q_i^{\,T} Q_{езi}, \tag{2.45}$$

где обобщенные усилия $Q_{езi}$ можно записать следующим образом [372]:

$$Q_{езi} = \begin{Bmatrix} \sum_j F_{зij} \\ \sum_j \tilde{p}_{зij}^T R_{зi}^T F_{зij} \\ \sum_j \Phi_{зij}^T R_{зi}^T F_{зij} \end{Bmatrix}, \tag{2.46}$$

тогда выражение (2.45) можно записать следующим образом [372]:

$$\delta W_{ei} = \int_{V_i} \rho_i \cdot \delta p_{1зi}^{G\,T} \cdot F_{зij} dV_i, \tag{2.47}$$

где $\tilde{p}_{зij}$ – вектор положения *j*-й силы на *i*-м звене; $\Phi_{зij}$ – элементы матрицы форм колебаний, связанные с *i*-м звеном $F_{зij}$ – внешняя сосредоточенная сила (момент) или равнодействующая распределенной силы (момента), приложенная к *i*-му звену.

Внутренние силовые факторы, связанные с упругостью звеньев манипулятора, вычисляются с использованием матрицы жесткости $K_{зi}$, которая вычисляется из условия [372]:

$$\delta W_{si} = \delta q_{fi} K_{зi} \delta q_{fi}. \tag{2.48}$$

Выразим упругие силы в виде вектора [372]:

$$Q_{fзi} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_{зi} q_{fi} \end{Bmatrix}. \tag{2.49}$$

Матрица упругости $K_{зi}$ может быть вычислена с использованием метода конечных элементов [53; 140; 160; 392; 372]. В ходе работы матрица формировалась в промышленном программном комплексе Nastran и ее элементы читались из файла модели с помощью разработанной подпрограммы.

Полная виртуальная работа с учетом инерционных, внутренних (упругих) и внешних силовых факторов определяется выражением [372]:

$$\delta q_i [M_{зi} \ddot{q}_i + Q_{vзi} + Q_{fзi} - Q_{eзi}]. \tag{2.50}$$

Из уравнения (2.50) вытекают уравнения Ньютона-Эйлера для несочлененных и незакрепленных объектов с учетом упругости звеньев [372]:

$$\begin{bmatrix} \int\limits_{V_i} \rho_i I dV_i & -\int\limits_{V_i} \rho_i \tilde{p}_{зi} R_{зi} dV_i & \int\limits_{V_i} \rho_i \Phi_{зi} R_{зi} dV_i \\ -\tilde{p}_{зi} R_{зi} & \int\limits_{V_i} \rho_i dV_i \tilde{p}_{зi}^T \tilde{p}_{зi} & -\int\limits_{V_i} \rho_i \tilde{p}_{зi}^T \Phi_{зi} dV_i \\ \int\limits_{V_i} \rho_i \Phi_{зi} R_{зi} dV_i & -\int\limits_{V_i} \rho_i \tilde{p}_{зi}^T \Phi_{зi} dV_i & \int\limits_{V_i} \rho_i \Phi_{зi}^T \Phi_{зi} dV_i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{p}_{1зi}^G \\ \dot{\omega}_{зi} \\ \ddot{q}_{fi} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} \int\limits_{V_i} \rho_i \sum\limits_j F_{зij} dV_i \\ \int\limits_{V_i} \rho_i \sum\limits_j \tilde{p}_{зij}^T R_{зi}^T F_{зij} dV_i \\ \int\limits_{V_i} \rho_i \sum\limits_j \Phi_{зij}^T R_{зi}^T F_{зij} dV_i \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \int\limits_{V_i} \rho_i \left(R_{зi} \omega_{зi} \omega_{зi} p_{зi} + 2 R_{зi} \Phi_{зi} \dot{q}_{fi} \right) dV_i \\ \int\limits_{V_i} \rho_i \left(-\tilde{p}_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \tilde{\omega}_{зi} p_{зi} - 2 \tilde{p}_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \Phi_{зi} \dot{q}_{fi} \right) dV_i \\ \int\limits_{V_i} \rho_i \left(\Phi_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \tilde{\omega}_{зi} p_{зi} + 2 \Phi_{зi}^T \tilde{\omega}_{зi} \Phi_{зi} \dot{q}_{fi} \right) dV_i \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_{зi} q_{fi} \end{bmatrix}. \tag{2.51}$$

Из уравнений (2.51) невозможно однозначно определить координаты звеньев манипулятора. Для этого необходимо следующим образом заменить угловые скорости на производные параметров Эйлера [372]:

$$\dot{\theta}_{Eji} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} -\theta_{E1i} & \theta_{E0i} & \theta_{E3i} & -\theta_{E2i} \\ -\theta_{E2i} & -\theta_{E3i} & \theta_{E0i} & \theta_{E1i} \\ -\theta_{E3i} & \theta_{E2i} & -\theta_{E1i} & \theta_{E0i} \end{bmatrix}^T \omega_{зi}. \tag{2.52}$$

Уравнения движения с учетом ограничений выражаются с помощью метода множителей Лагранжа:

$$M_{зi}\ddot{q}_i + C_q^T\lambda = Q_{езi} - Q_{vзi} - Q_{fзi}, \tag{2.53}$$

где C_q – матрица уравнений связи (якобиан); λ – множители Лагранжа [372].

Для учета всех уравнений связи необходимо записать соответствующее количество уравнений вида

$$C(q,t) = 0. \tag{2.54}$$

Уравнения (2.53) и (2.54) в полной мере определяют движение системы [372]. Однако так как уравнения (2.53) имеют второй порядок, то уравнение (2.54) должно быть приведено к виду:

$$\ddot{C}(q,t) = C_q\ddot{q} + Q_c = 0, \tag{2.55}$$

где Q_c – вектор компонентов, зависящих от скорости (появляется из-за дифференцирования).

Указанные выше уравнения записаны в общем виде. Для их применения к расчету манипуляционных систем необходимо добавить уравнения связи, учитывающего шарнирное сочленение отдельных упругих звеньев.

Для задания шарнира используются ограничения двух типов. Ограничение первого типа подразумевает сохранение в одной плоскости перпендикулярности заданных векторов v_i и v_j, принадлежащих двум связанным звеньям, при свободном перемещении во всех других плоскостях. Ограничение второго типа подразумевает перпендикулярность заданного вектора первого звена v_i и вектора, связывающего начало первого вектора с произвольной точкой второго звена d_j. В общем виде условие перпендикулярности записывается следующим образом:

$$C_{ij} = v_i v_j \equiv 0 \text{ или } C_{ij} = v_i d_j \equiv 0, \tag{2.56}$$

где v_i, v_j – указанные выше вектора.

Для ограничения первого типа [372]:

$$\begin{aligned} &C_{q1} = 0,\ C_{q2} = -v_j{}^T R_{зj}^T R_{зi}\tilde{v}_i,\ C_{q3} = -v_j{}^T R_{зj}^T R_{зi}\tilde{v}_i\Phi_{зi}, \\ &C_{q4} = 0,\ C_{q5} = -v_i{}^T R_{зi}^T R_{зj}\tilde{v}_j,\ C_{q6} = -v_i{}^T R_{зi}^T R_{зj}\tilde{v}_j\Phi_{зj}; \end{aligned} \tag{2.57}$$

$$Q_c = -v_j{}^T R_{зj}^T R_{зi} \widetilde{\omega}_{зi}\left(\widetilde{\omega}_{зi} v_i + 2\dot{v}_i\right) - v_i{}^T R_{зi}^T R_{зj} \widetilde{\omega}_{зi}\left(\widetilde{\omega}_{зj} v_j + 2\dot{v}_j\right) -$$
$$- 2\left(R_{зi}\widetilde{\omega}_{зi} v_i + R_{зi}\dot{v}_i\right)^T \left(R_{зj}\widetilde{\omega}_{зj} v_j + R_{зj}\dot{v}_j\right).$$

Для ограничения второго типа [372]:

$$C_{q1} = -v_i^T R_{зi}^T,\ C_{q2} = v_i{}^T \widetilde{p}_{зi} - d_j{}^T R_{зi}\widetilde{v}_i,\ C_{q3} = v_i{}^T \Phi_{зi} - d_j{}^T R_{зi}\widetilde{v}_i \Phi_{зi},$$
$$C_{q4} = -v_i^T R_{зj}^T,\ C_{q5} = -v_i{}^T R_{зi}^T R_{зj}\widetilde{p}_{зi},\ C_{q6} = -v_i{}^T R_{зi}^T R_{зj}\Phi_{зi};$$
$$Q_c = -d_j{}^T R_{зi}\widetilde{\omega}_{зi}\left(\widetilde{\omega}_{зi} v_i + 2\dot{v}_i\right) - v_i{}^T R_{зi}^T R_{зj}\widetilde{\omega}_{зj}\left(\widetilde{\omega}_{зj} v_j + 2\dot{p}_{fзз}\right)$$
$$- 2\left(R_{зi}\widetilde{\omega}_{зi} v_i + R_{зi}\dot{v}_i\right)^T \left(p_{fзj} + R_{зj}\widetilde{\omega}_{зj} p_{fзj} + R_{зj}\dot{p}_{fзj} - p_{fзi}\right) -$$
$$- v_i{}^T R_{зj}^T R_{зi}\widetilde{\omega}_{зi}\left(\widetilde{\omega}_{зi} v_i + 2\dot{v}_i\right) - v_i{}^T R_{зi}^T R_{зj}\widetilde{\omega}_{зi}\left(\widetilde{\omega}_{зj} v_j + 2\dot{v}_j\right) -$$
$$- \widetilde{\omega}_{зi}\widetilde{\omega}_{зi} p_{fзi} + 2\dot{v}_i{}^T \widetilde{\omega}_{зi} p_{fзi} + 2\dot{v}_i{}^T \dot{p}_{fзi}. \qquad (2.58)$$

По аналогии с алгоритмами, рассмотренными в разделе 2.3.1, определим два типа шарниров: цилиндрический и призматический. Для задания цилиндрического шарнира (рисунок 2.14) применяются два ограничения первого типа для определения плоскости вращения и два – второго для обеспечения движения относительно оси шарнира. Для задания призматического шарнира (рисунок 2.15) добавляется еще одно ограничение первого типа для предотвращения вращения звеньев друг относительно друга. Два ограничения второго типа обеспечивают движение относительно задаваемого шарниром направления.

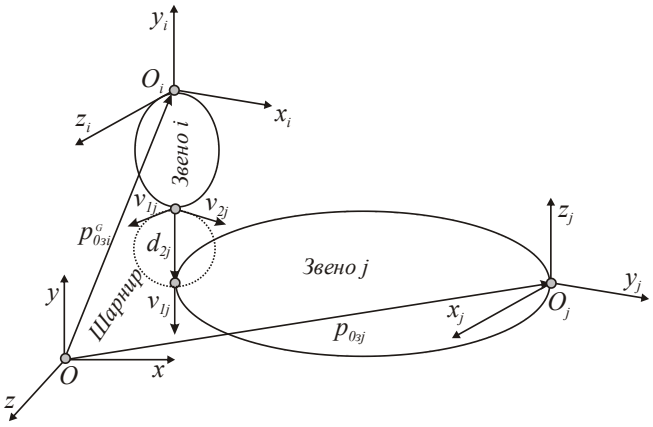


Рисунок 2.14 – Схема цилиндрического шарнира

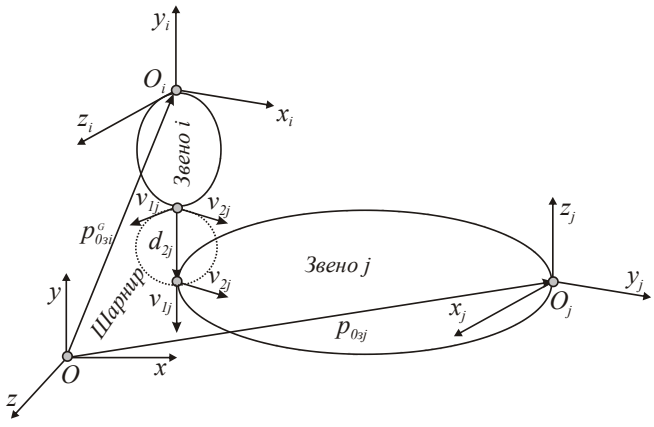


Рисунок 2.15 – Схема призматического шарнира

Уравнения (2.35) – (2.58) позволяют моделировать манипуляционную систему с учетом упругости звеньев.

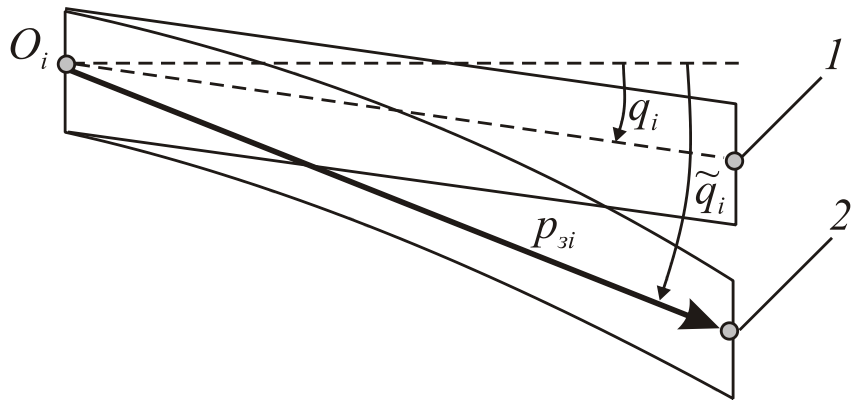
Если необходимо учесть нелинейную жесткость, то между двумя звеньями вводится дополнительное безинерционное звено. Один конец звена жестко связывается с концом предыдущего звена с помощью трех ограничений первого и трех ограничений второго типа. Другой конец дополнительного звена связывается с началом предыдущего звена по указанному алгоритму создания цилиндрического или призматического шарнира.

Матрица жесткости имеет диагональный вид

$$K_{зi} = \begin{bmatrix} c_{11}(q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i) & 0 & 0 & ... & 0 \\ ... & ... & ... & ... & ... \\ 0 & 0 & C_{ij}(q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i) & ... & 0 \\ ... & ... & ... & ... & 0 \\ 0 & 0 & 0 & ... & C_{NN}(q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i) \end{bmatrix},$$

где $c_{ij}(q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i)$ – жесткости по заданным направлениям системы координат, которые в общем случае зависят от обобщенных координат, скоростей и ускорений.

Видно, что обобщенные координаты для модели с абсолютно твердыми звеньями (раздел 2.3.1) и модели с учетом упругой податливости звеньев различны. Поэтому для сравнения результатов моделирования работы манипуляционной системы, полученных с использованием этих моделей, используется следующий подход. Каждой обобщенной координате абсолютно твердых звеньев q_i ставится в соответствие приведенная к координате q_i обобщенная координата упругого звена $\widetilde{q}_i$. Координата $\widetilde{q}_i$ определяет угловое положение вектора $p_{зi}$ (рисунок 2.16).



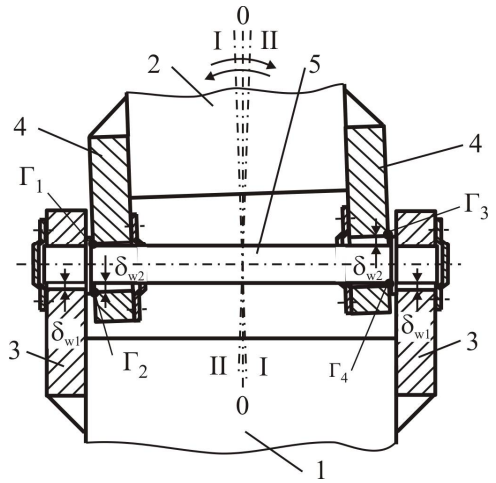
1 – абсолютно твердое звено; 2 – упругое звено

Рисунок 2.16 – К вопросу о сравнении результатов моделирования

Пример использования представленной математической модели МС с учетом упругой податливости ее звеньев и анализ результатов моделирования кинематики, динамики и динамического НДС шарнирно-сочлененных стрел манипуляционных систем представлены в приложении А.

2.3.3 Математическая модель цилиндрического шарнирного соединения звеньев шарнирно-сочлененной манипуляционной системы при наличии повышенного зазора (люфта)

Одним из видов нелинейности в цилиндрическом шарнире является повышенный зазор (рисунок 1.29, б), формирующийся с течением времени эксплуатации МС из-за процессов фрикционно-абразивного изнашивания поверхностей отверстий проушин (или их втулок) в условиях трения скольжения между ними и поверхностью шарнирного пальца при действии высокого контактного давления, обусловленного, в первую очередь, весом груза [112; 178; 179; 312]. Как результат, в цилиндрическом шарнире между поверхностями отверстий проушин и шарнирного пальца появляются повышенные зазоры δ_{w1} и δ_{w2} (рисунок 2.17) [148; 164]. При их наличии появляется возможность взаимного перекоса вертикальных плоскостей, в которых совершается движение смежных звеньев 1 и 2 грузоподъемной стрелы относительно исходного нейтрального положения 0-0. Диапазон значений перекоса звена 2 относительно звена 1 характеризуют крайние положения *I-I* и *II-II*, причем крайнее положение *I-I* обусловлено опиранием проушин 3 и 4 на шарнирный палец 5 в крайних точках Γ_1 и Γ_4, а крайнее положение *II-II* – опиранием в крайних точках Γ_2 и Γ_3 (рисунок 2.17). В процессе совершения поворотного движения



1, 2 – смежные звенья; 3, 4 – смежные проушины; 5 – шарнирный палец

Рисунок 2.17 – Схема возможных перемещений шарнирного пальца при наличии повышенных зазоров в шарнире

стрелы будет происходить попеременное практически мгновенное изменение пар точек опирания шарнирного пальца на проушины, сопровождающееся ударом.

В идеальном цилиндрическом шарнире, не имеющем зазора, существует только одна степень свободы q_i (рисунок 2.18, а), она же главная координата манипуляционной системы. Наличие зазора позволяет соединяемым звеньям свободно смещаться и наклоняться друг относительно друга (рисунок 2.17). Для учета этой возможности в систему (рисунок 2.18, б) введены дополнительная линейная z_1 и вращательная z_2 степени свободы. Очевидно, что для использования ранее рассмотренных методов решения динамических задач данные степени свободы должны быть связаны с дополнительными фиктивными звеньями, имеющими нулевые размеры и инерционные характеристики. Поэтому для учета зазора в шарнире между предыдущим звеном манипуляционной системы и последующим шарниром вводится система фиктивных безинерционных звеньев (рисунок 2.18), с которыми и связаны дополнительные степени свободы z_i.

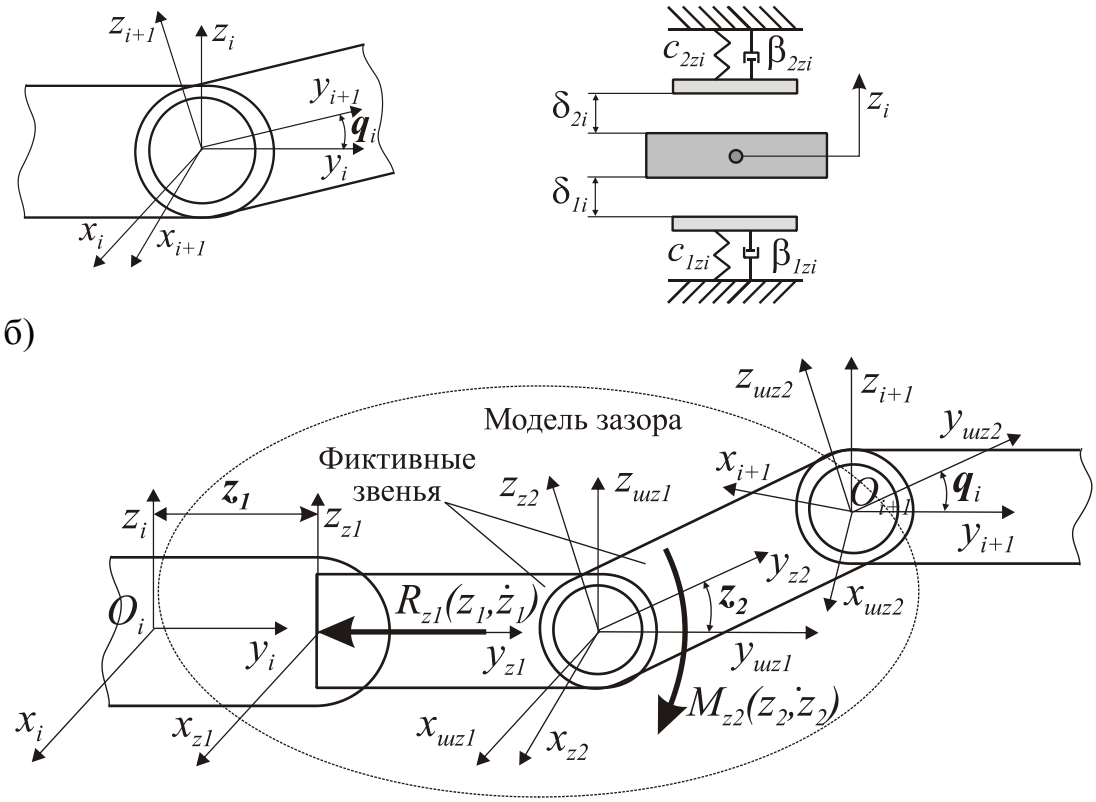
Движение звеньев в пределах зазора происходит свободно. Однако в тот момент, когда зазор выбирается, в шарнире появляются дополнительные силы реакции R_{zi} или реактивные моменты M_{zi}, зависящие от значения координаты z_i и скорости $\dot{z}_i$ [121; 163]:

$$R(z_i,\dot{z}_i)=\begin{cases} c_{1i}(\delta_1-z_i)-\beta_{1i}\dot{z}_i \text{ при } z_i\le\delta_1,\\ c_{2i}(\delta_2-z_i)-\beta_{2i}\dot{z}_i \text{ при } z_i\ge\delta_2,\\ 0 \text{ при } \delta_1<z_i<\delta_2,\end{cases}$$

$$M(z_i,\dot{z}_i)=\begin{cases} b_ш\left[c_{1i}(\delta_1-z_i)-\beta_{1i}\dot{z}_i\right] \text{при } z_i\le\delta_1,\\ b_ш\left[c_{2i}(\delta_2-z_i)-\beta_{2i}\dot{z}_i\right] \text{при } z_i\ge\delta_2,\\ 0 \text{ при } \delta_1<z_i<\delta_2,\end{cases} \qquad (2.59)$$

где δ_j – верхний и нижний пределы зазора в шарнире (рисунок 2.18, в), c_{ji} – жесткости и вязкости ограничивающих элементов шарнира (проушин), $b_ш$ – плечо действия силы реакции, создающей реактивный момент (обычно равно половине ширины звена манипулятора).

а) в)



а – исходное соединение с одной степенью свободы; б – модель шарнирного соединения с повышенным зазором (с дополнительными степенями свободы); в – схема вычисления реакций в зазоре

Рисунок 2.18 – Учет повышенного зазора (люфта) в шарнире

В ходе исследования данная модель была модифицирована с целью моделирования работы демпферных устройств, конструктивно формирующих вязкоупругие связи между осью шарнира и соединяемыми звеньями МС и позволяющих снизить интенсивность возникающих ударных нагрузок (см. раздел 5.1.2).

Следует отметить, что если ввести в шарнир дополнительные безинерционные звенья и шарниры или упруго-диссипативные элементы, то решение обратной задачи рассмотренным в разделе 2.3.1 способом станет невозможно. Так как приводящие гидроцилиндры будут приводить в движение как реальные, так и фиктивные звенья, и будет невозможно вычислить точные значения усилий. Однако это допустимо для решаемых инженерных задач (см. раздел 1.3.6). В этой связи более удобным способом решения задач является рассмотрения манипулятора не как совокупности шарнирно-сочлененных твердых тел, а как совокупности абсолютно твердых тел, связанных упруго-диссипативными элементами.

Примеры использования представленной рекуррентной математической модели МС с абсолютно твердыми звеньями и анализ результатов моделирования кинематики, динамики и динамического НДС шарнирно-сочлененных стрел манипуляционных систем при отсутствии и наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах представлены в разделе 3.2 и 3.3 соответственно.

2.3.4 Математическая модель силового гидравлического привода гидрофицированной манипуляционной системы

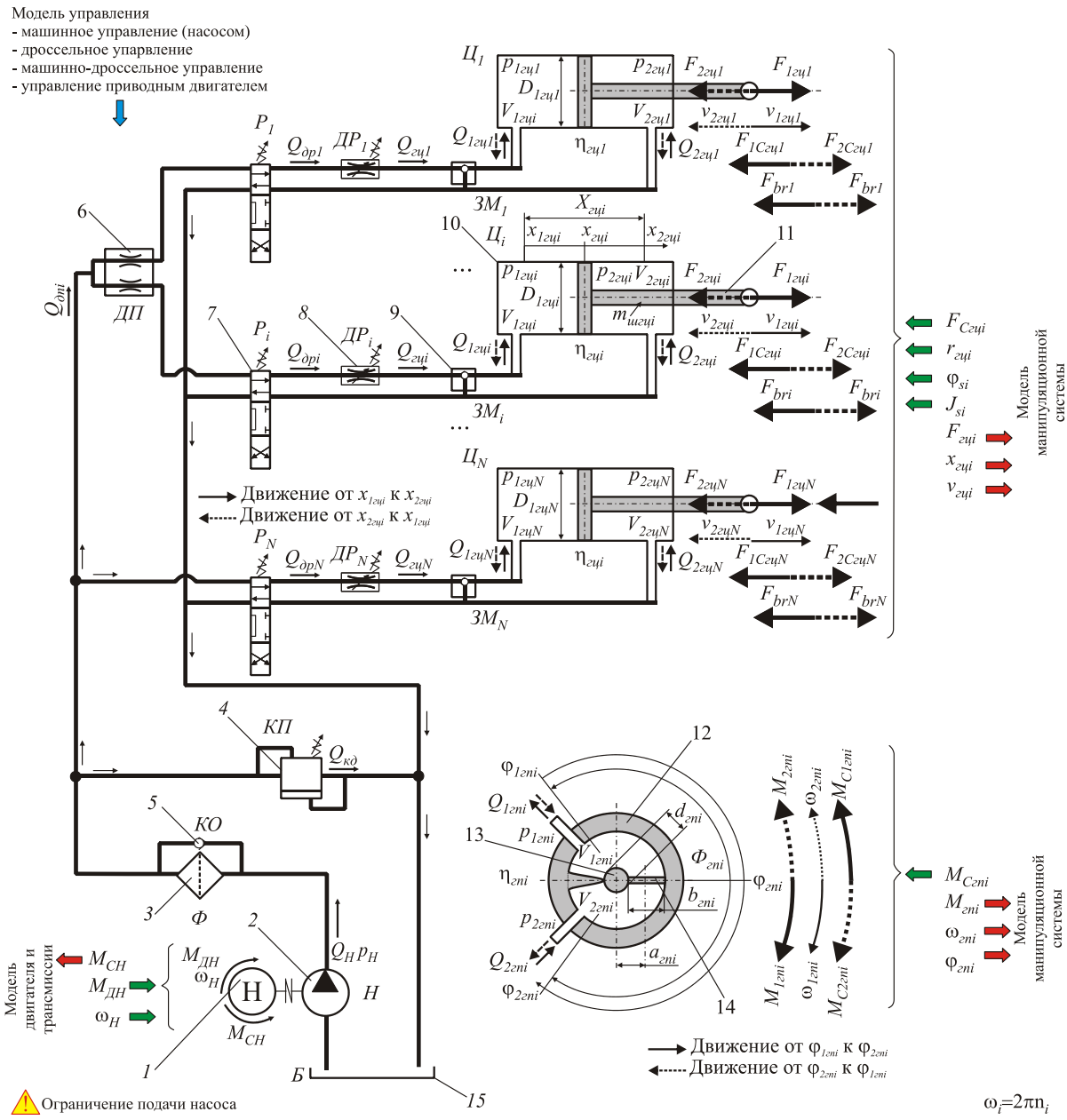
Методической особенностью построения математической модели гидропривода манипулятора является то, что для манипуляционных систем МТТМ характерно большое разнообразие конструктивного исполнения силового гидропривода, включая вид гидравлических схем, перечень и количество входящих в них структурных элементов [46; 50; 79; 61; 62]. Это вызвано рядом причин:

- различным числом движений, для выполнения каждого из которых требуется отдельный или два параллельно работающих гидродвигателя соответствующего виду движения типа с набором обеспечивающих их работу гидроустройств и гидролиний;
- широким диапазоном преодолеваемых гидроприводом эксплуатационных нагрузок, для реализации которого требуется использование значительного числа типоразмеров гидроустройств.

В то же время, совпадение функционального назначения силового гидропривода в различных МТТМ обуславливает общность подходов к его проектированию и, как следствие, принципиальную схожесть гидравлических схем и использование схожих типов гидроустройств.

Поэтому построение математической модели силового гидропривода, ориентированной на ее включение в структуру комплексной математической модели многоцелевой МТТМ, рассмотрим применительно к гидравлической схеме и составу гидроустройств гидропривода (рисунок 2.19). На рисунке 2.19 указаны необходимые количественные параметры модели, включая как данные о внешних воздействиях на гидропривод (определяются на основе использования моделей груза, МС, двигателя и трансмиссии, управления), так и данные о внутренних

свойствах самого гидропривода (количество и типоразмеры гидроустройств, последовательность их соединения, размеры гидролиний, давление и расход рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы и др.). Для иного конструктивного исполнения гидропривода принцип построения математической модели сохранится, однако потребуется коррекция значений параметров модели.



1 – приводящий двигатель; 2 – насос; 3 – фильтр; 4 – клапан давления (предохранительный или переливной); 5 – обратный клапан; 6 – делитель потока; 7 – гидрораспределитель; 8 – дроссель; 9 – гидрозамок; 10 – гидроцилиндр; 11 – шток гидроцилиндра; 12 – поворотный гидродвигатель; 13 – вал поворотного гидродвигателя; 14 – шибер поворотного гидродвигателя; 15 – гидробак

Рисунок 2.19 – Модель гидропривода манипуляционной системы

Для математической модели гидропривода МС входной информацией о внешних воздействиях, являются:

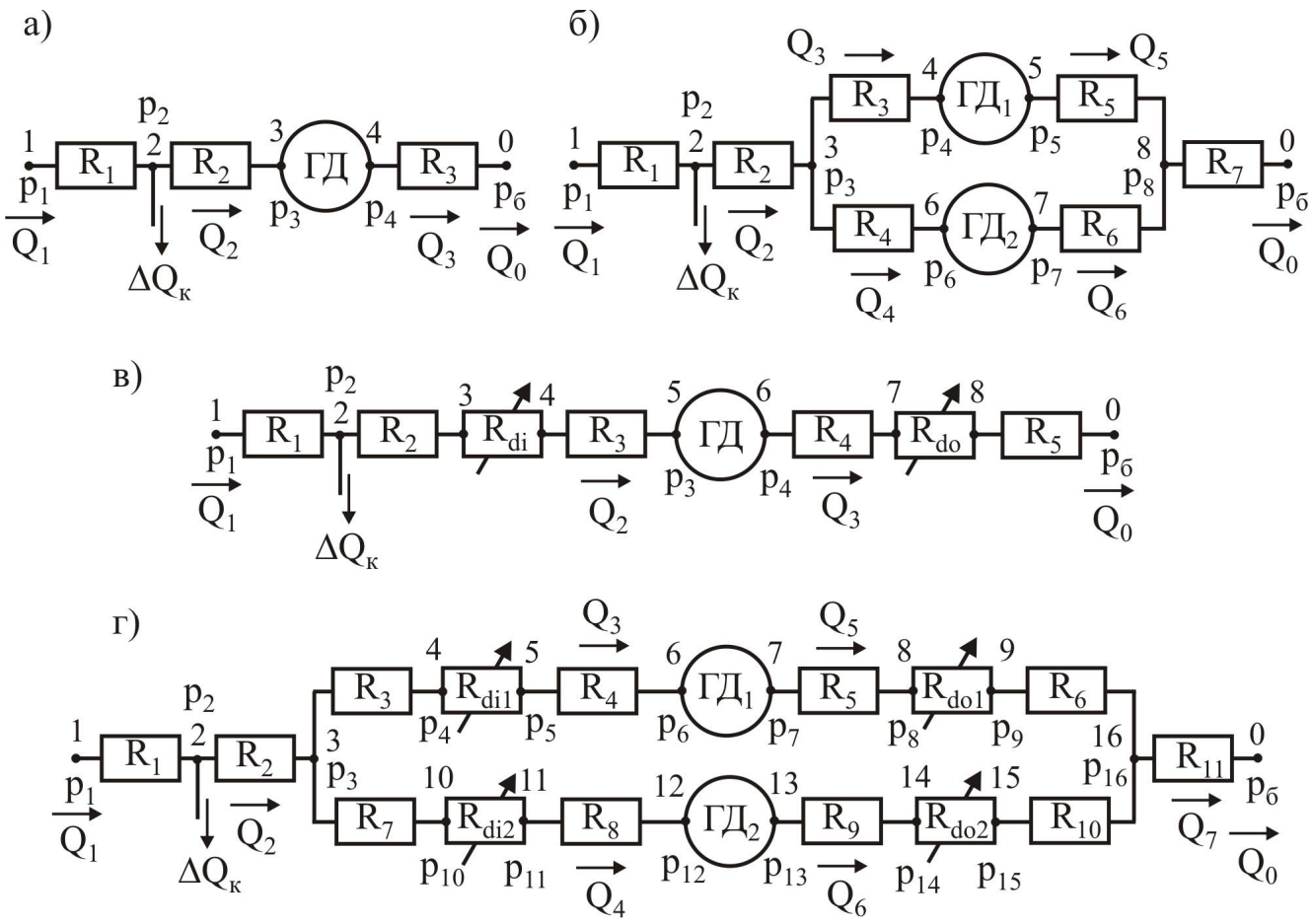
- движущий момент $M_{Дн}$ и скорость вращения $\omega_н$ приводного вала насоса, определяемые на основе анализа модели двигателя и трансмиссии (раздел 2.5.1);
- усилия $F_{C,гці}$ (моменты сил $M_{C,гпі}$) со стороны звеньев МС, приведенные к штоку гидроцилиндров (выходному валу поворотных двигателей или гидромоторов) и определяемые на основе анализа модели МС (раздел 2.3);
- графики изменения во времени перепада давлений на регулируемых гидродросселях и усилия (момента) торможения выходного звена гидродвигателя, производимые оператором при выполнении движения i-м звеном МС и составляющие модель управления, исходя из реализованного в конструкции МТТМ типа управления гидроприводом.

При проведении работ гидрофицированными МТТМ одновременно могут работать один или два гидродвигателя, так как допустимо совмещение операций, перечень которых устанавливается в паспорте крана. Например, операции поъема-опускания груза или стрелы могут совмещаться с поворотом КМУ или с выдвижением-втягиванием телескопических звеньев. Поэтому математическая модель гидропривода МС структурно складывается из нескольких подмоделей общим числом

$$n_{пм} = n_{рд} + 2n_{сд},$$

где $n_{рд}, n_{сд}$ – количество раздельных и разрешенных совмещенных движений МС.

Каждая из подмоделей характеризует гидравлические процессы, протекающие в гидроприводе МС при прямом и обратном перемещениях выходного звена гидродвигателя (случай раздельного выполнения движений) или при возможных сочетаниях прямого и обратного перемещений выходных звеньев двух гидродигателей (случай совмещенного выполнения движений) при различных способах управления. Структурные схемы указанных подмоделей приведены на рисунке 2.20.



а, в – раздельное движение; б, г – совмещенное движение;
а, б – машинное управление; в, г – дроссельное управление

Рисунок 2.20 – Структурные схемы подмоделей математической модели гидропривода МС

В структурных схемах подмоделей с машинным управлением (рисунок 2.20, а, б) цифрами обозначены характерные точки по пути напорного течения рабочей жидкости от выхода насоса (точка 1) до входа в рабочую полость гидродвигателя *ГД* (точка 3) или совместно работающих гидродвигателей *ГД1* (точка 4) и *ГД2* (точка 6), а также по пути сливного течения рабочей жидкости от выхода из холостой полости гидродвигателя *ГД* (точка 4) или совместно работающих гидродвигателей *ГД1* (точка 5) и *ГД2* (точка 7) до гидробака (точка 0). Точка 2 соответствует месту установки предохранительного клапана давления, при открытии которого часть жидкости объемным расходом $\Delta Q_к$ сливается в гидробак, минуя гидродвигатели. Структурные схемы подмоделей с дроссельным управлением (рисунок 2.20, в, г) имеют похожий вид, однако в них отдельно учитываются регулируемые гидродроссели, установленные на входе и выходе из гидродвигателя.

В процессе моделирования в каждой характерной i-й точке структурной схемы подлежат определению значения давления p_i, а на участке гидросистемы между последовательными точками – значения объемных расходов Q_j.

Для приведенных на рисунке 2.20 структурных моделей системы из дифференциальных и алгебраических уравнений относительно искомых неизвестных p_i и Q_j применительно к гидродвигателям-гидроцилиндрам имеют следующий вид:

- раздельное движение, машинное управление (рисунок 2.20, а)

$$\left(\frac{m_{пр,гц1}}{A_{1,гц1}}\right)\dot{Q}_2 = \left(A_{1,гц1}p_3 - A_{2,гц1}p_4\right)\eta_{гц1} - F_{1C,гц1} - F_{br,гц1};$$
$$p_1 = f(Q_1); \qquad p_2 = p_1 - R_1; \qquad p_3 = p_2 - R_2;$$
$$p_4 = p_б + R_3; \qquad Q_1 = (Q_2/\zeta_2 + \Delta Q_к)/\zeta_1; \qquad Q_3 = (A_{2,гц1}/A_{1,гц1})Q_2;$$
$$Q_0 = \zeta_3 Q_3 \qquad \Delta Q_к = f(p_2), \tag{2.60}$$

- совмещенное движение, машинное управление (рисунок 2.20, б)

$$\left(\frac{m_{пр,гц1}}{A_{1,гц1}}\right)\dot{Q}_3 = \left(A_{1,гц1}p_4 - A_{2,гц1}p_5\right)\eta_{гц1} - F_{1C,гц1} - F_{br,гц1};$$
$$\left(\frac{m_{пр,гц2}}{A_{1,гц2}}\right)\dot{Q}_4 = \left(A_{1,гц2}p_6 - A_{2,гц2}p_7\right)\eta_{гц2} - F_{1C,гц2} - F_{br,гц2};$$
$$p_1 = f(Q_1); \qquad p_2 = p_1 - R_1; \qquad p_3 = p_2 - R_2;$$
$$p_4 = p_3 - R_3; \qquad p_5 = p_8 + R_5; \qquad p_6 = p_3 - R_4;$$
$$p_7 = p_8 + R_6; \qquad p_8 = p_б + R_7; \qquad Q_1 = (Q_2/\zeta_2 + \Delta Q_к)/\zeta_1;$$
$$Q_2 = Q_3/\zeta_3 + Q_4/\zeta_4; \qquad Q_5 = (A_{2,гц1}/A_{1,гц1})Q_3; \qquad Q_6 = (A_{2,гц2}/A_{1,гц2})Q_4;$$
$$Q_0 = (\zeta_5 Q_5 + \zeta_6 Q_6)\zeta_7; \qquad \Delta Q_к = f(p_2), \tag{2.61}$$

- раздельное движение, дроссельное управление (рисунок 2.20, в)

$$\left(\frac{m_{пр,гц1}}{A_{1,гц1}}\right)\dot{Q}_2 = \left(A_{1,гц1}p_5 - A_{2,гц1}p_6\right)\eta_{гц1} - F_{1C,гц1} - F_{br,гц1};$$
$$p_1 = f(Q_1); \qquad p_2 = p_1 - R_1; \qquad p_3 = p_2 - R_2;$$
$$p_4 = p_3 - \Delta p_{di1}; \qquad p_5 = p_4 - R_3; \qquad p_6 = p_7 + R_4;$$
$$p_7 = p_8 + \Delta p_{do1}; \qquad p_8 = p_б + R_5; \qquad Q_1 = (Q_2/\zeta_2\zeta_3 + \Delta Q_к)/\zeta_1;$$
$$Q_3 = (A_{2,гц1}/A_{1,гц1})Q_2; \qquad Q_0 = \zeta_3 Q_{4-5} \qquad \Delta Q_к = f(p_2), \tag{2.62}$$

- совмещенное движение, дроссельное управление (рисунок 2.20, г)

$$\left(\frac{m_{пр,гц1}}{A_{1,гц1}}\right)\dot{Q}_3 = \left(A_{1,гц1}p_6 - A_{2,гц1}p_7\right)\eta_{гц1} - F_{1C,гц1} - F_{br,гц1};$$

$$\left(\frac{m_{пр,гц2}}{A_{1,гц2}}\right)\dot{Q}_4 = \left(A_{1,гц2}p_{12} - A_{2,гц2}p_{13}\right)\eta_{гц2} - F_{1C,гц2} - F_{br,гц2};$$

$$\begin{array}{lll}
p_1 = f(Q_1); & p_2 = p_1 - R_1; & p_3 = p_2 - R_2; \\
p_4 = p_3 - R_3; & p_5 = p_4 - \Delta p_{di1}; & p_6 = p_5 - R_4; \\
p_7 = p_8 + R_5; & p_8 = p_9 + \Delta p_{do1}; & p_9 = p_{16} + R_6; \\
p_{10} = p_3 - R_7; & p_{11} = p_{10} - \Delta p_{di2}; & p_{12} = p_{11} - R_8; \\
p_{13} = p_{14} + R_0; & p_{14} = p_{15} + \Delta p_{do2}; & p_{15} = p_{16} + R_{10}; \\
p_{16} = p_б + R_{11}; & Q_1 = (Q_2/\zeta_2 + \Delta Q_к)/\zeta_1; & Q_2 = Q_3/\zeta_3\zeta_4 + Q_4/\zeta_7\zeta_8;
\end{array} \qquad (2.63)$$

$$Q_5 = (A_{2,гц1}/A_{1,гц1})Q_3; \quad Q_6 = (A_{2,гц2}/A_{1,гц2})Q_4; \quad Q_0 = (\zeta_5 Q_5 + \zeta_6 Q_6)\zeta_7;$$
$$\Delta Q_к = f(p_2),$$

где $m_{пр,гцi}$ – приведенная к штоку i-го гидроцилиндра масса движущихся частей гидроцилиндра, звеньев МС и груза; $A_{j,гцi}$ – площадь поршня i-го гидроцилиндра со стороны j-й полости; $F_{1C,гцi}$ – эксплуатационная нагрузка при движении штока i-го гидроцилиндра в j-м направлении; $F_{br,гцi}$ – внешнее тормозное усилие, прикладываемое к штоку i-го гидроцилиндра; $f(Q_1)$ – зависимость вида $Q \sim p$, (паспортная характеристика насоса); R_m, ζ_m – потеря давления и коэффициент внешних утечек рабочей жидкости на m-м участке гидросистемы между двумя последовательными характерными точками; $\Delta Q_к$ – расход жидкости, проходящей через клапан давления; $f(p_2)$ – статическая характеристика клапана давления; Δp_{dij}, Δp_{doj} – регулируемый перепад давления на гидродросселях j-го гидродвигателя (на входе и выходе); $\eta_{гцi}$ – механический КПД i-го гидроцилиндра.

В случае раздельного движения начальные условия для интегрирования дифференциального уравнения движения штока гидроцилиндра в момент времени $\tau = 0$ имеют вид:

$$\begin{gathered}
Q_2(\tau = 0) = Q_н/\zeta_1\zeta_2; \\
p_3(\tau = 0) = p_н;\ p_4(\tau = 0) = p_{4,0} \quad (\text{или } p_5(\tau = 0) = p_н;\ \ p_6(\tau = 0) = p_{6,0}),
\end{gathered} \qquad (2.64)$$

где $p_{4,0}\,(p_{6,0})$ – начальное давление в точке 4 (6), т.е. в полости гидродвигателя после выполнения им предыдущего движения.

В случае совмещенного движения начальные условия для интегрирования уравнения движения штока первого включенного гидроцилиндра ($ГД_1$) аналогичны зависимостям (2.64):

$$Q_3(\tau=0)=Q_н/\zeta_1\zeta_2\zeta_3;$$
$$p_4(\tau=0)=p_н;\ p_5(\tau=0)=p_{5,0}\quad (\text{или } p_6(\tau=0)=p_н;\ \ p_7(\tau=0)=p_{7,0}),$$

а для второго гидроцилиндра ($ГД_2$), включаемого с запаздыванием на величину $\Delta\tau$, начальные условия имеют вид:

$$Q_4(\tau=\Delta\tau)=0;$$
$$p_6(\tau=\Delta\tau)=p_3(\tau=\Delta\tau);\quad p_7(\tau=\Delta\tau)=p_8(\tau=\Delta\tau)$$
$$(\text{или } p_{12}(\tau=\Delta\tau)=p_3(\tau=\Delta\tau);\quad p_{13}(\tau=\Delta\tau)=p_{16}(\tau=\Delta\tau)\ ),$$

При этом в течение всего времени должно соблюдаться ограничение на величину подачи насоса, т.е. $Q_1\le Q_{\max}$.

Для поворотного гидродвигателя в системах уравнений (2.60)-(2.63) дифференциальное уравнение движения должно быть записано в следующем виде:

$$\left(\frac{J_{пр,гпi}}{V_{1,гпi}}\right)\dot{Q}_2=\left[M_{1,гпi}(p_3)-M_{2,гпi}(p_4)\right]\eta_{гпi}-M_{1C,гпi}-M_{br,гпi},$$

а уравнение для определения расхода из холостой полости – в виде

$$Q_3=(V_{2,гп1}/V_{1,гп1})Q_2;\qquad Q_5=(V_{2,гп1}/V_{1,гп1})Q_3;\qquad Q_6=(M_{2,гп2}/V_{1,гп2})Q_4,$$

где $J_{пр,гпi}$ – приведенный к выходному валу i-го гидродвигателя момент инерции движущихся частей гидродвигателя, звеньев МС и груза; $V_{j,гпi}$ – объем i-го гидродвигателя, соответствующий повороту выходного звена на 1 рад в j-м направлении; $M_{j,гпi}$ – крутящий момент, создаваемый в i-м гидродвигателе давлением рабочей жидкости в j-й полости; $\eta_{гпi}$ – механический КПД i-го гидродвигателя; $M_{1C,гпi}$ – крутящий момент, создаваемый эксплуатационной нагрузкой при повороте выходного вала i-го гидродвигателя в j-м направлении; $M_{br,гпi}$ – внешний тормозной момент, прикладываемый к выходному валу i-го гидродвигателя.

Паспортная характеристика насоса $p_1 = f(Q_1)$ может быть представлена зависимостью [285]

$$p_1 = \frac{p_н}{1-\eta_{он}}\left(1-\frac{Q_1\eta_{он}}{Q_н}\right),$$

где $p_н, Q_н, \eta_{он}$ – давление на выходе насоса, подача насоса и объемный КПД насоса на номинальном режиме (являются паспортными характеристиками).

Статическая характеристика клапана давления в общем виде может быть представлена как:

- при прямом ходе (открытии) клапана

$$\Delta Q_к = \begin{cases} 0, & p_2 \le p_{ко}; \\ f(p_2 - p_{ко}), & p_{ко} < p_2 < p_к, \end{cases}$$

- при обратном ходе (закрытии) клапана

$$\Delta Q_к = \begin{cases} 0, & p_2 \le p_{кз}; \\ f(p_2 - p_{кз}), & p_{кз} < p_2 < p_к, \end{cases}$$

где $p_{ко}, p_{кз}$ – давления открытия и закрытия клапана ($p_{ко} > p_{кз}$); $p_к$ - давление максимального открытия клапана.

Величина потерь давления на m-м участке гидросистемы между двумя последовательными характерными точками R_m складывается из потерь давления в гидроустройствах, местных сопротивлениях и по длине трубопроводов, которые зависят от объемного расхода рабочей жидкости Q_m:

$$R_m = \sum_{k=1}^{k=N_{гу,m}} R_{гу,k} + R_{гр} + \sum_{l=1}^{l=N_{мс,m}} R_{мс,l} + \sum_{n=1}^{n=N_{тр,m}} R_{тр,n} =$$

$$= Q_m^2\left(\sum_{k=1}^{k=N_{гу,m}} \frac{\Delta p_{н,k}}{Q_{н,k}^2} + \frac{8\rho_{ж}}{\pi^2}\sum_{l=1}^{l=N_{мс,m}} \frac{\xi_{мс,l}}{d_l^4} + \frac{0{,}4\rho_{ж}}{\pi}\sum_{n=1}^{n=N_{тр,m}^{(т)}} \frac{l_n}{d_n^5}\right) + R_{гр}(Q_m) +$$

$$+ \frac{128\rho_{ж}\mu_{ж}}{\pi} Q_m \sum_{n=1}^{n=N_{тр,m}^{(л)}} \frac{l_n}{d_n^4},$$

где $R_{гу,k}, R_{гр}, R_{мс,l}, R_{тр,n}$ – потери давления в гидроустройствах, гидрораспределителе, местных сопротивлениях, по длине трубопроводов соответственно; $N_{гу,m}$, $N_{мс,m}, N_{тр,m}, N_{тр,m}^{(т)}, N_{тр,m}^{(л)}$ – число гидроустройств, местных сопротивлений,

трубопроводов, трубопроводов с турбулентным режимом течения, трубопроводов с ламинарным режимом течения на m-м участке гидросистемы ($N_{тр,m} = N_{тр,m}^{(т)} + N_{тр,m}^{(л)}$); $\Delta p_{н,k}, Q_{н,k}$ – потери давления и объемный расход для k-го гидроустройства на номинальном режиме; $\xi_{мс,l}$ – коэффициент l-го местного сопротивления; d, l – диаметр и длина трубопровода.

Итоговой информацией, получение которой составляет цель построения указанной модели, являются данные о величинах давления $p_{1,гцi}$ ($p_{1,гпi}$) и $p_{2,гцi}$ ($p_{,2гпi}$) и объемного расхода $Q_{1,гцi}$ ($Q_{1,гпi}$) и $Q_{2,гцi}$ ($Q_{,2гпi}$) рабочей жидкости в гидродвигателях в процессе отработки ими соответствующих движений, на основании которых определяются величины развиваемых гидродвигателями усилий $F_{1,гцi}$ и $F_{2,гцi}$ (моментов $M_{1,гпi}$ и $M_{2,гпi}$):

$$F_{1,гцi} = (A_{1,гцi} p_{1,гцi} - A_{2,гцi} p_{2,гцi})\eta_{гцi}; \qquad F_{2,гцi} = (A_{2,гцi} p_{2,гцi} - A_{1,гцi} p_{1,гцi})\eta_{гцi}$$
$$M_{1,гпi} = (A_{1,гпi} p_{1,гпi} - A_{2,гпi} p_{2,гпi})\eta_{гпi}; \qquad M_{2,гпi} = (A_{2,гпi} p_{2,гпi} - A_{1,гпi} p_{1,гпi})\eta_{гпi}$$

и скорости движения выходных звеньев гидродвигателей – линейные $v_{1,гцi}$ и $v_{2гцi}$ или угловые $\varphi_{1гпi}$ и $\varphi_{2гпi}$:

$$v_{1,гцi} = Q_{1,гцi} / A_{1,гцi}; \qquad v_{2,гцi} = Q_{2,гцi} / A_{2,гцi}$$
$$\varphi_{1,гпi} = Q_{1,гпi} / V_{1,гпi}; \qquad \varphi_{2,гпi} = Q_{2,гпi} / V_{2,гпi}.$$

Указанные параметры используются в математической модели МС. Системы уравнений (2.60)-(2.63) позволяют моделировать гидравлические процессы в самом гидроприводе МС, причем входные параметры для этого моделирования определяются преобразованием результатов моделирования движения звеньев МС путем преобразования силовых и кинематических параметров в шарнирах МС к аналогичным параметрам для выходного звена гидродвигателя [139; 141]. В свою очередь, полученные выходные силовые и кинематические параметры, которые сформулированы относительно выходного звена гидродвигателя, подлежат обратному преобразованию к виду, необходимому для использования в математической модели движения звеньев МС, путем приведения их силовым и кинематическим параметрам в шарнирах МС.

В математической модели двигателя и трансмиссии базовой машины используются такие выходные данные модели гидропривода, как величина потребляемой насосом мгновенной мощности $N_{Cн}$, которая отбирается от двигателя базовой машины, и необходимый крутящий момент на входном валу насоса $M_{Cн}$:

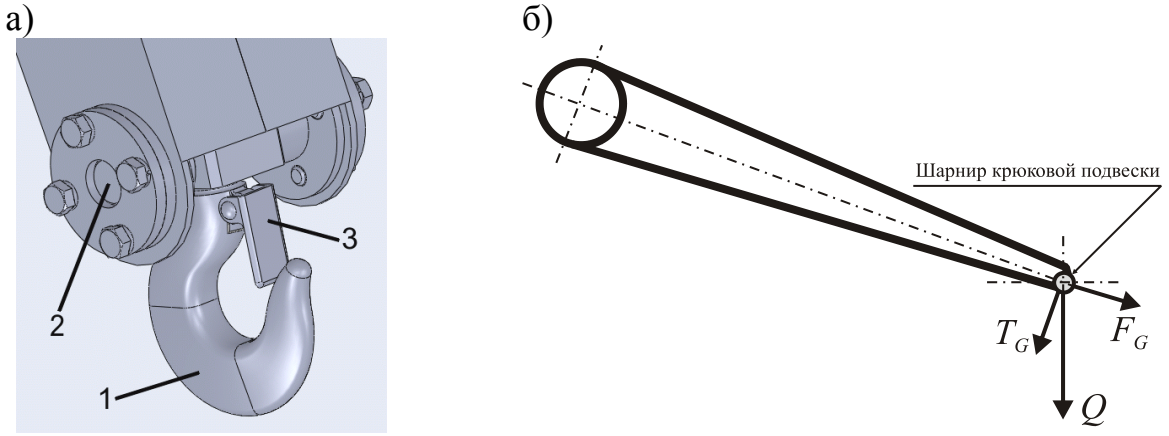
$$N_{Cн} = p_1 Q_1 / \eta_н ; \qquad M_{Cн} = p_1 Q_1 / \omega_н \eta_н .$$

2.4 Математические модели исполнительного органа

Динамическая нагруженность МС во многом определяется характером взаимодействия с грузом или рабочим органом. Взаимодействия можно разделить на циклические и непрерывные. Циклические воздействия связаны с перемещением штучных грузов грузоподъемными машинами. Непрерывные воздействия характерны для работы МС с рабочими органами непрерывного действия (фрезой, щебнеочистительной цепью, конвейером, буром и т.д.).

2.4.1 Математическая модель груза на жесткой подвеске

При выполнении большого числа технологических операций реализуется случай, когда груз подвешен на жесткой подвеске (крюке), закрепленной на конце последнего звена манипуляционной системы посредством цилиндрического шарнира, через который передаются воздействия (рисунок 2.21).



а – модель подвески; б – воздействия груза [139; 155];
1 – крюк; 2 – ось шарнира; 3 – скоба безопасности

Рисунок 2.21 – Груз на жесткой подвеске

Основным воздействием на МС является весовая нагрузки от перемещаемого груза массой $m_г$. Она действует вертикально вниз независимо от текущей конфигурации манипуляционной системы. Если детально не рассматривать колебания груза на крюке, а учитывать их влияние через коэффициент динамичности k_Q, то весовая нагрузка вычисляется следующим образом:

$$Q = k_Q(m_г + m_п)g,$$

где $m_п$ – масса крюка с креплением и грузозахватных приспособлений.

Ускоренное поворотное движение груза при изменении конфигурации манипуляционной системы приводит к появлению центробежной F_G и тангенциальной T_G инерционных сил

$$F_G = (m_г + m_п)\omega_к^2 / R,$$

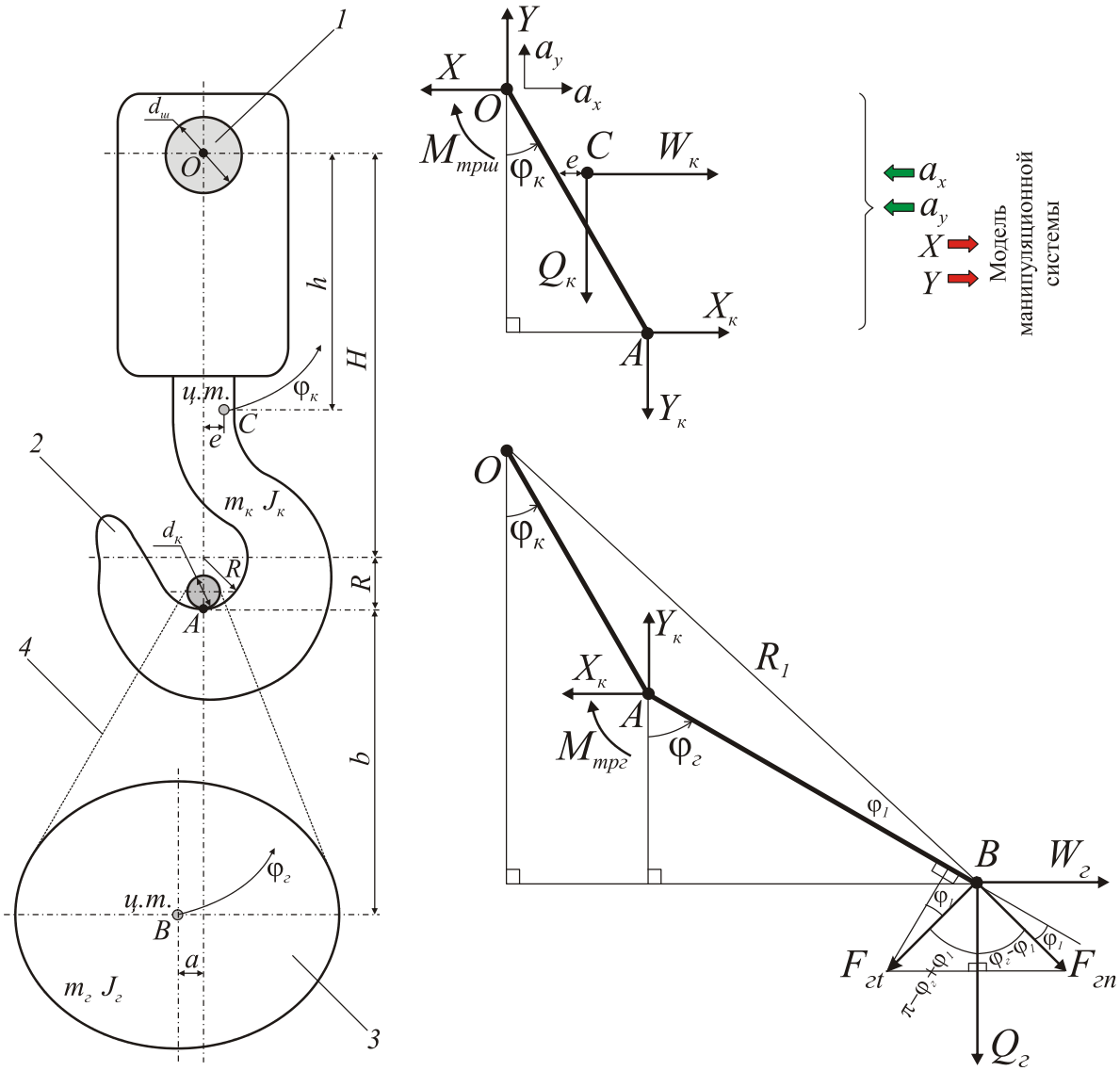
где $\omega_к$ – угловая скорость поворота, R – радиус поворота (определяется текущей комбинацией манипуляционной системы на основе анализа модели манипуляционной системы)

$$T_G = (m_г + m_п)\varepsilon_к R,$$

где $\varepsilon_к$ – угловое ускорение поворота.

Груз имеет возможность совершать колебания на крюковой подвеске. При этом крюковая подвеска также может совершать колебания, так как крепится к манипуляционной системе через шарнирное соединение. Расчетная схема для данной задачи приведена на рисунке 2.22.

При моделировании были приняты следующие допущения. Смещения точки А (рисунок 2.22) в пределах зева крюка отсутствуют. Так как манипуляторы мобильных машин работают с относительно невысокими скоростями движения [25; 155], то при моделировании колебаний груза на жестком подвесе не учитывается возможная потеря контакта груза и крюка, вызванная вертикальными колебаниями груза. При работе манипулятора весовая нагрузка имеет постоянное направление вниз, поэтому считается, что ось шарнира крюковой подвески не смещается в проушинах шарнира из-за возможного наличия люфта [161].



1 – ось шарнира крепления крюковой подвески; 2 – крюковая подвеска; 3 – груз; 4 – стропы или иная навесная оснастка

Рисунок 2.22 – Расчетная схема колебаний груза на крюке с жесткой подвеской

Уравнения движения данной системы выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} J_к\ddot{\varphi}_к = \left[X_к(H+R)+W_к h\right]\cos\varphi_к - \left[Y_к(H+R)+Q_к h\right]\sin\varphi_к - M_{трш} + M_{трг}; \\ J_г\ddot{\varphi}_г = W_г\sqrt{a^2+b^2}\cos\varphi_г - Q_г\sqrt{a^2+b^2}\sin\varphi_г - F_{гn}\sin\varphi_1 - F_{гt}\cos\varphi_1 - M_{трг}; \end{cases}$$

где $J_к$ и $J_г$ – моменты инерции; $\varphi_к$ и $\varphi_г$ – углы поворота крюковой подвески и груза; $F_{гn}$, $F_{гt}$ – нормальная и касательная инерционная силы, связанные со сложным движением груза; $Q_к$ и $Q_г$ – весовые нагрузки от крюковой подвески и от груза ($Q=(m_г+m_п)g$); $W_к$ и $W_г$ – ветровые нагрузки на крюковую подвеску и груз; $M_{трш}$ и $M_{трг}$ – моменты трения в шарнире крюка и на крюке.

Нормальная инерционная сила является разностью центробежной и кориолисовой сил. Эти внутренние силы можно вычислить следующим образом

$$F_{гп} = m_г \frac{\dot{\varphi}_к^2}{R_1} - \dot{\varphi}_г b \dot{\varphi}_к;$$

$$F_{гt} = m_г R_1 \ddot{\varphi}_к.$$

Дополнительные геометрические параметры

$$R_1 = \sqrt{(\mathrm{H}+\mathrm{R})^2 + a^2 + b^2 - 2(H+R)(\sqrt{a^2+b^2})\cos(\pi - \varphi_г + \varphi_к)};$$

$$\varphi_1 = \arccos\left[\frac{R_1^2 + (a^2+b^2) - (H+R)^2}{2R_1\sqrt{a^2+b^2}}\right].$$

Силы реакции X_k и Y_k в точке А составляют

$$X_к = W_г + F_{гп}\sin(\varphi_г - \varphi_1) - F_{гt}\sin(\pi - \varphi_г + \varphi_1);$$

$$Y_к = Q_г + F_{гп}\cos(\varphi_г - \varphi_1) - F_{гt}\cos(\pi - \varphi_г + \varphi_1).$$

Силы реакции X и Y в точке O составляют

$$X = W_г + F_{гп}\sin(\varphi_г - \varphi_1) - F_{гt}\sin(\pi - \varphi_г + \varphi_1);$$

$$Y = Q_г + F_{гп}\cos(\varphi_г - \varphi_1) - F_{гt}\cos(\pi - \varphi_г + \varphi_1).$$

Моменты трения в системе определяются зависимостями

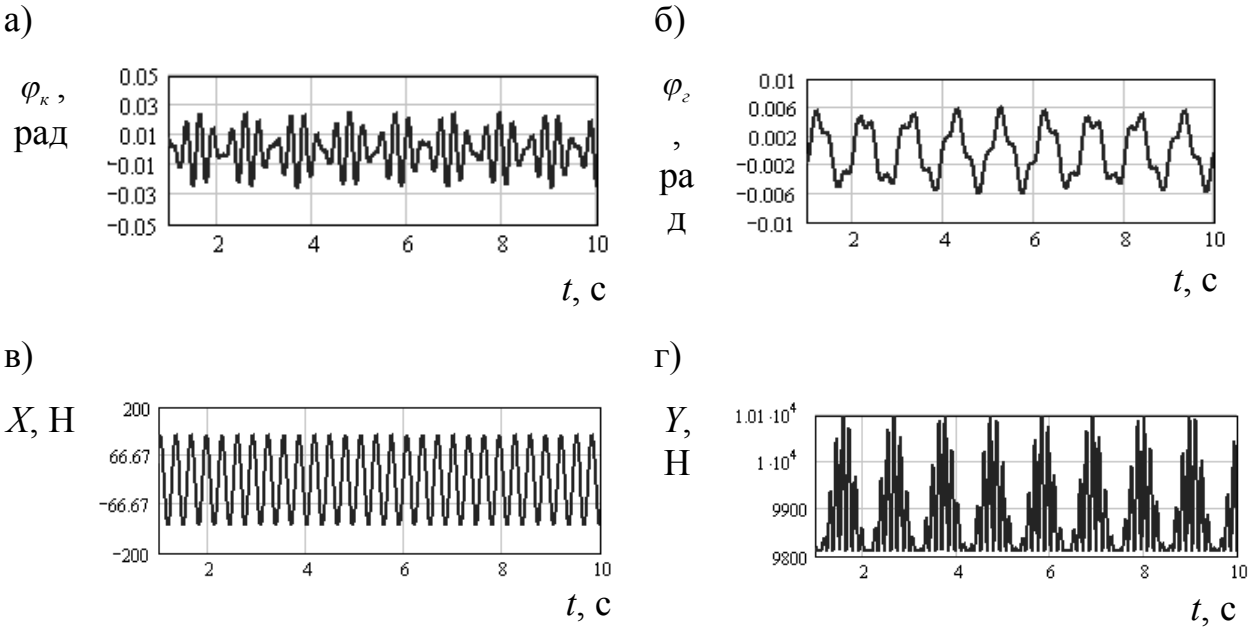
$$M_{трш} = 0.5 f_{трш} d_ш \sqrt{X^2 + Y^2},\ M_{трг} = f_{трг}(b + 0.5 d_к)\sqrt{X_к{}^2 + Y_к{}^2},$$

где $f_{трш}$ и $f_{трк}$ – коэффициент трения в шарнире крюка и на крюке.

Если точка O ускоренно перемещается с горизонтальным a_x и вертикальным ускорением a_y, то к силам Q_i необходимо добавить соответствующие силы F_{uxi}, а к силам Q_i – соответствующие силы F_{uyi}:

$$F_{uxi} = m_i a_x; \qquad F_{uyi} = m_i a_y.$$

Результаты расчета крюковой подвески приведены на рисунке 2.23. Параметры расчетной модели: $J_к = 10$ кгм^2, $J_г = 200$ кгм^2, $m_к = 50$ кг, $m_г = 1000$ кг, $W_к = 5\sin(20t)$ Н, $W_г = 125\sin(20t)$ Н, $F_{uxi} = F_{uyi} = 0$, $H = 0{,}3$ м, $h = 0{,}1$ м, $R = 0{,}01$ м, $a = 0{,}01$ м, $b = 0{,}8$ м.



а – колебания крюковой подвески; б – колебания груза;
в – вертикальная нагрузка на манипуляционную систему;
г – горизонтальная нагрузка на манипуляционную систему

Рисунок 2.23 – Результаты расчета жесткой крюковой подвески

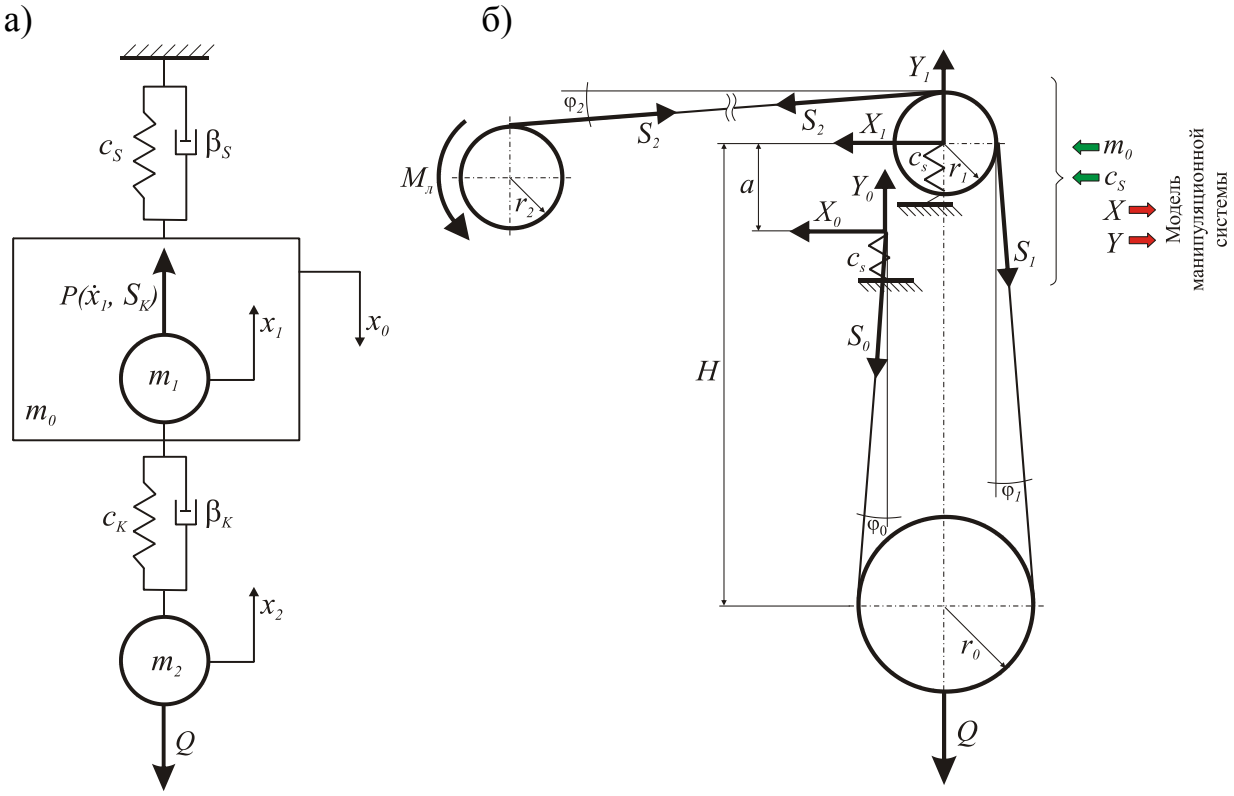
2.4.2 Математическая модель груза на гибкой подвеске

Некоторые манипуляционные системы имеют гибкую подвеску груза (рисунок 2.24). Такая подвеска расширяет рабочую зону манипуляционной системы и позволяет работать с грузом, расположенным значительно ниже опорной поверхности базовой машины. Трос приводится в движение гидравлической лебедкой.



Рисунок 2.24 – Кран-манипулятор СФ-125 с гибкой подвеской

Математическая модель для исследования динамики груза на гибкой подвеске приведена на рисунке 2.25. Воздействие со стороны груза передается на стрелу манипуляционной системы через систему блоков. Система блоков и груз приводится в движение лебедкой.



а – расчетная схема; б – схема для определения параметров модели

Рисунок 2.25 – Динамическая модель груза на гибкой подвеске

Основные элементы системы: m_0 – приведенная к концу стрелы масса МС, которая определяется на основе модели МС (раздел. 2.3), m_1 – приведенная к линейному движению масса вращающихся частей лебедки, m_2 – масса поднимаемого груза. x_0, x_1, x_2 – соответственные перемещения масс модели. Груз через систему блоков действует на ШСС МС. В то же время, внутреннее натяжение каната преодолевается приводом лебедки, которая приводит всю систему в движение. Математическая модель подъема схожа с представленной в работе [137; 167].

Уравнения движения системы выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} m_0\ddot{x}_0 + c_s x_0 + \beta_s \dot{x}_0 = 0, \\ m_1\ddot{x}_1 + c_к(x_1 - x_0 - x_2) + \beta_к(\dot{x}_1 - \dot{x}_0 - \dot{x}_2) - P(\dot{x}_1, S) = 0, \\ m_2\ddot{x}_2 + c_1(x_0 + x_2 - x_1) + \beta_1(\dot{x}_0 + \dot{x}_2 - \dot{x}_1) + Q = 0. \end{cases}$$

Приведенная масса вращающихся частей приводной лебедки

$$m_1 = \frac{4\delta_1 J_1 (u_p k_{пол})^2 \eta_{пр}}{D_б^2},$$

где $\delta_1 = 1{,}1...1{,}2$; $D_б$ – диаметр барабана, м; J_1 – момент инерции вращающихся масс механизма, кг·м^2; u_p – передаточное отношение привода; $\eta_{пр}$ – коэффициент полезного действия привода [137; 167].

Жесткость МС c_s определяется с использованием ранее разработанной методики [143; 155]. На основе анализа модели манипуляционной системы возможно определить характерные для траектории движения точки, соответствующие моментам времени t_i, после чего вычислить в них значения $c_s(t_i)$ и передать в качестве исходной информации в алгоритм расчета.

Общая жесткость канатного подвеса в динамической модели

$$c_к = c_{k0}(x_0) + c_{k1}(x_0),$$

где жесткости отвесов ветвей канатов

$$c_{k0}(x_0) = E_k F_k m_{пол} k_{пол} \frac{\cos(\varphi_0)}{(H - a - x_0)},\ c_{k1}(x_0) = E_k F_k m_{пол} k_{пол} \frac{\cos(\varphi_1)}{(H - x_0)},$$

где E_k и F_k – модуль упругости и площадь металлического сечения каната, $m_{пол}$ – число полиспастов, $k_{пол}$ – кратность полиспаста, углы отклонения канатов

$$\varphi_0 = arctg\left(\left|\frac{r_0 - r_1}{H - a - x_0}\right|\right),\ \varphi_1 = arctg\left(\left|\frac{r_0 - r_1}{H - x_0}\right|\right).$$

Коэффициенты демпфирования определяются согласно методике [137]. Его можно вычислить по приближенной зависимости

$$\beta_s = \frac{(10...40)c_0}{2 \cdot 10^6 \pi \sqrt{\frac{m_0}{c_0}}}.$$

При этом меньшие значения следует брать для машин, работающих в легком режиме.

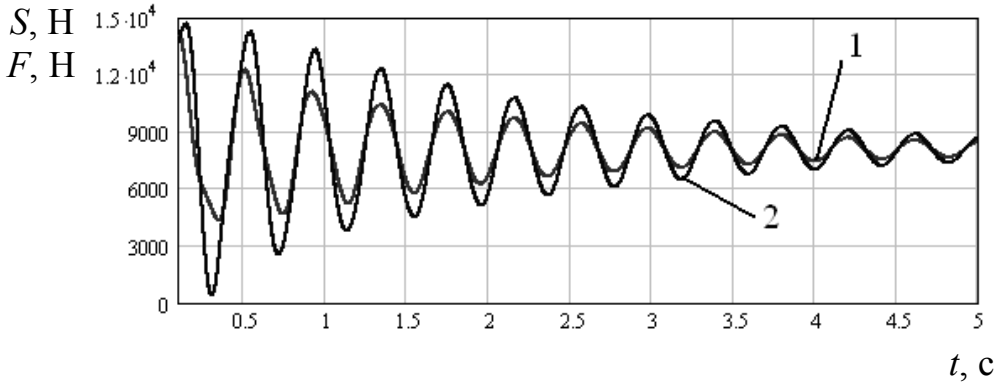
Коэффициент демпфирования кранового каната вычисляется аналогично коэффициенту демпфирования металлоконструкции.

$$\beta_k = \frac{(5...10) \cdot c_1}{2 \cdot 10^6 \cdot \pi \sqrt{\frac{m_1}{c_1}}}.$$

В общем случае движущее усилие привода P зависит от скорости вращения барабана лебедки и от силы натяжения набегающей на лебедку ветви каната. Зависимости для движущего усилия электропривода приведены в работах [124; 137]. Зависимость движущего усилия лебедки с гидроприводом зависит от типа используемого гидромотора, в качестве которого преимущественно используются аксиально-поршневые гидромашины [25].

В расчете приняты следующие параметры модели. Грузоподъемность на максимальном вылете 10,6 м – 830 кг. Давление в гидроприводе 20 МПа, подача насоса 80 л/мин. Приведенная масса лебедки m_1=105000 кг. Масса поднимаемого груза m_2= 830 кг. Жесткость каната $c_к = 350000$ кН/м, коэффициент диссипации $\beta_к = 450$ кН·с^2/м. При интегрировании все начальные условия приняты нулевыми, кроме начальной скорости массы m_1, равной номинальной скорости 0,11 м/с.

Результаты моделирования подъема груза краном-манипулятором СФ-125 приведены на рисунке 2.26.



1 – нагрузка в канате *S*; 2 – воздействие на манипуляционную систему *F*

Рисунок 2.26 – Результаты расчета гибкой крюковой подвески при подъеме груза

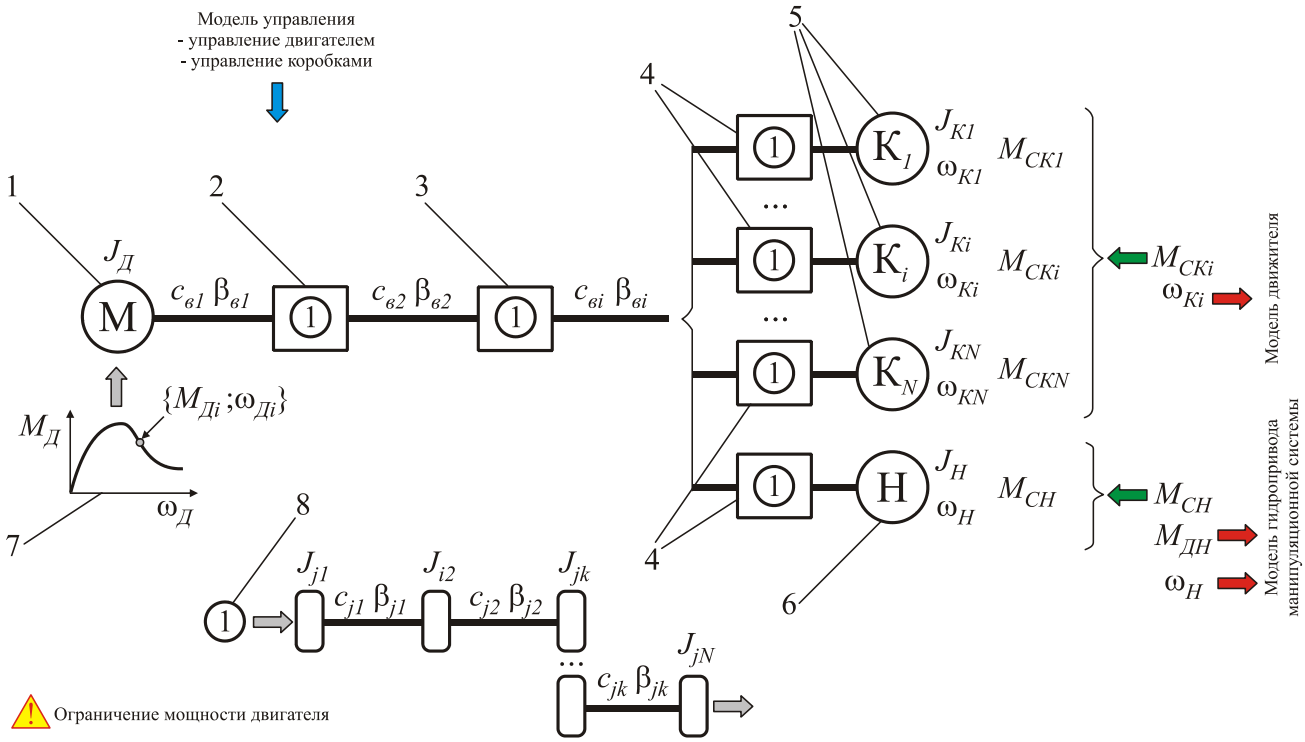
2.5 Математические модели мобильной транспортно-технологической машины

Для учета влияния элементов базового шасси МТТМ на рабочие процессы в МС разработан ряд математических моделей. Данные математические модели рассмотрены в этом разделе.

2.5.1 Математическая модель двигателя и трансмиссии

Как правило, при исследовании работы МС МТТМ не учитывается влияние двигателя и трансмиссии базовой машины [26; 148]. Однако если двигатель базовой машины используется в качестве приводящего двигателя насоса гидропривода МС, то необходимо учитывать ограниченность его мощности, вследствие чего при совместной работе движителя и гидропривода движущее усилие может изменять свое значение, неравномерно перераспределяться между потребителями.

Расчетная схема модели двигателя и трансмиссии показана на рисунке 2.27.



1 – двигатель; 2 – коробка передач; 3 – раздаточная коробка; 4 – привод (трансмиссия); 5 – ведущее колесо; 6 – насос гидропривода; 7 – силовая характеристика двигателя; 8 – обобщенная модель привода (трансмиссии)

Рисунок 2.27 – Модель двигателя и трансмиссии

На рисунке 2.27 указаны следующие параметры модели: φ_i – угол поворота элемента, ω_i – угловая скорость элемента, $M_Д$ – момент двигателя, $\omega_Д$ – угловая скорость коленчатого вала ДВС или вала электродвигателя, J_{ki} – момент инерции i-го ведущего колеса, ω_H – угловая скорость i-го ведущего колеса, M_{CKi} – момент сопротивления на i-м ведущем колесе, J_H – момент инерции элементов насоса

гидропривода, ω_H – угловая скорость насоса гидропривода, M_{CH} – момент сопротивления насоса гидропривода определяется на основе анализа модели гидропривода МС (раздел 2.4), $c_{вi}$, $\beta_{вi}$ – жесткость и коэффициент диссипации *i*-го вала, J_{ji} – момент инерции *i*-го инерционного элемента *j*-го узла трансмиссии, c_{ji}, β_{ji} – жесткость и коэффициент диссипации *i*-го вала *j*-го узла трансмиссии.

В общем виде система уравнений движения выглядит следующим образом (индекс *k* заменяется в каждом конкретном случае на необходимый индекс, согласно приведенным выше обозначениям):

$$J_k\ddot{\varphi}_k + c_k(\varphi_k - \varphi_{k+1}) + \beta_k(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k+1}) + \\ + c_{k-1}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) + \beta_{k-1}(\dot{\varphi}_{k-1} - \dot{\varphi}_k) + \ldots = M_k.$$

Мощность, доступная для привода движителя или навесного оборудования (в том числе и насоса гидропривода манипуляционной системы) ограничена эффективной мощностью двигателя $N_{де}$ с учетом всевозможных потерь. Воспользовавшись подходом [311], запишем уравнение баланса мощностей:

$$N_{де} = N_{трд} + N_{трм} + N_{ом} + N_{су} + N_{под} + N_{ин} + N_{букс} + N_п + N_н. \qquad (2.65)$$

где $N_{трд}$ – мощность трансмиссии, передающей энергию к движителю, $N_{трм}$ – мощность на трансмиссии, передающей энергию к насосу гидропривода манипуляционной системы, $N_{ом}$ – мощность на валах отбора мощности, $N_{под}$ – мощность, затрачиваемая на подъем/спуск, $N_{ин}$ – мощность инерционных сил при переменном движении, $N_{су}$ – мощность на сцепном устройстве базовой машины, $N_{\text{букс}}$ – мощность буксования движителя, $N_п$ – мощность прочих потерь, $N_н$ – недоиспользованная мощность при переменном режиме работы [311].

Мощность трансмиссии, передающей энергию к движителю

$$N_{трд} = N_к/(1 - \eta_{трд}),$$

где $N_к$ – мощность на движителе, $\eta_{трд}$ – КПД трансмиссии.

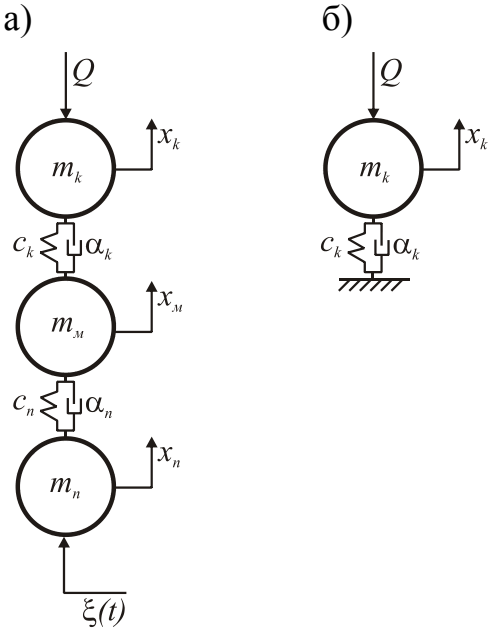
Мощность трансмиссии, передающей энергию к насосу гидропривода манипуляционной системы

$$N_{трм} = N_{мн}/(1 - \eta_{трм}),$$

где $N_{мн}$ – мощность насоса, $\eta_{трм}$ – КПД трансмиссии.

2.5.2 Обобщенная математическая модель базовой машины

Необходимость учета взаимного влияния шасси транспортно-технологической машины и манипуляционной системы поясним на примере упрощенных моделей (рисунок 2.28). Далее были приняты следующие обозначения:



а – с учетом динамики шасси;
б – без учета

Рисунок 2.28 –Упрощенные модели к вопросу о необходимости учета динамики шасси

приведенные массы манипулятора с грузом m_k, базовой машины $m_м$ и неподрессоренных элементов подвески m_n, с каждой из которых связаны перемещения x_k, $x_м$, x_n соответственно. Массы связаны между собой упруго-диссипативными элементами со следующими параметрами: c_k – приведенная жесткость манипуляционной установки, $\alpha_к$ – вязкость манипуляционной установки, c_n – приведенная жесткость подвески, α_n – вязкость манипуляционной установки. На систему действует вес груза Q и стохастическая неровность опорной поверхности $\xi(t)$.

Сравнительные динамические расчеты выполнены на примере машины АСТ-4-А со следующими параметрами: m_k= 950 кг, $m_м$= 19000 кг, m_n=600 кг, c_k = 810,4 кН/м, $\alpha_к$=10 кНс^2/м, c_n=11908 кН/м, α_n=30 кНс^2/м [123; 143]. Сила Q принята постоянной, поэтому в расчете динамических колебаний не учитывалась. Все начальные условия приняты равными нулю, кроме $x_k(0)$=0,1 м.

Уравнения движения модели, учитывающей взаимное влияние манипулятора и шасси (рисунок 2.28, а) выглядят следующим образом:

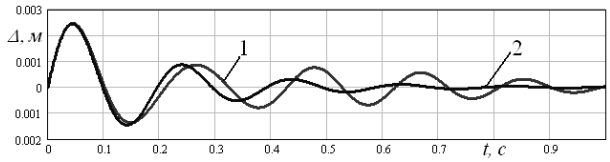
$$\begin{cases} m_к\ddot{x}_k + c_k(x_k - x_м) + \alpha_k(\dot{x}_k - \dot{x}_м) = 0; \\ m_м\ddot{x}_м + c_n(x_м - x_n + \xi(t)) + \alpha_n(\dot{x}_м - \dot{x}_n) - \left[c_k(x_k - x_м) + \alpha_k(\dot{x}_k - \dot{x}_м)\right] = 0; \\ m_n\ddot{x}_n - \left[c_n(x_м - x_n + \xi(t)) + \alpha_n(\dot{x}_м - \dot{x}_n)\right] = 0. \end{cases}$$

Уравнение движения модели без учета взаимного влияния МС и шасси (рисунок 2.28, б) выглядят следующим образом:

$$m_к\ddot{x}_k + c_k x_k + \alpha_k \dot{x}_k = 0.$$

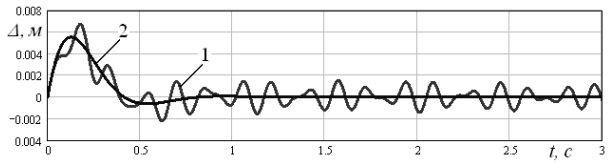
Результаты расчета МС с грузом на шасси с использованием данных моделей показаны на рисунке 2.29. Так как манипулятор покоится на месте, то $\xi(t)=0$. Из результатов видно, что частоты колебаний с учетом шасси несколько ниже, а колебания после окончания переходного процесса затухают медленней. Аналогичная картина наблюдается при изменении силы Q по гармоническому закону $Q = Q \cdot \sin(w_o t)$ с частотой w_o.

В разделе 1 отмечено, что транспортно-технологические машины могут передвигаться с подвешенным на МС грузом. Результаты расчета движения МС с грузом показаны на рисунке 2.30. Реализация неровности опорной поверхности построена для случая движения машины по грунтовой дороге со скоростью 1,4 м/с по методике [140].



1 – с учетом влияния шасси;
2 – без учета влияния шасси

Рисунок 2.29 – Результаты расчета перемещения конца стрелы манипуляционной системы Δ



1 – с учетом влияния шасси;
2 – без учета влияния шасси

Рисунок 2.30 – Результаты расчета перемещения конца стрелы манипуляционной системы Δ

Видно, что составляющие, связанные с начальными условиями в течение 0,5…1,0 с гасятся за счет трения в системе, а неровность пути продолжает оказывать воздействие на манипулятор. Данные модели являются упрощенными и были использованы для предварительной оценки целесообразности учета влияния шасси на манипулятор.

Уточненная модель движения манипулятора транспортно-технологической машины АСТ-4-А с грузом (рисунок 2.31) содержит элементы базового шасси ма-

шины и металлоконструкции крана-манипулятора. Базовое шасси моделируется системой абсолютно жестких тел (корпус машины, неподрессоренные массы подвески), соединенных упруго- диссипативными связями (элементы подвески) [140].

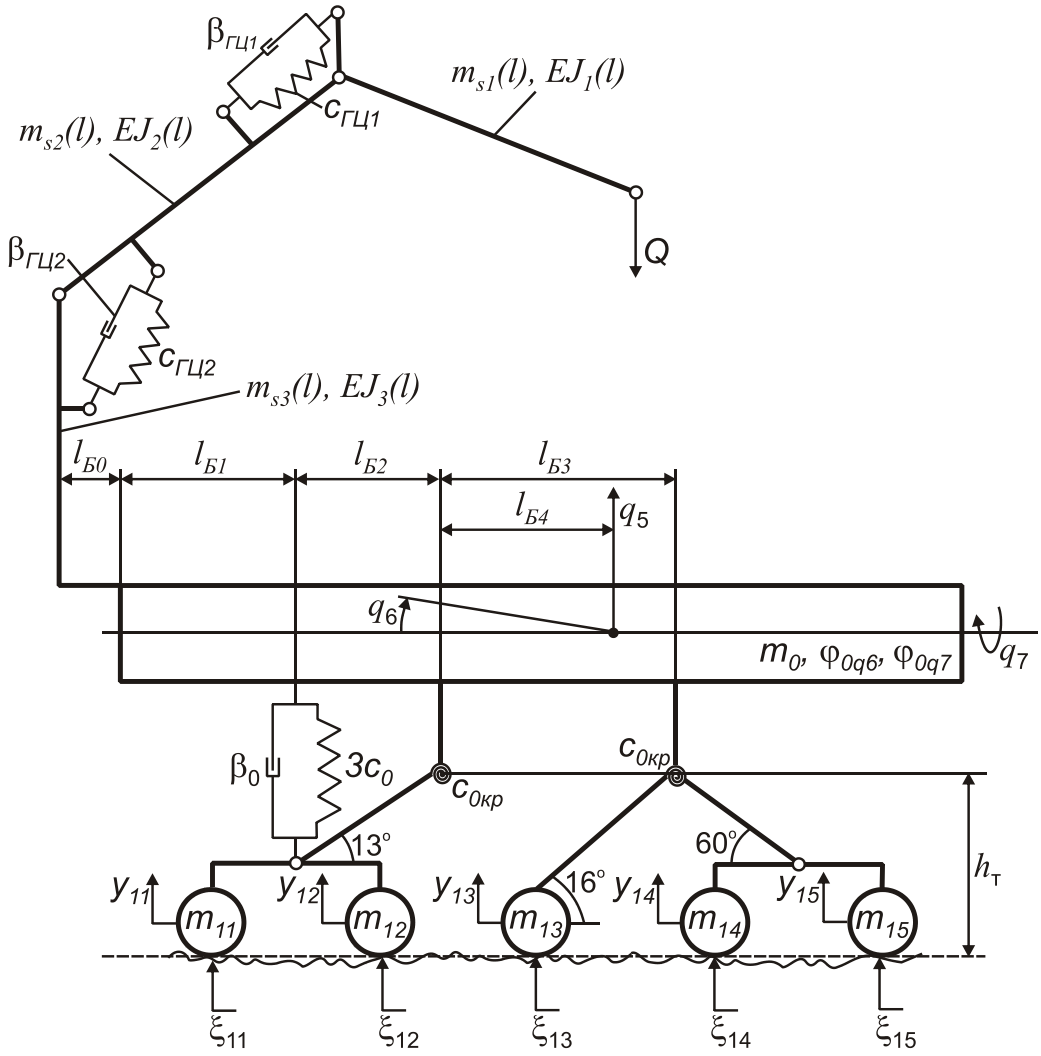


Рисунок 2.31 – Динамическая модель движения с грузом манипулятора транспортно-технологической машины АСТ-4-А

Дифференциальные уравнения движения исследуемой системы построены в матричном виде:

$$\left[M\{q\}\right]\{\ddot{q}\}+\left[C\{q\}\right]\{\dot{q}\}+\left[K\{q\}\right]\{q\}=\{P(t)\},$$

где $\left[M\{q\}\right]$ – матрица инерции, $\left[C\{q\}\right]$ – матрица демпфирования, $\left[K\{q\}\right]$ – матрица жесткости, $\{\ddot{q}\},\{\dot{q}\},\{q\}$ – векторы обобщенных ускорений, скоростей, координат узлов конечных элементов, $\{P(t)\}$ – вектор внешних эксплуатационных нагрузок. Порядок построения матриц подробно описан в [116; 139; 140].

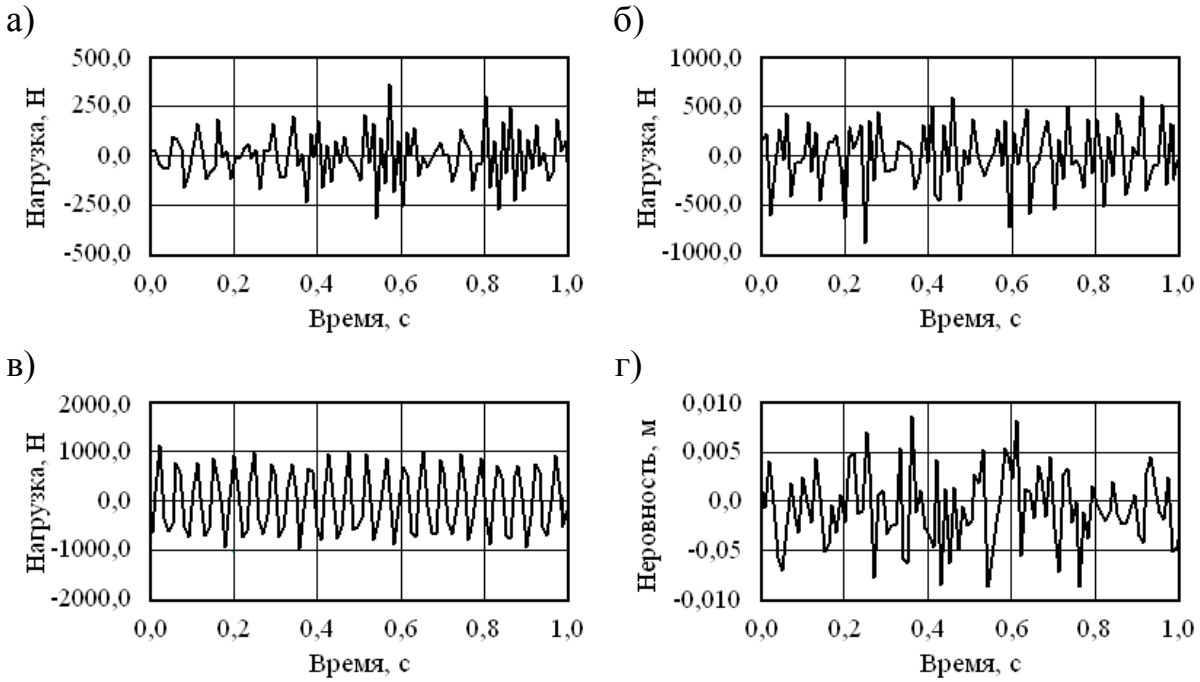
Инструкцией по эксплуатации предусматривается два положения стрелы МС МТТМ АСТ-4-А. При проезде узких участков стрела располагается так, как показано на рисунке 2.31. В нормальных условиях МС повернута на 90^{o} относительно продольной оси МТТМ [140].

В эксплуатационных условиях МС МТТМ передвигаются по грунтовым дорогам и пересеченной местности. При моделировании динамической нагруженности геометрическая неровность ξ_{ij} опорной поверхности определяется спектральной плотностью $G_{\eta}(\omega)$. По данным работ [139; 140; 152] основное выражение для моделирования спектральной плотности неровности опорного основания выглядит следующим образом:

$$G_{\eta}(\omega,v)=\frac{S_{\eta}^{2}}{2\sqrt{\pi}}\sum_{j=1}^{n}\frac{a_{j}}{\alpha_{j}v}\left[\exp\left(-\frac{(\omega+\beta_{j}v)^{2}}{4\alpha_{j}^{2}v^{2}}\right)+\exp\left(-\frac{(\omega-\beta_{j}v)^{2}}{4\alpha_{j}^{2}v^{2}}\right)\right], \qquad (2.66)$$

где S_{η}^{2} – дисперсия эквивалентной геометрической неровности, ω – частота, β_{j} – частота *j*-го максимума спектральной плотности эквивалентной геометрической неровности, a_{j} – доля дисперсии, приходящейся на *j*-й максимум спектральной плотности эквивалентной геометрической неровности, α_{j} – полуширина *j*-го максимума функции спектральной плотности микронеровности на половине его высоты. Параметры корреляционных функций для различных типов дорожного покрытия приведены в [139; 140; 152].

Результаты моделирования динамики МС при движении МТТМ показаны на рисунке 2.32. Динамические усилия в элементах несущей металлоконструкции МС при проезде МТТМ узких мест, на 20…30 % ниже, чем при транспортировке груза в нормальном положении. В нормальном случае общая жесткость конструкции ниже, поэтому частота колебательного процесса снижается на 25..35 %, а сам процесс становится более неравномерным из-за появления динамических составляющих, вызванных боковой качкой в силу несимметричного расположения стрелы и груза относительно осей МТТМ [139; 140].



а – в районе крепления нижнего гидроцилиндра к поворотной колонне;
б – в середине стрелы; в – в середине рукояти;
г – реализация геометрической неровности

Рисунок 2.32 – Динамическая составляющая нагрузки [139; 140]

Наибольший вклад в величину динамических усилий вносят воздействия, связанные с неровностью пути, и колебаниями груза на грузозахватном органе (рисунок 2.32). С удалением от базовой машины влияние геометрической неровности на параметры динамических нагрузок в металлоконструкции МС МТТМ падает (рисунок 2.32, а, б). В свою очередь, возрастает влияние колебаний груза на грузозахватном органе (рисунок 2.32, в) [140].

Таким образом, для повышения точности оценки динамической нагруженности МС необходимо учитывать влияние базового шасси. Особенно это актуально для МС, установленных на передвигающихся с грузом МТТМ. Как отмечено в разделе 1, на динамику шасси также оказывает существенное влияние деформация опорного основания (грунта).

В разделе 1 рассмотрены различные варианты базовых шасси МТТМ, предназначенных для установки манипуляционных систем. Наибольшее влияние на динамику базовой машины оказывает тип движителя. Однако для большей универсальности разработанной комплексной модели целесообразно использовать обобщенную модель базовой машины (рисунок 2.33).

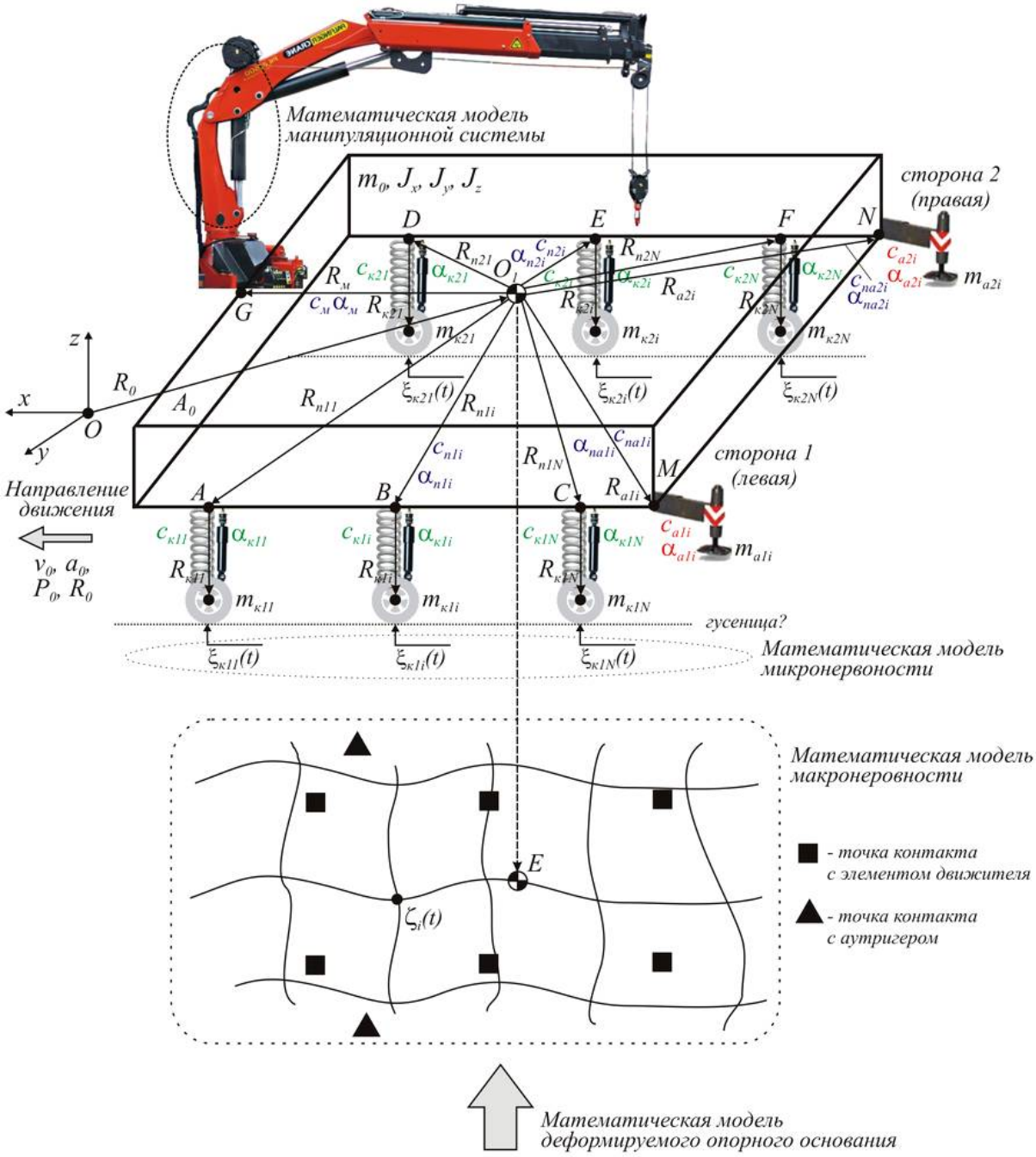


Рисунок 2.33 – Обобщенная модель базового шасси мобильной транспортно-технологической машины и ее взаимодействия с опорной поверхностью

В глобальной системе координат *Oxyz* положение центра тяжести (точки O_1) базовой машины определяется вектором R_0.

Базовая машина представлена в модели монолитным инерционным элементом с массой m_0 и моментами инерции J_1 (относительно оси *Oy*), J_2 (относительно оси *Ox*), J_3 (относительно оси *Oz*).

В точках *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *F* к раме базовой машины крепятся элементы подвески движителя. В точках *M*, *N* крепятся выносные опоры (аутригера). В точке *G* установлен манипулятор.

Координаты точки крепления к раме базовой машины элементов подвески движителя определяются векторами R_{n1i} для левой стороны (борта) машины, R_{n2i} – для правой стороны (борта) машины, $i = 1...N$. Координаты центра тяжести неподрессоренного элемента подвески m_{k1i} и m_{k2i} подвески определяются векторами R_{k1i} и R_{k2i}. Координаты манипулятора определяются вектором $R_{м}$. Координаты аутригеров определяются векторами R_{a1i} и R_{a2i}.

Общая упругость системы складывается из упругости элементов подвески и (или) аутригеров и упругости рамы базовой машины. Считается, что все упругие деформации происходят относительно центра тяжести базовой машины.

Основные упругие и диссипативные параметры динамической модели: c_{k1i}, α_{k1i} – коэффициент упругости и вязкости элемента подвески массы m_{k1i}; c_{k2i}, α_{k2i} – коэффициент упругости и вязкости элемента подвески массы m_{k2i}; c_{n1i}, α_{n1i} – коэффициент упругости и вязкости рамы базовой машины для воздействия со стороны элемента подвески массы m_{k1i}; c_{n2i}, α_{n2i} – коэффициент упругости и вязкости рамы базовой машины для воздействия со стороны элемента подвески массы m_{k2i}; c_{a1i}, c_{a2i}, α_{na1i}, α_{na2i} – коэффициенты упругости и вязкости аутригеров и рамы базовой машины для воздействия со стороны аутригеров; $c_{м}$, $\alpha_{м}$ – коэффициент упругости и вязкости рамы базовой машины для воздействия со стороны манипулятора. Параметры определяются либо аналитическим путем, либо с помощью расчетов методом конечных элементов [160].

Модель базовой машины тесно связана с моделью опорной поверхности (раздел 2.7). Проекция центра тяжести машины на опорное основание обозначается точкой *E*. При движении машины на ходовые элементы действует микронеровность $\xi(t)$, которая моделируется с помощью модели микронеровности (2.66). Микронеровность накладывается на макронеровность $\zeta(t)$, которая моделируется

моделью макронеровности. При этом неровности изменяется во времени под влиянием воздействия движущейся машины. Эта особенность учитывается моделью деформируемого опорного основания (раздел 2.7).

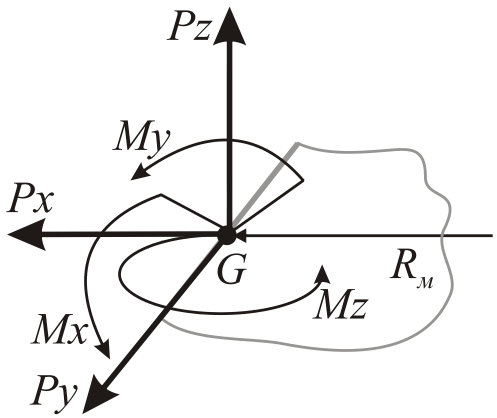


Рисунок 2.34 – Усилия со стороны манипулятора на базовое шасси

Манипуляционная система воздействует на базовое шасси в точке G посредством шести силовых факторов: сил P_x, P_y, P_z и моментов M_x, M_y, M_z (рисунок 2.34). Данные нагрузки вычисляются с помощью модели манипуляционной системы (раздел 2.3). Базовая машина со своей стороны передает влияние опорной поверхности $\xi(t)$, $\zeta(t)$ на манипуляционную систему.

На базовую машину в центре тяжести действуют следующие нагрузки: равнодействующая инерционных сил $P_{бми}$, вес базовой машины G, равнодействующая ветровой нагрузки $W_{бм}$. При необходимости к базовой машине могут быть приложены вибронагрузки от установленных на ней механизмов.

Базовая машина либо движется относительно оси Ox системы координат $Oxyz$ со скоростью v_0, ускорением a_0 под воздействием движущей силы P_0, преодолевая силу сопротивления R_0, либо стоит на месте ($v_0 = a_0 = P_0 = R_0 = 0$).

Уравнения движение базовой машины относительно оси Ox в упрощенном виде выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} &m_0 a(t_i) = P_0(t_i) - R_0(t_i), \\ &v_0(t_{i+1}) = v_0(0) + \sum_i a(t_i)\Delta t = v_0(t_i) + a(t_i)\Delta t, \\ &x_0(t_{i+1}) = x_0(0) + \sum_i v_0(t_i)\Delta t + \sum_i a(t_i)\Delta t^2 = x_0(t_i) + v_0(t_i)\Delta t + a(t_i)\Delta t^2, \end{aligned} \qquad (2.67)$$

где t_i – время на i-м шаге интегрирования, Δt – шаг интегрирования.

Уравнение (2.67) предполагает изменение скорости движения. Однако построение реализации микронеровности $\xi(t)$ зависит от скорости движения. Для учета переменной скорости при моделировании используется следующий алго-

ритм: возможный диапазон изменения скорости базовой машины разделяется на 100 ступеней. Перед началом моделирования для каждого значения скорости строятся реализации микронеровности $\xi(t)$ и сохраняются в файлы для последующего использования. При интегрировании уравнений движения базовой машины при переходе скорости от одной ступени к другой используется соответствующая реализация. При этом запоминается текущая точка реализации и при повторном возвращении скорости реализация используется, начиная с этой точки.

Для анализа действующих в системе силовых факторов, например, для поиска сил реакций опор, используются векторные соотношения. Например, чтобы найти расстояние между точками A и F (рисунок 2.33) необходимо найти длину вектора $\overline{AF} = \overline{R_{n11}} + \overline{R_{n2N}}$. Длина вектора $\overline{\mathrm{R}}$ с началом в точке $\mathrm{R}_1(x_{R1}; y_{R1}; z_{R1})$ и концом в точке $\mathrm{R}_2(x_{R2}; y_{R3}; z_{R4})$ определяется по формуле

$$\left|\overline{R}\right| = \sqrt{(x_{R2} - x_{R1})^2 + (y_{R2} - y_{R1})^2 + (z_{R2} - z_{R1})^2} .$$

Манипуляционная система изменяет свое положение относительно базовой мобильной машины. Для исследования динамики базовой машины наиболее важно положение плоскости, в которой лежит манипуляционная система.

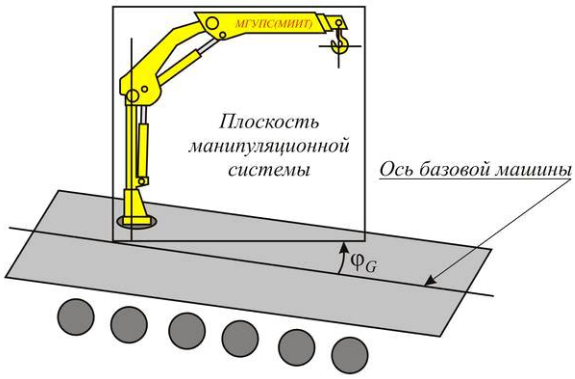


Рисунок 2.35 – Угол поворота плоскости манипуляционной системы

Если манипуляционная система не лежит в одной плоскости, то в этом случае определяется положение плоскости, в которой лежит первое звено (поворотная колонна) и точка подвеса груза. Положение плоскости задается углом поворота φ_G (рисунок 2.35). Угол φ_G отсчитывается от продольной оси базовой машины против часовой стрелки.

Обобщенная модель базовой машины (рисунок 2.33) определяет положение элементов движителя и аутригеров, а также геометрические параметры взаимодействия с опорным основанием. Однако для построения уравнений движения используется следующая расчетная модель (рисунок 2.36).

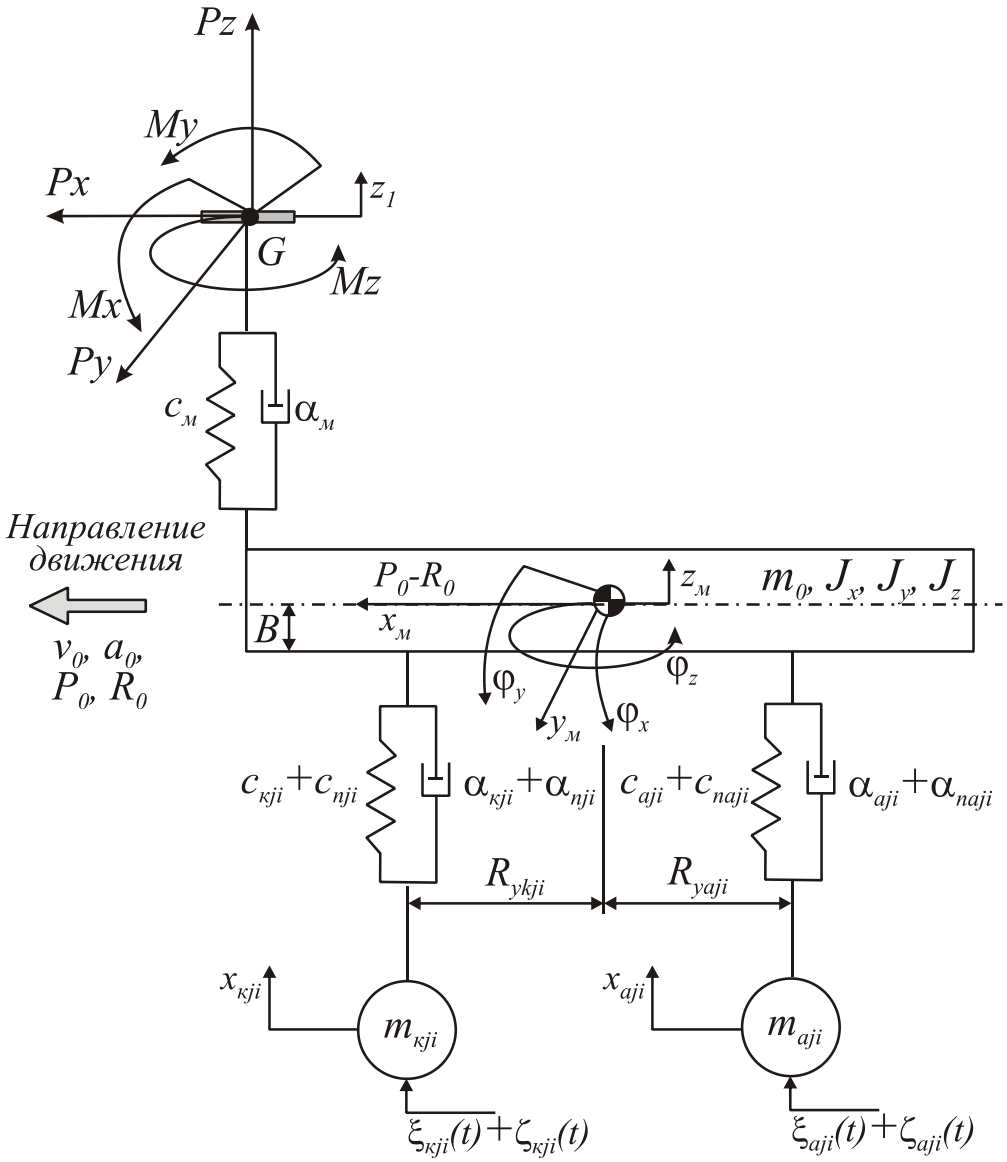


Рисунок 2.36 – Расчетная модель базовой машины

С четом текущего режима работы транспортно-технологической машины расчетная схема может иметь несколько вариантов.

Вариант I. Работа на аутригерах. Базовая машина не движется: $v_0 = a_0 = P_0 = R_0 = 0$. Микронеровность $\xi(t) = 0$, макронеровность $\zeta(t)$ влияет на перекосы и перераспределение усилий в системе.

Вариант II. Движение. Аутригеры исключаются из расчета, так как во время движения они не используются. Микронеровность $\xi(t)$ воздействует на опорные элементы движителя, макронеровность $\zeta(t)$ влияет на перекосы и перераспределение усилий в системе. Инерционные нагрузки $P_{бми} = 0$.

В общем случае, многоколесная мобильная машина является статически-неопределимой системой и силы реакции без применения обходных способов вычислить невозможно. Если добавить в уравнения движения компоненты, связанные с внешними нагрузками (например, приложить статический вес машины к массе $m_{\text{м}}$ модели, показанной на рисунке 2.28) и они не будут компенсированы силами реакции, приложенными к другим элементам модели (например, к массе m_n), то в решении появится компонента движения как абсолютно твердого тела и решение динамической задачи разойдется.

Поэтому при анализе динамики базового шасси МТТМ силы воздействия F_R опорных элементов (элементов движителя и аутригеров) на опорное основание определяются следующим образом:

$$F_R = F_{Rs} + F_{Rd}\,, \tag{2.68}$$

где F_{Rs} – статическая составляющая (статическая сила реакции опоры), зависящая от макронеровности опорной поверхности и конфигурации манипуляционной системы; F_{Rd} – динамическая сила, действующая на опорный элемент, определяемая при интегрировании уравнений движения (2.69).

Для вычисления статических сил реакций опор в опорных элементах воздействия манипуляционной системы (рисунок 2.33) переносятся в центр тяжести базовой машины O_1 по правилам переноса сил. Все воздействия на базовую машину определяются силами P_{0x}, P_{0y}, P_{0z} и моментами M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}.

Силы реакции опор находятся из уравнений динамического равновесия. Внешние моменты относительно центра тяжести M_{0x}, M_{0y}, M_{0z} и вызываемые силами P_{0x}, P_{0y}, P_{0z} моменты компенсируются моментами в подвеске, который распределяется между опорными элементами пропорционально жесткостям их подвески и обратно пропорционально расстояниям по горизонтали от центра тяжести до точки крепления опорного элемента [290].

Уравнения движения системы в общем виде приведены ниже. Для подрессоренной массы базовой машины наиболее важными являются первые три уравнения движения.

$$
\begin{aligned}
&m_0\ddot{z}_м - \sum_i\sum_j\sum_k\left[F_{kij} + F_{aji}\right] = P_z;\\
&J_x\ddot{\varphi}_x - \sum_i\sum_j\sum_k\left[F_{kij}s_\varphi R_{xkij} + F_{aij}s_\varphi R_{xaij}\right] = M_x + P_y B;\\
&J_y\ddot{\varphi}_y - \sum_i\sum_j\sum_k\left[F_{kij}s_\varphi R_{ykij} + F_{aij}s_\varphi R_{yaij}\right] = M_y - P_z O_1 Z + P_x B;\\
&m_0\ddot{x}_м - \sum_i\sum_j\sum_k\left[F_{xkij} + F_{xaji}\right] = P_x;\\
&m_0\ddot{y}_м - \sum_i\sum_j\sum_k\left[F_{ykij} + F_{yaji}\right] = P_y;\\
&J_z\ddot{\varphi}_z - \sum_i\sum_j\sum_k\left[F_{xkij}y_{R_{kij}} + F_{xaji}y_{R_{akij}} + F_{ykij}x_{R_{kij}} + F_{yaji}x_{R_{akij}}\right] = M_z + P_y O_1 Z;
\end{aligned}
\qquad (2.69)
$$

...

$$
\begin{aligned}
&m_{kij}\ddot{x}_{kij} + \left(c_{nji} + c_{kij}\right)\left(x_{kij} - z_м - s_\varphi\varphi_y R_{ykij} - s_\varphi\varphi_x R_{xkij} + \xi_{kij}(t)\right) +\\
&+ \left(\alpha_{nji} + \alpha_{kij}\right)\left(\dot{x}_{kij} - \dot{z}_м - s_\varphi\dot{\varphi}_y R_{ykij} - s_\varphi\dot{\varphi}_x R_{xkij}\right) = 0;
\end{aligned}
$$

...

$$
\begin{aligned}
&m_{aij}\ddot{x}_{aji} + \left(c_{aji} + c_{naij}\right)\left(x_{aji} - z_м - s_\varphi\varphi_y R_{yaji} - s_\varphi\varphi_x R_{xaji} + \xi_{aij}(t)\right)\\
&+ \left(\alpha_{aji} + \alpha_{naij}\right)\left(\dot{x}_{aji} - \dot{z}_м - s_\varphi\dot{\varphi}_y R_{yaji} - s_\varphi\dot{\varphi}_x R_{xaji}\right) = 0;
\end{aligned}
$$

где s_φ – множитель для выбора знака (если сила со стороны опорного элемента приводит к положительному вращению $s_\varphi = 1$, к отрицательному – $s_\varphi = -1$); R_{ykij}, R_{yakij} – расстояние от центра тяжести до точки крепления опорного элемента вдоль оси y; R_{xkij}, R_{xakij} – расстояние от центра тяжести до точки крепления опорного элемента вдоль оси x; F_{xkij} ,F_{xaji}, F_{ykij} ,F_{yaji} – упругие силы, при сдвигах вдоль осей *x* и *y*, вычисляемые аналогично силам F_{kij} и F_{aji}, но с соответствующими жесткостями и коэффициентами диссипации; x_R и y_R – компоненты векторов R; B – высота точки G над центром тяжести.

Динамические силы F_{Rd} в опорных элементах

$$
\begin{aligned}
F_{kij} &= \left(c_{nji} + c_{kij}\right)\left(x_{kij} - z_м - s_\varphi\varphi_y R_{ykij} - s_\varphi\varphi_x R_{xkij} + \xi_{kij}(t)\right) +\\
&+ \left(\alpha_{nji} + \alpha_{kij}\right)\left(\dot{x}_{kij} - \dot{z}_м - s_\varphi\dot{\varphi}_y R_{ykij} - s_\varphi\dot{\varphi}_x R_{xkij}\right);
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
F_{aji} &= \left(c_{aji} + c_{naij}\right)\left(x_{aji} - z_м - s_\varphi\varphi_y R_{yaji} - s_\varphi\varphi_x R_{xaji} + \xi_{aij}(t)\right)\\
&+ \left(\alpha_{aji} + \alpha_{naij}\right)\left(\dot{x}_{aji} - \dot{z}_м - s_\varphi\dot{\varphi}_y R_{yaji} - s_\varphi\dot{\varphi}_x R_{xaji}\right).
\end{aligned}
$$

2.6 Математические модели деформируемого опорного основания

В работе рассматриваются следующие виды деформируемого опорного основания: деформируемое основание для сухопутных транспортных средств (грунт), железнодорожный путь, жидкость (для плавучих транспортных средств).

2.6.1 Математическая модель опорного грунтового основания при эксплуатации манипуляционной системы, установленной на мобильной транспортно-технологической машине с колесным или гусеничным шасси

Грунт отличается однонаправленным действием, т.е. силы реакции F_{Rs} возникают только при попытке опорного элемента углубиться в опорное основание. В противном случае опорный элемент теряет контакт с опорной поверхностью и никаких статических сил реакции не возникает.

Потеря контакта опорного элемента с опорной поверхностью проверяется при интегрировании уравнений движения следующим образом.

1 Вычисляются максимальные размеры опорного элемента R_{zkij} или R_{zakij} вдоль вертикальной оси при текущей ориентации базового шасси в пространстве.

2 Под каждым опорным элементом вычисляется величина

$$\zeta(t) + \xi(t) + \varepsilon_z ,$$

где ε_z – деформация опорного основания под опорным элементом.

3 Контакт считается потерянным, если выполняется условие:

$$R_{zkij} < H - \zeta(t) + \xi(t) + \varepsilon_z ,$$

где H – расстояние от низа корпуса базовой машины m_0 до плоскости, проходящей через все точки контакта опорных элементов и опорной поверхности в исходном состоянии (при t=0); ε_z – деформация опорного основания.

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: гусеничного или колесного со слабой или сильной накачкой колес. Эта зависимость выглядит следующим образом:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_z\left(t, E, K_z, \sigma_z, t_к\right), \tag{2.70}$$

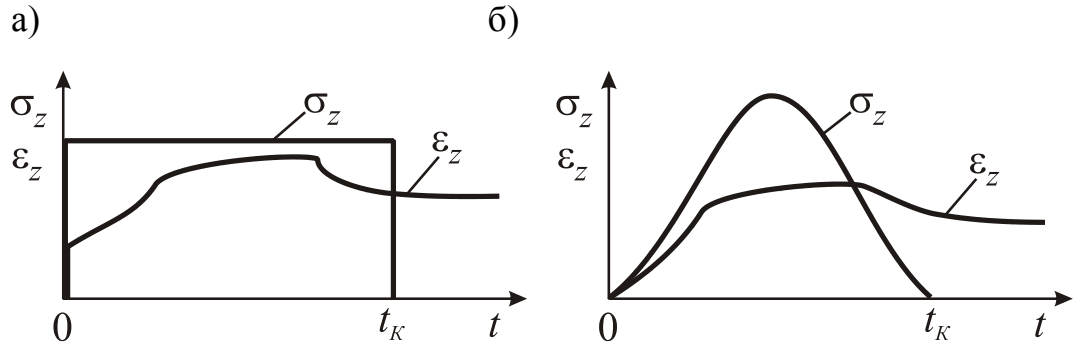
где t – время; E – мгновенный модель деформации; K_z – функция скорости ползучести; σ_z – напряжения (давление) в точке контакта опорного элемента и опорного основания; $t_к$ – время конца процесса деформации грунта под опорным элементом [73; 195].

Мгновенный модуль деформации в выражении (2.70) вычисляется с использованием следующей зависимости

$$E = \frac{\sigma_z}{\chi_z \varepsilon_z}\left(1 + \int_0^t K_z(t-\tau)d\tau\right), \tag{2.71}$$

где χ_z – функция подобия [73; 195].

Графики, показывающие взаимосвязь деформации опорного основания ε_z от нагрузки σ_z приведены на рисунке 2.37.



а – гусеничное базовое шасси; б – колесное базовое шасси

Рисунок 2.37 – Зависимость деформации опорного основания ε_z от нагрузки σ_z [195]

В комплексной модели также возможно использовать нелинейную упругопластичную модель грунта. Согласно данной модели, постепенное уплотнение грунта опорного основания при воздействии нагрузки σ_z происходит по следующему закону (рисунок 2.38). При этом грунт оседает на глубину ε_z. Полная осадка состоит из двух компонентов и вычисляется следующим образом:

$$\varepsilon_z = \varepsilon_{z\,el} + \varepsilon_{z\,pl},$$

где $\varepsilon_{z\,el}$ – упругая осадка (исчезает после полного снятия нагрузки), $\varepsilon_{z\,pl}$ – пластическая осадка [224].

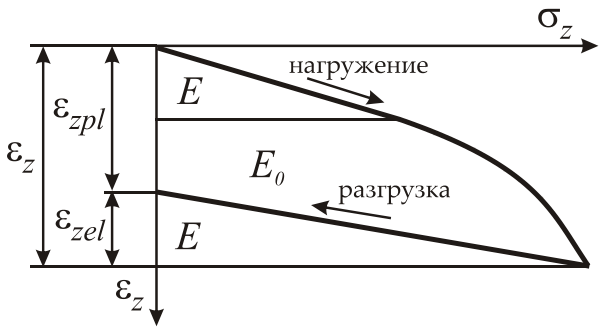
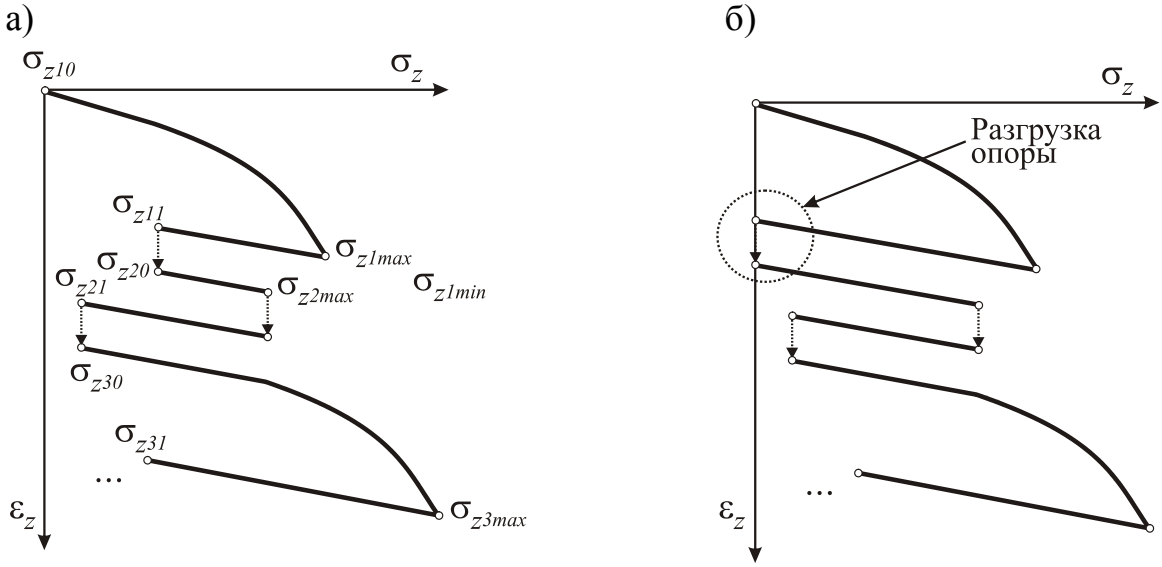


Рисунок 2.38 – Закон деформирования грунта

После полного снятия нагрузки осадка грунта уменьшается на величину ε_{zel}. При повторном нагружении до уровня давлений, меньших, чем максимальное давление первичного нагружения, нагружение идет по линии разгрузки. Далее идет нагружение по графику первичной нагрузки. Данный процесс характеризуется модулем упруго-пластической деформации E и модулем упругой разгрузки E_0 [224].

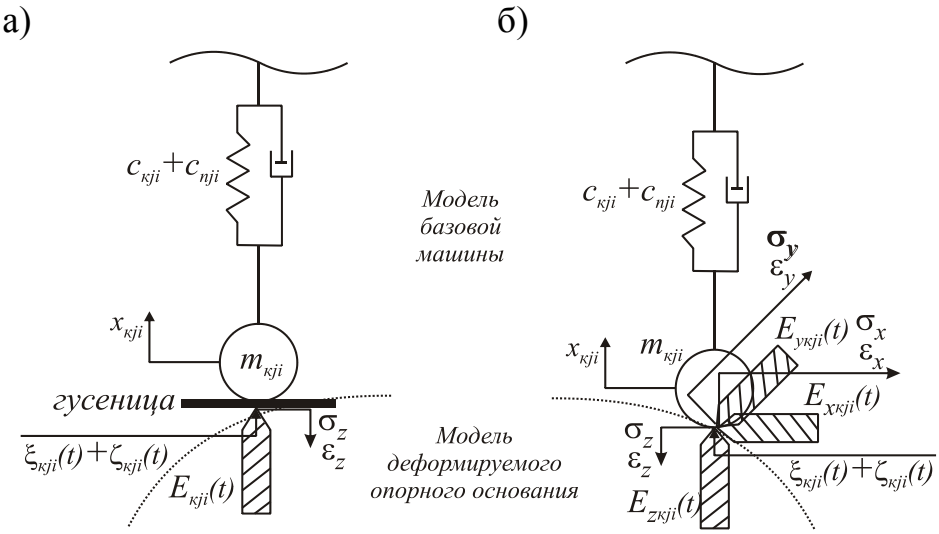
При использовании любой из двух моделей опорного основания каждый цикл нагружения грунта характеризуется величинами начальных ($\sigma_{z\,k0}$), максимальных ($\sigma_{z\,kmax}$) и конечных ($\sigma_{z\,k1}$) напряжений (где k – порядковый номер цикла нагружения). В общем случае при работе манипуляционной системы некоторые опорные элементы машины могут полностью разгружаться на определенный промежуток времени из-за потери контакта (рисунок 2.39, б).



а – при отсутствии полной разгрузки опор;
б – при возможности полной разгрузки опоры

Рисунок 2.39 – Постепенное уплотнение грунта

При анализе динамики базового шасси (раздел 2.6) деформации опорного основания вводятся в модель (рисунок 2.36) следующим образом (рисунок 2.40).



а – гусеничное шасси; б – колесное шасси

Рисунок 2.40 – Деформация опорного основания в модели базового шасси [195]

Деформируемое опорное основание под гусеничным движителем или аутригером (рисунок 2.40, а) представлено в модели объемом материала с модулем упругости $E_{kji}(t)$. Гусеница распределяет нагрузку от машины равномерно и оказывает в вертикальном направлении непрерывное воздействие на грунт [195].

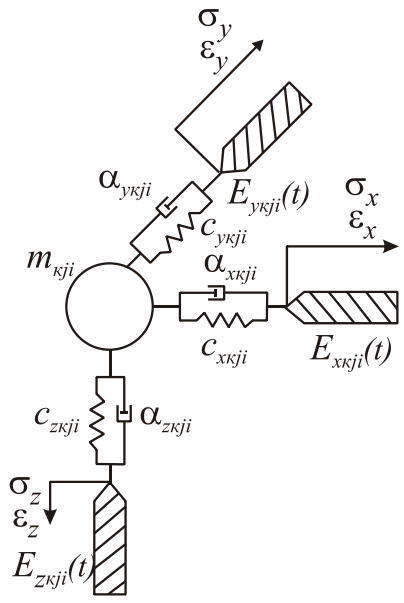


Рисунок 2.41 – Взаимодействие колеса с грунтом у пневмоколесного шасси

Для колесного движителя (рисунок 2.40, б) вводятся объемы материала по всем трем осям $E_{xkij}(t)$, $E_{ykij}(t)$, $E_{zkij}(t)$, так как колесо оказывает дискретное воздействие на грунт во всех направлениях. Следует отметить, что на рисунок 2.40, б показано жесткое колесо. Для пневмоколесного шасси требуется ввести между массой m_{kji} и соответствующим объемом грунта упруго-диссипативную связь с параметрами c_{xkji}, c_{ykji}, c_{zkji} и α_{xkji}, α_{ykji}, α_{zkji} (рисунок 2.41).

2.6.2 Математическая модель опорного рельсового основания при эксплуатации манипуляционной системы, установленной на железнодорожной транспортно-технологической машине

Для моделирования упругого опорного основания железнодорожных экипажей используется следующая модель (рисунок 2.42). Используется комбинация модели взаимодействия экипажа с верхним строением пути [277] и модели упруго-вязко-пластичного материала для учета свойств полотна. Упруго-диссипативные параметры верхнего строения пути c_{zkji} и α_{ykji} определяются на единицу длины пути.

Следует учитывать, что балласт пути уплотнен, так как рассчитан на восприятие большого веса движущихся поездов. Поэтому в балласте отсутствуют большие деформации ε_z. С другой стороны, манипуляционные системы железнодорожных машин не рассчитываются на движение с грузом. Поэтому в расчетах можно ограничиться исследованием динамики экипажа с использованием модели (рисунок 2.65) без учета свойств упругого деформируемого основания.

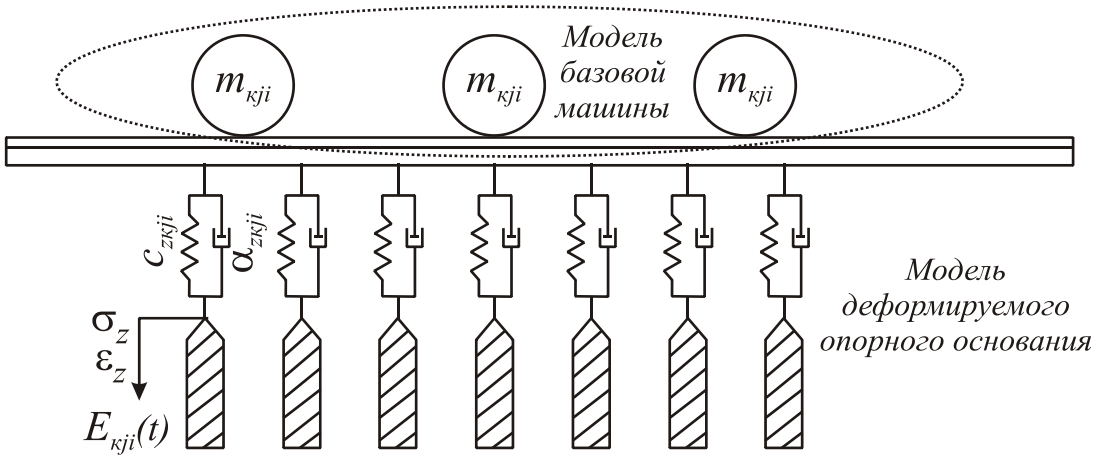


Рисунок 2.42 – Модель деформируемого опорного основания для железнодорожного экипажа

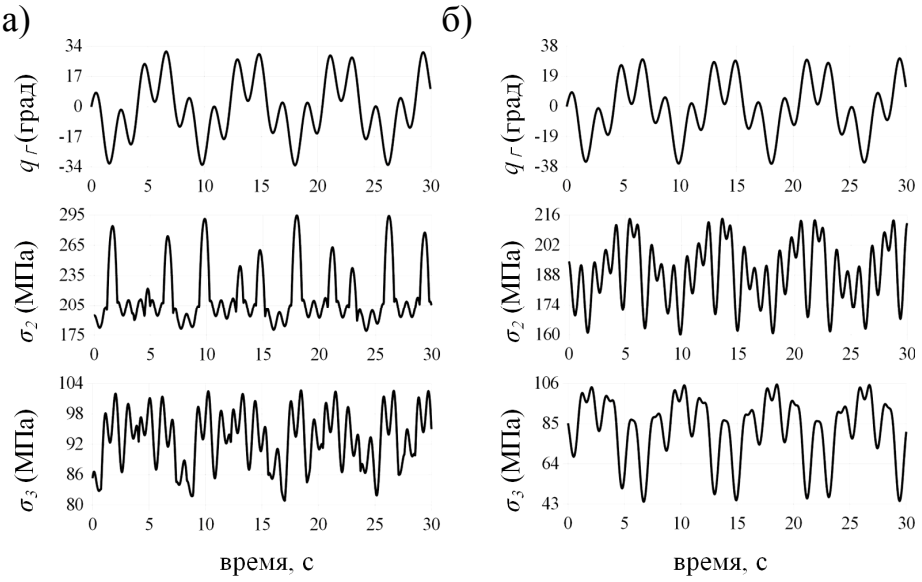
Микронеровность железнодорожного пути определяется с использованием выражения (2.66), в которое подставляются параметры железнодорожного пути согласно данным [300]. В остальном методика моделирования динамики железнодорожного экипажа совпадает с методикой для передвигающихся по грунту машинах (раздел 2.7.1).

2.6.3 Математическая модель опорного основания при эксплуатации манипуляционной системы, установленной на плавучем транспортном средстве

В отличии от наземных транспортных средств, у плавучего транспортного средства отсутствует опорные элементы. Корпус базовой машины находится в сплошной среде, которая компенсирует все нагрузки и воздействия, передаваемые на нее со стороны манипуляционной системы.

С другой стороны, колебания сплошной среды (волнение) оказывают влияние на динамику МС. Так как масса судна, как правило, на 3…5 порядков выше грузоподъемности МС, то МС не оказывает существенного влияния на судно [88], с практической точки зрения, интерес представляет оценка влияния качки судна на динамику манипуляционной системы. Для этого в основание манипуляционной системы (раздел 2.3) передается динамическое воздействие виде реализации процесса изменения координаты $q_0(t)$ и ускорения $\ddot{q}_0(t)$.

На рисунке 2.43 показаны результаты моделирования динамики трехзвенной МС, испытывающей подпрыгивание и боковую качку судна с периодом 8 с, амплитудами 0,5 м и 15º соответственно. Показаны вертикальные колебания груза q_Γ, напряжения во втором (σ_2) и третьем (σ_3) звене стрелы МС [122].



а – при ориентации ШСС МС вдоль оси судна; б – при ориентации ШСС МС поперек оси судна [122]

Рисунок 2.43 – Результаты моделирования динамики МС, установленной на судне

Однако для маломерных плавучих средств, водоизмещение которых сопоставимо с грузоподъемностью манипуляционной системы, такой подход неприемлем, так как не позволяет учесть одновременное влияние манипуляционной системы на судно. В качестве критерия необходимости учета данной особенности можно ввести дополнительный угол крена θ, создаваемый воздействиями со стороны МС: силами $F_{1\theta}, F_{2\theta}$ и моментом M_θ (рисунок 2.44).

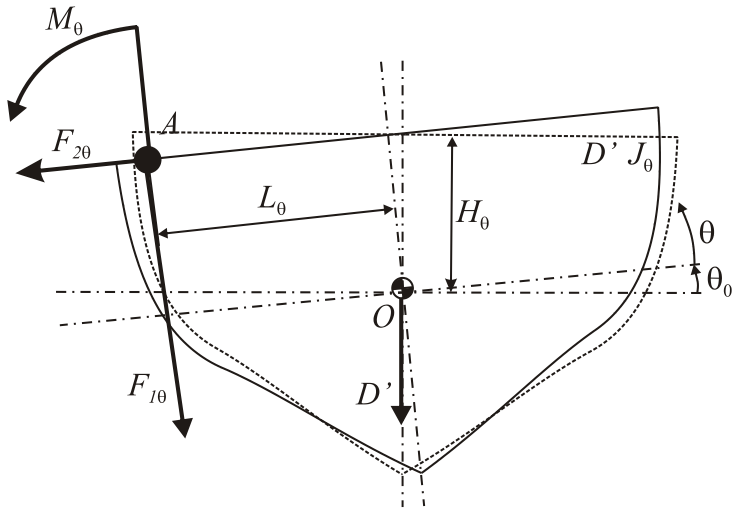


Рисунок 2.44 – Расчетная схема взаимодействия манипуляционной системы, судна и сплошной среды

С точки зрения обеспечения остойчивости судна интерес представляет боковой перекос при выполнении манипуляционной системой технологических операций. Тем более, что наиболее распространенным местом установки манипуляционной системы является один из бортов судна, со стороны которого производится погрузка или разгрузка на причал или рядом стоящее судно. Таким образом, под θ будем понимать дополнительный угол крена в поперечном направлении, минимальное значение которого θ_0 определяется иными факторами (неравномерной загрузкой судна, воздействиями волнения и т.д.).

Воздействия приложены в точке установки манипуляционной системы A с координатами H_θ, L_θ. Инерционные параметры судна – водоизмещение D` и момент инерции относительно центра тяжести J_θ.

При оценке необходимости учета динамики судна упрощенно принимаем

$$F_{1\theta} = k_\partial G_{\max},\ F_{2\theta} \approx 0{,}3F_{1\theta},\ M_\theta = G_{\max}\overline{L}_{\max},$$

где $k_{\partial} = 1{,}3$ – коэффициент динамичности [123]; $G_{\max}$ – максимальная грузоподъемность манипуляционной системы [123; 139]; $\overline{L}_{\max} = 11{,}36$ м – среднее значение максимального вылета манипуляционной системы МТТМ по данным исследования [163].

Угол крена θ_0 вычисляется следующим образом

$$\theta = \arcsin\left(\frac{M_\theta + F_{1\theta}L_\theta + F_{2\theta}H_\theta}{D`H_\theta}\right) - \theta_0 .$$

График зависимости угла крена от относительной грузоподъемности $G_{\max}/D`$ при одинаковом значении $H_\theta$ и $\theta_0 = 0$ приведен на рисунке 2.45. Если считать, что допустимый угол крена $[\theta] = 5^{\circ}$, то при $G_{\max} \geq 0.00271D`$ необходимо учитывать взаимное влияние манипуляционной системы и судна. Для манипуляционной системы средней по данным [163] грузоподъемности $G_{\max} = 6{,}052$ т минимально допустимое значение водоизмещения $D`$ составит 2233,3 т, что несколько меньше водоизмещения сухогруза проекта 567.

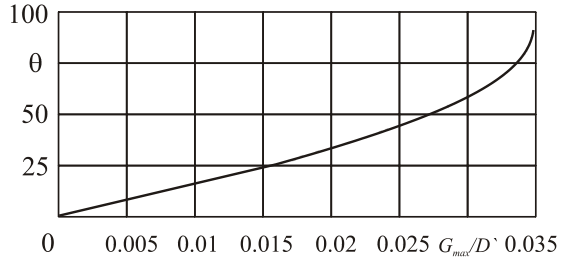


Рисунок 2.45 – Влияние относительной грузоподъемности манипуляционной системы на крен судна

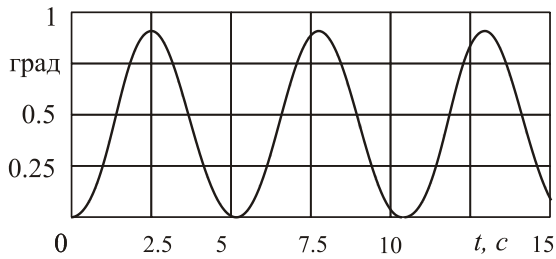


Рисунок 2.46 – Боковая качка сухогруза проекта 567 с манипуляционной системой с $G_{\max} = 6{,}052$ т

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

$$J_\theta\ddot{\theta} + C_\theta\theta = M_\theta + F_{1\theta}L_\theta + F_{2\theta}H_\theta - D`H_\theta .$$

Параметр возвращающей силы, связанной с погружением одного края судна и всплытием другого, можно вычислить следующим образом:

$$C_\theta \approx 0{,}25\mathrm{L_k}L_\theta^2 \sin(1^o)\rho g ,$$

где $\mathrm{L_k}$ – длина судна по кильватеру, ρ – плотность жидкости.

Процесс боковой качки для танкера проекта 567 при воздействии манипуляционной системы с грузоподъемностью $G_{\max} = 6{,}052$ т показан на рисунке 2.46.

2.7 Математическая модель воздействия окружающей среды на эксплуатацию манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины

Внешняя среда оказывает существенное влияние на работу исследуемой системы [142; 149]. Это влияние определяется факторами нагруженности. Их влияние на динамическое поведение системы учитывается в комплексной модели с помощью отдельных подмоделей, например, влияние груза (раздел 2.5) или опорной поверхности (раздел 2.6). Однако даже детерминированные модели имеют входные параметры, определяемые условиями внешней среды. Например, в модели груза таким параметром служит масса груза, изменяющаяся от цикла к циклу. В целом, факторы нагруженности изменяются во времени случайным образом.

Нагруженность манипуляционной системы транспортно-технологической машины определяется рядом факторов [139; 149]:

- массой (весом) перемещаемого груза и съемного грузозахватного приспособления или нагрузка на рабочем органе;
- числом транспортируемых грузов за исследуемый период времени, число циклов работы с навесным оборудованием;
- последовательностью выполнения краном-манипулятором технологических операций (определяется технологией обслуживаемого процесса);
- конфигурацией манипуляционной системы и базовой машины в точках подъема и опускания груза;
- конфигурацией манипуляционной системы и базовой машины при работе с грузом или рабочим органом;
- макро- и микронеровностями опорной поверхности под базовой машиной;
- длиной пути от точки подъема до точки опускания груза;
- скоростью движения базовой машины;
- скоростью, направлением и порывами ветра;
- скоростью работы гидроцилиндров;
- величиной экстремальных факторов внешней среды.

Для анализа факторов нагруженности грузоподъемных машин, в том числе и манипуляционных систем транспортно-технологических машин, разработана методика имитационного моделирования, частично нашедшая отражение в [142; 149; 150]. Методика позволяет построить реализации процесса нагружения с целью прогнозирования надежности и долговечности несущей металлоконструкции манипуляционной системы.

На рисунке 2.47 показана укрупненная блок-схема методики численного моделирования факторов нагруженности манипуляционной системы.



Рисунок 2.47 – Блок-схема методики моделирования факторов нагруженности

Исходной информацией для выполнения моделирования произвольного фактора нагруженности Q являются либо экспериментальные данные о законе распределения, либо исчерпывающая информация об обслуживаемом грузоподъемной машиной технологическом процессе.

В первом случае используется наиболее простой способ – моделирование методом статистических испытаний [142; 317]. Во втором – имитационное моделирование факторов нагруженности.

Алгоритм моделирования значений фактора нагруженности Q исследуемой системы методом статистических испытаний при известном блоке распределения [142] заключается в следующем. В s-м вычислительном опыте выбор к i-й ступени блока распределения выполняется с использованием условных вероятностей $P_{s,i}$, которые пересчитываются после каждого опыта. Текущие значения условной вероятности зависят от ранее полученных значений фактора нагруженности. Это повышает точность моделирования

В соответствие с текущими значениями условной вероятности номер уровня фактора Q в s-м вычислительном опыте определяется из следующего условия:

$$i_S = \begin{cases} 1 \text{ при } x_R \le P_{s-1,1}; \\ \dots \\ i \text{ при } \sum\limits_{\mathrm{k=1}}^{\mathrm{i\text{-}1}} \mathrm{P_{s\text{-}1,k}} \le x_R \le \sum\limits_{\mathrm{k=1}}^{\mathrm{i}} \mathrm{P_{s\text{-}1,k}}; \\ \dots \\ N \text{ при } \sum\limits_{k=1}^{\mathrm{N\text{-}1}} \mathrm{P_{s\text{-}1,k}} \le x_R \le 1, \end{cases} . \qquad (2.72)$$

где i_S – номер уровня (ступени блока), полученный в s-м вычислительном опыте; $s = 1...M$; M – число итераций вычислительного алгоритма (равно числу рабочих циклов МС МТТМ N_Σ); $k = 1...(N-1)$; N – число ступеней блока; x_R – сгенерированное случайное число, распределенное равномерно в интервале [0; 1].

Вероятности $P_{s,i}$ вычисляются по следующему алгоритму. Если после $s-1$ вычислительных опытов получено $\widehat{N}_i$ значений фактора нагруженности Q, принадлежащего i-й ступени блока распределения, то вероятность перехода

в s-м вычислительном опыте к значению, лежащему на i-м уровне, определяется по зависимости

$$P_{s,i} = \frac{M\nu_{Бi} - \widehat{N}_i}{M - s},$$

где $\nu_{Бi}$ – относительная частота i-й ступени блока распределения фактора [142].

Если требуется определить точное значение фактора, то оно вычисляется пропорционально x_R по следующей формуле:

$$Q_S = \left(i_S + \frac{x_r - \sum_{k=1}^{i_S-1} Q_{Б,i_S}}{\sum_{k=1}^{i_S} Q_{Б,i_S} - \sum_{k=1}^{i_S-1} Q_{Б,i_S}} \right) \frac{Q_{Б,i}}{Q_{\max}} \qquad (2.73)$$

где Q_S – значение фактора, полученное в s-м вычислительном опыте; $Q_{Бi}$ – амплитуда i-й ступени блока распределения фактора [142].

Для частотного распределения моделирование выполняется по указанному алгоритму. Однако в этом случае следует ограничиться только вычислением номера уровня фактора i_S. Для смешанного распределения одна часть значений вычисляется с использованием выражений (2.72) и (2.73), другая часть – с использованием только выражения (2.72) [142].

После окончания процесса моделирования оказывается сформированной последовательность из M значений фактора Q. Нагруженность манипуляционной системы в пределах одного цикла работы определяется совокупностью значений всех рассматриваемых факторов [142].

Для оценки результатов моделирования с использованием данного алгоритма выполнена серия расчетов для тестовых блоков различной полноты. Полнота блока вычисляется как

$$\xi_Б = \sum_{i=1}^{N} \frac{Q_{Бi} \cdot \nu_{Бi}}{Q_{\max}} \Bigg/ \sum_{i=1}^{N} \nu_{Бi} \cdot$$

Тестовые блоки приведены в таблице 2.1. Результаты приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.1 – Тестовые блоки распределения [142]

Коэффициент полноты [317]	Амплитуда ступени блока распределения фактора			
	[0,0…0,25)	[0,25…0,5)	[0,5…0,75)	[0,75…1,0]
0,475	0,1	0,1	0,4	0,4
0,625	0,25	0,25	0,25	0,25
0,925	0,85	0,05	0,05	0,05

Таблица 2.2 – Результаты моделирования методом статистических испытаний [142]

	Ступени блока распределения фактора нагруженности			
	[0,0…0,25)	[0,25…0,5)	[0,5…0,75)	[0,75…1,0]
Блок 1				
Предлагаемый алгоритм	0,105	0,103	0,402	0,390
Стандартный алгоритм [317]	0,064	0,066	0,437	0,433
Блок 2				
Предлагаемый алгоритм	0,250	0,250	0,250	0,250
Стандартный алгоритм	0,239	0,261	0,259	0,241
Блок 3				
Предлагаемый алгоритм	0,846	0,051	0,051	0,052
Стандартный алгоритм	0,956	0,015	0,016	0,013

Таким образом, при моделировании факторов нагруженности методом статистических испытаний полученные с использованием зависимостей (2.72) и (2.73) значения факторов нагруженности соответствуют исходным блокам распределения. Если использовать стандартный алгоритм [317], то погрешность при моделировании в зависимости от полноты блока составляет 5…30 %. При этом чем ближе полнота к 0,625, тем меньше погрешность моделирования [142].

Рассмотренный алгоритм применим только при наличии большого количества эмпирических данных, на основании которых можно построить законы распределения факторов нагруженности. При этом, для различных условий эксплуатации параметры законов распределения могут отличаться. Данный подход также не позволяет учесть особенности обслуживаемых технологических процессов. Для обхода этих ограничений предлагается использовать имитационное моделирование [139; 149; 150; 317].

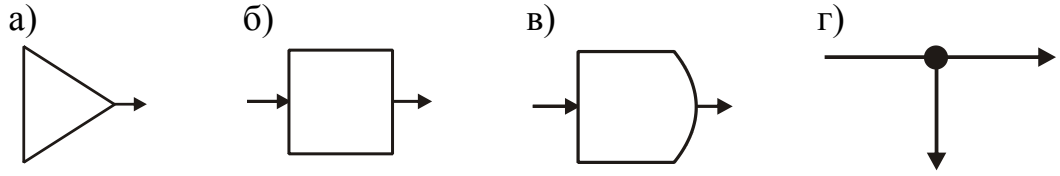
Для этого строятся две взаимосвязанные модели: сетевая имитационная модель (СИМ) и модель технологического процесса (МТП). МТП служит для наглядного описания положения отдельных рабочих зон и параметров грузовых

операций, выполняемых манипуляционной системой. С помощью этой модели определяются конкретные значения факторов нагруженности. СИМ используется для моделирования последовательного перехода от одной рабочей зоны к другой для выполнения рабочих операций, моделирования возможных отклонений в технологическом процессе, отказов машины и манипуляционной системы, учета одновременной работы на объекте нескольких транспортно-технологических машин и бригад операторов [149].

Модельное время разделяется на дискретные такты (Δt). Время изменяется после отработки всех событий такта t. Произошедшие в рамках одного такта события считаются одновременными. Моделирование завершается при достижении максимального модельного времени T. Если фактор нагруженности изменяется во времени в рамках построения закона движения элемента манипуляционной системы с помощью динамической модели (например, скорость ветра во время изменения конфигурации стрелы), то величина такта имитационной модели должна совпадать с шагом по времени алгоритма интегрирования уравнении движения.

СИМ состоит из следующих элементов: источники входных заявок, накопители (очереди), устройства, управляющие элементы (узлы) [139; 149; 150; 194].

Графическое изображение типовых элементов СИМ показано на рисунке 2.48.



а – источник заявки; б – устройство; в – накопитель; г – узел

Рисунок 2.48 – Основные элементы СИМ) [139; 194]

Источник заявки (рисунок 2.48, а) – входное звено СИМ, вычисляющее время появления заявки и значения параметров этой заявки. Заявкой называется объект, поступающий в систему извне и движущийся по её элементам согласно определенным правилам. В нашем случае под заявкой понимается один цикл работы грузоподъемной машины. Совокупность этих правил называется дисципли-

ной обслуживания. Параметры заявки определяются по заданному закону распределения или назначаются согласно установленному правилу [139; 149; 194].

Устройство (рисунок 2.48, б) – основной исполнительный элемент СИМ, видоизменяющий значения параметров и определяющий длительность обслуживания заявок. Устройство генерирует случайное значение времени обслуживания заявки согласно закону распределения, по установленному правилу или в зависимости от наступивших в других частях СИМ событий. Устройство также управляет очередями на своих входах [139; 149; 194].

Накопитель (рисунок 2.48, в) – элемент СИМ, хранящий еще не обработанные заявки, поступившие на устройство. Накопитель позволяет определять объем ресурсов, требуемых для хранения ожидающих заявок [139; 149; 194].

Узел (рисунок 2.48, г) – элемент СИМ, определяющий порядок и направление движения заявки по системе от одного устройства к другому согласно принятой дисциплине обслуживания. Выполняет маршрутизацию заявок в имитационной модели [139; 149; 194].

Конкретные значения факторов нагруженности манипуляционной системы в текущий момент времени t определяются текущим состоянием сетевой имитационной модели. Каждому элементу СИМ соответствует один или несколько элементов МТП [139; 149; 194].

После построения модели выполняется численное моделирование процесса функционирования исследуемой системы с помощью ЭВМ. Рассмотрим общий алгоритм имитационного моделирования (рисунок 2.49). Процесс начинается с генерации заявок, поступающих в систему в течение всего времени моделирования. Информация о поступлении заявок заносится в список событий, в котором записи упорядочены по увеличению времени наступления [139; 149].

В процессе моделирования модельное время увеличивается. На каждом такте из списка событий выбираются события, относящиеся к текущему времени. Далее просматривается сетевая модель и устанавливается место нахождения заявок, с которыми связаны текущие события. Затем заявки продвигаются по системе: передаются на обслуживание в устройства или на ожидание в накопители; ос-

вобождают устройства или накопители; перенаправляются узлами согласно заданной дисциплине обслуживания; покидают систему [139; 149].

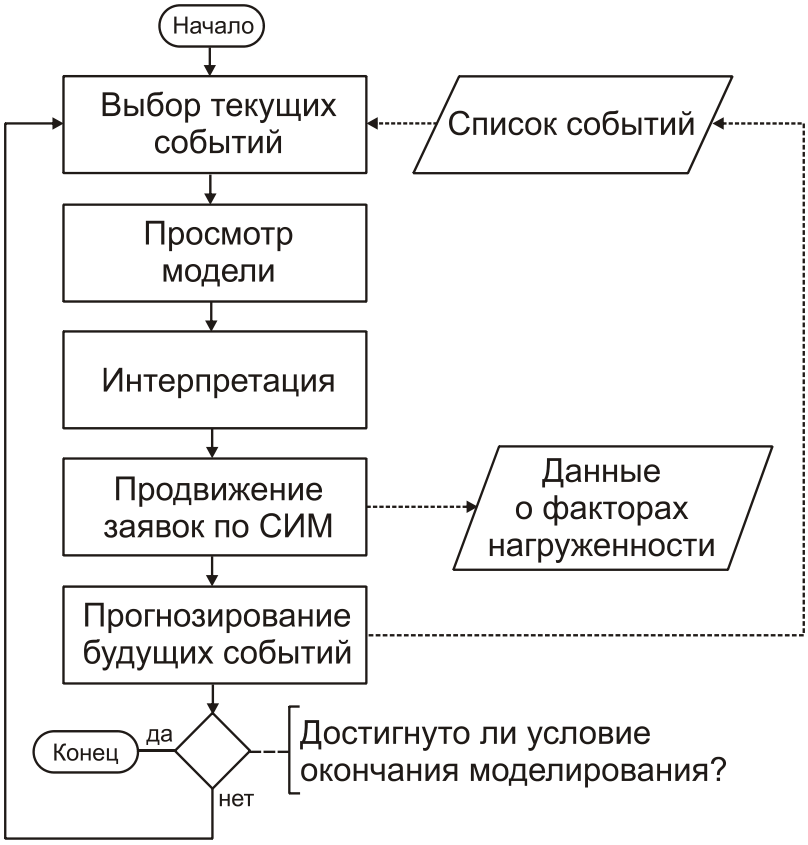
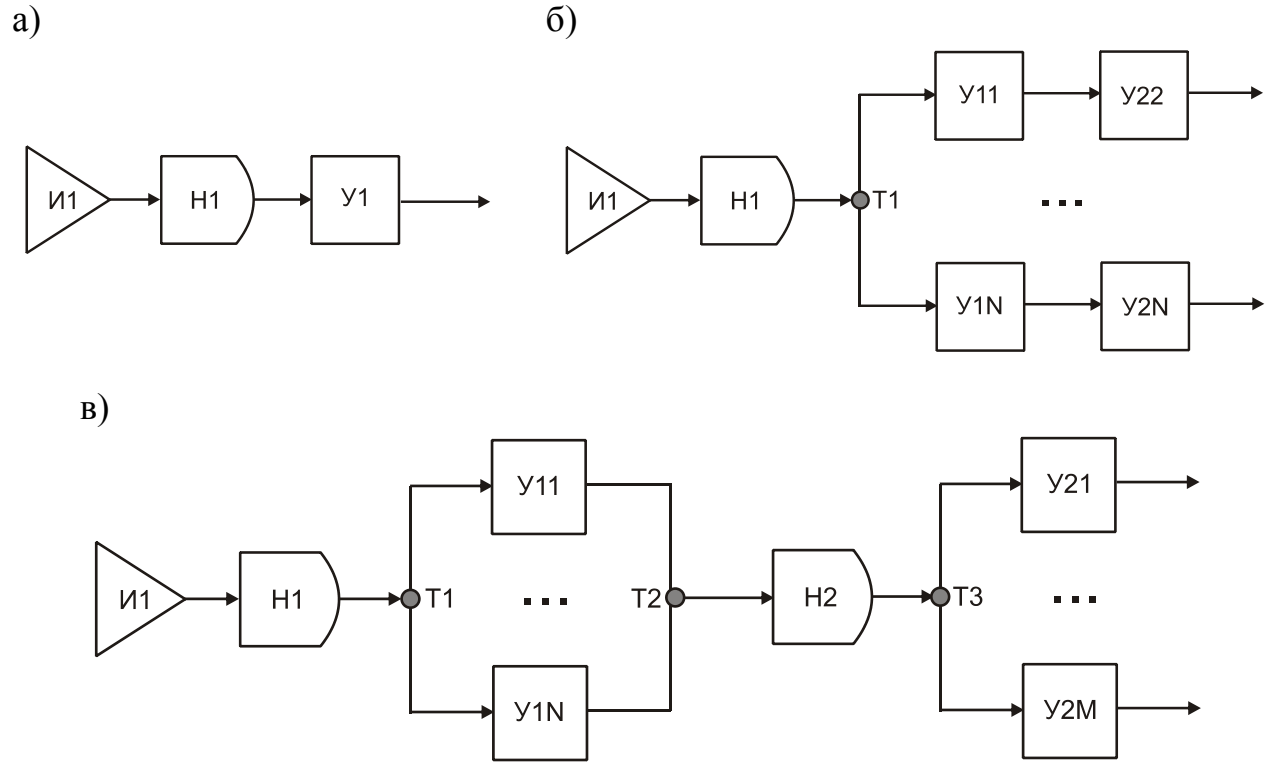


Рисунок 2.49 – Общая блок-схема алгоритма имитационного моделирования

После обработки всех событий прогнозируется наступление событий, связанных с текущими изменениями системы. Данные о будущих событиях заносятся в список событий. Указанная последовательность действий повторяется на новом такте. После окончания процесса моделирования оказываются сформированными последовательности значений факторов нагруженности [139; 149].

Выполнено исследование факторов нагруженности манипулятора транспортно-технологической машины для АСТ-4-А производства ЗАО «Дизель-Ремонт». Исследуемая машина принадлежит ООО «Спецстрой» (г. Брянск). На рисунке 2.50 показаны разработанные СИМ строительства трубопровода.



а – при работе одной машины; б – при работе нескольких машин;
в – при различном количестве машин и бригад сварщиков

Рисунок 2.50 – СИМ строительства трубопровода

При работе одной машины СИМ (рисунок 2.50, а) содержит источник заявок И1, накопитель Н1 и устройство У1. Источник заявок генерирует в соответствии с МТ заявки на сваривание стыков труб и перемещение палатки сварщика. Интервал генерирования заявок зависит от требуемой скорости сооружения трубопровода, но не может превышать минимально допустимого времени сваривания одного стыка (определяется технологией). Накопитель заявок Н1 предназначен для определения время ожидания обслуживания каждой заявки. В том случае, если при моделировании не учитывается возможность сбоя строительства из-за возникновения внештатных ситуаций (аварий, возникновения дефектов сварных швов, перебоев с поставками строительных материалов), то накопитель Н1 может быть исключен из СИМ. Устройство У1 генерирует время обслуживания заявки, включающее время перемещения машины для сварки трубопроводов, время работы крана-манипулятора, время сваривания стыка. Устройство также генерирует возможные сбои в строительстве, что приводит к увеличению времени обслуживания заявки на устройстве [149].

При одновременной работе *N* машин СИМ (рисунок 2.50, б) содержит *N* параллельных цепей устройств, заявки на которые перераспределяет узел модели Т1. Каждая цепь включает устройство (У11…У1N), генерирующее время работы машины и крана-манипулятора, и устройство (У21…У2N), генерирующее время сваривания стыка. Это связано с тем, что на обслуживание конкретного стыка направляется свободная в данный момент машина. Поэтому необходимо разделять значения факторов нагруженности каждой из них.

Пусть количество используемых машин *N*, а количество бригад сварщиков *M,* тогда в СИМ добавляются параллельные цепи, связанные с работой машин (У11…У1N) и работой сварочных бригад (У21…У2N). Накопитель Н1 определяет время ожидания заявкой свободной машины, а накопитель Н2 – свободной бригады сварщиков. Управляют передачей заявок на обслуживание стыков машинам и сварочным бригадам дополнительные узлы модели (рисунок 2.50, в) [149].

Блоки распределения факторов нагруженности получены из проектной документации на трубопроводы общей протяженностью 1250 км (уклоны поверхности, величины перемещений машины), инструкции по эксплуатации машины для сварки трубопроводов (скорости работы механизмов, конфигурации стрелы) и открытых источников (скорость и направление ветра, параметры микропрофиля) [149].

При моделировании использованы данные о скорости и направлении ветра [276]. Распределение направления ветра по отношению к крану-манипулятору построено на основе исходного распределения [276] с учетом распределения направления строительства трубопровода, полученного из анализа проектной документации [149].

Скорости работы гидроцилиндров исследуемой машины считаются постоянными и приведены в [92]. Скорость штока гидроцилиндра подъема рукояти – 0,037 м/с; скорость штока гидроцилиндра подъема стрелы – 0,029 м/с; скорость поворота колонны – 0,2 рад/с. Конфигурация стрелы крана-манипулятора при подъеме, перемещении и опускании груза жестко задана требованиями технологического процесса [92]. Поэтому эти факторы нагруженности не моделировались [149].

Исходные данные для моделирования факторов нагруженности методом статистических испытаний приведены в таблице 2.3 – таблице 2.8.

Таблица 2.3 – Распределение массы груза [149]

Масса груза, т	0,575	0,620	0,750
Вероятность появления	0,749	0,250	0,001

Масса груза при работе крана-манипулятора с одной палаткой сварщика постоянна. Однако в таблице 2.3 приведено распределение, в котором отражено применение в строительстве трубопроводов палаток сварщика двух моделей [149].

Таблица 2.4 – Распределение величины перемещения машины для сварки трубопроводов [149]

Величина перемещения, м	0,5	1,0	6,2	6,5	11,0	11,5
Вероятность появления	0,002	0,007	0,32	0,14	0,53	0,001

Таблица 2.5 – Распределение величины уклона поверхности [149]

Уклон, град.	–10…–8	–8…–6	–6…–4	–4…–2	–2…0
Вероятность появления для продольного уклона	0,001	0,004	0,02	0,04	0,43
Вероятность появления для поперечного уклона	–	–	–	0,01	0,45
Уклон, град.	0…2	2…4	4…6	6…8	8…10
Вероятность появления для продольного уклона	0,42	0,06	0,02	0,003	0,002
Вероятность появления для поперечного уклона	0,52	0,02	–	–	–

Таблица 2.6 – Распределение направления ветра по отношению к крану-манипулятору

Направление ветра, град.	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Вероятность появления	0,034	0,161	0,046	0,276	0,081	0,115	0,195	0,023	0,069

Таблица 2.7 – Распределение скорости ветра [276]

Скорость ветра, м/с	0…2	3…6	7…10
Вероятность появления	0,19	0,75	0,6

Таблица 2.8 – Распределение типа микропрофиля поверхности [149]

Тип поверхности	Бездорожье	Болотистая местность	Разбитая грунтовая	Грунтовая
Номер при моделировании	1	2	3	4
Вероятность появления	0,1	0,03	0,32	0,55

На основе исходных данных смоделированы значения основных факторов нагруженности крана-манипулятора (листинг 2.1) [149].

Листинг 2.1 – Результаты моделирования факторов нагруженности [149]

Масса, т	Перемещение машины, м	Ветер		Тип микропрофиля	Уклон поверхности, град	
		Скорость, м/с	Направление, град		продольный	поперечный
0,575	11,0	3,2	20	3	1,35	0,50
0,575	11,0	5,4	40	4	-1,54	-0,55
0,620	11,0	3,8	60	4	2,03	0,47
0,575	6,2	4,2	40	4	-0,47	0,21
0,620	11,0	3,0	50	3	0,93	0,33
0,575	6,5	4,5	70	4	-0,17	-0,17
0,575	11,0	0,1	40	3	2,16	0,66
0,575	11,0	8,2	20	3	1,20	-0,42
0,620	6,2	3,2	70	4	0,29	0,29
0,750	11,0	2,5	30	4	-1,12	-0,41
0,575	11,0	1,3	10	2	-1,63	-0,21
0,620	11,0	5,7	40	4	0,01	0,56
0,575	6,2	4,2	40	2	-0,18	0,22
0,575	11,0	3,8	20	3	1,05	0,50
0,620	11,0	3,2	30	3	0,91	0,33
…	…	…	…	…	…	…

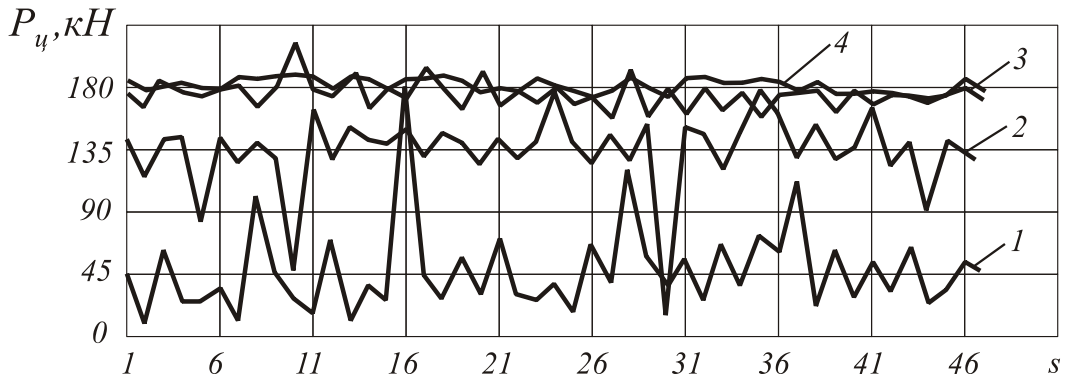
Полученные значения соответствуют исходным законам распределения. Однако они не в полной мере соответствуют условиям эксплуатации. Кран-манипулятор работает с одной палаткой сварщика, поэтому масса груза должна быть постоянной. Тип микропрофиля и уклон опорной поверхности от стыка к стыку должны изменяться постепенно, так как связаны с топологией местности [149].

Поэтому для исследования нагруженности крана-манипулятора применим имитационное моделирование. Результаты моделирования с применением модели (рисунок 2.73, б) при трех используемых машинах для сварки трубопроводов приведены в листинге 2.2 [149].

Листинг 2.2 – Результаты моделирования факторов нагруженности [149]

Масса, т	Перемещение машины, м	Ветер		Тип микропрофиля	Уклон поверхности, град	
		Скорость, м/с	Направление, град		продольный	поперечный
0,575	11,0	2,2	10	3	0,07	0,50
0,575	11,0	3,4	50	3	0,07	0,51
0,575	11,0	3,3	60	3	0,07	0,47
0,575	11,0	4,2	40	3	0,07	0,45
0,575	11,0	2,1	40	3	0,08	0,39
0,575	11,0	4,5	60	3	0,08	0,01
0,575	11,0	1,1	50	3	0,09	-0,05
0,575	11,0	3,2	20	4	1,01	-0,12
0,575	11,0	0,2	70	4	1,05	-0,17
0,575	11,0	2,5	30	4	1,12	-0,21
0,575	11,0	1,3	20	4	1,16	-0,25
…	…	…	…	…	…	…

Сравним результаты оценки факторов нагруженности крана-манипулятора по предложенной методике с результатами использования типовых блоков. Для примера по аналитическим зависимостям [123; 139; 149] определим максимальное усилие $P_ц$ на гидроцилиндре поворота рукояти крана-манипулятора исследуемой машины, принадлежащей ООО «Спецстрой». Реализации процесса изменения усилия приведены на рисунке 2.51.



1 – с использованием типового блока для группы режимов А1-А3;
2 – с использованием типового блока для группы режимов А4-А5;
3 – полученные методом статистических испытаний;
4 – полученные с использованием СИМ [149]

Рисунок 2.51 – Реализации усилия на гидроцилиндре крана-манипулятора

При моделировании факторов нагруженности методом статистических испытаний полученные с использованием зависимостей (2.67) и (2.68) значения факторов нагруженности соответствуют исходным блокам распределения. Если использовать традиционный подход, то погрешность при моделировании в зави-

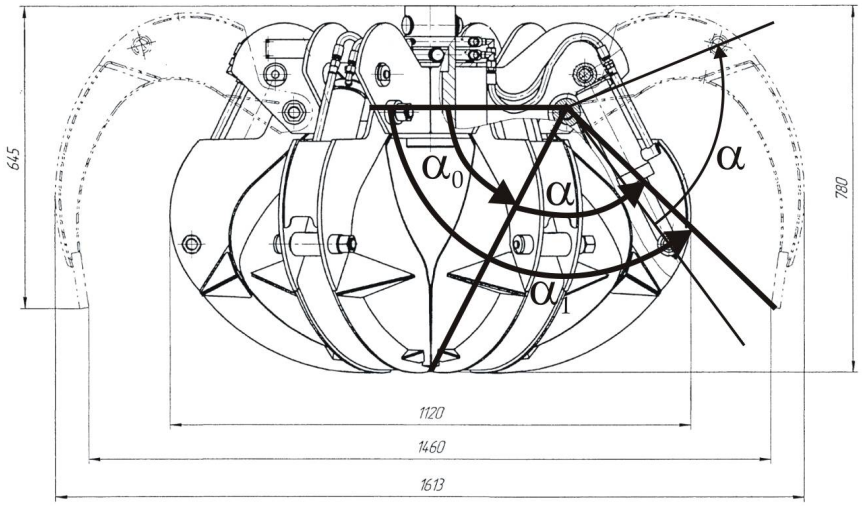
симости от полноты блока составляет 5…30%. При этом, чем ближе полнота к 0,625, тем меньше погрешность моделирования. При использовании типовых блоков распределения массы груза без учета особенностей технологического процесса работы крана-манипулятора погрешность в определении характеристик нагруженности достигает 70% (рисунок 2.51). При этом характеристики нагруженности занижаются, что снижает реальный запас усталостной долговечности металлоконструкции и отрицательно влияет на безопасность эксплуатации.

Применение методики исследования факторов нагруженности манипуляционной системы, обслуживающей производственный процесс без четко заданной технологии, выполнено на примере ломовоза. Ломовоз спроектирован на базе грузового автомобиля КамАЗ-740, оснащен краном-манипулятором Атлант С90 с грейфером ГЛ-1. Объем кузова для лома – 29 м^3, масса перевозимого груза – 15 т. Владелец – ООО «ЛАРН32» (г. Брянск). Наблюдения за работой манипулятора проводилась летом 2011 и 2012 г.г. на территории г. Брянска и области. Количество обработанных циклов работы – 5346.

Кран манипулятор состоит из поворотной колонны, стрелы и рукояти (на ее конце установлен грейфер). Кран-манипулятор используется для сбора крупногабаритного мусора. Перед работой кран-манипулятор опирается на аутригеры, поэтому во время погрузочных работ машина не передвигается. Однако аутригеры полностью не исключают базовое шасси из работы.

В ходе исследования масса груза определялась как произведение плотности [176] и объема, вычисленного на основе анализа видеозаписи процесса погрузки. Для этого предварительно определен объем $V_{гр}$ зачерпываемого груза при различной степени закрытия грейфера (рисунок 2.52). Степень закрытия измеряется углом α (рисунок 2.52, а). Диапазон изменения угла $[\alpha_0;\alpha_1]$, где углы $\alpha_0 = 62^{\circ}$, $\alpha_1 = 125^{\circ}$. Визуально и на видеозаписи угол можно определять как по положению крайних точек лепестков грейфера, так и по положению оси шарнира крепления гидроцилиндра грейфера к лепестку.

а)



б)

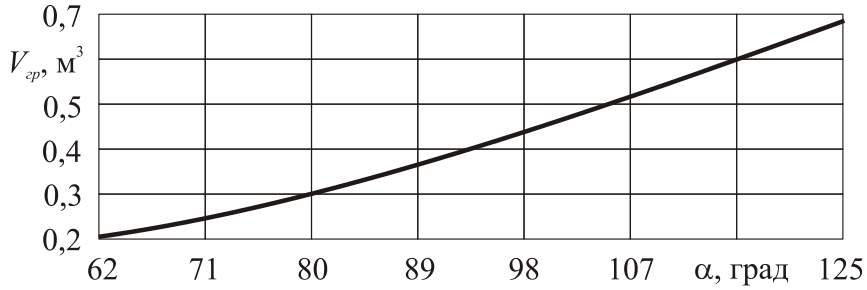


Рисунок 2.52 – Грейфер ГЛ-1: а – эскиз общего вида;
б – зависимость объема $V_{гр}$ от угла закрытия грейфера

Для визуальной оценки конфигурации стрелы на ней предварительно была нанесена временная разметка, позволяющая определить угловое положение звеньев и их выдвижение. Опираясь на фото-видеозаписи (рисунок 2.53) процесса погрузки и технический паспорт манипулятора точно определялась конфигурация стрелы в точке подъема и опускания груза, во время перемещения груза.

На рисунке 2.53 показана следующая конфигурация стрелы: угол поворота поворотной колонны относительно оси ломовоза $\varphi_0 = 95^{\circ}$, угол наклона стрелы по отношению к горизонту $\varphi_1 = 19{,}1^{\circ}$, угол наклона рукояти по отношению к стреле $\varphi_2 = 105{,}3^{\circ}$, длина стрелы $L_1 = 3{,}4$ м (не изменяется), длина рукояти $L_2 = 2{,}6$ м, закрытие грейфера 62° ($\alpha = 0^{\circ}$), объем грейфера 0,2 м^3, плотность груза (твердые бытовые отходы – древесные отходы) 200 кг/м^3 [176], масса груза 355 кг (в том числе 315 кг – масса грейфера). Скорость ветра определялась цифровым анемометром DT-8894 и составила 0,1 м/с.



Рисунок 2.53 – К вопросу определения конфигурации стрелы (место съемки: г. Брянск, пер. Городищенский)

Блоки распределения основных факторов нагруженности исследуемого манипулятора приведены в таблице 2.9 – таблице 2.14.

Таблица 2.9 – Распределение массы груза

Масса груза, кг	315,0	415,0	515,0	615,0	718,0	815,0
Вероятность появления	0,053	0,321	0,204	0,127	0,093	0,056
Масса груза, кг	915,0	1015,0	1150,0	1500,0	2400,0	3000,0
Вероятность появления	0,031	0,044	0,053	0,012	0,005	0,001

Таблица 2.10 – Распределение скорости ветра

Скорость ветра, м/с	0,0	0,1	0,25	0,5	0,75	1,0
Вероятность появления	0,108	0,023	0,053	0,079	0,121	0,174
Скорость ветра, м/с	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5
Вероятность появления	0,121	0,321	0,204	0,127	0,093	0,056

Таблица 2.11 – Угол поворота поворотной колонны относительно оси ломовоза φ_0

В точке подъема груза					
Угол поворота, град.	15,0	60,0	90,0	120,0	165,0
Вероятность появления	0,028	0,155	0,296	0,195	0,015
Угол поворота, град.	185,0	230,0	270,0	300,0	345,0
Вероятность появления	0,058	0,072	0,087	0,034	0,06
В точке опускания груза					
Угол поворота, град.	165,0	172,5	180,0	187,5	195,0
Вероятность появления	0,0008	0,134	0,8592	0,005	0,001

Таблица 2.12 – Угол наклона стрелы по отношению к горизонту φ_1

В точке подъема груза					
Угол наклона стрелы, град.	-23,0	-10,0	0,0	10,0	
Вероятность появления	0,698	0,213	0,081	0,008	
В точке опускания груза					
Угол наклона стрелы, град.	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0
Вероятность появления	0,004	0,117	0,368	0,209	0,302

Таблица 2.13 – Угол наклона рукояти по отношению к стреле φ_2

В точке подъема груза						
Угол наклона рукояти, град.	90,0	100,0	120,0	140,0	160,0	180,0
Вероятность появления	0,174	0,242	0,315	0,074	0,087	0,108
В точке опускания груза						
Угол наклона рукояти, град.	90,0	100,0	120,0	140,0	160,0	180,0
Вероятность появления	0,314	0,403	0,212	0,064	0,006	0,001

Таблица 2.14 – Длина рукояти L_2

В точке подъема груза				
Длина рукояти, м	2,6	2,8	2,9	3,0
Вероятность появления	0,063	0,054	0,043	0,072
Длина рукояти, м	3,1	3,2	3,3	3,4
Вероятность появления	0,068	0,126	0,233	0,341
В точке опускания груза				
Длина рукояти, м	2,6	2,8	2,9	3,0
Вероятность появления	0,399	0,259	0,126	0,083
Длина рукояти, м	3,1	3,2	3,3	3,4
Вероятность появления	0,069	0,045	0,012	0,007

Результаты моделирования с применением метода статистических испытаний приведены в листинге 2.3.

Листинг 2.3 – Результаты моделирования факторов нагруженности манипулятора ломовоза

Масса, кг	Конфигурация при подъеме груза				Конфигурация при опускании груза				Ветер, м/с
	fi0	fi1	fi2	L2	fi0	fi1	fi2	L2	
375,4	91,4	-22,3	104,8	3,37	178,9	21,4	98,9	2,68	1,04
375,4	95,7	-21,8	112,4	3,40	168,0	43,6	138,5	2,72	1,97
375,4	115,6	-22,0	127,1	3,37	183,7	51,2	106,3	2,69	0,49
375,4	97,9	-16,7	141,7	3,37	195,0	27,5	119,2	3,01	0,75
375,4	134,0	-23,0	107,3	3,32	192,4	43,1	108,7	2,93	2,02
375,4	153,8	-22,1	119,9	3,21	171,6	59,6	95,4	2,86	1,43
375,4	46,3	-11,2	138,8	3,14	180,3	20,7	104,2	3,21	1,28
375,4	182,5	-23,0	125,2	3,08	182,1	36,0	110,9	2,62	2,21
375,4	67,4	-17,3	142,8	3,39	175,8	55,3	107,3	2,44	0,05
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…

2.8 Методика моделирования динамической нагруженности манипуляционной системы

Для расчета металлоконструкции манипуляционной системы на прочность необходимо определить непосредственно действующие на нее нагрузки и величины соответствующих напряжений в опасных точках, сечениях, элементах. Оценка динамической нагруженности проводится после построения вероятностного семейства реализаций процесса изменения напряжений в опасных местах металлоконструкции манипуляционной системы. Общий алгоритм оценки динамчисекой нагруженности состоит из следующих этапов (см. рисунок 2.54) [139; 155].

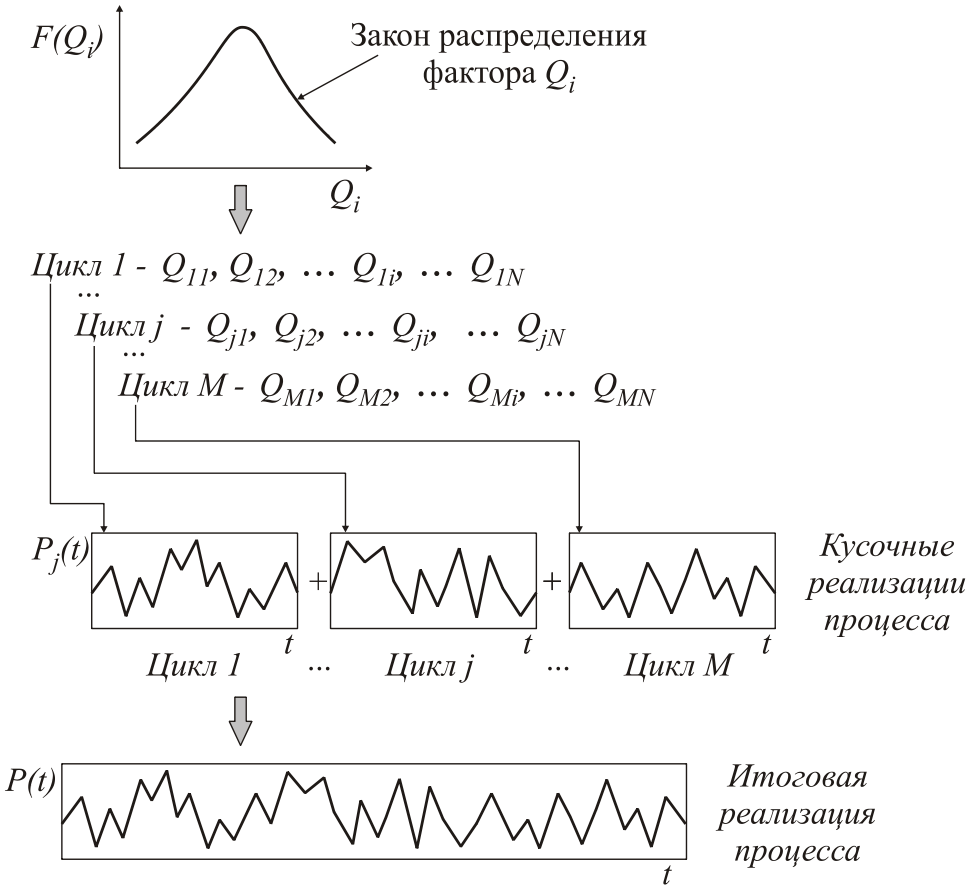


Рисунок 2.54 – Методика моделирования динамической нагруженности манипуляционной системы

1 В ходе имитационного моделирования (раздел 2.7) определяются точные значения случайных факторов нагруженности Q_i для каждого цикла работы манипуляционной системы мобильной транспортно-технологчисекой машины в течение исследуемого периода работы [139; 155].

2 Моделируется динамические процессы в манипуляционной системе с использованием детерминированной комплексной динамической модели (разделы 2.1 – 2.6). Смоделированные значения факторов нагруженности служат исходными параметрами этих моделей. Результат моделирования представляет собой кусочную реализацию процесса $P_j(t)$ изменения характеристик нагруженности манипуляционной системы [139; 155].

3 В результате из кусочных реализаций, соответствующих различным сочетаниям факторов нагруженности, складывается итоговая реализация $P(t)$ процесса изменения характеристики нагруженности (динамических усилий или напряжений в металлоконструкции) [139; 155].

4 Данный процесс многократно повторяется, после чего оказывается сформированным вероятностное семейство реализаций. При необходимости выполняется схематизация результатов моделирования нагруженности (строятся блоки или определяются законы распределения) [139; 155].

2.9 Выводы по разделу 2

1 Разработана комплексная математическая модель многокомпонентной системы «исполнительный орган – манипуляционная система – базовая машина (шасси) – опорное основание – окружающая среда». Комплексная модель состоит из нескольких взаимосвязанных подмоделей: подмодели манипуляционной системы, подмодели гидропривода МС, подмодели груза, подмодели базовой машины, подмодели деформируемого опорного основания, подмодели опорной поверхности, подмодели воздействия окружающей среды.

2 В математической модели манипуляционной системы использованы два подхода к моделированию ее динамики – с учетом или без учета упругости звеньев стрелы.

3 Рабочие процессы в гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин и характеризующие их количественные параметры (скорости выполнения движений, создаваемые тяговые усилия, потреб-

ляемая мощность приводящего двигателя и др.) определяются уровнем нагруженности силовых гидродвигателей со стороны манипуляционной системы и транспортируемого груза и, в свою очередь, сами оказывают определенное влияние на кинематику и динамику манипуляционной системы.

4 Колебания груза на грузозахватном органе вызывают воздействие дополнительных динамических нагрузок на несущую металлоконструкцию МС МТТМ. Для стреловых кранов коэффициент динамики при определении грузового воздействия обычно принимается равным 1,1…1,3. На основании выполненных расчетов, коэффициенты динамичности при использовании гибкого подвеса груза могут достигать значений 1,5…2,0. Поэтому в расчетах воздействий со стороны груза на манипулятор рекомендуется использовать разработанные модели. Динамические нагрузки при использовании жесткого подвеса груза ниже, чем при использовании гибкого подвеса груза. Коэффициент динамики для этого случая лежит в пределах 1,05…1,1.

5 Насос гидропривода и элементы движителя приводятся в движение двигателем МТТМ. Мощность, доступная для привода движителя или навесного оборудования (в том числе и насоса гидропривода манипуляционной системы) ограничена эффективной мощностью двигателя. Поэтому в комплексную модель введена математическая модель двигателя и трансмиссии.

6 Факторы внешней среды могут моделироваться с использованием метода статистических испытаний при выполнении транспортно-технологической машиной множества несвязанных технологических операций или метода имитационного моделирования при работе по четкой технологии.

7 Для расчета металлоконструкции манипуляционной системы на прочность необходимо определить непосредственно действующие на нее нагрузки и величины соответствующих напряжений в опасных точках, сечениях, элементах. Для построения реализаций на основе результатов моделирования факторов внешней среды с использованием комплексной математической модели для каждого сочетания значений факторов исследуемой системы строятся кусочные реализации исследуемого параметра. Далее кусочные реализации складываются в итоговую реализацию процесса нагруженности.

3 ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО АНАЛИЗУ РАБОТЫ ОТДЕЛЬНЫХ ТИПОВ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН НА ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

В разделе 2 предложена комплексная математическая модель МС МТТМ. Тем не менее, структура входящих в модель уравнений и значения параметров модели зависят от конкретной конструкции. В данном 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 при работе МС. В то же время комплексная модель позволяет оценить особенности рабочих процессов в пятикомпонентной структуре «исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда» с учетом совокупности обратных связей между ее элементами.

3.1 Исследуемые конструкции манипуляционных систем

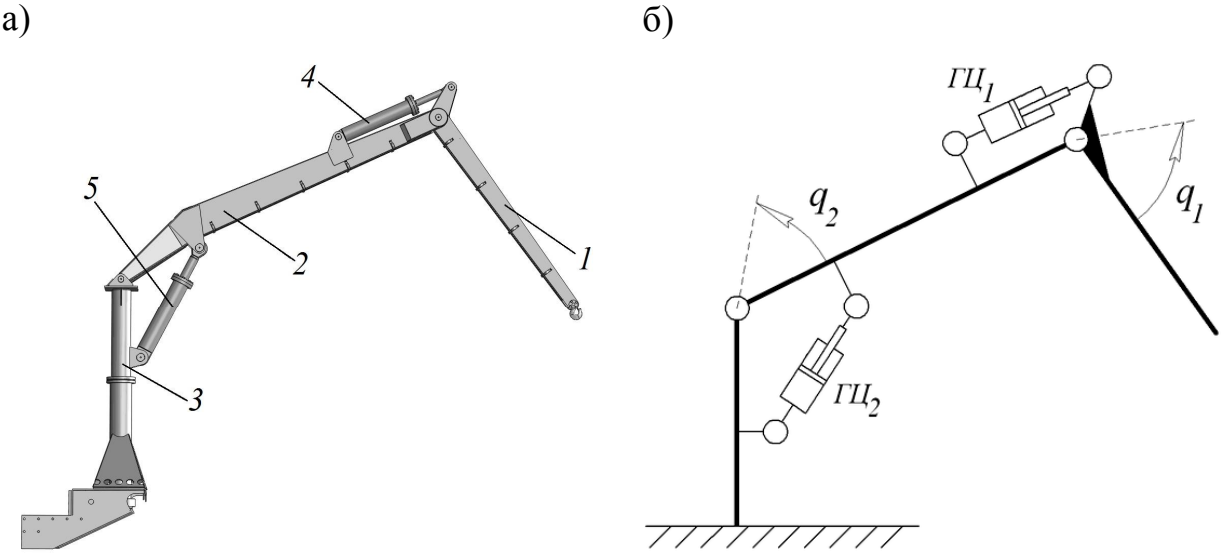
В данном разделе приведено описание и характеристики МС МТТМ, для которых выполнено моделирование рабочих процессов с помощью разработанных математических моделей и методик.

Гусеничная МТТМ АСТ-4-А построена на базе гусеничного трелевочного трактора ТТ-4М (рисунок 3.1). Машина используется на строительстве магистральных трубопроводов большого диаметра в качестве передвижной электростанции для питания энергией сварочных аппаратов [92].



Рисунок 3.1 – Гусеничная МТТМ АСТ-4-А

На машине также установлена МС – трехзвенный гидравлический кран-манипулятор грузоподъемностью 750 кг и максимальным вылетом 7,5 м, схема которого показана на рисунке 3.2. С помощью крана-манипулятора перемещается палатка сварщика, которая служит для создания в зоне свариваемого стыка необходимых климатических условий. МТТМ АСТ-4-А не имеет аутригеров. Передвижение с подвешенным на крюке грузом от одного сварного стыка к другому является обычной технологической операцией. Кран-манипулятор также используется для перемещения на строительной площадке других штучных грузов.



а – трехмерная модель; б – расчетная схема [121]; 1 – рукоять МС; 2 – стрела МС; 3 – поворотная колонна МС; 4 – гидроцилиндр ГЦ1; 5 – гидроцилиндр ГЦ2

Рисунок 3.2 – МС МТТМ АСТ-4-А

Расчетная схема МС МТТМ АСТ-4-А показана на (рисунок 3.2, б). Стрела МС состоит из трех звеньев. Два последних звена ШСС соединены цилиндрическими шарнирами и приводятся в движение гидроцилиндрами (ГЦ1 и ГЦ2).

Параметры МС приведены в авторских работах [121; 123; 133; 134; 139; 141]. Масса МТТМ 19 т, масса МС 950 кг, масса неподрессоренных элементов 600 кг, жесткость подвески 11908 кН/м, коэффициент демпфирования подвески 30 кНс^2/м. Мощность дизеля 95 кВт. Скорость движения: штока ГЦ1 0,037 м/с, штока ГЦ2 0,029 м/с, поворота поворотной колонны 0,2 рад/с. Угол поперечной устойчивости 10^o.

Методика моделирования факторов воздействия внешней среды и методика экспериментальной оценки колебаний ШСС на основе видеосъемки были опробованы на Ломовозе (рисунок 3.3). Он создан на базе грузового автомобиля КамАЗ-740 и оснащен гидравлическим краном-манипулятором Атлант С90, на последнем звене стрелы которого установлен грейфер ГЛ-1.



Рисунок 3.3 – Ломовоз
с краном-манипулятором Атлант С90
и грейфером ГЛ-1 [148]

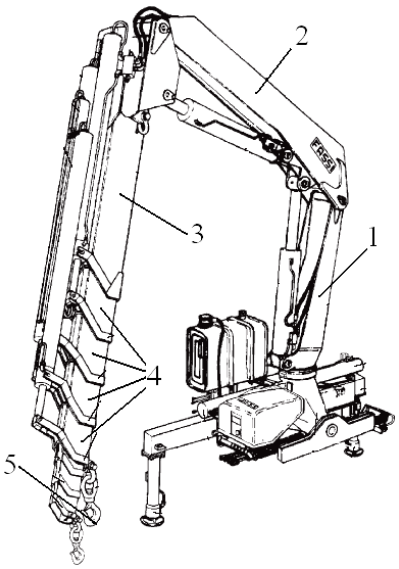


Рисунок 3.4 – Кран-манипулятор
FASSI F290 [159]

Вопросы совместного движения поворотных и телескопических звеньев рассмотрены на примере крана-манипулятора FASSI F290 (рисунок 3.4). Данный кран-манипулятор имеет следующие технические характеристики: грузовой момент 278,0 Нм, максимальный вылет 8,15 м, рабочее давление гидросистемы 31 МПа. Стрела манипулятора имеет три поворотных звена 1-3 (рисунок 3.4), последние из которых имеет еще 5 телескопических секций 4 (рисунок 3.4) с гидравлическим приводом и 2 телескопические секции с ручным приводом [159].

3.2 Моделирование динамики манипуляционных систем с абсолютно жесткими звеньями, установленных на неподвижном основании

В ходе исследования выполнено моделирование рабочих процессов трехзвенной гидравлической МС МТТМ АСТ-4-А по методике, рассмотренной в разделе 2.3.1. Методика расчета предполагает, что МС установлена на неподвижном основании, а звенья ШСС МС являются абсолютно жесткими.

На рисунке 3.5. – рисунке 3.10 приведены результаты моделирования движения рукояти МС МТТМ [141].

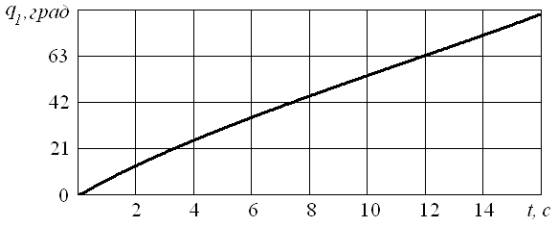


Рисунок 3.5 – График изменения обобщенной координаты рукояти

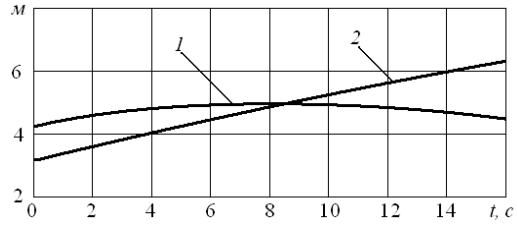


Рисунок 3.6 – График изменения глобальной координаты точки подвеса груза: 1 – по горизонтали; 2 – по вертикали

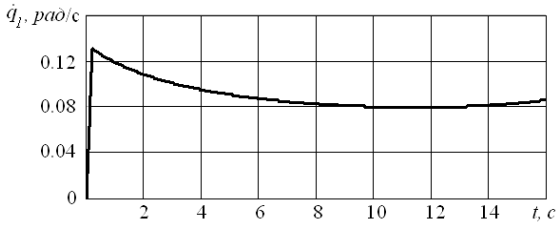


Рисунок 3.7 – График изменения скорости движения рукояти

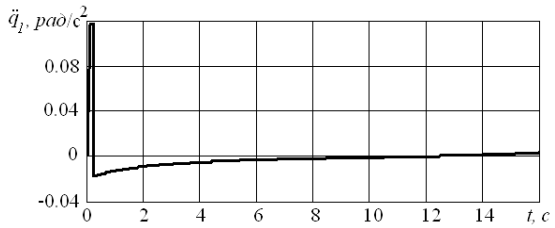


Рисунок 3.8 – График изменения ускорения движения рукояти

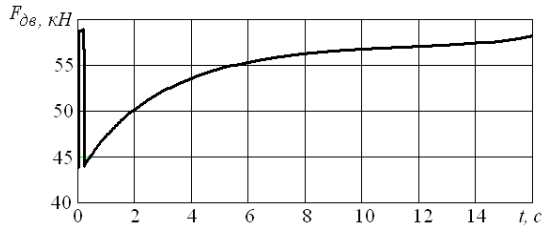


Рисунок 3.9 – Графики преодолеваемого гидроцилиндром ГЦ1 усилия

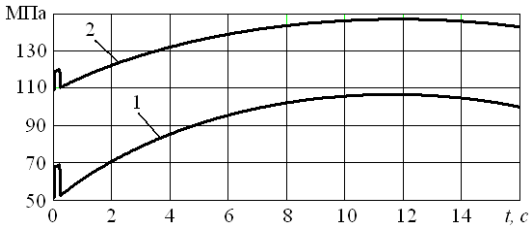


Рисунок 3.10 – Графики изменения максимальных напряжений: 1 – в рукояти; 2 – в стреле

На рисунке 3.11. – рисунке 3.16 приведены результаты моделирования движения стрелы МС при неподвижной рукояти [141].

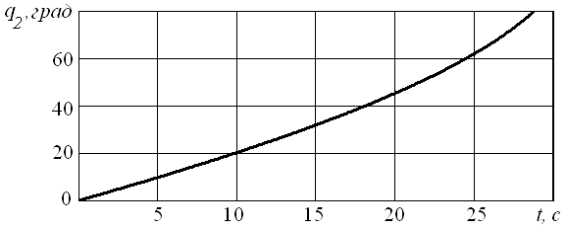


Рисунок 3.11 – График изменения обобщенной координаты стрелы

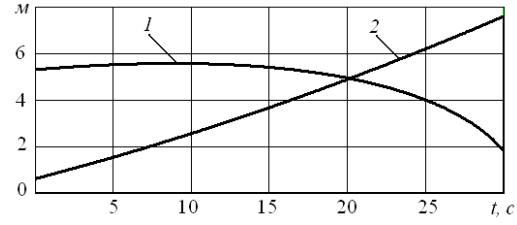


Рисунок 3.12 – График изменения глобальной координаты точки подвеса груза: 1 – по горизонтали; 2 – по вертикали

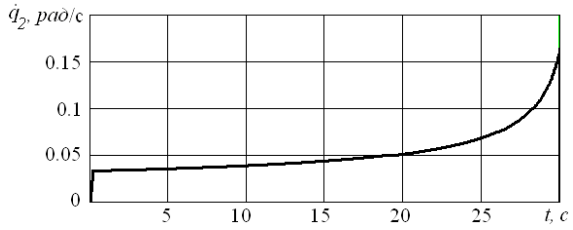


Рисунок 3.13 – График изменения скорости движения стрелы

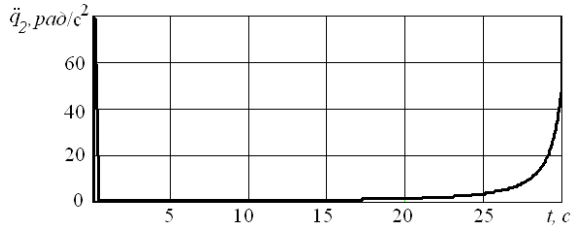


Рисунок 3.14 – График изменения ускорения движения стрелы

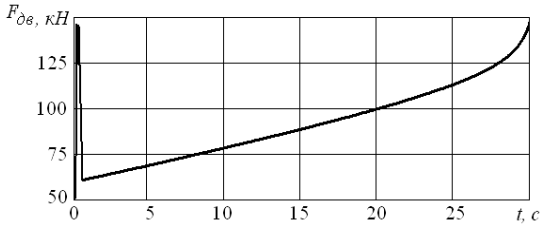


Рисунок 3.15 – Графики преодолеваемого гидроцилиндром ГЦ2 усилия

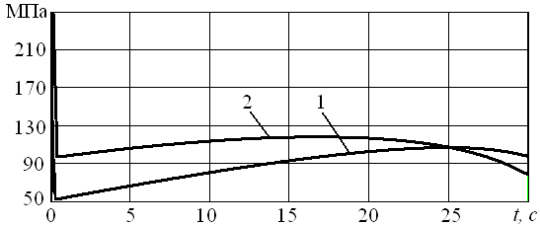


Рисунок 3.16 – Графики изменения максимальных напряжений: 1 – в рукояти; 2 – в стреле

Согласно рисунку 3.5 – рисунку 3.16 в начальном периоде движения звеньев ШСС МС наблюдается переходный процесс, выраженный в скачкообразном увеличении скоростей и ускорений движения. Из-за этого начинают возрастать инерционные нагрузки, что приводит к увеличению усилий, преодолеваемых приводными гидроцилиндрами (ГЦ1 и ГЦ2). В то же время, рост движущих усилий гидроцилиндров замедляется, а затем останавливается, так как текущий расход рабочей жидкости достигает максимально возможного значения, определяемого характеристиками насоса. Это вызывает снижение скоростей движения звеньев с их дальнейшей стабилизацией на номинальном уровне. Указанный переходный процесс длится не более 0,1…0,2 с [141].

3.3 Моделирование динамики манипуляционных систем с учетом упругой податливости звеньев

В ходе исследования выполнено моделирование рабочих процессов трехзвенной гидравлической МС МТТМ АСТ-4-А по методике, рассмотренной в разделе 2.3.2. Методика расчета предполагает, что МС установлена на неподвижном основании, а звенья ШСС МС имеют упругую податливость [101].

На рисунке 3.17. – рисунке 3.22 приведены результаты моделирования движения рукояти МС МТТМ АСТ-4-А с учетом упругой податливости звеньев. Сплошной линией показано решение с учетом упругости звеньев, пунктиром – с абсолютно жесткими звеньями. При интегрировании использованы матрицы жесткости $K_{зi}$, полученные ранее в авторских исследованиях [146; 155; 156].

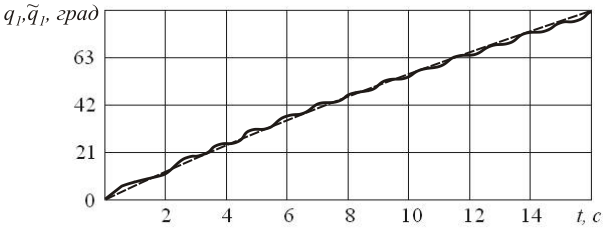


Рисунок 3.17 – График изменения обобщенной координаты рукояти

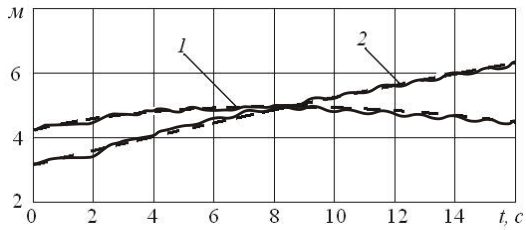


Рисунок 3.18 – График изменения глобальной координаты точки подвеса груза: 1 – по горизонтали; 2 – по вертикали

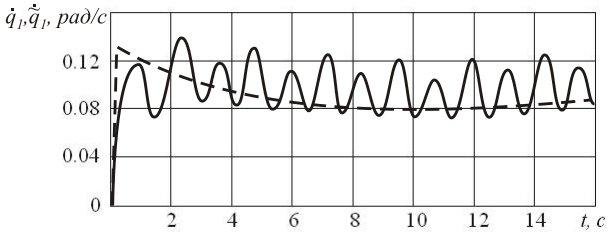


Рисунок 3.19 – График изменения скорости движения рукояти

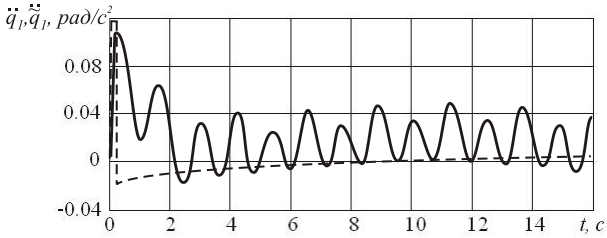


Рисунок 3.20 – График изменения ускорения движения рукояти

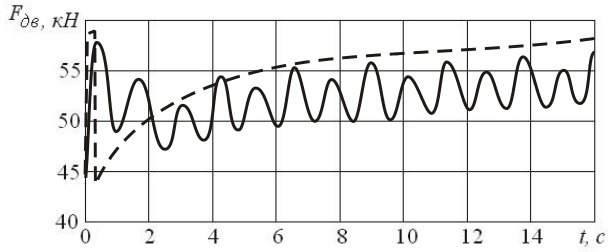


Рисунок 3.21 – Графики преодолеваемого гидроцилиндром ГЦ1 усилия

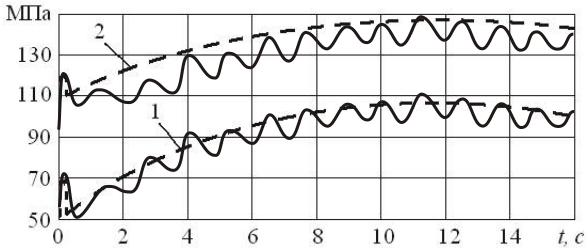


Рисунок 3.22 – Графики изменения максимальных напряжений: 1 – в рукояти; 2 – в стреле

На рисунке 3.23. – рисунке 3.28 приведены результаты моделирования движения стрелы манипулятора при неподвижной рукояти.

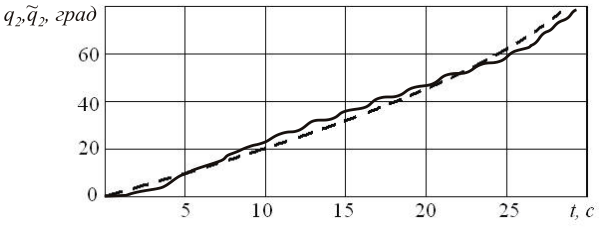


Рисунок 3.23 – График изменения обобщенной координаты стрелы

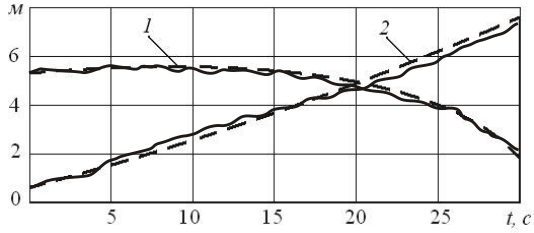


Рисунок 3.24 – График изменения глобальной координаты точки подвеса груза: 1 – по горизонтали; 2 – по вертикали

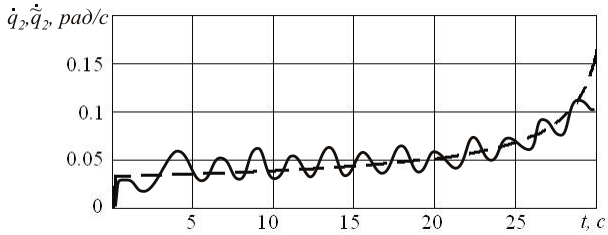


Рисунок 3.25 – График изменения скорости движения стрелы

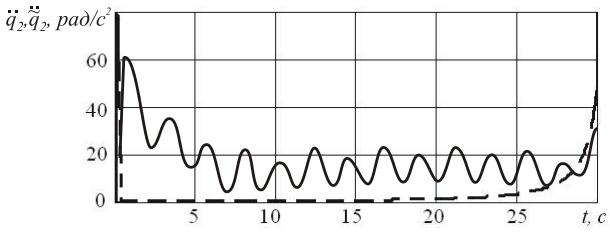


Рисунок 3.26 – График изменения ускорения движения стрелы

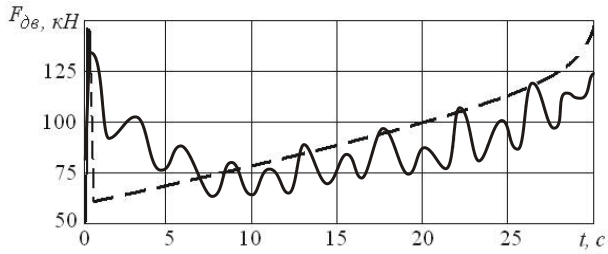


Рисунок 3.27 – Графики преодолеваемого гидроцилиндром ГЦ2 усилия

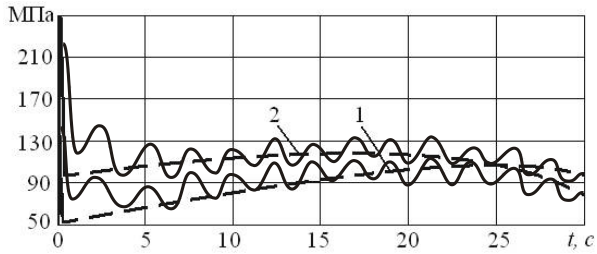


Рисунок 3.28 – Графики изменения максимальных напряжений: 1 – в рукояти; 2 – в стреле

На основании анализа результатов расчета можно сделать следующие выводы, подробно изложенные в авторской работе [101].

1 Колебания конструктивных элементов МК МС, вызванные упругостью звеньев, носят многочастотный характер. Тем не менее, эти колебания происходят относительно линии, характеризующей решение динамических уравнений для системы с абсолютно твердыми телами (см. раздел 2.3.1) [101].

2 В произвольный момент времени поворота рукояти амплитуда колебательного процесса отклонения углового положения звена q_1 $(\widetilde{q}_1)$ от решения для модели с жесткими звеньями не превышает ±3…4 град. При этом размахи колебаний скорости поворота звена и преодолеваемого гидроцилиндром усилия $F_{дв}$

достаточно стабильны во времени и достигают ~0,04…0,06 рад/с и ~5…7 МПа соответственно, а максимальные отклонения колебательного процесса этих же параметров от соответствующих решений для модели с жесткими звеньями доходят до +0,04 рад/с (т.е. превышают до 1,5 раз установившееся значение угловой скорости звена) и до –7 МПа (т.е. снижаются относительно установившегося значения усилия гидроцилиндра $F_{дв}$ на 12 %) [101].

3 Упругость звеньев обуславливает колебательный характер графика изменения во времени ускорения углового положения звена МС даже на этапе установившегося движения звена, когда решение для модели с жесткими звеньями дает нулевое значение. Размах колебаний величины ускорения при этом достигает ~0,05 рад/с2, т.е. составляет примерно 40 % от величины максимального ускорения, наблюдающегося на стадии разгона звена из неподвижного состояния. Наличие переменного во времени ускорения является источником действия на металлоконструкцию манипуляционной системы дополнительных переменных по величине инерционных нагрузок, которые вносят дополнительный вклад в формирование динамического напряженно-деформированного состояния звеньев [101].

4 Частота колебаний рукояти МС при поворотном движении составляет приблизительно 0,8 Гц. Это значение сопоставимо с первой низшей собственной частотой МК МС МТТМ (1,58 Гц) [101].

5 Скорость отработки движений звеньями МС МТМ АСТ-4-А достаточна низка (полный поворот звена происходит за 30-40 с), поэтому отсутствуют интенсивные колебания звеньев (рисунок 3.18, рисунок 3.24). С увеличением скорости следует ожидать большее влияние учета упругости звеньев МС на динамические процессы [101].

6 Длительность переходного процесса при начале движения звена увеличивается с 0,1...0,2 до 2,0…2,5 с. При этом на 3..5 % снижается величина динамических усилий в системе. Во время переходного процесса ускорения, скорости и усилия имеют не одно, а два пиковых колебания. При этом максимальное значение параметра может достигаться на втором периоде, например, для скорости поворота (рисунок 3.19, рисунок 3.25) [101].

3.4 Моделирование динамики манипуляционных систем, установленных на неподвижном основании, при наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах шарнирно-сочлененных стрел

Динамическое напряженное состояние в МК МС МТТМ, обусловленное наличием допустимых повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах смежных звеньев шарнирно-сочлененных грузоподъемных стрел, зависит от ряда конструктивных и режимных параметров. Для определения этих параметров, выявления качественных и количественных закономерностей формирования динамического НДС и оценки уровня возможного негативного влияния повышенных зазоров на работу МС был проведен комплекс расчетов, базировавшихся на разработанной в разделе 2.3.3 математической модели шарнирных соединений с повышенным зазором (люфтом). Их результаты и анализ содержится в [120; 121; 147; 148; 161]. Наличие зазоров наряду с упругостью звеньев вызывает незатухающие колебания элементов конструкции МС.

Расчеты выполнялись применительно к конструкции стрелы МС МТТМ АСТ-4-А (рисунок 3.2) для двух вариантов ее поворота из состояния покоя:

1) в виде полного цикла (разгон с угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0{,}16$ рад/с^2, установившееся движение с угловой скоростью $\dot{q}_1 = 0{,}08$ рад/с, торможение до полной остановки с угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0{,}16$ рад/с^2 [147; 148];

2) разгон с угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0{,}15$ рад/с^2 [120; 121; 148; 161].

Исследовался цилиндрический шарнир, соединяющий рукоять стрелы с узлом крепления сварочной палатки (рисунок 3.2). Величина зазора δ_w, обусловленная выработкой отверстий проушины, варьировалась в нормативно допустимом интервале 0…2 мм. Было проведено сравнительное моделирование поворотного движения поворотной колонны МС для двух характерных случаев:

- идеальное состояние шарнира, износ отверстий проушин шарнира отсутствует ($\delta_w = 0$);
- имеется износ отверстий проушин шарнира, зазор δ_w находится в нормативно допустимом интервале $0 < \delta_w \le 2$ мм.

Полный цикл поворота колонны. Когда зазор в шарнирном соединении отсутствует ($\delta_w = 0$), линейное ускорение *a*, испытываемое грузом, в течение полного цикла поворота не превышает 1 м/с^2. Своих наибольших значений оно достигает при разгоне и торможении поворотной колонны МС (рисунок 3.29). При повороте стрелы груз под действием сил инерции отклоняется от вертикали в направлении поворота, а после остановки стрелы продолжает совершать затухающие колебания. С этими колебаниями связаны изменения ускорения груза, наиболее выраженные при повороте стрелы с постоянной угловой скоростью и после прекращения движения стрелы. Наибольшие напряжения в МК стрелы σ_2 также наблюдаются в фазах разгона и торможения и достигают 79 МПа.

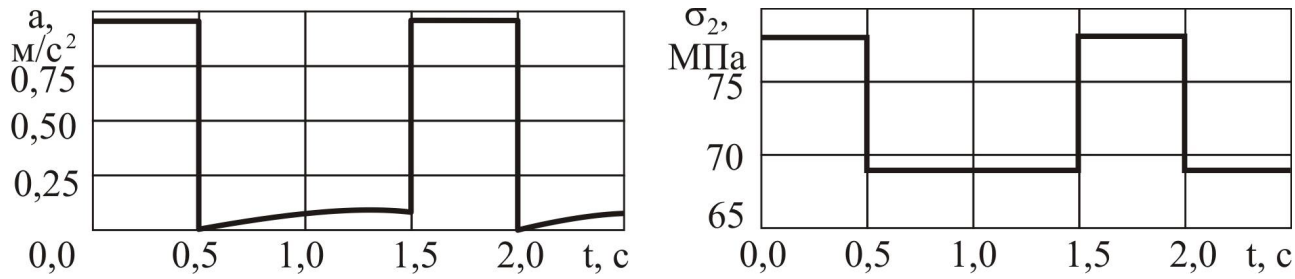
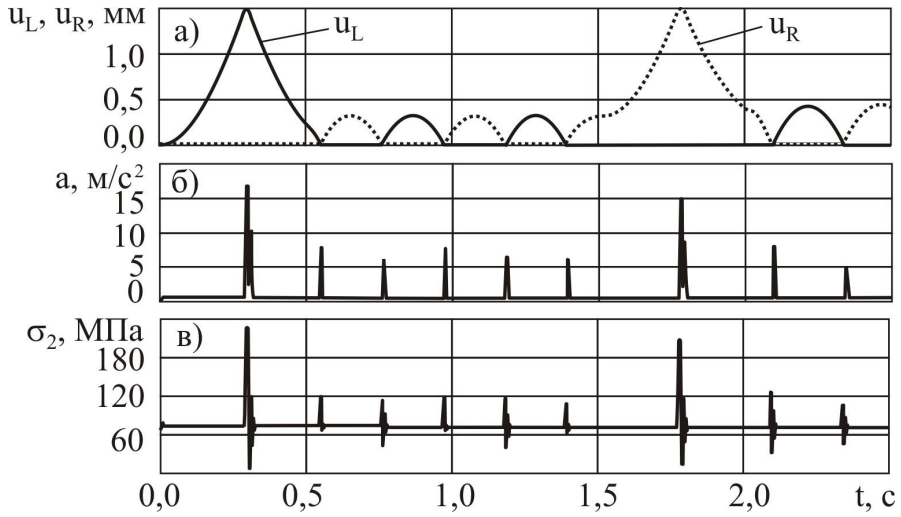


Рисунок 3.29 – Изменение линейного ускорения груза *a* и наибольшего напряжения в МК стрелы σ_2 и при отработке поворотного движения колонны ($\delta_w = 0$)

Появление люфта в цилиндрическом шарнире значительно искажает рассмотренные динамику движения и процесс формирования динамического НДС металлоконструкции МС. На рисунке 3.30 в качестве примера приведены графики изменения во времени центров торцевых сечений (левого – u_L, правого – u_R) шарнирного пальца в плоскости отверстий проушины, ускорения груза a и максимальных напряжений в стреле σ_2 при $\delta_w = 1{,}5$ мм. В этом случае максимальные напряжения в МК стрелы достигают $\sigma_2 = 227$ МПа, что больше в 2,9 раза наблюдаемых в случае $\delta_w = 0$, а ускорения достигают значения $a = 16{,}6$ м/с^2.

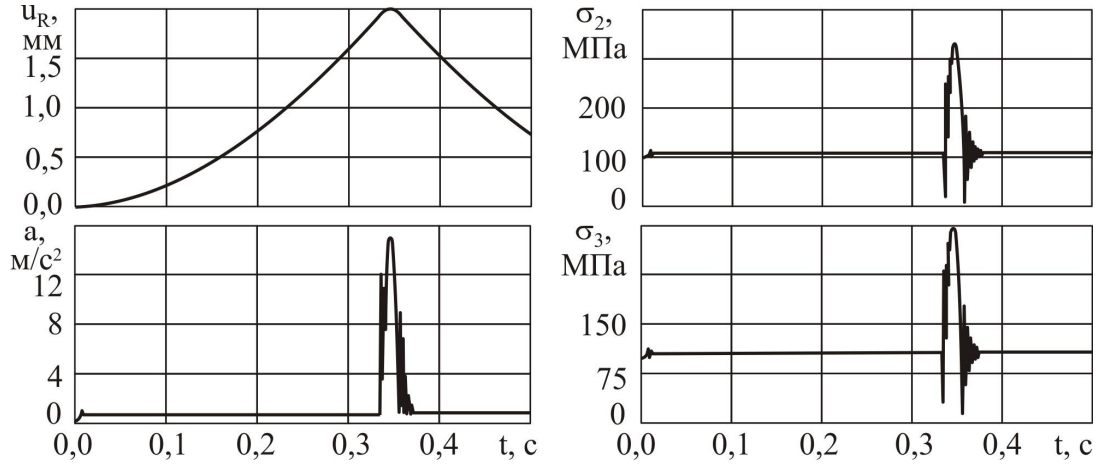
Данные максимальные значения σ_2 и a регистрируются одновременно через 0,29 с после начала движения: в этот момент люфт в шарнире выбирается полностью и происходит удар шарнирного пальца поверхность отверстия проуши-

ны (рисунок 3.31). Второй по величине удар происходит в фазе замедления вращения стрелы в момент времени 1,78 с. Ускорения и напряжения достигают 14,7 м/с^2 и 209 МПа, что меньше максимальных на 11% и 8% соответственно. В фазах поворота стрелы с постоянной угловой скоростью и после остановки груз продолжает совершать затухающие колебания, обусловленные наличием повышенного зазора. Эти колебания имеют в несколько раз меньшую амплитуду и не приводят к столь существенному росту уровня напряжений в МК и ускорения груза.



а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца;
б – ускорение груза; в – максимальные напряжения в стреле

Рисунок 3.30 – Шарнирное соединение с δ_w = 1,5 мм



а – перемещение центров торцевых сечений пальца шарнира; б – ускорение груза;
в – максимальное напряжение в стреле; г – максимальное напряжение в рукояти

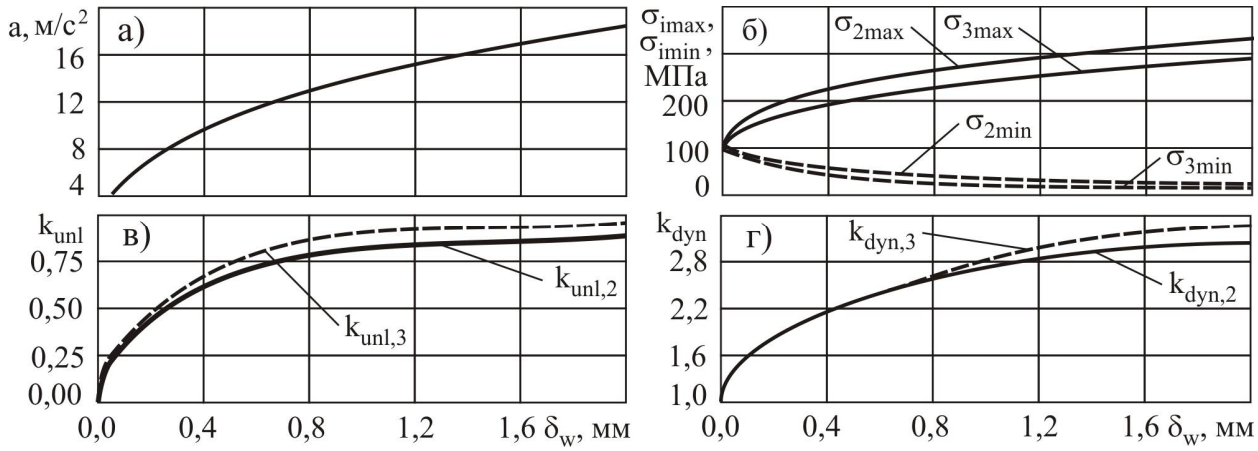
Рисунок 3.31 – Графики зависимостей параметров МС от времени при δ_w = 2 мм [148]

Разгон с постоянным угловым ускорением. Когда зазор в шарнирном соединении отсутствует, максимальные напряжения в стреле и рукояти, а также максимальное линейное ускорение груза во времени практически не изменяются и не превышают значений $\sigma_{2,st}$ = 110 МПа, $\sigma_{3,st}$ = 97 МПа, a = 0,88 м/с^2.

На рисунке 3.30 в качестве примера приведены графики изменения во времени перемещения торцов шарнирного пальца u_L и u_R, ускорения груза a и максимальных напряжений в стреле σ_2 и рукояти σ_3 при максимально допустимом зазоре δ_w = 2 мм [120; 148]. В момент времени t = 6 мс происходит отрыв поверхности левого торца шарнирного пальца от поверхности отверстия проушины ($u_L > 0$), сопровождаемый незначительным скачком напряжений в стреле σ_2 (с 110 МПа до 118 МПа – на 7,7 %) и рукояти σ_3 (с 97 МПа до 104 МПа – на 7,6 %), а также кратковременным увеличением линейного ускорения груза (с 0,6 до 0,8 м/с^2). С течением времени отклонение груза от вертикали увеличивается, однако смещение шарнирного пальца в пределах имеющегося зазора не оказывает влияния на НДС металлоконструкций звеньев МС. В момент t = 0,35 с шарнирный палец в левом торцевом сечении выбирает зазор ($u_L = \delta_w$) и происходит удар, сопровождаемый значительным ростом напряжений в стреле σ_2 (с 110 МПа до максимального $\sigma_{2\max}$ = 333 МПа – в 3,03 раза) и рукояти σ_3 (с 97 МПа до максимального $\sigma_{3\max}$ = 289 МПа – в 2,98 раза) и существенным увеличением линейного ускорения груза (с 0,8 до 14,9 м/с^2 – в 18,6 раза). Длительность ударного процесса составляет $\Delta\tau$ = 42 мс. Процесс соударения имеет достаточно сложный колебательный характер: на графиках $a(t)$, $\sigma_2(t)$ и $\sigma_3(t)$ наблюдаются несколько (6…8) пиков, причем один из них, наиболее значительный, характеризуется относительно большой длительностью (до 80…90 % всей продолжительности соударения $\Delta\tau$), а длительность остальных – на 1…2 порядка меньше. При соударении также наблюдается весьма кратковременная колебательная динамическая разгрузка звеньев, обусловленная снижением напряжений σ_2 и σ_3 ниже их стационарных значений при отсутствии зазора $\sigma_{2,st}$ и $\sigma_{3,st}$ до минимальных значений $\sigma_{2\min}$ и $\sigma_{3\min}$.

Для оценки уровня динамического НДС удобно использовать коэффициент динамичности $k_{dyn,i} = \sigma_{i\max} / \sigma_{i,st}$, характеризующий степень отклонения динамического НДС при соударении от стационарного НДС, соответствующего случаю отсутствия зазора в шарнире, коэффициент динамической разгрузки $k_{unl,i} = 1 - \sigma_{i\min} / \sigma_{i,st}$, характеризующий степень динамического снижения уровня стационарного НДС.

На рисунке 3.32 приведены графики влияния изменения зазора δ_w на основные характеристики законов $u_R(t)$, $a(t)$, $\sigma_2(t)$ и $\sigma_3(t)$.



а – максимальное ускорение груза при ударе; б – максимальные и минимальные напряжения; в – коэффициент динамической разгрузки; г – коэффициент динамичности

Рисунок 3.32 – Влияние величины зазора на динамические характеристики

С увеличением зазора наблюдается нелинейный рост ускорения груза при соударении a, максимальных динамических напряжений $\sigma_{i\max}$ в элементах МК, коэффициентов динамичности $k_{dyn,i}$ и динамической разгрузки $k_{unl,i}$, хотя минимальные напряжения динамической разгрузки $\sigma_{i\min}$ снижаются. Такое поведение исследованных характеристик есть, главным образом, результат того, что при увеличении зазора шарнирный палец проходит больший путь до соударения с поверхностью проушины и, следовательно, приобретает большую скорость к моменту соударения (рисунок 3.33).

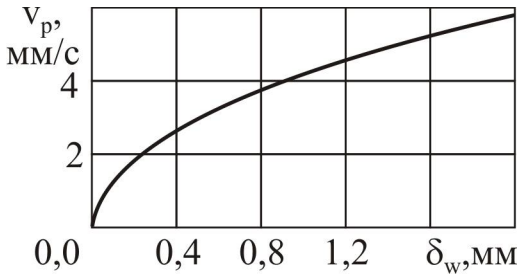
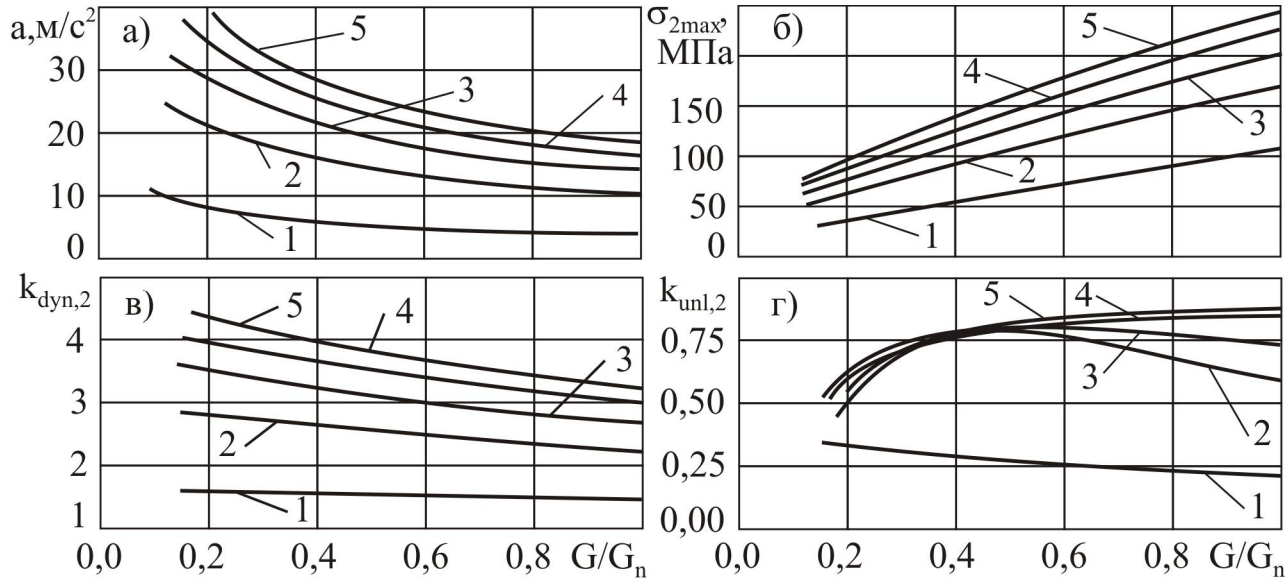


Рисунок 3.33 – Средняя скорость смещения шарнирного пальца в зазоре

На рисунке 3.34 приведены графики, характеризующие влияние относительной величины веса перемещаемого груза G/G_n при нескольких различных значениях зазора на характеристики законов $u_R(t)$, $a(t)$, $\sigma_2(t)$ и $\sigma_3(t)$.



1 – δ_w = 0,05 мм; 2 – δ_w = 0,5 мм; 3 – δ_w = 1,0 мм; 4 – δ_w = 1,5 мм; 5 – δ_w = 2,0 мм

Рисунок 3.34 – Влияние веса груза на характеристики динамических процессов

Анализ этих графиков показывает, что коэффициент динамичности

$$k_{dyn,i} = \sigma_{i\max}(G/G_n)/\sigma_{i,st}(G/G_n)$$

возрастает с уменьшением отношения G/G_n, особенно для малых зазоров, однако этот рост происходит более медленно, чем уменьшение величины напряжения в МК секций стрелы при отсутствии зазора $\sigma_{i,st}(G/G_n)$, вследствие чего максимальное динамическое напряжение $\sigma_{i\max}(G/G_n)$ также уменьшается по мере уменьшения веса перемещаемого груза.

Проведенный анализ динамических процессов при эксплуатации МС, имеющих повышенные зазоры в шарнирных соединениях смежных звеньев ШСС, свидетельствует о необходимости учета их влияния на нагруженность несущих МК при оценке усталостной прочности, живучести и остаточного ресурса.

При решении указанных задач учет наличия повышенных зазоров и их влияния на коррекцию количественных параметров графиков нагружения [124; 155] элементов МК в расчетных сечениях может быть выполнен на основе пред-

варительно выполненных расчетов динамического напряженного состояния для нескольких сочетаний величин зазора $\delta_w \in (0;\delta_{w\max}]$ и веса транспортируемого груза $G \in (0;G_n]$. Обработка полученных результатов методами сплайн-функций [83] позволяет построить интерполяционные кубические полиномы для основных характеристик, определяющих количественные параметры графиков нагружения:

- напряжения в наиболее нагруженном сечении МК i-го звена МС при отсутствии зазора

$$\sigma_{i,st} = a_{i,st} + b_{i,st}(G/G_n) + c_{i,st}(G/G_n)^2 + d_{i,st}(G/G_n)^3;$$

- коэффициента динамичности в i-м звене МС

$$k_{dyn,i} = \left(a_{d0i} + b_{d0i}\delta_w + c_{d0i}\delta_w^2 + d_{d0i}\delta_w^3\right)\exp\left[\left(a_{d1i} + b_{d1i}\delta_w + c_{d1i}\delta_w^2 + d_{d1i}\delta_w^3\right)(G/G_n)\right];$$

- размаха динамических напряжений в наиболее нагруженном сечении МК i-го звена МС

$$R_{\sigma i} = \sigma_{i\max} - \sigma_{i\min} = \left(a_{R0i} + b_{R0i}\delta_w + c_{R0i}\delta_w^2 + d_{R0i}\delta_w^3\right)\times(G/G_n)^{\left(a_{R1i} + b_{R1i}\delta_w + c_{R1i}\delta_w^2 + d_{R1i}\delta_w^3\right)};$$

- амплитуды динамических напряжений в наиболее нагруженном сечении МК i-го звена МС

$$A_{\sigma i} = 0{,}5\left(a_{R0i} + b_{R0i}\delta_w + c_{R0i}\delta_w^2 + d_{R0i}\delta_w^3\right)(G/G_n)^{\left(a_{R1i} + b_{R1i}\delta_w + c_{R1i}\delta_w^2 + d_{R1i}\delta_w^3\right)};$$

- среднего значения динамических напряжений в наиболее нагруженном сечении МК i-го звена МС

$$\overline{\sigma}_i = k_{dyn,i}\,\sigma_{i,st} - A_{\sigma i};$$

- коэффициента асимметрии динамического напряженного состояния в наиболее нагруженном сечении МК i-го звена МС

$$r_{dyn,i} = 1 - \frac{R_{\sigma i}}{k_{dyn,i}\,\sigma_{i,st}},$$

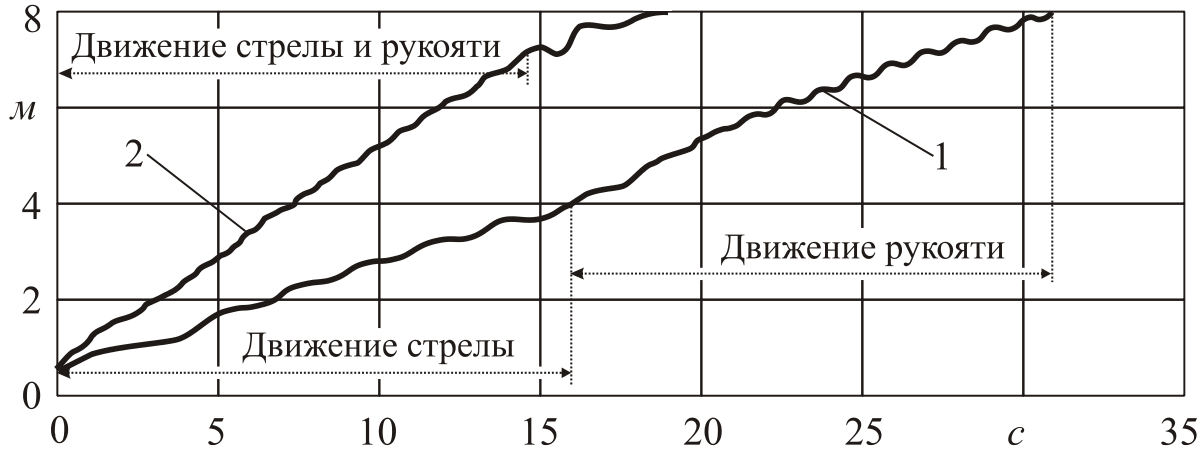
где $a_{i,st}, b_{i,st}, c_{i,st}, d_{i,st}$ – коэффициенты кубической сплайн-аппроксимации функции $\sigma_{i,st} = \sigma_{i,st}(G/G_n)$; $a_{d0i}, b_{d0i}, c_{d0i}, d_{d0i}$ и $a_{d1i}, b_{d1i}, c_{d1i}, d_{d1i}$ – коэффициенты айн-аппроксимации коэффициентов A и B в функции $k_{dyn,i} = A\exp[B(G/G_n)]$; a_{R0i}, b_{R0i}, c_{R0i}, d_{R0i} и $a_{R1i}, b_{R1i}, c_{R1i}, d_{R1i}$ – коэффициенты сплайн-аппроксимации коэффициентов A и B в функции $R_{\sigma i} = A(G/G_n)^B$.

3.5 Моделирование динамики манипуляционных систем при совместном движении ее звеньев

В силу отмеченных вариантов кинематической схемы МС МТТМ с точки зрения особенностей динамических процессов следует отличать совместное движение нескольких поворотных звеньев (звеньев, присоединенных к предыдущим звеньям с помощью цилиндрических шарниров) и движение поворотного звена с одновременным движением телескопического звена (звена, присоединенного к предыдущему звену с помощью призматического шарнира).

Гидропривод МС МТТМ АСТ-4-А допускает одновременное движение рукояти и стрелы ШСС. При этом подача насоса гидросистемы распределяется между гидроцилиндрами через делитель расхода МКДС 20/32II-I УХЛ 1 [92].

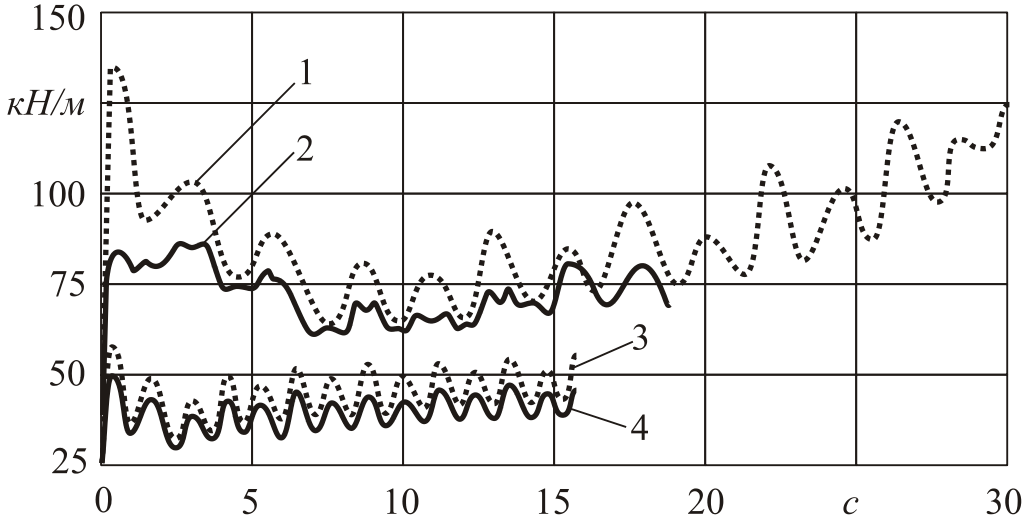
График изменения вертикальной координаты точки подвеса груза МС МТТМ АСТ-4-А при совместном движении стрелы и рукояти показан на рисунке 3.35. Через 15-16 с рукоять достигает крайнего положения и ее привод отключается. Это вызывает временное увеличение амплитуды колебаний (переходный процесс). Остальное время работает только привод стрелы. Как только стрела достигает крайнего положения, гидропривод МС полностью отключается. Совмещение движений приводит к сокращению времени цикла на 40% [159].



1 – при раздельном движении (сначала движется стрела, потом – рукоять); 2 – при совместном движении [159]

Рисунок 3.35 – График изменения вертикальной координаты точки подвеса груза МС МТТМ АСТ-4-А

График изменения усилий в гидроцилиндрах МС МТТМ АСТ-4-А при совместном движении стрелы и рукояти показан на рисунке 3.36. Совмещение движений приводит к уменьшению усилий на 25...30 %.

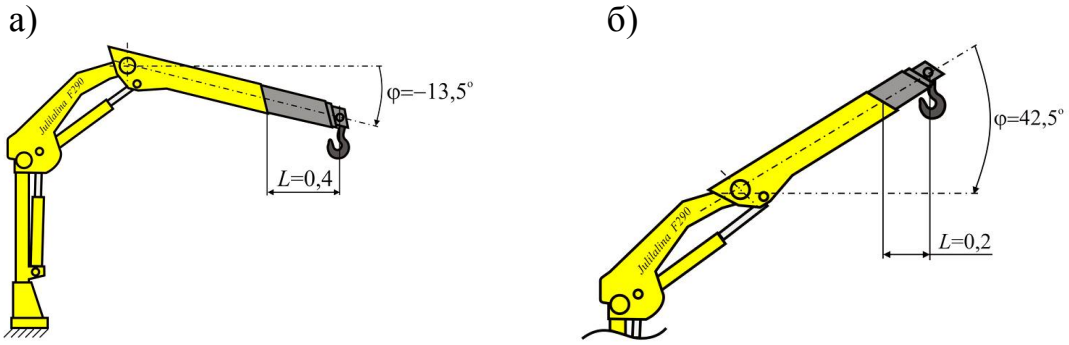


1, 2 – гидроцилиндр привода стрелы; 3, 4 – гидроцилиндр привода рукояти;
1, 3 – при раздельном движении (сначала движется стрела, потом – рукоять);
2, 4 – при совместном движении

Рисунок 3.36 – График изменения усилий в гидроцилиндрах МС МТТМ АСТ-4-А [159]

МС МТТМ АСТ-4-А содержит только поворотные звенья, поэтому совместное движение поворотного и призматического звена изучено применительно к крану-манипулятору FASSI F290, размещенного на базе грузового автомобиля Mercedes Atego 1823. В ходе исследования выполнялась работа с грузом массой 3,3 т [159].

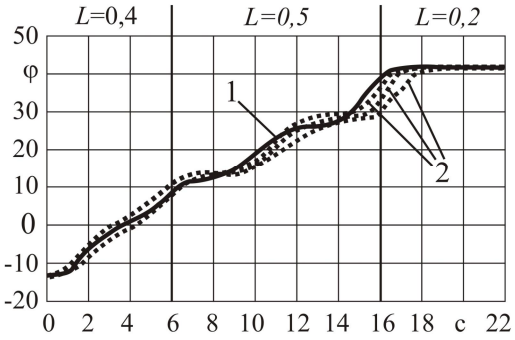
Изменение конфигурации стрелы манипуляционной системы показано на рисунке 3.37. Начальная конфигурация: третье поворотное звено ориентировано под углом $\varphi = -13{,}5^{o}$ к горизонту, первая телескопическая секция выдвинута на 0,4 м. В процессе работы третье поворотное звено движется до того момента, пока угол его ориентации не достигнет значения $\varphi = 42{,}5^{o}$ к горизонту (через 18 с после начала движения). При этом через 6 с после начала движения первая телескопическая секция выдвигается на 0,1 м, а через 16 с – задвигается на 0,3 м и стрела приходит к конечной конфигурации [159].



а – начальная конфигурация; б – конечная конфигурация [159]

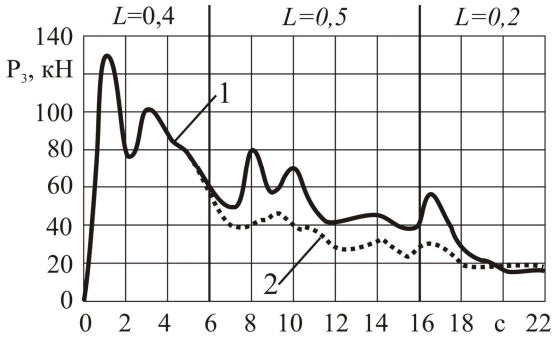
Рисунок. 3.37 – Изменение конфигурации стрелы исследуемого крана-манипулятора

Сравнение результатов компьютерного моделирования и результатов экспериментальных исследований по методике, рассмотренной в разделе 6, приведено на рисунке 3.38 и рисунке 3.39 [159].



1 – результат расчета;
2 – результаты эксперимента

Рисунок 3.38 – Изменение угла ориентации третьего поворотного звена [159]



1 – совместное движение;
2 – раздельное движение

Рисунок 3.39 – Усилие P_3 в гидроцилиндре привода третьего поворотного звена [159]

На графике (рисунок 3.39) видно, что первое телескопическое звено начинает выдвигаться не строго через 6 с после начала цикла, а через 5,5…6,2 с; задвигаться – через 16,5…18,0 с. В свою очередь, это приводит к разбросу времени цикла работы манипуляционной системы в диапазоне 19,0…22,0 с [159].

Указанный разброс параметров связан с ручным управлением манипуляционной системой. Оператор в силу физических ограничений не может строго выдерживать заданную траекторию движения груза, от цикла к циклу идентично управлять движением отдельных звеньев (включать и выключать гидроцилиндры в одно и то же время). Это подтверждает рассуждения, приведенные в разделе 1.3.6, о том, что МС МТТМ имеют особенности по сравнению с МР [159].

Выше показано, что совмещение движений поворотных звеньев позволяет снизить преодолеваемые гидроцилиндрами усилия. Совмещение движения поворотных и телескопических звеньев приводит к изменению усилий, преодолеваемых гидроцилиндрами, на 30…40% (рисунок 3.39). Причем в этом случае усилия могут как снизиться, так и возрасти. Это объясняется изменением инерционных нагрузок, зависящих от текущих значений мгновенных скоростей звеньев, и изменением момента инерции движущейся части стрелы относительно цилиндрического шарнира. В рассмотренном случае сначала происходит поворот третьего поворотного звена, а потом выполняется выдвижение телескопического звена, поэтому совмещение движений приводит к увеличению усилий [159].

3.6 Моделирование динамики манипуляционных систем при движении базовой машины

Динамика движения МТТМ моделировалась на тестовой трассе, схема участков которой показана на рисунке 3.40. Геометрическая неровность опорной поверхности вдоль трассы моделировалась с использованием выражения (2.66). При этом считалось, что опорная поверхность не деформируется под МТТМ.

Тестовая трасса состоит из 10 равных участков протяженностью 100 м. Продольный и поперечный профиль дороги (макронеровность) меняется от участка к участку (рисунок 3.40). Продольный профиль состоит из горизонтальных участков, подъемов и спусков под углом 5°. Участок №10 имеет профиль синусоиды амплитудой 1 м, при этом на длине участка вмещается ее 10 периодов. Поперечный профиль состоит из горизонтальных участков и участков, наклоненных в одну сторону машины (на левый или правый борт) под углом 5°.

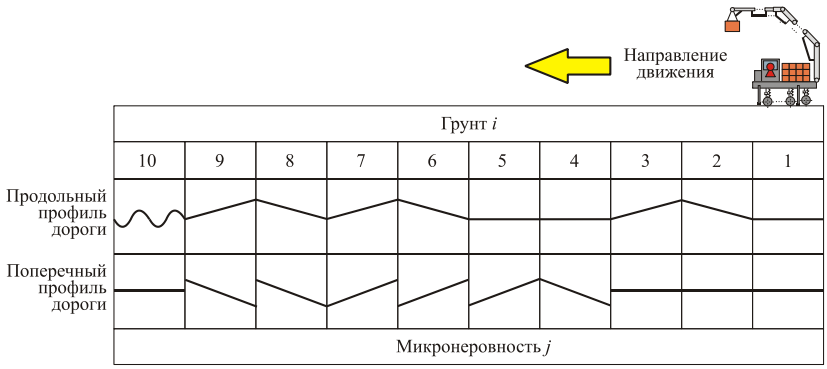


Рисунок 3.40 – Тестовая трасса для моделирования динамики МТТМ

Микронеровность *j* дороги накладывается на макронеровность и соответствует асфальтобетонному покрытию (*j=1*), грунтовой дороге (*j=2*). Грунт опорного основания *i* соответствует абсолютно жесткой среде (*j=1*), глинистому основанию (*j=2*), песчаному основанию (*j=3*).

Результаты моделирования процесса движения по тестовой трассе МТТМ АСТ-4-А со скоростью 1,4 м/с в условиях, показанных на рисунке 2.33, с использованием комплексной модели, рассмотренной в разделе 2, приведены на рисунке 3.41 – рисунке 3.43. Звенья МС МТТМ считаются упругими. Стрела МС МТТМ ориентирована по направлению движения машины ($\varphi_G = 0^o$).

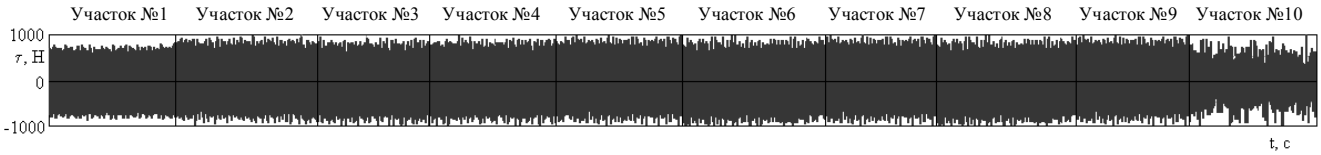
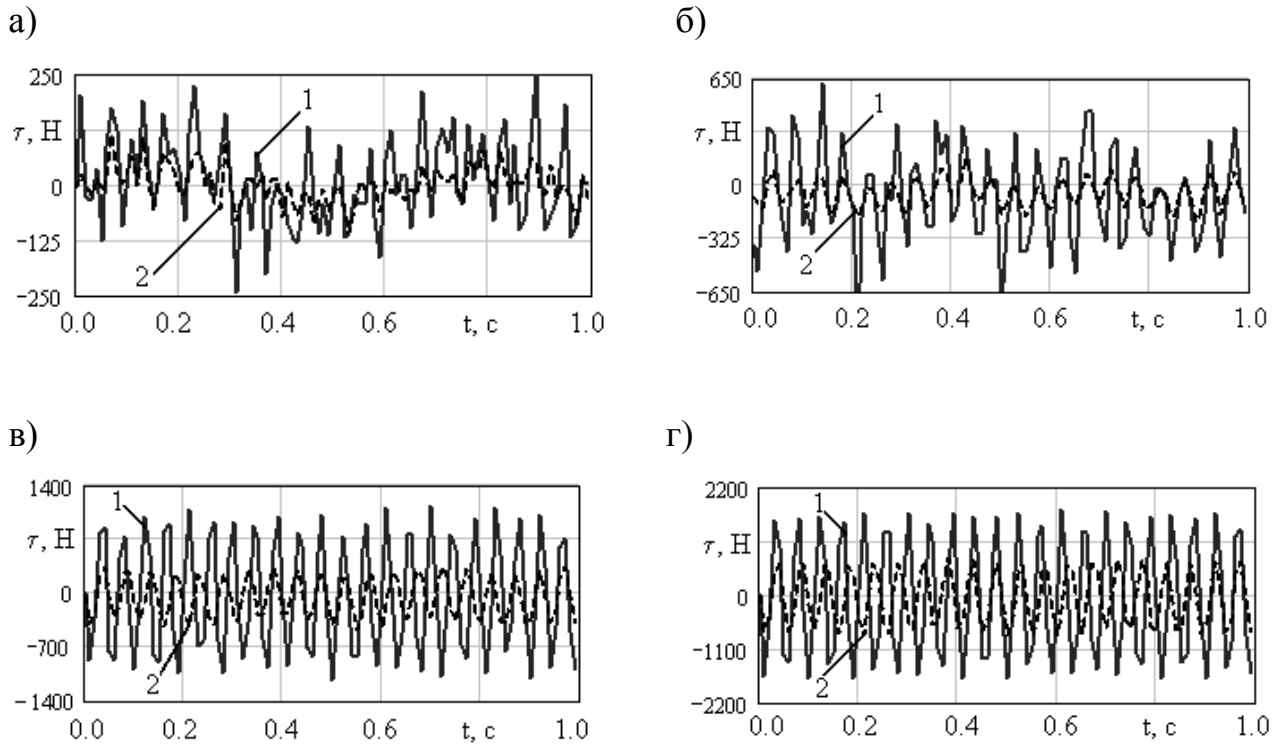


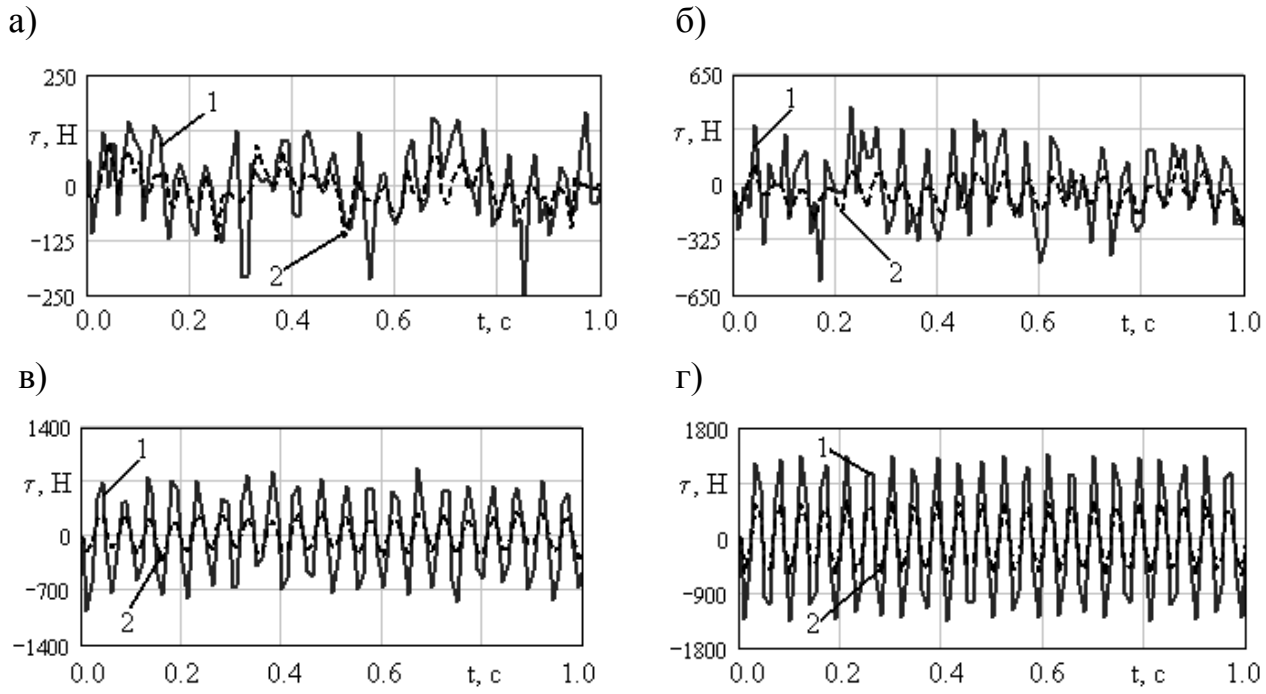
Рисунок 3.41 – Динамическая составляющая нагрузки в месте крепления крюка к рукояти при движении МТТМ АСТ-4-А при движении по тестовой трассе с асфальтобетонным покрытием (общий вид)



а – в поворотной колонне ШСС; б – в стреле; в – в рукояти; г – месте крепления крюка к рукояти; 1 – движение по грунтовой дороге; 2 – движение по асфальтобетонному покрытию

Рисунок 3.42 – Динамическая составляющая нагрузки при движении МТТМ АСТ-4-А

Для сравнения динамической нагруженности МС 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 данной конструкции приведены на рисунок 3.43.



а – в поворотной колонне ШСС; б – в стреле; в – в рукояти; г – месте крепления крюка к рукояти; 1 – движение по грунтовой дороге; 2 – движение по асфальтобетонному покрытию

Рисунок 3.43 – Динамическая составляющая нагрузки при движении пневмоколесного шасси КамАЗ-65117 с МС МТТМ АСТ-4-А

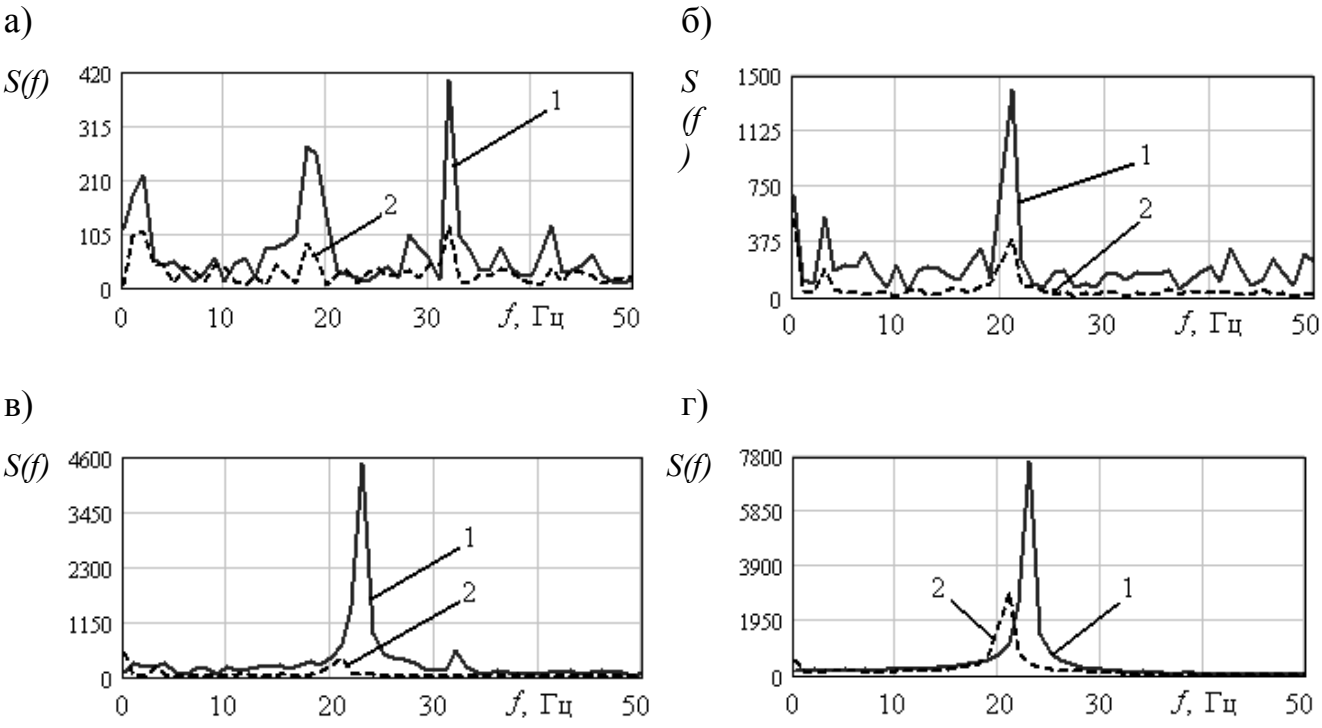
Из рисунка 3.41 и рисунка 3.42 видно, что нагруженность МС МТТМ при движении с грузом определяется влиянием микронеровности опорной поверхности и воздействием груза (рабочего органа). Следует отметить, что колебания груза на грузозахватном органе также провоцируются колебаниями МТТМ на микро- и макронеровностях. 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 (влияния вибронагрузки со стороны рабочего органа).

Максимальная амплитуда динамических усилий в МК МС, установленной на гусеничном шасси (трактор ТТ-4М), на 15…30 % выше, чем при установке на ко-

лесном шасси (КамАЗ-65117). В том числе в поворотной колонне выше на 28% (215 Н и 276 Н); в стреле – на 17% (572 Н и 667Н); в рукояти – на 22% (970 Н и 1190 Н); месте крепления крюка к рукояти – на 26% (1350 Н и 1708 Н) . Частоты колебаний МС, установленной на гусеничном шасси также выше на 5…25 %.

В выражении (2.66) для моделирования микронеровности трассы используется ее спектральную плотность. Результаты моделирования динамических характеристик (динамических усилий, виброперемещений и виброускорений) МС МТТМ при движении с грузом могут быть представлены в виде совокупности реализаций (рисунок 1.33), блоков нагружения (рисунок 1.34), спектральной плотности.

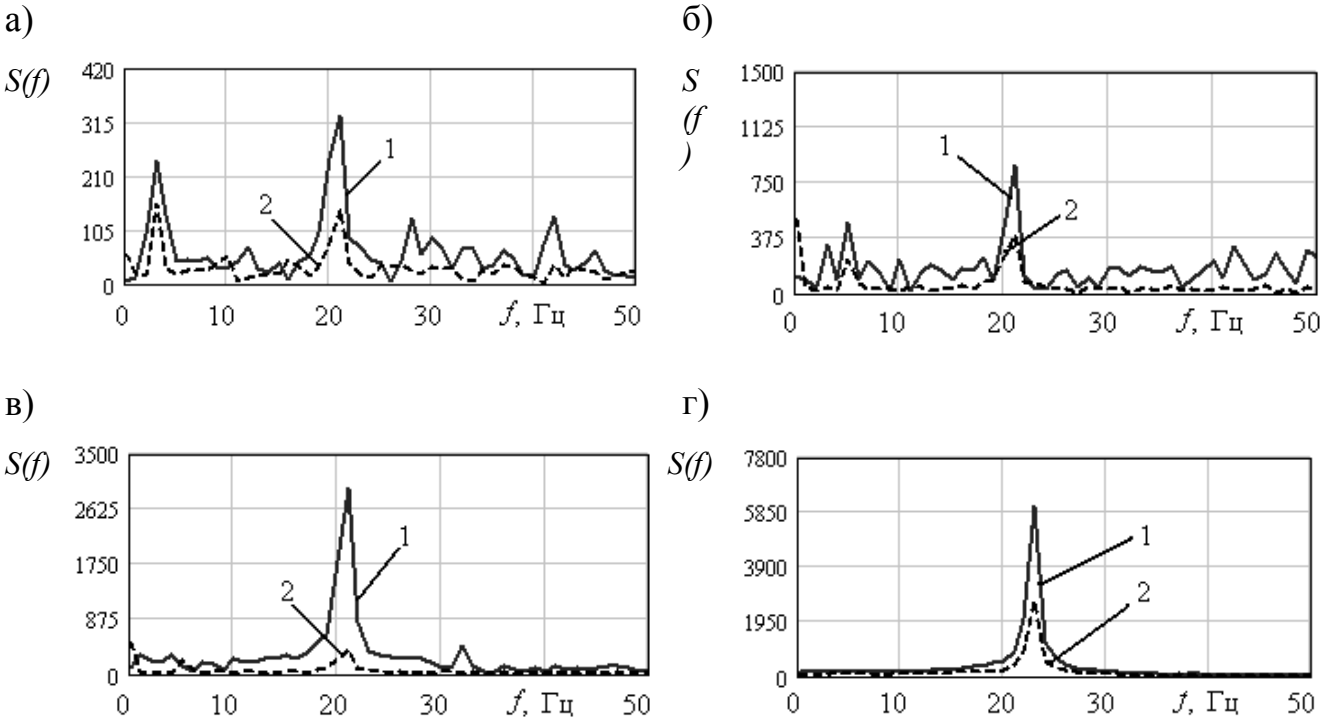
На рисунке 3.44 приведены графики спектральной плотности динамической составляющей нагрузки в МС при движении МТТМ АСТ-4-А со скоростью 1,4 м/с, полученные на основе обработки результатов моделирования 100 тыс. проходов по тестовой трассе.



а – в поворотной колонне ШСС;
б – в стреле; в – в рукояти; г – месте крепления крюка к рукояти; 1 – движение по грунтовой дороге; 2 – движение по асфальтобетонному покрытию

Рисунок 3.44 – Спектральная плотность динамической составляющей нагрузки при движении МТТМ АСТ-4-А

На рисунке 3.45 приведены графики спектральной плотности динамической составляющей нагрузки в МС МТТМ АСТ-4-А, установленной не на гусеничный трактор ТТ-4М, а на пневмоколесное шасси КамАЗ-65117, при движении со скоростью 1,4 м/с, полученные на основе обработки результатов моделирования 100 тыс. проходов по тестовой трассе.



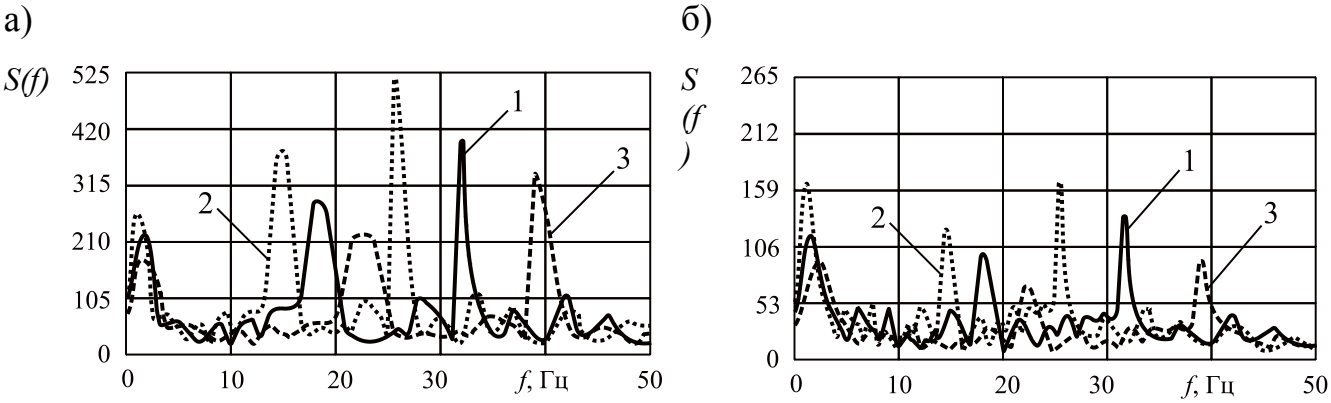
а – в поворотной колонне ШСС; б – в стреле; в – в рукояти; г – месте крепления крюка к рукояти; 1 – движение по грунтовой дороге; 2 – движение по асфальтобетонному покрытию

Рисунок 3.45 – Спектральная плотность динамической составляющей нагрузки при движении пневмоколесного шасси КамАЗ-65117 с МС МТТМ АСТ-4-А

Изменение динамической нагруженности МС МТТМ при изменении скорости движения МТТМ показано на рисунке 3.46. Исследовалось движение на номинальной для МТТМ АСТ-4-А скорости 1.4 м/с, на уменьшенной скорости 0,8 м/с, и повышенной скорости 2,0 м/с.

С ростом скорости движения МТТМ растет частота возмущения, так как за заданное время МТТМ проходит по микронеровности большее расстояние. Кроме этого, уменьшается амплитуда микронервоности, так как при повышении скоро-

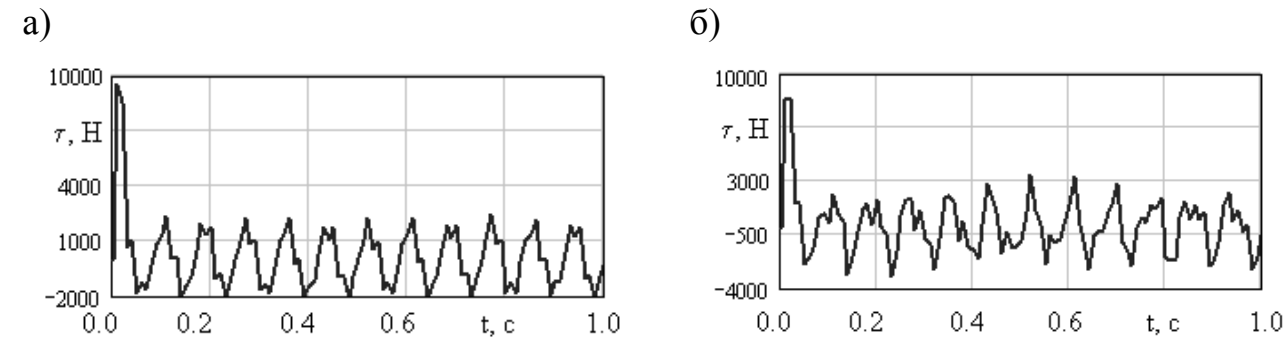
сти опорные элементы движителя не успевают отработать физическую микронеровность. Таким образом, координаты вершин микронеровности, построенные с использованием выражения (2.66), существенно зависят от текущей скорости движения МТТМ. В свою очередь, скорость влияет на нагруженность МС МТТМ.



а – движение по грунтовой дороге; б – движение по асфальтобетонному покрытию; 1 – со скоростью 1,4 м/с; 2 – со скоростью 0,8 м/с; 3 – со скоростью 2,0 м/с

Рисунок 3.46 – Спектральная плотность динамической составляющей нагрузки в поворотной колонне ШСС при движении МТТМ АСТ-4-А

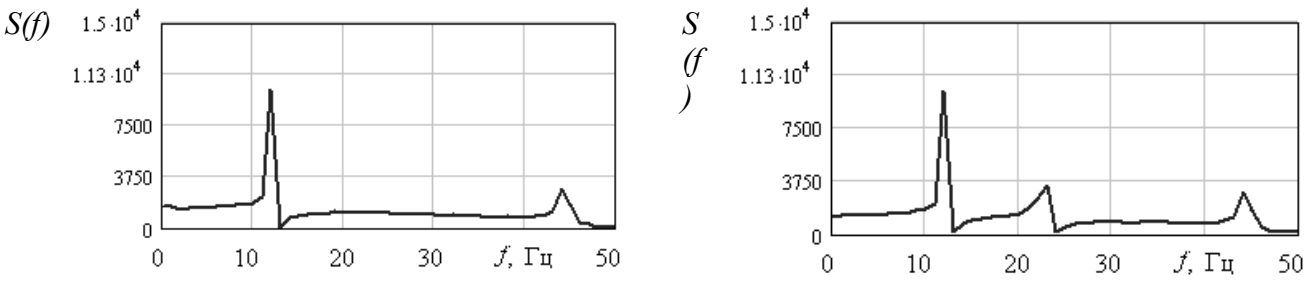
МТТМ специального назначения во время движения могут изменять конфигурацию МС при работе с грузом. На рисунке 3.47 и рисунке 3.48 приведены результаты моделирования движения элементов МС (по аналогии с разделы 3.2, 3.3) при движении МТТМ АСТ-4-А по тестовой трассе со скоростью 1,4 м/с. При моделировании звенья ШСС МС считались упругими (см. раздел 3.3).



а – в поворотной колонне ШСС; б – месте крепления крюка к рукояти

Рисунок 3.47 – Динамическая составляющая нагрузки при повороте рукояти МС МТТМ АСТ-4-А при движении базовой машины по асфальтобетонному покрытию

а) б)



а – в поворотной колонне ШСС;
б – месте крепления крюка к рукояти

Рисунок 3.48 – Спектральная плотность динамической составляющей нагрузки при повороте рукояти МС МТТМ АСТ-4-А при движении базовой машины по асфальтобетонному покрытию

Результаты моделирования показывают, 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).

Таким образом, для моделирования работы МС при движении МТТМ возможно использовать модель неподвижной МТТМ (разделы 3.2, 3.3) с учетом углов крена базового шасси (с учетом макронеровности). Однако при анализе нагруженности неподвижной МС при движении МТТМ необходимо использовать комплексную модель МС МТТМ.

3.7 Моделирование просадки грунта под базовой машиной при работающей манипуляционной системе

Одной из целей создания комплексной модели исследуемой системы (см. раздел 2) являлась возможность оценки устойчивости МТТМ с учетом влияния базовой машины и деформаций опорной поверхности. Рассмотрим моделирование поведения МТТМ при просадке грунта на примере МТТМ АСТ-4-А. Подъем груза выполняется МС со стрелой, повернутой на 90^{o} по отношению к продольной оси (рисунок 3.49). Такой режим работы является для данной МТТМ типовым.

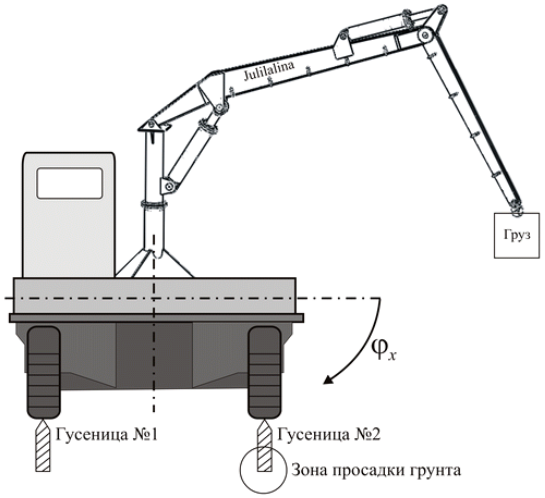
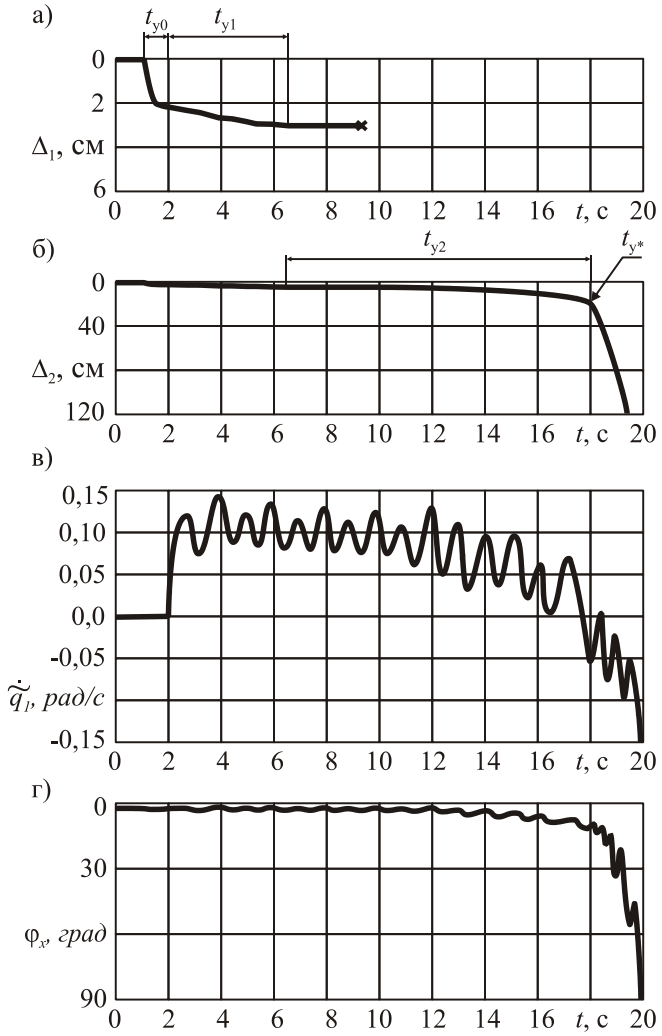


Рисунок 3.49 – Схема исследуемой ситуации

Результаты моделирования данной ситуации приведены на рисунке 3.50.



а – деформация грунта под гусеницей №1; б – деформация грунта под гусеницей №2; в – обобщенная скорость рукояти МС; г – угол бокового крена крена базового шасси ММТМ

Рисунок 3.50 – Результаты моделирования просадки грунта под МТТМ АСТ-4-А

После установки машины на опорное основание происходит уплотнение грунта (суглинка) под обеими гусеницами (рисунок 3.50, а). Этот процесс длится t_{y0}. В момент времени t=2 с начинается подъем груза (модель подъема подробно описана в разделах 2.3.2 и 3.3). В течение некоторого времени t_{y1} динамические нагрузки, вызванные работой МС, приводят 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, вызванное внешними воздействиями (размыв или обрушение подземной пустоты). Это приводит к разгружению одной гусеницы (рисунок 3.50, а) и появлению сильного крена МТТМ в плоскости установки МС (рисунок 3.50, г). В момент времени t=18 просадка грунта под нагруженной гусеницей, несущей основную нагрузку, начинает стремительно возрастать (рисунок 3.50, б). С некоторым запозданием в 0,3..0,5 с МТТМ начинается резко накреняться (рисунок 3.50, г).

Согласно выражению (1.6) угол устойчивости для МТТМ АСТ-4-А составляет 62,6^{o}. Превышение этого значения приведет к потере устойчивости машины. Из рисунка 3.50, г видно, что с учетом деформаций грунта уже при φ_x=55^{o} начинается резкое увеличение угла наклона машины, которое приводит к ее опрокидыванию (потере общей устойчивости).

3.8 Выводы по разделу 3

1 В математической подмодели МС, входящей в комплексную модель, использованы два подхода к моделированию динамики МС – с учетом или без учета упругости звеньев ШСС. Колебания конструктивных элементов МК МС, вызванные упругостью звеньев, носят многочастотный характер. Эти колебания происходят относительно линии, характеризующей решение динамических уравнений для системы с абсолютно твердыми телами. Таким образом, оба подхода дают приемлемые результаты для различных инженерных задач.

2 При исследовании динамики МС МТТМ с целью анализа ее нагруженности, оценки прочности и долговечности, решения задач оптимизации – рекомен-

дуется учитывать упругую податливость звеньев ШСС, так как это позволяет учесть ряд важных качественных и количественных особенностей [101]:

- упругость звеньев обуславливает колебательный характер движения звена ШСС МС, что проявляется в изменении во времени скоростей и ускорений звеньев ШСС МС даже на этапе установившегося движения. В то же время решение для модели с жесткими звеньями на этапе установившегося движения дает нулевое значение ускорения при постоянной скорости. Размах колебаний величины ускорения при этом достигает примерно 40% от величины максимального ускорения, наблюдающегося на стадии разгона звена из неподвижного состояния. Наличие переменного во времени ускорения является источником действия на металлоконструкцию манипуляционной системы дополнительных переменных по величине инерционных нагрузок, которые вносят дополнительный вклад в формирование динамического напряженно-деформированного состояния звеньев;
- первая низшая частота упругих колебаний звеньев ШСС МС сопоставима с первой низшей собственной частотой МК МС МТТМ (0,8…1,58 Гц), что при определенных условиях может приводить к резонансу;
- длительность переходного процесса при начале движения звена увеличивается с 0,1...0,2 до 2,0…2,5 с. При этом на 3..5 % снижается величина динамических усилий в системе. Во время переходного процесса ускорения, скорости и усилия имеют не одно, а два пиковых колебания, причем максимальное значение параметра может достигаться на втором периоде.

3 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 не абсолютные значения динамических параметров, а их относительные значения, позволяющие оценить эффективность того или иного решения, сопоставить различные варианты. После выбора окончательного варианта необходимо выполнить расчет с учетом упругой податливости звеньев, который позволит в полной мере оценить нагруженность, прочность, долговечность МС МТТМ, решить другие инженерные задачи.

4 Разработанная модель учета зазора в шарнирных соединениях МС МТТМ позволяет оценить дополнительные ударные нагрузки, действующие на МК МС. С использованием данной модели выполнено научное обоснование ряда технических решений, позволяющих снизить ударные нагрузки при наличии повышенных зазоров в шарнирных соединениях (см. раздел 5.1). С учетом п.1 и п.3 для оценки эффективности данных технических решений по сравнению с исходной конструкцией можно не учитывать упругую податливость звеньев [161; 164].

5 Совместное движение звеньев является типовым режимом работы МС МТТМ. По результатам моделирования совместного движения звеньев можно сделать следующие выводы [159]:

- при многократном повторении наблюдается случайное несовпадение траекторий совместного движения звеньев МС и графиков изменения во времени динамических параметров, а также случайный разброс их количественных характеристик. В свою очередь, это приводит к разбросу времени цикла работы манипуляционной системы, т.е. продолжительность цикла выполнения технологической операции увеличивается на ~6…22 % относительно требуемого значения. Указанный разброс количественных характеристик динамических параметров обусловлен ручной системой управления манипуляционной системой. Оператор в силу физических ограничений не в состоянии строго выдерживать заданную траекторию движения груза, от цикла к циклу идентично управлять движением отдельных звеньев (включать и выключать гидродвигатели в одно и то же время). Это определяет существенное отличие условий эксплуатации манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин от условий эксплуатации промышленных МР с программным управлением по заданной программе;
- в работе [14] показано, что совмещение движений поворотных звеньев позволяет снизить усилия, преодолеваемые гидродвигателями, в 3…8 раз. Совмещение движений поворотных звеньев позволяет снизить преодолеваемые гидроцилиндрами усилия. Совмещение движения поворотных и телескопических звеньев приводит к изменению усилий, преодолеваемых гидроцилиндрами, на 30…40 %. Причем в этом случае усилия могут как снизиться, так и возрасти. Это

объясняется изменением инерционных нагрузок, зависящих от текущих значений мгновенных скоростей звеньев, и изменением момента инерции движущейся части стрелы относительно цилиндрического шарнира.

6 По результатам моделирования движения МТТМ, оснащенной МС, с использованием разработанной модели можно сделать следующие выводы:

- нагруженность МС МТТМ при движении с грузом определяется влиянием микронеровности опорной поверхности и воздействием груза (рабочего органа). Следует отметить, что 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 (влияния вибронагрузки со стороны рабочего органа);

- максимальная амплитуда динамических усилий в МК исследуемой МС МТТМ АСТ-4-А, установленной на гусеничном шасси (трактор ТТ-4М), на 15…30% выше, чем при установке на колесном шасси (КамАЗ-65117). В том числе в поворотной колонне выше на 28 % (215 Н и 276 Н); в стреле – на 17 % (572 Н и 667Н); в рукояти – на 22 % (970 Н и 1190 Н); месте крепления крюка к рукояти – на 26 % (1350 Н и 1708 Н) . Частоты колебаний МС, установленного на гусеничном шасси также выше на 5…25 %. Следовательно, если не требуется повышенная проходимость, следует использовать колесное шасси для установки МС;

- с ростом скорости движения МТТМ растет частота возмущения, так как за заданное время МТТМ проходит по микронеровности большее расстояние. Кроме того, уменьшается амплитуда микронервоности, так как при повышении скорости опорные элементы движителя не успевают отработать физическую микронеровность. Таким образом, координаты вершин микронеровности, построенные с использованием выражения, существенно зависят от текущей скорости движения МТТМ. В свою очередь, скорость влияет на нагруженность МС МТТМ;

- МТТМ специального назначения во время движения могут изменять конфигурацию МС при работе с грузом. Результаты моделирования показывают, 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. Таким образом, для моделирования работы МС при движении МТТМ возможно использовать модель неподвижной МТТМ с учетом углов крена базового шасси (с учетом макронеровности). Однако при анализе нагруженности неподвижной МС при движении МТТМ необходимо использовать комплексную модель МС МТТМ.

7 Таким образом, разработанная комплексная математическая модель пятикомпонентной системы «Исполнительный орган – МС – МТТМ – опорное основание – окружающая среда», позволяет исследовать различные динамические эффекты, возникающие в ходе эксплуатации МС МТТМ, вызванные наличием развитой совокупности обратных связей между подсистемами.

4 ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Развитие подходов инженерной оптимизации применительно к процессу проектирования манипуляционных систем МТТМ, их использование в качестве базового подхода при разработке новых и усовершенствовании имеющихся методик конструирования и расчета деталей, узлов, механизмов и металлоконструкций МС является в настоящее время одним из наиболее перспективных направлений существенного повышения качества данного вида подъемно-транспортной техники и эффективным инструментом выявления резервов уже известных конструкций. При этом важно учитывать, что для большинства подлежащих расчету конструктивных элементов МС значащими являются два и более показателя качества, т.е. задача их оптимального проектирования представляет собой задачу многокритериальной оптимизации. Поэтому многокритериальность положена в основу разработанных оптимизационных математических моделей конструкций манипуляционных систем МТТМ.

Для построения комплексных целевых функций в задачах многокритериальной оптимизации использовалась разработанная в [158] аддитивная функция

$$Ц(\{x\},\{z\}) = \left\langle \sum_k w_k \left\{ 1 - \left[\frac{Ц_k(\{x\}_k^{opt},\{z\}_k^{opt})}{Ц_k(\{x\},\{z\})} \right]^{s_{extr,k}} \right\}^2 \right\rangle^{0,5} \to \min, \qquad (4.1)$$

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; $Ц_k(\{x\}_k^{opt},\{z\}_k^{opt})$ – значение k-й целевой функции в оптимальной точке при однокритериальной оптимизации; $s_{extr,k}$ – индикатор экстремальности k-го показателя качества (при поиске минимума показателя $s_{extr,k}$=1, максимума – $s_{extr,k}$= –1) [158].

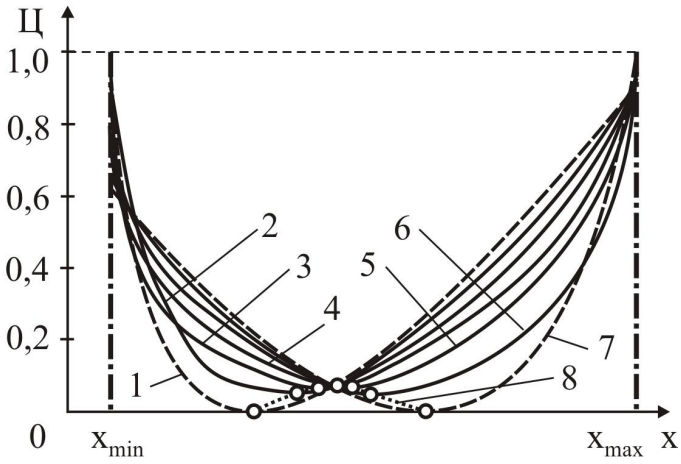
В общем случае структура векторов $\{x\}_k$ и $\{z\}_k$ задач однокритериальной оптимизации по числу входящих в них параметров и их номенклатуре может не совпадать как между собой, так и соответственно с векторами $\{x\}$ и $\{z\}$ задачи многокритериальной оптимизации, тогда как векторы $\{x\}$ и $\{z\}$ являются композицией соответствующих векторов $\{x\}_k$ и $\{z\}_k$ [158].

При использовании комплексной целевой функции вида (4.1) процесс оптимального проектирования технического объекта протекает в два этапа:

- на первом этапе выполняется однокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевых функций $Ц_k$ 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 $Ц_k$, а также значений целевых функций в оптимальной точке $Ц_k(\{x\}_k^{opt},\{z\}_k^{opt})$ [158];
- на втором этапе выполняется многокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевой функции (4.1) с нахождением оптимальных векторов $\{x\}^{opt}$ и $\{z\}^{opt}$ [158].

Как того требует теория многокритериальной оптимизации [28; 304], отдельные слагаемые в выражении (4.1) являются безразмерными и нормированными величинами, значения которых в допустимом пространстве искомых векторов $\{x\}$ лежат в интервале $[0;1)$. Геометрическое представление о комплексной целевой функции вида (4.1) дает рисунок 4.1, на котором она выражается сверткой двух показателей качества $Ц_1$ и $Ц_2$, каждый из которых зависит от одного управляемого параметра x. Кривые 1 и 7 выражают собой функции $Ц_1(x)$ и $Ц_2(x)$ при однокритериальной оптимизации. При равных значениях весовых коэффициентов (в данном случае $w_1 = w_2 = 0{,}5$), т.е. при равной проектной значимости показателей качества оптимум комплексной целевой функции оказывается расположенным приблизительно на равном расстоянии (по управляемому параметру x) от оптимумов целевых функций $Ц_1(x)$ и $Ц_2(x)$ при однокритериальной оптимизации [158].

При этом значение $Ц(x)$ оказывается наибольшим. Если проектная значимость показателей качества неодинакова, то этот факт должен учитываться соответствующим отклонением весового коэффициента w_k в большую или меньшую сторону, однако всегда должно сохраняться соотношение $\sum w_k = 1$ [158].



1 – $w_1 = 1$, $w_2 = 0$; 2 – $w_1 = 0{,}9$, $w_2 = 0{,}1$; 3 – $w_1 = 0{,}7$, $w_2 = 0{,}3$; 4 – $w_1 = 0{,}5$, $w_2 = 0{,}5$; 5 – $w_1 = 0{,}3$, $w_2 = 0{,}7$; 6 – $w_1 = 0{,}1$, $w_2 = 0{,}9$; 7 – $w_1 = 0$, $w_2 = 1$; 8 – линия минимума $Ц$ при различных сочетаниях w_1 и w_2

Рисунок 4.1 – Вид комплексной целевой функции (свертки двух показателей качества $Ц_1$ и $Ц_2$) при одном управляемом параметре x и разных сочетаниях весовых коэффициентов [158]

По своему смыслу комплексная целевая функция вида (4.1) выражает меру близости расположения точки ее оптимума в пространстве переменных параметров $\{x\}$ к расположению точек оптимума всех учитываемых однокритериальных целевых функций $Ц_k$ в пространстве тех же параметров. Оптимальный вектор $\{x\}^{opt}$ поэтому выражает собой такое расположение точки оптимума целевой функции (4.1), для которой характерна минимальная сумма расстояний до точек оптимума целевых функций $Ц_k$. Иными словами, содержащиеся в оптимальных векторах $\{x\}^{opt}$ и $\{z\}^{opt}$ параметры характеризуют такую конструкцию проектируемого технического объекта, которая в наибольшей степени отражает учитываемые его показатели качества и наилучшим образом обеспечивает их одновременное сочетание [158].

Вычислительная эффективность применения свертки нескольких показателей качества при многокритериальной оптимизации в виде комплексной целевой функции вида (4.1) обусловлена тем, что требуется проведения ряда однотипных расчетов для нескольких различных сочетаний весовых коэффициентов при неизменном вычислительном алгоритме. Это имеет существенное значение для разработки универсального программного обеспечения для автоматизации проектирования МТТМ [158].

4.1 Предпроектная оптимизация гидрофицированной манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины

Как правило, задачи оптимизации конструктивных элементов подъемно-транспортной техники, включая и грузоподъемное манипуляционное оборудование, решаются на этапе разработки его технического, реже – эскизного проектов. Однако представляется целесообразным использование оптимизационных подходов уже на более ранней, предпроектной стадии – на стадии разработки технического предложения на проектирование манипуляционной системы МТТМ. На этой стадии, исходя из технического задания, установлен достаточной ограниченный набор конструктивных требований, в частности, вид кинематической схемы МС, характерные размеры рабочей зоны МС (минимальный $R_{\min}$ и максимальный $R_{\max}$ вылет грузоподъемной стрелы, крайние верхнее $Y_{\max}$ и нижнее $Y_{\min}$ положения конечной точки стрелы), номинальная грузоподъемность на максимальном вылете G_n, угловые и линейные скорости перемещения звеньев стрелы и др.

При указанном подходе можно исходно заложить в подлежащую дальнейшему проектированию конструкцию оптимальные значения ее наиболее значимых количественных характеристик, определяющих реализацию максимально высоких значений показателей качества спроектированной МС.

Применительно к гидрофицированной МС МТТМ целесообразно ориентироваться на такие показатели качества, как ее собственная масса M_{ms} и мощность насосной установки $N_н$, которые необходимо минимизировать в процессе предпроектной оптимизации [139]. В этом случае 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. Оптимизация позволяет комплексно определить оптимальное сочетание достаточно большого числа базовых проектных параметров – характерных конструктивных размеров металлоконструкции МС (длин и габаритных размеров поперечных сечений звеньев, при-

соединительных размеров для гидродвигателей) и характеристик гидропривода (рабочего давления и расхода рабочей жидкости).

Рассматриваемая оптимизационная задача является многокритериальной. Ее математическую постановку рассмотрим на примере трехзвенной МС с поворотными звеньями (рисунок 4.2). Такую кинематическую схему имеют, в частности, МС мобильных машин АСТ-4-А [92], Barco 295ML [121; 148] и др.

Рабочая зона трехзвенной МС (рисунок 4.3) выражается полярной сферической системой координат. На рисунке 4.3 показано сечение рабочей зоны вертикальной плоскостью. Конфигурация грузоподъемной стрелы, соответствующая крайнему нижнему положению характерной точки G МС (точки присоединения грузозахватного органа) характеризуется позицией I, а конфигурация, соответствующая крайнему верхнему положению – позицией II. Плоская фигура, ограниченная замкнутой кривой $abcda$, определяет геометрическое место нахождения точки G при любом возможном сочетании взаимного расположения смежных звеньев 2 и 3 грузоподъемной стрелы в процессе работы МС. Кривые ab и cd являются дугами окружности радиуса L_3 с центром в шарнире 23, кривая bc – дугой окружности радиуса $r_{bc} = \sqrt{L_2^2 + L_3^2 + L_2 L_3 \sin q_{30}}$ с центром в шарнире 12, кривая adc – дугой окружности радиуса $r_{abc} = L_2 + L_3$ с центром в шарнире 12. Максимальный вылет

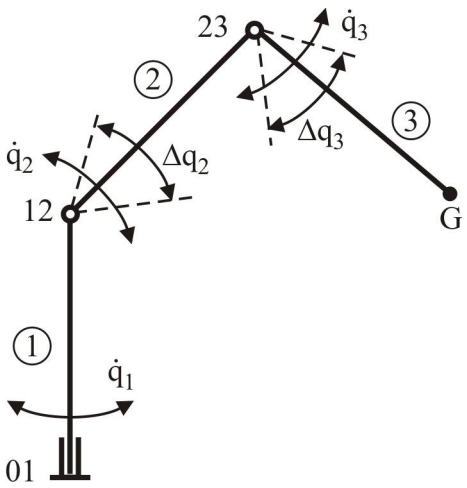


Рисунок 4.2 – Кинематическая схема трехзвенной МС

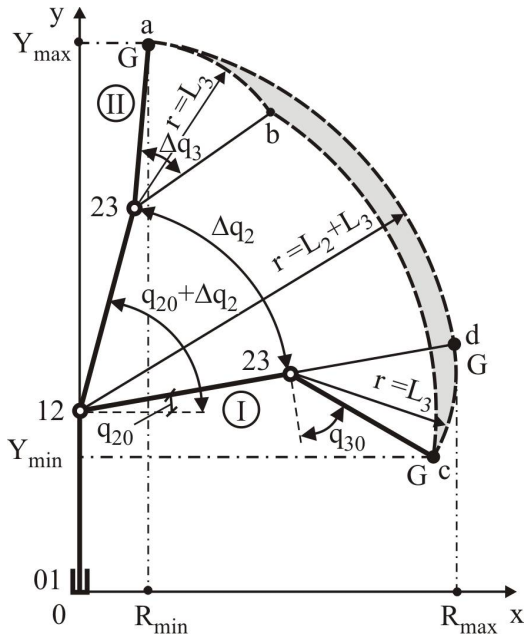


Рисунок 4.3 – Рабочая зона трехзвенной МС

характерной точки G стрелы составляет $R_{\max} = (L_2 + L_3)\cos q_{20}$, минимальный – $R_{\min} = L_2 \cos(q_{20} + \Delta q_2) + L_3 \sin(q_{20} + q_{30} + \Delta q_2 + \Delta q_3)$. Крайнее верхнее положение точки G относительно горизонтальной плоскости установки стрелы (шарнира 01) составляет $Y_{\max} = L_1 + L_2 \sin(q_{20} + \Delta q_2) - \cos(q_{20} + q_{30} + \Delta q_2 + \Delta q_3)$, крайнее нижнее положение – $Y_{\min} = L_1 + L_2 \sin q_{20} - L_3 \cos(q_{20} + q_{30})$. Анализ приведенных геометрических соотношений показывает, что обеспечение установленных в техническом задании на проектирование МС характерных размеров рабочей зоны грузоподъемной стрелы (R_{max}, R_{min}, Y_{max}, Y_{min},) может быть выполнено при различных сочетаниях 7 конструктивных параметров – длин звеньев L_1, L_2, L_3 угловых координат начальных положений звеньев q_{20}, q_{30} и максимальных углов их поворота $\Delta q_2, \Delta q_3$.

Учитывая хорошо зарекомендовавшие себя на практике варианты конструктивного исполнения МК поворотных звеньев гидрофицированных МС, приводящихся в движение с помощью гидроцилиндров, имеется 4 возможных варианта компоновки грузоподъемной стрелы (рисунок 4.4). Варьирование присоединительными размерами, определяющими места крепления гидроцилиндров к МК звеньев, позволяет варьировать величиной внутренних силовых факторов в характерных сечениях звеньев (что оказывает влияние на размеры их поперечных сечений и суммарную массу M_{ms}), а также необходимыми тяговыми усилиями и линейными скоростями движения гидроцилиндров (что оказывает влияние на величину рабочего давления $p_н$, расход рабочей жидкости $Q_н$ и мощность гидропривода $N_н$). Анализ вариантов конструктивного исполнения трехзвенной МС показывает, что собственная масса МК грузоподъемной стрелы M_{ms} и мощность насосной установки $N_н$ определяется сочетанием следующих параметров: длин звеньев (L_1, L_2, L_3), присоединительных размеров гидроцилиндров ($l_{01,h}$, $l_{12,f}$, $l_{12,d}$, $l_{23,b}$, l_{gh}, l_{ef}, l_{cd}, l_{ab}), габаритных размеров поперечных сечений звеньев (высоты t_{b1}, t_{e1}, t_h, t_{b2}, t_{e2}, t_f, t_d, t_{b3}, t_{e3}, t_b; ширины s_1, s_2, s_3), толщин стенок звеньев (δ_1, δ_2, δ_3), углов поворота рычагов (φ_2, φ_3). В зависимости от конструктивного варианта число этих параметров составляет 25…27.

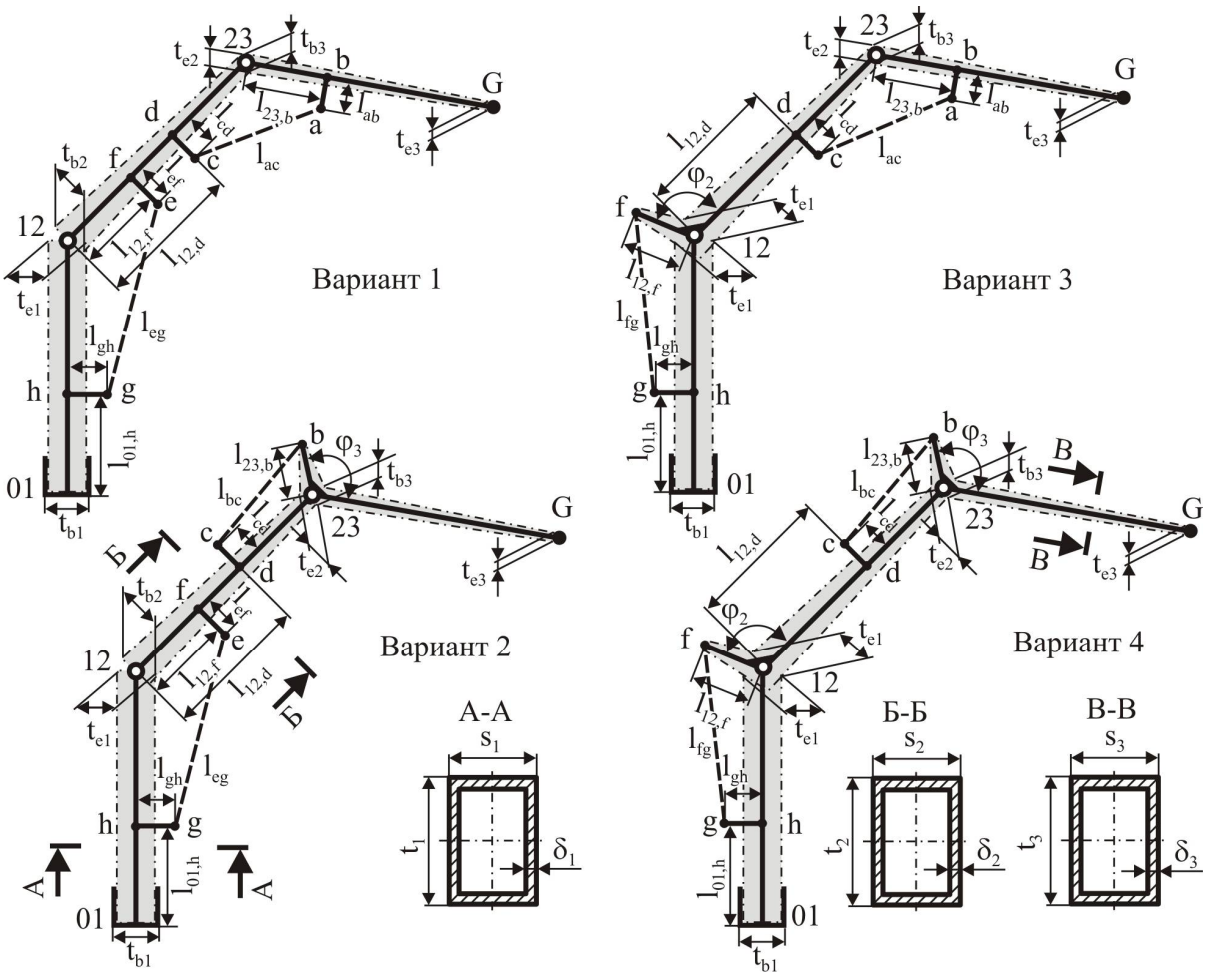


Рисунок 4.4 – Варианты конструктивного исполнения гидрофицированной трехзвенной МС

Максимальная мгновенная мощность при допустимом совместном движении звеньев 2 и 3, определяющая мощность насосной установки гидрофицированной МС, составляет

$$N_н = 0{,}25\pi\, p_н[D^2_{гц2} v_{гц2,\max}(\dot{q}_2) + D^2_{гц3} v_{гц3,\max}(\dot{q}_3)], \qquad (4.2)$$

где $D_{гцi}$ – диаметр приводного гидроцилиндра i-го звена МС; $v_{гцi,\max}(\dot{q}_i)$ – максимальная линейная скорость штока приводного гидроцилиндра i-го звена МС, обеспечивающая требуемую угловую скорость поворота $\dot{q}_i$.

Анализ зависимости (4.2) показывает, что мощность насосной установки определяется сочетанием трех параметров – $p_н$, $D_{гц2}$, $D_{гц3}$.

Перечисленные выше при анализе гидрофицированной МС параметры могут рассматриваться как управляемые параметры задачи оптимизации манипуляционной системы МТТМ, т.е. для i-го варианта ее конструктивного исполнения (рисунок 4.4) подлежащий оптимизации вектор $\{x\}_i$ будет иметь вид:

$$\{x\}_1^T = \{L_1\ L_2\ L_3\ q_{20}\ q_{30}\ \Delta q_2\ \Delta q_3\ p_н\ D_{гц2}\ D_{гц3}\ s_1\ s_2\ s_3\ \delta_1\ \delta_2\ \delta_3\ l_{01,h}\ l_{gh}\ t_{b1}\ t_{e1}\ t_{b2}\ t_{e2}\ t_{b3}\ t_{e3}$$
$$l_{12,f}\ l_{ef}\ l_{12,d}\ l_{cd}\ l_{23,b}\ l_{ab}\ t_h\ t_f\ t_d\ t_b\} = \{x_1\ x_2\ x_3\ x_4\ x_5\ x_6\ x_7\ x_8\ x_9\ x_{10}\ x_{11}\ x_{12}\ x_{13}\ x_{14}$$
$$x_{15}\ x_{16}\ x_{17}\ x_{18}\ x_{19}\ x_{20}\ x_{21}\ x_{22}\ x_{23}\ x_{24}\ x_{25}\ x_{26}\ x_{27}\ x_{28}\ x_{29}\ x_{30}\ x_{31}\ x_{32}\ x_{33}\ x_{34}\};$$

$$\{x\}_2^T = \{L_1\ L_2\ L_3\ q_{20}\ q_{30}\ \Delta q_2\ \Delta q_3\ p_н\ D_{гц2}\ D_{гц3}\ s_1\ s_2\ s_3\ \delta_1\ \delta_2\ \delta_3\ l_{01,h}\ l_{gh}\ t_{b1}\ t_{e1}\ t_{b2}\ t_{e2}\ t_{b3}\ t_{e3}$$
$$l_{12,f}\ l_{ef}\ l_{12,d}\ l_{cd}\ l_{23,b}\ t_h\ t_f\ t_d\ \varphi_3\} = \{x_1\ x_2\ x_3\ x_4\ x_5\ x_6\ x_7\ x_8\ x_9\ x_{10}\ x_{11}\ x_{12}\ x_{13}\ x_{14}$$
$$x_{15}\ x_{16}\ x_{17}\ x_{18}\ x_{19}\ x_{20}\ x_{21}\ x_{22}\ x_{23}\ x_{24}\ x_{25}\ x_{26}\ x_{27}\ x_{28}\ x_{29}\ x_{30}\ x_{31}\ x_{32}\ x_{33}\};$$

$$\{x\}_3^T = \{L_1\ L_2\ L_3\ q_{20}\ q_{30}\ \Delta q_2\ \Delta q_3\ p_н\ D_{гц2}\ D_{гц3}\ s_1\ s_2\ s_3\ \delta_1\ \delta_2\ \delta_3\ l_{01,h}\ l_{gh}\ t_{b1}\ t_{e1}\ t_{b2}\ t_{e2}\ t_{b3}\ t_{e3}$$
$$l_{12,f}\ l_{12,d}\ l_{cd}\ l_{23,b}\ l_{ab}\ t_h\ t_f\ t_d\ t_b\} = \{x_1\ x_2\ x_3\ x_4\ x_5\ x_6\ x_7\ x_8\ x_9\ x_{10}\ x_{11}\ x_{12}\ x_{13}\ x_{14}$$
$$x_{15}\ x_{16}\ x_{17}\ x_{18}\ x_{19}\ x_{20}\ x_{21}\ x_{22}\ x_{23}\ x_{24}\ x_{25}\ x_{26}\ x_{27}\ x_{28}\ x_{29}\ x_{30}\ x_{31}\ x_{32}\ x_{33}\};$$

$$\{x\}_4^T = \{L_1\ L_2\ L_3\ q_{20}\ q_{30}\ \Delta q_2\ \Delta q_3\ p_н\ D_{гц2}\ D_{гц3}\ s_1\ s_2\ s_3\ \delta_1\ \delta_2\ \delta_3\ l_{01,h}\ l_{gh}\ t_{b1}\ t_{e1}\ t_{b2}\ t_{e2}\ t_{b3}\ t_{e3}$$
$$l_{12,f}\ l_{12,d}\ l_{cd}\ l_{23,b}\ t_h\ t_d\ \varphi_2\ \varphi_3\} = \{x_1\ x_2\ x_3\ x_4\ x_5\ x_6\ x_7\ x_8\ x_9\ x_{10}\ x_{11}\ x_{12}\ x_{13}\ x_{14}$$
$$x_{15}\ x_{16}\ x_{17}\ x_{18}\ x_{19}\ x_{20}\ x_{21}\ x_{22}\ x_{23}\ x_{24}\ x_{25}\ x_{26}\ x_{27}\ x_{28}\ x_{29}\ x_{30}\ x_{31}\ x_{32}\}.$$

Показатель качества – собственная масса M_{ms} манипуляционной системы – определяется суммированием масс отдельных звеньев с учетом их конструктивного исполнения (с рычагом и без рычага) и для i-го варианта МС (рисунок 4.4) выражается одной из соответствующих зависимостей

$$M_{ms1} = M_{s1} + M_{s2} + M_{s3}; \qquad M_{ms2} = M_{s1} + M_{s2} + M_{s3l};$$
$$M_{ms3} = M_{s1} + M_{s2l} + M_{s3}; \qquad M_{ms4} = M_{s1} + M_{s2l} + M_{s3l}, \tag{4.3}$$

Массы отдельных звеньев МС, входящие в (4.3), составляют:

- звено 1

$$M_{s1} = \rho L_1 \delta_1 (t_{b1} + t_{e1} + 2s_1 - 4\delta_1);$$

- звено 2 (без рычага)

$$M_{s2} = \rho l_{12,f} \left\langle t_{b2} + t_f + (s_2 - 2\delta_2)\{1 + \sqrt{1 + [(t_f - t_{b2})/l_{12,f}]^2}\} \right\rangle +$$
$$+ \rho (l_{12,d} - l_{12,f}) \left\langle t_f + t_d + (s_2 - 2\delta_2)\{1 + \sqrt{1 + [(t_d - t_f)/(l_{12,d} - l_{12,f})]^2}\} \right\rangle +$$
$$+ \rho (L_2 - l_{12,d}) \left\langle t_d + t_{e2} + (s_2 - 2\delta_2)\{1 + \sqrt{1 + [(t_{e2} - t_d)/(L_2 - l_{12,d})]^2}\} \right\rangle;$$

- звено 2 (с рычагом)

$$M_{s2l} = \rho l_{12,f} \{1{,}5 t_{b2} + (s_2 - 2\delta_2)[1 + \sqrt{1 + (t_{b2}/2l_{12,f})^2}]\} +$$
$$+ \rho l_{12,d} \left\langle t_{b2} + t_d + (s_2 - 2\delta_2)\{1 + \sqrt{1 + [(t_d - t_{b2})/l_{12,d}]^2}\} \right\rangle +$$
$$+ \rho (L_2 - l_{12,d}) \left\langle t_d + t_{e2} + (s_2 - 2\delta_2)\{1 + \sqrt{1 + [(t_{e2} - t_d)/(L_2 - l_{12,d})]^2}\} \right\rangle;$$

- звено 3 (без рычага)

$$M_{s3} = \rho l_{23,b}\left\langle t_{b3} + t_b + (s_3 - 2\delta_3)\{1 + \sqrt{1 + [(t_b - t_{b3})/l_{23,b}]^2}\}\right\rangle +$$

$$+ \rho(L_3 - l_{23,b})\left\langle t_b + t_{e3} + (s_3 - 2\delta_3)\{1 + \sqrt{1 + [(t_{e3} - t_b)/(L_3 - l_{23,b})]^2}\}\right\rangle;$$

- звено 3 (с рычагом)

$$M_{s3l} = \rho l_{23,b}\left\langle 1{,}5t_{b3} + (s_3 - 2\delta_3)\{1 + \sqrt{1 + (t_{b3}/2l_{23,b})^2}\}\right\rangle +$$

$$+ \rho L_3\left\langle t_{b3} + t_{e3} + (s_3 - 2\delta_3)\{1 + \sqrt{1 + [(t_{e3} - t_{b3})/L_3]^2}\}\right\rangle.$$

Значение показателя качества – мощности насосной установки $N_н$ – зависит согласно (4.2) от максимальных линейных скоростей штоков приводных гидроцилиндров звеньев МС, обеспечивающих требуемые угловые скорости их поворота. Анализ приведенных в [139; 141] зависимостей связи между линейными и угловыми скоростями движения звеньев шарнирно-сочлененных стрел позволяет установить расчетные соотношения для оценки максимальных скоростей $v_{цi,\max}(\dot{q}_i)$:

- звено 2 (без рычага)

$$v_{ц2,\max}(\dot{q}_2) = \frac{l_{12,e}l_{12,g}\cos\{q_{20} - arctg(l_{ef}/l_{12,f}) - arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}{\sqrt{l_{12,e}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_{20} - arctg(l_{ef}/l_{12,f}) - arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}} \cdot \dot{q}_2;$$

- звено 2 (с рычагом)

$$v_{ц2,\max}(\dot{q}_2) = -\frac{l_{12,f}l_{12,g}\cos\{q_{2\max} + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}{\sqrt{l_{12,f}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,f}l_{12,g}\sin\{q_{2\max} + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}} \cdot \dot{q}_2;$$

- звено 3 (без рычага)

$$v_{ц3,\max}(\dot{q}_3) = \frac{l_{23,a}l_{23,c}\cos\{q_{30} - arctg(l_{ab}/l_{23,b}) - arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,a}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_{30} - arctg(l_{ab}/l_{23,b}) - arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}} \cdot \dot{q}_3;$$

- звено 3 (с рычагом)

$$v_{ц3,\max}(\dot{q}_3) = -\frac{l_{23,b}l_{23,c}\cos\{q_{3\max} + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_{3\max} + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}} \cdot \dot{q}_3,$$

где $l_{12,e} = \sqrt{l_{12,f}^2 + l_{ef}^2}$; $l_{12,g} = \sqrt{(L_1 - l_{01,h})^2 + l_{gh}^2}$; $l_{23,c} = \sqrt{(L_2 - l_{12,d})^2 + l_{cd}^2}$; $l_{23,a} = \sqrt{l_{23,b}^2 + l_{ab}^2}$;

$q_{2\max}, q_{3\max}$ – углы поворота звеньев 2 и 3, при которых в диапазоне $q_2 \in [0; \Delta q_2]$ и $q_3 \in [0; \Delta q_3]$ имеют место минимумы функций соответственно

$$\frac{\cos\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}{\sqrt{l_{12,f}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,f}l_{12,g}\sin\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}},$$

$$\frac{\cos\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}}.$$

Необходимая величина хода штоков гидроцилиндров поворота секций 2 и 3 с учетом зависимостей [139; 141] составляет:

- звено 2 (без рычага)

$$\Delta l_{гц2} = \sqrt{l_{12,e}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_{20} - arctg(l_{ef}/l_{12,f}) - arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}} -$$
$$- \sqrt{l_{12,e}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_{20} + \Delta q_2 - arctg(l_{ef}/l_{12,f}) - arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}};$$

- звено 2 (с рычагом)

$$\Delta l_{гц2} = \sqrt{l_{12,f}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,f}l_{12,g}\sin\{q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}} -$$
$$- \sqrt{l_{12,f}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,f}l_{12,g}\sin\{q_{20} + \Delta q_2 + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}};$$

- звено 3 (без рычага)

$$\Delta l_{гц3} = \sqrt{l_{23,a}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_{30} - arctg(l_{ab}/l_{23,b}) - arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}} -$$
$$- \sqrt{l_{23,a}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_{30} + \Delta q_3 - arctg(l_{ab}/l_{23,b}) - arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}};$$

- звено 3 (с рычагом)

$$\Delta l_{гц3} = \sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}} -$$
$$- \sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_{30} + \Delta q_3 + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}.$$

Тяговые усилия $U_{гц2}$ и $U_{гц3}$, развиваемые гидродвигателями при повороте звеньев 2 и 3, зависят от положения звеньев в пространстве и поэтому их наибольшие значения $U_{гц2}^{\max}$ и $U_{гц3}^{\max}$ определяются путем нахождения максимума следующих зависимостей при варьировании координат q_2 и q_3 в допустимых интервалах изменения $q_2 \in [0; \Delta q_2]$ и $q_3 \in [0; \Delta q_3]$:

- звено 2 (без рычага)

$$U_{гц2} = \frac{\zeta_{f2}}{l_{12,f}\sin\mu_2 + 2l_{ef}\cos\mu_2}\{G_n[L_2\cos(q_2 + q_{20}) + L_3\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}))] +$$
$$+ \rho g\delta_2 L_2^2[(t_{b2} + 2t_{e2})/3 + s_2 - 2\delta_2]\cos(q_2 + q_{20}) +$$
$$+ \rho g\delta_3 L_3(t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)\sqrt{L_2^2 + L_3^2/4 + L_2L_3\sin(q_3 + q_{30})}\cos\gamma_2\};$$

- звено 2 (с рычагом)

$$U_{гц2} = -\zeta_{f2}\frac{\sqrt{l_{12,f}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,f}l_{12,g}\sin\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}}{l_{12,f}l_{12,g}\cos\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}} \times$$
$$\times\{G_n[L_2\cos(q_2 + q_{20}) + L_3\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}))] +$$

$$+\rho g\delta_2 L_2^2[(t_{b2}+2t_{e2})/3+s_2-2\delta_2]\cos(q_2+q_{20})+$$
$$+\rho g\delta_3 L_3(t_{b3}+t_{e3}+2s_3-4\delta_3)\sqrt{L_2^2+L_3^2/4+L_2L_3\sin(q_3+q_{30})}\cos\gamma_2\};$$

- звено 3 (без рычага)

$$U_{гц3}=\zeta_{f3}\frac{\{G_nL_3+\rho g\delta_3[(t_b+s_3-2\delta_3+t_{e3})L_3^2+(t_{b3}-t_{e3})l_{23,b}^2]/2\}\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30})}{l_{23,d}\sin\mu_3+2l_{ab}\cos\mu_3};$$

- звено 3 (с рычагом)

$$U_{гц3}=-\zeta_{f3}\frac{\sqrt{l_{23,b}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}}{l_{23,b}l_{23,c}\cos\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}\times$$
$$\times L_3\{G_n+\rho g\delta_3L_3[(t_{b3}+2t_{e3})/3+s_3-2\delta_3]\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30}),$$

где ρ – плотность материала МК звеньев; g – ускорение свободного падения ;

$$\gamma_2=q_2+q_{20}-\arccos\left[\frac{2L_2+L_3\sin(q_3+q_{30})}{2\sqrt{L_2^2+L_3^2/4+L_2L_3\sin(q_3+q_{30})}}\right];$$
$$\mu_2=arctg(l_{12,f}/l_{ef})-\pi/2+$$
$$+\arccos\left[\frac{l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_2+q_{20}-arctg(l_{ef}/l_{12,f})-arctg[l_{gh}/(L_1-l_{01,h})]\}}{\sqrt{l_{12,e}^2+l_{12,g}^2+2l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_2+q_{20}-arctg(l_{ef}/l_{12,f})-arctg[l_{gh}/(L_1-l_{01,h})]\}}}\right];$$
$$\mu_3=arctg(l_{23,b}/l_{ab})-\pi/2+$$
$$+\arccos\left[\frac{l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}-arctg(l_{ab}/l_{23,b})-arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,a}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}-arctg(l_{ab}/l_{23,b})-arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}}\right].$$

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости в характерных k-х сечениях грузоподъемной стрелы, возникающие при повороте звеньев, зависят от положения звеньев в пространстве и поэтому их наибольшие значения $M_k^{\max}$ определяются путем нахождения максимума следующих зависимостей при варьировании координат q_2 и q_3 в допустимых интервалах изменения $q_2\in[0;\Delta q_2]$ и $q_3\in[0;\Delta q_3]$:

- звено 1

$$M_{01}=0{,}5\zeta_1\rho gL_2^2\delta_2(t_{b2}+t_{e2}+2s_2-4\delta_2)\cos(q_2+q_{20})+$$
$$+\rho g[L_2\cos(q_2+q_{20})+0{,}5L_3\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30})]L_3\delta_3(t_{b3}+t_{e3}+2s_3-4\delta_3)+$$
$$+[L_2\cos(q_2+q_{20})+L_3\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30})]G_n;$$

если звено 2 без рычага

$$M_h=\zeta_{f1}U_{гц2}l_{gh}\cos\varepsilon_1+\zeta_{f1}(L_1-l_{01,h})\{[G_n+\rho gL_3\delta_3(t_{b3}+t_{e3}+2s_3-4\delta_3)]\sin(q_2+q_{20})+$$
$$+U_{гц2}[\cos(q_2+q_{20})\cos\mu_2-\sin(q_2+q_{20})\sin\mu_2]+U_{гц3}[\cos(q_2+q_{20})\cos\phi_3-\sin(q_2+q_{20})\sin\phi_3]\};$$

если звено 2 с рычагом

$$M_h = \zeta_{f1}\{[G_n + \rho g L_3 \delta_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_{20}) + $$
$$+ U_{гц2}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\mu_2 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\mu_2 + \sin\phi_1] +$$
$$+ U_{гц3}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\phi_3 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\phi_3]\} - \zeta_{f1} U_{гц2} l_{gh}\cos\phi_1;$$

- звено 2 (без рычага)

если звено 3 без рычага

$$M_d = \zeta_{f2}(L_2 - l_{12,d})\langle\{[G_n + \rho g \delta_3 L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) -$$
$$- U_{гц3}\sin\mu_3\}\sin(q_3 + q_{30}) + 0{,}5\rho g (L_2 - l_{12,d})\delta_2 (t_d + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2)\cos(q_2 + q_{20})\rangle;$$

$$M_f = \zeta_{f2}(L_2 - l_{12,f})\langle\{[G_n + \rho g \delta_3 L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) -$$
$$- U_{гц3}\sin\mu_3\}\sin(q_3 + q_{30}) + 0{,}5\rho g (L_2 - l_{12,f})\delta_2 (t_f + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2)\cos(q_2 + q_{20})\rangle -$$
$$- \zeta_{f2} U_{гц3}[l_{cd}\cos\varepsilon_2 + (l_{12,d} - l_{12,f})\sin\varepsilon_2];$$

если звено 3 с рычагом

$$M_d = \zeta_{f2}(L_2 - l_{12,d})\{[G_n + \rho g L_3 \delta_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\cos(q_3 + q_{30}) +$$
$$+ \sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\sin(q_3 + q_{30})] + 0{,}5\rho g (L_2 - l_{12,d})\delta_2 (t_d + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2) +$$
$$- U_{гц3}\sin\left[\arccos\left(\frac{l_{23,b} + l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2 l_{23,b} l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}}\right)\right] +$$
$$+ \rho g l_{23,b}\delta_3 (t_b + t_{b3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30} + \varphi_3)\cos(q_3 + q_{30} + \varphi_3) +$$
$$+ \sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30} + \varphi_3)\sin(q_3 + q_{30} + \varphi_3)]\} + U_{гц3} l_{cd}\cos\phi_3;$$

$$M_f = \zeta_{f2}(L_2 - l_{12,f})\{[G_n + \rho g L_3 \delta_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\cos(q_3 + q_{30}) +$$
$$+ \sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\sin(q_3 + q_{30})] + 0{,}5\rho g (L_2 - l_{12,f})\delta_2 (t_f + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2) +$$
$$- U_{гц3}\sin\left[\arccos\left(\frac{l_{23,b} + l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2 l_{23,b} l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}}\right)\right] +$$
$$+ \rho g l_{23,b}\delta_3 (t_b + t_{b3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30} + \varphi_3)\cos(q_3 + q_{30} + \varphi_3) +$$
$$+ \sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30} + \varphi_3)\sin(q_3 + q_{30} + \varphi_3)]\} + U_{гц3} l_{cd}\cos\phi_3;$$

- звено 2 (с рычагом)

если звено 3 без рычага

$$M_d = \zeta_{f2}(L_2 - l_{12,d})\langle\{[G_n + \rho g \delta_3 L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) -$$
$$- U_{гц3}\sin\mu_3\}\sin(q_3 + q_{30}) + 0{,}5\rho g (L_2 - l_{12,d})\delta_2 (t_d + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2)\cos(q_2 + q_{20})\rangle;$$

$$M_{12} = \zeta_{f2} L_2\langle\{[G_n + \rho g \delta_3 L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) -$$
$$- U_{гц3}\sin\mu_3\}\sin(q_3 + q_{30}) + 0{,}5\rho g L_2 \delta_2 (t_{b2} + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2)\cos(q_2 + q_{20})\rangle -$$
$$- \zeta_{f2} U_{гц3}[l_{cd}\cos\varepsilon_2 + l_{12,d}\sin\varepsilon_2];$$

если звено 3 с рычагом

$$M_d = \zeta_{f2}(L_2 - l_{12,d})\{[G_n + \rho g L_3 \delta_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\cos(q_3 + q_{30}) +$$
$$+ \sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\sin(q_3 + q_{30})] + 0{,}5\rho g (L_2 - l_{12,d})\delta_2 (t_d + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2) +$$

$$-U_{гц3}\sin\left[\arccos\left(\frac{l_{23,b}+l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}}\right)\right]+$$

$$+\rho g l_{23,b}\delta_3(t_b+t_{b3}+2s_3-4\delta_3)][\cos(q_2+q_3+q_{20}+q_{30}+\varphi_3)\cos(q_3+q_{30}+\varphi_3)+$$

$$+\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30}+\varphi_3)\sin(q_3+q_{30}+\varphi_3)]\}+U_{гц3}l_{cd}\cos\phi_3;$$

$$M_{12}=\zeta_{f2}L_2\{[G_n+\rho g L_3\delta_3(t_{b3}+t_{e3}+2s_3-4\delta_3)][\cos(q_2+q_3+q_{20}+q_{30})\cos(q_3+q_{30})+$$

$$+\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30})\sin(q_3+q_{30})]+0{,}5\rho g L_2\delta_2(t_{b2}+t_{e2}+2s_2-4\delta_2)+$$

$$-U_{гц3}\sin\left[\arccos\left(\frac{l_{23,b}+l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}}\right)\right]+$$

$$+\rho g l_{23,b}\delta_3(t_b+t_{b3}+2s_3-4\delta_3)][\cos(q_2+q_3+q_{20}+q_{30}+\varphi_3)\cos(q_3+q_{30}+\varphi_3)+$$

$$+\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30}+\varphi_3)\sin(q_3+q_{30}+\varphi_3)]\}+U_{гц3}l_{cd}\cos\phi_3;$$

- звено 3 (с рычагом)

$$M_{23}=\zeta_{f3}L_3\{G_n+\rho g L_3\delta_3[(t_{b3}+2t_{e3})/3+s_3-2\delta_3]\}\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30});$$

- звено 3 (без рычага)

$$M_b=\zeta_{f3}\sin(q_2+q_3+q_{20}+q_{30})\times$$

$$\times\{(L_3-l_{23,b})[G_n+\rho g\delta_3(t_{b3}+s_3-2\delta_3)(L_3+l_{23,b})]+2\rho g\delta_3(t_{e3}-t_b)(L_3^2+L_3l_{23,b}+l_{23,b}^2)\},$$

где

$$\varepsilon_1=\pi-(q_2+q_{20})-arctg(l_{12,f}/l_{ef})-$$

$$-\arccos\left(\frac{l_{12,e}+l_{12,g}\sin\{q_2+q_{20}-arctg(l_{ef}/l_{12,f})-arctg[l_{gh}/(L_1-l_{01,h})]\}}{\sqrt{l_{12,e}^2+l_{12,g}^2+2l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_2+q_{20}-arctg(l_{ef}/l_{12,f})-arctg[l_{gh}/(L_1-l_{01,h})]\}}}\right);$$

$$\varepsilon_2=\pi-(q_3+q_{30})-arctg(l_{23,b}/l_{ab})-$$

$$-\arccos\left(\frac{l_{23,a}+l_{12,c}\sin\{q_3+q_{30}-arctg[l_{ab}/l_{23,b})]-arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,a}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}-arctg(l_{ab}/l_{23,b})-arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}}\right);$$

$$\phi_3=arctg\,[(L_2-l_{12,d})/l_{cd}]-\frac{\pi}{2}+$$

$$+\arccos\left(\frac{l_{23,c}+l_{23,b}\sin\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_3+q_{30}+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}}\right).$$

Опыт проектирования звеньев МС мобильных машин показывает, что прочность таких конструкций обусловлена, главным образом, их изгибной прочностью и характеризуется величиной нормальных напряжений изгиба в поперечных сечениях по длине звена [54; 94; 139; 283]. Однако поперечных сечений свободных концов звеньев, где изгибающие моменты близки к 0, прочность звеньев

определяется действием поперечной силы и характеризуется величиной касательных напряжений. Для рассматриваемой трехзвенной МС (рисунок 4.4) такими сечениями являются: G (для всех вариантов конструктивного исполнения МС) и дополнительно 12 и 23 (для варианта 1), 12 и b (для варианта 2), 23 и f (для варианта 3), b и f (для варианта 4). Поперечные силы в вертикальной плоскости в указанных сечениях, возникающие при повороте звеньев, зависят от положения звеньев в пространстве и поэтому их наибольшие значения $Q_k^{\max}$ определяются путем нахождения максимума следующих зависимостей при варьировании координат q_2 и q_3 в допустимых интервалах изменения $q_2 \in [0;\Delta q_2]$ и $q_3 \in [0;\Delta q_3]$:

- звено 1

$$Q_{12} = \zeta_{f1}\{[G_n + \rho g L_3 \delta_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_{20}) +$$
$$+U_{гц2}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\mu_2 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\mu_2] + U_{гц3}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\phi_3 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\phi_3]\};$$

если звено 2 без рычага

$$Q_{12} = \zeta_{f1}\{[G_n + \rho g L_3 \delta_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_{20}) +$$
$$+U_{гц2}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\mu_2 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\mu_2 + \sin\varepsilon_1] + U_{гц3}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\phi_3 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\phi_3]\};$$

если звено 2 с рычагом

$$Q_{12} = \zeta_{f1}\{[G_n + \rho g L_3 \delta_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_{20}) +$$
$$+U_{гц2}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\mu_2 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\mu_2 + \sin\phi_1] + U_{гц3}[\cos(q_2 + q_{20})\cos\phi_3 - \sin(q_2 + q_{20})\sin\phi_3]\};$$

- звено 2 (без рычага)

если звено 3 без рычага

$$Q_{12} = \zeta_{f2}\Big\langle\{[G_n + \rho g \delta_3 L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) - U_{гц3}\sin\mu_3\}\sin(q_3 + q_{30}) +$$
$$+ \rho g L_2 \delta_2 (t_{b2} + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2)\cos(q_2 + q_{20}) - U_{гц2}\sin\mu_2 - U_{гц3}\sin\varepsilon_3\Big\rangle;$$

$$Q_{23} = \zeta_{f3}\{[G_n + \rho g \delta_3 L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) - U_{гц3}\sin\mu_3\}\sin(q_3 + q_{30})\};$$

если звено 3 с рычагом

$$Q_{12} = \zeta_{f2}\{[G_n + \rho g L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\cos(q_3 + q_{30}) +$$
$$+\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\sin(q_3 + q_{30})] - U_{гц2}\sin\mu_2 - U_{гц3}\sin\phi_3 + \rho g L_2 \delta_2 (t_{b2} + t_{e2} + 2s_2 - 4\delta_2)\};$$

$$Q_{23} = \zeta_{f3}\{[G_n + \rho g L_3 (t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\cos(q_3 + q_{30}) +$$
$$+ \sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\sin(q_3 + q_{30})] + \rho g l_{23,b} \delta_3 (t_b + t_{b1} + 2s_3 - 4\delta_3)\} -$$
$$-\zeta_{f3} U_{гц3} \sin\left[\arccos\left(\frac{l_{23,b} + l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2 l_{23,b} l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}}\right)\right];$$

- звено 2 (с рычагом)

$$Q_f = Q_{12} = U_{гц2}\sin\left[\arccos\left(\frac{l_{12,f} + l_{12,g}\sin\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}{\sqrt{l_{12,f}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,f}l_{12,g}\sin\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}}\right)\right];$$

если звено 3 без рычага

$$Q_{23} = \zeta_{f3}\{[G_n + \rho g\delta_3 L_3(t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) - U_{гц3}\sin\mu_3\}\sin(q_3 + q_{30});$$

если звено 3 с рычагом

$$Q_{23} = \zeta_{f3}\{[G_n + \rho g L_3(t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)][\cos(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\cos(q_3 + q_{30}) +$$
$$+ \sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30})\sin(q_3 + q_{30})] + \rho g l_{23,b}\delta_3(t_b + t_{b1} + 2s_3 - 4\delta_3)\} -$$
$$- \zeta_{f3}U_{гц3}\sin\left[\arccos\left(\frac{l_{23,b} + l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}}\right)\right];$$

- звено 3 (без рычага)

$$Q_b = \zeta_{f3}[G_n + \rho g\delta_3(L_3 - l_{23,b})(t_b + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30});$$

$$Q_{23} = \zeta_{f3}[G_n + \rho g\delta_3 L_3(t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30}) - U_{гц3}\sin\mu_3;$$

- звено 3 (с рычагом)

$$Q_b = U_{гц3}\sin\left[\arccos\left(\frac{l_{23,b} + l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}}\right)\right];$$

$$Q_{23} = \zeta_{f3}\{[G_n + \rho g L_3(t_{b3} + t_{e3} + 2s_3 - 4\delta_3)]\sin(q_2 + q_3 + q_{20} + q_{30});$$

где

$$\varepsilon_3 = \pi - (q_3 + q_{30}) - arctg(l_{23,u}/l_{ab}) -$$
$$- \arccos\left(\frac{l_{23,a} + l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} - arctg(l_{ab}/l_{23,b}) - arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}{\sqrt{l_{23,a}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_3 + q_{30} - arctg(l_{ab}/l_{23,b}) - arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}}}\right);$$

$$\phi_1 = arctg[(L_1 - l_{01,h})/l_{gh}] - \frac{\pi}{2} +$$
$$+ \arccos\left(\frac{l_{12,g} + l_{12,f}\sin\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}{\sqrt{l_{12,g}^2 + l_{12,f}^2 + 2l_{12,g}l_{12,f}\sin\{q_2 + q_{20} + \varphi_2 + arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}}}\right).$$

Звено 1 МС выполняет роль стойки, воспринимающей при эксплуатации МТТМ вертикально направленные нагрузки – вес груза (включая вес грузозахватного устройства), собственный вес звеньев и инерционных нагрузок. Продольная сжимающая нагрузка в характерных сечениях стойки определяется зависимостями

$$N_{01} = \zeta_{f1}[G_n + \rho g\sum_{j=1}^{j=3} L_j\delta_j(t_{bj} + t_{ej} + 2s_j - 4\delta_j)];$$

$$N_{12} = \zeta_{f1}[G_n + \rho g\sum_{j=2}^{j=3} L_j\delta_j(t_{bj} + t_{ej} + 2s_j - 4\delta_j)].$$

Целевая функция для проведения предпроектной двухкритериальной оптимизации i-го варианта конструктивного исполнения гидрофицированной МС, базирующаяся на целевой функции со структурой типа (4.1), выражается зависимостью:

$$Ц_i(\{x\}_i,\{z\}_i)=\sqrt{w_1\left[1-\frac{Ц_{Mi}(\{x\}_{Mi}^{opt},\{z\}_{Mi}^{opt})}{Ц_{Mi}(\{x\}_i,\{z\}_i)}\right]^2+w_2\left[1-\frac{Ц_{Ni}(\{x\}_{Ni}^{opt},\{z\}_{Ni}^{opt})}{Ц_{Ni}(\{x\}_i,\{z\}_i)}\right]^2}\to\min, \quad (4.4)$$

где $Ц_{Mi}, Ц_{Ni}$ – целевые функции задачи однокритериальной оптимизации показателей качества M_{ms} и $N_н$ соответственно; $\{x\}_{Mi}^{opt}$ ($\{x\}_{Ni}^{opt}$), $\{z\}_k^{opt}$ ($\{z\}_{Ni}^{opt}$) – векторы управляемых и неуправляемых параметров в точке оптимума показателя качества M_{ms} ($N_н$) при однокритериальной оптимизации [139; 158].

Нахождение минимума целевой функции (4.4), а также векторов $\{x\}_i^{opt}$ и $\{z\}_i^{opt}$ в точке ее оптимума должно выполняться с учетом системы ограничений неравенствами, выражающими:

- общие условия компоновки звеньев

$$L_1-l_{01,h}\ge 0;\ \ L_2-l_{12,d}\ge 0;\quad l_{cd}-0{,}7t_d\ge 0;\quad l_{gh}-0{,}7t_h\ge 0;$$
$$t_h-t_{b1}-(t_{e1}-t_{b1})l_{01,h}/L_1\ge 0;\quad t_d-t_{b2}-(t_{e2}-t_{b2})l_{12,d}/L_2\ge 0;$$
$$t_{e1}-t_{b2}\ge 0;\quad t_{e2}-t_{b3}\ge 0;\quad t_{b1}-t_{e1}\ge 0;\quad t_{b2}-t_{e2}\ge 0;\quad t_{b3}-t_{e3}\ge 0;$$
$$q_{20}-\pi/3\ge 0;\quad \pi/6-q_{20}\ge 0;\quad q_{30}-\pi/3\ge 0;\quad \pi/6-q_{30}\ge 0;$$
$$\pi/2-q_{20}-\Delta q_2\ge 0;\quad \pi/2-q_{30}-\Delta q_3\ge 0;$$

- дополнительные условия компоновки звеньев без рычагов

$$l_{12,d}-l_{12,f}\ge 0;\quad L_3-l_{23,b}\ge 0;\quad l_{ab}-0{,}7t_b\ge 0;\quad l_{ef}-0{,}7t_f\ge 0;$$
$$t_f-t_{b2}-(t_{e2}-t_{b2})l_{12,f}/L_2\ge 0;\quad t_b-t_{b3}-(t_{e3}-t_{b3})l_{23,b}/L_3\ge 0;$$

- дополнительные условия компоновки звеньев с рычагами

$$L_2/3-l_{12,f}\ge 0;\quad l_{12,f}-0{,}7t_{b2}\ge 0;\quad L_3/3-l_{23,b}\ge 0;\quad l_{23,b}-0{,}7t_{b3}\ge 0;$$
$$t_{b2}-t_f\ge 0;\quad t_f-t_{e2}/3\ge 0;\quad t_{b3}-t_b\ge 0;\quad t_b-t_{e3}/3\ge 0;$$
$$\varphi_2-\pi/4\ge 0;\quad 5\pi/6-\varphi_2\ge 0;\quad \varphi_3-\pi/4\ge 0;\quad 5\pi/6-\varphi_3\ge 0;$$

- условия компоновки гидроцилиндров звеньев без рычагов

$$\sqrt{l_{12,e}^2+l_{12,g}^2+2l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_{20}-arctg(l_{ef}/l_{12,f})-arctg[l_{gh}/(L_1-l_{01,h})]\}}-\Delta l_{гц2}\ge 0;$$
$$\sqrt{l_{23,a}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,a}l_{23,c}\sin\{q_{30}-arctg(l_{ab}/l_{23,b})-arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}-\Delta l_{гц3}\ge 0;$$

- условия компоновки гидроцилиндров звеньев с рычагами

$$\sqrt{l_{12,f}^2+l_{12,g}^2+2l_{12,f}l_{12,g}\sin\{q_{20}+\Delta q_2+\varphi_2+arctg[l_{gh}/(L_1-l_{01,h})]\}}-\Delta l_{гц2}\ge 0;$$
$$\sqrt{l_{23,b}^2+l_{23,c}^2+2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_{30}+\Delta q_3+\varphi_3+arctg[l_{cd}/(L_2-l_{12,d})]\}}-\Delta l_{гц3}\ge 0;$$

- допустимое сочетание габаритных размеров поперечных сечений звеньев

$$s_1 / t_{b1} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_1 / t_{b1} \ge 0; \quad s_1 / t_{e1} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_1 / t_{e1} \ge 0;$$
$$s_2 / t_{b2} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_2 / t_{b2} \ge 0; \quad s_2 / t_{e2} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_2 / t_{e2} \ge 0;$$
$$s_3 / t_{b3} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_3 / t_{b3} \ge 0; \quad s_3 / t_{e3} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_3 / t_{e3} \ge 0;$$
$$s_1 / t_h - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_1 / t_h \ge 0; \quad s_2 / t_f - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_2 / t_f \ge 0;$$
$$\xi_s^{\max} - s_2 / t_d \ge 0; \quad s_2 / t_d - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_3 / t_b \ge 0; \quad s_3 / t_b - \xi_s^{\min} \ge 0;$$
$$s_1 - 3\delta_1 \ge 0; \quad s_2 - 3\delta_2 \ge 0; \quad s_3 - 3\delta_3 \ge 0;$$

- условия обеспечения требуемых размеров рабочей зоны МС

$$(L_2 + L_3)\cos q_{20} - R_{\max} \ge 0; \quad Y_{\min} - L_1 - L_2 \sin q_{20} + L_3 \cos(q_{20} + q_{30}) \ge 0;$$
$$R_{\min} - L_2 \cos(q_{20} + \Delta q_2) - L_3 \sin(q_{20} + q_{30} + \Delta q_2 + \Delta q_3) \ge 0;$$
$$L_1 + L_2 \sin(q_{20} + \Delta q_2) - \cos(q_{20} + q_{30} + \Delta q_2 + \Delta q_3) - Y_{\max} \ge 0;$$

- возможность подбора объемного насоса, выпускаемого промышленностью

$$p_н - p_{н,\min} \ge 0; \quad p_{н,\max} - p_н \ge 0; \; Q_{н,\max} - \pi(D_{гц2}^2 v_{гц2,\max} + D_{гц3}^2 v_{гц3,\max})/4 \ge 0;$$

- возможность подбора стандартизованного гидроцилиндра для подъемно-транспортной техники

$$p_{гц,\max} - p_н \ge 0; \quad D_{гц,\max} - D_{гц2} \ge 0; \quad D_{гц,\max} - D_{гц3} \ge 0; \quad \Delta L_{гц,\max} - \Delta l_{гц2} \ge 0;$$
$$\Delta L_{гц,\max} - \Delta l_{гц3} \ge 0; \quad V_{гц,\max} - v_{гц2,\max}(\dot{q}_2) \ge 0; \quad V_{гц,\max} - v_{гц3,\max}(\dot{q}_3) \ge 0;$$
$$U_{гц,\max} - U_{гц2}^{\max} \ge 0; \quad U_{гц,\max} - U_{гц3}^{\max} \ge 0;$$

- условия изгибной прочности характерных сечений звеньев МС

$$[\sigma] - 6t_{b1}M_{01}^{\max}/[s_1 t_{b1}^3 - (s_1 - 2\delta_1)(t_{b1} - 2\delta_1)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_h M_h^{\max}/[s_1 t_h^3 - (s_1 - 2\delta_1)(t_h - 2\delta_1)^3];$$

- условия изгибной прочности характерных сечений звеньев МС без рычага

$$[\sigma] - 6t_b M_b^{\max}/[s_3 t_b^3 - (s_3 - 2\delta_3)(t_b - 2\delta_3)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_d M_d^{\max}/[s_2 t_d^3 - (s_2 - 2\delta_2)(t_d - 2\delta_2)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_f M_f^{\max}/[s_2 t_f^3 - (s_2 - 2\delta_2)(t_f - 2\delta_2)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_b M_b^{\max}/[s_3 t_b^3 - (s_3 - 2\delta_3)(t_{b3} - 2\delta_3)^3];$$

- условия изгибной прочности характерных сечений звеньев МС с рычагом

$$[\sigma] - 6t_{b3}M_{23}^{\max}/[s_3 t_{b3}^3 - (s_3 - 2\delta_3)(t_{b3} - 2\delta_3)^3] \ge 0;$$
$$[\sigma] - 6t_d M_d^{\max}/[s_2 t_d^3 - (s_2 - 2\delta_2)(t_d - 2\delta_2)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_{b2}M_{12}^{\max}/[s_2 t_{b2}^3 - (s_2 - 2\delta_2)(t_{b2} - 2\delta_2)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_{b3}M_{23}^{\max}/[s_3 t_{b3}^3 - (s_3 - 2\delta_3)(t_{b3} - 2\delta_3)^3];$$

- условия прочности сечений звеньев МС при действии поперечной силы

$$[\tau] - 0{,}75\zeta_{f3}G_n/[\delta_3(t_{e3} + s_3 - 2\delta_3)] \ge 0; \quad [\tau] - 0{,}75Q_b^{\max}/[\delta_3(t_b + s_3 - 2\delta_3)] \ge 0;$$

$$[\tau]-0{,}75Q_{23}^{\max}/[\delta_3(t_{e3}+s_3-2\delta_3)]\ge 0;\quad [\tau]-0{,}75Q_{23}^{\max}/[\delta_2(t_{e2}+s_2-2\delta_2)]\ge 0;$$
$$[\tau]-0{,}75Q_{f}^{\max}/[\delta_2(t_{f}+s_2-2\delta_2)]\ge 0;\quad [\tau]-0{,}75Q_{12}^{\max}/[\delta_2(t_{b2}+s_2-2\delta_2)]\ge 0;$$
$$[\tau]-0{,}75Q_{12}^{\max}/[\delta_1(t_{e1}+s_1-2\delta_1)]\ge 0;$$

- условия прочности характерных сечений звена 1 при действии продольной силы

$$[\sigma]-0{,}5N_{01}/[\delta_1(t_{b1}+s_1-2\delta_1)];\quad [\sigma]-0{,}5N_{12}/[\delta_1(t_{e1}+s_1-2\delta_1)];$$

- условие обеспечение устойчивости звена 1 при действии продольной сжимающей нагрузки с внецентренным изгибом

$$2\varphi_e[\sigma]\delta_1(t_{b1}+s_1-2\delta_1)-N_{01}\ge 0,$$

где $\xi_s^{\min}, \xi_s^{\max}$ – минимальное и максимальное отношение ширины и высоты поперечного сечения звена; $p_{н,\min}$ $(p_{н,\max})$, $Q_{н,\max}$ – минимальное (максимальное) давление на выходе и максимальная объемная подача насосов, выпускаемых промышленностью; $D_{гц,\max}$, $\Delta L_{гц,\max}$, $U_{гц,\max}$, $V_{гц,\max}$ – максимальные диаметр, ход, тяговое усилие и скорость штока стандартизованных гидроцилиндров; ζ_{fj} – коэффициент перегрузки для j-го звена, учитывающий влияние дополнительной нагрузки от сил инерции, ветрового воздействия, веса гидроцилиндров и ребер жесткости звеньев и др.; $[\sigma],[\tau]$ – допустимые нормальные и касательные напряжения в материале МК звеньев; φ_e – коэффициент устойчивости при сжатии с изгибом [266].

Рассмотренные выше параметры динамики МС могут также определяться с использованием комплексной математической модели. Приведенные выражения используются для изолированных расчетных программ.

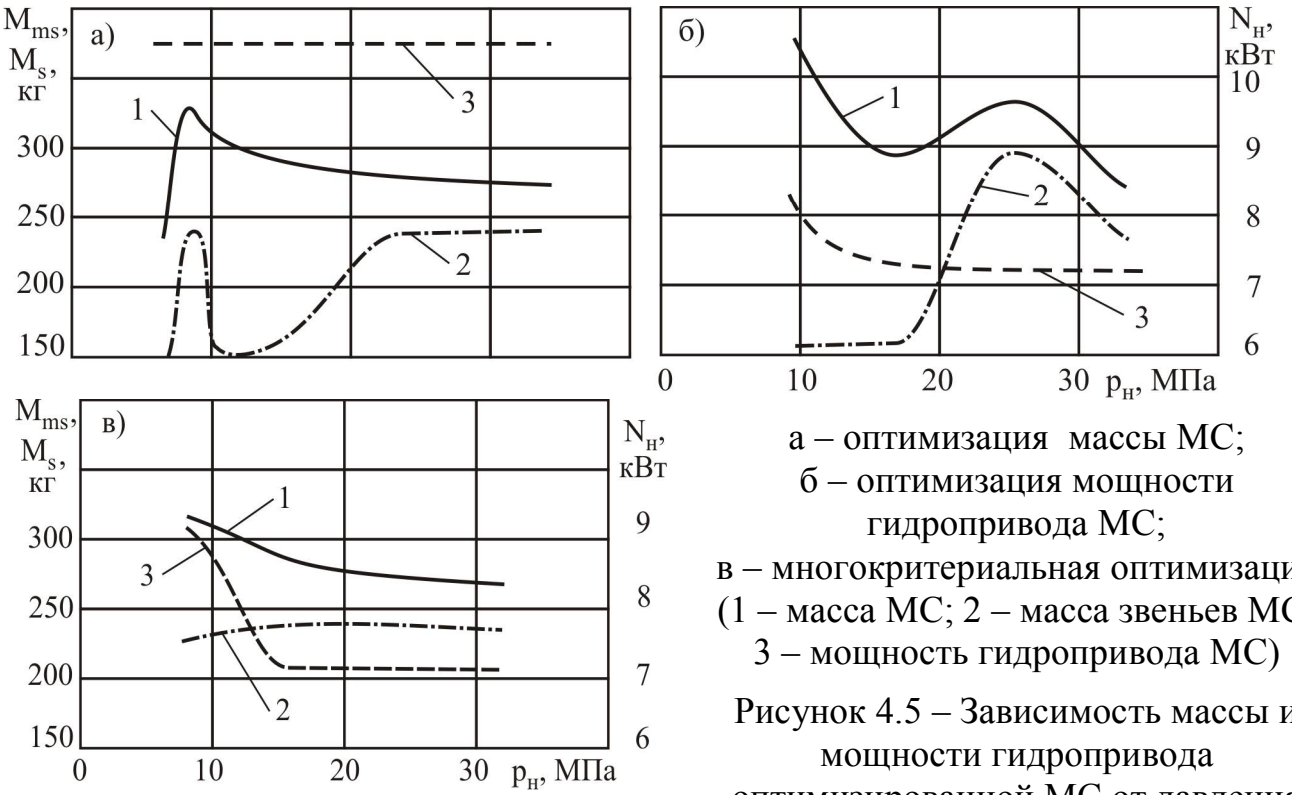
Задачи однокритериальной оптимизации показателей качества M_{ms} и $N_н$ для i-го варианта исполнения гидрофицированной МС, результаты решения которых необходимы для формирования целевой функции многокритериальной оптимизации вида (4.4), представляют собой минимизацию следующих целевых функций на основе соотношений (4.2) и (4.3):

$$Ц_{Mi}(\{x\}_{Mi},\{z\}_{Mi})\equiv M_{msi}(\{x\}_{Mi},\{z\}_{Mi})\to\min \qquad (4.5)$$
$$Ц_{Ni}(\{x\}_{Ni},\{z\}_{Ni})\equiv N_{нi}(\{x\}_{Ni},\{z\}_{Ni})\to\min \qquad (4.6)$$

и нахождения в точке их оптимума векторов управляемых параметров $\{x\}_{Mi}^{opt}$ и $\{x\}_{Ni}^{opt}$. Структура векторов $\{x\}_{Mi}$, $\{x\}_{Ni}$ и системы ограничений, используемых при минимизации данных целевых функций, совпадают со структурой вектора

управляемых параметров при многокритериальной оптимизации $\{x\}_i$ и системой ограничений, представленной выше.

Для оценки эффективности предложенной оптимизационной математической модели была рассмотрена трехзвенная МС с поворотными звеньями энергетической мобильной энергетической машины АСТ-4-А [92], конструктивное исполнение которой соответствует варианту 2 на рисунке 4.4. Результаты ее одно- и многокритериальной оптимизации приведены на рисунке 4.5.



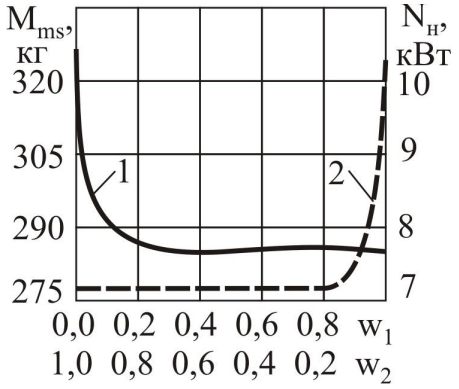
а – оптимизация массы МС;
б – оптимизация мощности гидропривода МС;
в – многокритериальная оптимизация (1 – масса МС; 2 – масса звеньев МС; 3 – мощность гидропривода МС)

Рисунок 4.5 – Зависимость массы и мощности гидропривода оптимизированной МС от давления в гидросистеме

Анализ рисунков 4.5, а и 4.5, б показывает, что однокритериальная оптимизация, эффективно обеспечивая минимизацию одного показателя качества МС, приводит к существенному ухудшению другого показателя качества. Например, в диапазоне рабочих давлений гидросистемы МС $p_н > 16$ МПа однокритериальная оптимизация мощности гидропривода обеспечивает ее минимальную величину ~7,1 кВт, тогда как при однокритериальной оптимизации массы МС она имеет величину ~10,3 кВт, т.е. в 1,45 раза выше. Для однокритериальной оптимизации массы МС наблюдается аналогичная картина: при однокритериальной оптимизации мощности гидропривода масса МС на 10…20 % оказывается больше, чем ее минимальная величина. На рисунке 4.5 также приведены графики массы звеньев металлоконструкции МС

M_s (без учета массы гидродвигателей). При низких рабочих давлениях в гидросистеме ($p_н$ < 16 МПа) вклад массы гидродвигателей в суммарную массу МС M_{ms} достаточно велик, составляя до 50 %. При $p_н$ > 16 МПа доминирующим является вклад массы звеньев МК, а вклад гидродвигателей составляет ~15 %.

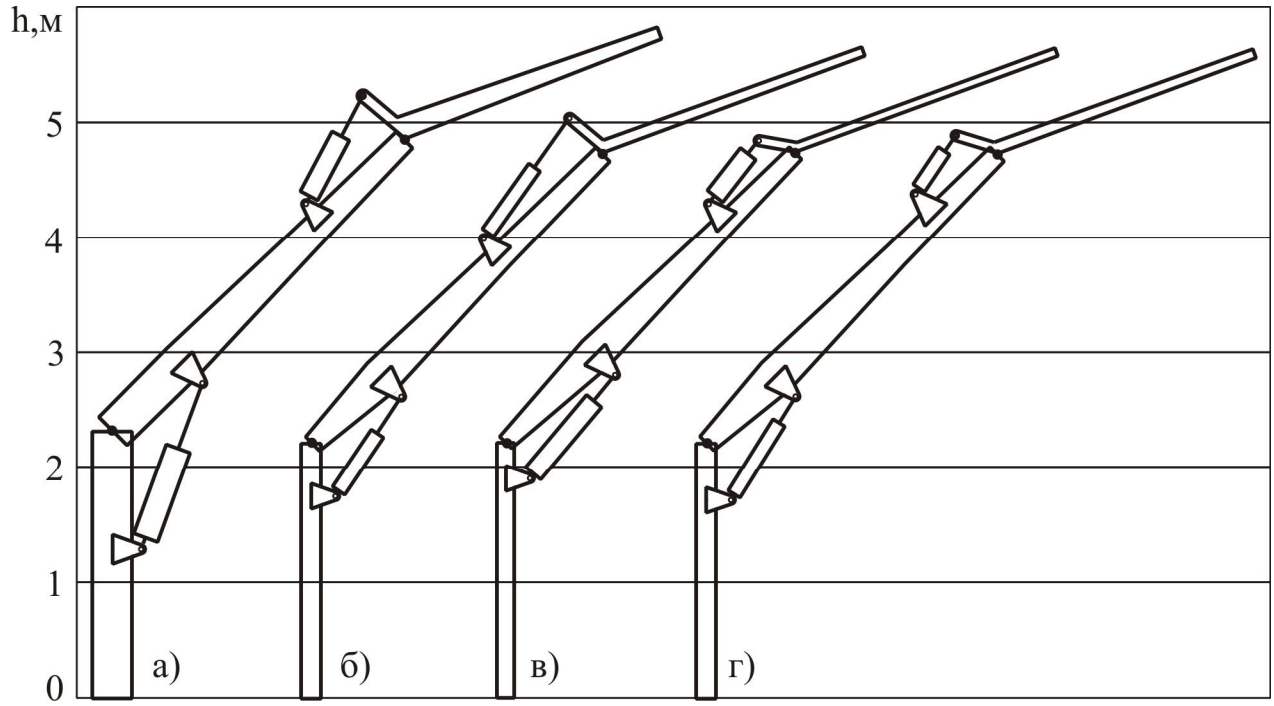
На этом фоне хорошо видна эффективность многокритериальной оптимизации, которая позволяет исключить основной недостаток однокритериальных подходов. Анализ рисунка 4.5, в показывает, что на ее основе возможно получение такой оптимальной конструкции МС, которая одновременно обеспечивает массу МК M_{ms} и мощность гидропривода МС $N_н$ равными своим минимальным значениям после соответствующей однокритериальной оптимизации. Рисунок 4.6 показывает, что предложенная для проведения многокритериальной оптимизации комплексная целевая функция (4.1) 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.



1 – масса МС; 2 – мощность гидропривода МС

Рисунок 4.6 – Влияние сочетания коэффициентов w_1 и w_2 на результаты многокритериальной оптимизации

Конструктивные размеры МК, входящие в векторы управляемых параметров $\{x\}_{Mi}^{opt}$, $\{x\}_{Ni}^{opt}$ и $\{x\}_{i}^{opt}$, частично оказываются неодинаковыми, что обуславливает определенное внешнее отличие оптимальных конструкций МС. В качестве примера, на рисунке 4.7 показан в масштабе 1:75 внешний вид различных вариантов МК мобильной энергетической машины АСТ-4-А – исходного и оптимальных при одно- и многокритериальной оптимизации. Габаритные размеры поперечных сечений звеньев МК и диаметры силовых гидроцилиндров для исходного варианта оказываются заметно большими, чем у любой из оптимальных конструкций, и поэтому он имеет большую массу МК и мощность гидропривода, чем они. Размеры сечений звеньев оптимальных конструкций достаточно близки по величине, однако имеется заметное расхождение в присоединительных размерах гидроцилиндров.



а – исходная конструкция [92]; б – однокритериальная оптимизация по массе МК;
в – однокритериальная оптимизация по мощности гидропривода МС;
г – многокритериальная оптимизация при $w_1 = w_2 = 0{,}5$

Рисунок 4.7 – Внешний вид МС мобильной машины АСТ-4-А (масштаб 1:75) при $p_н$ =16 МПа

4.2 Оптимальное проектирование поворотных гидродвигателей манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин

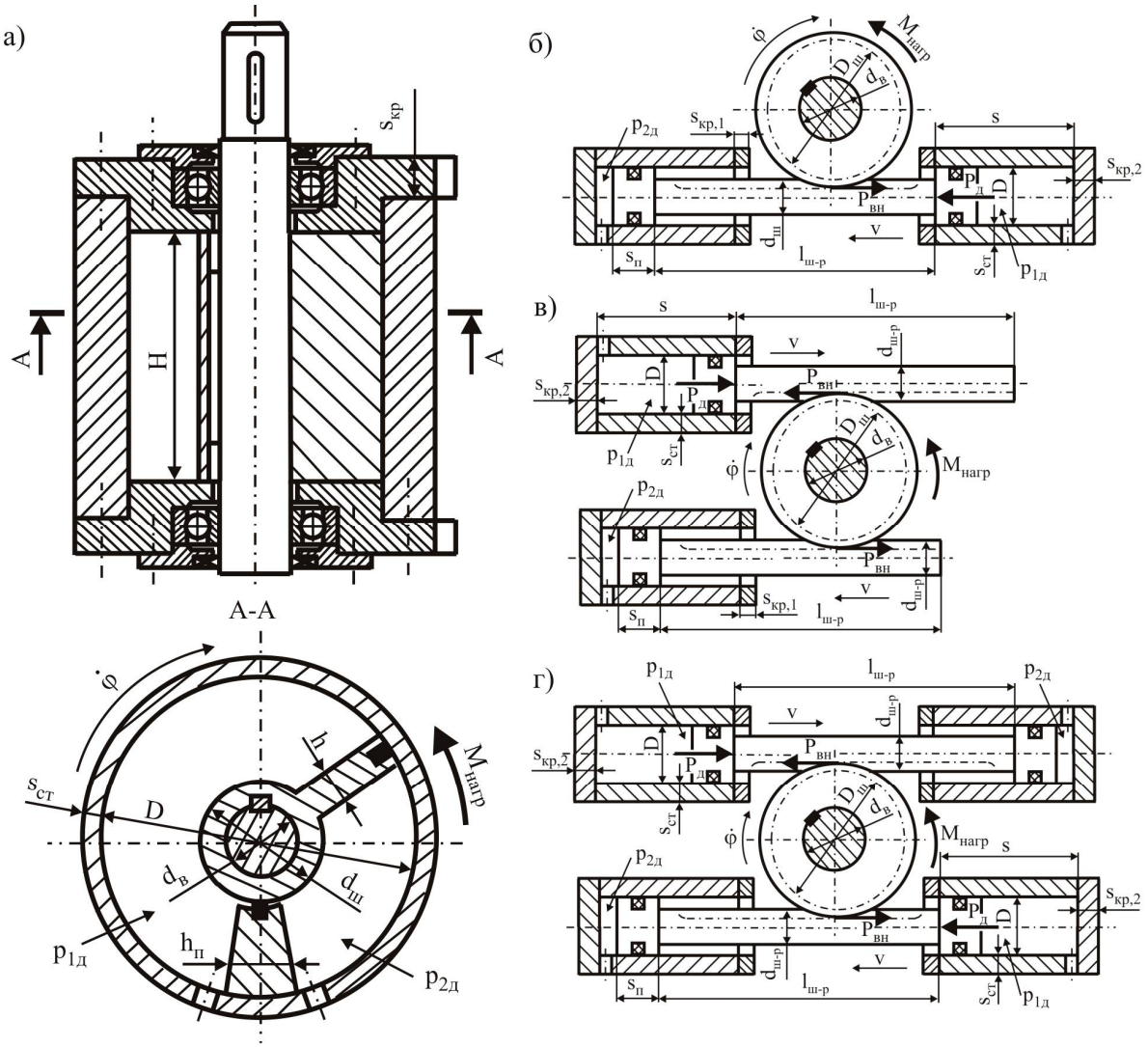
Применительно к проектированию поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем МТТМ представляет практический интерес достижение нескольких проектных целей:

- обеспечение минимума массы (веса) поворотного гидродвигателя;
- обеспечение минимума объема, необходимого для размещения поворотного гидродвигателя;
- обеспечение минимума потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя.

Каждую из перечисленных проектных целей можно рассматривать как самостоятельный критерий эффективности создаваемой конструкции и использовать для построения целевой функции при формировании задачи оптимального проектирования поворотного гидродвигателя.

Конструкции и расчетные схемы поворотных гидродвигателей шиберного и поршневого типа, использованные далее при разработке математических моделей и задачи оптимального проектирования показаны на рисунке 4.8 [136; 158].

При решении задачи обеспечения минимума массы (веса) поворотного гидродвигателя в качестве целевой функции выступает масса (вес) оптимизируемой конструкции, которая складывается из массы (веса) отдельных конструктивных элементов гидродвигателя проектируемого типа и массы (веса) находящейся в его внутренних полостях рабочей жидкости. Для поворотных гидродвигателей, используемых в конструкции гидропривода манипуляционных систем МТТМ (рисунок 4.8), их масса определяется следующими соотношениями:



а – шиберный гидродвигатель; б – двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель; в – двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель; г – четырехпоршневой гидродвигатель

Рисунок 4.8 – Конструкции и расчетные схемы поворотных гидродвигателей[136; 158]

- шиберный гидродвигатель (рисунок 4.8, а)

$$M = M_к + M_{кр} + M_ш + M_в + M_{кд} + M_п + M_ж + 2M_{пш} =$$
$$= \pi\rho_к (D + S_{ст}) S_{ст} H + \pi\rho_{кр}[(D + 2S_{ст})^2 - d_в^2] S_{кр} / 2 +$$
$$+ \rho_ш H[\pi(d_ш^2 - d_в^2)/2 + D - d_ш]/2 + \pi\rho_в d_в^2 l_в / 4 + \pi\rho_{кд} d_{кд}^2 (H + 4S_{кр}) n_{кд} / 4 + \quad (4.7)$$
$$+ \rho_к (D - d_ш) h_п H / 2 + 0{,}5\rho_ж H (D - d_ш)[\pi(D + d_ш)/8 - h - h_п] + 2M_{пш}(d_в);$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рисунок 4.8, б)

$$M = 2(M_к + M_{кр1} + M_{кр2} + M_п + M_{кд} + M_ж + M_{пш}) + M_{ш-р} + M_в + M_ш =$$
$$= 2\pi\rho_к (D + S_{ст}) S S_{ст} + \pi\rho_{кр}[(D + 2S_{ст})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр,1}/2 + \pi\rho_{кр}(D + 2S_{ст}) S_{кр,2}/2 +$$
$$+ \pi\rho_п S_п D^2/2 + \pi\rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2 / 4 + \pi\rho_{кд} d_{кд}^2 (S + S_{кр,1} + S_{кр,2}) n_{кд}/2 + \quad (4.8)$$
$$+ \pi\rho_в d_в^2 l_в / 4 + \pi\rho_ж D^2 (S - S_п)/2 + M_ш + 2M_{пш}(d_в);$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рисунок 4.8, в)

$$M = 2(M_к + M_{кр1} + M_{кр2} + M_п + M_{кд} + M_ж + M_{ш-р} + M_{пш}) + M_в + M_ш =$$
$$= 2\pi\rho_к (D + S_{ст}) S S_{ст} + \pi\rho_{кр}[(D + 2S_{ст})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр,1}/2 + \pi\rho_{кр}(D + 2S_{ст})^2 S_{кр,2}/2 +$$
$$+ \pi\rho_п S_п D^2/2 + \pi\rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2/2 + \pi\rho_{кд} d_{кд}^2 (S + S_{кр,1} + S_{кр,2}) n_{кд}/2 + \pi\rho_в d_в^2 l_в/4 + \quad (4.9)$$
$$+ \pi\rho_ж D^2 (S - S_п)/2 + M_ш + 2M_{пш}(d_в);$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рисунок 4.8, г)

$$M = 4(M_к + M_{кр1} + M_{кр2} + M_п + M_{кд} + M_ж) + 2(M_{ш-р} + M_{пш}) + M_в + M_ш =$$
$$= 4\pi\rho_к (D + S_{ст}) S S_{ст} + \pi\rho_{кр}[(D + 2S_{ст})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр,1} + \pi\rho_{кр}(D + 2S_{ст})^2 S_{кр,2} +$$
$$+ \pi\rho_п S_п D^2 + \pi\rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2/2 + \pi\rho_{кд} d_{кд}^2 (S + S_{кр,1} + S_{кр,2}) n_{кд} + \pi\rho_в d_в^2 l_в/4 + \quad (4.10)$$
$$+ \pi\rho_ж D^2 (S - S_п) + M_ш + 2M_{пш}(d_в),$$

где $M_к, M_{кр}, M_{кр1}, M_{кр2}, M_ш, M_в, M_{кд}, M_п, M_ж, M_{пш}, M_{ш-р}, M_ш$ – масса корпуса, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием, торцевой глухой крышки, штока, выходного вала, крепежных деталей, поршня, жидкости, подшипника, штока-рейки, шестерни; $\rho_к, \rho_{кр}, \rho_{кр1}, \rho_{кр2}, \rho_ш, \rho_в, \rho_{кд}, \rho_п, \rho_ж, \rho_{ш-р}, \rho_ш$ – плотность материала корпуса, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием, торцевой глухой крышки, штока, выходного вала, крепежных деталей, поршня, жидкости, штока-рейки, шестерни; D – внутренний диаметр корпуса или гидроцилиндра; H – глубина корпуса; $S_{ст}$, $S_{кр}$, $S_{кр,1}$, $S_{кр,2}$, – толщина стенки корпуса или гидроцилиндра, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием и торцевой глухой крышки; $d_в$, $d_ш$, $d_{кд}$, $d_{ш-р}$ – диаметр выходного вала, шибера, крепежных деталей, штока-рейки; $S_п$ – толщина поршня; S – ход поршня; $D_{вш}$, $H_ш$ – диаметр делительной окружности и ширина шес-

терни; $l_в$, $l_{ш\text{-}р}$ – длина выходного вала и штока-рейки; h, $h_п$ – толщина перегородки и лопасти шибера; $n_{кд}$ – количество элементов для закрепления; $M_{пш}(d_в)$ – масса подшипника для фиксации выходного вала [136; 158].

При решении задачи обеспечения минимума объема, необходимого для размещения поворотного гидродвигателя, в качестве целевой функции выступает объем, определяемый габаритными размерами оптимизируемой конструкции. Для рассматриваемых типов поворотных гидродвигателей (рисунок 4.8) их объем определяется следующими соотношениями:

- шиберный гидродвигатель (рисунок 4.8, а)

$$V = (D + 2S_{ст})^2 (H + 2S_{кр}); \quad (4.11)$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рисунок 4.8, б)

$$V = (D_ш + 2S_{ст})(D_ш + D/2 + S_{ст} + 0{,}75d_{ш-р})(l_{ш-р} + S + 2S_{кр,2} + S_п); \quad (4.12)$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рисунок 4.8, в)

$$V = (D_ш + 2S_{ст})(D_ш + D + 2S_{ст} + 1{,}5d_{ш-р})(l_{ш-р} + S + S_{кр,2} + S_п); \quad (4.13)$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рисунок 4.8, г)

$$V = (D_ш + 2S_{ст})(D_ш + D + 2S_{ст} + 1{,}5d_{ш-р})(l_{ш-р} + S + 2S_{кр,2} + S_п). \quad (4.14)$$

При решении задачи обеспечения минимума потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя при формировании целевой функции необходимо учесть основные источники возникновения указанных потерь:

- трение скольжения между уплотняющими элементами и корпусом гидродвигателя или гидроцилиндра;
- трение в подшипниках опорных узлов выходного вала;
- внутренние утечки рабочей жидкости из рабочей полости двигателя с высоким давлением в нерабочую полость с низким давлением через зазоры между роторными и статорными элементами [136; 158].

В общем виде соотношение для расчета потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя принимает вид

$$\eta = M_{нагр}^{-1}(\sum_i M_{fs,i} + 2M_{fb}) + Q_n^{-1}\sum_j \Delta q_j$$

где $M_{fs,i}$ – момент трения скольжения в i-м уплотнении; M_{fb} – момент трения в подшипнике опоры выходного вала; $M_{нагр}$ – статический крутящий момент сопротивления движению; Δq_j – объемный расход утечки жидкости через j-й зазор между ро-

торными и статорными деталями гидродвигателя; Q_n – объемный расход рабочей жидкости при номинальной скорости вращения выходного вала [136; 158].

Для шиберного гидродвигателя момент трения скольжения в уплотнении представляет собой сумму моментов от сил трения боковых поверхностей уплотнительного элемента в лопасти шибера о внутреннюю поверхность корпуса на длине H и о внутреннюю поверхность торцевых крышек на длине в пределах $(D - d_ш)/2$, а также боковой поверхности уплотнительного элемента в перегородке о наружную поверхность лопасти шибера на длине H [158]. Для поршневых поворотных двигателей момент от сил трения скольжения в подвижном уплотнении между поршнем и внутренней поверхностью гидроцилиндра зависит от вида уплотнительных элементов, в качестве которых в настоящее время преимущественно применяются уплотнительные резиновые манжеты по ГОСТ 14896-84 или металлические поршневые кольца по ОСТ 2 А54-1-72 [125]. Момент трения в подшипниках определяется их типом и величиной радиальной нагрузки [93; 261].

Для рассматриваемых типов поворотных гидродвигателей (рисунок 4.8) относительные потери мощности определяются следующими соотношениями [158]:

- шиберный гидродвигатель (рисунок 4.8, а)

$$\eta = \{f_{fr} h(D + d_ш)(2H + D - d_ш)[0{,}0125\varepsilon E_s + c_s(p_{1д} - p_{2д})]/6 + \\ + [cd_в + 0{,}25H(D + d_ш)(p_{1д} - p_{2д})]\}/M_{нагр} + \\ + \frac{8\alpha_s\sqrt{\mu_ж h\dot{\varphi}_n / E_s}\, 0{,}18H(D^{1,5} + d_ш^{1,5}) + 0{,}13\pi(D^2 - d_ш^2)\sqrt{D + d_ш}]}{H(D^2 - d_ш^2)}; \quad (4.15)$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рисунок 4.8, б)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \{\pi f_{fr} b_s D D_ш[n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + \\ [cd_в + 2f_0(1 + tg^2\alpha_w)^{0,5} M_{нагр}/D_ш]\}/M_{нагр} + 2{,}8\alpha_s\sqrt{\mu_ж\dot{\varphi}_n / Dp'_{w1}}; \quad (4.16)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \{\pi f_{fr} b_s D D_ш[n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + \\ (cd_в + 2f_0(1 + tg^2\alpha_w)^{0,5} M_{нагр}/D_ш)\, d_в\}/M_{нагр} + \\ + 4\mu_щ\sqrt{2(p_{1д} - p_{2д})/\rho_ж}(ES + ei)[2D + (ES - ei)]/\dot{\varphi}_n D^2 D_ш; \quad (4.17)$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рисунок 4.8, в)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \{\pi f_{fr} b_s D D_ш[n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + cd_в^2\}/M_{нагр} + 2{,}8\alpha_s\sqrt{\mu_ж\dot{\varphi}_n / Dp'_{w1}}; \quad (4.18)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \{\pi f_{fr} b_s DD_ш [n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + cd_в^2\} / M_{нагр} + \\ + 4\mu_щ \sqrt{2(p_{1д} - p_{2д})/\rho_ж}\,(ES + ei)[2D + (ES - ei)] / \dot{\varphi}_n D^2 D_ш; \quad (4.19)$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рисунок 4.8, г)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \{2\pi f_{fr} b_s DD_ш [n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + cd_в^2\} / M_{нагр} + 2{,}8\alpha_s \sqrt{\mu_ж \dot{\varphi}_n / Dp'_{w1}}; \quad (4.20)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \{2\pi f_{fr} b_s DD_ш [n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + cd_в^2\} / M_{нагр} + \\ + 4\mu_щ \sqrt{2(p_{1д} - p_{2д})/\rho_ж}\,(ES + ei)[2D + (ES - ei)] / \dot{\varphi}_n D^2 D_ш, \quad (4.21)$$

где α_w – угол зацепления шестерни; f_{fr} – коэффициент трения скольжения материала уплотнительного элемента по стали; ε – относительное сжатие уплотнительного элемента [234]; E_s – модуль упругости материала уплотнительного элемента; c_s – коэффициент передачи материалом уплотнительного элемента давления на стенку корпуса [234]; b_s – ширина уплотнительного элемента; n_s – число уплотнительных элементов, установленных на одном поршне; p_k – контактное давление, создаваемое уплотнительным элементом; α_s – безразмерный коэффициент при расчете величины зазора в уплотнении с упругим уплотняющим элементом [108]; $\mu_ж$ – динамическая вязкость рабочей жидкости при рабочем давлении; $\mu_щ$ – коэффициент расхода щели (системы щелей); ES – верхнее отклонение отверстия согласно допуска на изготовление охватывающей детали; ei – нижнее отклонение вала согласно допуска на изготовление охватываемой детали; c, f_0 – коэффициенты, определяемые типом подшипника качения [261].

Анализ зависимостей (4.7), (4.11) и (4.15) позволяет сделать вывод о том, что критерии оптимальности шиберного гидродвигателя определяются десятью конструктивными размерами ($D, H, S_{ст}, S_{кр}, d_в, d_ш, d_{кд}, l_в, h, h_n$) и одним количественным параметром ($n_{кд}$). При этом внутренний диаметр D и глубина корпуса гидродвигателя H являются независимыми параметрами. Таким образом, вектор управляемых параметров задачи оптимизации выглядит следующим образом:

$$\{x\}^T = \{x_1 \quad x_2\} = \{D \quad H\}.$$

Другие размеры либо заранее предопределены конструкцией привода и величиной внешней нагрузки ($d_в$, $l_в$), либо вычисляются по известным зависимостям от D и H [125; 136]. Из этих размеров формируется вектор неуправляемых параметров, который выглядит следующим образом:

$$\{z\}^T = \{z_1\, z_2\, z_3\, z_4\, z_5\, z_6\, z_7\, z_8\, z_9\} = \{S_{ст}\, S_{кр}\, d_ш\, d_{кд}\, h\, h_n\, n_{кд}\, d_в\, l_в\}.$$

Анализ зависимостей (4.8)-(4.10), (4.12)-(4.14) и (4.16)-(4.21) позволяет сделать вывод о том, что критерии оптимальности поршневого гидродвигателя определяются тринадцатью конструктивными размерами ($D, D_ш, S_{ст}, S_{кр1}, S_{кр2}, S_n, S, d_в, d_{ш-р}, d_{кд}, l_в, l_{ш-р}, H_ш$) и одним количественным параметром ($n_{кд}$).

При этом внутренний диаметр гидроцилиндра D и диаметр шестерни $D_ш$ являются независимыми параметрами. Таким образом, вектор управляемых параметров выглядит следующим образом:

$$\{x\}^T = \{x_1 \quad x_2 \quad x_3\} = \{D \quad D_ш \quad m_ш\}.$$

Другие размеры либо заранее предопределены конструкцией привода и величиной внешней нагрузки ($d_в$, $l_в$), либо вычисляются по известным зависимостям от D и $D_ш$ [125; 136]. Из этих размеров формируется вектор неуправляемых параметров, который выглядит следующим образом:

$$\{z\}^T = \{z_1\, z_2\, z_3\, z_4\, z_5\, z_6\, z_7\, z_8\, z_9\, z_{10}\, z_{11}\, z_{12}\} = \{S_{ст}\, S_{кр1}\, S_{кр2}\, S_n\, S\, d_{ш-р}\, d_в\, d_{кд}\, l_{ш-р}\, l_в\, H_ш\, n_{кд}\}.$$

Целевая функция для проведения трехкритериальной оптимизации поворотных гидродвигателей, базирующаяся на целевой функции со структурой типа (4.1), выражается зависимостью [158]:

$$Ц_{MV\eta}(\{x\},\{z\}) = \left\{ w_M \left[1 - \frac{Ц_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{Ц_M(\{x\},\{z\})}\right]^2 + w_V \left[1 - \frac{Ц_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})}{Ц_V(\{x\},\{z\})}\right]^2 + w_\eta \left[1 - \frac{Ц_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})}{Ц_\eta(\{x\},\{z\})}\right]^2 \right\}^{0,5} \to \min, \tag{4.22}$$

где w_M, w_V, w_η – весовые коэффициенты для следующих критериев эффективности конструкции гидродвигателя соответственно: минимума массы M, минимума занимаемого объема V, минимума потери мощности η, причем $w_M + w_V + w_\eta = 1$.

В процессе условной минимизации приведенных частных видов целевой функции общего вида (4.22) находятся соответственно оптимальные векторы вида $\{x\}_{MV}^{opt}$ и $\{z\}_{MV}^{opt}$, $\{x\}_{M\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{M\eta}^{opt}$, $\{x\}_{V\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{V\eta}^{opt}$.

При оптимизации шиберных поворотных гидродвигателей (рисунок 4.8, а) процедура нахождения минимума целевой функции (4.22) и вектора $\{x\}^{opt}$ в точке ее оптимума должна выполняться с учетом системы ограничений неравенствами [128; 153; 158], выражающими:

- конструктивные условия

$$x_1 > 0;\quad x_2 > 0;\quad z_3 - 1{,}3z_8 \geq 0;\quad k_{D/H}^{\max} - x_1/x_2 \geq 0;\quad k_{D/H}^{\max} - x_2/x_1 \geq 0;$$

- условие обеспечения требуемого угла поворота

$$2[\pi - \arcsin(z_5/z_3) - \arcsin(z_6/z_3)] - [\varphi] \geq 0;$$

- условие обеспечения тягового усилия

$$x_1 - 2\sqrt[3]{\frac{k_{mp}M_{нагр}x_1}{x_2(1-k_d^2)(p_{1\partial}-p_{2\partial})}} \geq 0;$$

- условие обеспечения скорости установившегося движения

$$8Q_n/x_2(x_1^2 - z_3^2) - \dot{\varphi}_n \geq 0;$$

- условие лимитирования углового ускорения выходного вала при разгоне

$$[\ddot{\varphi}] - [(p_{1\partial}-p_{2\partial})x_2(x_1^2 - z_3^2)/8 - k_{mp}M_{нагр}]/J_u \geq 0;$$

- условие обеспечения изгибной прочности корневого сечения шибера

$$[\sigma]_p - 3(p_{1\partial}-p_{2\partial})(x_1 - z_3)^2/8z_5^2 \geq 0;$$

- условие обеспечения усталостной прочности корневого сечения шибера

$$\sigma_{-1}/K - 3(p_{1\partial}-p_{2\partial})(x_1 - z_3)^2/8z_5^2 \geq 0,$$

где $k_{D/H}^{\max}$ – максимально допустимое соотношение размеров D/H; $[\varphi]$, $[\ddot{\varphi}]$ – максимальный угол поворота и угловое ускорение при разгоне выходного вала согласно техническому заданию на проектирование гидродвигателя; J_u – момент инерции вращающихся масс относительно выходного вала гидродвигателя; σ_{-1} – предел выносливости материала шибера; K – коэффициент снижения предела выносливости материала шибера согласно ГОСТ 25.504-82 [136; 158; 316].

При оптимизации поршневых поворотных гидродвигателей (рисунок 4.8, б-г) процедура нахождения минимума целевой функции (4.22) и вектора $\{x\}^{opt}$ в точке ее оптимума должна выполняться с учетом системы ограничений неравенствами [136; 153; 158], выражающими:

- конструктивные условия

$$x_1 \ge 0;\quad x_2 \ge 0;\quad x_2 - 0{,}75(x_1 + 2z_1 - z_6) \ge 0;\quad z_{11} - 0{,}7z_6 \ge 0;\ z_5 - 0{,}5x_2[\varphi] - z_4 \ge 0;$$

$$k_{гш}^{\max} - x_1 / x_2 \ge 0;\quad k_{гш}^{\max} - x_2 / x_1 \ge 0;\quad 2z_6 - z_{11} \ge 0$$

(для схем на рисунок 4.8, в, г вводится дополнительное условие $x_2 - 1{,}2(x_1 - 2z_1) \ge 0$);

- условия использования модулей, рекомендуемых для силовых передач

$$x_3 - 0{,}0015 \ge 0;\quad 0{,}09 - x_3 \ge 0;$$

- условие размещения минимального числа зубьев шестерни

$$x_2 - x_3 z_{\min} \ge 0;$$

- условие размещения крепежных элементов

$$\pi(x_1 + 2z_1 + z_8) - 2z_8 z_{12} \ge 0;$$

- условия обеспечения ширины штока-рейки вдоль делительной прямой

$$10x_3 - 2\sqrt{x_3(z_6 - x_3)} \ge 0;\quad 2\sqrt{x_3(z_6 - x_3)} - 2x_3 \ge 0;$$

- условие изготовления вала-шестерни минимального диаметра

$$x_2 - 8{,}5x_3 - z_7 \ge 0;$$

- условие прочности зубьев на контактную выносливость для исключения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{H\lim в} / S_H - 6{,}86 \cdot 10^5 \sqrt{k_{тр}\eta_{пк}M_{нагр} / n_n x_2^2 x_3} \ge 0;$$

- условие прочности зубьев на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{HP\max} - 6{,}86 \cdot 10^5 \sqrt{k_{пер}k_{тр}\eta_{пк}M_{нагр} / n_n x_2^2 x_3} \ge 0;$$

- условие прочности зубьев на выносливость при изгибе с целью предотвращения усталостного излома зубьев шестерни или рейки

$$\sigma^o_{F\lim в} / S_F - 10{,}0\, k_{тр}\eta_{пк}M_{нагр} / n_n x_2 x_3^2 \ge 0;$$

- условие прочности зубьев при изгибе максимальной нагрузкой для исключения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{F\lim M} / S_{FM} - 10{,}0\, k_{пер}^{\max} k_{тр}\eta_{пк}M_{нагр} / n_n x_2 x_3^2 \ge 0;$$

- условие прочности зубьев на малоцикловую выносливость при изгибе с целью предотвращения излома зубьев шестерни или рейки от малоцикловой усталости при плавном и ударном нагружении

$$0{,}9\sigma_{F\lim L} / S_{FL} - 2{,}52 k_{тр}\eta_{пк}M_{нагр} / n_n x_2 x_3^2 \ge 0;$$

- условие обеспечения статической прочности рейки при внецентренном приложении продольной осевой нагрузки

$$[\sigma]_p - P_{вн}[1 + x_2(x_2 - 2x_3)/4i^2_{\min}]/A_{ш-р} \geq 0;$$

- условие обеспечения усталостной прочности рейки

$$\sigma_{-1}/K - P_{вн}[1 + x_2(x_2 - 2x_3)/4i^2_{\min}]/A_{ш-р} \geq 0;$$

- условие обеспечения устойчивости штока-рейки на продольный изгиб под действием сжимающего осевого усилия

$$\sigma_{кр} - P_{вн}/A_{ш-р} \geq 0 \text{ [253; 266];}$$

- условие обеспечения тягового усилия

$$x_1 - 4\sqrt{\frac{k_{тр}\eta_{пк}M_{нагр}}{\pi\, n_n x_2[p_{1д} - (1-k_d^2)p_{2д}]}} \geq 0;$$

- условие обеспечения плавности движения штока-рейки

$$x_1 - x_2[\varphi]/36 \geq 0;$$

- условие обеспечения скорости установившегося движения

$$16Q_n/\pi n_n x_1^2 x_2 - \dot{\varphi}_n \geq 0;$$

- условие ограничения углового ускорения выходного вала при разгоне

$$[\ddot{\varphi}] - \left\langle 0{,}0625\pi n_n x_1^2 x_2\{p_{1д} - [1-(z_6/x_1)^2]p_{2д}\} - k_{тр}\eta_{пк}M_{нагр}\right\rangle/J_u \geq 0,$$

где $z_{\min}$ – минимальное число зубьев; $k_{гш}^{\max}$ – максимально допустимое соотношение размеров $D/D_ш$; σ_T - предел текучести; σ_{-1} – предел выносливости материала рейки; $\sigma_{H\lim в}$, $\sigma_{HP\max}$, $\sigma^o_{F\lim в}$, $\sigma_{F\lim M}$, $\sigma_{F\lim L}$ – допускаемое контактное напряжение, допускаемое предельное контактное напряжение, базовый предел выносливости материала зубьев, предельное напряжение при изгибе, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, и исходное предельное напряжение, не вызывающее излома зубьев от малоцикловой усталости, соответственно по ГОСТ 21354-87; S_H, S_F, S_{FM}, S_{FL} – коэффициенты безопасности при расчете на контактную выносливость, выносливость при изгибе, прочность при изгибе максимальной нагрузкой, малоцикловую выносливость по ГОСТ 21354-87; K – коэффициент снижения предела выносливости материала рейки согласно ГОСТ 25.504-82; $k_{пер}$ – коэффициент перегрузки по преодолеваемому крутящему моменту на выходном валу гидродвигателя; $k_{пер}^{\max}$ – коэффициент перегрузки по наибольшему за срок службы преодолеваемому крутящему моменту; $\eta_{пк}$ – коэффициент полезного дей-

ствия подшипников выходного вала; $P_{вн}$ – сжимающее осевое усилие в штоке-рейке при повороте; $A_{ш-р}$ – площадь поперечного сечения нарезанной части штока-рейки; $[\sigma]_p$ – допустимое напряжение на разрыв материала рейки; $\sigma_{кр}$ – критическое напряжение в штоке-рейке при потере устойчивости; $[\ddot{\varphi}]$ – угловое ускорение при разгоне выходного вала согласно технического задания на проектирование гидродвигателя; n_n – число поршней гидродвигателя [22; 136; 158].

Задачи однокритериальной оптимизации показателей качества M, V и η поворотных гидродвигателей гидрофицированной МС, результаты решения которых необходимы для формирования целевой функции многокритериальной оптимизации вида (4.22), представляют собой минимизацию следующих целевых функций на основе соотношений (4.7)-(4.10), (4.11)-(4.14) и (4.15)-(4.21):

- для шиберного поворотного гидродвигателя (рисунок 4.8, а)

$$\begin{gathered}
Ц_M(\{x\},\{z\}) = \pi\rho_к(x_1+z_1)z_1x_2 + 0{,}5\pi\rho_{кр}[(x_1+2z_1)^2 - z_8^2]\,z_2 + \\
+ \rho_ш x_2[\pi(z_3^2 - z_8^2)/2 + 0{,}5(x_1 - z_3)]/2 + \pi\rho_в z_8^2 z_9/4 + \pi\rho_{кд} z_4^2(x_2+4z_2)z_7/4 + \\
+ \rho_к(x_1 - z_3)x_2z_6/2 + \rho_ж x_2(x_1 - z_3)[\pi(x_1+z_3)/4 - z_5 - z_6]/2 + 2M_{пш}(z_8); \\
Ц_V(\{x\},\{z\}) = (x_1+2z_1)^2(x_2+2z_2); \\
Ц_\eta(\{x\},\{z\}) = \{f_{fr}z_5(x_1+z_3)(2x_2+x_1-z_3)[0{,}0125\varepsilon E_s + c_s(p_{1д} - p_{2д})]/6 + \\
+ [cz_8 + x_2(x_1+z_3)(p_{1д} - p_{2д})/4]z_8\}/M_{нагр} + \\
+ 8\alpha_s\sqrt{\mu_ж z_5\dot{\varphi}_n/E_s}[0{,}18x_2(x_1^{1,5} + z_3^{1,5}) + 0{,}13\pi(x_1^2 - z_3^2)\sqrt{x_1+z_3}]/x_2(x_1^2 - z_3^2);
\end{gathered} \tag{4.23}$$

- для двухпоршневого одноштокового гидродвигателя (рисунок 4.8, б)

$$\begin{gathered}
Ц_M(\{x\},\{z\}) = 2\pi\rho_к(x_1+z_1)z_5z_1 + \pi\rho_{кр}[(x_1+2z_1)^2 - z_6^2]z_2/2 + \\
+ \pi\rho_{кр}(x_1+2z_1)^2 z_3/2 + \pi\rho_n x_1^2 z_4/2 + \pi\rho_{кд} z_8^2(z_5+z_2+z_3)z_{12}/2 + \pi\rho_{ш-р} z_9 z_6^2/4 + \\
+ \pi\rho_в z_7^2 z_{10}/4 + \pi\rho_ш x_2^2\, z_{11}/4 + \pi\rho_ж x_1^2(z_5 - z_4)/2 + 2M_{пш}(z_7); \\
Ц_V(\{x\},\{z\}) = (x_2+2z_1)(x_2 + x_1/2 + z_1 + 3z_6/4)(z_9 + z_5 + 2z_3 + z_4); \\
Ц_\eta(\{x\},\{z\}) = \{\pi f_{fr} b_s x_1 x_2[n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + \\
+ (cz_7 + 2f_0\sqrt{1+tg^2\alpha_w}M_{нагр}/x_2)z_7\}/M_{нагр} + 2{,}8\alpha_s\sqrt{\mu_ж\dot{\varphi}_n/x_1p'_{w1}}
\end{gathered} \tag{4.24}$$

или

$$\begin{gathered}
Ц_\eta(\{x\},\{z\}) = \{\pi f_{fr} b_s x_1 x_2[n_s p_k + (p_{1д} - p_{2д})] + (cz_7 + 2f_0\sqrt{1+tg^2\alpha_w}M_{нагр}/x_2)z_7\}/M_{нагр} \\
++ 4\mu_щ\sqrt{2(p_{1д} - p_{2д})/\rho_ж}(ES+ei)[2x_1 + (ES - ei)]/\dot{\varphi}_n x_1^2 x_2;
\end{gathered}$$

- для двухпоршневого двухштокового гидродвигателя (рисунок 4.8, в)

$$Ц_M(\{x\},\{z\}) = 2\pi\rho_к(x_1+z_1)z_5z_1+\pi\rho_{кр}[(x_1+2z_1)^2-z_6^2]z_2/2+$$
$$+\pi\rho_{кр}(x_1+2z_1)^2 z_3/2+\pi\rho_n x_1^2 z_4/2+\pi\rho_{кд}z_8^2(z_5+z_2+z_3)z_{12}/2+\pi\rho_{ш-р}z_9z_6^2/2+$$
$$+\pi\rho_в z_7^2 z_{10}/4+\pi\rho_ш x_2^2 z_{11}/4+\pi\rho_ж x_1^2(z_5-z_4)/2+2M_{пш}(z_7);$$
$$Ц_V(\{x\},\{z\}) = (x_2+2z_1)(x_2+x_1+2z_1+3z_6/2)(z_9+z_5+2z_3+z_4);$$
$$Ц_\eta(\{x\},\{z\}) = \{\pi f_{fr}b_s x_1x_2[n_s p_k+(p_{1д}-p_{2д})]+cz_7^2\}/M_{нагр}+2{,}8\alpha_s\sqrt{\mu_ж\dot{\varphi}_n/x_1p'_{w1}} \quad (4.25)$$

или

$$Ц_\eta(\{x\},\{z\}) = \{\pi f_{fr}b_s x_1x_2[n_s p_k+(p_{1д}-p_{2д})]+cz_7^2\}/M_{нагр}+$$
$$+4\mu_щ\sqrt{2(p_{1д}-p_{2д})/\rho_ж}(ES+ei)[2x_1+(ES-ei)]/\dot{\varphi}_n x_1^2x_2;$$

- для четырехпоршневого гидродвигателя (рисунок 4.8, г)

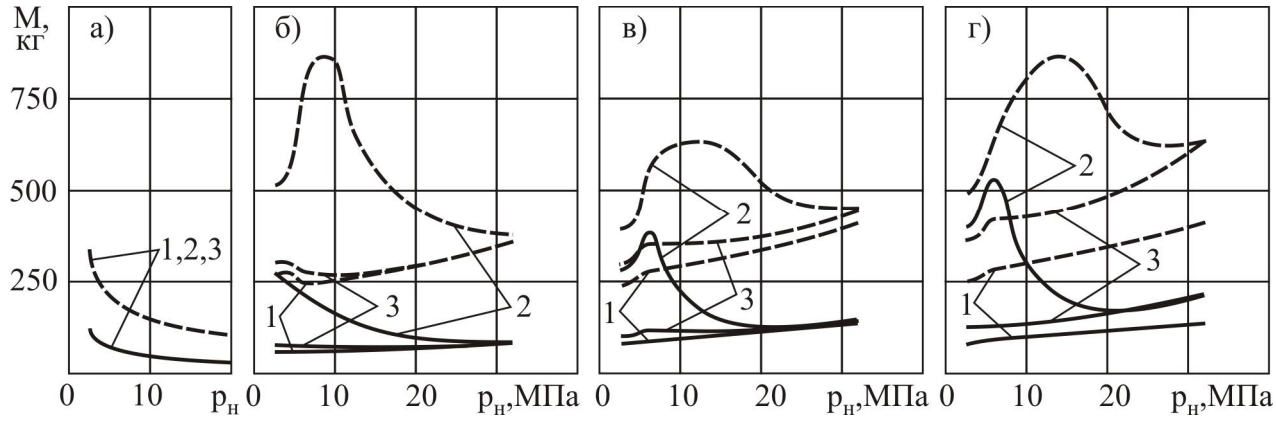
$$Ц_M(\{x\},\{z\}) = 4\pi\rho_к(x_1+z_1)z_5z_1+\pi\rho_{кр}[(x_1+2z_1)^2-z_6^2]z_2+\pi\rho_{кр}(x_1+2z_1)^2 z_3+$$
$$+\pi\rho_n x_1^2 z_4+\pi\rho_{кд}z_8^2(z_5+z_2+z_3)z_{12}+\pi\rho_{ш-р}z_9z_6^2/2+\pi\rho_в z_7^2 z_{10}/4+\pi\rho_ш x_2^2 z_{11}/4+$$
$$+\pi\rho_ж x_1^2(z_5-z_4)+2M_{пш}(z_7);$$
$$Ц_V(\{x\},\{z\}) = (x_2+2z_1)(x_2+x_1+2z_1+1{,}5z_6)(z_9+z_5+2z_3+z_4);$$
$$Ц_\eta(\{x\},\{z\}) = \{2\pi f_{fr}b_s x_1x_2[n_s p_k+(p_{1д}-p_{2д})]+cz_7^2\}/M_{нагр}+2{,}8\alpha_s\sqrt{\mu_ж\dot{\varphi}_n/x_1p'_{w1}} \quad (4.26)$$

или

$$Ц_\eta(\{x\},\{z\}) = \{2\pi f_{fr}b_s x_1x_2[n_s p_k+(p_{1д}-p_{2д})]+cz_7^2\}/M_{нагр}+$$
$$+4\mu_щ\sqrt{2(p_{1д}-p_{2д})/\rho_ж}(ES+ei)[2x_1+(ES-ei)]/\dot{\varphi}_n x_1^2x_2.$$

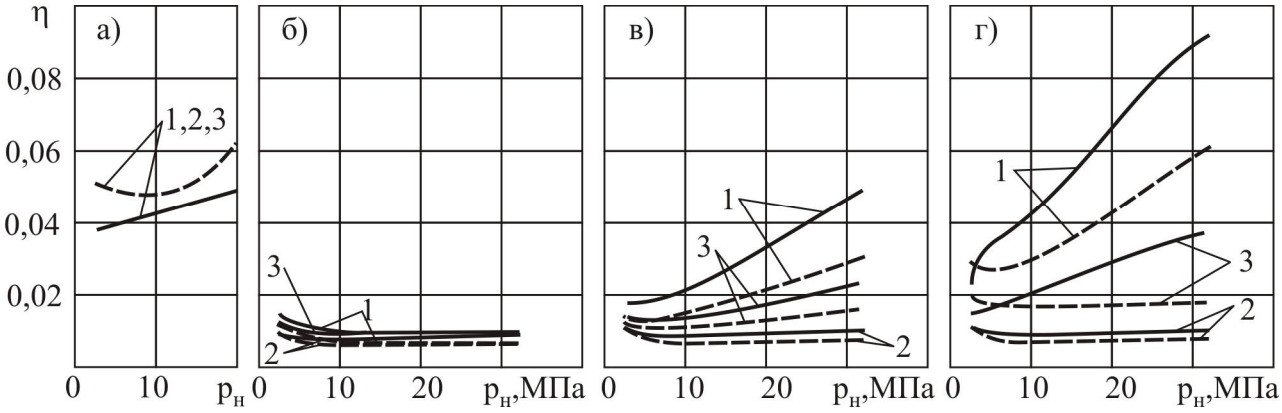
Для нахождения минимума целевых функций (4.23)-(4.26) с учетом накладываемых на них ограничений следует использовать один из прямых методов оптимизации [49; 258]. Результатом оптимизационных расчетов является итерационное нахождение оптимальных векторов $\{x\}_M^{opt}$, $\{x\}_V^{opt}$ и $\{x\}_\eta^{opt}$. Их элементами являются такие значения управляемых (варьируемых) параметров $\{x\}$, которые совместно с вычисленными на их основе неуправляемыми параметрами $\{z\}$ определяют оптимальную конструкцию проектируемого поворотного гидродвигателя по одному из рассмотренных критериев эффективности.

Расчеты показывают, что проектирование поворотных гидродвигателей для одинаковых исходных данных на основе учета различных критериев эффективности приводит к получению не совпадающих оптимальных векторов и соответствующих им векторов неуправляемых параметров, т.е. $\{x\}_M^{opt} \neq \{x\}_V^{opt} \neq \{x\}_\eta^{opt}$ и $\{z\}_M^{opt} \neq \{z\}_V^{opt} \neq \{z\}_\eta^{opt}$, а также неодинаковых значений показателей качества. Од-



а – шиберный; б – двухпоршневой одноштоковый; в – двухпоршневой двухштоковый; г – четырехпоршневой (1 – оптимизация по массе; 2 – оптимизация по потери мощности; 3 – многокритериальная оптимизация; ———— – $M_{нагр}$ = 2 кН·м; - - - - - - – $M_{нагр}$ = 8 кН·м)

Рисунок 4.9 – Зависимость массы оптимального поворотного гидродвигателя от рабочего давления



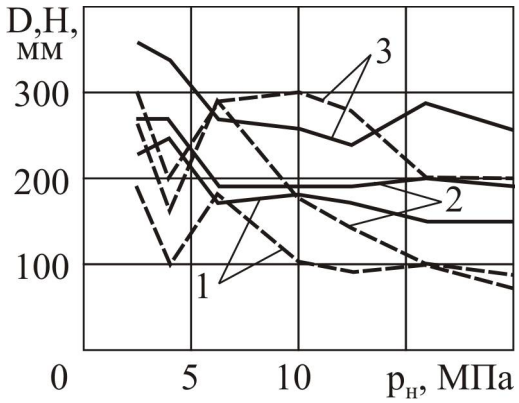
а – шиберный; б – двухпоршневой одноштоковый; в – двухпоршневой двухштоковый; г – четырехпоршневой (1 – оптимизация по массе; 2 – оптимизация по потери мощности; 3 – многокритериальная оптимизация; ———— – $M_{нагр}$ = 2 кН·м; - - - - – $M_{нагр}$ = 8 кН·м)

Рисунок 4.10 – Зависимость потери мощности оптимального поворотного гидродвигателя от рабочего давления

номерная оптимизация обеспечивает максимальную эффективность минимизации одного показателя качества, тогда как другие имеют, как правило, завышенные и существенно не оптимальные значения (рисунки 4.9, 4.10). Исключение составляют лишь шиберные гидродвигатели, для которых характерно равенство оптимальных векторов и значений показателей качества (рисунок 4.9, а и рисунок 4.10, а). Это результат того, что потери мощности в них преимущественно определяются работой сил трения в уплотнениях шибера, вследствие чего минимизация массы гидро-

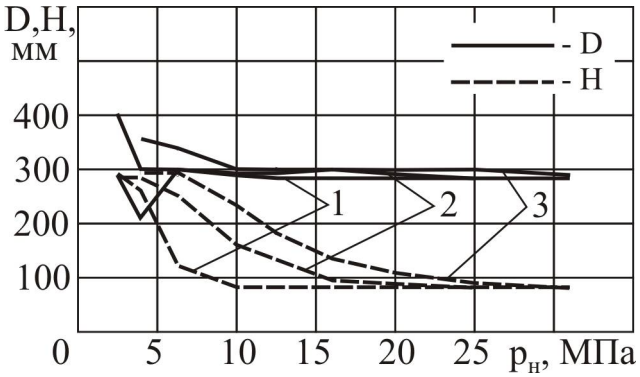
двигателя, связанная с минимизацией его размеров, автоматически обеспечивает также минимизацию суммарной длины уплотнений и, как следствие, минимизацию потери мощности на трение. С ростом рабочего давления в гидроприводе МС абсолютное расхождение значений показателей качества при одномерной оптимизации сокращается, хотя и остается весьма значительной.

На рисунке 4.11 представлены результаты трехкритериальной оптимизации шиберного поворотного гидродвигателя в зависимости от величины рабочего давления в гидросистеме и преодолеваемого крутящего момента $M_{нагр}$. Необходимость оптимизации одновременно трех показателей качества приводит к заметному искажению зависимостей оптимальных размеров $D(p_н, M_{нагр})$ и $H(p_н, M_{нагр})$ относительно результатов однокритериальной оптимизации по массе (рисунок 4.12).



1 – $M_{нагр}$ = 2 кН·м; 2 – $M_{нагр}$ = 4 кН·м; 3– $M_{нагр}$ = 8 кН·м (——— – D; - - - - - – H)

Рисунок 4.11 – Зависимость оптимальных размеров шиберного гидродвигателя от рабочего давления и крутящего момента

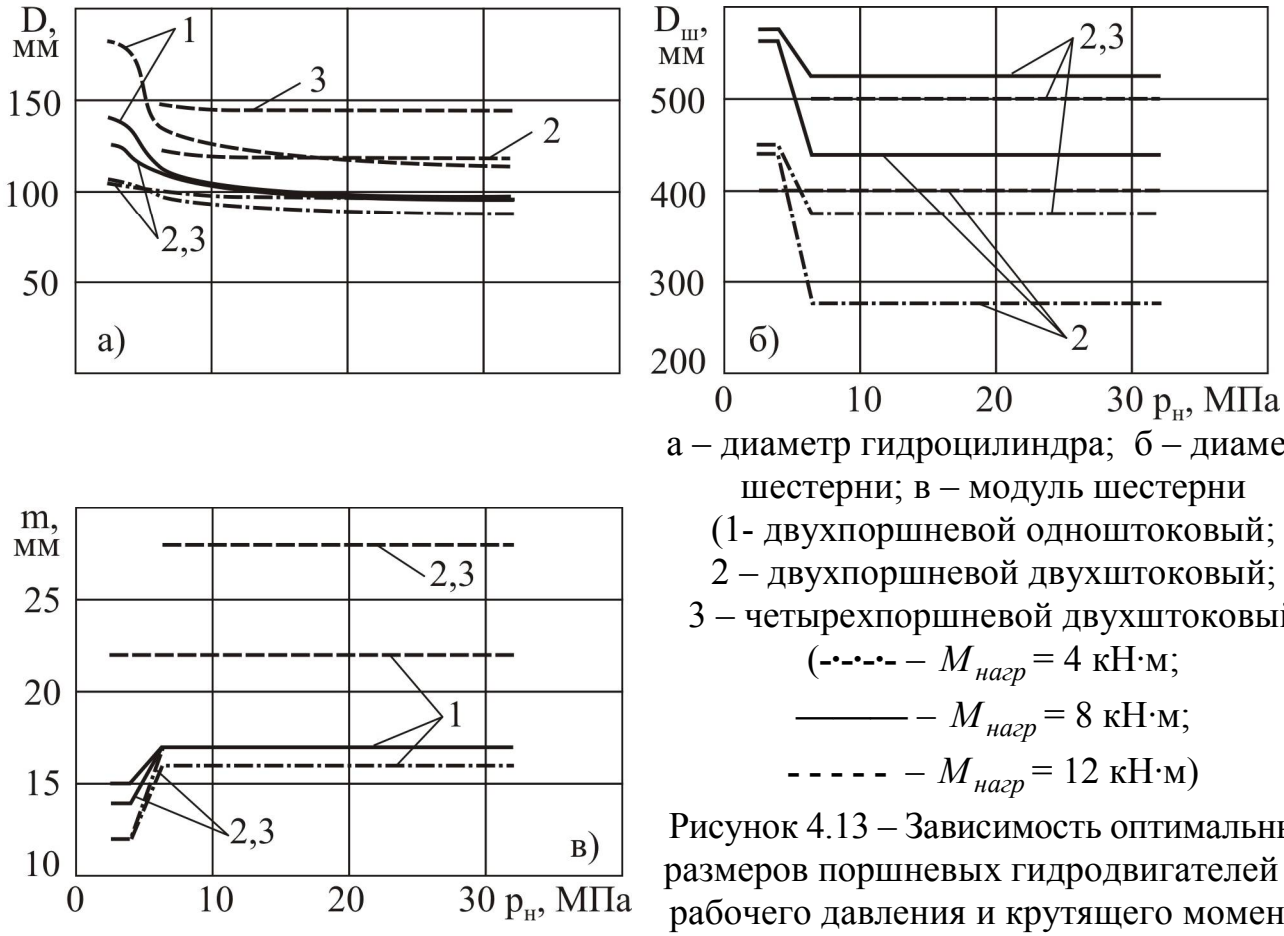


1 – $M_{нагр}$ = 4 кН·м; 2 – $M_{нагр}$ = 8 кН·м; 3 – $M_{нагр}$ = 12 кН·м

Рисунок 4.12 – Зависимость оптимальных размеров шиберного гидродвигателя от рабочего давления и крутящего момента при оптимизации по массе

На рисунке 4.13 представлены результаты трехкритериального оптимального проектирования поршневых поворотных гидродвигателей в зависимости от величины рабочего давления $p_н$ и преодолеваемого крутящего момента $M_{нагр}$. При давлениях в гидросистеме $p_н$ > 6,3…10 МПа, характерных для гидрофицированных МТТМ, оптимальные значения основных размеров поршневых гидродвигате-

лей практически не зависят от $p_н$ и определяются лишь крутящим моментом $M_{нагр}$. Это обусловлено тем, что работоспособность оптимизируемой конструкции лимитируется прочностью зубчатой передачи, т.е. размерами шестерни. При низком рабочем давлении (2,5 и 4 МПа) оптимальный вариант определяется исходя из допустимого условия зацепления шестерни и штока-рейки, реже – из условия размещения минимального числа зубьев шестерни. При давлениях свыше 6,3 МПа оптимальный вариант определяется размерами шестерни, при которых обеспечивается прочность зубьев на контактную выносливость при усталостном выкрашивании их активных поверхностей. В отдельных случаях критичным дополнительно оказывается ограничение, определяющее размеры шестерни исходя из условия прочности зубьев шестерни или штока-рейки на выносливость при изгибе. Эти данные хорошо согласуются с результатами [136; 158].



а – диаметр гидроцилиндра; б – диаметр шестерни; в – модуль шестерни
(1- двухпоршневой одноштоковый;
2 – двухпоршневой двухштоковый;
3 – четырехпоршневой двухштоковый
(-·-·-·- – $M_{нагр}$ = 4 кН·м;
——— – $M_{нагр}$ = 8 кН·м;
- - - - - – $M_{нагр}$ = 12 кН·м)

Рисунок 4.13 – Зависимость оптимальных размеров поршневых гидродвигателей от рабочего давления и крутящего момента

4.3 Выводы по разделу 4

1 Для большинства подлежащих расчету конструктивных элементов МС мобильных машин значащими являются несколько (два и более) показателей качества, как правило, выражающих массогабаритные и энергетические характеристики оптимизируемых конструкций и систем. Выполненные расчеты показывают, что проведение однокритериальной оптимизации конструкций манипуляционных систем МТТМ при одинаковых исходных данных последовательно для различных показателей качества приводит к получению не совпадающих между собой оптимальных значений искомых управляемых параметров оптимизации. Поэтому задача оптимального проектирования конструктивных элементов МС мобильных машин должна ставиться и решаться как задача многокритериальной оптимизации на основе учета всех значимых показателей качества и степени приоритетности для их надежного и энергоэффективного функционирования.

2 Применительно к задачам многокритериальной оптимизации конструкций МС мобильных машин разработана оригинальная структура комплексной целевой функции, аддитивно учитывающая влияние любого числа значимых показателей качества на формирование оптимального варианта проектируемой конструкции. По своему смыслу предложенная комплексная целевая функция выражает меру близости расположения точки ее оптимума в пространстве переменных (управляемых) параметров к расположению точек оптимума всех учитываемых однокритериальных целевых функций в пространстве тех же параметров. Найденный оптимальный вектор управляемых параметров выражает собой такое расположение точки оптимума комплексной целевой функции, для которой характерна минимальная сумма расстояний до точек оптимума однокритериальных целевых функций, то есть содержащиеся в оптимальном векторе управляемые параметры характеризуют такую конструкцию проектируемого технического объекта, которая в наибольшей степени отражает учитываемые его показатели качества и наилучшим образом обеспечивает их одновременное сочетание.

3 Вычислительная эффективность применения свертки нескольких показателей качества при многокритериальной оптимизации в виде предложенной комплексной целевой функции обусловлена тем, что требуется проведения ряда однотипных расчетов для нескольких различных сочетаний весовых коэффициентов при неизменном вычислительном алгоритме. Это имеет существенное значение для разработки универсального программного обеспечения при автоматизации проектирования МТТМ.

4 Установлена целесообразность использования оптимизационных подходов к определению основных конструктивных размеров кинематической схемы и параметров привода гидрофицированной МС на предпроектной стадии – стадии разработки технического предложения на проектирование манипуляционной системы МТТМ. При указанном подходе появляется возможность исходно заложить в подлежащую дальнейшему проектированию конструкцию оптимальные значения ее наиболее значимых количественных характеристик, определяющих реализацию максимально высоких значений показателей качества спроектированной МС. Применительно к гидрофицированной манипуляционной системе МТТМ целесообразно ориентироваться на такие показатели качества, как ее собственная масса и мощность насосной установки, которые необходимо минимизировать в процессе предпроектной оптимизации. При этом 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. Оптимизация позволяет комплексно определить оптимальное сочетание достаточно большого числа базовых проектных параметров – характерных конструктивных размеров металлоконструкции МС (длин и габаритных размеров поперечных сечений звеньев, присоединительных размеров для гидродвигателей) и характеристик гидропривода (рабочего давления и расхода рабочей жидкости).

5 Представляет практический интерес оптимальное проектирование поворотных гидродвигателей для механизмов поворота манипуляционных систем МТТМ. При этом целесообразно ориентироваться на такие показатели качества,

как собственная масса, занимаемый объем и величина потерь мощности при работе гидродвигателя, которые необходимо минимизировать. Установлено, что у шиберных поворотных гидродвигателей 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 поршневых поворотных гидродвигателей 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 поршневых поворотных гидродвигателей 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 поршневых поворотных гидродвигателей 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 с помощью технологических методов поверхностной упрочняющей обработки.

5 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И ИХ НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ

К настоящему времени достаточно хорошо проработаны основные параметры типовых конструкций манипуляционных систем МТТМ, обеспечивающие требуемую их эффективность и необходимые конкурентные преимущества (см. раздел 1). В то же время, опыт эксплуатации указанных машин свидетельствует о формировании под действием эксплуатационных нагрузок и воздействий со стороны окружающей среды значительного числа разнообразных дефектов МК, существенно снижающих исходные показатели надежности, энергоэффективности и безопасности [91; 112; 177]. Поэтому требуется дальнейшее совершенствование отдельных узлов МС [121], направленное на нейтрализацию негативных последствий возникающих эксплуатационных дефектов. В данной главе представлен ряд научно обоснованных технических решений по совершенствованию конструкций шарнирных соединений МС и выносных опор МТТМ.

5.1 Снижение уровня динамической нагруженности стрел манипуляционных систем при наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах

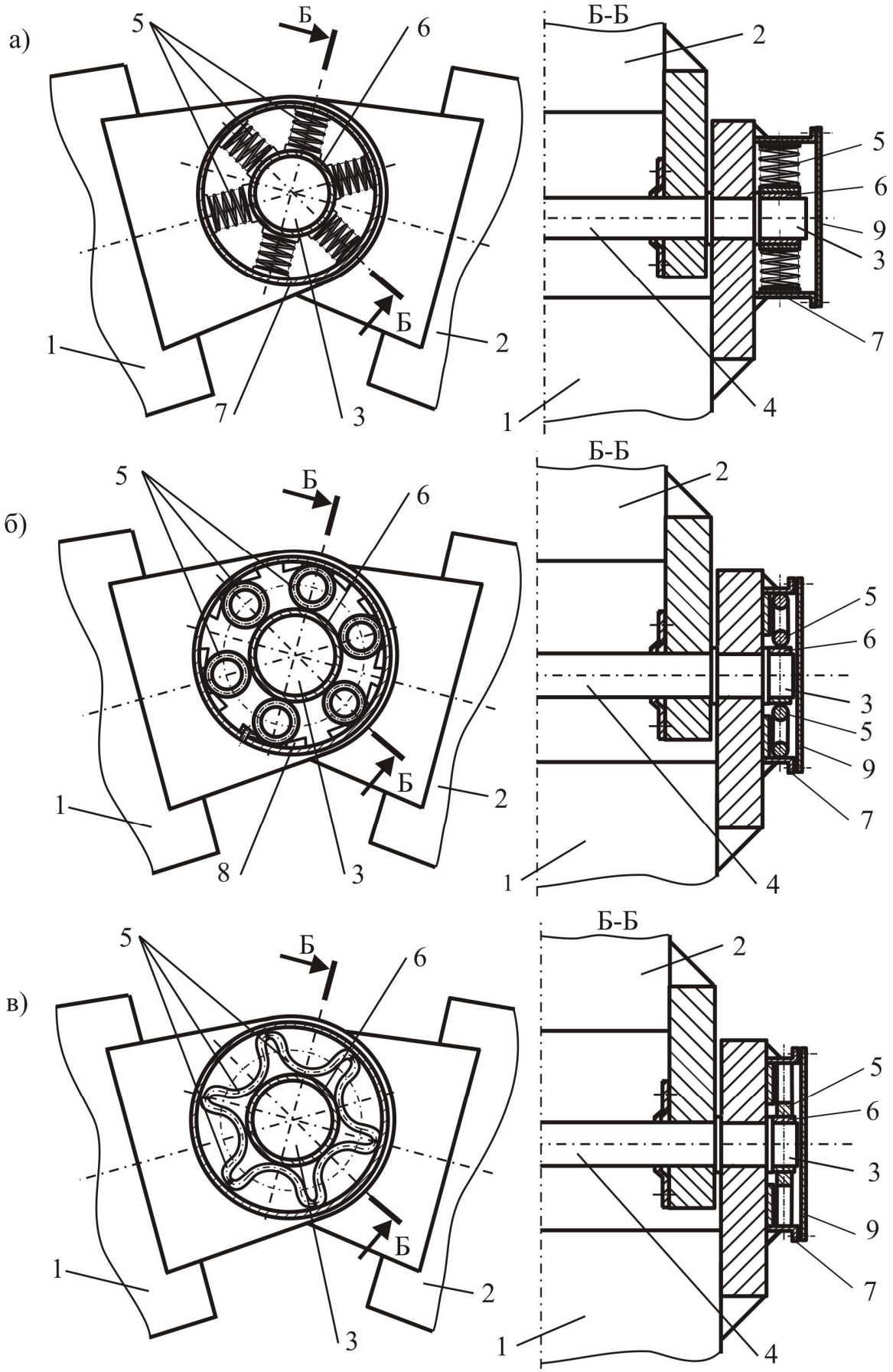
С целью исключения или существенного гашения дополнительных динамических процессов, обусловленных возможными ударами при работе МС с изношенными цилиндрическими шарнирными соединениями (рисунки 1.28 и 1.29, б) были разработаны конструкции перспективных демпферных устройств на основе образующих постоянную кинематическую связь с шарнирным пальцем упругих и вязко-упругих амортизирующих элементов [214; 220; 221]. Их общая идея заключается в том, что амортизирующие элементы, входящие в конструкцию демпферных устройств, формируют силы упругого или вязко-упругого сопротивления

смещению шарнирного пальца из нейтрального положения, которые и оказывают на него тормозящее воздействие. В зависимости от жесткостных и вязкостных характеристик применяемых амортизирующих элементов это либо полностью исключает удар, либо в значительной мере смягчает его динамические последствия для МК манипуляционной системы.

5.1.1 Конструкция и принцип действия демпферных устройств цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных манипуляционных систем

На рисунке 5.1 показаны конструкции демпферных устройств с возможными типами упругих амортизирующих элементов [217; 221]. Пружинные амортизирующие элементы обеспечивают эффективное снижение уровня ударных нагрузок при манипулировании грузами достаточно малого веса. Снижение уровня динамических ударных нагрузок при манипулировании грузами большего веса (свыше 1 т) требует жесткости амортизирующих элементов на уровне 10…100 МН/м [164], что конструктивно невозможно обеспечить с помощью пружин растяжения-сжатия, так как габаритные размеры и общий вес узла соединения звеньев грузоподъемной стрелы оказываются неприемлемо большими и приводят к ухудшению грузовысотных характеристик МС. В этом случае целесообразно использовать более компактные и легкие кольцевые или дуговые амортизирующие элементы.

Демпферные устройства устанавливаются соосно относительно продольной оси цилиндрического шарнира и неподвижно закрепляются с помощью сварки на боковых поверхностях проушин смежных звеньев 1 и 2 шарнирно-сочлененной грузоподъемной стрелы МС с обеих сторон шарнирного соединения. Хвостовики 3 удлиненного шарнирного пальца 4 входят вовнутрь демпферных устройств для обеспечения его взаимодействия с упругими амортизирующими элементами 5. В их качестве возможно использование пружин растяжения-сжатия (рисунок 5.1, а), колец (рисунок 5.1, б) или дуговых элементов (рисунок 5.1, в) круглого или прямоугольного поперечного сечения. На хвостовик 3 устанавливается металлическое кольцо 6,которое имеет скользящую посадку, обеспечивающую возможность его свобод-



а – пружинные; б – кольцевые; в – дуговые

Рисунок 5.1 – Конструкция упругих демпферных устройств с различными типами амортизационных элементов

ного вращения. В конструкции демпферных устройств с пружинными амортизирующими элементами (рисунок 5.1, а) предусмотрено радиальное крепление пружин равной длины с одной стороны к наружной поверхности кольца 6 с равным шагом по периметру, а с противоположной – к корпусу 7. При использовании кольцевых и дуговых амортизирующих элементов (рисунок 5.1, б, в) их крепление к кольцу 6 и корпусу 7 не производится, а для исключения возможного смещения в окружном направлении на внутренней поверхности корпуса 7 устанавливаются стопорные элементы 8. Для предохранения поверхности контактирования хвостовика 3, кольца 6 и амортизирующих элементов 5 от загрязнений и возможности их смазки устанавливается глухая съемная крышка 9. Внутренняя полость демпферного устройства заполняется пластичным смазочным материалом.

Вследствие своей малой ширины кольцевые и дуговые упругие элементы могут быть установлены параллельно в два ряда вдоль продольной оси шарнирного пальца (рисунок 5.2). Элементы в соседних рядах должны быть повернуты друг относительно друга в окружном направлении на половину углового шага установки соседних амортизирующих элементов. Такое решение позволяет почти в 2 раза увеличить результирующую силу упругого сопротивления F, создающую тормозящий восстанавливающий момент смещению хвостовиков, при сохранении компактности (в радиальном направлении) демпферного устройства [154].

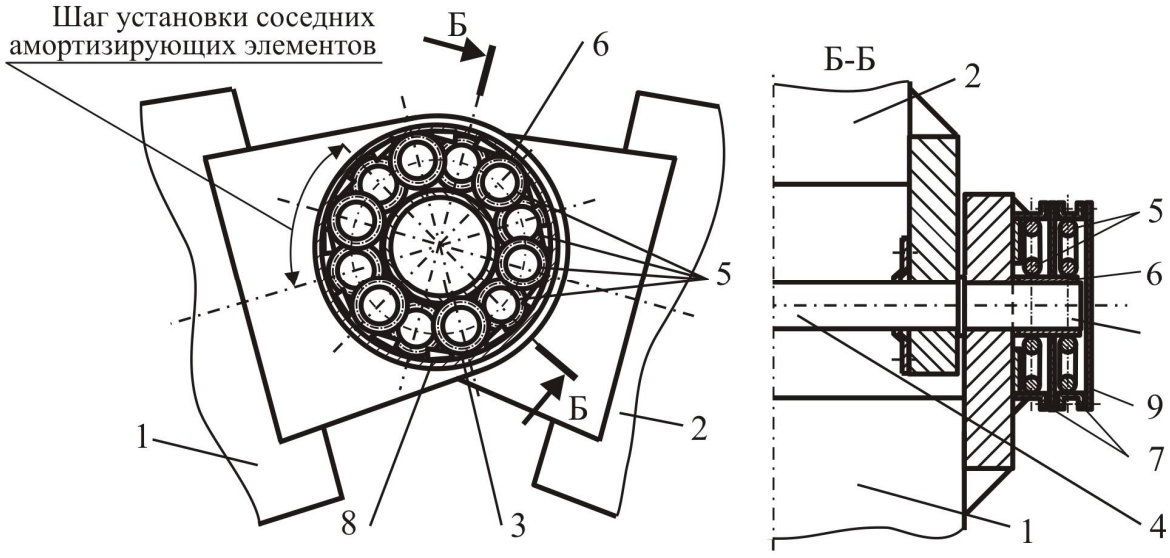


Рисунок 5.2 – Демпферное устройство с установкой кольцевых амортизирующих элементов в два ряда [154; 221]

На рисунке 5.3 показана схема работы упругого демпферного устройства на примере устройства с пружинными амортизирующими элементами. В начальный период эксплуатации МС, когда зазоры соответствуют своим номинальным значениям согласно чертежа (являются практически незначимыми) хвостовик 3 шарнирного пальца 4 свободно вращается внутри кольца 6, не оказывая на него никакого давления. В исходном положении относительно хвостовика 3 кольцо 6 удерживается упругими амортизирующими элементами (пружинами растяжения-сжатия) 5, имеющими равную длину. По мере формирования зазоров эксплуатация МС начинает сопровождаться перекосом при поворотном движении звеньев относительно продольной оси шарнирного соединения и ударными явлениями, связанными с попеременным практически мгновенным изменением пар точек опирания проушин смежных звеньев 1 и 2 на шарнирный палец 4 (рисунок 5.3). При перекосе любого из смежных звеньев, например, звена 2 относительно исходного нейтрального положения происходит относительное смещение хвостовика 3. На рисунке 5.3 исходное нейтральное положение поперечного сечения хвостовика 3 показано тонкими линиями с центром сечения в точке O_0, а смещенное положение вследствие перекоса до крайнего положения I-I – основными линиями с центром смещенного сечения в точке O_I. Таким образом, при перекосе звена стрелы поперечное сечение хвостовика 3 смещается по линии O_0-O_I. Вместе со смещением хвостовика 3 происходит смещение кольца 6. Так как корпус 7, неподвижно закрепленный на поверхности проушины звена 2 грузоподъемной стрелы, при этом не смещается, то происходит деформация пружин растяжения-сжатия 5: часть этих пружин, располагающихся в направлении смещения хвостовика 3 по линии O_0-O_I, испытывает сжатие, а другая часть, располагающихся в противопо-

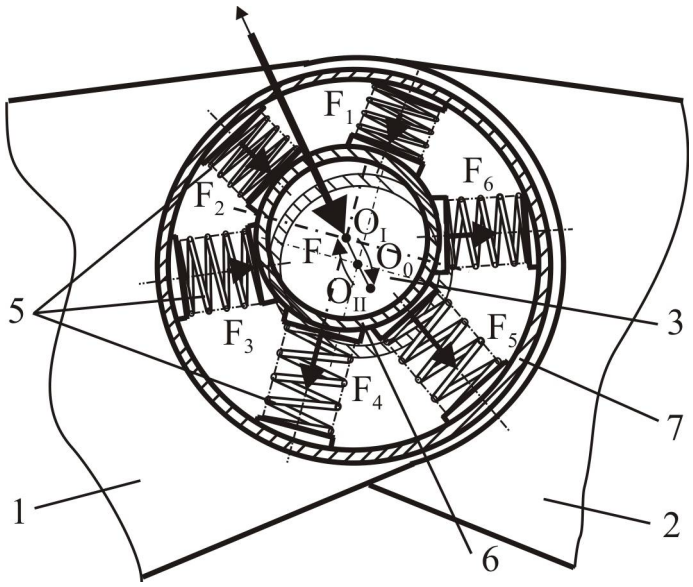


Рисунок 5.3 – Схема работы упругого демпферного устройства

ложном направлении смещения хвостовика 11 по линии O_0-O_I, – растяжение. Во всех деформированных пружинах растяжения-сжатия 5 возникают упругие усилия F_1, F_2, …, F_6 (рисунок 5.3). Усилия в отдельных пружинах пропорциональны их жесткости и величине сжатия (растяжения). Усилия, возникающие в отдельных пружинах, суммируются, создавая результирующую силу упругого сопротивления F, направленную против направления смещения хвостовика 3 по линии O_0-O_I и передающуюся посредством кольца 6 на хвостовик 3 и шарнирный палец 4 в целом, оказывая на последний тормозящее воздействие. При изменении пары точек опирания проушин на шарнирный палец 4, т.е. при переходе из крайнего положения *I-I* в крайнее положение *II-II*, поперечное сечение хвостовика 3 смещается по линии O_I-O_0-O_{II}. При этом аналогичным образом возникает результирующая сила упругого сопротивления F, тормозящая смещение хвостовика 3 по линии O_I-O_0-O_{II}. Демпферные устройства с упругими кольцевыми и дуговыми амортизирующими элементами работает аналогичным образом. Различие состоит в том, что кольцевые (дуговые) элементы в отличие от пружин растяжения-сжатия оказывают одностороннее тормозящее воздействие на хвостовик шарнирного пальца. Поэтому сила упругого сопротивления F формируется лишь за счет суммирования сил упругого сопротивления кольцевых (дуговых) амортизирующих элементов, деформируемых при смещении хвостовика и кольца.

Автоматическое возникновение тормозящей силы F, величина и направление действия которой соответствуют величине и направлению смещения шарнирного пальца 4, вызывает снижение величины ударного ускорения и, как следствие, снижение уровня дополнительных ударных нагрузок и напряжений в металлоконструкциях смежных звеньев 1 и 2, чем и достигается положительный результат от использования демпферных устройств [217; 221].

Упругие амортизирующие элементы обеспечивают снижение уровня динамических ударных нагрузок лишь за счет возникающей при их деформировании силы упругого сопротивления, т.е. за счет преобразования кинетической энергии перемещения шарнирного пальца в зазоре в потенциальную энергию пружин, колец или дуговых элементов. Накопленная в процессе их деформирования потен-

циальная энергия остается в системе «упругие элементы – шарнирный палец» и затем возвращается практически в полном объеме при разгрузочной деформации пружин или колец. Поэтому было разработано вязко-упругое демпферное устройство [220], в котором упругие амортизирующие элементы дополнительно снабжаются гидравлическими демпферами. На рисунке 5.4 показана конструкция такого демпферного устройства на основе упругих пружинных элементов.

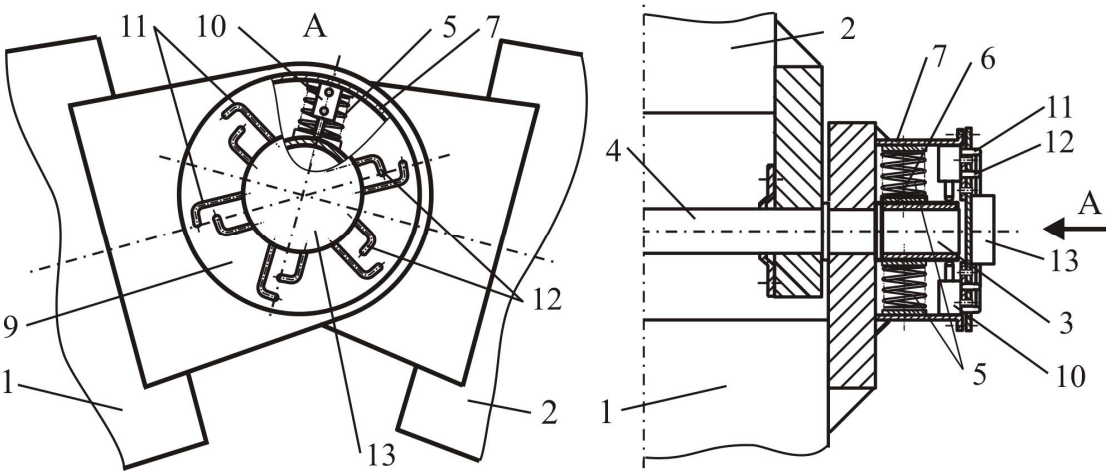


Рисунок 5.4 – Конструкция вязко-упругого демпферного устройства [220]

К глухой съемной крышке 9 со стороны внутренней полости неподвижно крепятся с помощью штифтов демпферные гидроцилиндры 10, штоки которых упираются в металлическое кольцо 6. Их число равно числу упругих амортизирующих элементов 5, а положение в окружном направлении вокруг хвостовика 3 совпадает с положением продольных осей упругих амортизирующих элементов. Каждый демпферный гидроцилиндр 10 посредством двух трубопроводов – рабочего 11 и обратного 12 соединен с общим блоком гидравлических сопротивлений 13, который неподвижно закреплен на глухой крышке 9 с наружной стороны. Герметичная система, состоящая из связанных между собой внутренних полостей демпферных гидроцилиндров 10, рабочих и обратных трубопроводов 11 и 12 и блока гидравлических сопротивлений 13 полностью заполняется вязкой рабочей жидкостью (например, смазочным минеральным маслом или синтетической жидкостью для гидроприводов машин и механизмов). Совокупность демпферных гидроцилиндров, рабочих и обратных трубопроводов и блока гидравлических сопротивлений формирует гидравлический демпфер [220].

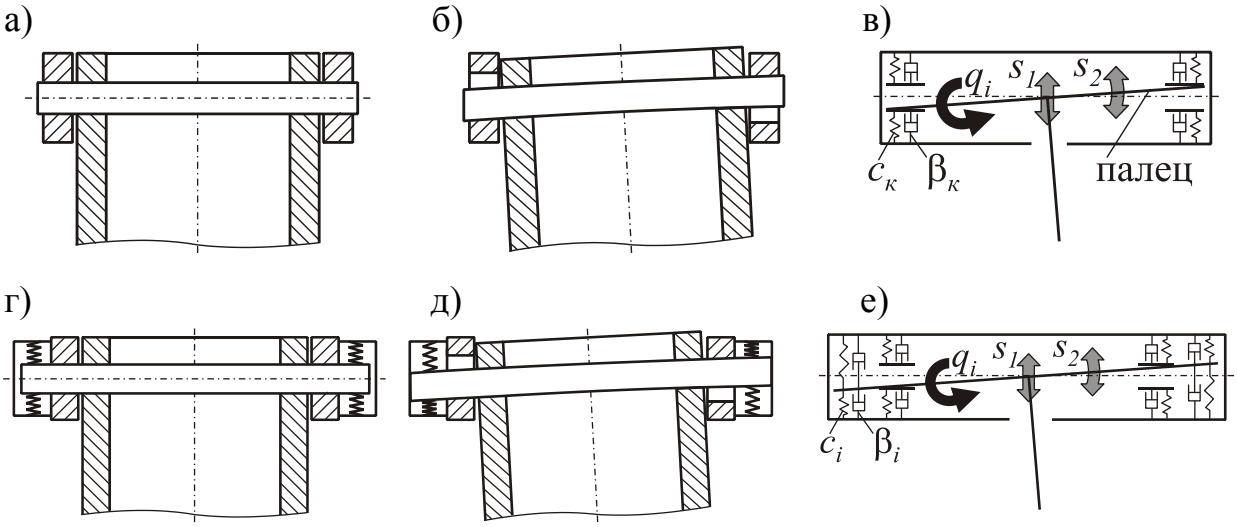
Демпферное устройство с вязко-упругими амортизирующими элементами в процессе эксплуатации МС работает аналогично демпферному устройству с упругими амортизирующими элементами. Равнодействующая сила упругого сопротивления F формируется за счет суммирования сил упругого сопротивления амортизирующих элементов, деформируемых при смещении хвостовика, а равнодействующая сила вязкого сопротивления – за счет суммирования сил вязкого сопротивления гидравлических демпферов, связанного с перемещением их штоков. Обе равнодействующие силы F и G образуют общую тормозящую силу, препятствующую смещению шарнирного пальца из положения равновесия.

Цилиндрический шарнир рассматривался в соответствии с расчетной схемой, показанной на рисунке 2.14, в. С целью возможности учета возникающих в демпферном устройстве сил упругого или вязко-упругого сопротивления в расчетную схему цилиндрического шарнира были включены амортизирующие элементы.

При отсутствии зазоров работа такого узла соединения смежных звеньев принципиально не отличается от работы обычного цилиндрического шарнира (рисунок 1.28, рисунок 2.14, а). Однако с появлением люфта имеющиеся в нем амортизирующие элементы включаются в работу по поглощению энергии удара. По мере роста зазоров длина пути, на котором амортизирующие элементы совершают работу, а также величина их максимальной деформации увеличивается, тем самым позволяя компенсировать возрастающие при этом ударные нагрузки [161].

5.1.2 Анализ эффективности воздействия демпферных устройств на динамическую нагруженность манипуляционных систем

Для анализа влияния вязко-упругих демпферов на качественные и количественные характеристики динамических процессов в МК манипуляционной системы было проведено численное моделирование процесса поворота звена МС машины АСТ-4-А по направлению главной координаты q_i, который был рассмотрен в разделе 3 без учета демпфирования. Для этого была модифицирована приведенная в разделе 2.3.3 математическая модель (см. рисунок 5.5).



а, г – без люфта; б, д – при наличии люфта; в, е – расчетная схема;
а-в – без демпферных устройств; г-е – с демпферными устройствами

Рисунок 5.5 – Исходное и модифицированное цилиндрическое шарнирное соединение [148; 161]

В модифицированном шарнирном соединении силы сопротивления F_1 и F_2, действующие со стороны поглощающих ударную нагрузку амортизирующих элементов демпферного устройства, определялись по формулам [120; 148; 161; 164]:

$$u_1 = s_1 - \frac{b}{2}\sin s_2; \qquad \dot{u}_1 = \dot{s}_1 - \frac{b}{2}s_2\cos s_2; \qquad F_1 = -2(c_1u_1 + \beta_1\dot{u}_1);$$

$$u_2 = s_1 + \frac{b}{2}\sin s_2; \qquad \dot{u}_2 = \dot{s}_1 + \frac{b}{2}s_2\cos s_2; \qquad F_2 = -2(c_2u_2 + \beta_2\dot{u}_2),$$

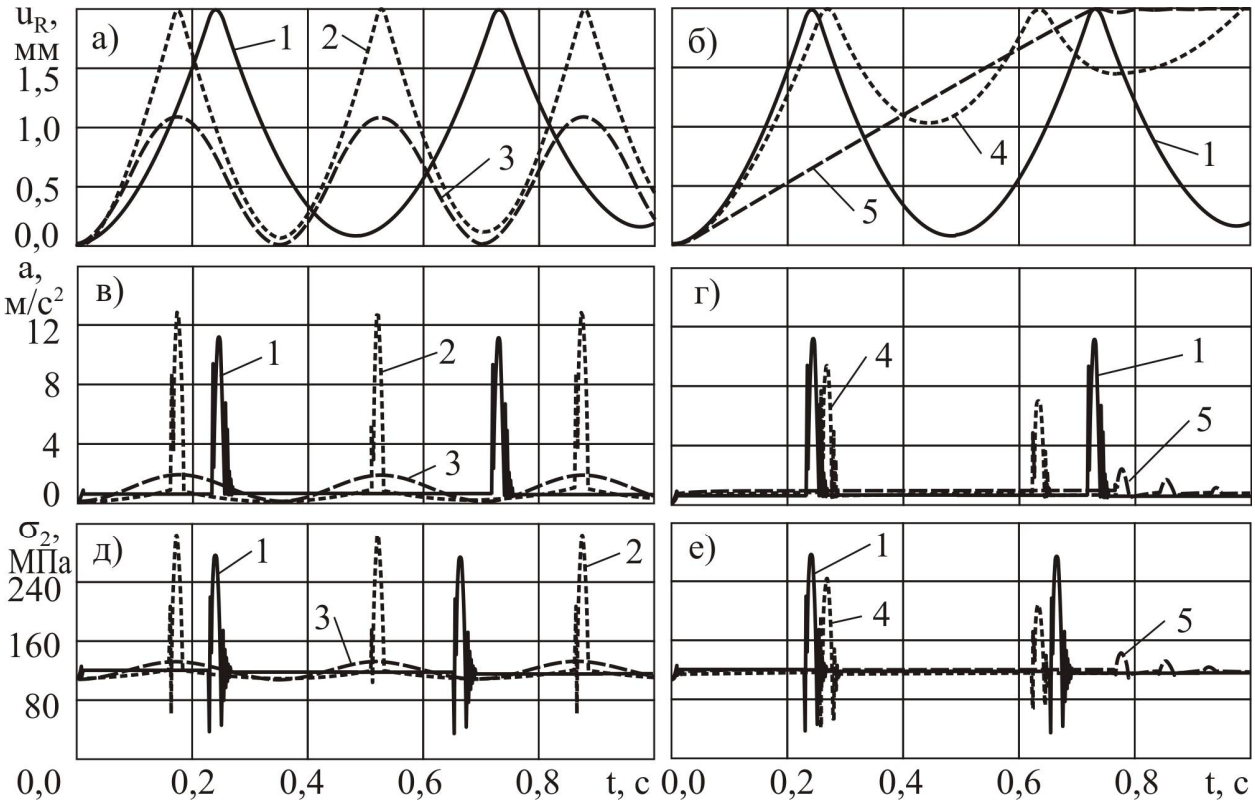
где u_i, $\dot{u}_i$ – вертикальные перемещения и скорости левого и правого торца пальца; s_i, $\dot{s}_i$ – обобщенные координаты и скорости; b – расстояние между центрами поглощающих ударную нагрузку устройств; β_i, c_i – приведенные коэффициенты демпфирования и жесткости амортизирующих элементов демпферного устройства.

Аналогичным образом определялись силы сопротивления $F_к$ в зонах контакта шарнирного пальца и отверстий проушины. Условие контакта [121; 363]:

$$F_к = \begin{cases} F_{верх} & u > u_{верх} \wedge F_{верх} < 0; \\ F_{нижн} & u < u_{нижн} \wedge F_{нижн} > 0; \\ 0, & \text{в остальных случаях}; \end{cases}$$

где $u_{верх}$, $u_{нижн}$ – верхняя и нижняя граница зазора; $F_{верх}$, $F_{нижн}$ – реакции со стороны верхнего и нижнего ограничителей. $\beta_к$, $c_к$ – приведенные коэффициенты демпфирования и жесткости при контакте.

На рисунке 5.6 показаны графики изменения во времени законов $u_R(t)$, $a(t)$ и $\sigma_2(t)$ для нескольких значений коэффициентов жесткости C при β=0 (чисто упругое демпфирование) и вязкости β при C=0 (чисто вязкое демпфирование) демпферных устройств типа [217; 220; 221] для зазора δ_w = 1,0 мм.

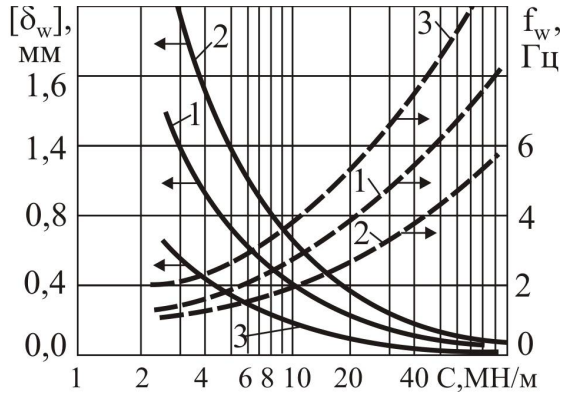


1 – C = 0, β = 0; 2 – C = 5 МН/м, β = 0; 3 – C = 20 МН/м, β = 0;
4 – C = 0, β = 100 кН·с/м; 5 – C = 0, β = 1000 кН·с/м

Рисунок 5.6 – Изменение во времени динамического состояния МС при наличии повышенного зазора δ_w = 1 мм в шарнире для различных коэффициентов жесткости C и вязкости β демпферного устройства

Анализ графиков на рисунке 5.6 показывает, что повышение жесткости и (или) вязкости демпферного устройства в целом положительно сказывается на снижении уровня динамического НДС в звеньях МС и ускорения, действующего на перемещаемый груз. Однако при относительно небольших коэффициентах жесткости (для примера на рисунке 5.6 – C~ 5 МПа/м) возможно и некоторое повышение динамических напряжений, что необходимо учитывать при назначении жесткости упругих амортизирующих элементов при проектировании демпферных устройств. Повышение коэффициента жесткости увеличивает частоту f_w колебательных смещений

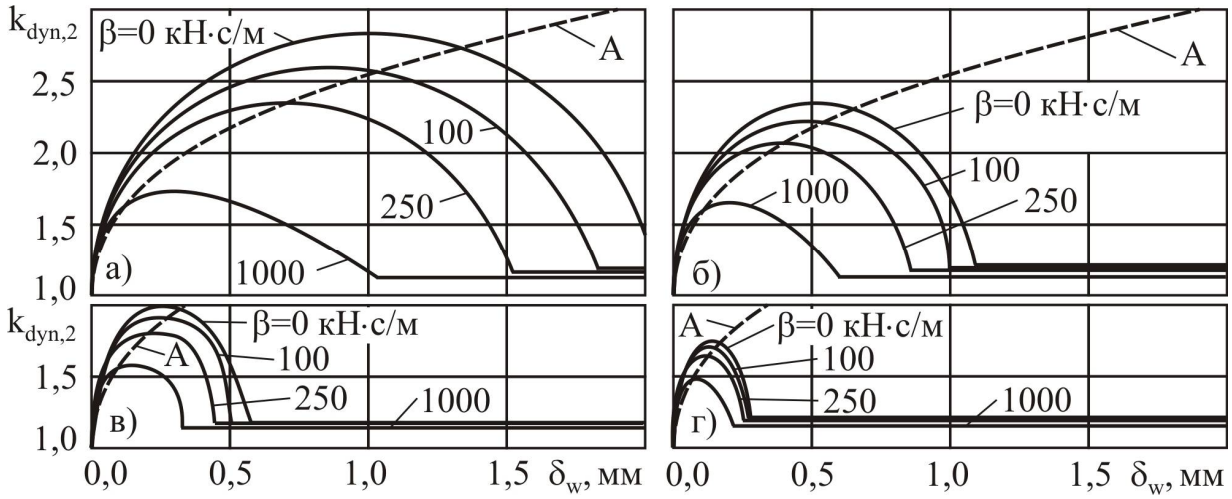
шарнирного пальца в пределах зазора (рисунок 5.7), при этом размах его смещения, высота пиков ударных напряжений и ускорения не меняются с течением времени. Изменение коэффициента жесткости не приводит к изменению во времени вида и количественных параметров графиков $u_R(t)$, $a(t)$ и $\sigma_2(t)$ в отличие от изменения коэффициента вязкости, которое существенно изменяет не только количественные параметры, но и качественный вид указанных графиков. Повышение коэффициента вязкости вызывает замедление момента времени первого соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины, хотя в дальнейшем частота соударений также увеличивается. Это связано с тем, что вязкие силы сопротивления препятствуют обратному после соударения (при отскоке) смещению шарнирного пальца, каждый раз уменьшая амплитуду его колебательного движения в пределах зазора, и, таким образом, уменьшая длину пути, проходимого пальцем перед каждым последующим соударением (кривые 4 и 5 на рисунке 5.6, б).



1 – груз номинального веса G_n; 2 – груз весом $2G_n$; 3 – груз весом $0{,}5\,G_n$

Рисунок 5.7 – Влияние жесткости демпферного устройства C и веса груза G на величину предельного зазора $[\delta_w]$ и частоту f_w колебательного смещения шарнирного пальца при больших зазорах $\delta_w > [\delta_w]$ (без соударения)

Наглядное представление об особенностях влияния упругих и вязко-упругих демпферных устройств типа [217; 220; 221] на динамическое состояние МС дают приведенные на рисунке 5.8 графики изменения коэффициента динамичности в зависимости от величины зазора в шарнире $k_{dyn}(\delta_w)$ при различных значениях коэффициентов жесткости и вязкости демпферного устройства. Величина зазора оказывает неодинаковое воздействие на динамическое состояние МС. Поэтому эффективность демпферного устройства в процессе эксплуатации МТТМ будет неодинакова из-за переменности зазора в связи с прогрессирующим во времени износом отверстий проушин. Аналогичный вид имеют и кривые $a(\delta_w)$ при различных значениях коэффициентов жесткости и вязкости демпферного устройства.



а – C = 5 МН/м; б – C = 10 МН/м; в – C = 20 МН/м; г – C = 40 МН/м
(кривая А – при отсутствии демпферного устройства)

Рисунок 5.8 – Изменение коэффициента динамичности в зависимости от величины зазора в шарнире при различных значениях коэффициентов жесткости и вязкости демпферного устройства

Характерные количественные параметры кривых $k_{dyn}(\delta_w)$ показаны на рисунке 5.9 (параметры кривых $a(\delta_w)$ аналогичны). При отсутствии демпферного устройства коэффициент динамичности и ускорение груза, а, следовательно, уровень динамического НДС в звеньях МС монотонно возрастает с ростом δ_w (кривая $k_{dyn}(C=0;\beta=0)$).

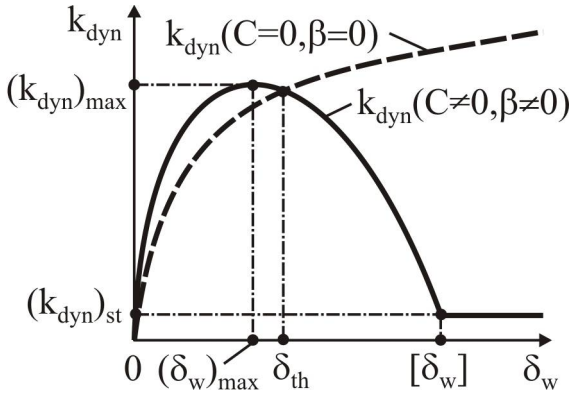
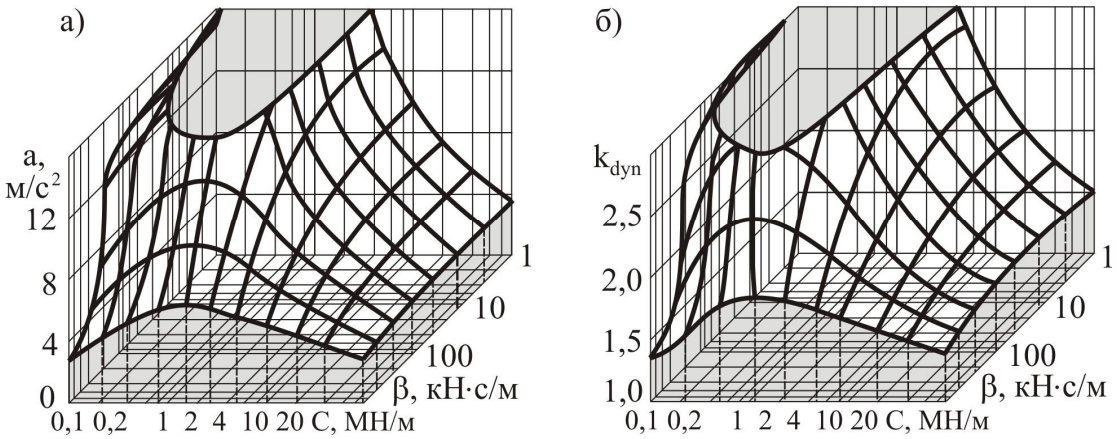


Рисунок 5.9 – Характерные параметры кривой зависимости коэффициента динамичности от размера зазора

Установка демпферного устройства существенно искажает вид кривой $k_{dyn}(C\neq 0;\beta\neq 0)$, обуславливая ее экстремальную форму. Максимумы $(k_{dyn})_{\max}$ и $a_{\max}$ соответствуют величине зазора $(\delta_w)_{\max}$. Они нелинейно зависят от коэффициентов жесткости C и вязкости β демпферного устройства, уменьшаясь при увеличении C и β (рисунок 5.10). При относительно небольшой жесткости $C<$ 10 МН/м влияние роста вязкости оказывает заметно большее воздействие на снижение максимального ускорения груза и коэффициента динамичности при соударении, тогда как при $C>$ 20…40 МН/м влияние вязкости практически не проявляется. В диапазоне зазоров $\delta_w \in (0;\delta_{th})$ демпферное устройство повышает уровень



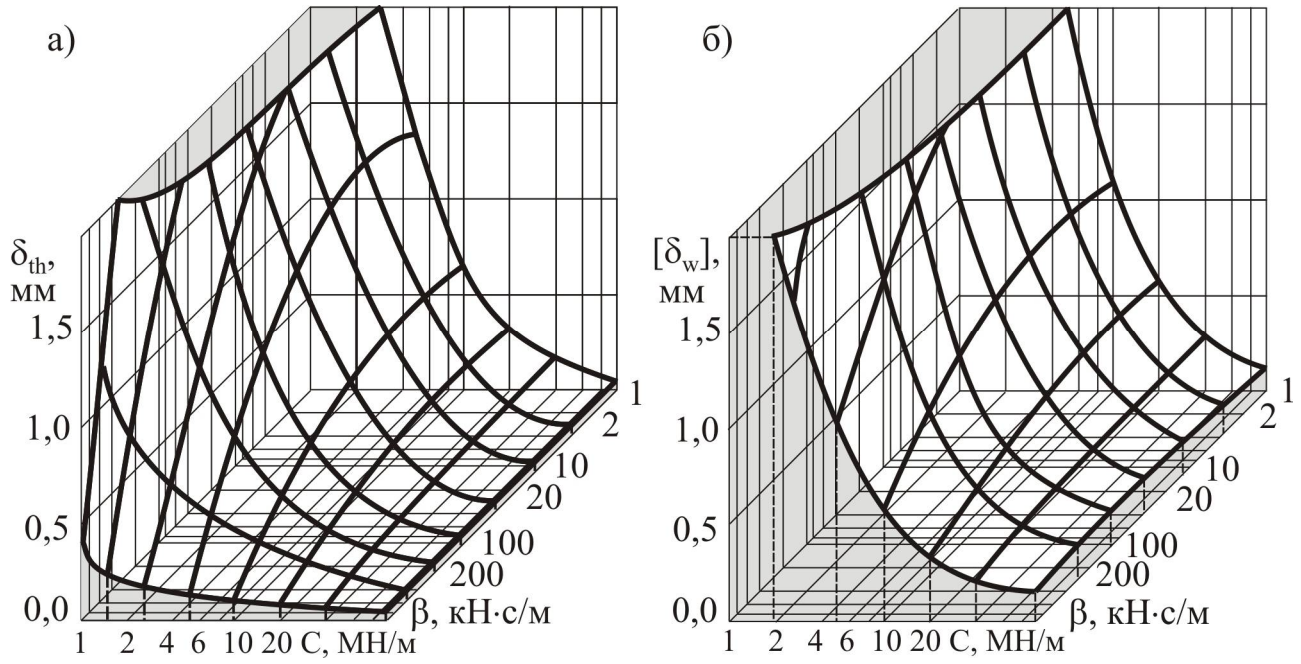
а – ускорение груза; б – коэффициент динамичности

Рисунок 5.10 – Влияние жесткости и вязкости демпферного устройства на уровень динамического состояния

динамического НДС, однако при $\delta_w > \delta_{th}$ оно начинает оказывать положительное воздействие, причем его эффективность увеличивается по мере возрастания зазора. Значение порогового зазора δ_{th} определяется, исходя из условия $k_{dyn}(C \neq 0; \beta \neq 0) = k_{dyn}(C = 0; \beta = 0)$. Максимальная эффективность демпферного устройства, т.е. максимальное снижение уровня динамического НДС до минимально возможного коэффициента динамичности $(k_{dyn})_{st}$, а ускорения груза – до минимально возможного ускорения a_{st} достигается при $\delta_w \geq [\delta_w]$.

Характерные параметры кривых $k_{dyn}(\delta_w)$ и $a(\delta_w)$ – пороговый δ_{th} и предельный $[\delta_w]$ зазоры – нелинейно зависят от коэффициентов жесткости C и вязкости β демпферного устройства, снижаясь по мере их увеличения (рисунок 5.11). Это явление может быть объяснено тем обстоятельством, что при малых значениях зазора и, соответственно, малых возможных смещениях и скоростях шарнирного пальца действующие силы упругого и вязкого сопротивления со стороны амортизирующих элементов оказываются незначительными по величине и потому неэффективными для торможения, так как они прямо пропорционально зависят от, соответственно, степени и скорости их деформирования.

Предельный зазор $[\delta_w]$ по своему физическому смыслу является минимальным зазором, при котором не происходит соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины (кривые 3 на рисунке 5.6) из-за того, что упругие амортизи-



а – пороговый δ_{th}; б – предельный $[\delta_w]$

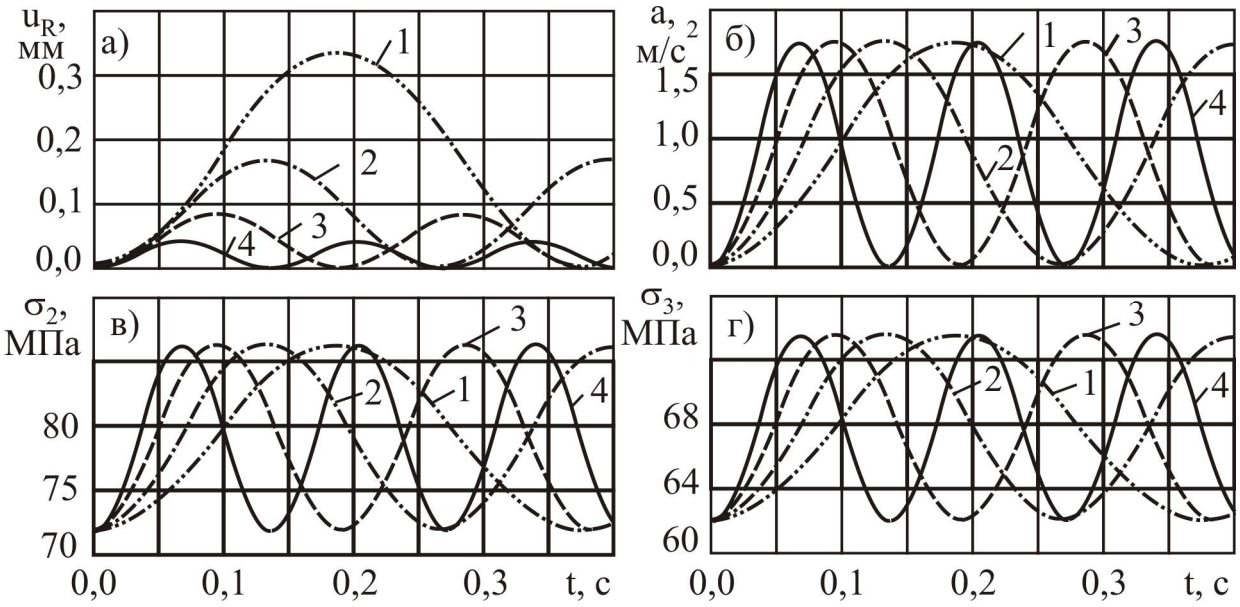
Рисунок 5.11 – Влияние жесткости и вязкости демпферного устройства на характерные зазоры

рующие элементы, деформируясь, полностью поглощают кинетическую энергию шарнирного пальца в процессе его смещения из исходного положения в пределах $0\ldots u_R = [\delta_w]$ и поэтому не дают ему отклониться от исходного положения более, чем на величину $[\delta_w]$. Таким образом, демпферное устройство играет роль не только амортизатора динамических процессов в шарнирном соединении, но и ограничителя максимального износа отверстия проушины при эксплуатации МТТМ.

Минимально возможный коэффициент динамичности $(k_{dyn})_{st}$ является достаточно стабильной величиной при изменении жесткости и вязкости демпферного устройства в весьма широком диапазоне: для рассматриваемой МС он лежит в интервале 1,12…1,22, т.е. отклоняется от среднего значения на ±4,3 %. Величина $(k_{dyn})_{st}$ не зависит от коэффициента жесткости C и снижается с увеличением коэффициента вязкости β. Для инженерных расчетов можно принимать $(k_{dyn})_{st}$=1,2.

На рисунке 5.12 показаны графики изменения во времени показателей работы МС при различных коэффициентах жесткости демпферного устройства C (при β=0, т.е. при чисто упругом демпфировании) и большом зазоре в шарнирном со-

единении $\delta_w > [\delta_w]$ (соударения не происходит). В этом случае основные количественные характеристики динамических процессов не зависят от жесткости демпферного устройства. Исключение составляет частота f_w колебательного смещения шарнирного пальца при больших зазорах $\delta_w > [\delta_w]$: с ростом C она возрастает (рисунок 5.7), т.е. промежуток времени между двумя моментами времени максимального смещения шарнирного пальца из исходного положения уменьшается в связи с уменьшением амплитуды его смещения [138].

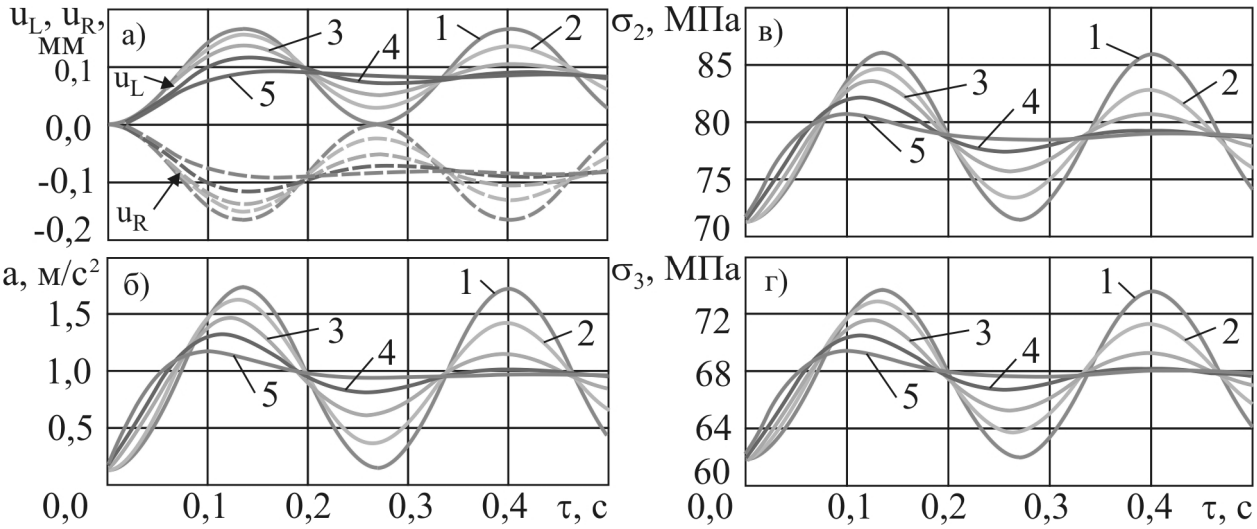


а – смещение торцевых сечений шарнирного пальца; б – линейное ускорение груза; в – напряжение в стреле; г – напряжение в рукояти (1 – C = 10 МН/м; 2 – C = 20 МН/м; 3 – C = 40 МН/м; 4 – C = 80 МН/м)

Рисунок 5.12 – Изменение во времени показателей работы МС при упругом демпфировании (без соударения)

На рисунках 5.13 и 5.14 показаны те же графики для нескольких сочетаний C и β (при вязко-упругом демпфировании) при двух уровнях упругого воздействия – значительном (коэффициент жесткости демпферного устройства C = 20 МН/м) и менее значительном (C = 5 МН/м). Зазоры в шарнире δ_w также являются большими, т.е. $\delta_w > [\delta_w]$ (соударения не происходит).

С увеличением коэффициента вязкости β, т.е. с увеличением вязкостной составляющей в механизме вязко-упругого демпфирования, наблюдается уменьшение максимальных значений и амплитуд смещения u_R (u_L) и линейного ускоре-



а – смещение торцевых сечений шарнирного пальца; б – линейное ускорение груза; в – напряжение в стреле; г – напряжение в рукояти (1 – β = 0,001 МН·с/м; 2 – β = 0,1 МН·с/м; 3 – β = 0,25 МН·с/м; 4 – β = 0,5 МН·с/м; 5 – β = 1 МН·с/м)

Рисунок 5.13 – Изменение во времени показателей работы МС при вязко-упругом демпфировании с C = 20 МН/м и различными значениями β

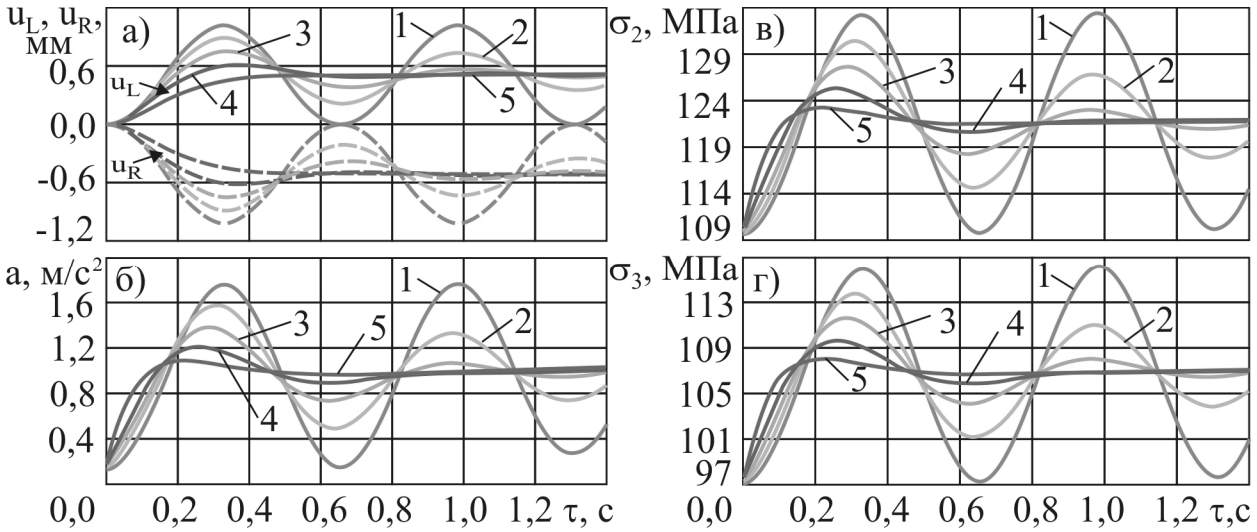


Рисунок 5.14 – Изменение во времени показателей работы МС при вязко-упругом демпфировании с C = 5 МН/м и различными значениями β (обозначения те же, что и на рисунке 5.13)

ния груза a, напряжений в наиболее нагруженных сечениях стрелы σ_2 и рукояти σ_3. Однако влияние сил вязкого сопротивления на снижение этих динамических характеристик оказывается небольшим. Даже при наибольшем уровне вязкого демпфирования (β=1000 кН·с/м), обеспечивающем затухание колебаний шарнирного пальца практически за один период, уменьшение величин максимальных напряжений $\sigma_{i\max}$ в звеньях МС и коэффициентов динамичности $k_{dyn,i}$ составляет

лишь 5…8 %, хотя ускорение уменьшается на 34 %. С увеличением коэффициента вязкости β наблюдается снижение средней скорости v_p смещения торцевого сечения шарнирного пальца в пределах зазора (рисунок 5.15), причем влияние изменения β в наибольшей степени заметно при невысокой жесткости демпферного устройства. Это также следует рассматривать как его положительное свойство, так как снижение скорости соударения шарнирного пальца снижает скорость изнашивания поверхности отверстий проушин цилиндрического шарнира и, как следствие, скорость роста зазора δ_w в процессе эксплуатации МТТМ, так как согласно [402] можно считать:

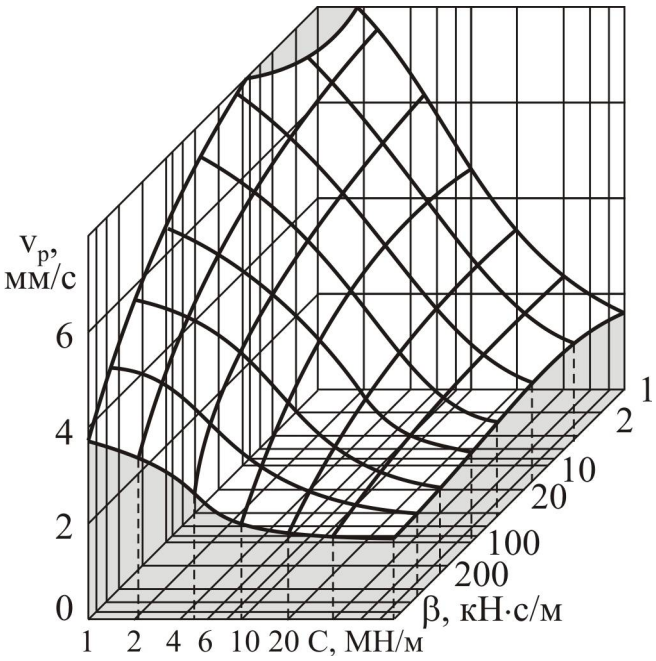


Рисунок 5.15 – Влияние коэффициентов жесткости и вязкости демпферного устройства на среднюю скорость торцевого сечения шарнирного пальца в зазоре $\delta_w > [\delta_w]$

$$I_\delta = d\delta_w / dt \sim (v_p)^{2...3}.$$

Представляет интерес сравнение индивидуальных вкладов сил упругого и вязкого сопротивления в эффективность демпфирования колебательного смещения шарнирного пальца в пределах повышенного зазора в цилиндрическом шарнире. Сравнение было проведено для двух случаев, когда уровень упругого демпфирования характеризуется коэффициентом жесткости демпферного устройства C= 20 МН/м (является значительным, но не предельно возможным по конструктивным соображениям) и C= 5 МН/м (является мало значительным), а уровень вязкого демпфирования – коэффициентом вязкости β=1 МН·с/м (является близким к предельно возможному). Количественно соотношение индивидуальных вкладов применительно к анализируемому динамическому параметру $X_i = X_i(C;\beta)$ оценивалось с помощью следующих коэффициентов влияния:

- для оценки вклада сил упругого сопротивления

$$\psi_c = X_i(C=0;\beta=0)/X_i(C;\beta=0);$$

- для оценки вклада сил вязкого сопротивления

$$\psi_\beta = X_i(C;\beta=0)/X_i(C;\beta);$$

- для оценки совместного вклада сил упругого и вязкого сопротивления

$$\psi = \psi_c\psi_\beta = X_i(C=0;\beta=0)/X_i(C;\beta).$$

Полученные результаты приведены в таблице 5.1. Для всех исследованных динамических параметров коэффициенты влияния ψ_c существенно превышают коэффициенты ψ_β, т.е. определяющим является вклад сил упругого сопротивления, а силы вязкого сопротивления играют вспомогательную роль. Это особенно выражено для динамического НДС звеньев (напряжений σ_i и коэффициентов динамичности $k_{dyn,i}$): снижение уровня напряжений обеспечивается практически только за счет упругого демпфирования (снижение на 85%, т.е. почти в 2 раза), тогда как вязкое демпфирование обеспечивает дополнительное снижение уровня напряжений лишь на 6…7%. Важно отметить, что значения коэффициентов влияния ψ_c, ψ_β и ψ практически одинаковы для различных коэффициентов жесткости демпферных устройств C в широком диапазоне их значений.

Таблица 5.1 – Результаты оценки вкладов сил упругого и вязкого сопротивления в эффективность демпфирования колебательного смещения шарнирного пальца

Динамический параметр X_i	Величина параметра при сочетании			Коэффициенты влияния		
	$C=0$, $\beta=0$	C, $\beta=0$	C, β	ψ_c	ψ_β	ψ
Максимальное линейное ускорение шарнирного пальца a, м/с^2	9,57	1,76 1,76	1,16 1,22	5,44 5,45	1,52 1,44	8,25 7,84
Максимальное напряжение в стреле σ_2, МПа	160,1	86,2 133,1	80,7 125,3	1,86 1,20	1,07 1,06	1,98 1,28
Максимальное напряжение в рукояти σ_3, МПа	136,2	73,6 115,9	69,2 109,7	1,85 1,18	1,06 1,04	1,97 1,24
Коэффициент динамичности для стрелы $k_{dyn,2}$	2,12	1,21 1,22	1,13 1,14	1,76 1,74	1,07 1,06	1,88 1,85
Коэффициент динамичности для рукояти $k_{dyn,3}$	2,11	1,19 1,20	1,12 1,13	1,77 1,76	1,06 1,06	1,88 1,86

Примечание: В числителе – для C = 20 МН/м, в знаменателе – для C = 5 МН/м.

Анализ данных на рисунках 5.6, 5.8, 5.10 и 5.11 показывает, что применительно к выполненному в разделе 3 моделированию поворота шарнирно-сочлененной стрелы МС МТТМ АСТ-4-А влияние действия сил вязкого сопротивления, создаваемых демпферным устройством, на характерные динамические параметры процесса практически не наблюдается при коэффициентах вязкости $\beta < 10$ кН·с/м. В интервале $10 < \beta < 50$ кН·с/м такое влияние начинает проявляться все более заметно, в интервале $50 < \beta < 300…400$ кН·с/м имеет место интенсивное демпфирование колебательного смещения шарнирного пальца в пределах зазора, а при $\beta > 400$ МН·с/м вязкое демпфирование обеспечивает апериодический характер процесса с практически полным затуханием в пределах одного колебания шарнирного пальца.

5.1.3 Рекомендации по применению и проектированию демпферных устройств цилиндрических шарниров манипуляционных систем

Предложенные демпферные устройства целесообразно применять как при создании новых конструкций МС, так и при ремонте или модернизации уже эксплуатирующихся и имеющих повышенные зазоры МС. В первом случае при проектировании демпферных устройств могут решаться такие технические задачи, как:

- управление максимальным коэффициентом динамичности звеньев МС или максимальным ударным ускорением на перемещаемый груз в течение срока эксплуатации МТТМ;

- управление максимальной величиной износа отверстий цилиндрических шарниров МС в течение срока эксплуатации МТТМ;

- управление частотой вынужденных колебаний МК звеньев МС вследствие ударных явлений при колебательном смещении шарнирного пальца в зазоре.

Во втором случае – такие технические задачи, как:

- снижение уровня динамической нагруженности МК звеньев МС или максимального ударного ускорения на перемещаемый груз;

- исключение дальнейшего роста повышенного зазора или его контролируемый рост до заданной величины.

Эффективность воздействия демпферных устройств цилиндрических шарниров определяется двумя их характерными параметрами – коэффициентами жесткости C и вязкости β, поэтому в ходе проектирования подлежат выбору их проектные значения C_{pr} и β_{pr}, обеспечивающие решение поставленной конструктором задачи по совершенствованию работы МС.

1 Управление максимальным коэффициентом динамичности звеньев МС в течение срока эксплуатации МТТМ.

В течение эксплуатации МТТМ уровень динамического НДС в звеньях МС является переменным во времени и своего максимального значения достигает в некоторый момент времени $T_{\max}$, соответствующий достижению зазором δ_w шарнира значения $(\delta_w)_{\max} = \delta_w[(k_{dyn})_{\max}]$ (рисунок 5.8, 5.9). Затем он начинает снижаться, принимая начиная с момента времени T_{st}, соответствующего достижением зазором δ_w значения $[\delta_w]$, свой минимальный уровень. Максимальный уровень динамического НДС количественно характеризуется коэффициентом динамичности $(k_{dyn})_{\max}$, минимальный – коэффициентом динамичности $(k_{dyn})_{st}$.

Как показано в разделе 5.1.2, целенаправленный выбор коэффициентов жесткости C и вязкости β демпферного устройства позволяет управлять уровнем динамического НДС, обусловленного наличием повышенного зазора в шарнире. Проектировщик имеет возможность обеспечить установленное им некоторое проектное значение максимального коэффициента динамичности $(k_{dyn})^{pr}_{\max}$, которое не будет превышено в течение всего срока службы шарнирного соединения.

Порядок выбора значений жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства, обеспечивающих получение требуемого коэффициента динамичности $(k_{dyn})^{pr}_{\max}$, иллюстрирует рисунок 5.16. На нем представлена проекция поверхности $(k_{dyn})_{\max}(C;\beta)$ на плоскость $C-\beta$ и показаны линии равных значений коэффициентов $(k_{dyn})_{\max}(C;\beta) = const$. Линия равного значения $(k_{dyn})_{\max}(C;\beta) = (k_{dyn})^{pr}_{\max}$ есть геометрическое место точек A, координаты которых представляют искомые

значения коэффициентов жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства.

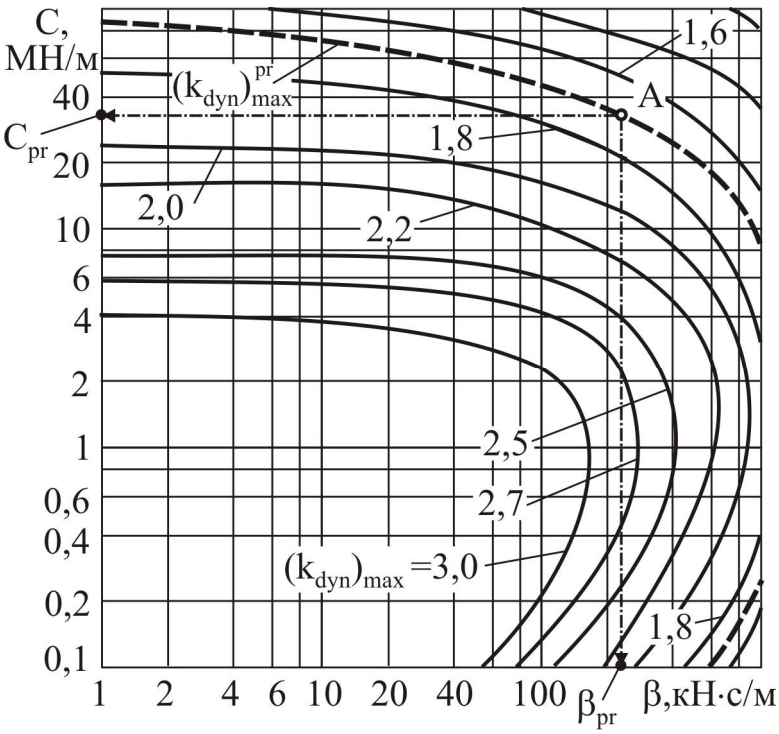


Рисунок 5.16 – Выбор параметров демпферного устройства при управлении величиной максимального коэффициента динамичности за весь срок эксплуатации МТТМ

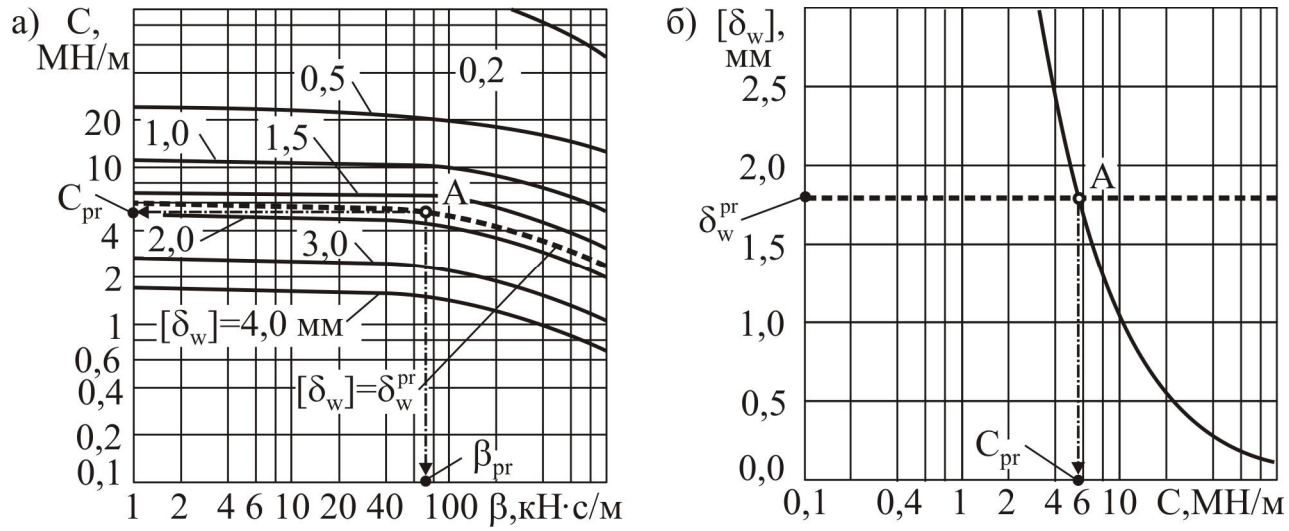
Учитывая преобладающее влияние упругого демпфирования при работе демпферного устройства следует стремиться обеспечивать получение требуемого проектного значения $(k_{dyn})^{pr}_{\max}$ прежде всего за счет более высокого коэффициента жесткости C_{pr}, так как его обеспечение оказывается технологически более простой задачей, чем обеспечение высокого значения коэффициента вязкости β демпферного устройства.

2 Управление максимальной величиной износа отверстий цилиндрических шарниров МС в течение срока эксплуатации МТТМ.

Как показано в разделе 5.1.2, целенаправленный выбор коэффициентов жесткости C и вязкости β демпферного устройства позволяет управлять величиной износа цилиндрических шарниров МС в процессе эксплуатации МТТС. Проектировщик имеет возможность обеспечить установленное им некоторое проектное значение зазора δ_w^{pr}, которое не будет превышено в течение всего срока службы шарнирного соединения независимо от интенсивности его нагруженности. Это гарантированно исключает рост δ_w свыше нормированного значения δ_w^{norm} [91; 177], так как назначение δ_w^{pr} должно исходить из условия $\delta_w^{pr} = [\delta_w] \le \delta_w^{norm}$.

Порядок выбора значений жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства, обеспечивающих получение требуемого зазора δ_w^{pr}, иллюстрирует

рисунок 5.17, а. На нем представлена проекция поверхности $[\delta_w](C;\beta)$ на плоскость $C-\beta$ и показаны линии равных зазоров $[\delta_w](C;\beta)=const$. Линия равного зазора $[\delta_w](C;\beta)=\delta_w^{pr}$ является геометрическим местом точек A, координаты которых представляют искомые значения жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr}.



а – полная методика; б – упрощенная методика

Рисунок 5.17 – Выбор параметров демпферного устройства при управлении величиной максимального износа цилиндрического шарнира

В широком диапазоне значений вязкости (для примера на рисунок 5.17, а – в диапазоне β до 100…150 кН·с/м) предельный зазор $[\delta_w]$ определяется практически лишь жесткостью демпферного устройства. Поэтому вполне допустимо упростить методику его проектирования, ограничившись выбором лишь одного параметра – C_{pr} при условии $\beta \sim 0$. Определение C_{pr} по упрощенной методике иллюстрирует рисунок 5.17, б. В этом случае величина вязкости β_{pr} может быть взята произвольной, так как ее потенциально возможное влияние будет дополнительно обеспечивать формирование при эксплуатации зазора заданной величины δ_w^{pr}.

Определение жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства следует выполнять для условий работы МС с грузом номинального веса G_n. Для груза меньшего веса $G < G_n$ условия обеспечения заданного зазора δ_w^{pr} будут выполняться автоматически, так как $[\delta_w](G) < [\delta_w](G_n)$ (рисунок 5.7).

3 Управление частотой вынужденных колебаний МК звеньев МС вследствие ударных явлений при колебательном смещении шарнирного пальца в зазоре.

Частота соударений f_w шарнирного пальца с поверхностью проушин цилиндрического шарнира нелинейно зависит от зазора δ_w, уменьшаясь по мере его роста (рисунок 5.18). Частоты соударений, диапазон которых составляет 0,5…10 Гц, соизмеримы с низшей собственной частотой f_{m1} МС (для рассматриваемой МС f_{m1}= 1,58 Гц), что может представлять опасность с точки зрения возникновения резонансных явлений. Для исключения подобной ситуации следует ограничить максимальную величину износа шарнира значением проектного зазора δ_w^{pr}, определяемым из условия:

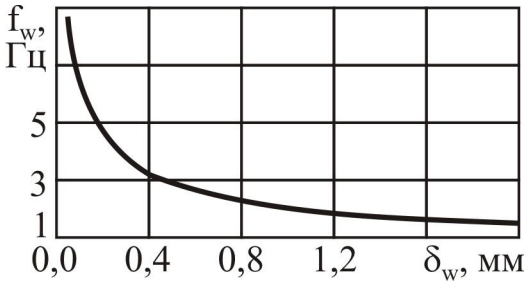


Рисунок 5.18 – Влияние величины зазора шарнира на частоту соударений шарнирного пальца

$$f_w(\delta_w^{pr}) \geq k_f f_{m1}, \qquad (5.1)$$

где k_f – коэффициент запаса по низшей собственной частоте МС (k_f ~ 1,5…2).

Обеспечивающие требуемый зазор δ_w^{pr} коэффициенты жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства определяются согласно методике п. 2 данного раздела 5.1.3. Это связано с тем, определяемый согласно условию (5.1) зазор δ_w^{pr} по своему смыслу соответствует предельному зазору $[\delta_w]$. Определение C_{pr} и β_{pr} следует выполнять для условий работы МС с грузом номинального веса G_n. Для груза меньшего веса $G < G_n$ условие (5.1) будет выполняться автоматически, так как $f_w(G) > f_w(G_n)$ (рисунок 5.7).

4 Снижение уровня динамической нагруженности МК звеньев МС при ремонте или модернизации эксплуатирующейся МТТМ.

При проведении ремонтных мероприятий или модернизации МС уже эксплуатирующихся МТТМ, не оснащенных демпферными устройствами, при выявлении повышенных зазоров в отдельных цилиндрических шарнирах шарнирно-сочлененных стрел является целесообразной их установка. Соответствующий уже

сформировавшемуся зазору δ_w^e коэффициент динамичности $k_{dyn}(\delta_w^e)$ может быть определен по зависимости вида $k_{dyn}(\delta_w)$, построенной при условии отсутствия демпферного устройства, т.е. для случая C=0 и β=0 (кривая A на рисунке 5.8). При выборе коэффициентов жесткости и вязкости демпферного устройства следует ориентироваться на такие значения C_{pr} и β_{pr}, для которых величина максимального коэффициента динамичности $(k_{dyn})^{pr}_{\max}(C_{pr},\beta_{pr}) \le k_{dyn}(\delta_w^e)$. Это позволит после возобновления эксплуатации существенно улучшить динамическое состояние МК грузоподъемной стрелы МТТМ. Обеспечивающие требуемый максимальный коэффициент динамичности $(k_{dyn})^{pr}_{\max}$ коэффициенты жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства определяются согласно методике п. 1 раздела 5.1.3.

5 Исключение дальнейшего роста повышенного зазора или его контролируемый рост до заданной величины.

В процессе ремонта или модернизации МС уже эксплуатирующейся МТТМ для решения указанной технической задачи при выборе коэффициентов жесткости и вязкости демпферного устройства следует ориентироваться на такие значения C_{pr} и β_{pr}, для которых величина предельного зазора $[\delta_w]$ будет не больше, чем величина уже сформировавшегося в шарнире зазора δ_w^e, т.е. $\delta_w^{pr} = [\delta_w] \le \delta_w^e$. Это позволит при возобновлении эксплуатации исключить дальнейший износ отверстий проушин и рост зазора в шарнире. При необходимости возможно также обеспечить последующий контролируемый рост зазора до требуемой проектной величины δ_w^{pr}.

Обеспечивающие требуемый зазор δ_w^{pr} коэффициенты жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства определяются по методике п. 2 раздела 5.1.3.

6 Определение проектных значений индивидуальных коэффициентов жесткости и вязкости амортизирующих элементов демпферных устройств.

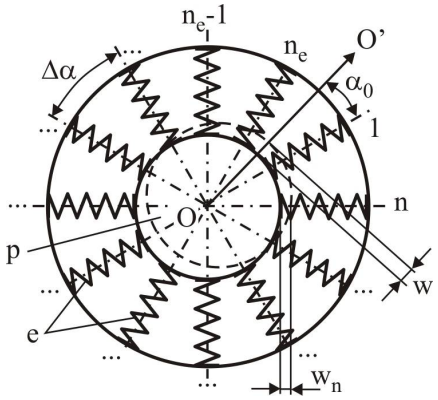
Установленные выше проектные значения коэффициентов жесткости C_{pr} и вязкости β_{pr} демпферного устройства определяются соответственно количеством

$n_{e,C}$ и индивидуальной жесткостью c_e упругих амортизирующих элементов, а также количеством $n_{e,\beta}$ и индивидуальной вязкостью β_e гидродемпферов амортизирующих элементов.

Расчетная схема, поясняющая взаимосвязь между коэффициентами жесткости C_{pr} и c_e, приведена на рисунке 5.19. Исходя из условия равенства упругой силы $F = C_{pr} w$, создаваемой демпферным устройством при смещении w шарнирного пальца из нейтрального положения, сумме упругих сил $f_e = c_e w_n$, создаваемых всеми упругими амортизирующими элементами, получаем:

$$C = c_e \left\{ \sum_{n=1}^{n=n_1} \cos[(n-1)\Delta\alpha + \alpha_0] + \sum_{n=1}^{n=n_2} \cos(n\Delta\alpha - \alpha_0) \right\} = \xi_c c_e ,$$

где $n_{e,C}$ – число упругих амортизирующих элементов; $\Delta\alpha$ – угловой шаг установки соседних элементов ($\Delta\alpha = 2\pi / n_{e,C}$); α_0 – угол между направлением смещения шарнирного пальца и осью ближайшего по ходу часовой стрелки элемента; n_1 и n_2 - целые числа, полученные в результате округления в меньшую сторону выражений $(\pi/2 + \alpha_0)/\Delta\alpha$ и $1 + (\pi/2 - \alpha_0)/\Delta\alpha$ соответственно.



OO' – направление смещения пальца; w – смещение в направлении OO'; w_n – смещение вдоль оси n-го упругого элемента; p – шарнирный палец; e – упругий элемент

Рисунок 5.19 – Расчетная схема для оценки жесткости демпферного устройства C

В процессе эксплуатации угол α_0 принимает случайным образом значения в интервале $\alpha_0 \in [0; \Delta\alpha]$. Как следствие, коэффициент пропорциональности ξ_c в указанном интервале углов является переменной величиной, изменяясь в пределах от минимального $\xi_{c,\min}$ до максимального $\xi_{c,\max}$ значений (таблица 5.2) [154]. Для амортизирующих элементов, в которых силы упругого сопротивления возникают независимо от направления смещения шарнирного пальца (например, для пружин растяжения-сжатия), величину $\xi_{c,\max}$ следует уменьшить в 2 раза.

Таблица 5.2 – Минимальные значения коэффициента пропорциональности ξ_c для различных значений углового шага установки упругих элементов $\Delta\alpha$

Угловой шаг Δα, град	Минимальное значение $\xi_{c,min}$	Угловой шаг Δα, град	Минимальное значение $\xi_{c,min}$
10	11,43	30	3,73
15	7,60	45	2,41
20	5,67	60	1,73
22,5	5,03	90	1,00

Требуемая индивидуальная жесткость амортизирующего элемента $C_{e,pr}$, которую необходимо обеспечить при его проектировании, будет определяться выбранными конструктором проектным значением C_{pr} и общим числом элементов $n_{e,C}$, т. е. минимальным значением коэффициента $\xi_{c,min}$ согласно зависимости:

$$c_{e,\,pr} = C_{pr} / \xi_{c,\min}.$$

Аналогично определяется и требуемый индивидуальный коэффициент вязкости гидродемпфера, который необходимо обеспечить при его проектировании:

$$\beta_{e,pr} = \beta_{pr} / \xi_{c,\min}.$$

Для амортизирующих элементов, в которых силы вязкого сопротивления возникают независимо от направления смещения шарнирного пальца (например, снабженных демпферным гидроцилиндром двухстороннего действия), величину $\xi_{c,\max}$ при расчете $\beta_{e,pr}$ следует уменьшить в 2 раза.

Выполненный в разделе 5.1.2 анализ влияния вязко-упругих демпферных устройств на динамическую нагруженность МК шарнирно-сочлененных стрел МТТМ показывает, что применяемые в таких устройствах амортизирующие элементы должны удовлетворять следующим условиям:

- обладать достаточно высокими индивидуальными коэффициентами жесткости c_e и вязкости β_e, позволяющими в зависимости от номинальной грузоподъемности МС обеспечить коэффициенты жесткости и вязкости демпферных устройств порядка $C \sim 1\ldots100$ МН/м и $\beta \sim 100\ldots1000$ кН·с/м;

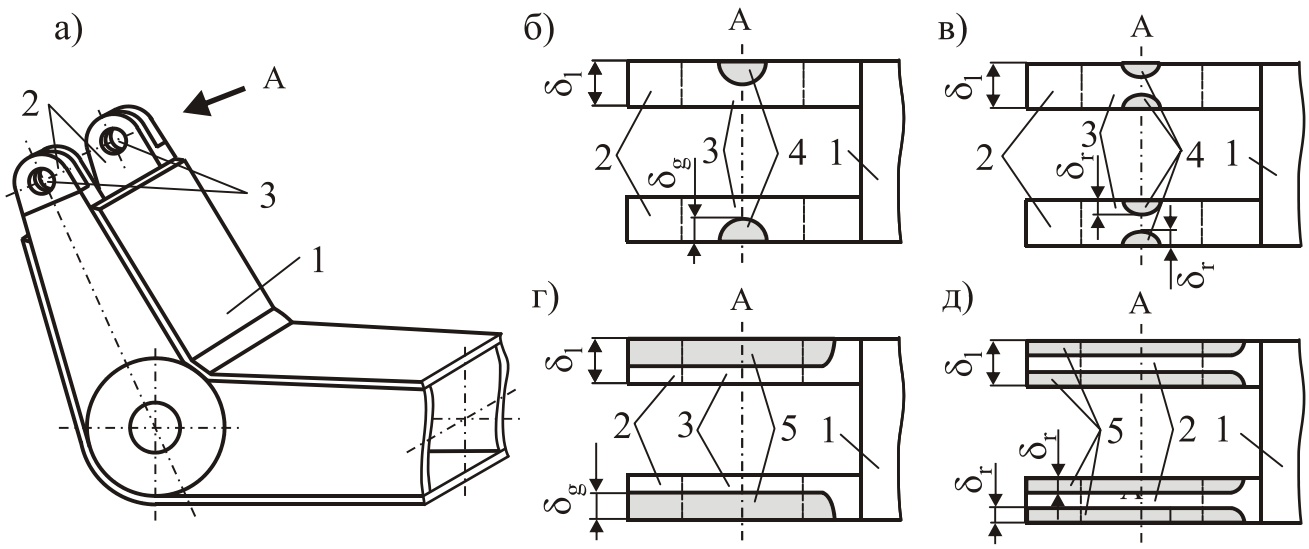
- обладать достаточной компактностью, так чтобы габаритный размер упругого амортизирующего элемента в радиальном направлении не превышал ориентировочно 2…4 диаметра шарнирного пальца.

Обеспечить одновременное удовлетворительное выполнение указанных условий оказывается достаточно проблематичным. Поэтому для вариантов конструктивного исполнения упругих амортизирующих элементов, предложенных в [220; 221], были разработаны оптимизационные математические модели и основанные на них инженерные методики их оптимального проектирования, изложенные в разделе 4. Там же предложен общий типовой подход к их проектированию и последующему анализу с точки зрения условий рационального использования в конструкции демпферных устройств цилиндрических шарниров в зависимости от режимных параметров работы МТТМ.

5.2 Повышение трещиностойкости и живучести элементов шарнирных узлов соединения звеньев стрел манипуляционных систем

С целью повышения надежности работы шарнирных соединений МС предложен конструктивный способ повышения трещиностойкости и живучести проушин цилиндрического шарнирного соединения, защищенный патентами РФ №153946 [216] и №160562 [218].

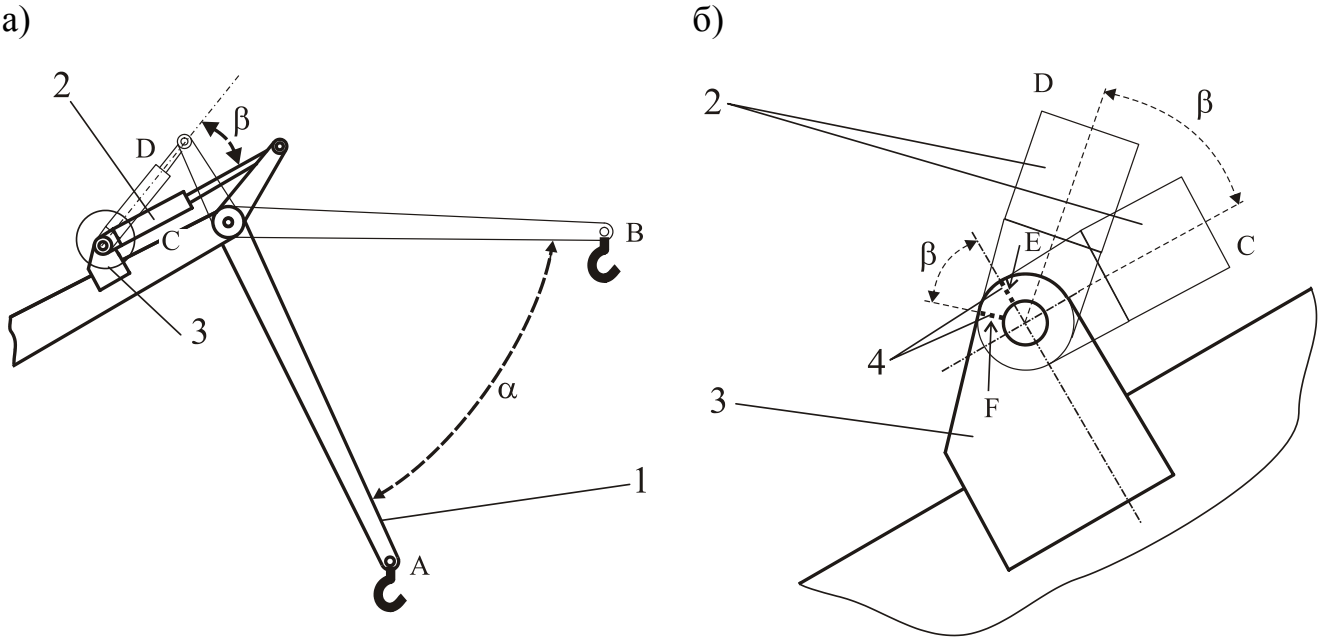
Суть указанного способа заключается в том, что перемычки проушин цилиндрических шарниров (рисунок 1.28) в зоне, прилегающей к отверстию, выполняются по толщине биметаллическими, т.е. состоящими из слоев двух материалов с различными, но согласованными по величине, показателями трещиностойкости (рисунок 5.20). Для этого они утоняются не менее, чем на $\delta_g = (2/3 \ldots 3/4)\,\delta_l$ (где δ_l – номинальная толщина проушины), а затем наплавляются до номинальной толщины материалом, имеющим коэффициент ударной вязкости выше, чем коэффициент ударной вязкости основного материала проушины. Утонение с последующей наплавкой может выполняться как со стороны одной (рисунок 5.20, б, г), так и симметрично со стороны обеих боковых плоскостей проушины (рисунок 5.20, в, д), причем в этом случае суммарная толщина утолщения $2\delta_r$ также должна составлять $(2/3 \ldots 3/4)\,\delta_l$.



а – звено с шарниром; б – расположение пазов со стороны одной боковой плоскости [216]; в – расположение пазов со стороны обеих боковых плоскостей [216]; г – расположение пазов со стороны одной боковой плоскости [218]; д – расположение пазов со стороны обеих боковых плоскостей [218]: 1 – звено; 2 – проушина; 3 – отверстие в проушине; 4 – паз с материалом повышенной трещиностойкости; 5 – слой материала повышенной трещиностойкости

Рисунок 5.20 – Конструкция проушины повышенной трещиностойкости

Биметаллическая структура проушины должна перекрывать зону, потенциально опасную в связи с возможным зарождением в ее пределах усталостных трещин. Поэтому техническое решение по [216], в котором предусматривается выполнение достаточно узкого паза (или двух симметричных пазов) целесообразно использовать для цилиндрических шарниров, обеспечивающих соединение смежных звеньев с малыми углами поворота. Техническое решение по [218], в котором предусматривается нанесение материала повышенной трещиностойкости по всему периметру отверстий проушины целесообразно использовать для цилиндрических шарниров, обеспечивающих соединение смежных звеньев с большими углами поворота (до 30…180^0 и более), так как в этом случае ширины паза оказывается недостаточно для перекрытия в окружном направлении зоны возможного зарождения усталостных трещин. Это утверждение иллюстрирует рисунок 5.21, на котором на примере шарнирного крепления силового гидроцилиндра к звену стрелы представлена расчетная схема для оценки окружной протяженности



а – изменение относительного положения звеньев; б – изменение положения наиболее нагруженного сечения; 1 – движущееся звено; 2 – приводной гидроцилиндр; 3 – проушина; 4 – поперечное сечение в перемычке

Рисунок 5.21 – Изменение положения сопряженных элементов

потенциально опасной зоны. Звено 1 МС может перемещаться в интервале углов поворота α между двумя крайними положениями A и B (рисунок 5.21, а). При этом приводной гидроцилиндр 2 относительно отверстия проушины 3 поворачивается в пределах угла β между двумя крайними положениями C и D (рисунок 5.21, б) соответственно. В результате, поперечное сечение 4 в перемычке проушины 3, в котором возникают наибольшие напряжения, также перемещается вдоль периметра отверстия проушины 3 в пределах угла β между крайними положениями E и F (рисунок 5.21, б). Поэтому трещины многоцикловой усталости могут зародиться случайным образом в любом поперечном сечении перемычки проушины в пределах угла β между крайними положениями E и F. В реальных конструкциях МС угол β может достигать до 40…60^{o}, т.е. протяженность зоны, в любом из поперечных сечений которой случайным образом могут зародиться трещины многоцикловой усталости, может достигать до 25…30 % периметра отверстия проушины.

Предложенный конструктивный способ повышения трещиностойкости и живучести проушин цилиндрического шарнирного соединения реализует эффект уменьшения скорости роста усталостных трещин при наличии плоского напря-

женного состояния вблизи ее вершины [325]. В этом случае площадь зоны пластичности r_p у вершины трещины оказывается в несколько раз больше, чем в условиях плоской деформации. Согласно [114] для металлов и сплавов соотношение размеров зоны пластичности в направлении роста трещины при плоском напряженном состоянии и плоской деформации составляет от 4:1 (при коэффициенте Пуассона $\nu = 0{,}25$) до 11:1 (при $\nu = 0{,}35$). Поэтому когда рост трещины многоцикловой усталости происходит в условиях плоского напряженного состояния для него требуется большее количество подводимой энергии, так как она преимущественно образом расходуется на постоянное формирование зоны пластичности вблизи вершины растущей трещины [157].

Известны результаты многочисленных экспериментальных исследований по разрушению пластин и панелей, проведенных как отечественными [298; 325], так и зарубежными [39] исследователями, согласно которым существует зависимость между их толщиной и характеристиками разрушения – критическим коэффициентом интенсивности напряжений в вершине трещины K_{1c} и скоростью ее роста $da/d\tau$. Исследования показали, что имеется оптимальная толщина пластины, при которой K_{1c} достигает своего максимального значения $(K_{1c})_{\max}$. Предложено несколько полуэмпирических теорий, позволяющих прогнозировать изменение коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины в зависимости от толщины пластины [157].

Согласно модели Д. Броека [39], соотношение между критическим коэффициентом интенсивности напряжений при переходном напряженном состоянии и плоской деформацией в случае $B_0 / B \le 1$ составляет:

$$\frac{K_{1c}}{K_{Ic}} = \sqrt{1 + \frac{\varepsilon_f E B_0}{24 \sigma_T B}}, \qquad (5.2)$$

где B – толщина пластины; B_0 – наибольшая толщина пластины, при которой полностью развивается плоское напряженное состояние; 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 пластины [39; 157].

Условие $B_0 / B = 1$ соответствует случаю плоского напряженного состояния, для которого $K_{1c} = (K_{1c})_{\max}$. Из рисунка 5.22, на котором показана зависимость $K_{1c} = K_{1c}(B / B_0)$ для углеродистой конструкционной стали Ст3, видно, что коэффициент интенсивности напряжений в вершине трещины при плоском напряженном состоянии $(K_{1c})_{\max}$ в 3,1 раза больше коэффициента интенсивности напряжений при плоской деформации K_{Ic} [157].

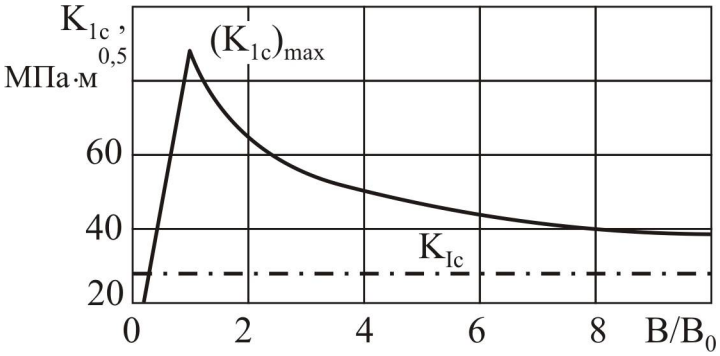


Рисунок 5.22 – Зависимость $K_{1c} = K_{1c}(B / B_0)$ для углеродистой конструкционной стали Ст3, построенная на основе формулы (5.2)

Анализ применяющихся для изготовления МК грузоподъемных стрел углеродистых и низколегированных сталей (раздел 1) показывает, что развивающиеся в них в процессе эксплуатации трещины многоцикловой усталости развиваются в условиях плоской деформации или в переходной зоне, т.е. в интервале толщин прокатного профиля

$$B \in \left[B_0 = 0{,}33 \left(K_{Ic} / \sigma_T \right)^2 ; B_I = 2{,}5 \left(K_{Ic} / \sigma_T \right)^2 \right],$$

где B_I – наименьшая толщина пластины, при которой полностью развивается плоская деформация [157].

Следовательно, проушины в узлах соединения смежных звеньев и узлах крепления силовых гидроцилиндров к звеньям грузовой стрелы обладают либо минимально возможной, либо пониженной трещиностойкостью [157]. В случае реализации предложенного в [216; 218] подхода остаточная толщина перемычки проушины в зоне расположения паза обеспечивает максимально возможную трещиностойкость $(K_{1c})_{\max}$, которая в наиболее благоприятном случае в $\sqrt{1 + \varepsilon_f E / 24\sigma_T}$ раз превышает критический коэффициент интенсивности напряжений K_{Ic} [157].

В общем случае, когда остаточная толщина перемычки проушины в зоне расположения пазов (рисунок 5.20, б, в) или углублений (рисунок 5.20, г, д) может соответствовать переходной зоне, критический коэффициент напряжений материала проушины может быть приближенно рассчитан по зависимости, вытекающей из соотношения (5.2):

$$K_{1c} = K_{Ic}\sqrt{1+\frac{\varepsilon_f E K_{Ic}^2}{72(1-\varphi_p)\delta_l \sigma_T^3}}, \qquad (5.3)$$

где φ_p – коэффициент относительной глубины паза или суммарной глубины двух пазов, который рекомендуется как $\varphi_p = (2/3 \ldots 3/4)\ \delta_l$.

Зависимость (5.3) также служит основанием для подбора той марки стали или сплава повышенной ударной вязкости, которая должна быть наплавлена в паз проушины для сохранения целостности поперечного сечения перемычки. Очевидно, в качестве такого материала следует использовать материал, у которого критический коэффициент интенсивности напряжений K_{Ic} приблизительно соответствует (чуть ниже или выше) величины K_{1c}, определенной по зависимости (5.3) [157].

Для количественной оценки эффективности предложенного способа повышения ресурса проушин был рассмотрен узел крепления (рисунок 5.20) силового гидроцилиндра к колонне МС МТТМ АСТ-4-А. Материал проушины – низколегированная конструкционная сталь 09Г2С (класс прочности 390). Широкополосный листовой прокат по ГОСТ 19281-89 имеет предел текучести $\sigma_{\text{Т}}$=390 МПа, предел прочности $\sigma_{\text{В}}$= 530 МПа, относительное удлинение 18%. В расчетах также было принято для материала проушины при исходном варианте ее конструктивного исполнения: предел выносливости материала – σ_{-1}= 245 МПа, критический и пороговый коэффициенты интенсивности материала – K_{Ic}= 40 МПа·м^{0,5} и K_{Ith}= 9,5 МПа·м^{0,5}. Расчет по формуле (5.3) показал значение критического коэффициента интенсивности напряжений K_{1c}~ 72 МПа·м^{0,5}, поэтому в качестве материала для наплавки паза была выбрана низколегированная сталь перлитного класса 30ХГСА (K_{Ic}= 71 МПа·м^{0,5}). Следовательно для материала проушины при модернизированном варианте ее конструктивного исполнения было принято: предел

выносливости материала – σ_{-1}= 325 МПа, критический и пороговый коэффициенты интенсивности материала K_{Ic}= 71 МПа·м^{0,5} и K_{Ith}= 7,6 МПа·м^{0,5} [157].

Расчет ресурса проушины для ее исходного и модернизированного конструктивного исполнения проводился в соответствии с методикой, предложенной в [157]. Зависимость для расчетной оценки ресурса T_p имеет вид

$$T_p = \tau_1 + \frac{1}{C\nu}\int\limits_{a_{th}}^{\varphi[a]} \frac{K_c - K_{\max}}{\Delta K^n} da,$$

где τ_1 – продолжительность стадии зарождения усталостной микротрещины; a_{th} – пороговая длина усталостной трещины; $[a]$ – предельно допустимая длина усталостной трещины в перемычке проушины; φ – коэффициент безопасности для предельно допустимой длины трещины; ν – частота приложения переменной во времени эксплуатационной нагрузки; a – длина трещины; K_c – критический коэффициент интенсивности напряжений для материала проушины; $K_{\max}$ – коэффициент интенсивности напряжений в вершине трещины для максимального значения нагрузки цикла; ΔK – размах коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины; C, n – эмпирические коэффициенты в зависимости Формана для прогнозирования скорости роста трещины [298], характеризующие свойства материала проушины [157].

Количественно эффективность предложенного способа удобно выразить коэффициентом повышения ресурса проушины, который имеет следующий вид:

$$\xi = \frac{T_{p,m}}{T_{p,b}} = \frac{\tau_{1,m} + \frac{1}{C_m\nu}\int\limits_{a_{th,m}}^{\varphi[a]_m} \frac{K_{Ic,m} - K_{\max}}{\Delta K^{n_m}} da}{\tau_{1,b} + \frac{1}{C_b\nu}\int\limits_{a_{th,b}}^{\varphi[a]_b} \frac{K_{Ic,b} - K_{\max}}{\Delta K^{n_b}} da}, \qquad (5.4)$$

где индекс m соответствует модернизированному, b – исходному варианту [157].

Расчет по зависимости (5.4) показал, что применительно к рассмотренному узлу крепления силового гидроцилиндра к МК колонны эффективность предложенного способа выражается значением коэффициентом повышения ресурса проушины ξ = 1,47 [157].

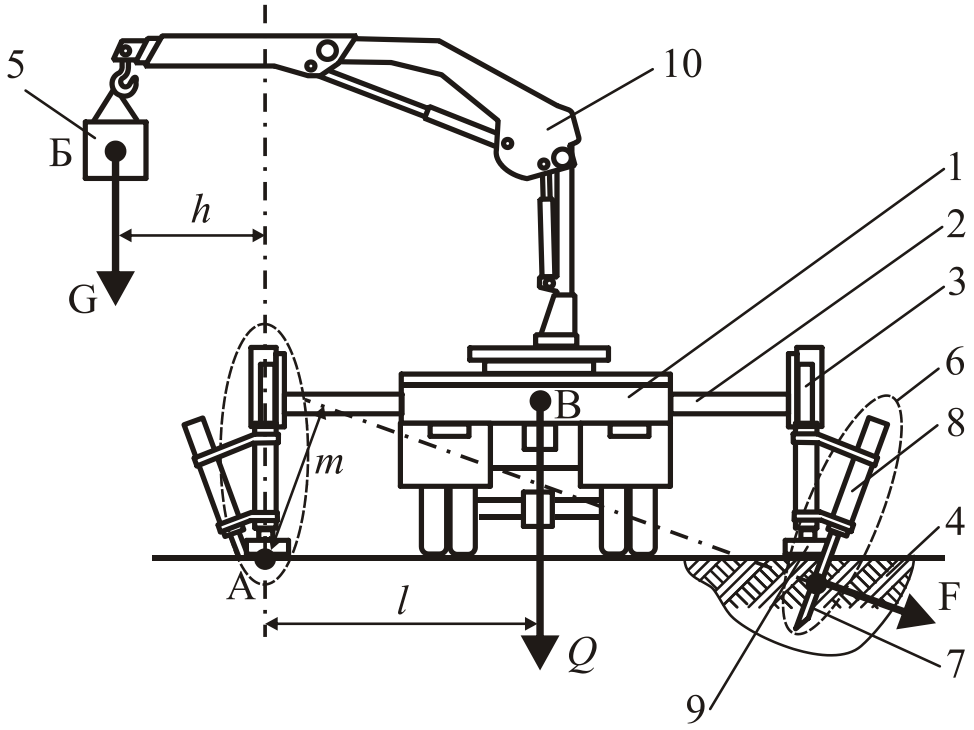
При выборе материала повышенной трещиностойкости для формирования биметаллической структуры проушины следует учитывать, что наплавляемая сталь с более высокой трещиностойкостью, как правило, обладает более высокой твердостью, что может отрицательно сказаться на износе шарнирного пальца и интенсифицировать развитие другого опасного дефекта цилиндрических шарниров – повышенного зазора δ_w. Например, для рассмотренного примера твердость по Бринеллю наплавляемой стали 30ХГСА составляет 229 МПа, а исходной стали 09Г2С по ГОСТ 5520-79 – 174…217 МПа. В данном случае разница по твердости не такая существенная. В худшем случае (НВ=174 МПа) ресурс шарнирного пальца снижается на 25%, в лучшем (при НВ=2170 МПа) – на 3 %. Для сохранения ресурса пальца при большем отличии твердости необходимо осуществить его закалку до повышенных величин, соответствующих увеличению твердости поверхностей проушин, но не выше твердости наплавляемого материала.

Даже без применения закалки предложенное техническое решение эффективно с экономической точки зрения. Замена изношенного пальца представляет собой менее трудоемкий процесс, чем ремонт проушин. Стоимость оси шарнира с заменой составляет 15,5…16,5 тыс. руб. В то же время, по данным ООО «Промбезопасность» (г. Брянск), стоимость ремонта металлоконструкции манипуляционной системы с заменой шарнирных проушин составит 80..100 тыс. руб.

5.3 Выносная опора повышенной устойчивости для мобильной транспортно-технологической машины, оснащенной манипуляционной системой

Для опирания и анкеровки (закрепления) на грунтовой опорной поверхности при эксплуатации МТТМ с грузоподъемными МС разработана конструкция выносной опоры, защищенная патентом РФ №165312 [219]. Использование такой опоры позволяет повысить общую устойчивость МТТМ при работе в условиях действия значительных опрокидывающих и сдвигающих эксплуатационных нагрузок, особенно на слабых грунтах и не строго горизонтальных поверхностях, или уменьшить размеры опорного контура в стесненных условиях проведения работ.

Общая схема конструкции показана на рисунок 5.23. Как и в стандартной конструкции, на раме 1 машины закреплен кронштейн 2, снабженный подъемно-опускным с помощью гидропривода опорным устройством 3 для передачи на грунт 4 нагрузки от машины и транспортируемого груза 5. Опорное устройство дополнено анкерным устройством 6 для восприятия действующих на машину опрокидывающих и сдвиговых эксплуатационных нагрузок. Рабочий элемент анкерного устройства выполнен в виде плоского ножа 7 с прямолинейной продольной осью, который для установки в свое рабочее положение 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.



1 – рама мобильной транспортно-технологической машины; 2 – кронштейн;
3 – опорное устройство с гидроприводом; 4 – грунт; 5 – транспортируемый груз;
6 – анкерное устройство; 7 – рабочий элемент анкерного устройства;
8 – гидропривод рабочего элемента анкерного устройства;
9 – опорная плита; 10 – манипуляционная система

Рисунок 5.23 – Выносная опора с возможностью анкеровки

Принцип действия конструкции заключается в следующем (рисунок 5.23). При работе МТТМ перемещаемый груз вызывает появление опрокидывающего момента $M_{опр}=Gh$, который обуславливает снижение общей устойчивости и может привести к ее опрокидыванию относительно ребра опрокидывания – точки А. Негативное влияние опрокидывающего момента нейтрализуется действием восстанавливающего момента, который в случае использования в конструкции МТТМ только опорных устройств 3 составляет $M_{вос}=Ql$.

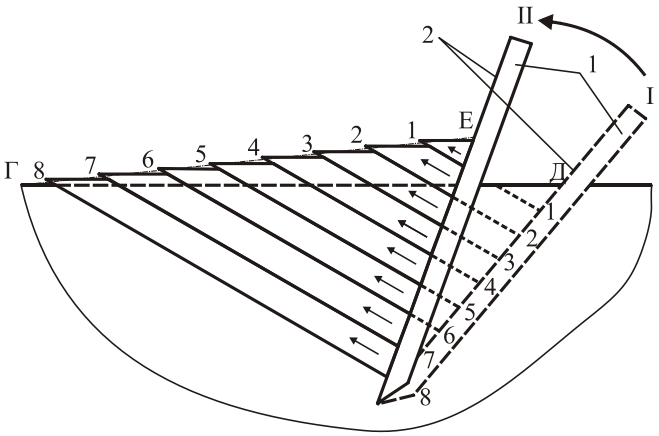
Общая устойчивость МТТМ обеспечивается, когда $M_{вос}>M_{опр}$. Соответственно, условие потери общей устойчивости имеет вид: $M_{опр}>M_{вос}$.

Величина опрокидывающего момента пропорциональна плечу h действия сосредоточенной силы от веса груза G, приложенной в его центре тяжести – точке Б, а восстанавливающего – пропорциональна плечу l действия сосредоточенной силы от веса МТТМ в целом Q, приложенной в ее центре тяжести – точке В. Поэтому использование выносных опор позволяет существенно уменьшить величину плеча h при одновременном равном увеличении плеча l.

При включении в конструкцию МТТМ анкерных устройств 6 предлагаемой конструкции появляется дополнительный восстанавливающий момент $M_{вос.доп}=Fm$. В этом случае условие потери общей устойчивости для МТТМ принимает следующий вид: $M_{опр} >M_{вос}+M_{вос.доп}$, т.е. для ее опрокидывания требуется больший опрокидывающий момент. Величина дополнительного восстанавливающего момента прямо пропорционально зависит от создаваемой анкерным устройством силы F, приложенной в точке Г и направленной перпендикулярно передней поверхности рабочего элемента 7, и плеча ее действия m относительно ребра опрокидывания – точки А. Ненулевое значение плеча m действия силы F имеет место в случае наклонного расположения рабочего элемента 7 в грунте 4, причем оно увеличивается с увеличением угла наклона продольной оси анкерного устройства по отношению к нормали к поверхности грунта [219].

Величина силы F, создаваемой анкерным устройством 6, зависит от прочностных свойств грунта и условий его разрушения при вырывании рабочего элемента под действием опрокидывающего момента.

Схема разрушения грунта показана на рискнок 5.24. При вырывании рабочий элемент 1 стремится перейти из штатного рабочего положения I в положение II. При этом он своей передней поверхностью 2 воздействует на прилегающей к ней грунт [219]. При движении рабочего органа происходит последовательное разрушение грунта путем поочередного



1 – рабочий элемент; 2 – передняя поверхность рабочего элемента

Рисунок 5.24 – Схема разрушения грунта при работе анкерного устройства

смещения его смежных слоев вдоль линий сдвига 1-1, 2-2, …, 8-8 (рисунок 5.24) с образованием характерного выпучивания первоначально ровной поверхности перед передней поверхностью рабочего элемента, выражаемого линией ГЕ. Угол наклона линий сдвига, приблизительно равный углу внутреннего трения в различных грунтах, и сила сопротивления сдвигу слоев грунта зависят от прочностных свойств грунта [73].

При нахождении рабочего элемента под площадкой контакта опорного устройства с грунтом показанная на рисунке 5.24 схема разрушения изменяется, так как расположенная на площадке контакта опорная плита препятствует свободному смещению соседних слоев грунта вдоль линий сдвига 1-1, 2-2, …, 8-8 и связанному с этим процессом выпучиванию грунта по линии ГЕ. Как результат, плоский механизм свободного разрушения грунта путем смещения его слоев только вдоль одной совокупности линий сдвига изменяется на более энергозатратный объемный механизм стесненного разрушения, так как параллельно во времени происходит также сложное пространственное смещение слоев грунта вдоль второй совокупности линий сдвига, расположенных приблизительно перпендикулярно к первой. Это обуславливает существенное повышение величины силы F, создаваемой анкерным устройством [219].

Таким образом, использование данной конструкции позволяет повысить безопасность выполнения погрузочно-разгрузочных, перегрузочных, транспортных и складских работ, выполняемых грузоподъемными машинами, вследствие повышения коэффициента запаса общей устойчивости и снижения риска их опрокидывания в процессе эксплуатации, а также повысить грузо-высотные характеристики МС, т.е. перемещать грузы большего веса в пределах большей по размерам рабочей зоны [219].

Для оценки эффективность использования анкерного устройства предлагаемой конструкции были проведены нелинейные конечноэлементные расчеты системы «МТТМ – выносная опора – анкер – грунт». Расчетная схема для угла наклона анкерного устройства 45^{o} к горизонту показана на рисунке 5.25.

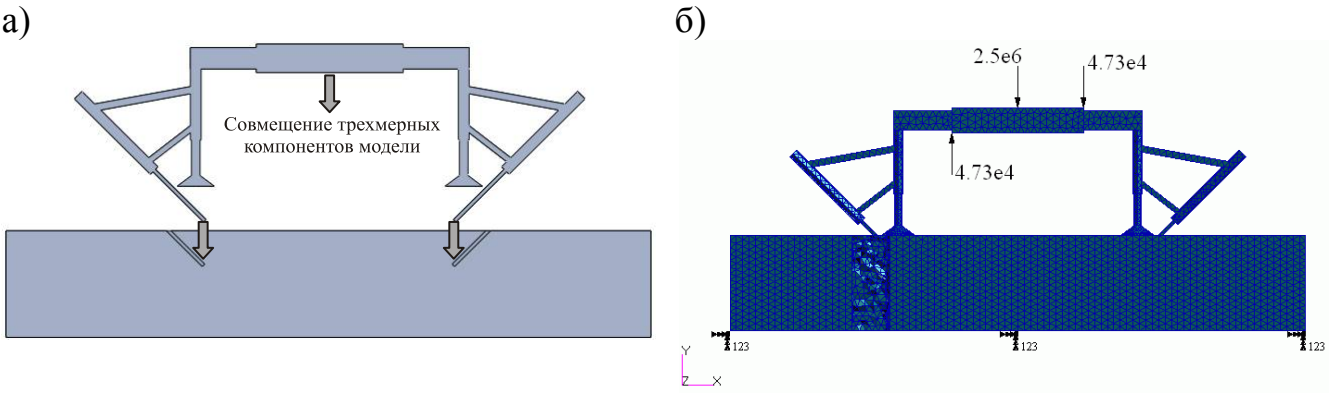


Рисунок 5.25 – Расчетная модель системы «МТТМ-выносная опора-анкер-грунт»: а – трехмерная модель; б – конечноэлементная модель

Расчет выполнен для манипулятора ОТМЛ-97 на базе шасси КамАЗ-65117. Масса базовой машины – 24 т, масса манипулятора 2,26 т, грузовой момент манипулятора 97 кН·м, максимальный вылет 7,3 м, ширина базы выносных опор 3,85 м (1,925 м на одну опору), расстояние от плоскости установки манипулятора до опорной поверхности 1,5 м.

Влияние МС учитывалось с помощью приложенного к центру тяжести системы опрокидывающего момента 97 кН·м. Нижняя плоскость объема грунта закреплена по всем направлениям. В центре тяжести модели вертикально вниз приложен вес базовой машины и манипулятора 257,6 кН. Выполнены расчеты для угла наклона анкерного устройства в 30^{o}, 45^{o} и 60^{o} к горизонту.

Упруго-пластические характеристики опорной поверхности в зоне установки выносной опоры с анкерным устройством задаются с помощью модели упрочняющегося грунта [71]. Расчеты выполнены для двух типов опорных оснований: песчаного и глинистого. Параметры модели грунта для использования в расчетных моделях анкерного устройства приведены в [71]. Так как глубина заглубления анкерного устройства не превышает 1 м, то изменением жесткости по глубине можно пренебречь [71]. С использованием данных параметров построена и задана в программном комплексе диаграмма деформирования материала.

Результаты расчета суммарных перемещений в системе с глинистым основанием для угла наклона анкерного устройства в 30^{o} к горизонту после полного окончания алгоритма нелинейного расчета показаны на рисунке 5.26. Видно, что опоры углубляются в грунт. При этом опора, на которую приходится основное воздействие манипуляционной системы, углубляется в 2 раза больше.

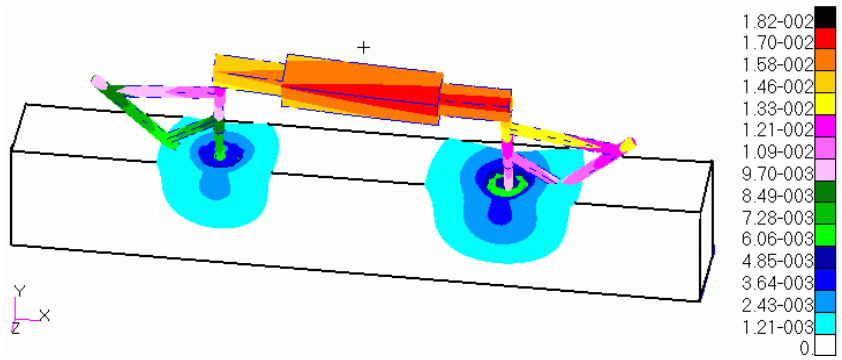


Рисунок 5.26 – Суммарные перемещения, м (анкерное устройство под 45^{o} к горизонту, глинистое основание)

Результаты расчета для различных вариантов сведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 –Результаты расчета анкерного устройства

Тип основания	Глинистое основание			Песчаное основание		
Угол наклона анкерного устройства	30^{o}	45^{o}	60^{o}	30^{o}	45^{o}	60^{o}
Давление в рабочей зоне анкерного устройства, МПа	3,0	2,0	0,5	2,5	1,6	0,3
Сила F, кН	170,4	113,6	28,4	142,0	90,88	17,04
$M_{вос.доп}$, кН·м	255,6	170,4	42,6	213,0	136,32	25,56

Величина дополнительной удерживающей силы, создаваемой анкерным устройством, зависит от угла его ориентации по отношению к опорной поверхности. Расчеты показали, что анкерное устройство следует размещать под углом 30…45^0 к горизонту. Для манипулятора ОТМЛ-97 на базе шасси КамАЗ-65117 восстанавливающий момент увеличится на 12 % (с 1983,5 кН·м до 2239,1 кН·м). Следует отметить, что исследуемый манипулятор может устанавливаться на шасси с более низкой собственной массой, чем КамАЗ-65117. В этом случае анкерное устройство вносит более существенный вклад в обеспечение общей устойчивости (увеличение восстанавливающего момента составляет 30…40 %).

5.4 Выводы по разделу 5

1 Разработанные конструкции перспективных демпферных устройств для цилиндрических шарниров с повышенными зазорами на основе образующих постоянную кинематическую связь с шарнирным пальцем упругих и вязко-упругих амортизирующих элементов позволяют:

- существенно снизить динамическую нагруженность МК шарнирно-сочлененных стрел МС в процессе эксплуатации МТТМ вплоть до полного исключения ударных явлений в шарнирных соединениях звеньев;

- существенно снизить величину кратковременных импульсов ускорения, испытываемого перемещаемым грузом в момент соударения шарнирного пальца с проушинами шарниров, тем самым обеспечивая сохранность хрупких грузов при их транспортировке и повышая безопасность обработки взрывоопасных грузов;

- существенно замедлить или полностью исключить рост повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах в процессе эксплуатации МТТМ.

Демпферными устройствами могут комплектоваться шарнирные соединения МС как на новых МТТМ при их производстве, так и на уже эксплуатирующихся МТТМ в процессе их ремонта или модернизации.

2 Эффективность работы демпферных устройств определяется рациональным выбором их основных технических характеристик – коэффициентов жестко-

сти и вязкости на основе оптимального проектирования упругих или вязко-упругих амортизационных элементов различного конструктивного исполнения с учетом предполагаемых условий эксплуатации и паспортных характеристик МС.

В зависимости от реализованных при проектировании значений коэффициентов жесткости и вязкости демпферных устройств возможны два режима их работы – ударный режим, при котором происходит ударное соприкосновение шарнирного пальца в процессе его колебательного смещения в пределах имеющего зазора в шарнире с поверхностью проушин, и безударный режим, при котором отсутствует указанное ударное соприкосновение.

Наибольшая эффективность работы демпферных устройств достигается, когда реализуется безударный режим работы, так как шарнирный палец удерживается амортизирующими элементами и его колебательные смещения под действием упругих или вязко-упругих сил торможения со стороны этих элементов происходят только в пределах сформировавшегося зазора. Для безударного режима характерны наименьшие уровень динамического НДС в МК звеньев шарнирно-сочлененных МС и импульс ускорения, испытываемого перемещаемым грузом.

3 Снижение уровня динамической нагруженности звеньев МС и значения действующего на груз ускорения, а также переход с ударного на безударный режим работы наблюдается при увеличении коэффициентов жесткости и вязкости демпферного устройства. При этом определяющим является вклад сил упругого сопротивления, а силы вязкого сопротивления играют вспомогательную роль, вследствие чего наибольший эффект оказывает увеличение коэффициента жесткости, тогда как влияние повышения коэффициента вязкости не проявляется в достаточно широком диапазоне его значений и начинает заметно сказываться лишь при высоких значениях (для рассмотренной МС – свыше 50 кН·с/м). Это особенно выражено для характеристик динамического НДС звеньев (напряжений и коэффициентов динамичности), так как снижение уровня напряжений обеспечивается практически только за счет упругого демпфирования (снижение на 85 %), тогда как вязкое демпфирование обеспечивает дополнительное снижение напряжений лишь на 6…7 %.

4 Применение в цилиндрических шарнирных соединениях звеньев МС проушин биметаллического конструктивного исполнения на основе двух материалов с согласованным соотношением критических коэффициентов интенсивности напряжений позволяет повысить характеристики трещиностойкости и, таким образом, оказывается достаточно эффективным с точки зрения повышения ресурса указанных элементов. Для рассмотренной конструкции МТТМ типа АСТ-4-А отмечается увеличение ресурса проушин на 47 %. Эффективность предложенного способа обусловлена такими факторами, как проектная толщина проушин, определяющая степень соответствия условий распространения усталостных трещин условиям плоской деформации или плоского напряженного состояния, и взаимным соотношением усталостных характеристик и показателей трещиностойкости соединяемых материалов.

5 При выборе материала повышенной трещиностойкости для формирования биметаллической структуры проушины следует учитывать, что наплавляемая сталь с более высокой трещиностойкостью, как правило, обладает более высокой твердостью, что может отрицательно сказаться на износе шарнирного пальца и интенсифицировать развитие другого опасного дефекта цилиндрических шарниров – повышенного зазора δ_w. Для сохранения ресурса пальца при большом отличии твердости необходимо осуществить его закалку до повышенных величин, соответствующих увеличению твердости поверхностей проушин, но не выше твердости наплавляемого материала.

6 Совмещение в конструкции выносных опор (аутригеров) МТТМ опорных и анкерных устройств позволяет повысить величину опрокидывающего момента при работе в условиях действия значительных опрокидывающих и сдвигающих эксплуатационных нагрузок особенно на слабых грунтах и не строго горизонтальных поверхностях, что благоприятно сказывается на повышении общей устойчивости МТТМ и/или на уменьшении габаритных размеров опорного контура МТТМ особенно в стесненных условиях эксплуатации. Предложенная выносная опора повышенной устойчивости позволяет обеспечить дополнительный восстанавливающий момент за счет создаваемой анкерным устройством удерживающей

силы. Ее величина зависит от прочностных свойств грунта опорной поверхности и пространственной ориентации рабочего органа анкерного устройства по отношению к опорной поверхности. Показано на основании численных расчетов, что наибольший эффект от применения анкерного устройства наблюдается при его размещении под углом 30…45^0 к горизонту. Так, для манипулятора ОТМЛ-97 на базе шасси КамАЗ-65117 восстанавливающий момент увеличится на 12 % (с 1,98 МН·м до 2,24 МН·м). Следует отметить, что исследуемый манипулятор может устанавливаться на шасси с более низкой собственной массой, чем КамАЗ-65117. В этом случае анкерное устройство вносит более существенный вклад в обеспечение общей устойчивости (увеличение восстанавливающего момента составляет 30…40 %).

6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Разработанные математические модели и методики моделирования рабочих процессов МС МТТМ требуют экспериментальной проверки. Для этого выполнены экспериментальные исследования отдельных процессов работы манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин.

6.1 Методика экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции манипуляционной системы

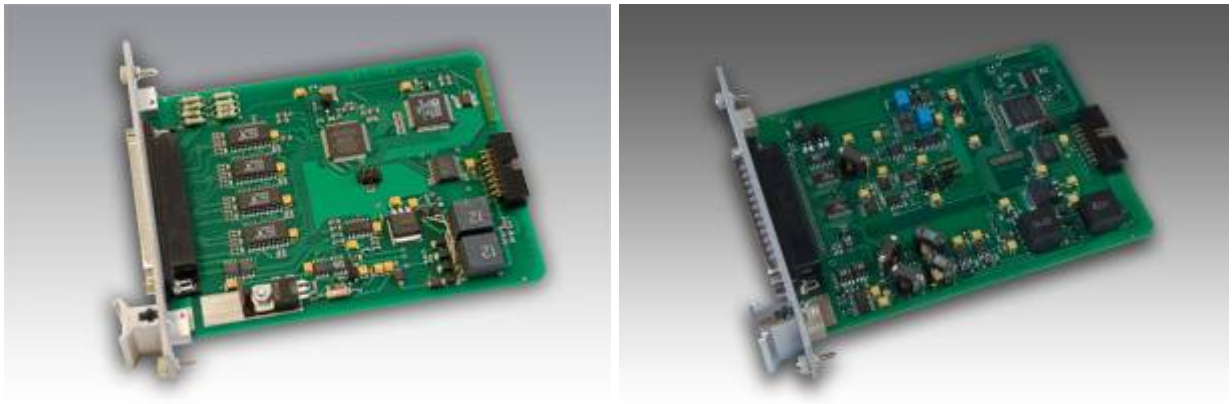
Измерительная система для исследования НДС МК МС построена на базе двухместного портативного крейта LTR-EU-2-5 производства ООО «Л-Кард» (г. Москва) (рисунок 6.1) [200]. Это малогабаритное многофункциональное конфигурируемое гальваноизолированное внешнее устройство с двумя встроенными интерфейсами USB 2.0 High Speed и Fast Ethernet (100BASE-TX). Крейт построен на базе сигнального процессора Blackfin ADSP-BF537. В крейте установлены два модуля с АЦП для обработки сигналов LTR-212 и LTR-114 (рисунок 6.2) [117; 200].

С одной стороны к крейту через USB-интерфейс подключен ноутбук с установленным программным обеспечением для обработки результатов эксперимента «Lgraph2», с другой – сигнальные линии, ведущие к первичным измерительным преобразователям (датчикам и мостовым схемам).



Рисунок 6.1 – Крейт LTR-EU-2-5

а) б)



а – АЦП для тензоизмерений LTR-212; б – прецизионный АЦП LTR-114

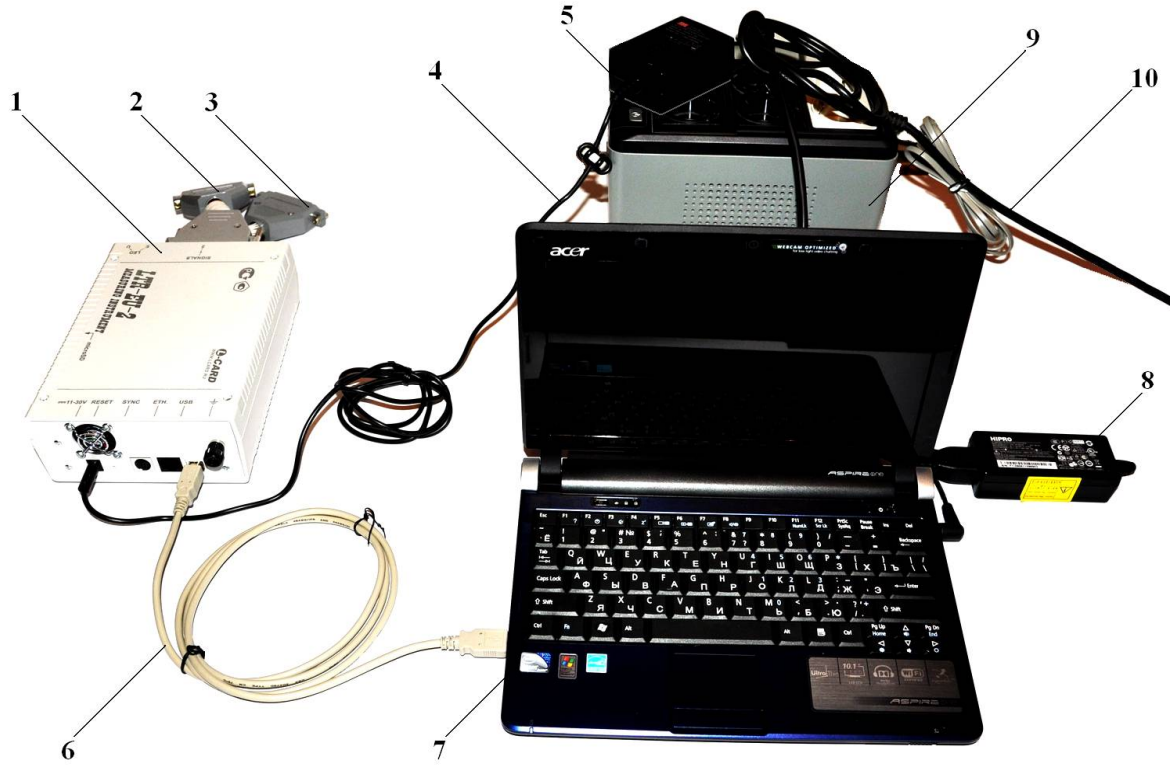
Рисунок 6.2 – Модули обработки сигналов

Специализированный модуль LTR-212 предназначен для подключения полумостовых и мостовых тензодатчиков сопротивлением от 100 Ом до 1 кОм. Модуль содержит: четыре параллельных канала 24 бита, с входными аналоговыми ФНЧ и дополнительной цифровой фильтрацией на ADSP – 2185M; источник опорного напряжения (для питания тензодатчиков) с программно переключаемым выходным напряжением 2,5 В или 5 В (постоянное или знакопеременное) и суммарным максимальным током нагрузки 400 мА; встроенный компенсационный ЦАП по каждому каналу АЦП для проведения аппаратной компенсации начальной разбалансировки тензодатчиков без уменьшения динамического диапазона АЦП [117; 200]. К данному модулю подключаются мостовые измерительные схемы, расположенные в наиболее интересных зонах металлоконструкции.

Универсальный прецизионный модуль АЦП с последовательным опросом каналов LTR-114 предназначен для прецизионной оцифровки сигналов с максимальной суммарной частотой преобразования АЦП до 4 кГц в широком диапазоне напряжений: от милливольтовых сигналов (например сигналов от термопар) до 10-вольтовых, а также для измерения сопротивлений одиночных тензо- и терморезисторов, термопар и потенциометрических датчиков. Адаптирован для работы с удаленными источниками сигналов [117; 200]. К данному модулю подключаются одиночные тензодатчики.

Внешний вид измерительной системы (без подключенных датчиков) представлен на рисунке 6.3. Крейт 1 с подключенными к пользовательским разъемам его модулей синфазными фильтрами 2 и 3 запитан через кабель 4 и внешний сетевой адаптер 5 и передает данные по USB-кабелю 6 на нетбук 7, запитанный через внешний сетевой адаптер 8. Электропотребители подключены к источнику бесперебойного питания 9, запитанному через сетевой кабель 10 от розетки 220 В.

При исследовании датчики и информационные провода монтируются на металлоконструкции МС МТТМ и надежно фиксируются. Датчики покрываются защитным слоем пластичного материала. Измерительная система подключается к датчикам с помощью монтажных разъемов.



1 – крейт LTR-EU-2; 2 – синфазный фильтр, подключенный к модулю LTR-212; 3 – синфазный фильтр, подключенный к модулю LTR-114; 4 – кабель питания крейта; 5 – внешний сетевой адаптер крейта; 6 – USB-кабель; 7 – нетбук Acer Aspire One; 8 – внешний сетевой адаптер нетбука; 9 – источник бесперебойного питания; 10 – сетевой кабель

Рисунок 6.3 – Внешний вид измерительной системы

Схема измерительной системы показана на рисунке 6.4. Схемы модулей для обработки сигналов приведены на рисунке 6.5 и рисунке 6.6.

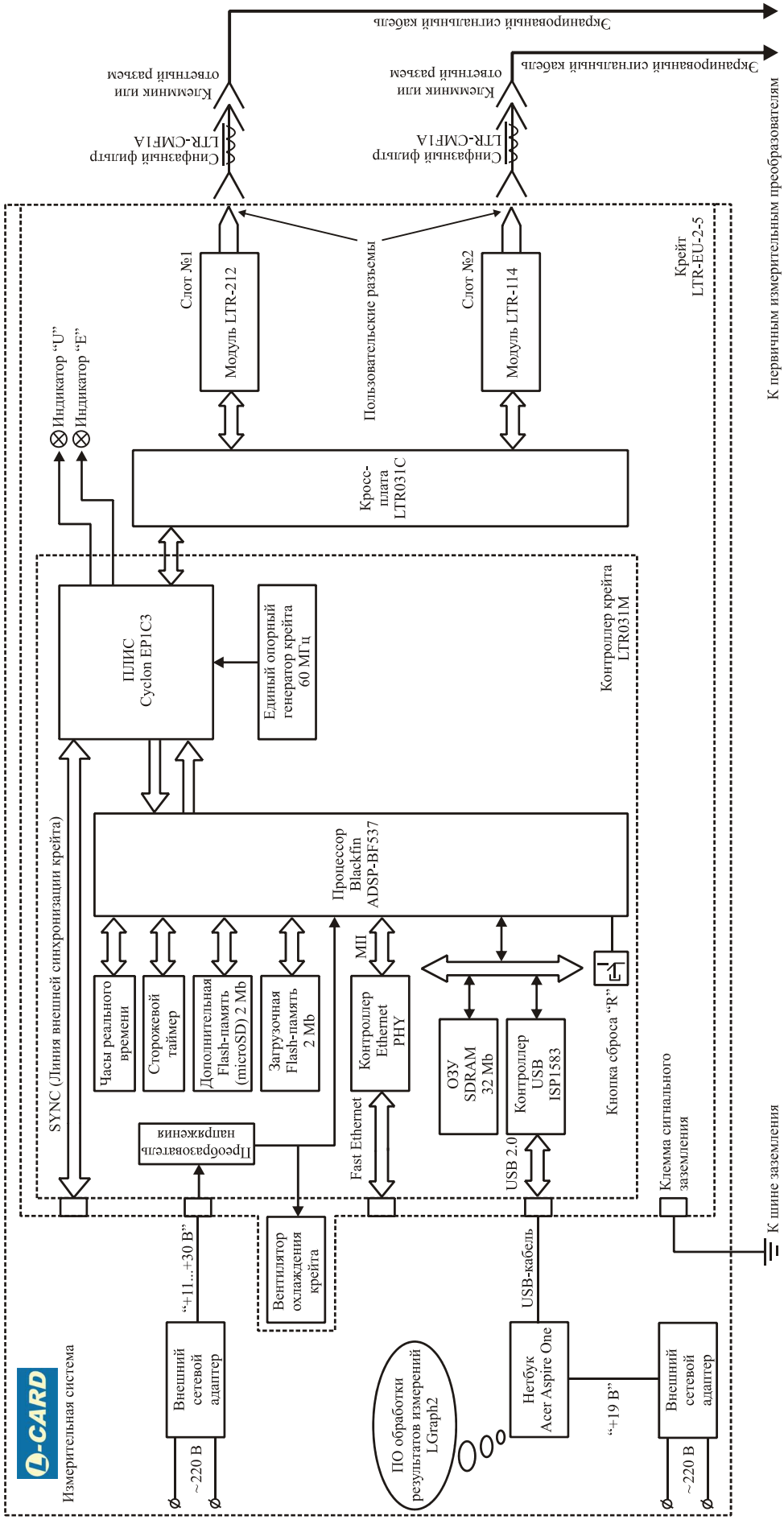
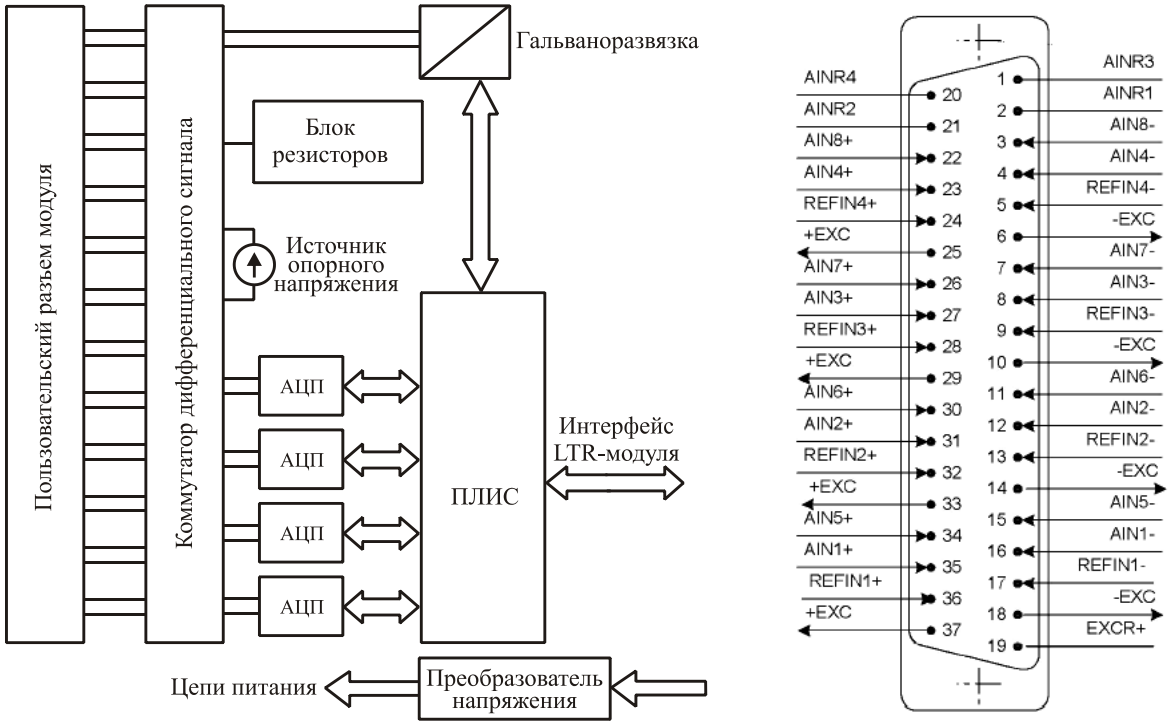


Рисунок 6.4 – Схема измерительной системы [117; 200]

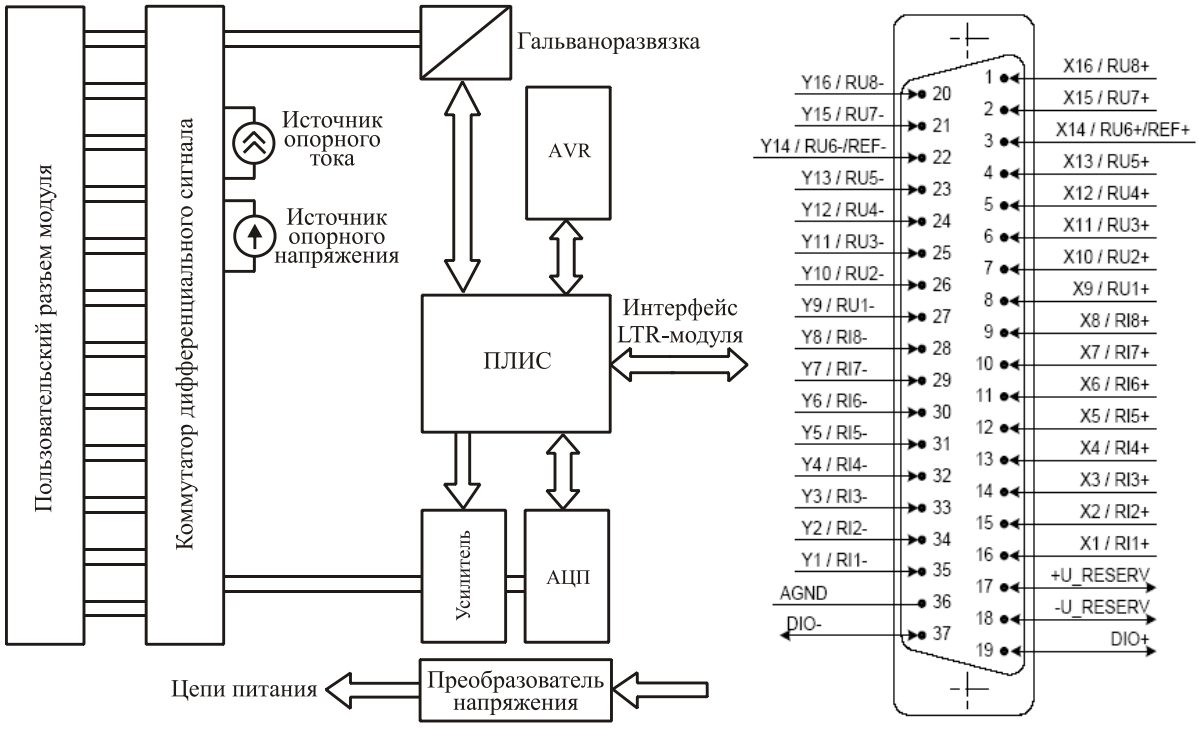
а) б)



а – схема модуля; б – выводы пользовательского разъема

Рисунок 6.5 – Модуль LTR-212 [117; 200]

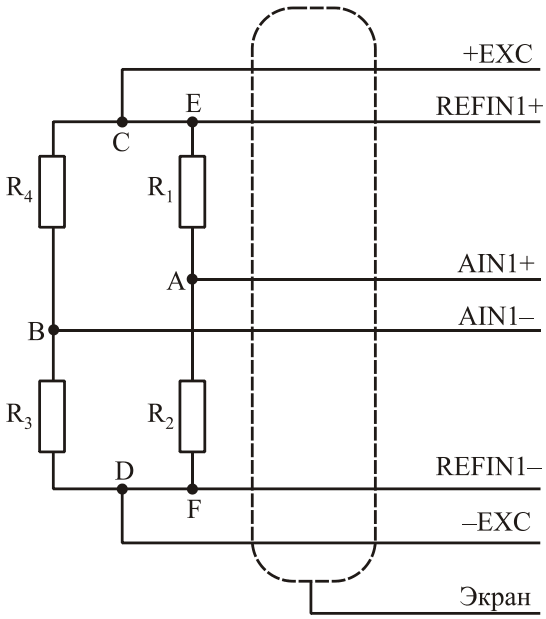
а) б)



а – схема модуля; б – выводы пользовательского разъема

Рисунок 6.6 – Модуль LTR-114 [117; 200]

Схема подключения мостовой измерительной схемы к модулю LTR-212 приведена на рисунке 6.7. К паре контактов EXC подключается цепь питания моста (цепь опорного напряжения), к паре контактов REFIN – цепь дифференциального входа опорного напряжения, к паре контактов AIN – сигнальная цепь дифференциального входа разбаланса моста (основная измерительная цепь) [117; 200].



Рисунке 6.7 – Подключение мостовой измерительной схемы [117; 200]

Наибольший вклад в величину напряжений вносят изгибные деформации. Поэтому была принята схема установки датчиков мостовой измерительной схемы, приведенная на рисунке 6.8. Данная схема установки датчиков термокомпенсирована, температурная погрешность кабеля исключена.

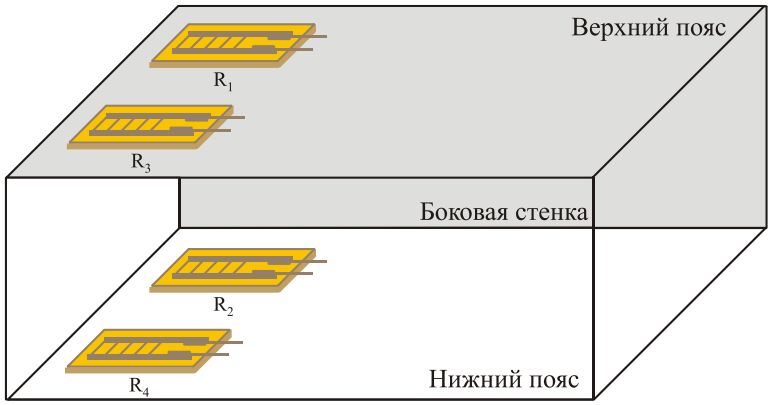


Рисунок 6.8 – Установка датчиков мостовой измерительной схемы на звеньях манипуляционной системы

Схема подключения датчика к модулю LTR-114 приведена на рисунке 6.9. Пара контактов Xn – Yn образует дифференциальный вход напряжения, AGND – контакт аналоговой земли модуля [117; 200].

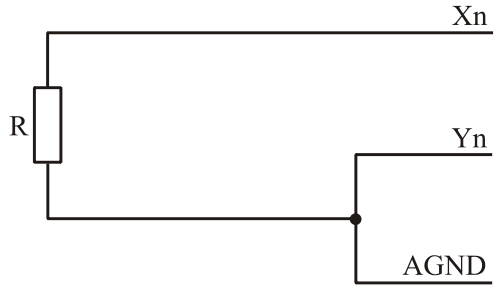


Рисунок 6.9 – Схема подключения одиночного датчика [117; 200]

Для снижения трудоемкости экспериментальных исследований и снижения их стоимости выполняются предварительные расчеты напряженно-деформированного состояния конструкции методом конечных элементов с использованием полной конечноэлементной модели (см. приложение А).

6.2 Методика экспериментального исследования колебательных процессов при работе манипуляционной системы

Несмотря на высокую точность измерений, тензометрия имеет ряд важных недостатков. Во-первых, установка тензодатчиков требует снятия лакокрасочного покрытия с поверхности металлоконструкции, на что не готовы владельцы МТТМ. Во-вторых, необходимо проложить большое количество соединительных проводов, ухудшающих условия работы МС. В целом, тензометрия требует длительных подготовительных мероприятий. Поэтому в рамках диссертационного исследования тензометрия нашла ограниченное применение.

Комплексная модель исследуемой системы предполагает построение уравнений движения, отражающих изменение во времени главных координат. Поэтому для проверки адекватности модели больший интерес представляют не величины действующих в металлоконструкции напряжений, а экспериментальные значения динамических прогибов, деформаций, главных координат.

Для анализа данных параметров использована методика анализа видеозаписей работы МС с использованием свободно распространяемой компьютерной программы Kinovea [121; 371]. Программа Kinovea позволяет анализировать траектории движения и скорости контрольных точек, определяемых пользователем на поверхности исследуемого объекта (рисунок 6.10). Для записи видеофайлов с работой МС МТМ использована портативная камера Panasonic на регулируемом штативе (рисунок 6.11).

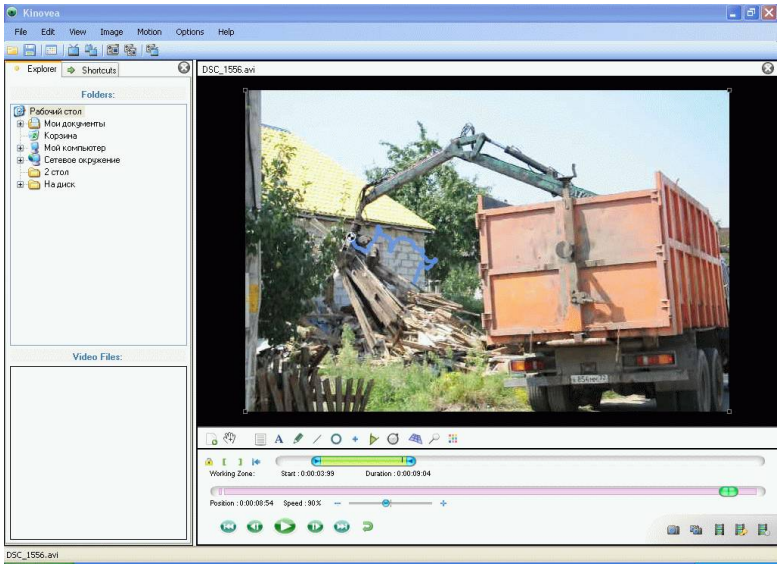


Рисунок 6.10 – Главное окно программы Kinovea во время построения траектории движения ШСС МС «Атлант С90»



Рисунок 6.11 – Камера на штативе для записи видеофайлов с работой МС МТТМ

Для привязки объекта исследования к системе координат используются специальные наклейки, изготовленные на клейкой бумаге. Линейка и наклейки должны находиться в кадре в течение всего времени работы МС МТТМ при проведении экспериментальных исследований. Для позиционирования камеры также могут использоваться хорошо видимые элементы конструкции МС.

При съемке камера должна быть строго перпендикулярна плоскости, в которой работает манипуляционная система. Если выполняется поворот поворотной колонны, то следует переставить камеру таким образом, чтобы выполнялось указанное условие. В противном случае, получаемые в ходе обработки значения координат и скоростей могут быть искажены.

Для вычисления размеров, координат, скоростей используется масштабная измерительная линейка (например, линейка для нивелира). Однако если в кадре присутствует объект с известной длиной, расположенный в плоскости работы МС или в параллельной ей плоскости, то вместо масштабной линейки можно использовать этот объект. Для этого программа Kinovea имеет встроенный специализированный инструмент.

Таким образом, методика экспериментального исследования включает последовательное проведение следующих действий [148; 159].

1 Установка исследуемой МТТМ, оснащенной МС, на опорное основание.

2 Приведение МС в исходное положение, соответствующее расчетному. При этом оператор добивается полного совпадения положений звеньев стрелы манипуляционной системы с расчетной конфигурацией.

3 Выдержка МС в покое в течение 120 с для полного прекращения колебаний, вызванных операциями п. 3.

4 Установка видеокамеры на штативе и масштабной измерительной линейки непосредственно рядом с МТТМ или МС МТТМ. Видеокамера наводится на ту область рабочей зоны МС, в которой будет происходить движение звеньев. Камера располагается строго перпендикулярно к плоскости, в которой расположена МС МТТМ.

5 Приведение оператором МС в движение таким образом, чтобы соблюдалось максимально возможное соответствие реального движения ее звеньев расчетному. Одновременно видеокамера переводится в режим записи.

6 Повторение последовательности действий по п.п. 2-5 несколько раз (не менее 3) с целью исключения возможных ошибок и обеспечения стабильности получаемых результатов экспериментального исследования.

7 Обработка отснятых первичных видеозаписей с помощью специализированного программного обеспечения Kinovea с целью построения графиков изменения перемещений характерных точек МС МТТМ во времени. Строится траектория движения выбранной контрольной точки, связанной с МС, от заданного начального до конечного положения [148; 159].

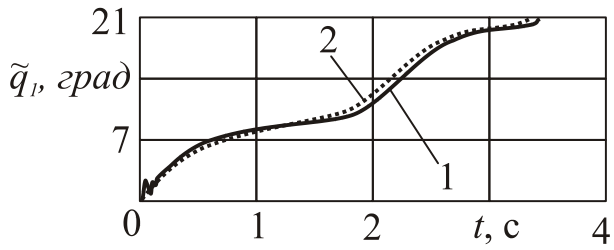
6.3 Результаты экспериментальных исследований манипуляционной системы машины АСТ-4-А

Для экспериментальной проверки адекватности математической модели манипуляционной системы (разделы 2.3, 3.2 и 3.3) выполнены экспериментальные исследования МС МТТМ АСТ-4-А (рисунок 6.12).



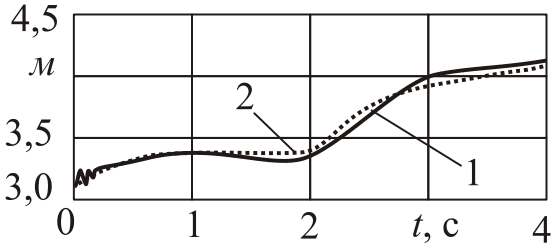
Рисунок 6.12 – МС МТТМ АСТ-4-А во время эксперимента

Сравнение результатов моделирования движения рукояти ШСС МС с использованием разработанной модели (раздел 2.3) и результатов экспериментальных исследований колебательных процессов при работе МС приведено на рисунке 6.13, рисунке 6.14. Сравнение проводилось для рабочего движения, аналогичного рассмотренному в разделе 3.3. После приведения стрелы в исходное положения запускалась запись видео, после чего оператор приводил элементы ШСС в движение. Так как амплитуды колебаний сравнительно не велики, то для большей наглядности на графиках показаны только первые 2 секунды процесса.



1 – экспериментальные значения;
2 – результаты моделирования

Рисунок 6.13 – График изменения обобщенной координаты рукояти



1 – экспериментальные значения;
2 – результаты моделирования

Рисунок 6.14 – Перемещение точки подвеса груза по вертикали

Результаты экспериментальных исследований (рисунок 6.13, рисунок 6.14) показывают, что математическая модель манипуляционной системы дает результаты, пригодные для инженерных целей: погрешность определения амплитуды упругих колебаний и частоты колебательного процесса составляет 5…7 %.

Эксперимент показал, что в силу неидеальности ШСС реальной МС МТТМ АСТ-4-А, в начальный период времени наблюдается высокочастотный переходный процесс, связанный с выбором люфтов в конструкции и другими нелинейностями, который можно оценить только при высоком увеличении или разрешении видеосъемки. Между тем, применяемая экспериментальная методика позволяет выявить такие незначительные по амплитуде колебания только при выполнении съемки с высоким разрешением и увеличением, что не всегда возможно.

Для проверки результатов расчета МК МС МТТМ АСТ-4-А методом конечных элементов (приложение А) на поясах стрелы были установлены тензодатчики (рисунок 6.15) согласно схеме рис. 6.8 и подключены к измерительной системе.



Рисунок 6.15 – Тензодатчики на верхнем поясе рукояти стрелы (лакокрасочное покрытие снято)

Номинальный груз массой 750 кг был медленно приведен в положение, показанное на рисунке А.23. Экспериментальные значения напряжений в поясах рукояти составили 142,6±0,5 МПа при расчетных значениях 140…160 МПа (разница –2…12 %). Статические грузовые испытания также показали, что максимальная вертикальная упругая деформация стрелы (перемещение точки подвеса груза) при работе с номинальным грузом массой 750 кг составляет 0,095±0,003 м, что подтверждает результаты анализа НДС МК МС МТТМ АСТ-4-А (раздел А.1). Таким образом, рассмотренные в приложении А конечноэлементные модели дают адекватные результаты.

6.4 Результаты экспериментальных исследований манипуляционных систем на колесных шасси

Для оценки адекватности комплексной математической модели по методике, рассмотренной в разделе 6.2, выполнялись экспериментальные исследования манипуляторов «Атлант С90» ломовозов на базе грузовых автомобилей КамАЗ-740 и аналогов (рисунок 6.16, а). Данный ломовоз не имеет полноценных аутригеров. Всего было исследовано 6 манипуляторов данного типа, принадлежащих организациям, расположенным в Брянской области. Также был исследован Г-образный манипулятор «Канглим KS1256GII» (ООО «Техноэлектромонтаж») с гибким подвесом груза, похожий по конструкции на автомобильный кран (рисунок 6.16, б). Данный манипулятор имеет 2 пары аутригеров с базой не менее 3 м.

Во время эксперимента манипуляторы устанавливались на плотном грунте (сухая глина с примесью песка, характерная для г. Брянска). При работе манипулятора использовались штатные аутригеры без дополнительных подкладок. Для возможности сравнения результатов эксперимента подбирались примерно одинаковые грузы массой 290...320 кг.

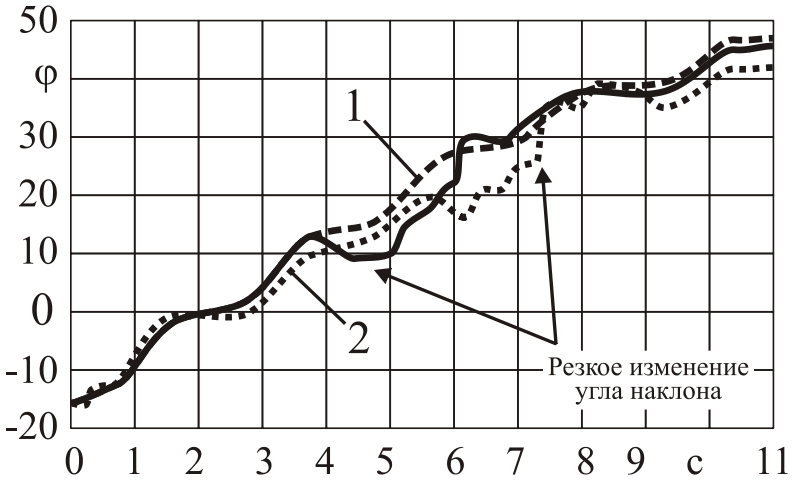
а) б)



а – Манипулятор «Атлант С90»; б – Манипулятор «Канглим KS1256GII»

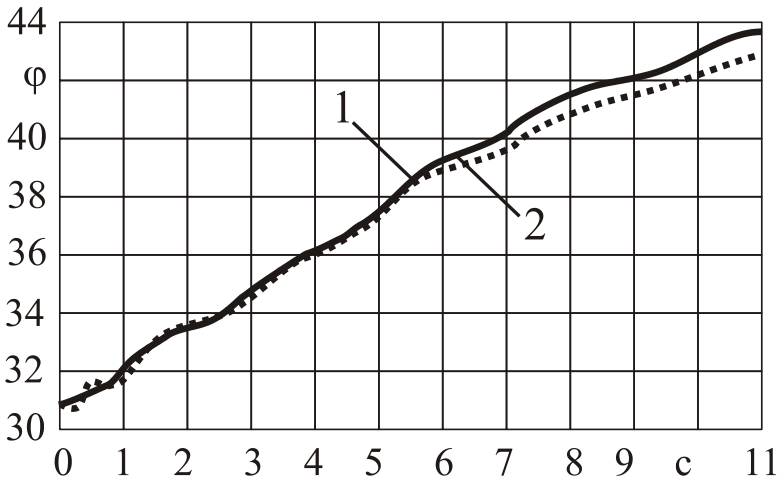
Рисунок 6.16 – Манипуляторы на колесных шасси в окне программы Kinovea

Результаты экспериментальных исследований и их сравнение с результатами моделирования с использованием разработанной математической модели (см. раздел 2) для указанных манипуляторов приведены на рисунке 6.17 и рисунке 6.18.



1 – моделирование; 2 – эксперимент

Рисунок 6.17 – Сравнение результатов эксперимента и моделирования угла перемещения рукояти манипулятора «Атлант С90»



1 – моделирование; 2 – эксперимент

Рисунок 6.18 – Сравнение результатов эксперимента и моделирования угла перемещения стрелы манипулятора «Канглим KS1256GII»

Экспериментальные исследования колесных МТТМ, оснащенных МС, показали, что величина упругих колебаний ШСС МС колесной машины, имеющей аутригеры с обеих сторон с базой не мене 2 м, на 50…100% ниже, чем у МТТМ, не имеющих аутригеров (при отказе от использования аутригеров), или имеющих аутригер только с 1 стороны. Анализ графиков на рисунок 6.17 и рисунок 6.18 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 (см. раздел 2.3.3). Разработанная модель позволяет оценить такой эффект. Несовпадение времени резкого изменение углов наклона связано с наличием неисследованных особенностей взаимодействия элементов подвески МТТМ, наличия трения в элементах системы, случайным разбросом рабочих параметров МС и МТТМ. Данный вопрос требует отдельного всестороннего исследования. Однако предложенная модель подходит для оценки прочности МС МТТМ при таком режиме работы.

6.5 Выводы по разделу 6

1 Разработанная комплексная модель МС МТТМ предполагает построение уравнений движения, отражающих изменение во времени главных координат. Поэтому для проверки адекватности модели больший интерес представляют не величины действующих в металлоконструкции напряжений, а экспериментальные значения динамических прогибов, деформаций, главных координат. В ходе исследования разработана методика экспериментального исследования динамических деформаций ШСС МС МТТМ на основе видеосъемки.

2 Результаты экспериментальных исследований (рисунок 6.13, рисунок 6.14) показывают, что математическая модель МС МТТМ дает результаты, пригодные для инженерных целей: погрешность определения амплитуды упругих колебаний и частоты колебательного процесса составляет 5…7 %.

3 Эксперимент показал, что в силу неидеальности ШСС реальной МС МТТМ АСТ-4-А, в начальный период времени наблюдается высокочастотный переходный процесс, связанный с выбором люфтов в конструкции и другими нелинейностями. Между тем, применяемая экспериментальная методика позволяет выявить такие незначительные по амплитуде колебания только при выполнении

съемки с высоким разрешением и увеличением, что не всегда возможно в реальных условиях эксплуатации МС МТТМ.

4 Экспериментальные значения напряжений в поясах рукояти МС МТТМ АСТ-4-А составили 142,6±0,5 МПа при расчетных значениях 140…160 МПа (разница –2…12 %). Статические грузовые испытания также показали, что максимальная вертикальная упругая деформация стрелы (перемещение точки подвеса груза) при работе с номинальным грузом массой 750 кг составляет 0,095±0,003 м, что подтверждает результаты анализа (см. приложение А).

5 Экспериментальные исследования колесных МТТМ, оснащенных МС показали, что величина упругих колебаний ШСС 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 с 1 стороны. Во втором случае во время изменения конфигурации МС также наблюдаются резкие изменения углов наклона базового шасси, что вызывает резкое увеличение нагруженности МС.

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, испы-

тываемого 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 обработки 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.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

g – ускорение свободного падения;

t – время;

σ – нормальное напряжение;

τ – время;

$\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости гидропривода;

$\mu_{ж}$ – кинематическая вязкость рабочей жидкости гидропривода;

ГПМ – грузоподъемная машина;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

КМУ – крано-манипуляторная установка;

КПД – коэффициент полезного действия;

КЭ-модель – конечноэлементная модель

МК – металлоконструкция;

МКЭ – метод конечных элементов;

МР – манипуляционный робот;

МС – манипуляционная система;

МТП – модель технологического процесса;

МТТМ – мобильная транспортно-технологическая машина;

НДС – напряженно-деформированное состояние;

ПР – промышленный робот;

СИМ – сетевая имитационная модель;

ШСС – шарнирно-сочлененная стрела;

ЭВМ – электронно-вычислительная машина.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Автоматизированная система обучения «Машинист крана» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://tehnoimpuls56.ru/kompyuternye-trenazhery / avtomatizirovannaya-sistema-obucheniya-mashinist-krana (дата обращения: 01.12.2016).

2 Автомотриса монтажная АМ3М [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://13.prodom.z8.ru/ ?p=163 (дата обращения: 01.12.2016).

3 АЗ «Чайка-Сервис» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.amcoveba.ru (дата обращения: 01.12.2016).

4 Александров, В.А. Основы проектирования лесозаготовительных машин и оборудования [Текст]: учеб. пособие / В.А. Александров. – Ухта: УГТУ, 2007. – 283 с.

5 Александров, М.П. Грузоподъемные машины [Текст] / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высш. шк., 2000. – 552 с.

6 Аль-Кхаиит, С.З.С. Адаптивное управление манипуляторами с упругими звеньями [Текст]: автореферат дис. … докт. техн. наук / Аль-Кхаиит Саад Загхлюл Саид. – Новочеркасск, 2009. – 23 с.

7 Алюшин, Ю.А. Кинематический и динамический анализ типовых трехзвенных манипуляторов [Текст] / Ю.А. Алюшин, В.М. Рачек, П.М. Вержанский // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2009. – №12. – С. 474-488.

8 Анисимов, Г.М. Основы научных исследований лесных машин [Текст] / Г.М. Анисимов, А.М. Кочнев. – Изд. 2-е, испр. –М.: Лань, 2010. – 526 с.

9 Анисимов, С.Е. Обоснование конструкции и параметров манипулятора машины для рубок прореживания и проходных [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Анисимов Сергей Евгеньевич. – Йошкар-Ола, 2000. – 20 с.

10 Анисимов, С.Е. Обоснование конструкции и параметров манипулятора машины для рубок прореживания и проходных [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.21.01: защищена 26.12.00 / Анисимов Сергей Евгеньевич. – Йошкар-Ола, 2000. – 167 с. – Библиогр.: с. 143–157.

11 Анцев, В.Ю. Оптимизация металлических конструкций грузоподъемных машин мостового типа [Текст] / В.Ю. Анцев, А.С. Толоконников, П.Ю. Калабин // Изв. Тульского гос. ун-та. Технические науки. – 2009. – № 4. – С. 18-22.

12 А.с. 606804 СССР: МПИ^2 В66С 23/78. Выносная опора грузоподъемной машины [Текст] / Пенчук В.А., Прилепский Р.К., Баранчиков А.В. [и др.]; заявитель и патентообладатель Макеевский инженерно-строит. ин-т и комбинат «Донецктяжстрой». – № 2421965/27; заявл. 18.11.76; опубл. 15.05.78, Бюл. № 18.

13 Бабич, А.В. Промышленная робототехника [Текст] / А.В. Бабич, А.Г. Баранов, И.В. Клабкин [и др.]; под ред. Я.А. Шифрина. – М.: Машиностроение, 1982. – 415 с.

14 Багаутдинов, И.Н. Совершенствование опорно-поворотного устройства лесозаготовительных машин манипуляторного типа [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Багаутдинов Ильдар Нургаязович. – Йошкар-Ола, 2002. – 18 с.

15 Багаутдинов, И.Н. Совершенствование опорно-поворотного устройства лесозаготовительных машин манипуляторного типа [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.21.01: защищена 27.09.02 / Багаутдинов Ильдар Нургаязович. – Йошкар-Ола, 2002. – 149 с. – Библиогр.: с. 134–149.

16Баженов, Е.Е. Основы теории сочленённых транспортных систем [Текст] / Е.Е. Баженов, С.К. Буйначев, А.В. Вьюхин [и др.]. – Екатеринбург: УрФУ, 2010. – 220 с.

17 Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода [Текст] / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори [и др.]. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.

18 Базаров, С.М. Оценка динамических критериев эффективности лесных машин [Текст] / С.М. Базаров, А.Н. Соловьев // Вестн. КрасГАУ. – 2014. – №1. – С. 140-147.

19 Балабан, И.Ю. Язык программирования правых частей уравнений движения сложных механических систем [Текст] / И.Ю.Балабан, Г.К.Боровин, В.В.Сазонов. – Препринт ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 1998. – №62. – 22 с.

20 Балакин, П.Д. Математическое моделирование динамики движения многоцелевых гусеничных машин [Текст] / П.Д. Балакин, Э.А. Кузнецов, Д.А. Скрипниченко // Омский научный вестник. – 2012. – №3. – С. 40-44.

21 Барановская, Л.В. Оптимальное проектирование металлоконструкций тяжелых козловых кранов градиентными методами [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Барановская Лариса Вакифовна. – Орел: ОГТУ. – 2010. – 16 с.

22 Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.

23 Безносенко, П.Д. Исследование процесса поворота срезанного дерева валочно-пакетирующей машиной в технологическом режиме [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Безносенко Павел Дмитриевич. – Воронеж: ВЛТИ, 1974. – 24 с.

24 Белецкий, Б.Ф. Технология и механизация строительного производства [Текст] / Б.Ф. Белецкий. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2004. – 752 с.

25 Белецкий, Б.Ф. Строительные машины и оборудование [Текст] / Б.Ф. Белецкий, И.Г. Булгакова. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. – 608 с.

26 Белоусов, И.Р. Формирование уравнений динамики роботов-манипуляторов. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.keldysh.ru/papers/2002/prep45/ prep2002_45.html (дата обращения: 01.12.2016).

27 Беляков, В.В. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин [Текст] / В.В. Беляков, А.М. Беляев, М.Е. Бушуева [и др.] // Наземные транспортные системы. – 2013. – №3. – С. 145-174.

28 Беляков, В.В. Многокритериальная оптимизация в задачах подвижности, конкурентоспособности автотракторной техники и диагностики сложных технических систем [Текст] / В.В. Беляков, М.Е. Бушуева, В.И. Сагунов. – Н. Новгород: НГТУ. – 2001. – 271 с.

29 Белянин, П.Н. Робототехнические системы для машиностроения [Текст] / П.Н. Белянин. – М.: Машиностроение, 1986. – 256 с.

30 Берестов, Е.И. Гидропривод строительных и дорожных машин [Текст] / Е.И. Берестов. – Могилев: БРУ, 2007. – 214 с.

31 Бецненсон, В.Д. Оценка уплотняющего воздействия на почву и сопротивления движению трактора с резиноармированной гусеницей [Текст] / В.Д. Бецненсон, А.Г. Кудренков, Д.И. Златоревская // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – №6. – С. 16-18.

32 Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний [Текст] / В.Л. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.

33 Блинчиков, О.И. Портальный манипулятор с подвесной траверсой как объект управления [Текст] / О.И. Блинчиков, С.Я. Галицков // Вестн. СамГТУ, серия «Технические науки». – 2008. – №2. – С. 11-19.

34 Болотин, В.В. Случайные колебания упругих систем [Текст] / В.В. Болотин. – М.: Наука, 1979. – 335 с.

35 Бояркина, И.В. Развитие механики рабочих процессов одноковшовых фронтальных погрузчиков [Текст]: автореферат дис. … докт. техн. наук / Бояркина Ирина Владимировна. – Омск.: СибАДИ, 2013. – 33 с.

36 Брауде, В.И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин [Текст] / В.И. Брауде. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.

37 Брауде, В.И. Надежность подъемно-транспортных машин [Текст] / В.И. Брауде. – Л.: Машиностроение, 1986. – 182 с.

38 Брауде, В.И. Системные методы расчета грузоподъемных машин [Текст] / В.И. Брауде, М.С. Тер-Мхитаров. – Л.: Машиностроение, 1985. – 181 с.

39 Броек, Д. Основы механики разрушения [Текст] / Д. Броек. – М.: Высш. шк., 1980. – 368 с.

40 Брянский автомобильный завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://baz32.ru (дата обращения: 01.12.2016).

41 Бурдаков, С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов [Текст] / С.Ф. Бурдаков, В.А. Дяченко, А.Н. Тимофеев. – М.: Высшая школа, – 1986. – 264 с.

42 Бурдаков, С.Ф. Элементы теории роботов. Механика и управление [Текст] / С.Ф. Бурдаков. – Л.: ЛПИ, 1985. – 88 с.

43 Бурмак, П.С. Исследование устойчивости валочно-пакетирующих машин против опрокидывания [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Бурмак Павел Семенович. – Л.: ЛТА, 1976. – 19 с.

44 Бухаровская, А.Н. Экспериментальная оценка основных параметров гусеничного движителя МТА и его уплотняющего воздействия на почву [Текст] / А.Н. Бухаровская, М.А. Карапетян, В.Н. Пряхин // Материалы международной научно-практической конференции. – М.: МГУП, 2007. – С. 179-182.

45 Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины [Текст] / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.

46 Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности: атлас конструкций [Текст] / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.

47 Василенко, Н.В. Основы робототехники [Текст] / Н.В. Василенко, К.Д. Никитин, В.П. Пономарев [и др.]. – Томск: МГП «Раско», 1993. – 475 с.

48 Васильев, Г.Л. Исследование напряженного состояния деталей ДВС на тензометрических моделях [Текст] / Г.Л. Васильев, Ю.И. Фокин, А.Т. Тищенко. – Брянск: БГТУ, 2001. – 100 с.

49 Васильев, Ф.П. Численные методы решения экстремальных задач [Текст] / Ф.П. Васильев. – М.: Наука, 1980. – 518 с.

50 Васильченко, В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник [Текст] / В.А. Васильченко [и др.]. – М.: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. – 271 с.

51 Вахидов, У.Ш. Транспортные проблемы Северного Кавказа [Текст] / У.Ш. Вахидов, В.В. Беляков, Ю.И. Молев. – Н. Новгород: НГТУ. – 2009. – 330 с.

52 Вентцель, Е.С. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения [Текст] / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. – М.: Наука, 1991. – 384 с.

53 Вершинский, А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов [Текст]: учеб. пособие / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин [и др.]. – Брянск: БГУ, 2015. – 210 с.

54 Вершинский, А.В. Строительная механика и металлические конструкции [Текст] / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг, В.П. Семенов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 231 с.

55 Вершинский, А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин [Текст]: учеб. пособие / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин [и др.]. – Брянск: БГУ, 2014. – 186 с.

56 Виттенбург, Й. Динамика систем твердых тел [Текст] / Й. Виттенбург. – М.: Мир, 1980. – 294 с.

57 Волков, Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов [Текст] / Д.П. Волков. – М.: Машиностроение, 1965. – 256 с.

58 Волков, Д.П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей [Текст] / Д.П. Волков, В.А. Черкасов. – М.: Машиностроение, 1969. – 407 с.

59 Вопросы теории и расчета подъемно-транспортных машин [Текст] / Под общ. ред. А.И. Дукельского. – М.-Л.: Машгиз, 1957. – 181 с.

60 Вукобратович, М. Неадаптивное и адаптивное управление манипуляционными роботами [Текст] / М. Вукобратович, Д. Стокич, Н. Кирчански. – М.: Мир, 1989. – 376 с.

61 Галдин, Н.С. Атлас гидравлических схем мобильных машин и оборудования [Текст] / Н.С. Галдин, А.В. Кукин. – Омск: СибАДИ, 2010. – 91 с.

62 Галдин, Н.С. Гидравлические схемы мобильных машин [Текст] / Н.С. Галдин, И.А. Семенова. – Омск: СибАДИ, 2013. – 203 с.

63 Галицков, С.Я. Манипулятор участка складирования поддонов как объект управления [Текст] / С.Я. Галицков, А.А. Ионов // Вестн. СамГТУ, серия «Технические науки». – 2010. – №4. – С. 18-26.

64 Ганин, А.А. Мобильные робототехнические системы военного назначения [Текст] / А.А. Ганин, К.И. Домкин, М.Ф. Исхаков // Труды Международного симпозиума «Надежность и качество». – 2014. – Т.1. – С. 99-101.

65 Гарг, В.К. Динамика подвижного состава [Текст] / В.К. Гарг, Р.В. Дукки-пати; под ред. Н.А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

66 Гасымов, Г.Ш. Нагруженность валочно-пакетирующих машин на постепенных и выборочных рубках леса [Текст] / Г.Ш. Гасымов, В.А. Александров. – С-Пб.: Изд-во СПбГУ, 2005. – 192 с.

67 Герасимов, Ю.Ю. Повышение качества и надежности манипуляторов лесных машин [Текст]: автореферат дис. … докт. техн. наук / Герасимов Юрий Юрьевич. – Воронеж: ВГЛА, 1995. – 33 с.

68 Герасун, В.М. Оценка массовых характеристик манипулятора с пространственным механизмом [Текст] / В.М. Герасун, И.А. Несмеянов, В.В. Дяшкин-Титов [и др.] // Изв. Нижневолжского агроуниверситесткого корпуса. – 2013. – №3. – С. 1-5.

69 Гилл, Ф. Практическая оптимизация [Текст] / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М.: Мир, 1985. – 509 с.

70 Гнедко, Н.М. Дидактические основы использования виртуальных обучающих игр в образовательном процессе [Текст] / Н.М. Гнедко // Педагогический журнал. – 2014. – №3. – С. 21-33.

71 Голубев, А.И. Выбор модели грунта и её параметров в расчетах геотехнических объектов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.noipifor.ru/publications/10063 (дата обращения: 01.12.2016).

72 ГОСТ 15467-79. Управление качеством продукции. Основные понятия. Термины и определения [Текст]. – Введ. 01.07.79. – М.: Стандартинформ, 2009. – 22 с.

73 Далматов, Б.И. Механика грунтов, основания и фундаменты [Текст] / Б.И. Далматов. – Л.: Стройиздат, 1988. – 415 с.

74 Демокритов, В.Н. Оптимальное проектирование крановых мостов [Текст] / В.Н. Демокритов. – Ульяновск: Приволжское книжное изд-во, 1978. – 107 с.

75 Долин, П.А. Справочник по технике безопасности [Текст]. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 824 с.

76 Домбровский, Н.Г. Землеройные машины [Текст]: учеб. пособ. для вузов / Н.Г. Домбровский. – М.: Госстройиздат, 1961. – 651 с.

77 Дуданов, И.В. Автоматизация исполнительных систем гидравлического экскаватора [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Дуданов Иван Владимирович. – Самара: СамГТУ, 2009. – 20 с.

78 Евстропов, Н.А. Оценка технического уровня и качества промышленной продукции [Текст] / Н.А. Евстропов. – М.: АСМС, 2008. – 73 с.

79 Емтыль, З.К. Совершенствование кинематики, динамики и конструкции лесопромышленных гидроманипуляторов: автореферат дис. … докт. техн. наук / Емтыль Зауркан Камболетович. – Воронеж: ВГЛТА, 2002. – 35 с.

80 Ермольев, В.П. Механика воздействия машин на лесные почвы [Текст] / В.П. Ермольев, Г.К. Виногоров // Лесная промышленность. – 1995. – №3. – С. 27-29.

81 Жаденов, В.С. Технология и оборудование лесозаготовок (этапы развития) [Текст] / В.С. Жаденов, А.Н. Заикин, Ю.В. Шелгунов. – Брянск: БГИТА, 2002. – 592 с.

82 Жуков, А.В. Оценка показателей динамических процессов узкозахватной колесной валочной машины [Текст] / А.В. Жуков, М.П. Майко, М.И. Асмоловский // Изв. вузов. – 1992. – №6. – С. 53-58.

83 Завьялов, Ю.С. Методы сплайн-функций [Текст] / Ю.С. Завьялов, Б.И. Квасов, В.Л. Мирошниченко. – М.: Наука, 1980. – 350 с.

84 ЗАО «Дизель-Ремонт» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://dizel-remont.ru (дата обращения: 01.12.2016).

85 ЗАО «Инман» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.inman.ru (дата обращения: 01.12.2016).

86 ЗАО «Инман». Каталог [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.inman.ru xcat/product/1.html (дата обращения: 01.12.2016).

87 Зырянова, С.А. Система автоматизированного моделирования стрелового грузоподъемного крана [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук: 05.13.12 / Зырьянова Светлана Анатольевна. – Омск, 2006. – 154 с. – Библиогр.: с. 125-138.

88 Иванов, В.А. Теоретические исследования заготовки затопленных деревьев, стоящих на корню [Текст] / В.А. Иванов, Н.Д. Вовченко, М.В. Степанищева // Вестник КрасГАУ. – 2009. – №9. – С. 137-140.

89 ИМР-1 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Инженерная_машина_разграждения (дата обращения: 01.12.2016).

90 ИМР-2: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/ИМР-2 (дата обращения: 01.12.2016).

91 Инструкция по проведению технического освидетельствования грузоподъемных кранов [Текст]: ИТОс 22-01-01: утв. ГУП «СКТБ БК» 19.09.01 г. – М.: ЗАО «НТЦ ИППБ», 2009. – 236 с.

92 Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А [Текст]. – Брянск: [б.и.], 2010. – 26 с.

93 Иосилевич, Г.Б. Детали машин [Текст] / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1088. – 368 с.

94 Казак, С.А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин [Текст] / С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов [и др.]; под ред. С.А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.

95 Казак, С.А. Статистическая динамика нагружения подъемно-транспортных машин [Текст] / С.А. Казак. – Свердловск: УПИ, 1988. – 88 с.

96 Кини, Р.Л. Принятие решения при многих критериях: предпочтения и замещения [Текст] / Р.Л. Кини, Х. Райфа. – М.: Радио и связь, 1981. – 560 с.

97 Кобзев, А.П. Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов [Текст] / А.П. Кобзев. – Саратов: СГУ, 1991. – 160 с.

98 Кобзев, Р.А. Методы оптимального проектирования козловых кранов высокого класса ответственности [Текст]: автореферат дис. … доктора техн. наук / Кобзев Роман Анатольевич. – Саратов, 2014. – 24 с.

99 Ковалев, Р.В. Разработка и реализация эффективных методик компьютерного исследования динамики и оптимизации параметров ходовых частей железнодорожных экипажей [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Ковалев Роман Васильевич. – Брянск, 2014. – 19 с.

100 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.

101 Ковальский, В.Ф. Математическое моделирование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины с учетом уп-

ругости звеньев [Текст] / В.Ф. Ковальский, И.А. Лагерев // Изв. МАМИ. – 2016. – №3. – С. 9-15.

102 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.

103 Козырев, Ю.Г. Применение промышленных роботов [Текст] / Ю.Г. Козырев. – М.: КноРус, 2011. – 488 с.

104 Комаров, М.С. Динамика грузоподъемных машин [Текст] / М.С. Комаров. – Киев-М.: Машгиз, 1953. – 188 с.

105 Комаров, М.С. Динамика механизмов и машин [Текст] / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.

106 Компания «СД Групп». Журнал «СтройПромЭксперт» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://sdexpert.ru/stats/1015 (дата обращения: 01.12.2016).

107 Компания РМ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.pm-group.eu/web/pmgroup/home (дата обращения: 01.12.2016).

108 Кондаков, Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника [Текст] / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

109 Коноплев, В.А. Агрегативные модели механики систем твердых тел со структурой дерева [Текст] / В.А. Коноплев. // Изв. АН СССР, МТТ. – 1989. – №6. – С. 46-54.

110 Корчагин, П.А. Развитие научных основ проектирования виброзащитных систем землеройных машин [Текст]: автореферат дис. … докт. техн. наук / Корчагин Павел Александрович. – Омск: СибАДИ, 2011. – 36 с.

111 Косилова, А.Г. Технология производства подъемно-транспортных машин [Текст] / А.Г. Косилова, М.Ф. Сухов. – М.: Машиностроение, 1982. – 301 с.

112 Котельников, В.С. Справочник по техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию грузоподъемных кранов [Текст]: в 2-х т. / В.С. Котельников, Н.А. Шишков, А.С. Липатов [и др.]. – М.: Госгортехнадзор России, 1996. – Т.1. – 392 с.

113 Кох, П.И. Надежность и долговечность одноковшовых экскаваторов [Текст] / П.И. Кох. – М.: Машиностроение, 1966. – 135 с.

114 Коцаньда, С. Усталостное разрушение металлов [Текст] / С. Коцаньда. – М.: Металлургия, 1976. – 456 с.

115 Кочнев, Е.Д. Секретные автомобили советской армии [Текст] / Е.Д. Кочнев. – М.: ЭКСМО, 2011. – 300 с.

116 Крахмалев, О.Н. Математическое моделирование динамики манипуляционных систем промышленных роботов и кранов-манипуляторов [Текст] / О.Н. Крахмалев. – Брянск: БГТУ, 2012. – 200 с.

117 Крейтовая система LTR: руководство пользователя [Текст]. – М.: [б.и.], 2012. – 258 с.

118 Кудрявцев, Е.М. Системы автоматизированного проектирования машин и оборудования [Текст] / Е.М. Кудрявцев // Механизация строительства. – 2014. – № 2. – С. 12-18.

119 Кудрявцев, Е.М. 5D моделирование механизмов башенного крана [Текст] / Е.М. Кудрявцев // Механизация строительства. – 2015. – № 1. – С. 8-11.

120 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.

121 Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин [Текст]: монография / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: БГУ, 2015. – 196 с.

122 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 вестн. Брянского гос. ун-та. – 2015. – №1. – С. 43-48.

123 Лагерев, А.В. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.В. Говоров // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2010. – №4. – С. 59-66.

124 Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники [Текст] / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2010. – С. 125-143.

125 Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники [Текст] / А.В. Лагерев. – Брянск: изд-во БГТУ, 2006. – 232 с.

126 Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование вала барабана грузоподъемных кранов общего назначения [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2006. – №4. – С. 14-21.

127 Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование валов барабанов грузоподъемных кранов мостового типа на основе моделирования усталостного отказа [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2008. – №2. – С. 57-65.

128 Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота поршневого типа крано-манипуляторных установок многоцелевых транспортно-технологических машин [Текст] / А.В. Лагерев, Е.А. Лагерева // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2014. – №1. – С. 37-45.

129 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.

130 Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование узлов металлоконструкции конвейера с подвесной лентой в программном комплексе NX [Текст] / А.В. Лагерев, П.В. Бословяк // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2014. – № 2. – С. 38-44.

131 Лагерев, А.В. Оптимальное управление техническим риском при проектировании гидропривода грузоподъемных машин [Текст] / А.В. Лагерев, Е.А. Лагерева // Изв. МАМИ. – 2015. – Т.1. – № 3. – С. 60-66.

132 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. 7-10.

133 Лагерев А.В. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов [Текст] / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2013. – №3. – С. 24-31.

134 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 // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2013. – №4. – С. 21-27.

135 Лагерев, А.В. Универсальная методика оптимального проектирования металлоконструкций конвейеров с подвесной лентой [Текст] / А.В. Лагерев, П.В. Бословяк // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2014. – № 1. – С. 31-36.

136 Лагерева Е.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шиберного типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин [Текст] / Е.А. Лагерева, И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2013. – №2. – С. 57-63.

137 Лагерев, И.А. Влияние подкрановой конструкции на динамическую нагруженность мостового крана [Текст] / И.А. Лагерев // Изв. ТулГУ. Технические науки. – 2011. – №5. – Ч. 3. – С. 3-10.

138 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 вестн. Брянского гос. ун-та. – 2016. – №3. – С. 60-74.

139 Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов: монография [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2012. – 196 с.

140 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.

141 Лагерев, И.А. Динамический анализ трехзвенного гидравлического крана-манипулятора / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев [Текст] // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2011. – №3. – С. 9-16.

142 Лагерев, И.А. Имитационное моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана [Текст] / И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2009. – №4. – С. 65-70.

143 Лагерев, И.А. Исследование движения базового шасси крана-манипулятора с помощью многомассовых динамических моделей [Текст] / И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2013. – №1. – С. 36-40.

144 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.

145 Лагерев, И.А. Моделирование динамики специального манипулятора лесной машины с канатным приводом рукояти [Текст] / И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2015. – №3. – С. 381-384.

146 Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов [Текст] / И.А. Лагерев // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2011. – №4. – С. 29-36.

147 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 вестн. Брянского гос. ун-та. – 2016. – №2. – С. 71-80.

148 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.

149 Лагерев, И.А. Моделирование факторов нагруженности крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов [Текст] / И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2012. – №1. – С. 62-70.

150 Лагерев, И.А. Моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана на основе сетевой имитационной модели [Текст] / И.А. Лагерев // Вестн. Брянского гос. технического ун-та. – 2010. – №2. – С. 74-81.

151 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, 2010. – Ч.1 – С. 44-46.

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

153 Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин [Текст]: монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев – Брянск: Издательство БГТУ, 2013. – 228 с.

154 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 вестн. Брянского гос. ун-та. – 2016. – №2. – С. 27-50.

155 Лагерев, И.А. Оценка динамической нагруженности и оптимизация трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин для сварки трубопроводов [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Лагерев Игорь Александрович. – Брянск, 2011. – 18 с.

156 Лагерев, И.А. Оценка динамической нагруженности и оптимизация трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин для сварки трубопроводов [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.05.04 / Лагерев Игорь Александрович. – Брянск, 2011. – 197 с.

157 Лагерев, И.А. Повышение трещиностойкости и живучести элементов узлов соединений секций грузоподъемных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин [Текст] / И.А. Лагерев / Научно-технический вестн. Брянского гос. ун-та. – 2015. – №2. – С. 16-22.

158 Лагерев, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации [Текст] / И.А. Лагерев, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестн. Брянского гос. ун-та. – 2016. – №4. – С. 34-51.

159 Лагерев, И.А. Расчетно-экспериментальное исследование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины при

совместном движении звеньев [Текст] / И.А. Лагерев // Изв. ТулГУ. – 2016. – №11. – Т. 2. – С. 21-25.

160 Лагерев, И.А. Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов [Текст]: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2013. – 116 с.

161 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 вестн. Брянского гос. ун-та. – 2015. – № 2. – С. 37-43.

162 Лагерев, И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов [Текст] / И.А. Лагерев // Научно-технический вестн. Брянского гос. ун-та. – 2016. – №3. – С. 16-43.

163 Лагерев, И.А. Сравнительный анализ характеристик кранов-манипуляторов отечественных и зарубежных производителей [Текст] / И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2016. – №1-2. – С. 7-10.

164 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 вестн. Брянского гос. ун-та. – 2016. – №1. – С. 18-36.

165 Лагерева, Э.А. Научные проблемы проектирования гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин [Текст] / Э.А. Лагерева // Достижения вузовской науки. – 2015. – № 14. – С.101-106.

166 Леонов, И.В. Теория машин и механизмов (основы проектирования по динамическим критериям и показателям экономичности [Текст] / И.В. Леонов, Д.И. Леонов. – М.: Высш. образование, 2008. – 500 с.

167 Лобов, Н.А. Динамика грузоподъемных кранов [Текст] / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 156 с.

168 Лобов, Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути [Текст] / Н.А. Лобов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.

169 Макаров, Р.А. Тензометрия в машиностроении [Текст] / Р.А. Макаров, А.Б. Ренский, Г.Х. Боркунский, [и др.]; под ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 286 с.

170 Максименко, А.Н. Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин [Текст] / А.Н. Максименко, Г.Л. Антипенко, Г.С. Лягушев. – С.-Пб: БХВ-Петербург, 2008. – 302 с.

171 Мандраков, Е.А. Влияние температуры рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика [Текст] / Е.А. Мандраков // Сборник трудов VIII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Молодёжь и наука». – Красноярск, 2011. – 4 с.

172 Малышев, А.Б. Универсальные программы моделирования динамики манипуляционного робота [Текст] / А.Б. Малышев, В.Н. Чуменко // Сб. «Роботы и РТС». – Иркутск, 1983 – С. 117-126.

173 Машина для смены шпал универсальная [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.istmz.ru/mshu5/index.html (дата обращения: 01.12.2016).

174 Металлические конструкции. Общий курс [Текст]: учебник для вузов / Под общ. редакцией А.П. Беленя. – М.: Стройиздат, 1986. – 560 с.

175 Методические рекомендации. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания [Текст]: РД НИИК-05-07. – Утв. Ростехнадзором 01.03.07 г. – ввод. в действие 15.03.07 г.

176 Методические рекомендации по оценке объемов образования отходов производства и потребления [Текст]. – М.: ГУ НИЦПУРО, 2003. – 99 с.

177 Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Часть 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные [Текст]: РД 10-112-2-09. – Ввод. в действие с 01.05.09.

178 Методические указания по обследованию специальных металлургических кранов [Текст]: РД 10-112-6-03. – Утв. ЗАО «Уральский экспертный центр» 15.05. 03 г. – ввод. в действие 08.09.03 г.

179 Методические указания по проведению обследования портальных кранов с целью определения возможности их дальнейшей эксплуатации [Текст]:

РД 10-112-4-98. – Утв. ОАО «ВНИИПТМАШ» 24.04.1998 г. – ввод. в действие 01.09.1998 г.

180 Механика промышленных роботов [Текст]: в 3 т. / Под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. – М.: Высшая школа, 1988. – Т.1. – 304 с.

181 Механика промышленных роботов [Текст]: в 3 т. / Под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. – М.: Высшая школа, 1989. – Т.3. – 383 с.

182 Милосердов, Е.Е. Моделирование и оценка технического состояния основных узлов роторного экскаватора в условиях эксплуатации [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Милосердов Евгений Евгеньевич. – Красноярск, 2010. – 18 с.

183 Мильто, А.А. Динамический и прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин [Текст]: дисс. … канд. техн. наук: 05.05.04 / Андрей Александрович Мильто. – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2016. – 172 с.

184 Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости [Текст]: РД 50-233-81. – Утв. Госкомитет по стандартам 01.01.1982 г. – ввод. в действие 01.01.82 г.

185 Накано, Э. Введение в робототехнику [Текст] / Э. Накано. – М.: Мир, 1988. – 334 с.

186 Насонов, М.Ю. Оценка влияния крупнокусковой горной массы на нагруженность одноковшовых экскаваторов [Текст] / М.Ю. Насонов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2009. – № 1. – С. 46-51.

187 Невзоров, Л.А. Башенные краны [Текст] / Л.А. Невзоров, А.А. Зарецкий, Л.М. Волин [и др]. – М.: Машиностроение, 1979.

188 Неразрушающий контроль [Текст]: справ. / В.В. Клюев и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 488 с.

189 Неженцев А.Б. Оптимизация параметров механизма передвижения мостового крана по обобщенному критерию [Текст] / А.Б. Неженцев, С.М. Аветисян // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 3. – С. 3-14.

190 Нехаев, В.А. Обоснование выбора расчетной схемы железнодорожного экипажа для оценки импульсного воздействия со стороны пути [Текст] / В. А. Нехаев, В. А. Николаев, Е. П. Челтыгмашев // Известия Транссиба. 2015. – №1. – С. 36-44.

191 Никитин, А.А. Влияние вязкости рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика [Текст] / А.А. Никитин, Е.А. Мандраков // Строительные и дорожные машины – 2014. – №2. – С. 28-31.

192 Никитина, Н.Е. Акустоупругость. Опыт практического применения [Текст] / Н.Е. Никитина. – Н. Новгород: ТАЛАМ, 2005 г. – 352 с.

193 Новоселов, В. Время перемен. Российский рынок гидроманипуляторов [Текст] / В. Новоселов // Строительная техника и технологии. – 2013. – №4. – С. 98-110.

194 Норенков, И.П. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии [Текст] / И.П. Норенков, П.К. Кузьмик. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

195 Носов, С.В. Взаимодействие колесных, гусеничных и дорожных машин с деформируемым опорным основанием (научные основы) [Текст]: автореферат дис. … д-ра техн. наук: 05.05.04 / Носов Сергей Владимирович. – С-Пб., 2008. – 34 с.

196 ОАО «Кировский машзавод 1 Мая» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://crane-kirov.ru (дата обращения: 01.12.2016).

197 ОАО «Муромтепловоз» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://muromteplovoz.ru (дата обращения: 01.12.2016).

198 ОАО «Свердловский путевой ремонтно-механический завод «Ремпутьмаш» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://rempm.ru/ekaterinburg (дата обращения: 01.12.2016).

199 ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод им. В.В. Воровского» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.tmzv.ru (дата обращения: 01.12.2016).

200 ООО «Л Кард». Индустриальные системы сбора и обработки данных [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.lcard.ru (дата обращения: 01.12.2016).

201 ООО «Мега Драйв [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.unicmega.ru (дата обращения: 01.12.2016).

202 ООО «Палфингер Кран Рус» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http:// http://www.palfinger.ru (дата обращения: 01.12.2016).

203 ООО «Технополис» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.isuzu-unic.ru (дата обращения: 01.12.2016).

204 ООО «Фасси Рус»: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.fassi.ru (дата обращения: 01.12.2016).

205 Оптимизация в MSC.Patran [Текст]: методические указания. – М.: Mac-Neal-Schwendler Corporation, 1998. – 55 с.

206 Опыт применения ограничителей грузоподъемности типа ОГШ со встроенным регистратором параметров [Электронный ресурс] / Ю.Ф. Тимин, В.А. Потапов, С.А. Царев. – Режим доступа: http://www.itc-kros.ru/publications/2.php (дата обращения: 01.12.2016).

207 Павлов, А.И. Нагруженность гидроприводов лесосечных машин [Текст] / А.И. Павлов. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2004. – 212 с.

208 Павлов, В.П. Автоматизация проектирования стрелоподъемного гидромеханизма [Текст] / В.П. Павлов // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – №3. – С. 2-4.

209 Павлов, В.П. Методология эффективного проектирования одноковшовых экскаваторов [Текст]: автореферат дис. … докт. техн. наук / Павлов Владимир Петрович. – М., 2008. – 43 с.

210 Панасенко, Н.Н. Исследование процесса движения автомобильных стреловых самоходных кранов [Текст] / Н.Н. Панасенко, А.А. Хахов // Тяжелое машиностроение. – 2008. – №12. – С. 29-31.

211 Паначев, И.А. К оценке напряженно-деформированного состояния некоторых сварных металлоконструкций шагающих экскаваторов [Текст] / И.А. Паначев, М.Ю. Насонов // Вестник КузГТУ. – 2004. – № 3. – С. 57-59.

212 Панкратов, С.А. Конструкция и основы расчета главных узлов экскаваторов и кранов [Текст] / С.А. Панкратов. – М.: Машгиз, 1962. – 540 с.

213 Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний [Текст] / Я.Г.Пановко. –М.: Наука, 1991. – 255 с.

214 Пат. 61699 Рос. Федерация: МПК[5] В 66 С 23/78. Выносная опора землеройно-транспортной машины [Текст] / Левченко С.А., Миркин С.Н., Егоров К.Д.; заяви-тель и патентообладатель ФГОУ ВПО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова». – № 2006133490/22; заявл. 18.09.2006; опубл. 10.03.2007, Бюл. № 7. – 2 с.

215 Пат. 104167 Рос. Федерация: МПК[7] 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.

216 Пат. 153946 Рос. Федерация: МПК[7] 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.

217 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.

218 Пат. 160562 Рос. Федерация: МПК[7] 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.

219 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.

220 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.

221 Пат. 165378 Рос. Федерация: МПК7 B66C23/64. 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.

222 Пат. 2159415 Рос. Федерация, МПК[7] G01L1/00, B66C23/86. Способ экспериментального определения динамических нагрузок [Текст] / Апальков В.Д.; Вершинин И.А.; Конопкин А.Ф. [и др.]; заявитель и патентообладатель ЗАО «НК Уралтерминалмаш». – №99100197/28; заявл 05.01.99; опубл. 20.11.2000, Бюл. № 32. – 2 с.

223 Пейч, Ю.Л. Взаимодействие элементов пути в условиях засорения, увлажнения балласта и подмыва грунтового основания [Текст]: автореферат дис. … докт. техн. наук / Пейч Юрий Леонидович. – Москва, 2003. – 47 с.

224 Петраков, А.А. Механика грунтов [Текст] / А.А. Петраков, В.В. Яркин, Р.А. Таран [и др.]. – Донецк: Норд, 2004. – 165 с.

225 Петренко, А.М. Грузовые манипуляторы специальных транспортных средств [Текст] / А.М. Петренко, А.Т. Звеков. – М.: МАДИ(ГТУ), 2009. – 90 с.

226 Петров, В.А. Оценка надежности работы системы подвески мелиоративной машины при движении по неровной поверхности со случайным профилем [Текст] / В.А. Петров // Материалы международной научно-практической конференции. – М.: МГУП, 2007. – С. 214-216.

227 Петухов, П.З. Специальные краны [Текст] / П.З. Петухов, Г.П. Ксюнин, Л.Г. Серлин. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.

228 Пискунов, В.А. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов [Текст] / В.А. Пискунов, И.М.Бузун, А.С. Городецкий [и др.]. – М.: Машиностроение, 1991. – 240 с.

229 Погорелов, Д.Ю. Алгоритмы синтеза и численного интегрирования уравнений движения систем тел с большим числом степеней свободы [Текст] / Д.Ю. Погорелов // Сборник трудов VIII Всероссийского съезда по теоретической и прикладной механике. – Пермь, 2001. – С. 490.

230 Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» [Текст] / Д.Ю. Погорелов // Вестник компьютер. и информ. технологий. – 2005. – № 4. – С. 27-34.

231 Подъемно-транспортные машины: атлас конструкций [Текст] / Под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122 с.

232 Полотно пути транспортно-технологических машин [Текст] / Под ред. В.В. Белякова, А.А. Куркина. – НГТУ. – Н. Новгород: НГТУ. – 2014. – 447 с.

233 Попиков, П.И. Рабочие процессы лесохозяйственных машин с гидроприводом [Текст]: автореферат дис. … докт. техн. наук / Попиков Петр Иванович. – Воронеж, 2001. – 35 с.

234 Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов [Текст] / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

235 Попов, Е.П. Манипуляционные роботы: динамика и алгоритмы [Текст] / Е.П. Попов, А.Ф. Верещагин, С.Л. Зенкевич. – М.: Наука, 1980. – 400 с.

236 Попов, Е.П. Управление роботами-манипуляторами [Текст] / Е.П. Попов // Изв. АН СССР, Техн. киберн. – 1974. –№6. – С. 51-56.

237 Попов, С.Н. Балластный слой железнодорожного пути [Текст] / С.Н. Попов. – М.: Транспорт, 1965. – 184 с.

238 Полиновский, В.П. Оптимизация конструкций из композиционных материалов с использованием системы MSC.Nastran [Текст]: методические указания / В.П. Полиновский. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1999. – 27 с.

239 Постановление Правительства Российской Федерации от 15.04.2014 №328 «Об утверждении государственной программы Российской Федерации «Развитие промышленности и повышение ее конкурентоспособности» [Текст].

240 Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения [Текст]: утв. приказом Ростехнадзора России 12.11.13. – 98 с.

241 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов [Текст]: ПБ 10-382-00: утв. Гостехнадзором России 10.01.01. – М.: ПИО ОБТ, 2000. – 76 с.

242 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов-манипуляторов [Текст]: ПБ 10-257-98: утв. Гостехнадзором России 31.12.98. – М.: НПО ОБТ, 2003. – 89 с.

243 Привалов, С.В. Влияние жесткости подрельсового основания на взаимодействие экипажа и пути [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Привалов Сергей Владимирович. – Москва, 2014. – 19 с.

244 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.

245 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.

246 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.

247 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.

248 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.

249 Программный комплекс «Оптимизация механизма поворота крана-гидроманипулятора мобильной машины» [Текст]: свид-во о регистрации програм-

мы для ЭВМ / авторы, заявители и правообладатели Лагерева Е.А., Лагерев И.А., Лагерев А.В. – №2014613249; заявл. 05.02.14; опубл. 21.03.14.

250 Промышленный робот [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Промышленный_робот (дата обращения: 01.12.2016).

251 Промышленные роботы в машиностроении: Альбом схем и чертежей [Текст] / Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1986. – 140 с.

252 Прохоров, В.Ю. Повышение износостойкости шарнирных сопряжений манипуляторов лесозаготовительных машин [Текст] / В.Ю. Прохоров // Труды Международного симпозиума «Надежность и качество». – 2011. – Т. 2. – «НИИ-Краностроения», 2009. – 120 с.

253 Прочность, устойчивость, колебания [Текст]: справ. в 3-х т. / Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 1. – 832 с.

254 Пудов, Е.Ю. Определение рациональных параметров грунторазрушающих элементов ковшей гидравлических экскаваторов [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Пудов Евгений Юрьевич. – Кемерово, 2012. – 18 с.

255 Пустовой, В.Н. Металлоконструкции грузоподъемных машин. Разрушение и прогнозирование остаточного ресурса [Текст] / В.Н. Пустовой. – М.: Транспорт, 1992. – 256 с.

256 Рабинович, И.М. Строительная механика стержневых систем [Текст] / И.М. Рабинович. – М.: Стройиздат, 1969.

257 Рахманин, Г.А. Исследование кинематики и динамики навесных шарнирно-сочлененных устройств (манипуляторов) для погрузки и штабелевки лесоматериалов [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Рахманин Г.А. – Москва, 1970. – 21 с.

258 Реклейтис, Г. Оптимизация в технике [Текст]: в 2 кн. / Г. Реклейтис. – М.: Мир, 1986. – Кн. 1. – 349 с.

259 Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации надземных крановых путей [Текст]: РД 50-48-0075.03.02. – Утв. Ростехнадзором РФ 01.01.1982 г. – ввод. в действие 01.01.03 г. – Уфа: ГАУ РНТИК «БашТехИнформ», 2009. – 133 с.

260 Рейш, А.К. Долговечность опорных элементов пневмоколесных экскаваторов [Текст] / А.К. Рейш, А.В. Соколов. – М.: Стройиздат, 1976 – 71 с.

261 Решетов, Д.Н. Детали машин [Текст] / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1974. –656 с.

262 Ромен, Ю.С. Моделирование колебаний кузова железнодорожного вагона [Текст] / Ю.С. Ромен, Я.М. Клебанов, Е.А. Солдусова // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. технические науки / СамГТУ. – Самара, 2013. – №3. – С. 141–147.

263 Рубан, В.Г. Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете Mathcad [Текст] / В.Г. Рубан, А.М. Матва. – РГУПС: Ростов н/Д, 2009. – 99 с.

264 Рубцов, В.М. Исследование процесса взаимодействия валочно-трелевочной машины манипуляторного типа с деревом при его валке и пакетировании [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Рубцов Василий Максимович. – Ленинград, 1979. – 19 с.

265 Савоськин, А.Н. Случайные процессы возмущения в динамике рельсовых экипажей [Текст] / А.Н. Савоськин, Ю.С. Ромен, А.А. Акишин // Мир транспорта. – 2015. – Т13. – №1. – С. 6-15.

266 Сакало, В.И. Сопротивление материалов [Текст] / В.И.Сакало. – Брянск: БГТУ, 2009. –528 с.

267 Самородов, В.Б. Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога «Беларус 3022 ДВ» з гідрооб'ємномеханічною трансмісією [Текст] / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №7. – С. 15-19.

268 Сапьянов, В.Ю. Выбор оптимальных схем металлоконструкций тяжелых козловых кранов [Текст]: автореф. дис. … канд. техн. наук / Сапьянов Виталий Юрьевич. – Орел, 2008. – 20 с.

269 Свешников, В.К. Гидрооборудование [Текст]: Международный справочник: в 3 кн. / В.К. Свешников. – М.: «Техинформ» МАИ, 2001.

270 Семыкина, И.Ю. Снижение динамических нагрузок в электроприводах карьерных экскаваторов [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Семыкина Ирина Юрьевна. – Кемерово, 2007. – 18 с.

271 Сергиенко, Н.Е. Трактор Т-150К как объект исследования транспортной базы сейсмоисточника [Текст] // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. – №254: Конструирование и исследование тракторов. – Вып.7. – 1988. – С. 7-10.

272 Серебрянский, А.И. Повышение износостойкости шарниров лесных манипуляторов на основе замены реверсивного трения вращательным [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Серебрянский Алексей Иванович. – Воронеж, 2003. – 19 с.

273 Серебрянский, А.И. Силовой анализ работы шарнира манипулятора [Текст] / А.И. Серебрянский, М.А. Мижевич // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2014. – Т. 2. – № 3. – Ч. 3. – С. 238-241.

274 Сидоров, А.А. Моделирование работы гидропривода механизма подъема стрелы лесного гидроманипулятора [Текст] / А.А. Сидоров, Л.Д. Бухтояров // Вестн. КрасГАУ. – 2009. – №10. – С. 112-115.

275 Сидоров, А.А. Обоснование и оптимизация параметров демпфера механизма подъема стрелы лесного манипулятора сортиментовоза [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Сидоров Анатолий Аркадьевич. – Воронеж, 2011. – 16 с.

276 Скорость ветра – сводные данные – Брянск [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://bryansk-meteo.ru/brjansk/pivot/wind (дата обращения: 01.12.2016).

277 Смалев, А.Н. Улучшение показателей динамических качеств локомотива на основе модернизации рессорного подвешивания и совершенствования методики его расчета [Текст]: автореф. дисс. … канд. техн. наук / Смалев Александр Николаевич. – Омск, 2011. – 17 с.

278 Смехов, А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами [Текст] / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. –М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.

279 Снопок, Д.Н. Нагруженность силовой установки валочно-сучкорезно-раскряжевочных машин в процессе очистки деревьев от сучьев [Текст] / Снопок Дмитрий Николаевич Ухта, 2008. – 18 с.

280 Соколов, С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин [Текст] / С.А. Соколов. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.

281 Состоянии рынка спецтехники в России 2010-2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.saphireavto.ru/novosti/53-sostoyanii-rynka-spetstekhniki-v-rossii-2010-2015 (дата обращения: 01.12.2016).

282 Спицына, Д.Н. Динамика кранов с жестким подвесом груза [Текст] / Д.Н. Спицына, К.В. Поликарпов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 184 с.

283 Справочник по кранам [Текст]: в 2-х т. / Под ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1987. – Т. 1. – 536 с.

284 Справочник по промышленной робототехнике [Текст]: в 2-х кн. – М.: Машиностроение, 1990.

285 Столбов, Л.С. Основы гидравлики и гидропривод станков [Текст] / Л.С. Столбов, А.Д. Перова, О.В. Ложкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.

286 Столяров, В.В. Математическая модель системы «экскаватор – человек-оператор» [Текст] / В.В. Столяров // Известия вузов. Строительство. – 2007. – №11. – С. 78-84.

287 Столяров, В.В. Разработка адаптивной системы виброзащиты человека-оператора одноковшового экскаватора второй размерной группы [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Столяров Владимир Владимирович. – Омск, 2009. – 18 с.

288 Суглобов, В.В. Повышение эксплуатационной надежности и расширение технологических возможностей перегрузочных машин морских портов [Текст] / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, И.А. Нефедов, П.В. Шиков // Изв. Тульского гос. ун-та. Технические науки. – 2009. – № 2. – С. 253-259.

289 Судовых, А.Б. Моделирование динамики взаимодействия вагона и верхнего строения пути для оценки состояния железнодорожного пути и выявления сходоопасных мест [Текст] / А. Б. Судовых // Сб. научных трудов УрГУПС. – Екатеринбург: УрГУПС, 2005. – С. 38-44.

290 Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля [Текст] / В.П. Тарасик. – СПб.: БВХ-Петербург, 2006. – 478 с.

291 Тарукин, Е.М. Обзор грузовых автомобилей [Текст] / Е.М. Тарукин // Вестник НГИЭИ. – 2013. – №2. – С. 66-84.

292 Татаренко, А.П. Совершенствование конструкции лесопромышленных манипуляторов на основе математического моделирования рабочих процессов [Текст]: автореферат дис. … канд. техн. наук / Татаренко Александр Петрович. – Воронеж, 2000. – 19 с.

293 Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле [Текст] / Пер. с англ. Я.Г. Пановко. –изд. 2-е. – М.: Комкнига, 2006. – 439 с.

294 Тихомиров, В.П. Физический эксперимент и моделирование в машиностроении [Текст] / В.П. Тихомиров и [др.]. – Орел: ОрелГТУ, 2010 – 452 с.

295 Толоконников, А.С. Потенциальные места разрушения несущих металлоконструкций мостовых кранов [Текст] / А.С. Толоконников, Г.В. Селиверстов, И.Ю. Выборнов // Тяжелое машиностроение. – 2007. – № 3. – С. 37-39.

296 Тренажер крановщика автомобильного крана PASKAL [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://pskl.pro/products/trainers-special-equipment/truck-crane.html (дата обращения: 01.12.2016).

297 Троицкий, В.А. Оптимизация формы упругих тел [Текст] / В.А. Троицкий, Л.В. Петухов. – М.: Наука, 1982. – 432 с.

298 Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов [Текст]: справ.: в 2 ч. / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – Киев: Наукова думка, 1987. – Ч.2. – 505 с.

299 ТУ8Г [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.wikipedia/ТУ8Г (дата обращения: 01.12.2016).

300 Ушкалов, В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей [Текст] / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько. – Киев: Наук. думка, 1982. – 360 с.

301 Фалалеева, Р.В. Основные задачи механики управления манипулятором [Текст] / Р.В. Фалалеева, И.В. Паневин // Вестн. КрасГАУ. – 2008. – №4. – С. 227-231.

302 Фу, К. Робототехника [Текст] / К. Фу, Р. Гонсалес, К. Ли – М.: Мир, 1989.

303 Хог, Э. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции [Текст] / Э. Хог, Я. Арора. – М.: Мир, 1983. – 478 с.

304 Хорошев, А.Н. Введение в управление проектированием механических систем [Текст]: учеб. пособие. – Белгород, 1999. – 372 с.

305 Цепенюк, М.И. Оптимизация механизма подъема стрелы [Текст] / М.И. Цепенюк / М.И. Цепенюк // Дни науки. – Прага: Publishing house Education and Science, 2008 – С. 15-20.

306 Чейс, М.А. Векторный метод анализа механизмов [Текст] / М.А, Чейс. // Конструирование и технология машиностроения. – 1963. – №3. – С. 153-157.

307 Чернова, Н.М. Оптимальное проектирование планетарных зубчатых передач грузоподъемных машин [Текст] / Н.М. Чернова. – Саратов: СГТУ, 2006. – 177 с.

308 Черноусько, Ф.Л. Манипуляционные роботы: динамика, управление, оптимизация [Текст] / Ф.Л. Черноусько, Н.Н. Болотник, В.Г. Градецкий. – М.: Наука, 1989. – 368 с.

309 Чижиумов, С.Д. Основы динамики судов на волнении [Текст] / С.Д. Чижиумов. – Комсомольск-на-Амуре: ГОУВПО «КнАГТУ», 2010. − 110 с.

310 Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля [Текст] / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1982. – 384 с.

311 Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов [Текст] / В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.

312 Шевченко, В.П. Восстановление шарнирных соединений лесосечных машин электродуговой металлизацией [Текст]: автореф. дисс. … канд. техн. наук / Шевченко Василий Павлович. – Химки, 1986. – 20 с.

313 Шелгунов, Ю.В. Машины и оборудование лесозаготовок, лесосплава и лесного хозяйства [Текст] / Ю.В. Шелгунов. – М.: Лесная промышленность, 1982. – 520 с.

314 Шимкович, Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows [Текст] / Д.Г. Шимкович. – М.: ДМК Пресс, 2003. – 448 с.

315 Шишков, Н.А. Пособие для крановщиков (машинистов) по безопасной эксплуатации стреловых кранов [Текст] / Н.А. Шишков. – М.: ПИО ОБТ, 2002. – 51 с.

316 Шлюшенков, А.П. Механика многоциклового усталостного разрушения [Текст] / А.П. Шлюшенков. – Брянск: БИТМ, 1990. – 156 с.

317 Шлюшенков, А.П. Нагруженность и расчеты деталей машин и элементов конструкций на прочность и долговечность [Текст] / А.П. Шлюшенков. − Брянск: БИТМ, 1991. − 156 с.

318 Щербаков, В.Г. Комплексная математическая модель электровоза [Текст] / В.Г. Щербаков // Транспорт: Наука, техника, управление: сб. обзорн. информ. − М.: ВИНИТИ, 1998. – № 10. – С. 2-12.

319 Щербаков, В.С. Метод автоматического подъема, выравнивания опорной платформы строительной машины в горизонтальной плоскости и контроля отрыва выносных опор от грунта [Текст] / В.С. Щербаков, М.С. Корытов, М.Г. Григорьев // Изв. высших учебных заведений. Поволжский регион. – 2010. – №1. – С. 146-154.

320 Щербаков, В.С. Направления развития теории безопасности рабочего процесса комплекта грузоподъемных машин трубоукладочной колонны [Текст] / В.С. Щербаков, М.С. Корытов, А.Н. Шабалин // Известия Томского политехнического университета. Математика и механика. Физика. – 2014. – Т. 325. – № 22010. – №1. – С. 146-154.

321 Экспериментальная механика [Текст]: в 2-х кн. / Под ред. А. Кобаяси. – М.: Мир, 1990. – Кн. 1. – 616 с.

322 Яковлев, П.В. Экспертиза промышленной безопасности морских кранов Liebherr RL 2650-70 EX LSC [Текст] / П.В. Яковлев, Н.Н. Панасенко // Вестник АГТУ. Серия «Морская техника и технология». – 2015. – №2. – С. 101-112.

323 Яковлева, Т.Г. Железнодорожный путь [Текст] / Т.Г. Яковлева, Н.И. Карпущенко, С.И. Клинов [и др.]. – М.: Транспорт. – 1999. – 405 с.

324 Яловой, Н.С. Оптимизация конструкций и показателей качества машин [Текст] / Н.С. Яловой. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 288 с.

325 Ярема, С.Я. Исследование роста усталостных трещин и кинематические диаграммы усталостного разрушения [Текст] / С.Я. Ярема // Физико-химическая механика материалов. – 1977. – № 4. – С. 3-21.

326 5Т99/22Т6 – заряжающая машина ЗРС семейства С-300П, С-400 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.russianarms.ru/forum/index.php?topic=8368.0 (дата обращения: 01.12.2016).

327 AnyLogic [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.anylogic.ru (дата обращения: 01.12.2016).

328 Armstrong, W.W. Recursive solution to the equations of motion of an n-link manipulator [Text] / W.W. Armstrong // Proc. of the 5th World Congress on Theory of Mach. and Mech. – Montreal, 1979. – P. 1343-1346.

329 Aschermann, H. Model Based Trajectory Control of an Overhead Travelling Crane [Text] / H. Aschermann, O. Sawodny, E.P. Hofer // PAMM Proc. Appl. Math. Mech. – 2003. – №2. – P. 108-109.

330 Autocrane Company [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.autocrane.com (дата обращения: 01.12.2016).

331 Balafoutis, C. Efficient modeling and computation of manipulator dynamics using orthogonal cartesian tensors [Text] / C. Balafoutis, R. Patel, P. Misra // IEEE J. of Rob. and Autom. – 1988. – Vol. 4. – №6. – P. 665-676.

332 Betsch, P. The Discrete Null Space Method for the Energy Consistent Integration of Constrained Mechanical Systems [Text] / P. Betsch, S. Leyendecker // Mylti-body Dynamics. – 2006. – №67. – P. 499–552.

333 Bejczy, A.K. Robot Arm Dynamics and Control [Text] / A.K. Bejczy. – NASA-JPL Tech. Memo Rep, 1974. – 669 p.

334 Botasso, C.L. Optimal Control of Multibody Systems Using an Energy Preserving Direct Transcription Method [Text] / C.L. Botasso, A. Croce // Multibody System Dynamics. – 2004. – №12. – P. 17-45.

335 Campbell, D. An Iterative Algorithm for the Kinematics Solution of a General n-axis Robot Manipulator Using Powell`s Optimization Technique [Text] / D. Campbell. – New York: Clarkson University, 1984.

336 Castelain, J.M. new program based on the hipercomplex theory for automatic generation of the direct differential model of robot manipulators [Text] / J.M. Castelain, D.A. Bernier // Mech. mach. theory. – 1990. – Vol. 25. – №1. – P. 69-83.

337 Cheng, P. Symbolic derivation of dynamic equation of motion for robot manipulator using program symbolic method [Text] / P. Cheng, C. Weng, C. Chen // IEEE J. Rob. and Autom. – 1988. – №6. – P. 599-609.

338 Crane, C. A Dynamic Analysis of a Spatial Manipulator to Determine Payload Weight [Text] / C. Crane, J. Duffy // Journal of Robotic Systems. – 2003. – №20(7). – p. 355-371.

339 Da Cruz, J.J. Minimum-time Anti-swing Motion Planning of Cranes Using Linear Programming [Text] / J.J. Da Cruz, F. Leonardi // Optim. Control Appl. Meth. – 2012. – №10. – P. 10-21.

340 Dapper, R. Eckmiller, Neural Force Control (NFC) Applied to Industrial Manipulators in Interaction with Moving Rigid Objects [Text] / R. Dapper, V. Maafl, R. Zahn // Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation. – Leuven, 1998. – P. 158-161.

341 Denavit, J. A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices [Text] / J. Denavit, R.S. Hartenberg // J. Appl. Mech. – 1955. – №77. – P. 215-221.

342 DIN 15018. Cranes; steel structures; principles of design and construction [Text]. – Apl. 01.04.74. – 38 p.

343 Doty, K.L. Robot manipulability [Text] / K.L. Doty, C. Melchiorri, E.M. Schwartz, C. Bonivento // IEEE Trans. on Robotics and Automation. – 1995. – №11. – P. 462-468.

344 Duffy, J. A Novel Static Weight Measuring System for any Mschine Containing a Planar three Link Serial Chain [Text] / J. Duffy, C. Crane // Caterpillar Report. – 1996. – №RBJ42830.

345 Emami, M. Fuzzy-Logic Dynamics Modeling of Robot Manipulators [Text] / M. Emami, A. Goldenberg, I. Turksen // Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation. – Leuven, 1998. – P. 2500-2505.

346 EN 12999:2002. Cranes-Loader cranes [Text]. – Brusseles, 2002. – 96 p.

347 Featherstone, R. Rigid Body Dynamics Algorithms [Text]. – N.Y., Springer, 2008. – 272 p.

348 Featherstone, R. A Divide-and-Conquer Articulated-Body Algorithm for Parallel O(log(n)) [Text] / R. Featherstone // Calculation of Rigid-Body Dynamics. – 1999. – Part 1. –Vol. 18. – №9. – P. 867-875.

349 Featherstone, R. Robot Dynamics: Equations and Algorithms [Text] / R. Featherstone, D. Orin // Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation. – San Francisco, 2000. – P. 826-834.

350 Fijany A. Parallel O(logN) Algorithms for Computation of Manipulator Forward Dynamics [Text] / A. Fijany, I. Sharf, G.M.T. D'Eleuterio // IEEE Trans. Robotics & Automation. – 1995. – Vol. 11. – №3. – P. 389-400.

351 Flores, F.G. An approach for optimisation of loading cycles of hydraulic mining excavators [Text] / G. Flores, S. Xia, A. Kecskeméthy, A. Pöettker // PAMM Proc. Appl. Math. Mexh. – 2009. – №9. – p. 571-572.

352 Flores, G. Applications os symbolical kinematics for the efficient solution of force workspace of excavators [Text] / G. Flores, A. Kecskeméthy, A. Pöettker / PAMM Proc. Appl. Math. Mexh. – 2007. – №7. – p. 4010005-4010006.

353 Fu, K.S. Robotics: Control, Sensing, Vision and Intelligence [Text] / K.S. Fu, R.C. Gonzalez, C.S.G. Lee. – New York: Hill Book Company, 1989. – 624 p.

354 Furucawa Unic Corporation [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://furukawaunic.co.jp (дата обращения: 01.12.2016).

355 Goldenberg, A.A. Complete Generalized Solution to the Inverse Kinemetics of Robot Manipulators [Text] / A.A. Goldenberg, B. Benhabib, R.G. Fenton. – 1985. – №1. – P. 14-20.

356 Goldenberg, A.A. Generalized Solution to the Inverse Kinemetics of Robot Manipulators [Text] / A.A. Goldenberg, D.L. Lawrence // J. Dyn. Syst. Meas. Control. – 1985. – №107. – P. 103-106.

357 Gorak, M.S. Finite Element Modeling of the RAH-66 Comanche Helicopter Tailcone Section Using Patran and Dytran [Text] / Mark S. Gorak, Jeffrey A. Libby. – Monterey.: Storming Media, 2001. – 109 p.

358 Han, J.-Y. Fault-tolerant computing for robot kinematics using linear arithmetic code [Text] / J.-Y. Han // IEEE Int. Conf. Robotics and Automation. – Cincinnati, 1990. – Vol. 1. – P. 285-290.

359 HIAB [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.hiab.com (дата обращения: 01.12.2016).

360 Hollebrach, J.M. A Recursive Lagrangian Formulation of Manipulator Dynamics and a Comparative Study of Dynamics Formulation [Text] / J.M. Hollebrach // IEEE Trans. Syst. Man Cybern. – 1980. – №10(11). – P. 730-736.

361 Huston, R.L. The use of Kane's metod in the modeling and simulation of robotic systems [Text] / R.L. Huston // Proc. IMACS Symp. Syst. Modeling and Simul. – Cetraro, 1988.

362 Jain, A. Computational Robot Dynamics Using Spatial Operators [Text] / A. Jain, G. Rodriguez // Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation. – San Francisco, 2000.

363 Jo□nsson, A. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element [Text] / A. Jo□nsson, J. Bathelt, G. Broman // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. – 2005. – Vol. 219, N 3. – P. 299–305.

364 Ju, M.S. Comparision of methods for developing the dynamics of rigid body systems [Text] / M.S. Ju, J.M. Mansor // Int. J. Rob. Res. – 1989. – N6. – P.19-27.

365 Jung, S. Experimental Studies of Neural Network Impedance Force Control for Robot Manipulators [Text] / S. Jung, S.B. Yim, T.C. Hsia // Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation. – Seoul, 2001.

366 Kahn, M.E. The near-minimum-time control of open-loop articulated kinematic chains [Text] / M.E. Kahn, B. Roth // ASME J. of Dynam Syst, Measur.and Countr. – 1971. – Vol. 93. – P.164-172.

367 Kane, T. Dynamics [Text] / T. Kane. –New York: Holt, Rihehart and Wiston, 1968.

368 Kecskeméthy, A. On closed form solutions of multiply-loop mexhanisms [Text] / A. Kecskeméthy // Computational Kinematics. – 1993. – №22. – p. 263-274.

369 Kecskeméthy, A. Symbolic processing of multiloop mechanism dynamics using closed-form kinematics solution [Text] / A. Kecskeméthy, T. Krupp, M. Hiller // Computational Kinematics. – 1997. – №1. – p. 23-45.

370 Б44. Kim, Y-J. Interactive dynamics for crawler crane simulation in virtual reality [Text] / Y-J. Kim. – University of Pennsylvania, 1997. – 35 p.

371 Kinovea: video motion analysis software [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.kinovea.org (дата обращения: 01.12.2016).

372 Korkealaakso, P. Description of Joint Constraints in the Floating Frame of Reference Formulation [Text] / P. Korkealaakso, A. Mikkola, T. Eantalainen, A. Rouvinen // Proc. IMechE. – 2008. – Vol. 223. – Part K. – P. 133-144.

373 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.

374 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.MO.S.). – 2014. – Vol. 7. – №4. – P. 644-652.

375 Lathrop, L.H. Parallelism in manipulator dynamics [Text] / L.H. Lathrop // Int. J. Rob. Res. – 1985. – Vol. 4. – №2. – P.80-102.

376 Lee C.S.G., Lee B.H., Nigam R. Development of generalized d'Alambert Equation of motion for mechanical manipulators [Text] / C.S.G. Lee, B.H. Lee, R. Nigam // Proc 2nd conf. Decision and Control. – San Antonio, 1983. – P. 1205-1210

377 Lee, C.S.G. Geometric Approach in Solving Inverse Kinematics of PUMA Robots [Text] / C.S.G. Lee, M. Ziegler // IEEE Trans. Aerospace & Electron. Syst. – 1984. – №20(6). – P. 695-706.

378 Li, C.G. A new method for dynamic analysis of robot manipulators [Text] / C.G. Li // IEEE Trans. on Syst., Man and Cybern. – 1988. – №1. – P.105-114.

379 Ma, X. A futher study of Kane's equations [Text] / X. Ma, X. Xu // Proc IEEE Int. Conf. Syst., Man and Cybern. – Beijing, 1988. – P.107-112.

380 Mahil, S. On the application of Lagrange's method to the description of dynamic systems [Text] / S. Mahil // IEEE Trans. on SMC. – Vol SMC-12. – №6, 1982. – P. 877-889.

381 McInnes, C.H. Trajectory optimisation of a mining dragline using the method of Lagrange multipliers [Text] / C.H. McInnes, M.A. Meehan // Int. J. of Robust and Nonlinear Control. – 2011. – №21. – p. 1677-1692.

382 Mikheev, G. V. Railway vehicle and bridge interaction: some approaches and applications [Text] / G. V. Mikheev, E. A. Krugovova, R. V. Kovalev // Book of papers 12th International Conference on Computer System Design and Operation in the Railway and other Transit Systems COMPRAIL. – Beijing, 2010.

383 Mladenova, C. Mathematical modeling and control of manipulator systems [Text] / C. Mladenova // Int. J. Robotics and computer-integrated manufacturing. – 1991. –Vol. 8. – №4. – P. 233-242.

384 Nikravesh, P.E. Application of Euler Parameters to the Dynamic Analysis of Three-Dimensional Constrained Mechanical Systems [Text] / P.E. Nikravesh, I.S. Chung // Journal of Mechanical Design. – 1982. –N 104. – P. 785–791.

385 Park, F.C. A Lie Group Formulation of Robot Dynamics [Text] / F.C. Park, J. Choi, S.R. Ploen // The Int. J. of Robotics Research. – 1995. – Vol.14. – №6. – P. 609-618.

386 Paul, R.P. Kinematics Control Equations for Simple Manipulators [Text] / R.P. Paul // IEEE Trans. Syst. Man Cybern. – 1981. – №11(6). – P. 449-455.

387 Paul, R. Manipulator cartesian path control [Text] / R. Paul // IEEE Trans. on SMC-9, Febr, 1979. – P.702-711.

388 Renaud, N. An efficient iterative analytical procedure for obtaining a robot manipulator dynamic model [Text] / N. Renaud // Proc. of FirstInt. Symp. of Rob. Research. – New Hampshire: Bretton Woods, 1983. – 418-424 p.

389 Rodriguez, G. A Spatial Operator Algebra for Manipulator Modelling and Control [Text] / G. Rodriguez, A. Jain, K. Kreutz-Delgado // Int. J. Robotics Research. – 1991. – Vol. 10. – №4. – P. 371-381.

390 Rouvinen, A. Container Gantry Crane Simulator for Operator Training [Text] / A. Rouvinen, T. Lehtinen, P.Korkealaakso / A. Rouvinen // Proc. IMechE. – 2008. – Vol. 219. – Part K. – P. 325-336.

391 Schwartz, E. Noncommensurate Systems in Robotics [Text] / E. Schwartz, R. Manseur, K. Doty. – Int. J. of Robotics and Automation. – 2002. – Vol. 17, No. 2. – P. 1-6.

392 Shabana, A.A. Dynamics of Multibody system [Text] / A.A. Shabana. – Cambridge University Press, 2005. – 374 p.

393 Shahinpoor, M. Robotics Dynamics [Text] / M. Shahinpoor // Encyclopedia of Robotics. – New York: Wiley, 1990 – 520 p.

394 Shahinpoor, M. A Robot Engineering Textbook [Text] / M. Shahinpoor. – New York: Happer&Row Publishers, 1990. – 527 p.

395 Siebert, R. Optimal Control of an Overhead Crane within Energy-momentum Conversing Method [Text] / R. Siebert, P. Betsch // PAMM Proc. Appl. Math. Mech. – 2010. – №10. – P. 65-66.

396 Silver, W. On the Equivalence of Lagrangian and Newton-Euler Dynamics for Manipulators [Text] / W. Silver. // Int. Robotics Res. – 1982. – №1(2). – P. 60-70.

397 Sochacki, W. An Experimental modal analysys of the Laboratory Truck Crane Model [Text] / W. Sochacki // PAMM Proc. Appl. Math. Mech. – 2004. – №4. – P. 416-417.

398 Sprečić, D. Forming of dynamical models of cranes with complex moving of payload [Text] / D. Sprečić, H. Bukvić // Mechanika 2008: Proceedings of the 13 International Conference, Kaunas, Apr. 3-4, 2008. – Kaunas, 2008. – C. 472-475.

399 Terex Cranes [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.terex.com/cranes /ru/products/pickcarrycranes/index.htm (дата обращения: 01.12.2016).

400 Thomas, M. Dynamic modeling of serial manipulator arms [Text] / M. Thomas, D. Tesar // Trans. of ASME. – 1982. – Vol. 104. – P. 218-228.

401 Timbco, TimberPro and Pat Crawford Companies [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://timberpro.com (дата обращения: 01.12.2016).

402 Treatise on materials science and technology [Text] / Edited by C.M. Preece. – Erosion. Bell Telephone Laboratories, Inc., 1979. – Vol. 16. – 450 p.

403 Tsai, L.W. Solving the Kinematics of the Most General Six- and Five-Degree of Freedom Manipulators by Continuation Methods [Text] / L.W. Tsai, A.P. Morgan. – General Motors Rept, 1984. – 435 p.

404 Uicer, J.J. Dynamic force analysis of spatial linkages [Text] / J.J. Uicer // ASME J. of appl. mech. – June, 1967. – P. 418-424.

405 Vukobratovic, M. Contribution to automatic forming of active chain models via Lagrangian form [Text] // M. Vukobratovic, V. Potkonjak / J of Appl. Mech. – 1979. – №1. – 181-185 p.

406 Vukobratovic, M. Mathematical model of general anthropomorphic systems [Text] / M. Vukobratovic, Y. Stepanenko // Math Biosciences. – 1973. – Vol. 17. – 191-242 p.

407 Vukobratovic, M. Real-time dynamics of manipulation robots [Text] / M. Vukobratovic, N. Kircanski. – Berlin: Springer-Verlag, 1985. – 239 p.

408 Walker, M.W. Efficient dynamic computer simulation of robotic mechanisms. [Text] / M.W. Walker, D.E. Orin // ASME J. of Dyn. Syst.,Meas. and Contr. – 1982. – Vol. 104. – P. 205-211.

409 Wasty, T.M. Modeling and sensitivity analysis of multibody systems using new solid, shell and beam elements [Text] / Tamer M. Wasfy, Ahmed K. Noor // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1996. Vol. 138. – Iss. 1-4. – P. 187-211.

410 Wang, L.T. Recursive computations of kinematic and dynamic equations for mechanical manipulators [Text] / L.T. Wang, B. Ravani // IEEE J. of Rob. and Autom. – 1985. – Vol. RA-1. – № 3. – P. 124-131.

411 Wen, J.T.Y. Kinematic manipulability of general constrained rigid multibody systems [Text] / J.T.Y. Wen, L.S. Wilßnger // IEEE Trans. On Robotics and Automation. – 1999. – №15(3). – P. 558-567.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРОГРАММНЫХ ПАКЕТОВ

В разделе 1 показано, что для исследования динамики и прочности манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин при современном уровне развития вычислительной техники повсеместно применяется численное моделирование и автоматизированное проектирование.

Несмотря на то, что в ходе исследования была разработана комплексная динамическая модель исследуемой системы (раздел 2), позволяющая решать различные научные и инженерные задачи от проектирования до оптимизации манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, следует разрабатывать научно-обоснованные методики их расчета в промышленных программных пакетах и рекомендации по получению точных результатов [53; 55; 160].

А.1 Моделирование напряженно-деформированного состояния манипуляционных систем методом конечных элементов

Укрупненная схема расчета металлоконструкции манипуляционной системы методом конечных элементов показана на рисунке А.1. Алгоритм расчета включает следующие этапы [53; 55; 160].

1. Создание базовой геометрической модели.
2. Создание конечноэлементной сетки (сеточной модели).
3. Определение свойств материала.
4. Определение свойств конечных элементов.
5. Определение кинематических граничных условий (закреплений модели).
6. Определение силовых граничных условий (внешних нагрузок).
7. Настройка решателя (определение параметров расчета).
8. Расчет конструкции.

9. Чтение результатов расчета (получение доступа к результатам).

10. Просмотр результатов (построение изолиний, графиков, отчетов).

11. Анализ результатов.

12. В случае сбоя расчета или получении некорректных результатов следует проверить параметры созданной конечноэлементной модели и повторить расчет. Если внесенные изменения не приводят к получению точного решения следует построить новую модель [53; 55; 160].

В конечноэлементных расчетах реальная конструкция заменяется идеализированными математическими моделями. Существует несколько разновидностей таких моделей: геометрическая, расчетная геометрическая, сеточная и конечноэлементная [53; 55; 160].

Геометрическая модель – система геометрических соотношений, описывающих данный объект. Как правило, состоит из набора геометрических объектов (точек, кривых, поверхностей, твердых тел) и их взаимосвязей. Геометрическая модель создается с использованием программных комплексов автоматизированного проектирования (CAD-систем) или с помощью встроенных в МКЭ-пакет геометрического редактора. Наиболее распространенные CAD-системы: Компас-3D, SolidWorks, AutoCAD 3D, T-FLEX. Геометрические модели делятся на твердотельные и поверхностные. Твердотельная модель состоит из совокупности поверхностей, область между которыми заполнена материалом, а поверхностная модель внутри пустая [53; 55; 160].

Расчетная геометрическая модель – геометрическая модель объекта исследования, из которой для упрощения расчетов исключены несущественные элементы. К таким элементам относятся: отверстия под крепежные элементы, выточки, фаски, выемки, размер которых существенно меньше габаритов конструкции; сварные швы, болтовые и прочие соединительные элементы, точный расчет которых невозможен (требуются отдельные расчеты этих элементов); ненагруженные элементы (например, ограждения моста крана, крепления для электрических проводов, декоративные элементы) [53; 55; 160].

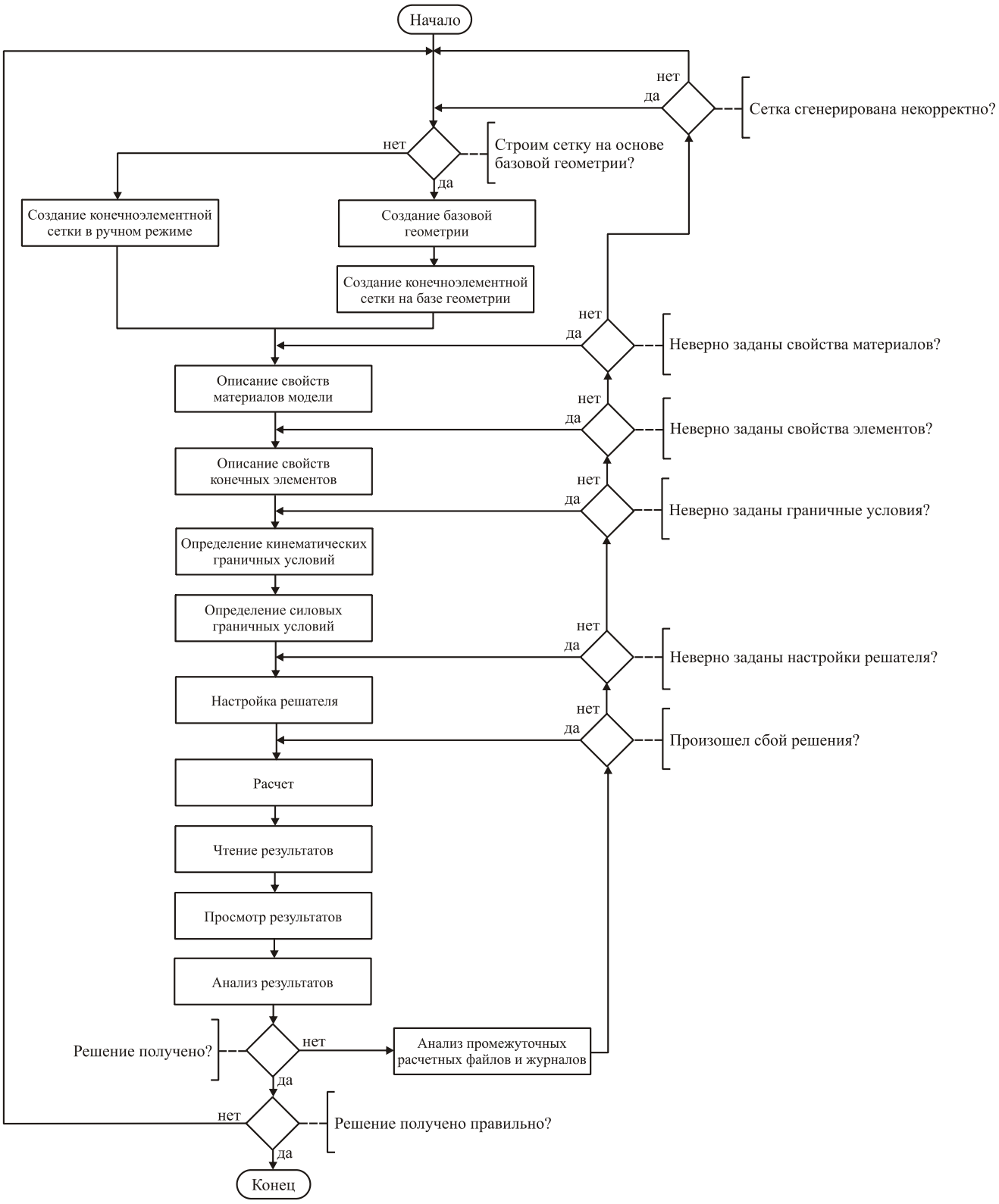
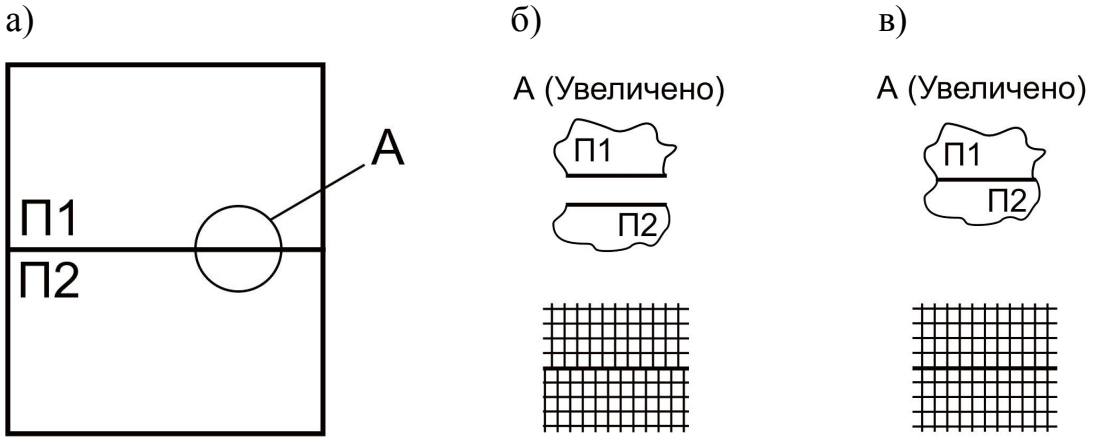


Рисунок А.1 – Укрупненная блок-схема алгоритма конечноэлементного расчета металлоконструкции манипуляционной системы [53; 55; 160]

Геометрическая модель полностью определяет облик объекта исследования. Поэтому в ней не должно содержаться ошибок и вырожденных элементов. Дело в том, что для конструктора достаточно воспроизвести внешний облик объекта в геометрической модели. При этом не важно, каким образом была построена модель. Однако у инженера, выполняющего прочностные расчеты, могут возникнуть проблемы при разбиении данной модели на конечные элементы. Рассмотрим ряд типичных ошибок [53; 55; 160].

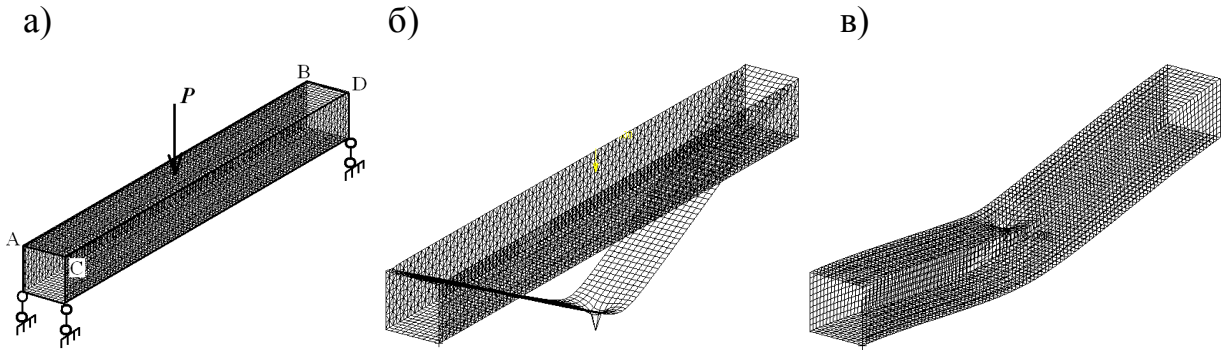
При построении поверхностных моделей при стыковке составляющие поверхности могут не плотно прилегать друг к другу. В этом случае образуется зазор с шириной, много меньшей, чем размер объекта. На экране компьютера оба варианта будут выглядеть одинаково (рисунок А.2, а). Здесь стыкуются плоскости П1 и П2. Однако при большом увеличении (рисунок А.2, б) зазор будет виден. При разбиении этой геометрической модели в конечноэлементной сетке возникнет разрыв, что приведет к искажению результатов расчета. Кроме этого, не будет обеспечено совпадение узлов конечных элементов на стыкуемых плоскостях, что усложнит исправление конечноэлементной сетки. Пример правильного построения показан на рисунке А.2, в, в этом случае будет построена равномерная конечноэлементная сетка без разрывов [53; 55; 160].



а – стыкуемые объекты; б – неправильное построение;
в – правильное построение

Рисунок А.2 – Разрыв в геометрической модели [53; 55; 160]

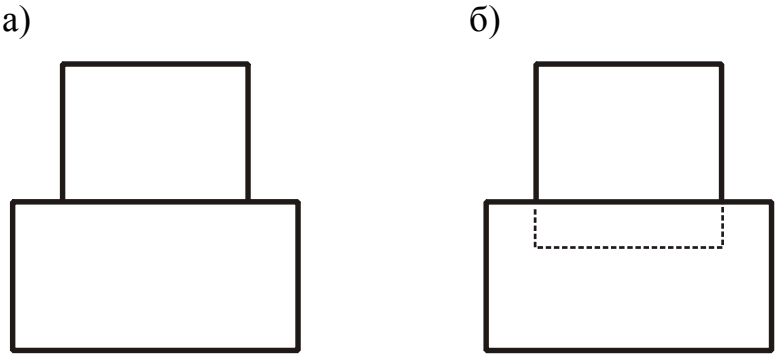
Проследим последствия наличия разрыва на примере расчета тонкостенной балки коробчатого сечения, нагруженной вертикальной изгибающей силой (рисунок А.3, а). При наличии зазоров вдоль граней AB и CD будут получены ошибочные результаты (рисунок А.3, б). Результаты расчета для правильной модели показаны на рисунке А.3, в [53; 55; 160].



а – расчетная схема: б – деформации при наличии разрыва (прогиб только верхней плоскости); в – деформации правильной модели

Рисунок А.3 – Последствия разрыва конечноэлементной сетки [53; 55; 160]

При построении твердотельных геометрических моделей в виде сборок одни элементы объекта могут проникать в другие (рисунок А.4, б). Здесь верхняя часть сборки проникает в нижнюю. При построении конечноэлементных моделей конечные элементы верхней части окажутся наложенными на конечные элементы нижней части. Это приведет к локальному увеличению жесткости конечноэлементной сетки. Кроме этого, будет невозможно корректно сшить конечные элементы в зоне стыка – возникнут искусственные концентраторы напряжений.



а – правильная модель; б – модель с проникновением

Рисунок А.4 – Последствия разрыва конечноэлементной сетки [53; 55; 160]

На рисунке А.5 показана блок-схема алгоритма построения базовой геометрической модели. Базовая геометрическая модель может быть создана как в пакете конечноэлементного анализа, так и в специализированном редакторе.

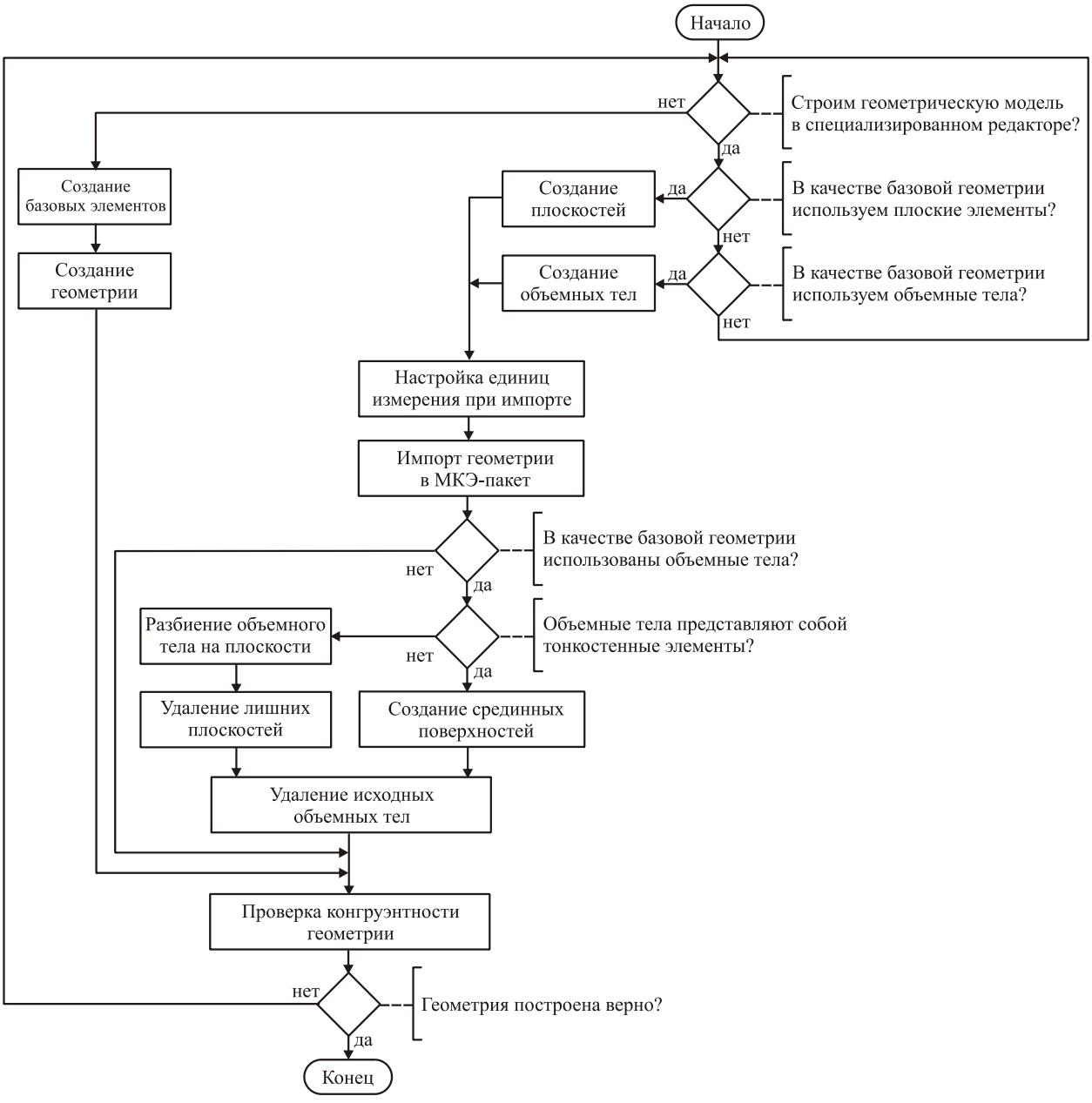


Рисунок А.5 – Блок-схема алгоритма построения базовой геометрической модели [53; 55; 160]

Так как несущая металлоконструкция манипуляционной системы является тонкостенной, то ее геометрическая модель набирается из поверхностей, построенных на основе образующих линий. Следует отметить, что построение геометрической модели внутренними средствами пакета конечноэлементного анализа

наиболее трудоемко. Поэтому рекомендуется использовать специализированный редактор, в котором строится геометрическая модель, состоящая из поверхностей нулевой толщины [53; 55; 160].

К сожалению, такие поверхности поддерживаются не всеми редакторами. В этом случае строится объемная геометрическая модель. После создания геометрической модели проводится ее экспорт в пакет конечноэлементного анализа. При импорте необходимо обеспечить совпадение настроек единиц измерения во взаимодействующих программных пакетах. Это гарантирует соблюдение в базовой геометрической модели реальных размеров конструкции. После импорта выполняется преобразование объемных тел в набор поверхностей. Если объемные тела представляют собой объемные тонкостенные элементы, то строятся их срединные поверхности, которые образуют базовую геометрическую модель. В противном случае объемное тело подвергается декомпозиции (разбиению на поверхности, ограничивающие его объем) с последующим удалением лишних поверхностей. После преобразования исходные объемные тела удаляются [53; 55; 160].

Сеточная модель – это дискретизированная (разбитая на набор элементарных ячеек) геометрическая модель объекта. Вопреки распространенному заблуждению, эти ячейки еще не являются конечными элементами. В созданные ячейки сеточной модели на следующем этапе моделирования будут вписаны конечные элементы, а после задания всех граничных условий будет получена конечноэлементная модель [53; 55; 160].

Перед созданием сетки конечных элементов из геометрической модели исключаются объекты, приводящие к усложнению модели, но существенно не влияющие на результаты расчета. В том числе: технологические отверстия для установки крепежных элементов, направляющие устройства для закрепления электрических кабелей и трубопроводов гидравлической системы крана, недеформируемые элементы [53; 55; 160].

На основе базовой геометрической модели строится конечноэлементная сетка (сеточная модель). На рисунке А.6 приведена блок-схема алгоритма построения конечноэлементной сетки [53; 55; 160].

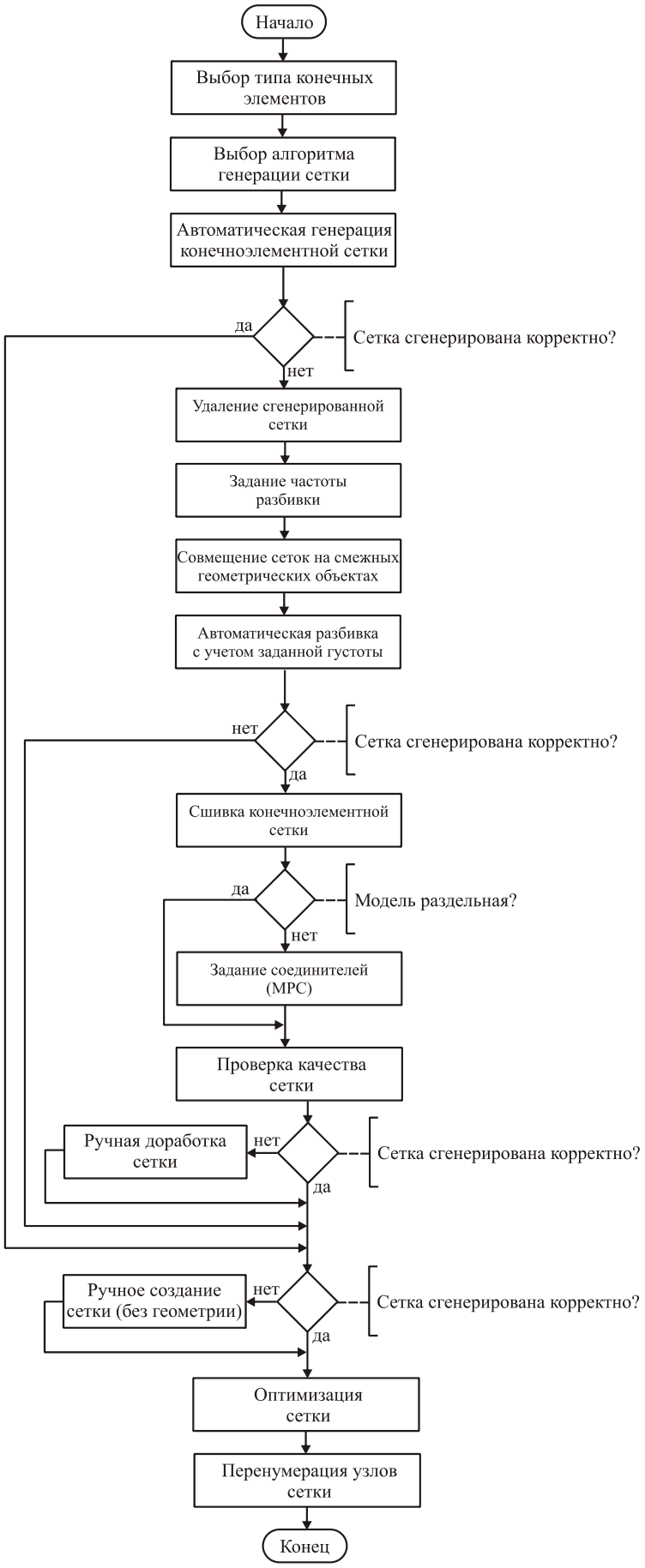


Рисунок А.6 – Блок-схема алгоритма построения конечноэлементной сетки [53; 55; 160]

Перед созданием сетки задается густота разбивки на сложных участках геометрической модели (в областях стыка элементов стрелы, местах присоединения гидроцилиндров, рядом с ребрами жесткости и цилиндрическими поверхностями). Построенная сетка проверяется на наличие дефектов. При необходимости проводится ручная доработка сетки. Густота разбивки вдоль смежных ребер сопрягаемых поверхностей или вдоль смежных граней сопрягаемых объемных тел должна быть одинаковой [53; 55; 160].

Построенная сетка проверяется на наличие дефектов. Практика расчета грузоподъемных машин показала, что для получения точных результатов необходимо выполнить ручную доработку конечноэлементной сетки [53; 55; 160].

Конечные элементы, линейные размеры которых в различных направлениях существенно различаются (в 3-5 и более раз), называются вырожденными. Вырожденные элементы формируются автоматическими алгоритмами построения конечноэлементной сетки на основе базовой геометрии в областях сопряжения сложных геометрических примитивов (рисунок А.7) [53; 55; 160].

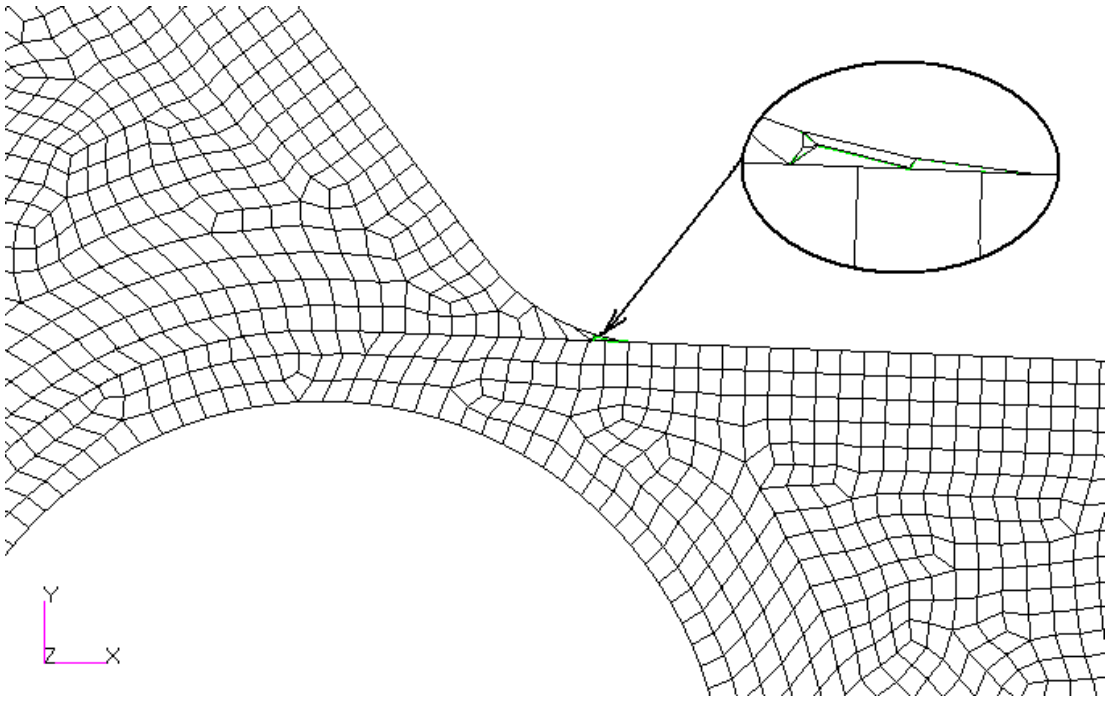
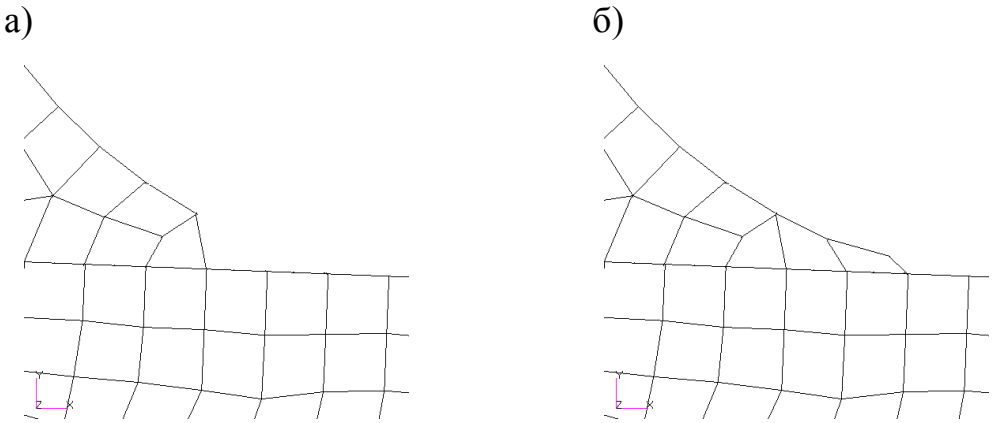


Рисунок А.7 – Вырожденные конечные элементы в зоне перехода от боковой стенки рычага к боковой стенке основной части рукояти крана-манипулятора [53; 55; 160]

Вырожденные конечные элементы являются искусственными концентраторами напряжений. Их наличие в модели приводит к завышенной оценке максимальных уровней напряжений, что вызывает избыточное увеличение массы конструкции. Для устранения их негативного влияния следует удалить вырожденные конечные элементы и заменить их на конечные элементы с пропорциональными размерами. Исправленная сетка показана на рисунке А.8 [53; 55; 160].



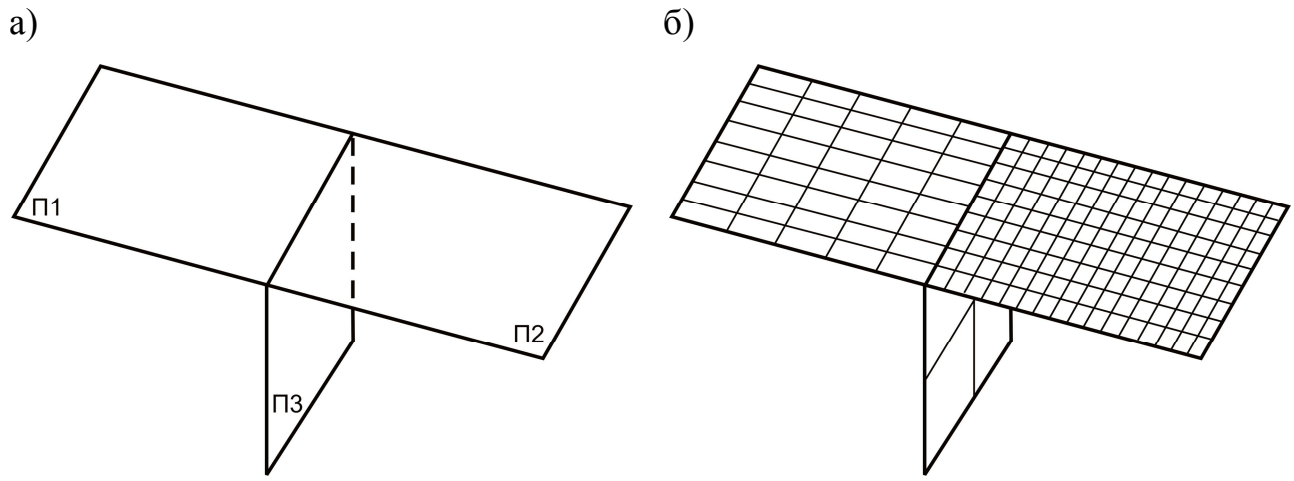
а – вырожденные элементы удалены; б – исправленная сетка

Рисунок. А.8 – Исправление конечноэлементной сетки [53; 55; 160]

Ручная доработка сетки требуется при объединении конечноэлементных сеток, построенных на трех и более смежных плоскостях. Такие задачи приходится решать, например, при исследовании коробчатых балок с диафрагмами и ребрами жесткости. Это необходимо в тех случаях, когда принадлежащие к разным плоскостям узлы конечных элементов не совпадают на стыке плоскостей (рисунок А.9). При совпадении узлов сетку можно объединить автоматическим инструментом программного пакета [53; 55; 160].

Стыковка трех поверхностей выполняется в следующем порядке. Сначала стыкуются две плоскости, потом к ним пристыковывается третья плоскость. Стыковка заключается в удалении конечных элементов одной из стыкуемых плоскостей, прилежащих к разделяющей стыкуемые плоскости линии. После этого строятся новые конечные элементы, опирающиеся на узлы второй плоскости, прилежащие к линии раздела, и узлы первой плоскости, освобожденные после удаления части конечных элементов. Стыковка третей плоскости выполняется аналогично.

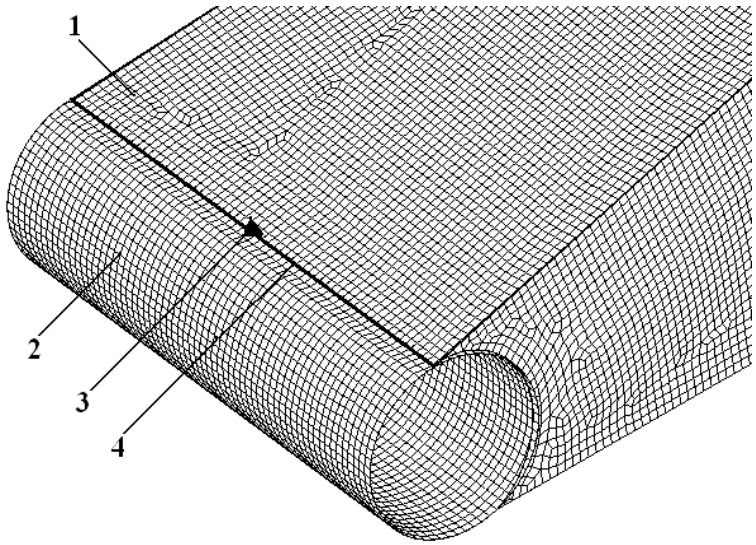
Для упрощения стыковки следует выполнять следующее правило. При стыковке нескольких геометрических элементов необходимо, чтобы к каждой точке, образующей грани элемента, подходили линии, разделяющие каждый из стыкуемых элементов [53; 55; 160].



а – внешний вид; б – сетка с конечными элементами

Рисунок А.9 – Стыковка трех плоскостей [53; 55; 160]

При стыковании конечноэлементной сетки на сопрягаемых поверхностях более сложной конфигурации полезен следующий алгоритм (рисунок А.10).



1, 2 – сопрягаемые поверхности; 3 – маркер ассоциации элементов;
4 – дополнительная кривая

Рисунок А.10 – Стыковка сложных поверхностей [53; 55; 160]

Сначала создается дополнительная кривая, лежащая на пересечении сопрягаемых плоскостей. Вдоль нее с помощью встроенного инструмента программного комплекса задается густота конечноэлементной сетки (количество или размер конечных элементов). Потом эта кривая привязывается к одной из сопрягаемых поверхностей с помощью встроенного инструмента ассоциации геометрических элементов и выполняется разбиение сопрягаемой поверхности. Далее кривая отвязывается от первой поверхности и привязывается ко второй сопрягаемой поверхности, после чего выполняется ее разбиение на конечные элементы [53; 55; 160].

Конечноэлементная модель – это совокупность конечных элементов и граничных условий, используемая для анализа поведения объекта исследования. С точки зрения математики, конечноэлементная модель предназначена для решения системы дифференциальных уравнений сплошной деформируемой среды численным методом конечных элементов [53; 55; 160].

При исследовании грузоподъемных машин возможны несколько стратегий построения конечноэлементной модели (рисунок А.11).

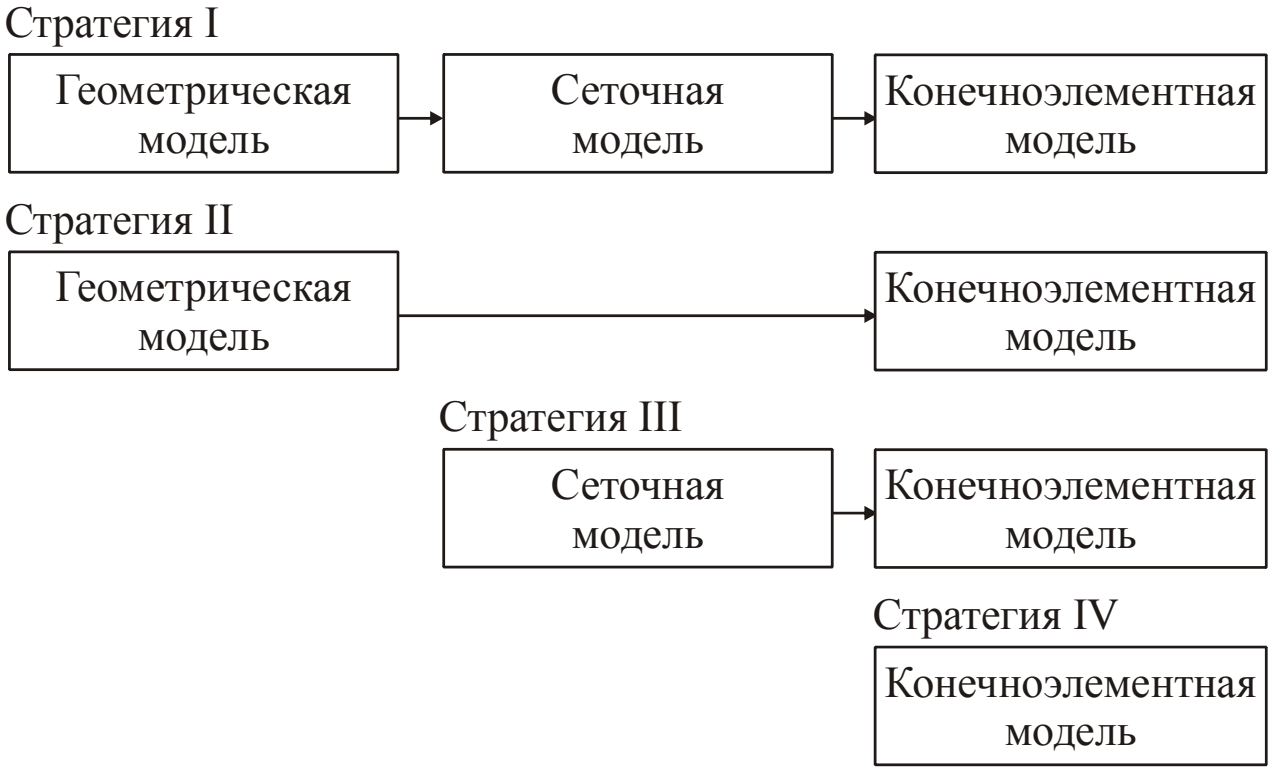


Рисунок А.11 – Стратегии построения конечноэлементной модели [53; 55]

Выбор стратегии построения проводится с использованием рекомендаций таблицы А.1. Однако это общие рекомендации и выбор стратегии в каждом конкретном случае диктуется видом расчета и требованиями к точности его результатов.

Таблица А.1 – Выбор стратегии построения конечноэлементной модели [53; 55]

Особенности конструкции	**Стратегия**
Существует ранее созданная в CAD-системе геометрическая модель объекта с простой структурой	I
Существует ранее созданная в CAD-системе геометрическая модель объекта, в модели много разнотолщинных элементов или разнотипных объектов (стержни, пластины, объемные части)	II
Объект имеет простую структуру, исключающую большое количество ручных правок после автоматической разбивки (автоматического создания сетки конечных элементов)	I
Объект имеет простую структуру, исключающую большое количество ручных правок после автоматической разбивки (автоматического создания сетки конечных элементов), в модели много разнотолщинных элементов или разнотипных объектов (стержни, пластины, объемные части)	II
Объект имеет сложную структуру, состоит из множества мелких объектов с большим количеством точек и линий пересечения	III, IV
Ручная правка ранее созданных по другим стратегиям моделей не позволяет создать точную модель	III
Ручная правка ранее созданных по другим стратегиям моделей не позволяет создать точную модель, в модели много разнотолщинных элементов или разнотипных объектов (стержни, пластины, объемные части)	IV

Возможно комбинирование различных стратегий построения модели. Например, геометрическая модель может не совпадать по форме с сеточной моделью (комбинация стратегий I и IV). В этом случае часть сетки достраивается напрямую, без использования геометрической модели. Этот прием часто используется, когда объект исследования образован повторением одного конструктивного элемента или имеет симметричную форму [53; 55].

Из рисунка А.1 видно, что построение геометрических и сеточных моделей обязательно заканчивается созданием конечноэлементной модели. Поэтому далее по тексту под моделью понимается созданный в МКЭ-пакете файл, в котором содержится информация обо всех создаваемых объектах, описывающих геометрическую, сеточную и конечноэлементную модели [53; 55].

А.1.1 Модели и методики конечноэлементного расчета манипуляционных систем методом конечных элементов

Разработана методика анализа напряженно-деформированного состояния и нагруженности металлоконструкции манипуляционной системы, базирующаяся на методе конечных элементов. Предложен ряд новых конечноэлементных моделей, позволяющих учесть особенности конструкции исследуемого объекта (модели гидроцилиндров, модели шарниров стрелы). Для расчета конструкции в целом разработаны два принципиально различных алгоритма конечноэлементного расчета (на основе раздельной и на основе полной конечноэлементных моделей) [53; 55; 146; 160].

Раздельная конечноэлементная модель (см. раздел А.2). Суть раздельной модели заключается в том, что создаются отдельные модели каждого звена стрелы манипуляционной системы. Влияние остальных частей стрелы на исследуемое звено учитывается с помощью дополнительных реактивных силовых факторов (сил и моментов). Такой подход позволяет сократить машинное время расчета, но требует дополнительных аналитических вычислений реактивных силовых факторов [53; 55; 146; 160].

Данная модель не подходит для исследования динамической нагруженности конструкции в целом. Во-первых, ансамбль частот и форм колебаний всей конструкции отличается от ансамбля частот и форм отдельных ее элементов. Во-вторых, раздельная модель не учитывает влияние гидроцилиндров на динамику конструкции. Однако гидроцилиндры выполняют роль демпфирующих устройств, поэтому значительно влияют на динамический процесс в конструкции. В-третьих,

требуется большой объем аналитических вычислений динамически изменяющихся силовых факторов, который невозможно совместить с динамическим конечно-элементный расчетом без создания дополнительных модулей. В свою очередь, интеграция таких модулей в промышленные программные пакеты сопряжена с дополнительными трудностями [53; 55; 146; 160].

Полная конечноэлементная модель включает в себя все элементы несущей металлоконструкции манипуляционной системы: звенья, гидроцилиндры, шарниры (см. раздел А.1.2). Вычисление реактивных силовых факторов не требуется, а для расчета напряженно-деформированного состояния достаточно приложить внешние нагрузки. Эта модель подходит для решения как статических, так и динамических задач [53; 55; 146; 160].

А.1.2 Моделирование гидроцилиндров манипуляционных систем методом конечных элементов

При построении полной модели необходимо учитывать влияние гидроцилиндров на напряженно-деформированное состояние несущей металлоконструкции крана-манипулятора. В ходе исследования разработаны две модели.

Объемная модель. Состоит из объемных конечных элементов (четырехузловых тетраэдров). Модель точно воспроизводит условия работы гидроцилиндра. Шток опирается на рабочую жидкость, которая в свою очередь взаимодействует с корпусом. Корпус состоит из двух частей: основной части с проушиной и втулкой, и головной части с крышкой. Граница между частями совпадает с крайним положением поршня. Таким образом обеспечивается надежная сшивка конечных элементов, моделирующих рабочую жидкость и корпус гидроцилиндра. Объемная конечноэлементная модель показана на рисунке А.12 [53; 55; 146; 160].

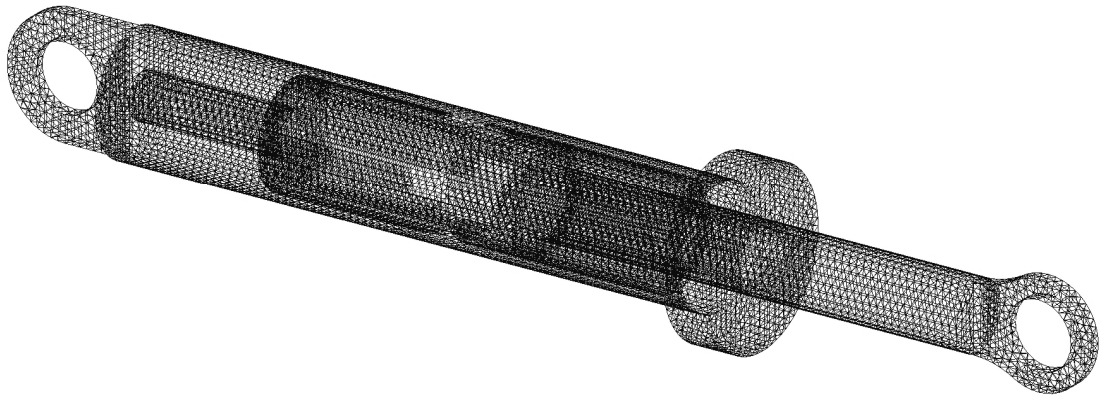


Рисунок А.12 – Объемная конечноэлементная модель гидроцилиндра [53; 55; 146; 160]

Объемные конечные элементы имеют 3 линейных степени свободы в каждом узле. В свою очередь, тонкостенная конструкция стрелы крана-манипулятора моделируется плоскими конечными элементами, имеющими 6 степеней свободы (3 линейных и 3 угловых). Поэтому для включения данной модели гидроцилиндра в полную модель крана-манипулятора необходимо выполнить преобразование степеней свободы. Для этого используются специальные конечные элементы, применение которых повышает вероятность ошибки [53; 55; 146; 160].

Плоская модель (упрощенная). Состоит из плоских четырехузловых конечных элементов, моделирующих поведение оболочек. Рабочая жидкость моделируется тонким кольцом, соединяющим поршень и корпус. Кольцо имеет ширину, равную половине толщины стенки гидроцилиндра в районе рабочей камеры. Толщина конечных элементов принимается равной расстоянию от штока до нижней плоскости рабочей камеры гидроцилиндра. Жесткостные и диссипативные свойства кольца эквивалентны свойствам объема рабочей жидкости. Плоская конечноэлементная модель показана на рисунке А.13 [53; 55; 146; 160].

Модели не учитывают статические напряжения в элементах гидроцилиндра, вызванные воздействием внутреннего давления рабочей жидкости. Однако учитывается его влияние на модуль объемной упругости рабочей среды. Таким образом, оценивается динамическая составляющая нагруженности гидроцилиндра [53; 55; 146; 160].

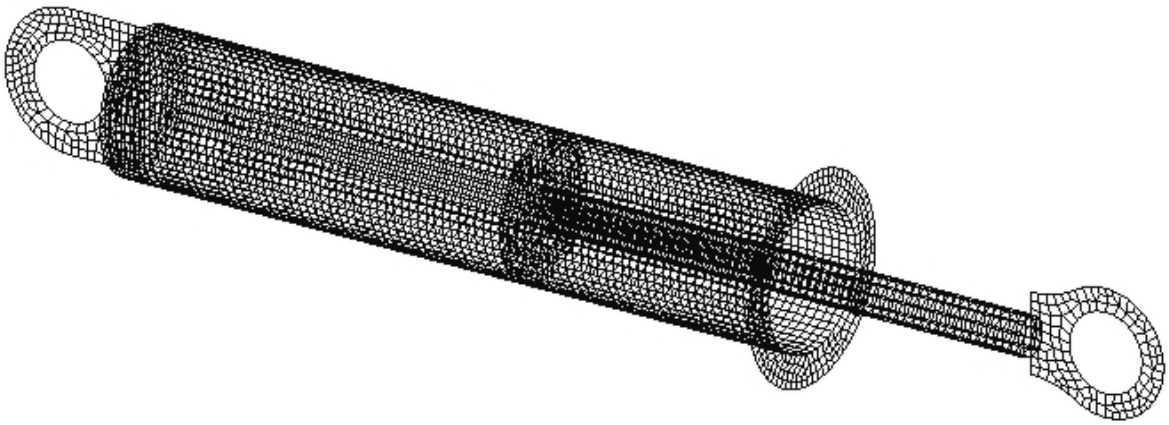


Рисунок А.13 – Плоская конечноэлементная модель гидроцилиндра [53; 55; 146; 160]

Проведен сравнительный анализ с целью выбора наиболее эффективной модели, позволяющей снизить вычислительные затраты при сохранении требуемой точности расчета. С использованием каждой модели выполнены следующие тестовые расчеты: линейный статический расчет, определение собственных частот и форм колебаний, анализ динамического отклика системы на внешнее воздействие. Гидроцилиндр закреплен по внутренней поверхности проушины корпуса. К проушине штока приложено тестовое сжимающее усилие величиной 1 Н. Результаты расчета сведены в таблицу А.2.

Таблица А.2 – Сравнение результатов расчета по различным моделям [53; 55; 146; 160]

Модель	Эквивалентные напряжения в характерных зонах, Па			Собственные частоты	Время расчета (процессорное), с		
	Корпус	Поршень	Шток		Статика	Частоты	Динамика
Объемная	190…210	160…200	140…160	16, 56, 170, 184, 309	123,7	89,6	319,5
Плоская	200…220	140…160	140…160	14, 54, 150, 164, 298	14,7	13,6	57,1
Аналитика [127]	212	157	155	15,8; 55,6	–	–	–

Распределения эквивалентных напряжений в гидроцилиндре показаны на рисунке А.14 и рисунке А.15 [53; 55; 146; 160]. Результаты подтверждаются аналитическими расчетами [127].

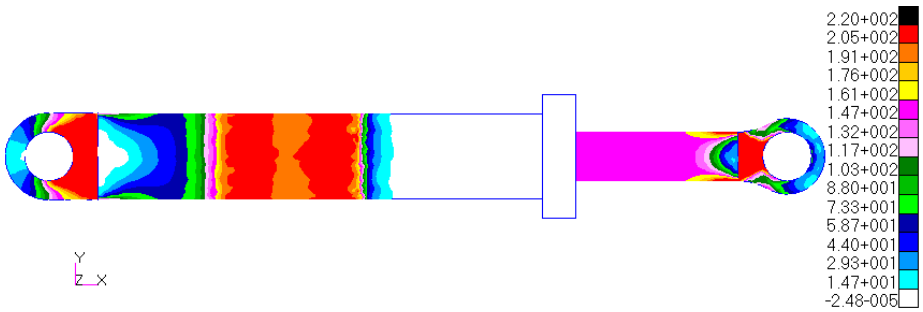


Рисунок А.14 – Эквивалентные напряжения по объемной модели, Па

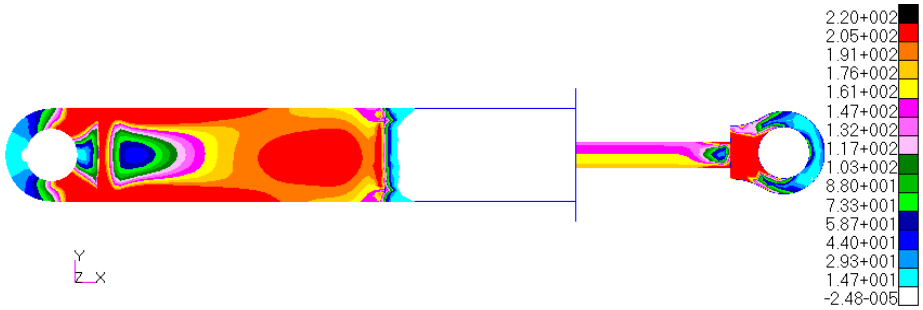


Рисунок А.15 – Эквивалентные напряжения по плоской модели, Па

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы. Применение плоской модели позволяет сократить время расчета в 7…8 раз. При этом результаты расчета напряженно-деформированного состояния гидроцилиндра существенно не изменяются (погрешность не превышает 5%). Погрешность в определении собственных частот составляет 10…15% [53; 55; 146; 160].

А.1.3 Моделирование шарнирных соединений манипуляционных систем методом конечных элементов

В ходе исследования разработана модель шарнирного соединения элементов конструкции. Суть модели заключается в следующем. На каждом соединяемом звене в центре образующей окружности шарнира (рисунок А.16), добавляется дополнительный узел 1, не связанный с другими конечными элементами. Центральный узел связывается с узлами конечноэлементной сетки, лежащей на окружности, с помощью элементов 2, преобразующих степени свободы. Лежащим на окружности узлам разрешено свободно поворачиваться относительно оси шарнира, а другие перемещения зависят от перемещений центрального узла. Центральные узлы 1 и 2 (рисунок А.16, б) соединяются с помощью еще одного дополнительного элемента 3 [53; 55; 146; 160].

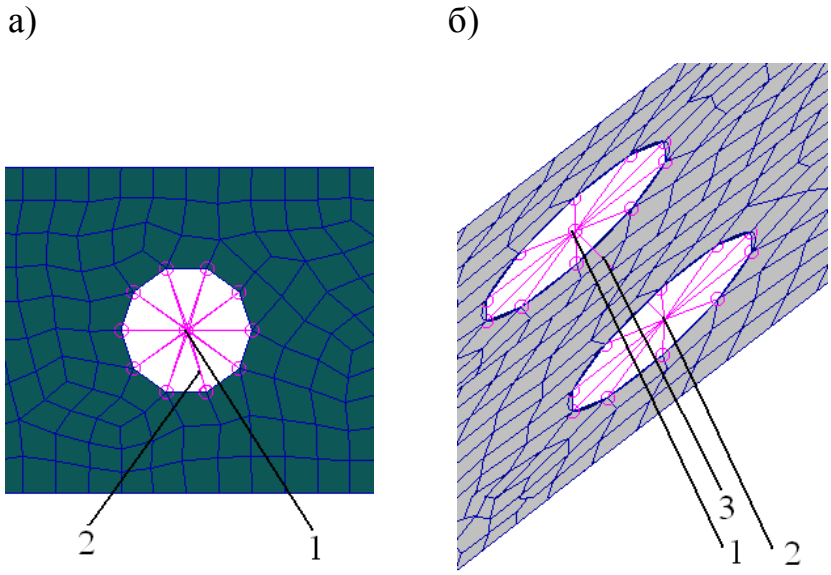


Рисунок А.16 – Конечноэлементная модель шарнира [53; 55; 146; 160]

Разработанная модель прошла тестирование. Расчетная схема тестовой задачи показана на рисунке А.17. Усилие $P=1$ Н, длина элемента конструкции $l=1$ м. Сечение стержней прямоугольное шириной b=0,01 м и высотой h=0,05 м.

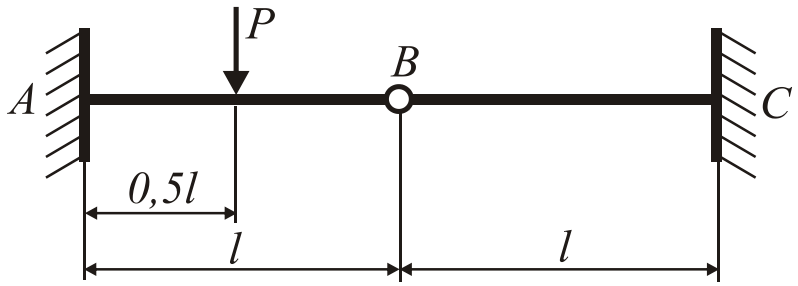


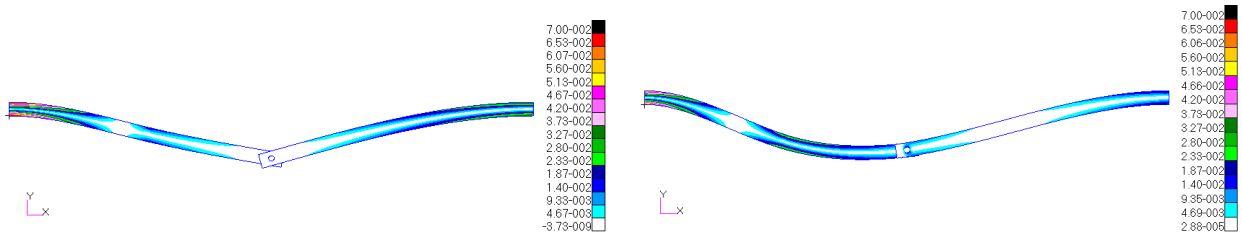
Рисунок А.17 – Расчетная схема тестовой задачи [53; 55; 146; 160]

В качестве альтернативы рассматривалось жесткое соединение звеньев (без наличия шарнира). Для этого на узлах, лежащих на образующих окружностях шарниров, построены дополнительные прямоугольные конечные элементы с толщиной равной толщине соединяемых элементов. С использованием каждой модели выполнены следующие тестовые расчеты: линейный статический расчет, определение собственных частот и форм колебаний, анализ динамического отклика системы на внешнее воздействие. Результаты расчета сведены в таблицу А.3. Результаты статического расчета показаны на рисунке А.18 и А.19 [53; 55; 146; 160].

Таблица А.3 – Сравнение результатов расчета по различным моделям [53; 55; 146; 160]

Модель	Эквивалентные напряжения в характерных зонах, МПа			Прогиб точки В, мм	Частоты $x10^{-5}$
	Точка А	Точка В	Точка С		
Предложенная модель шарнира	0,08	0,0005	0,028	0,002	1,3; 4,02; 4,35; 7,3; 12,9; 18,1
Жесткое соединение	0,07	0,014	0,023	0,0012	1,3; 4,3; 6,3; 7,2; 12,9; 17,8
Аналитическое решение	0,09	0	0,03	0,0019	1,3; 4,08

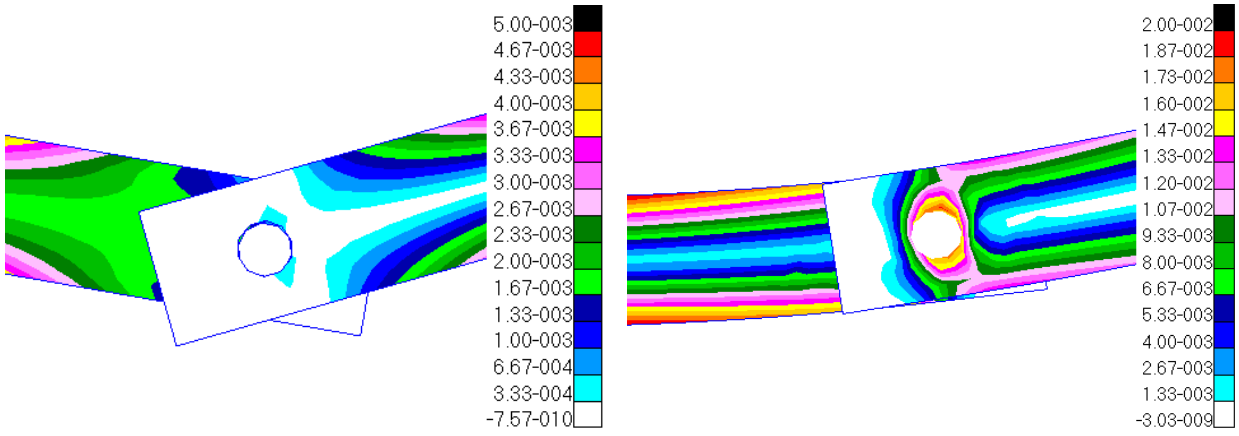
а) б)



а – модель шарнира; б – жесткое соединение звеньев [53; 55; 146; 160]

Рисунок А.18 – Результаты расчета эквивалентных напряжений, МПа

а) б)



а – модель шарнира; б – жесткое соединение звеньев [53; 55; 146; 160]

Рисунок А.19 – Эквивалентные напряжения в области шарнира, МПа

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы. Из рисунков А.18 и А.19 видно, что шарнирное соединение позволяет соединяемым звеньям свободно поворачиваться друг относительно друга. Это соответствует реальным условиям работы шарнира. Использование жесткого соединения

вместо предлагаемой модели практически не оказывает влияния на точность расчета большей части собственных частот и форм колебаний (разница составляет не более 3 %). Однако для некоторых частот (например, для третьей) погрешность достигает 30…50 %. Существенная разница результатов отмечается при анализе напряженно-деформированного состояния. При использовании жесткого соединения погрешность в определении напряжений составляет 15…30 %, а в определении прогибов достигает 70…90 %. В то же время погрешность расчета с применением предлагаемой модели напряжений лежит в пределах 7…12 %, прогибов – 3…5 %. При использовании в полной модели шарнирных соединений в обязательном порядке должны использоваться модели гидроцилиндров. Если действие гидроцилиндров как в раздельной модели заменить силами, то исследуемая система превратится в механизм. Это связано с тем, что в модели будут отсутствовать кинематические граничные условия, предотвращающие вращение. Из-за наличия в матрицах жесткости конечных элементов составляющих, отвечающих за перемещения конструкции как жестокого тела, бесконечно малые усилия, приложенные к грузозахватному органу, вызовут бесконечно большие перемещения. Это не допустимо, поэтому встроенный в промышленный пакет алгоритм проверки исходных данных прервет процесс расчета [53; 55; 146; 160].

А.1.3 Пример расчета манипуляционной системы методом конечных элементов

Рассмотрим особенности предлагаемых конечноэлементных моделей на примере манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины АСТ-4-А, состоящей из рукояти, стрелы и поворотной колонны.

Несущая металлоконструкция крана-манипулятора является тонкостенной. Это означает, что изменениями напряжений по толщине стенки можно пренебречь и считать их постоянными. Поэтому для исследования ее напряженно-деформированного состояния использованы плоские трех- и четырехузловые конечные элементы (Tria3-Shell и Quad4-Shell), моделирующие поведение трехмер-

ных пластин и оболочек. Для всех элементов крана-манипулятора характерный размер конечного элемента принят равным 5 мм [53; 55; 146; 160].

При разбиении отношение линейных размеров конечных элементов поддерживалось близким к 1. Так как в этом случае конечноэлементная модель дает наиболее точные результаты. Созданные конечноэлементные модели проверены на правильность построения с помощью встроенных в МКЭ-пакет средств. В результате были исключены разрывы сетки и нарушения геометрии конечных элементов [53; 55; 146; 160].

Материал несущей металлоконструкции моделировался изотропной средой. Были заданы следующие характеристики материала: модуль упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}3$; плотность 7850 кг/м^3. Свойства заданы для отдельных групп конечных элементов. При этом указывалась толщина конструкции в области расположения конечного элемента [53; 55; 146; 160].

На рисунке А.20 показана конечноэлементная модель рукояти с заданными граничными условиями.

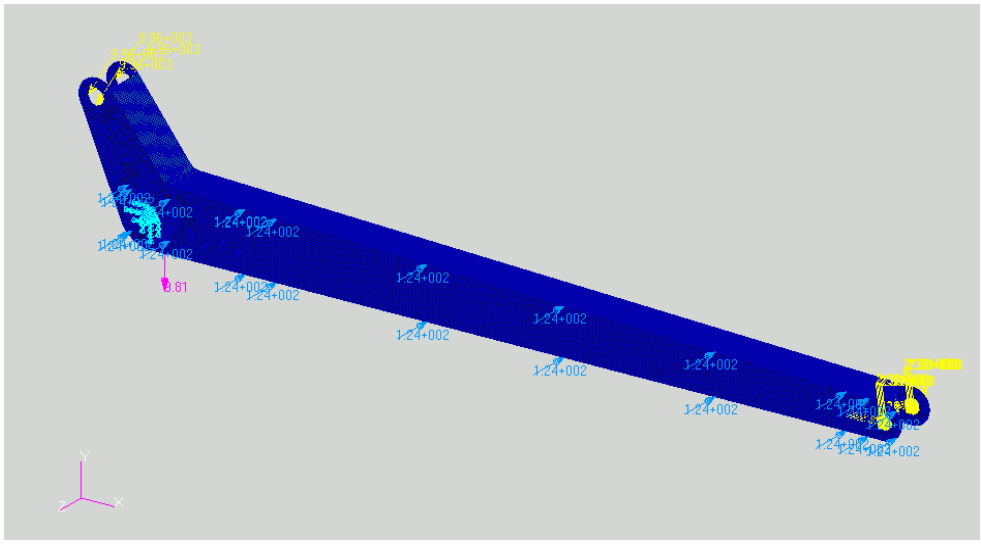


Рисунок А.20 – Конечноэлементная модель рукояти [53; 55; 146; 160]

На рисунке А.21 показана конечноэлементная модель стрелы манипулятора [53; 55; 146; 160].

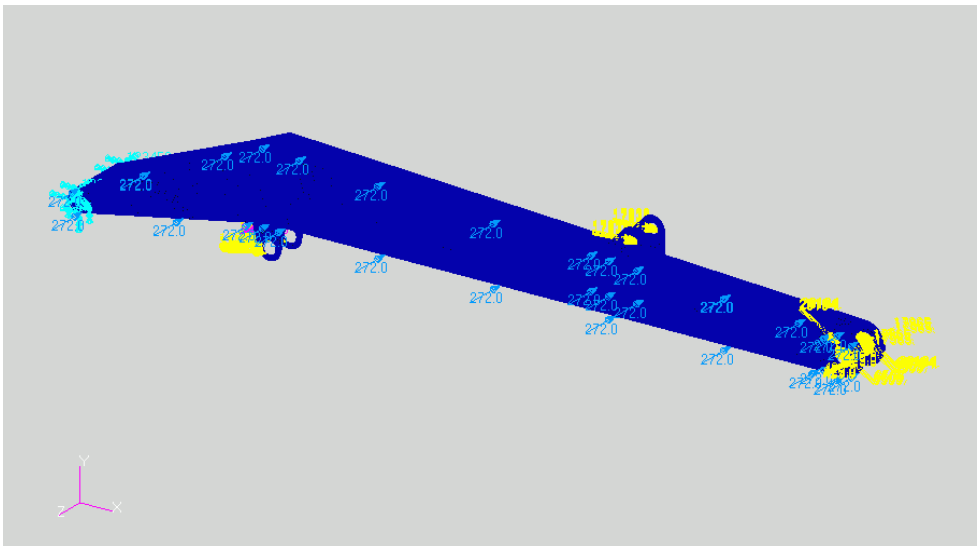


Рисунок А.21 – Конечноэлементная модель стрелы [53; 55; 146; 160]

На рисунке А.22 показана конечноэлементная модель поворотной колонны с заданными граничными условиями.

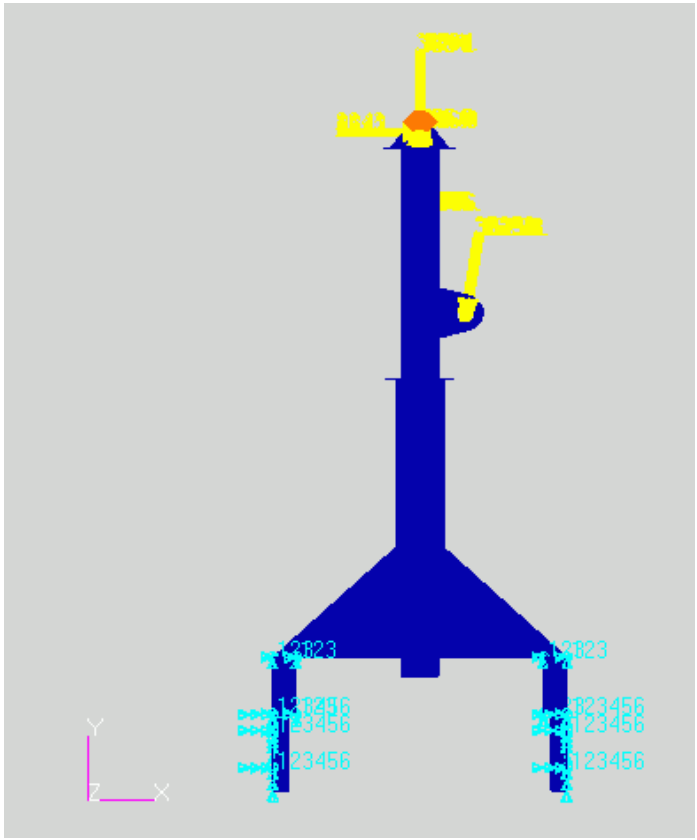


Рисунок А.22 – Конечноэлементная модель поворотной колонны [53; 55; 146; 160]

На рисунке А.23 показана полная модель крана-манипулятора.

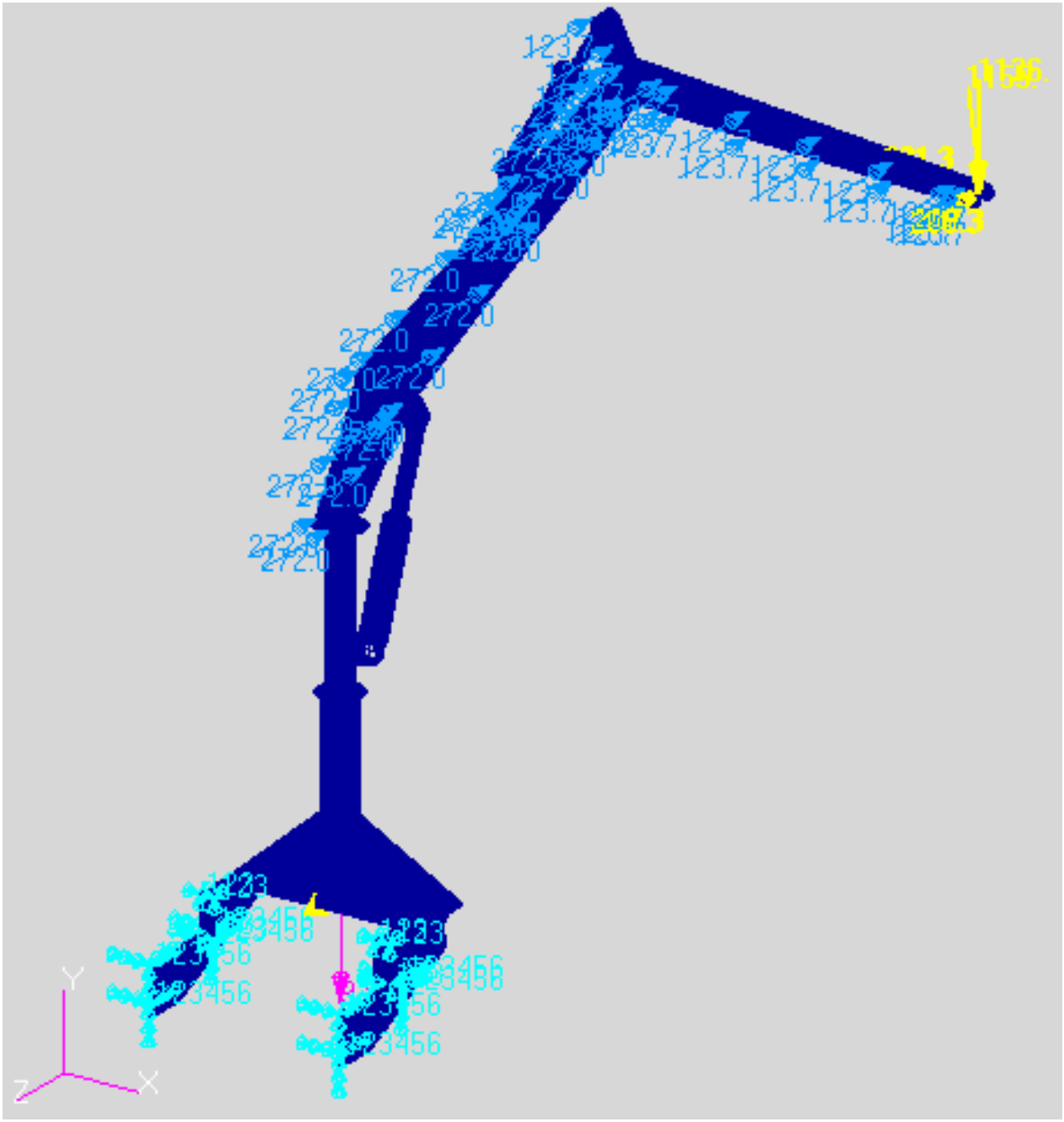


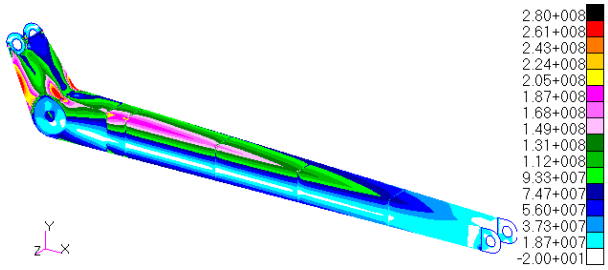
Рисунок А.23 – Полная конечноэлементная модель [53; 55; 146; 160]

Выполнен статический расчет напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора с использованием разработанной методики и конечноэлементных моделей (полной с моделями шарниров, полной с жестким соединением звеньев, раздельной). Сравним результаты, полученные с использованием различных моделей, на примере первого варианта конфигурации стрелы и грузоподъемности 750 кг [53; 55; 146; 160].

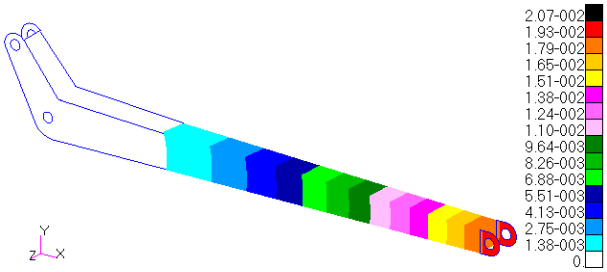
На рисунке А.24 показаны эквивалентные напряжения (Па) и суммарные перемещения (м) в элементах раздельной модели (рукояти, стреле, поворотной колонне) [53; 55; 146; 160].

а)

Напряжения, МПа

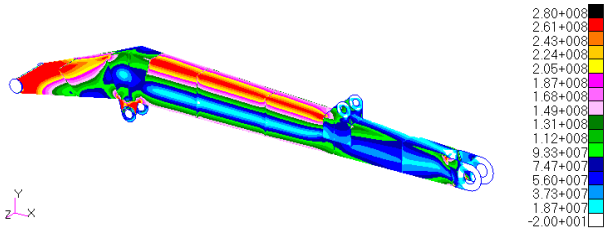


Перемещения, м

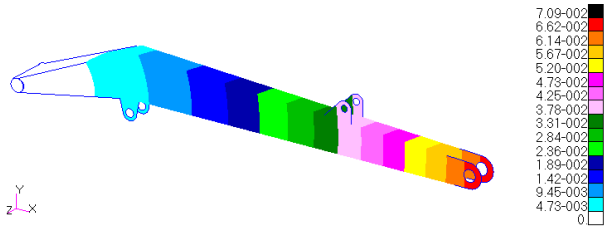


б)

Напряжения, МПа

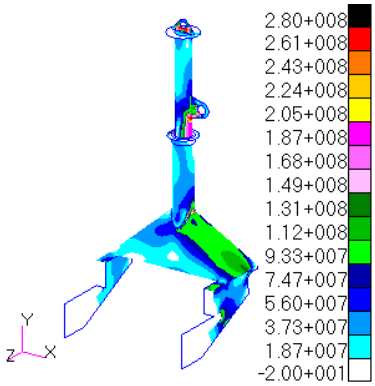


Перемещения, м

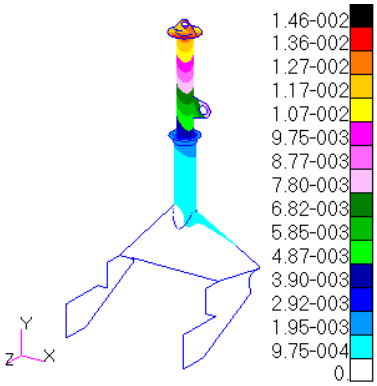


в)

Напряжения, МПа



Перемещения, м



а – рукоять; б – стрела; в – поворотная колонна

Рисунок А.24 – Результаты расчета с использованием раздельной модели [53; 55; 146; 160]

На рисунке А.25 показаны эквивалентные напряжения, а на рисунке А.26 – суммарные перемещения в полной модели крана-манипулятора с моделями шарниров [53; 55; 146; 160].

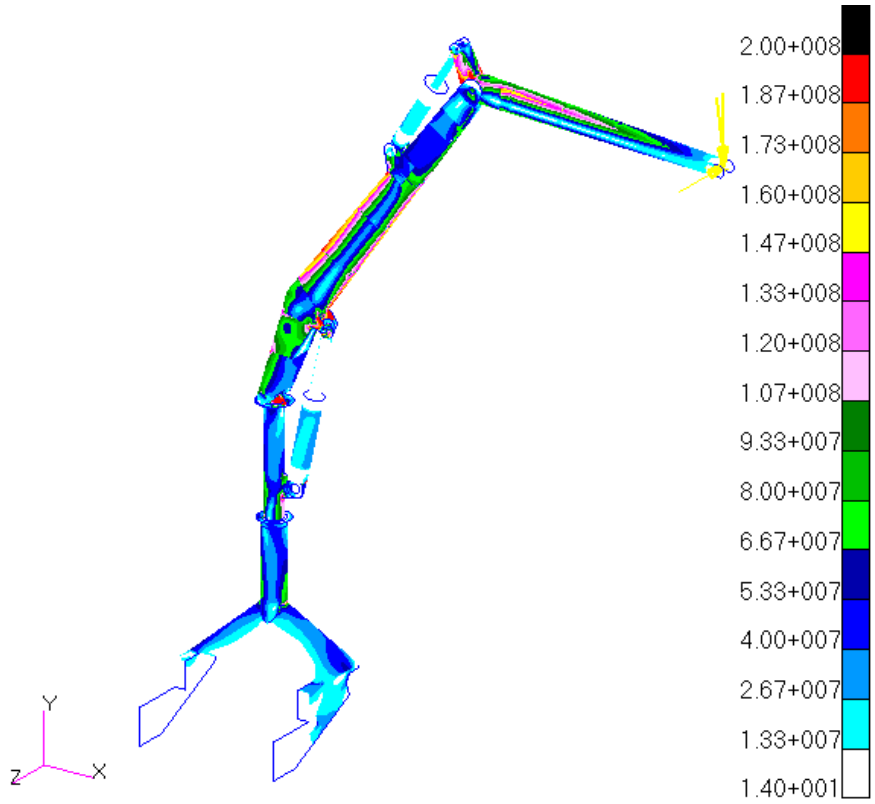


Рисунок А.25 – Эквивалентные напряжения в металлоконструкции, Па

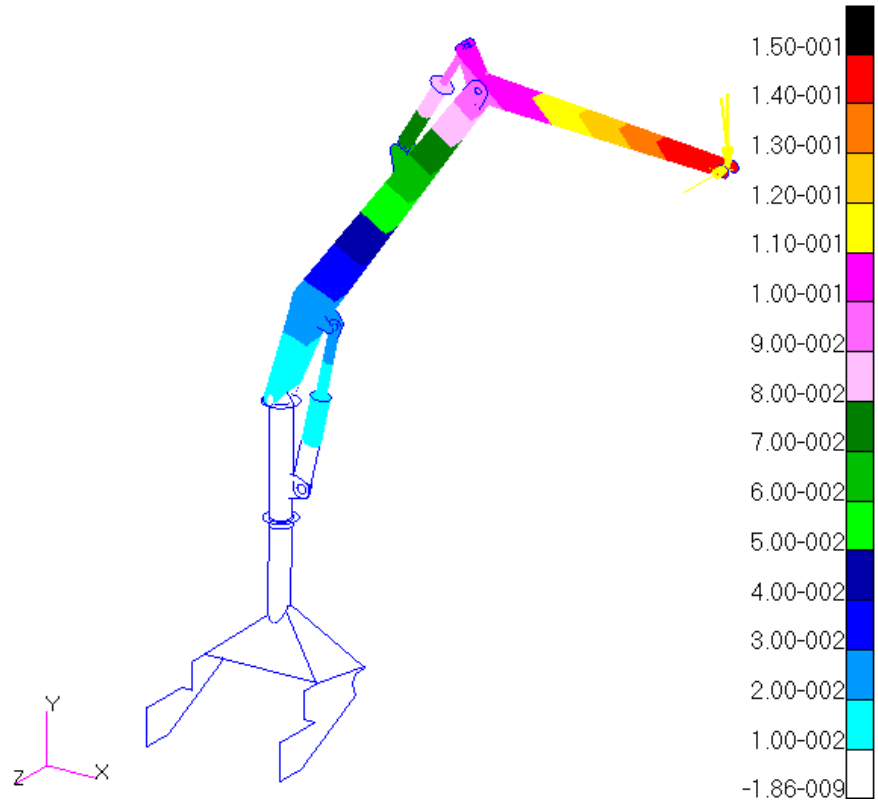


Рисунок А.26 – Суммарные перемещения металлоконструкции, м

В таблице А.4 приведены результаты расчета напряжений, действующих в характерных точках несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей. Величины напряжений в отдельных элементах не могут быть использованы для достоверной оценки прочности. Поэтому результаты расчета напряжений даны в виде диапазонов значений напряжений в окрестностях опасных зон конструкции. Следует отметить, что в пределах этих зон встречаются отдельные конечные элементы, напряжения в которых на 10…20% отличаются от указанных значений [53; 55; 146; 160].

Таблица А.4 – Эквивалентные напряжения по Мизесу [53; 55; 146; 160]

Элемент конструкции	Тип МКЭ-модели	Напряжения, МПа
Пояса рукояти	Полная с моделями шарниров	140…160
	Полная с жестким соединением звеньев	140…160
	Раздельная	180…200
Обечайка и накладка рукояти	Полная с моделями шарниров	250…270
	Полная с жестким соединением звеньев	240…260
	Раздельная	250…270
Пояса головной части стрелы	Полная с моделями шарниров	180…200
	Полная с жестким соединением звеньев	180…200
	Раздельная	240…260
Пояса хвостовой части стрелы	Полная с моделями шарниров	120…140
	Полная с жестким соединением звеньев	120…140
	Раздельная	260…280
Внутренняя труба поворотной колонны	Полная с моделями шарниров	180…200
	Полная с жестким соединением звеньев	180…200
	Раздельная	200…220
Наружная труба поворотной колонны	Полная с моделями шарниров	80…100
	Полная с жестким соединением звеньев	80…100
	Раздельная	100…120

В таблице А.5 приведены результаты вычисления перемещений характерных точек несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей [53; 55; 146; 160].

Таблица А.5 – Перемещения конструкции крана-манипулятора [53; 55; 146; 160]

Элемент конструкции	Тип МКЭ-модели	Перемещения, м		
		По оси *x*	По оси *y*	По оси *z*
Рукоять	Раздельная	0,0009	0,0190	0,0070
Стрела	Раздельная	0,0030	0,0646	0,0290
Поворотная колонна	Раздельная	0,0130	0,0018	0,0080
Перемещение точки подвеса крюка	Полная с моделями шарниров	0,0460	0,0904	0,1855
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0430	0,0855	0,1280
	Раздельная	0,0170	0,0854	0,0444
	Эксперимент (при нагрузке 950 кг)	–	0,0120	–
Перемещение шарнира, соединяющего рукоять и стрелу (точка Е, рисунок А.9)	Полная с моделями шарниров	0,0480	0,0253	0,1100
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0470	0,0235	0,0820
	Раздельная	0,0160	0,0664	0,0364
Перемещение шарнира, соединяющего стрелу и поворотную колонну (точка С, рисунок А.9)	Полная с моделями шарниров	0,0080	0,0037	0,0043
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0079	0,0032	0,0046
	Раздельная	0,0132	0,0018	0,0080

Проанализировав результаты (таблицы А.4. и таблицы А.5) можно сделать следующие выводы [53; 55; 146; 160].

1 Результаты расчета подтверждаются известными результатами статических испытаний с грузом в 930 кг (125 % от номинальной грузоподъемности). Величина упругого прогиба составила 0,12 м, что при переводе на номинальную грузоподъемность дает прогиб 0,096 м. Таким образом, погрешность в определении вертикального прогиба с использованием полной модели составляет 6 %, раздельной – 12 %. Несколько больший экспериментальный прогиб объясняется несовершенством реальной конструкции по отношению к модели и погрешностями натурных измерений [53; 55; 146; 160].

2 Косвенным подтверждением результатов расчета является соответствие напряжений, действующих в наиболее опасных зонах конструкции, допускаемым напряжениям (240..250 МПа в раскосе рукояти при величине допускаемых 268 МПа) [53; 55; 146; 160].

3 Раздельная модель дает завышенные значения напряжений и заниженные значения перемещений. Это вызвано искажением реальных условий закрепления элементов стрелы, что приводит к увеличению жесткости конструкции. Напряжения, вычисленные с применением раздельной модели, в целом на 20…30 % выше по сравнению с напряжениями, вычисленными с применением полной модели. Наибольшая разница (40..50 %) отмечена для хвостовой части стрелы. В то же время, напряжения в элементах поворотной колонны отличаются незначительно (10..15 %). Напряжения в обечайке и накладке рукояти практически совпадают (разница не превышает 5 %). Причина этого – наличие областей сильной концентрации напряжений в этих зонах конструкции [53; 55; 146; 160].

4 Напряжения, вычисленные с применением полной модели с жестким соединением звеньев, с разницей в 2…5 % совпадают с напряжениями, вычисленными с применением полной модели с моделями шарниров [53; 55; 146; 160].

5 Перемещения конструкции, вычисленные с применением полной модели с жестким соединением звеньев, отличаются от перемещений, вычисленных с применением полной модели с моделями шарниров. Жесткие соединения препятствуют свободному перемещению звеньев в шарнирах, поэтому деформации конструкции ниже (вдоль осей $\boldsymbol{x}$ и $\boldsymbol{y}$ на 5…10 %; вдоль оси z на 30…50 %). Большая разница в результатах деформации вдоль оси z вызвана высокой податливостью шарнира соединения поворотной колонны и стрелы крана-манипулятора, которая не учитывается в модели с жестким соединением звеньев [53; 55; 146; 160].

6 С учетом вышеизложенного, при проектировании металлоконструкции крана-манипулятора рекомендуется использовать полную модель, содержащую модели шарниров [53; 55; 146; 160].

7 Раздельная конечноэлементная модель может использоваться для статических расчетов в том случае, когда не требуется точного вычисления значений напряжений и деформаций. Например, при повышении грузоподъемности, когда достаточно показать, что напряжения и деформации усиленной конструкции не превышают напряжения и деформации базовой конструкции [53; 55; 146; 160].

А.1.5 Влияние характерного размера конечного элемента на точность результатов и время расчета

Время конечноэлементного расчета в большой степени зависит от количества содержащихся в модели степеней свободы. Оно зависит от количества конечных элементов, зависящего от характерного размера конечного элемента. Модель, состоящая из конечных элементов с характерным размером 5 мм, позволяет точно исследовать напряженно-деформированное состояние крана-манипулятора. Для оценки возможности применения более крупных конечных элементов с целью сокращения времени расчета при сохранении точности проведены дополнительные статические расчеты для моделей с характерным размером элемента 10 и 20 мм. В таблице А.6 приведены результаты расчета напряжений, действующих в характерных точках несущей металлоконструкции крана-манипулятора для различных размеров конечных элементов [53; 55; 146; 160].

Таблица А.6 – Эквивалентные напряжения по Мизесу [53; 55; 146; 160]

Элемент конструкции	Размер конечного элемента, мм	Напряжения (максимальные), МПа
Пояса рукояти	5	182
	10	174
	20	170
Обечайка и накладка рукояти	5	285
	10	276
	20	272
Пояса головной части стрелы	5	201
	10	200
	20	199
Пояса хвостовой части стрелы	5	138
	10	136
	20	135
Внутренняя труба поворотной колонны	5	203
	10	200
	20	200
Наружная труба поворотной колонны	5	105
	10	103
	20	102

В таблице А.7 приведены результаты вычисления перемещений характерных точек несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей [53; 55; 146; 160].

Таблица А.7 – Перемещения конструкции крана-манипулятора [53; 55; 146; 160]

Элемент конструкции	Размер конечного элемента, мм	Перемещения, м		
		по оси x	по оси y	по оси z
Перемещение точки подвеса крюка	5	0,0460	0,0904	0,1855
	10	0,0455	0,0889	0,1847
	20	0,0442	0,0871	0,1839
Перемещение шарнира, соединяющего рукоять и стрелу	5	0,0480	0,0253	0,1100
	10	0,0465	0,0241	0,1083
	20	0,0456	0,0233	0,1065
Перемещение шарнира, соединяющего стрелу и поворотную колонну	5	0,0080	0,0037	0,0043
	10	0,0079	0,0037	0,0041
	20	0,0078	0,0036	0,0041

В таблице А.8 приведены данные о продолжительности расчета с использованием различных по размеру конечных элементов. Следует понимать, что до 90% этого времени уходит на передачу и сохранение данных, и только 10…15% занимает непосредственный расчет.

Таблица А.8 – Время расчета для различных размеров конечных элементов [53; 55; 146; 160]

Тип расчёта	Время расчета, с, при размере конечного элемента, мм		
	5	10	20
Статический расчет	2443	1271	864
Расчет форм и частот колебаний	2258	1143	808
Динамический анализ	18534	7809	4992

Проанализировав результаты (таблицы А.6. – таблицы А.8), можно сделать следующие выводы [53; 55; 146; 160].

1 При увеличении характерного размера конечного элемента с 5 до 10 мм перемещения и напряжения в большей части конструкции снижаются на 1…3 %. Погрешность в определении максимального прогиба увеличивается на 2 % (с 6 до 8 %). Время расчета сокращается на 45…55 % [53; 55; 146; 160].

2 При увеличении характерного размера конечного элемента с 5 до 20 мм перемещения и напряжения в большей части конструкции снижаются на 2…5 %. Погрешность в определении максимального прогиба увеличивается на 4 % (с 6 до 10 %). Время расчета сокращается на 70…80 %. Следует отметить, что в данном случае требуется ручная доработка конечноэлементной сетки. С учетом этого, общие временные затраты сопоставимы с применением конечных элементов размером 10 мм. Поэтому использование характерного размера 20 мм нецелесообразно [53; 55; 146; 160].

3 При дальнейшем увеличении характерного размера конечного элемента невозможно обеспечить правильное соединение отдельных частей модели. Наибольшие проблемы возникают в районе опирания рукояти на стрелу и стрелы на поворотную колонну, в проушинах гидроцилиндров [53; 55; 146; 160].

4 В областях модели с большой кривизной (переходы, углы, отверстия) наблюдается сгущение сетки конченых элементов. Это связано с необходимостью точной передачи формы конструкции. Такие неравномерности сетки являются искусственными концентраторами напряжений. При использовании конечных элементов с характерным размером 10 и 20 мм в отдельных областях конструкции наблюдается уменьшение элементов до 5…7 мм. Поэтому конечноэлементная сетка с характерным размером 5 мм более равномерная. Однако проведенные исследования показали, что для данной конструкции неравномерность практически не влияет на результаты расчета. Несмотря на это, следует более внимательно относиться к оценке напряжений в наиболее нагруженных зонах (в раскосе стрелы) [53; 55; 146; 160].

5 Обобщая полученные результаты, можно сделать вывод, что характерный размер конечного элемента при расчете крана-манипулятора следуют принимать равным (1…2)δ (где δ – толщина поясов рукояти). Полученный результат отличается от существующих рекомендации [280] по расчету тонкостенных конструкций грузоподъемных машин, согласно которым размер элемента можно принимать равным (2…4)δ. В [295] показано, что для мостовых кранов это соотношение может достигать (5…6)δ без потери точности расчета. Однако рекомендуемая пол-

ная конечноэлементная модель содержит элементы, линейный размер которых не превышает 20…30 мм (например, проушины гидроцилиндров, ряд опорных поверхностей). Поэтому в данном случае общие рекомендации не подходят, так как более крупные конечные элементы не позволяют точно отразить особенности исследуемой конструкции [53; 55; 146; 160].

А.1.6 Определение параметров моделей с использованием метода конечных элементов

Метод конечных элементов может быть использован для вычисления жесткости в исследуемой системы, например параметра c_s при анализе динамики груза на гибком подвесе или жесткости рамы c_{kij} в модели МТТМ. Жесткость элемента конструкции в точке вычисляется как обратная величина к перемещению этой точки при приложении единичной силы в этой точке.

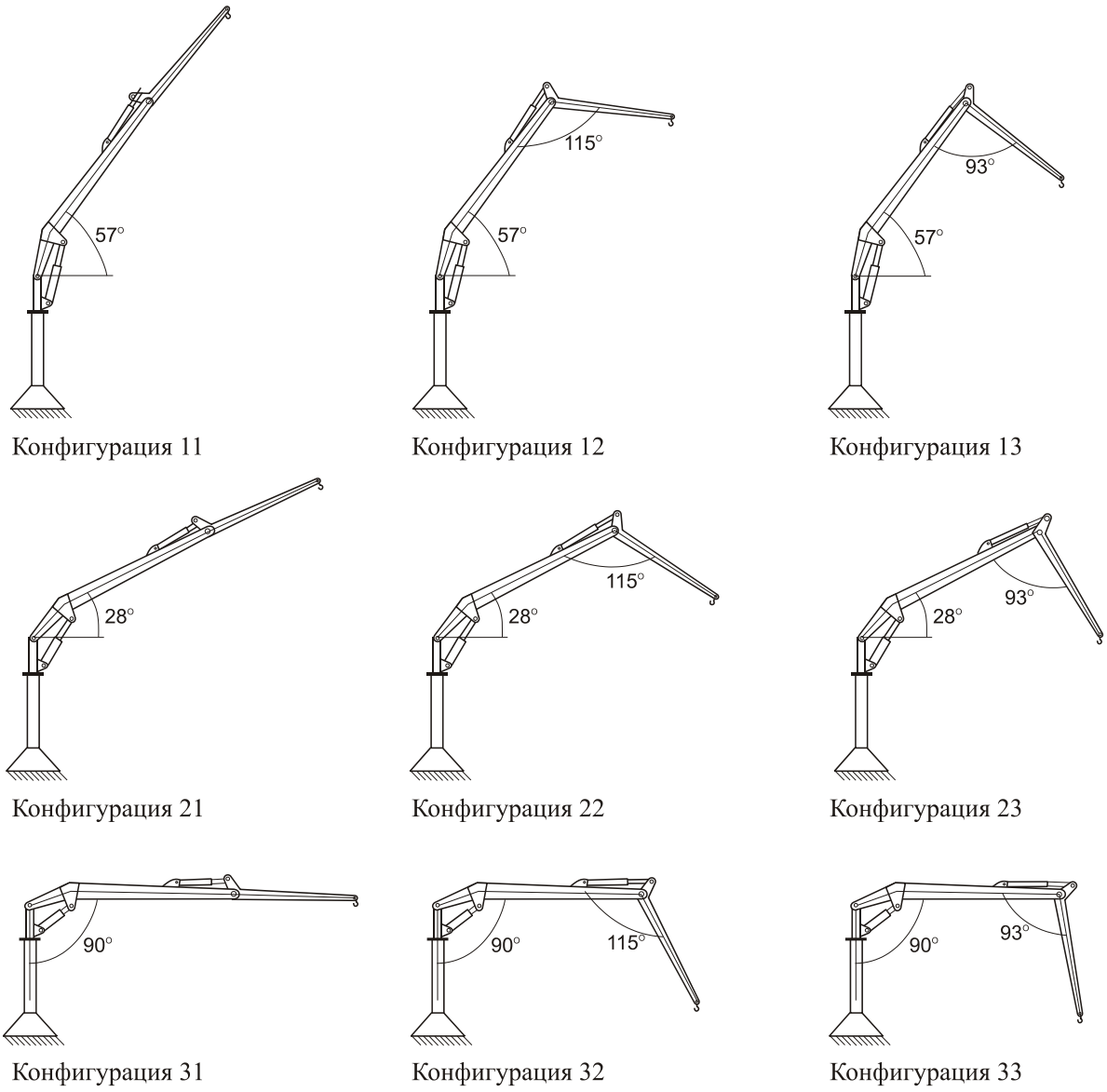
Так как МС изменяет конфигурацию, то и ее жесткость является переменной и может быть вычислена на основе анализа уравнений (раздел 2) или с использованием метода конечных элементов по следующему алгоритму. Перемещение интересующей точки вычисляется многократно для нескольких характерных комбинациях положений звеньев (конфигурациях) МС. Жесткость между этими точками аппроксимируется линейной зависимостью.

Расчетные конфигурации МС МТТМ АСТ-4-А приведены на рисунке А.27. Первое число в индексе конфигурации соответствует положению стрелы, второе – рукояти.

Жесткость МС для каждой конфигурации приведена в таблице А.9.

Таблица А.9 – Результаты расчета жесткости МС МТТМ АСТ-4-А, кН/м

Индекс положения стрелы МС	Индекс положения рукояти МС		
	1	2	3
1	89,5	81,4	85,5
2	61,9	65,1	71,6
3	55,7	67,1	76,6



Конфигурация 11 Конфигурация 12 Конфигурация 13

Конфигурация 21 Конфигурация 22 Конфигурация 23

Конфигурация 31 Конфигурация 32 Конфигурация 33

Рисунок А.27 – Расчетные конфигурации МС МТТМ АСТ-4-А

Примерная величина коэффициента демпфирования может быть вычислена с использованием выражений, аналогичных приведенным в разделе 2.4.2.

А.2 Моделирование факторов воздействия окружающей среды в среде имитационного моделирования

В разделе 2.8 представлены методики имитационного моделирования факторов воздействия окружающей среды на МС МТТМ. Если моделирование методом статистических испытаний может быть легко реализовано в условиях конструкторского подразделения машиностроительного предприятия, то использование

СИМ требует длительной разработки специализированных компьютерных программ. Во втором случае для исследования факторов внешней среды целесообразно использовать специализированные промышленные программные пакеты, позволяющие автоматизировать создание и анализ СИМ [327].

На рисунке А.27 показана СИМ производства железобетонных плит, построенная в пакете имитационного моделирования AnyLogic [327]. Данная модель соответствует авторской модели, рассмотренной в работе [150].

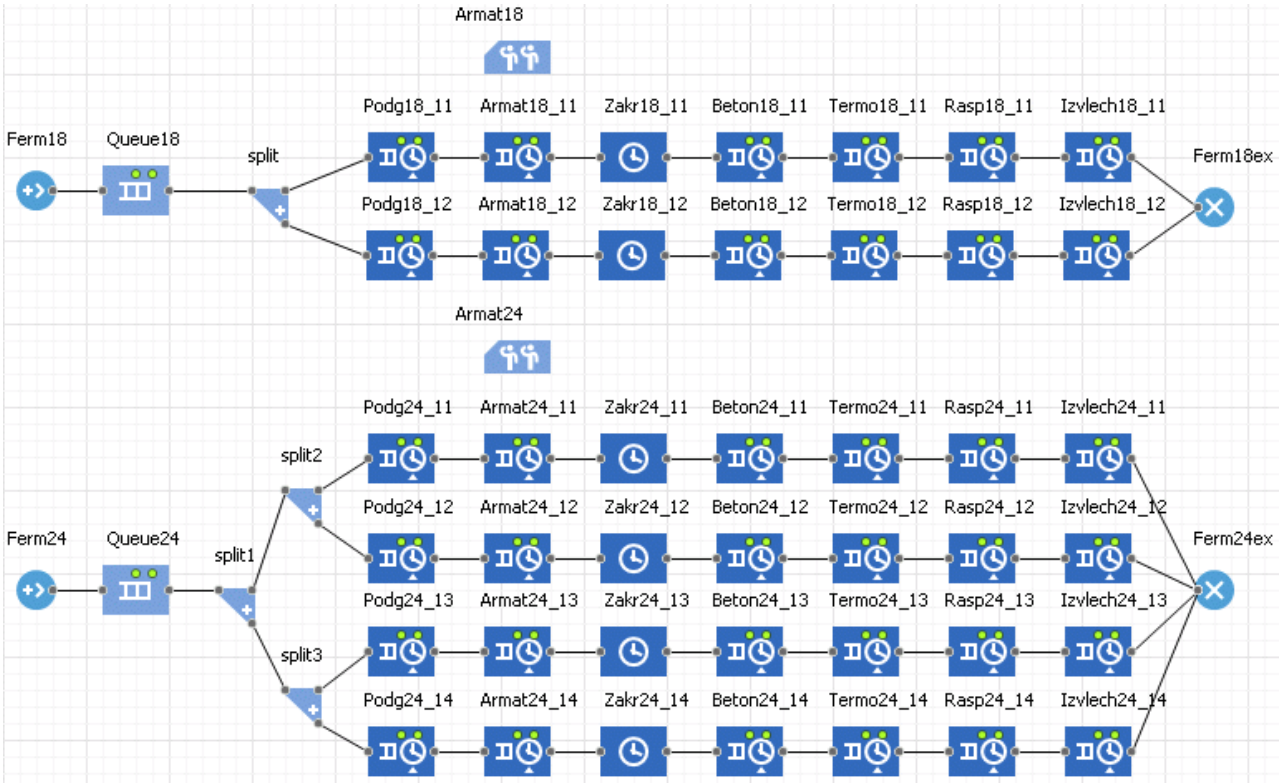


Рисунок А.27. СИМ технологического процесса производства железобетонных плит

На рисунке А.27 приняты следующие обозначения элементов. Источники заявок Ferm18 и Ferm24 генерируют заявки на изготовления ферм шириной 18 м и 24 м соответственно. Генерация заявок выполняется согласно заданному закону распределения. Заявки ожидают обслуживания на очередях Queue18 и Queue24. Далее заявки обрабатываются на устройствах PodgXX_1i (подготовка формы), ArmatXX_1i (установка арматурного каркаса), ZakrXX_1i (закрытие формы), BetonXX_1i (бетонирование), TermoXX_1i (температурная обработка), RasprXX_1i (распалубка), IzvlechXX_1i (извлечение готового изделия). Индекс XX имеет зна-

чение 18 или 24 в зависимости от типоразмера фермы, индекс i – определяет одну из параллельных производственных линий. Обработанные заявки идут на выходы Ferm18ex и Ferm24ex. Арматурные каркасы являются ресурсами для производства ферм и представлены в модели элементами Armat18 и Armat24. По итогам моделирования идет накопление статистики.

Большое количество МС МТТМ, например, КМУ общего назначения, работают в условиях большого количества грузовых операций с различными грузами. В разделе 2.10 приведена информация о распределении факторов воздействия внешней среды для Ломовоза (КМУ общего назначения) Атлант С90 на базе грузового автомобиля КамАЗ-740. Имитационная модель работы данного КМУ показана на рисунке А.28.

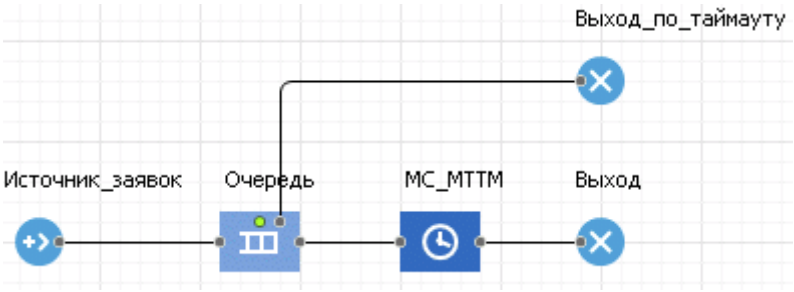


Рисунок А.28 – Имитационная модель работы КМУ общего назначения

Каждая заявка имеет 6 параметров, соответствующих одному из факторов внешней среды: масса груза, скорость и направление ветра, углы ориентации стрелы, длина рукояти. Данные параметры генерируются на основании заданных параметров распределения. Считается, что если заявка не обслужена в течение часа, то эту заявку обслужит другая МС, что приводит к вытеснению заявки из очереди по таймауту.

Устройство МС_МТТМ определяет время обслуживания. В том случае, если для исследователя не важно точное время обработки заявки (работы МС с грузом), а имеет значение только порядок обработки заявок с различными параметрами, то время обслуживания может быть задано произвольным образом, а вытеснение заявок по таймауту не требуется.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ДОКУМЕНТЫ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ

Российская Федерация
Закрытое акционерное общество
"Дизель-Ремонт"

241020 г. Брянск,
ул. Уральская, д.107
ОГРН 1067746364256
ИНН/КПП 7733563102/507401001
Тел (4832) 75-38-46
e-mail:dizel@online.dizel.ru

исх. № 24130 **от** 05.10.2011

СПРАВКА О ВНЕДРЕНИИ.

Настоящей справкой подтверждается, что на основании договора № 1459У И.А. Лагеревым выполнена научно-исследовательская работа по теме «Расчеты крана-манипулятора на базе гусеничного трактора на прочность, жесткость и максимальную грузоподъемность».

В ходе работы проведен расчет крана-манипулятора на базе гусеничного трактора на статическую прочность, жесткость и максимальную грузоподъемность методом конечных элементов. Определены наиболее опасные зоны металлоконструкции. Разработаны рекомендации по увеличению номинальной грузоподъемности крана-манипулятора.

Результаты работы используются ЗАО «Дизель-Ремонт» для модернизации кранов-манипуляторов самоходных энергетических машин АСТ-4-А, используемых для строительства магистральных трубопроводов.

Генеральный директор В.Б. Злобин

Общество с ограниченной ответственностью
ФИРМА
"ЛЕСТЕХКОМ"

424007, Россия, Республика Марий-Эл
г. Йошкар-Ола, ул. Алёнкино, 6
Тел. (8362) 64-12-90, 63-59-80
Факс/тел. (8362) 64-12-90, 64-12-83
E-mail:pav2183@yandex.ru
http:\\www.lestechcom.ru

ИНН 1215044458, ОГРН 1021200757038
р/с 40702810200180000235 в ФИЛИАЛЕ
ОАО БАНК ВТБ в г. Йошкар-Ола
к/с 30101810100000000717, БИК 048860717
ОКПО 34015740, ОКОНХ 14531, ОКВЭД 29.32.3

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящим актом подтверждаем, что результаты научно-исследовательских работ к.т.н. И.А. Лагерева использованы для повышения эффективности лесозаготовительных работ с использованием специальных машин, оснащенных манипуляционными системами в качестве исполнительных органов .

В частности, с использованием разработанной комплексной математической модели манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины, предложенной методики моделирования и реализующего их программного комплекса выполнено моделирование типовых технологических операций работы манипуляционных систем лесозаготовительной техники с учетом совместного движения звеньев. Определены наилучшие режимы работы, позволяющие повысить производительность машин, при одновременном снижении нагрузок, действующих на элементы металлоконструкции и силового гидропривода.

Выполнено научное обоснование способов повышения устойчивости лесовоза за счет предотвращения проседания грунта под аутригерами на основе выбора рациональных параметров дополнительных опорных элементов, равномерно распределяющих нагрузку на грунт со стороны машины.

Результаты исследований доведены до технического персонала организации и используются им в повседневной работе.

Генеральный
Директор ООО «Лестехком» М.П. В.И. Кузнецов.

Исполнитель НИР, к.т.н. И.А. Лагерев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ
ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
ПЕРЕДВИЖНАЯ МЕХАНИЗИРОВАННАЯ КОЛОННА

"ПОЧЕПГАЗСТРОЙ"

Генеральный директор 8-915-539-7929
Приемная, факс (48345) 3-15-92

243400, Россия, Брянская обл.,
г.Почеп, ул.Брянская, д.100
E-mail: gaz32@yandex.ru

Исх.№ 7/17-112

«24» января 2017г.

АКТ
о внедрении результатов диссертации Лагерева И.А.
на тему «Развитие элементов теории проектирования и моделирования манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин»

Результаты диссертационных исследований И.А. Лагерева использованы применительно к трубоукладчикам ТБ-2 (вып. ОАО «Волгоградский тракторный завод»), ТГ-63 (вып. ОАО «Челябинский тракторный завод»). На основе математических моделей манипуляционной системы, гидропривода, груза на канатной подвеске, гусеничного шасси, шарнира с зазором вычислены составляющие динамической нагрузки в основных элементах несущей металлоконструкции трубоукладчика. С использованием результатов численного моделирования на ЭВМ выполнен расчет остаточного ресурса трубоукладчиков.

Также проанализировано влияние износа шарниров на ресурс стрел экскаваторов ЕК-14-30 и ЕТ-16 (вып. Тверского экскаваторного завода), используемых для производства общестроительных работ по прокладке магистральных трубопроводов, линий связи и линий электропередач.

Установлены рекомендуемые сроки выполнения ремонта шарнирных соединений и предельные величины износа. В этой связи, считаем перспективным предложенный способ повышения трещиностойкости проушин цилиндрических шарниров манипуляционных систем.

Генеральный директор
ЗАО ПМК «ПОЧЕПГАЗСТРОЙ» А.П. Шкорко

ТЭМ
ТЕХНОЭЛЕКТРОМОНТАЖ

ООО «Техноэлектромонтаж»
241019, г. Брянск, пер. Осоавиахима, 3а
тел.: (4832) 777-431, 777-432, факс (4832) 777-430
info@tem32.ru, www.tem32.ru

р\с 40702810700047104748 в Ф-л ГПБ (АО) в г. Туле, г. Тула
к\с 30101810700000000716 БИК 047003716,
ИНН 3232033146 КПП 325701001 ОГРН 1023201068472

№ 10 от 16 «января» 2017 г.

Проректору по научной работе
И инновациям ФГБОУ ВО «МИИТ»
А. М. Давыдову

Уважаемый Алексей Михайлович!

Настоящим письмом подтверждаем, что результаты диссертационных исследований И. А. Лагерева использованы ООО «Техноэлектромонтаж» в текущей деятельности для планирования погрузочно-разгрузочных работ с применением гидравлических кранов-манипуляторов. В частности, с использованием разработанной математической модели, учитывающей наличие зазоров в шарнирных соединениях стрелы, определены предельно допустимые скорости и порядок движения звеньев кранов-манипуляторов Канглим «KS1256GII» и Tadano Super Z300. При этом обеспечено гарантированное непревышение предельно допустимых значений виброускорений при транспортировке трансформаторов и шкафов управления. Разработаны рекомендации по безопасной разгрузке оборудования и катушек с кабелем на влажных глинистых грунтах.

Генеральный директор
ООО «Техноэлектромонтаж» И. Б. Копырнов

Российская Федерация Общество с ограниченной ответственностью «Техно-электро-монтаж» Брянская область г. Брянск
М.П.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ
ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«Строительная ТеплоЭнергетическая Компания»

Р/с 40702810200047104798 ф-л ГПБ (ОАО) в г. Тула
К/с 30101810700000000716 БИК 047003716
ИНН 3245506431 КПП 324501001

Юридический адрес: 241520. Россия, Брянская область, Брянский район п. Супонево ул. Октябрьская д. 36,а
Телефон/факс: (4832)92-22-91, 92-24-02 e-mail: ctek32@yandex.ru
Моб 8-915-805-5005

Исх.№ 5-17 «23» января 2017г.

Письмо о внедрении результатов диссертации

ООО «СТЭК» сообщает, что отдельные научно-технические результаты, отраженные в диссертации Лагерева И.А. , применены для повышения надежности и безопасности эксплуатации автомобильных стреловых кранов КС-3575А и КС-45717К-3 производства ОАО «Ивановский автокрановый завод». Указанные краны используются нашей организацией для выполнения погрузочно-разгрузочных работ при строительстве газопроводов.

Для анализа прочности несущей металлоконструкции кранов в эксплуатационных режимах, соответствующих технологии строительства трубопроводов большого диаметра в условиях Нечерноземной зоны РФ, выполнено моделирование динамической нагруженности с использованием разработанных Лагеревым И.А. математических моделей. В расчетах стрела автомобильного крана моделировались совокупностью звеньев, соединенных призматическими шарнирами, закрепленная на базовом шасси посредством цилиндрического шарнира. Динамика исполнительного органа моделировалась с использованием разработанной математической модели груза на гибком подвесе. При моделировании учитывалась податливость базового шасси. Результаты моделирования подтвердили наличие запаса прочности металлоконструкции кранов.

Также смоделирован процесс резкой разгрузки крана в результате нештатной ситуации. По результатам определены дополнительные требования по обеспечению общей устойчивости кранов на различных видах деформируемого опорного основания.

Работы по внедрению результатов диссертации выполнены в сентябре-декабре 2016 года.

Директор Меркулова М. С.

М.П.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА И.Г. ПЕТРОВСКОГО (БГУ)
Бежицкая ул., д. 14, Брянск, 241036.
Тел. (4832) 66-65-38. Факс (4832) 66-63-53
E-mail: bryanskgu@mail.ru
http://www.brgu.ru
12.12.2016 № 99-10-25

АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результаты научных работ к.т.н., доц. Лагерева Игоря Александровича внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»:

- при изучении обучающимися дисциплины «Моделирование в среде AnyLogic» используются методики имитационного моделирования факторов нагруженности манипуляционных систем;

- при изучении обучающимися дисциплин «Системы автоматизированного проектирования» и «Геометрическое и компьютерное моделирование» используются разработанные методики конечноэлементных расчетов несущих металлоконструкций грузоподъемных машин, изложенные в двух авторских учебных пособиях с грифом УМО вузов Российской Федерации по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов.

Результаты научных исследований И.А. Лагерева также используются в деятельности Инновационного научно-образовательного центра компьютерных технологий и автоматизированного конструкторско-технологического проектирования университета при подготовке пользователей CAD/CAM систем и организации НИРС в студенческом конструкторско-технологическом бюро.

Отдельные научные исследования проводились И.А. Лагеревым в рамках работ по гранту 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» (договор №14.Z56.14.92-МК от 03.02.2014 г. между Минобрнауки РФ и университетом).

Проректор по научно-исследовательской работе и международным связям, д. пед. н, профессор Т.А. Степченко

Исполнитель, к. т. н. И.А. Лагерев