

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Российский университет транспорта»
РУТ (МИИТ)

На правах рукописи

Таричко Вадим Игоревич

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЯ
РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ОДНОПРОЛЕТНЫХ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ
ДОРОГ НА БАЗЕ САМОХОДНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ
КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ**

2.5.2. Машиноведение (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, доцент
Лагерев Игорь Александрович

Москва – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1 СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И МОДЕЛИРОВАНИЮ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВЕСНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ	20
1.1 Место канатного транспорта в системе современных транспортно-логистических технологий	21
1.2 Анализ современных отечественных и зарубежных конструкций подвесных канатных дорог.....	30
1.3 Современные подходы к проектированию и моделированию рабочих процессов, протекающих при эксплуатации основного технологического оборудования подвесных канатных дорог.....	50
1.4 Выводы по разделу 1	59
2 ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ ОДНОПРОЛЕТНЫХ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ МАЯТНИКОВОГО ТИПА НА БАЗЕ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	61
2.1 Варианты конструктивного исполнения однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа на базе мобильных транспортно- перегрузочных канатных комплексов.....	61
2.2 Структурно-функциональная схема и принцип работы однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.....	66
2.3 Комплексная математическая модель однопролетной мобильной канатной дороги на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов	71
2.4 Выводы по разделу 2	74
3 ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОДНОПРОЛЕТНЫХ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ МАЯТНИКОВОГО ТИПА НА БАЗЕ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ	76

3.1 Пространственная конфигурация несуще-тяговой канатной системы однопролетной мобильной канатной дороги	77
3.2 Тяговый расчет канатной системы однопролетной одноканатной мобильной канатной дороги маятникового типа	81
3.2.1 Расчетная оценка составляющих силы сопротивления движению канатного тягового органа	81
3.2.2 Построение диаграммы натяжения несущих канатов	85
3.2.3 Особенности проведения тягового расчета при проектном и проверочном расчетах мобильной канатной дороги	90
3.3 Влияние основных технических характеристик мобильных канатных дорог на качественные и количественные характеристики диаграмм натяжения несуще-тяговых канатов	93
3.4 Анализ функциональных возможностей мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов	105
3.5 Влияние основных параметров мобильных канатных дорог и мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на характеристики области их возможного использования	120
3.6 Предельные размеры области возможного использования мобильных канатных дорог.....	136
3.7 Производительность мобильной канатной дороги.....	142
3.8 Выводы по разделу 3	145
4 ВАРИАНТЫ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	149
4.1 Конструкция базовых колесных шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.....	149
4.2 Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.....	151
4.3 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов при различной компоновке основного технологического оборудования.....	161

4.3.1 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов с центральным и концевым расположением концевой опоры.....	162
4.3.1.1 Гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении..	162
4.3.1.2 Канатная фиксация концевой опоры в рабочем положении.	166
4.3.1.3 Комбинированная канатно-гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении.	169
4.3.2 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов с выносным расположением концевой опоры	170
4.3.3 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги и ее штанговой фиксации в рабочем положении.....	173
4.3.4 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги, вспомогательного и основного подъемных гидроцилиндров.....	176
4.4 Быстроразъемное устройство для соединения канатов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов маятникового типа	180
4.5 Выводы по разделу 4	184
5 КОМПОНОВКА ОСНОВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	186
5.1 Основные характеристики кинематических схем механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении	186
5.2 Предварительная компоновка основного технологического оборудования на базовом шасси с учетом габаритных ограничений транспортного положения	189
5.2.1 Предварительная компоновка основного технологического оборудования при центральном и концевом расположении концевой опоры и ее установке в рабочее положение подъемным гидроцилиндром	189

5.2.2 Предварительная компоновка основного технологического оборудования при выносном расположении концевой опоры и ее установке в рабочее положение подъемным гидроцилиндром	191
5.2.3 Предварительная компоновка основного технологического оборудования при установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги	195
5.3 Компоновка основного технологического оборудования на базовом шасси.....	198
5.3.1 Компоновка основного технологического оборудования при установке концевой опоры в рабочее положение непосредственно подъемным гидроцилиндром	198
5.3.2 Компоновка основного технологического оборудования при установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги	204
5.3.3 Компоновка основного технологического оборудования при двухэтапной установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги, вспомогательного и основного подъемных гидроцилиндров.....	213
5.4 Выводы по разделу 5	219
6 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ОСНОВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	222
6.1 Силовой расчет основного технологического оборудования на этапе установки концевой опоры в рабочее положение	222
6.1.1 Силовой расчет основного технологического оборудования при центральном и концевом расположении концевой опоры при установке концевой опоры подъемным гидроцилиндром	223
6.1.2 Силовой расчет основного технологического оборудования при выносном расположении концевой опоры при установке концевой опоры подъемным гидроцилиндром	227
6.1.3 Силовой расчет основного технологического оборудования при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги	234

6.1.4 Силовой расчет основного технологического оборудования при двухэтапной установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги, вспомогательного и основного подъемных гидроцилиндров.....	243
6.2 Силовой расчет основного технологического оборудования на этапе эксплуатации мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.....	249
6.2.1 Силовой расчет основного технологического оборудования при гидравлической фиксации концевой опоры в рабочем положении.....	249
6.2.2 Силовой расчет основного технологического оборудования при канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении	254
6.2.3 Силовой расчет основного технологического оборудования при канатно-гидравлической фиксации концевой опоры в рабочем положении .	257
6.2.4 Силовой расчет основного технологического оборудования при штанговой фиксации концевой опоры в рабочем положении.....	261
6.3 Выводы по разделу 6	264
7 МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	268
7.1 Моделирование динамики и прочности колесных базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов	268
7.1.1 Конструкции и расчетно-экспериментальные исследования динамики трансмиссии привода исполнительных механизмов основного технологического оборудования мобильной канатной дороги	269
7.1.2 Имитационное моделирование режимов движения самоходного базового колесного шасси.....	277
7.1.3 Моделирование нагруженности несущей рамы базового колесного шасси	285
7.1.4 Моделирование нагруженности полуприцепа для размещения мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.....	288
7.2 Моделирование гидродинамических процессов в гидросистемах с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.....	291

7.2.1 Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дроссельным регулированием при параллельной установке гидромотора и дросселя	292
7.2.2 Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дроссельным регулированием при последовательной установке гидромотора и дросселей	305
7.3 Выводы по разделу 7	313
8 ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ФОРМИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ СТРАТЕГИЙ РЕМОНТА И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	316
8.1 Прогнозирование кинетики количественных показателей надежности основного технологического оборудования при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов	317
8.2 Формирование эффективных стратегий технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов основного технологического оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов ..	336
8.3 Расчетная оценка и обеспечение общей устойчивости против опрокидывания мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов ...	347
8.4 Анализ аварийных ситуаций при эксплуатации несуще-тяговой канатной системы с помощью цифрового двойника	354
8.5 Выводы по разделу 8	361
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	363
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	370
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	371
ПРИЛОЖЕНИЕ А	404
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	417
ПРИЛОЖЕНИЕ В	434

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В современных условиях достаточно часто возникает необходимость оперативного проведения различных транспортно-логистических мероприятий в течение относительно небольшого временного интервала, к которым предъявляются жесткие требования по срокам начала их реализации, в сложных природно-социальных условиях – на труднодоступных или экологически уязвимых территориях (в частности, в условиях Арктики), при отсутствии необходимой транспортной инфраструктуры, неблагоприятном природном рельефе (горные, холмистые, лесные, заболоченные, речные местности), в зонах разрушений при природных или техногенных авариях, во время военных конфликтов и др. Перспективным направлением эффективного решения указанной проблемы может являться создание быстро разворачиваемых подвесных однопролетных мобильных канатных дорог (МКД), мобильность которых обеспечивается размещением необходимого технологического канатного оборудования на автономных самоходных специальных многоосных базовых колесных или гусеничных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности – мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексах (МТПКК).

Хотя опыт использования транспортных канатных технологий имеет многовековую историю, в последние десятилетия наблюдается рост интереса к этому виду транспорта. Это напрямую связано с развитием в современном мире таких глобальных процессов, как повышение значимости экологических требований при оценке качества функционирования промышленных и социальных объектов или охраняемых природных экосистем, реализация концепции «Умный город», переход к технологиям Индустрии 4.0, направленным на автоматизацию работы предприятий с использованием современных информационных технологий, применительно к сфере транспорта.

Однако в настоящее время как в России, так и за рубежом отсутствуют мобильные машины и оборудование с целью практической реализации канатных технологий с надземным перемещением транспортируемых грузов или пассажиров для решения транспортно-логистических проблем на труднодоступных территориях со сложным рельефом.

В качестве конструктивно-функционального аналога МКД следует рассматривать подвесные стационарные канатные дороги (СКД), конструкции и методы проектирования которых разработаны в достаточной степени. Однако имеющийся опыт конструирования, проектирования и эксплуатации, накопленный к настоящему времени применительно к СКД, нельзя в полной мере использовать для создания МКД на базе МТПКК. Основная причина заключается в том, что существующие подходы, расчетные методы и рекомендации не могут сформировать научную базу для создания перспективных МКД и МТПКК вследствие существенных принципиальных различий в конструкции основного технологического оборудования (ОТО), условиях и режимах эксплуатации, принципах интеллектуального управления, учета влияния базового колесного или гусеничного шасси, процессов его взаимодействия с деформируемым опорным основанием и др.

Для успешного создания современных и конкурентоспособных на мировом рынке образцов технологического оборудования для МКД на базе МТПКК, обладающих высокими техническими, экономическими и экологическими характеристиками, требуется создание научно обоснованной теории данного вида транспорта и разработанных на ее основе перспективных конкурентоспособных конструкций машин и оборудования отечественного производства. Таким образом, тема диссертационного исследования является актуальной.

Степень разработанности темы исследования. Научным вопросам проектирования, моделирования рабочих процессов, технического обслуживания и анализа безопасной эксплуатации подвесных грузовых и пассажирских канатных дорог, имеющих стационарное размещение, посвящены исследования отечественных ученых Е.В. Громова, А.И. Дукельского, А.Н. Земскова, Б.Ф. Иванова, А.А. Короткого, А.В. Лагерёва, И.А. Лагерёва, В.Б. Маслова, Б.Ч. Месхи,

А.В. Панфилова, Е.В. Сорокиной, К.К. Шестопалова, М.Н. Хальфина, а также ряда зарубежных исследователей А. Arena, R. Hoffman, E. Hristovska, M. Lohr, R.M. Martinod, E.S. Neumann, R. Petrova, G. Piskoty, J. Qin, M. Reichenbach, S. Tezak, H. Thaler, V. Vuchic, D. Wang, M. Wenin и др.

Вопросы создания научно обоснованных методов проектирования, моделирования рабочих процессов и эксплуатации технологического оборудования МКД, предназначенных для их оперативного монтажа и демонтажа, а также использования в течение относительно короткого времени, освещены в научно-технической литературе в значительно меньшей степени. Исследованию этих вопросов посвящены, в частности, работы А.А. Короткого, А.В. Лагерёва, И.А. Лагерёва, Ф.В. Свойкина, П.И. Шалупины, а также Р. Beno, F. Holzleitner, D. Lates, R. Spinelli и др.

Объектом исследования являются мобильные канатные транспортно-перегрузочные комплексы для формирования однопролетных мобильных грузовых и пассажирских надземных канатных дорог маятникового типа.

Целью исследования является создание научных основ проектирования и моделирования рабочих процессов МТПКК на базе автономных самоходных колесных шасси высокой проходимости и грузоподъемности, обеспечивающих оперативное развертывание в экстремальных условиях и на неподготовленной местности однопролетных одноканатных надземных МКД маятникового типа.

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

– разработать принципы формирования однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на основе сопряженных единой несущее-тяговой канатной системой (НТКС) автономных МТПКК (базовых станций) на самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности;

– разработать перспективные варианты конструктивного исполнения автономных МТПКК на самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности отечественного производства, а также разработать их классификацию с учетом определяющих конструктивных признаков;

– разработать комплексную математическую модель однопролетной МКД маятникового типа в виде шестикомпонентной системы «НТКС – ОТО МТПКК – базовое шасси – система управления – опорное основание – окружающая среда», в состав которой необходимо включить подмодели основных систем и уравнения связи, позволяющие учесть различные варианты конструктивного исполнения и функционального назначения однопролетной МКД на базе МТПКК. Комплексная математическая модель должна обеспечивать рациональную компоновку, проведение кинематического и силового анализа ОТО МТПКК, оценку параметров нагруженности и надежности ОТО МТПКК и НТКС, на основе которых можно оценить кинематику, динамику, прочность, надежность и другие эксплуатационные свойства МКД с целью создания конкурентоспособных конструкций, в том числе, путем оптимального проектирования;

– выявить и научно обосновать функциональные возможности однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе МТПКК, выполнить анализ грузо-пространственных характеристик МКД и установить их взаимосвязь с ключевыми количественными параметрами конструкции, условий и режимов эксплуатации;

– на основе комплексной математической модели разработать методы анализа рабочих процессов, протекающих в несущих металлоконструкциях ОТО МТПКК, гидроприводах механизмов движения МТПКК и в элементах НТКС, а также алгоритмы автоматизированного проектирования, которые могут быть реализованы в составе программных пакетов инженерного анализа для расчета разработанных перспективных вариантов конструктивного исполнения МТПКК путем цифровизации проектных процедур;

– установить особенности применения комплексной математической модели и методов расчета для исследования рабочих процессов, протекающих на стадиях развертывания и штатной работы МКД в несущих металлоконструкциях ОТО, гидроприводах механизмов движения и в элементах НТКС применительно к разработанным вариантам конструктивного исполнения МТПКК;

– разработать вероятностные математические модели и методики анализа и нормирования надежности ОТО отдельных МТПКК, НТКС и МКД в целом, включая прогнозирование кинетики количественных показателей надежности и формирование оптимальных стратегий планово-предупредительных ремонтов и технических обслуживаний МТПКК с целью минимизации технико-экономических затрат при эксплуатации МКД;

– разработать и научно обосновать технические решения по оптимальному или рациональному выбору базовых характеристик и параметров конструкции ОТО МТПКК, повышению его надежности (безотказности и долговечности) и общей устойчивости против опрокидывания в условиях действия эксплуатационных нагрузок.

Научная новизна работы заключается в дальнейшем развитии элементов теории моделирования и практики проектирования подвесных канатных дорог и создании основ специализированной теории моделирования, практики проектирования и анализа рабочих процессов однопролетных МКД маятникового типа на базе МТПКК на специальных самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности, базирующейся на комплексной математической модели однопролетной МКД в виде шестикомпонентной системы «НТКС – ОТО МТПКК – базовое шасси – система управления – опорное основание – окружающая среда» и позволяющей системно и эффективно решать важную научно-техническую проблему создания конкурентоспособных многоцелевых мобильных канатных систем нового поколения. Научная новизна получена за счет того, что:

– сформулированы общие принципы формирования МТПКК как интегрированной подсистемы в составе однопролетной МКД, функционирование которой происходит в комплексном взаимодействии с другими значащими подсистемами (НТКС, базовым шасси, опорным основанием, окружающей средой), характеризующимся развитой совокупностью обратных связей между подсистемами;

– разработаны математические модели, устанавливающие взаимосвязь ключевых параметров конструкции, условий и режимов эксплуатации МТПКК с грузо-

пространственными характеристиками однопролетных МКД маятникового типа, что позволило выявить и научно обосновать их функциональные возможности;

– разработана с единых методологических позиций комплексная математическая модель однопролетной МКД маятникового типа, в основе которой лежит учет взаимовлияния ее структурно-функциональных подсистем на протекающие в них рабочие процессы и ряд частных математических моделей, включая модели НТКС, модели ОТО МТПКК, модели гидроприводов механизмов МТПКК, модели несущей конструкции, двигателя и трансмиссии базового шасси, модели факторов воздействия окружающей среды;

– разработан комплекс математических моделей, который можно рассматривать в качестве научно обоснованных основ конструирования, проектирования, моделирования рабочих процессов и обеспечения безопасности и экономичности эксплуатации МТПКК в составе однопролетных грузовых и пассажирских МКД маятникового типа, в том числе, пространственную и тяговую модели НТКС, компоновочные, кинематические и силовые модели ОТО разработанных вариантов конструктивного исполнения МТПКК, гидродинамические и структурную модели гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием механизмов движения ОТО, динамические и прочностные модели колесных базовых шасси МТПКК, модели вероятностного прогнозирования кинетики количественных показателей надежности и безопасности эксплуатации МКД, формирования оптимальных стратегий планово-предупредительных ремонтов и технических обслуживаний МКД;

– разработан ряд оптимизационных математических моделей для автоматизированного проектирования ОТО МТПКК с целью комплексного обеспечения возможно высоких значений значимых показателей его качества, включая массогабаритные характеристики размещения элементов ОТО на несущей раме базового шасси, массогабаритные и энергетические характеристики гидроприводов механизмов движения МТПКК;

– созданы научные основы конструкторско-технологических и эксплуатационных мероприятий повышения показателей надежности, безопасности и экономичности эксплуатации однопролетных МКД маятникового типа на базе МТПКК,

позволяющих минимизировать технико-экономические затраты на эксплуатацию МКД в течение всего срока службы.

Теоретическая значимость работы заключается в том, что:

– сформулированы и обоснованы общие методологические принципы формирования многоцелевых однопролетных МКД маятникового типа на базе МТПКК на специальных самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности;

– построена комплексная математическая модель в виде шестикомпонентной системы «НТКС – ОТО МТПКК – базовое шасси – система управления – опорное основание – окружающая среда»;

– сформулированы и обоснованы потенциальные грузо-пространственные и тактико-технические возможности однопролетных МКД маятникового типа, которые могут быть достигнуты созданием МТПКК на специальных самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности;

– установлены и исследованы закономерности формирования оптимальной компоновки ОТО на несущей раме многоосного базового шасси с учетом нормативных габаритных ограничений на транспортные средства, получены зависимости для анализа указанных закономерностей и проектные рекомендации;

– разработаны математические модели для кинематического и силового анализа механизмов движения ОТО, установлены и исследованы закономерности изменения количественных характеристик кинематики, динамики и нагруженности их конструктивных элементов в процессе разворачивания и эксплуатации МКД;

– разработаны математические модели, установлены и исследованы закономерности формирования нагруженности базового шасси и ОТО МТПКК на всех стадиях разворачивания и эксплуатации МКД;

– разработаны математические модели, установлены и исследованы закономерности формирования и изменения во времени гидродинамических процессов в гидроприводах механизмов движения ОТО МТПКК при эксплуатации МКД;

– исследован механизм повышения общей устойчивости МТПКК, оснащенных аутригерами с анкерными устройствами, при их работе на слабых грунтах и не

строго горизонтальных поверхностях в условиях значительных, близких к горизонтальным нагрузок от НТКС.

Практическая значимость работы заключается в том, что:

- разработана общая структурно-функциональная схема однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе МТПКК;
- разработан и защищен патентами Российской Федерации ряд перспективных вариантов конструктивного исполнения МТПКК на специальных самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности, не имеющих мировых аналогов;
- разработана классификация МТПКК с учетом определяющих конструктивных признаков, позволяющая создавать различные варианты конструктивного исполнения МТПКК с учетом конкретных требований технического задания;
- разработаны рекомендации для оценки условий возможного использования однопролетных МКД маятникового типа в зависимости от требуемой грузоподъемности, дальности и высотного перемещения транспортируемых грузов;
- созданы и апробированы на основе разработанных комплексной математической модели однопролетной МКД маятникового типа и частных математических моделей подсистем методики компьютерного моделирования, анализа, оптимального проектирования и технического обслуживания, охватывающие широкий круг инженерных задач, связанных с проектированием и эксплуатацией конкурентоспособных образцов МТПКК различного конструктивного исполнения, не имеющих мировых аналогов;
- разработаны методики проектирования, моделирования рабочих процессов и формирования стратегий планово-предупредительных ремонтов МТПКК, а также реализующие их и защищенные путем государственной регистрации в Роспатенте Российской Федерации вычислительные компьютерные программы, обеспечивающие автоматизацию и цифровизацию проектирования, включая оптимизацию проектных решений;
- разработана методика имитационного моделирования режимов автономного движения колесного базового шасси МТПКК;

– разработана методика натуральных экспериментальных исследований динамики трансмиссии базового шасси.

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

Положения, выносимые на защиту:

– общие методологические принципы формирования многоцелевых однопролетных МКД маятникового типа на базе МТПКК на специальных многоосных самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности в рамках комплексной математической модели однопролетной МКД в виде шестикомпонентной системы «НТКС – ОТО МТПКК – базовое шасси – система управления – опорное основание – окружающая среда»;

– общая структурно-функциональная схема и варианты конструктивного исполнения МТПКК на специальных самоходных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности;

– математические модели и рекомендации, определяющие функциональные возможности одноканатных МКД маятникового типа на базе МТПКК на многоосных самоходных колесных шасси;

– математические модели подсистем комплексной математической модели однопролетной МКД маятникового типа, описывающие кинематическое и динамическое взаимодействие НТКС, ОТО МТПКК, базового шасси, опорного основания и окружающей среды с учетом совокупности обратных связей между ними;

– математические модели и расчетные методы тягового расчета НТКС, а также компоновки, кинематического и силового анализа ОТО разработанных вариантов конструктивного исполнения МТПКК;

– математические модели и методы проектирования и моделирования гидродинамических процессов в гидросистемах с частотно-дрессельным регулированием МТПКК;

– математические модели и методы моделирования динамики и прочности самоходных колесных базовых шасси МТПКК на этапах их автономного движения и эксплуатации;

– математические модели и методы прогнозирования надежности и безопасности эксплуатации МКД, формирования оптимальных стратегий планово-предупредительных ремонтов и технических обслуживаний МКД на основе вероятностного прогнозирования кинетики количественных показателей надежности в течение всего срока эксплуатации;

– научно обоснованные технические решения и рекомендации по конструированию, проектированию и оптимизации разработанных вариантов конструктивного исполнения МТПКК.

Степень достоверности научных положений и выводов подтверждается корректным использованием методов научного исследования, результатами проведенных натурных экспериментов, использованием результатов работы в практике проектирования профильных научных и производственных хозяйствующих субъектов.

Апробация результатов работы. Результаты исследований были представлены на X Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Информационные технологии, энергетика и экономика» (г. Смоленск, 2013 г.); Международной научно-технической конференции молодых ученых «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» (г. Могилёв, Республика Беларусь, Белорусско-Российский университет, 2019 г.); Международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (г. Могилёв, Республика Беларусь, Белорусско-Российский университет, 2020 г.); Международных научно-технических конференциях «Энергоресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (г. Белгород, БГТУ им. В.Г. Шухова, 2019, 2020 и 2022 г.г.); 24-й Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов,

магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020 г.); XV Международной молодежной научной конференции по естественнонаучным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу – творчество молодых» (г. Йошкар-Ола, ПГТУ, 2020 г.); Международной научно-технической конференции «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства» (г. Тюмень, ТИУ, 2020 г.); VI Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг: ICIE-2020» (г. Челябинск, 2020); VII и VIII Международных научно-практических конференциях «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020, IPDME-2021» (г. Санкт-Петербург, СПбГГУ, 2020 и 2021 г.г.); Международной научно-практической конференции «International Transport Scientific Innovation: ITSI-2021» (г. Москва, МИИТ, 2021 г.); XXVI Международной научно-технической конференции "ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2022" (г. Ярославль, ЯГТУ, 2022 г.); 1 International Marmara scientific research and innovation Congress (Istanbul, Turkey, 2021); 9 International Zeugma conference on scientific research (Gaziantep, Türkiye, 2023); Национальной научно-практической конференции с международным участием «Университет на пути к новому качеству науки и образования» (г. Брянск, БГУ, 2020 г.); XII и XIII Всероссийских конференциях молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019 и 2020 г.г.); Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта» (г. Екатеринбург, УрФУ, 2019 г.); Всероссийских научно-практических конференциях «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники» (г. Брянск, БГТУ, 2019 и 2020 г.г.). Всего было принято участие в 21 научной конференции различного уровня.

Реализация результатов работы. Разработанные перспективные конструкции МТПКК, математические модели рабочих процессов, расчетные методики и комплекс компьютерных программ были использованы АО Северо-Западный региональный центр Концерна воздушно-космической обороны «Алмаз-Антей» -

Обуховский завод» (г. Санкт-Петербург) при разработке проекта тактико-технического задания на опытно-конструкторскую работу «Разработка мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов»; АО «Брянский автомобильный завод» (г. Брянск) при разработке и изготовлении подъемно-мачтовых устройств машин ОАМ-32, трансмиссии стартового пожарно-спасательного автомобиля БАЗ-8080 и полуприцепа-шасси БАЗ-9828; ФГБУ «ЦНИИ инженерных войск» при оценке модернизационного потенциала переносных горных дорог ГЛКД-100 и ГЛКД-1000; АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения» (г. Курган) по созданию гидромеханической коробки передач 667-000-сб1; АО «Конструкторское бюро специального машиностроения» (г. Санкт-Петербург) при создании электрогидравлической системы управления мобильной антенной опоры; ПАО «Тутаевский моторный завод» (г. Тутаев) по созданию дизельного двигателя 854.10-01 мощностью 600 л.с.; АО «Научно-конструкторское бюро вычислительных систем» (г. Таганрог) при создании встраиваемых комплексов бортового оборудования и информационно-управляющих систем мобильных транспортно-технологических машин нового поколения; Инжиниринговым научно-образовательным центром цифровых технологий Индустрии 4.0 при ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» (г. Брянск) при разработке цифровых двойников транспортных систем и в учебном процессе.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 8 разделов, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы и приложений. Объем работы с приложениями составляет 435 с. Диссертация содержит 210 рисунков, 28 таблиц, 3 приложения, 296 источников.

1 СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И МОДЕЛИРОВАНИЮ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВЕСНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ

Канатные транспортные системы в виде стационарных подвесных канатных дорог сначала для транспортировки грузов, а затем и для перевозки пассажиров имеют многовековой опыт эксплуатации [42, 227, 273]. По мнению [227] историю канатной дороги (КД) следует разделить на два периода: с древнего времени до 1834 г. и после 1834 г.

Принцип работы канатной транспортной системы был известен еще в древние времена. Один из наиболее ранних сохранившихся документов, датированный 250 г. до н.э., рассказывает об использовании КД в Южном Китае для пассажирских и грузовых перевозок [222]. Начиная с XV в. КД достаточно часто упоминаются в литературных источниках того времени. Например, в [89, 272, 273] представлены конструкции одно- и двухкабельных однопролетных КД, которые использовались для транспортных операций как с гражданскими, так и с военными грузами в Венеции, Праге, Гданьске и др. Эти КД можно условно назвать «мобильными», так как использовались на одном месте непродолжительное время, демонтировались и перемещались по мере необходимости. Грузоподъемность и длина КД того времени были весьма ограничены, так как в качестве несущего-тягового элемента использовались веревочные канаты из скрученных веревок растительного происхождения [273] и ручной или животный привод.

Современный облик канатный транспорт начинает приобретать с 1834 года, когда немецкий горный инженер Альберт предложил инновационную для того времени конструкцию стального каната, сплетенного из нескольких прядей, в свою очередь состоящих из нескольких сплетенных между собой проволок, и имеющего органический сердечник [227, 289]. С этого момента началось бурное развитие производство стальных грузонесущих канатов для различных отраслей промышленности, в первую очередь, горнорудной и металлургической [273, 289]. Соединение

возможностей стального каната с возможностями механического привода (сначала парового, позже гидравлического или электрического) позволило апробированную идею канатного транспорта довести до качественно нового, современного состояния [42].

Первая стационарная КД (в современном понимании) была построена в Швейцарии в 1866 г. для подъема туристов на горную смотровую площадку, а первая в России длиной 9 км – в 1871 г. для транспортировки леса через заболоченную местность с приводом от парового двигателя [42].

1.1 Место канатного транспорта в системе современных транспортно-логистических технологий

Несмотря на многовековой опыт использования транспортных канатных технологий, в последние десятилетия наблюдается рост интереса к этому виду транспорта [188, 190, 209, 288]. Это обусловлено развитием в современном мире таких глобальных процессов, как повышение значимости экологических требований при оценке качества функционирования промышленных и социальных объектов или охраняемых природных экосистем [67, 206], реализация концепции «Умный город» [216, 259], переход к технологиям Индустрии 4.0 применительно к сфере транспорта [290].

Современные подвесные пассажирские и грузовые КД обладают уникальными техническими и социально-экономическими характеристиками, делающими их перспективными транспортно-логистическими системами [42, 67, 209, 259, 284, 288]:

- перемещением грузов и пассажиров над землей без пересечения с трассами других видов городского или промышленного транспорта;
- малой чувствительностью к рельефу местности, наличию наземной и подземной инфраструктуры;
- возможностью прокладки дорожных трасс между конечными точками напрямую, что позволяет минимизировать длину КД, затраты на ее строительство и эксплуатацию, время транспортировки;

- отсутствием необходимости в строительстве мостов, эстакад, путепроводов, насыпей, тоннелей и т.п.;
- отсутствием необходимости в проведении объемных земляных работ, нарушающих ландшафт и требующих последующей рекультивации;
- минимальной потребностью в строительных материалах и конструкциях, сравнительно невысоким расходом конструкционных сталей, цветных металлов, полуфабрикатов и строительных материалов;
- минимальным землеотведением под установку линейных опорных конструкций;
- минимальным экологически негативным воздействием на почву, что обеспечивает сохранность экосистемы территорий вдоль трассы КД [210];
- устойчивостью к воздействию неблагоприятных климатических факторов и стихийных бедствий;
- эффективностью использования в условиях низкоуглеродной экономики [247];
- использованием электрической тяги, не оказывающей негативного влияния на окружающую среду, низким уровнем шума и вибраций, отсутствием вредных выбросов [210], независимостью от нефтепродуктов и др.;
- снижением социальной и криминогенной напряженности в отдаленных районах мегаполисов [201].

Однако наряду с существенными функциональными достоинствами для КД, тем не менее, характерны и недостатки, ограничивающие их более широкое распространение и определяющую их функциональную нишу в сфере транспортно-логистических технологий. В числе наиболее важных в [42, 190, 217] отмечены такие, как ограниченная пропускная способность, низкая степень резервирования основных механизмов, чувствительность к ветровому воздействию и ряд других.

Применительно к пассажирским перевозкам в крупных городах и мегаполисах естественной альтернативой подвесных КД выступают традиционные виды общественного транспорта – наземного (трамвай, троллейбус, автобус, такси) и подземного (метрополитен) [42, 179, 288], всего до 13 различных видов [41]. Несмотря

на потенциально высокие технические характеристики наземных видов транспорта, из-за характерных для урбанизированной среды недостатков формирования транспортного потока (светофоров, перекрестков, «пробок», дорожно-транспортных происшествий, ограничений скоростного режима, ремонта дорожного полотна, прокладки подземных коммуникаций и др.) они практически не реализуются [95, 128]. Подвесной канатный транспорт, являющийся внеуличным транспортом, вследствие переноса движения в надземное пространство не испытывает указанных неудобств перемещения пассажиров и грузов [293].

В таблицах 1.1 и 1.2 приведены основные технико-экономические характеристики, присущие современным видам городского общественного транспорта, по данным отечественных [42, 95] и зарубежных [186] исследователей.

Таблица 1.1 – Сравнительные характеристики различных видов городского пассажирского транспорта по данным российских исследователей [42, 95]

Характеристика	Метрополитен	Монореельс	Скоростной трамвай	Трамвай	Троллейбус	Автобус	КД
Стоимость строительства 1 км пути, млн. руб.	7500	1800	2100	800	600	500	300
Стоимость 1 пассажиро-километра, руб.	5,3	3,9	2,8	3,5	2,9	3,8	2,0
Стоимость организации движения, тыс. руб./пасс.	28,9	100,0	2,68	3,12	2,0	1,2	1,8
Стоимость подвижного состава, тыс. руб./пасс./год	2,0	20,0	3,2	3,2	3,2	4,8	0,4
Максимальный пассажиропоток, тыс. пасс./ч	30	6	30	18	7	7	3
Максимальная скорость движения, км/ч	90	45	60	60	60	60	40
Средняя скорость движения, км/ч	40	15	30	24	20	20	34
Площадь, занимаемая 1 пассажиром, м ²	0	0	4,0	3,1	2,4	3,1	0
Коэффициент полезного использования энергии	0,2	0,15	0,3	0,19	0,17	0,14	0,42
Удельный расход энергии, Вт·ч/т·ч	50	100	60	70	90	120	25

Таблица 1.2 – Сравнительные характеристики различных видов городского пассажирского транспорта по данным зарубежных исследователей [186]

Категория транспорта	Вид транспорта	Скорость движения, км/ч	Вместимость, пасс.	Затраты, млн. долл. США/км	Пропускная способность, тыс.пасс./сутки
Традиционные виды транспорта					
Уличный	Автобус	15...25	80...125	0,5...0,6	3...6
	Трамвай	12...20	100...300	5...10	10...20
Среднескоростной	Скоростной автобус	20...40	80...180	5...40	6...24
	Рельсовый автобус	20...45	100...720	10...50	10...24
Скоростной	Метрополитен	25...80	720...2500	40...100	40...70
Подвесной канатный транспорт					
Подвесные КД	Аэротрамвай	До 43,2	20...200	15...25	0,5...2,8
	Двухколесный аэротрамвай	До 27	До 100	20...25	До 2,0
	Однокабельная КД	До 21,6	4...15	5...10	До 3,6
	Двухкабельная КД	До 21,6	4...15	10...20	До 3,6
	Трехкабельная КД	До 30,6	До 35	15...25	До 6,0

Эти данные, которые удовлетворительно коррелируют между собой, показывают, что канатные технологии в урбанизированной среде выигрывают в энергоэффективности и стоимости транспортных операций, но проигрывают в пропускной способности пассажиропотока.

Как следствие, КД как системы подвесного общественного транспорта достаточно активно применяются в странах Европы (Германия, Австрия, Франция, Италия и др. [216, 258, 266]), Латинской Америки (Колумбия, Аргентина, Бразилия, Боливия, Венесуэла, Эквадор и др. [202, 220]), Северной Америки (Канада, США [186, 188]), Азии (Китай, Индия, Вьетнам, Сингапур и др. [42, 187]), Африки (Египет, Алжир, ЮАР, Руанда, Нигерия [210, 257]). На рисунке 1.1 показаны примеры зарубежных городских пассажирских КД.

В России также наблюдается рост заинтересованности в использовании канатных транспортных систем в качестве альтернативного подхода к решению про-

блем общественного пассажирского транспорта в урбанизированной среде. В частности, пассажирские КД успешно функционируют в Нижнем Новгороде, Москве, Оренбурге, Благовещенске, Ростове-на-Дону, Сочи и других городах) [37, 39, 67, 95, 179] (рисунок 1.2). В настоящее время в России действуют около 800 подвесных, буксировочных дорог и фуникулеров [43].



а)



б)



в)



г)

а – Нью-Йорк (США); *б* – Кобленц (Германия); *в* – Барселона (Испания);
г – Медельин (Колумбия)

Рисунок 1.1 – Зарубежные городские пассажирские КД [42]

Применительно к грузовым перевозкам естественной альтернативой подвесных КД выступают такие традиционные виды промышленного транспорта [138], как автомобильный и железнодорожный транспорт [19, 124], машины непрерывного транспорта (конвейеры различных типов) [2, 23, 136].



а)

б)

а – Нижний Новгород; б – Оренбург

Рисунок 1.2 – Российские городские пассажирские КД [42]

Важным преимуществом грузовой канатной дороги (ГКД), которое зачастую и определяет целесообразность использования канатного транспорта, является его сравнительная простота и дешевизна строительства, а также минимально возможная длина трассы при применении на территориях с неблагоприятным рельефом – овражистой, холмистой, лесистой, болотистой, озерной, горной и т.п. местности, необходимости перехода через реки. Как следствие, подвесные ГКД эффективно используются для транспортировки различных штучных и насыпных грузов в горнорудной, угольной, химической, металлургической, энергетической, лесохозяйственной и сельскохозяйственной промышленности [20, 29, 37, 123, 193, 272].

Конструктивно стационарные пассажирские канатные дороги (ПКД) и ГКД заметно отличаются, причем наибольшие отличия связаны с конструкцией подвижного состава и промежуточных опор. Как правило, ГКД характеризуются большей длиной трассы и пропускной способностью. Это требует использования более мощных приводных и натяжных устройств, более прочных несущих и тяговых канатов, что также объективно накладывает отпечаток на конструктивное исполнение указанных устройств по сравнению с ПКД. При необходимости (как правило, в условиях горных или малонаселенных территорий) ГКД могут использоваться и для перевозки пассажиров [191].

В настоящее время подавляющее большинство эксплуатирующихся пассажирских и грузовых КД имеют стационарное размещение промежуточных опор [20, 190, 272], что не позволяет оперативно изменять конфигурацию транспортной сети при изменении технологического процесса или переносить местоположение КД на другое место эксплуатации. Также невозможно быстрое развертывание транспортно-перегрузочной канатной системы в труднодоступной и заранее не обустроенной местности или при необходимости скорого реагирования на события природного или техногенного характера в сложной оперативной обстановке (в условиях чрезвычайных ситуаций или военных конфликтов).

Этих недостатков лишены МКД, которые оказываются эффективными для проведения погрузочно-разгрузочных и транспортно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях, например, в условиях Арктики [234], так как позволяют обеспечить оперативное развертывание необходимых технологических средств и минимальные сроки проведения подготовительных работ при реализации транспортных и перегрузочных операций.

Потребность в мобильных канатных транспортных системах наблюдается в различных сферах трудовой деятельности человека [140]. Приоритетным является использование на территориях со сложным природным рельефом или в тех условиях, когда невозможно или не целесообразно создание капитальных сооружений (мостов, эстакад, туннелей, насыпей и т.п.) [139]. Также эксплуатация МКД оказывается целесообразной для быстрого создания переправ через водные преграды, овраги, ущелья или болотистую местность, при выполнении строительно-монтажных или ремонтных работ автономных объектов, производстве переправочных или складских работ в горной или иной труднодоступной местности при транспортировке полезных ископаемых [22, 219] или сельскохозяйственной продукции [205], в условиях военных и антитеррористических действий [268].

МКД имеют хорошие перспективы для использования при проведении аварийно-спасательных работ в зонах природных или техногенных катастроф [92, 243]. Для территорий, испытавших воздействие катастрофических явлений, характерно критическое разрушение не только жилых и производственных зданий, но и

всей наземной транспортной системы (трещины и провалы полотна автомобильных и железных дорог, оползни, завалы и др.). Это усложняет использование традиционных транспортных средств наземного размещения [139]. МКД лишены указанного недостатка, так как используют принцип надземного перемещения грузов по кратчайшему пути без ограничения со стороны уцелевшей наземной застройки и образовавшихся завалов. Повышенная мобильность позволяет быстро менять расположение трассы КД по мере ликвидации последствий катастрофы.

Начиная с 50-х годов прошлого века [193, 261], МКД начали успешно применяться в лесохозяйственной промышленности для обеспечения трелевки добываемого лесоматериала с места его непосредственной разработки до места подъезда грузовой техники в условиях горной, сильно пересеченной или болотистой местности. Сейчас такие МКД наиболее широко используются при лесоразработках в пределах горных территорий Европы (Альпы, Карпаты, Балканы, Пиренеи) [286], в Австралии [223], Беларуси [183].

Хорошие перспективы дальнейшего развития трелевочных МКД объясняются несколькими причинами. Важное значение имеет то, что в течение многих лет на рынке лесохозяйственной техники присутствует ряд машиностроительных предприятий, серийно выпускающих необходимое ОТО для гравитационных и маятниковых канатных дорог с широкой номенклатурой технических характеристик. В их числе такие, как Valentini (Италия), Tajfun (Словения), Larix (Чехия), Gantner (Австрия), Madill (Канада) и др. [43]. Рисунок 1.3 дает представление об общем виде типичной трелевочной МКД [277].

Важным преимуществом использования трелевочных МКД является их экологическая безопасность, так как в горных условиях они позволяют обеспечить экологическую устойчивость большинства типов лесных экосистем вследствие негативного воздействия на наиболее уязвимый поверхностный слой грунта на сравнительно небольших по размеру площадках [223]. Ранее в середине 60-х – 70-х годах прошлого века преимущественное использование получила технология трелевки с помощью специализированных тяжелых гусеничных тракторов, способных безопасно работать на склонах крутизной до 40° [287]. Однако затем в связи с

пониманием негативного воздействия на экосистему лесов прокладки лесных дорог для перемещения указанных трелевочных машин и необходимостью снижения экологического ущерба от лесохозяйственных работ произошел пересмотр технологий в пользу более широкого применения трелевочных МКД.

Благоприятный уровень экологической безопасности МКД также связан с возможностью использования для перемещения ОТО самоходных многоосных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, которые в настоящее время серийно выпускаются автомобилестроительными предприятиями многих стран [85].



Рисунок 1.3 – Внешний вид трелевочной МКД фирмы Valentiní [277]

Использование в конструкции таких автомобилей широких шин в сочетании с возможностью регулирования их внутреннего давления вплоть до сверхнизких значений [13] позволяет создавать щадящее давление на поверхностный слой грунта от веса мобильной установки с учетом индивидуальных характеристик грунта и особенности наземной растительности. При этом количественные оценки воздействия колесных шасси на грунт разных типов могут быть предварительно спрогнозированы на основании компьютерного моделирования [274]. Современные колесные тягачи обладают высокой грузоподъемностью [15]. Она превышает требуемый вес размещаемого ОТО, обеспечивающего функционирование канатной системы, уже для четырех (и более)-осных шасси. Такой избыток грузоподъемности может быть использован для размещения и перевозки дополнительного

оборудования (в частности, свернутых в бухты несущих и тяговых канатов, выносных анкерных устройств, растяжек, грузоподъемных монтажных приспособлений и др.), что повышает автономность МТПКК.

Целесообразность более широкого использования самоходных многоосных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости для размещения навесного ОТО трелевочных МКД также определяется наличием достаточно развитой системы автомобильных дорог внутри и вокруг лесохозяйственных территорий, включая автомобильные дороги общего назначения. Это позволяет гибко формировать оптимальную транспортную логистику на основе использования существующей или развития модернизированной дорожной сети [226].

Перспективно также использование МКД в условиях Арктики и высокогорных альпийских территорий [207, 234], так как такие транспортно-перегрузочные системы, обладающие повышенными характеристиками экологичности, могут обеспечить щадящий режим взаимодействия «человеко-машинная система – природная экосистема Арктики». При этом снижаются затраты материально-финансовых ресурсов в связи с уменьшением необходимых объемов предварительного организационного и дорожно-строительного оборудования территорий, минимизации площади землеотведения для размещения транспортной инфраструктуры при надземном перемещении транспортируемых грузов.

Имеются также предложения по использованию КД при освоении иных небесных тел, в частности, Луны [195].

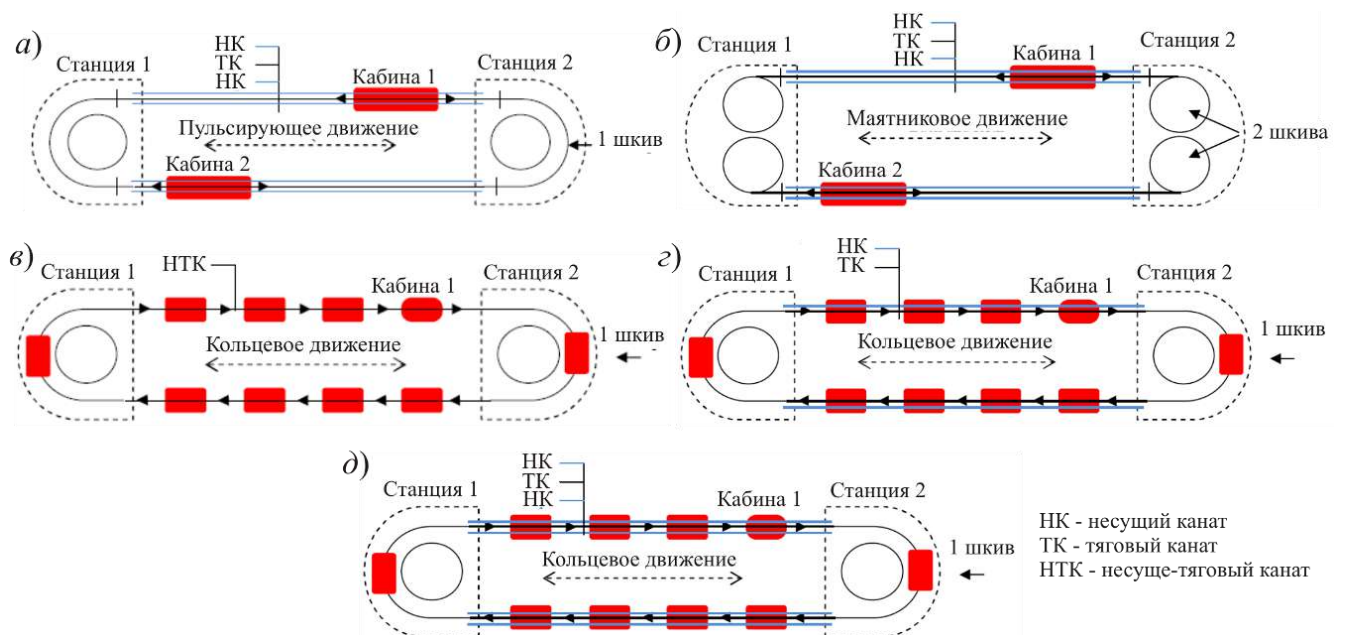
1.2 Анализ современных отечественных и зарубежных конструкций подвесных канатных дорог

В настоящее время канатные транспортные технологии реализуются в виде двух технических концепций – стационарных канатных дорог и мобильных канатных дорог. Преимущественное распространение получили СКД [20, 190, 272]. Они находят широкое применение во многих отраслях промышленности (горной, металлургической строительной, лесной, сельскохозяйственной и др.) [20, 22, 37, 41, 96,

219], в качестве систем городского общественного транспорта [42, 95, 186, 209, 290], как транспортный элемент спортивной, туристической или рекреационной инфраструктуры [91, 281]. Их принципиальной особенностью является работа на одном месте установки в течение всего срока эксплуатации, изменение места установки производится, как правило, в исключительных случаях.

Конструкции подвесных СКД разработаны в достаточной степени. В наиболее полном виде описание известных конструктивных разновидностей пассажирских и грузовых СКД и их ключевых узлов и элементов содержится в [15, 20, 23, 29, 37, 91, 123, 138, 190, 200, 261, 289, 290].

Согласно современной классификации [188], в зависимости от характера движения тяговых канатов и общего числа несущих и тяговых канатов различают несколько типов ПКД: воздушные трамваи (ВТ), двухканатные воздушные трамваи (ДВТ) и гондольные КД – моноканатные (ГМКД), двухканатные (ГДКД) и трехканатные (ГТКД). Их принципиальные схемы показаны на рисунке 1.4 [210], а на рисунке 1.5 показана характерная трасса ПКД [262].



а – воздушный трамвай (ВТ); *б* – двухканатный воздушный трамвай (ДВТ);
в – моноканатная КД (ГМКД); *г* – двухканатная КД (ГДКД); *д* – трехканатная КД (ГТКД)

Рисунок 1.4 – Принципиальные схемы современных ПКД [210]

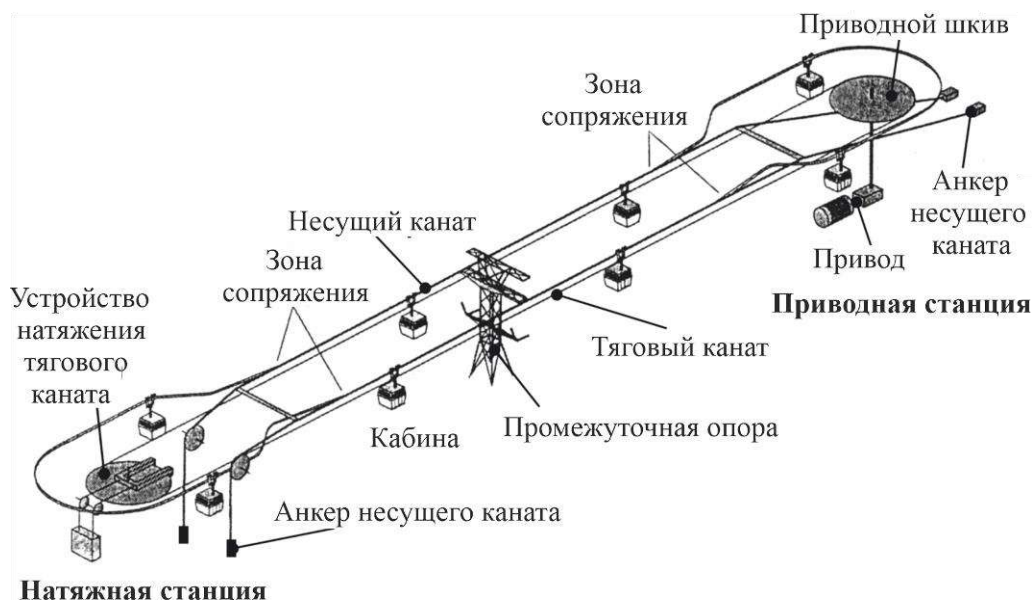


Рисунок 1.5 – Общий вид трассы ПКД [262]

В таблице 1.3 представлены данные о характеристиках указанных типов КД.

Таблица 1.3 – Основные характеристики ПКД [189]

Характеристика	Значение характеристики для ПКД типа				
	ВТ	ДВТ	ГМКД	ГДКД	ГТКД
Максимальное число кабин	2		Св. 100		
Максимальное число станций	3		Не ограничено		
Максимальное расстояние между опорами, м	1000		350	700	3000
Максимальная вместимость кабины, пасс./кааб.	200	100	15		38
Максимальная пропускная способность КД, пасс./ч	2000	2800	3600		6000
Максимальная скорость движения кабины, км\ч	43,2	27	21,6		30,6

Воздушный трамвай представляет собой КД с возможностью пульсирующего движения, укомплектованной двумя пассажирскими кабинами, которые подвешены на одном или нескольких неподвижных несущих канатах и приводятся в движение подвижным тяговым канатом. Кабины расположены на противоположных концах трассы КД таким образом, что при движении одной из них вверх, другая движется вниз, т.е. используется тот же принцип работы, как и для фуникулера [272]. Это позволяет использовать приводной электродвигатель меньшей мощности [187]. Примером воздушного трамвая является КД в Нью-Йорке (США) [288].

Двухканатный воздушный трамвай также включает две пассажирские кабины, однако они совершающие маятниковое движение независимо друг от друга. Это позволяет при необходимости использовать лишь одну кабину, учитывая снижение пассажиропотока. Также преимуществом устойчивость в условиях ветрового воздействия вследствие опирания на два несущих каната. *Одноканатная гондольная КД* с однонаправленным кольцевым движением комплектуется достаточно большим числом гондол (пассажирских кабин), которые подвешиваются на одном канате, выполняющем одновременно функции тягового и несущего каната [186]. Гондолы отсоединяются от несуще-тягового каната (НТК) на станциях, замедляются и перемещаются через зоны разгрузки/погрузки на малой скорости, а затем ускоряются для повторного присоединения к НТК при движении в пределах линейного участка КД. Примером одноканатной гондольной КД является дорога в Оренбурге [42]. *Двухканатные гондольные КД* используют как технологию реверсивных КД с двумя канатами, один из которых является несущим, другой – тяговым, так и технологию временно отцепляемых гондол, что позволяет обеспечивать высокую производительность и реализовывать достаточно большие пролеты между соседними промежуточными опорами. Примером использования двухканатных гондольных КД является КД в Гонконге [209]. *Трехканатные гондольные КД* (иначе называемые технологией 3S) сочетают в себе функции как гондольных, так и реверсивных КД. Они содержат два несущих и один тяговый канат, а также отцепляемые на станциях гондолы. Считается, эти ПКД теоретически могут достичь пропускной способности 9000 пасс./ч, хотя КД с такой пропускной способностью еще не существуют. Как серьезные преимущества расцениваются наибольшая устойчивость к ветровому воздействию, низкое энергопотребление и использование очень длинных пролетов до 3000 м [189]. Примером успешного использования трехканатных гондольных КД является КД в Кобленце (Германия) [258].

Гондольные ПКД оказываются более предпочтительными по сравнению с воздушными трамваями: непрерывная циркуляция большого числа гондол, несмотря на их меньшую вместимость, обеспечивает непрерывную транспортировку пассажи-

ров, меньшее время их ожидания на станции и, как следствие, более высокую пропускную способность [194]. При этом, трехканатные гондольные ПКД, сочетающие в себе достоинства одно- и двухканатных гондольных КД и воздушных трамваев, в настоящее время считаются наиболее эффективной технологией ПКД, несмотря на ее повышенную стоимость при строительстве и эксплуатации [210].

Практически все рассмотренные типы КД имеют одинаковые базовые компоненты, ключевыми из которых являются пассажирские кабины-гондолы, конечные станции, промежуточные опоры, несущие, тяговые или несуще-тяговые канаты, система эвакуации и спасения [37, 91, 187, 189, 190].

При достаточной длине ПКД между конечными станциями требуется установка промежуточных опор, поддерживающих НТКС вместе с пассажирскими кабинами. Их расположение на грунте обычно сравнивают с прохождением линий электропередач [256]. Известны несколько вариантов конструктивного исполнения промежуточных опор, типичные из которых приведены на рисунке 1.6.

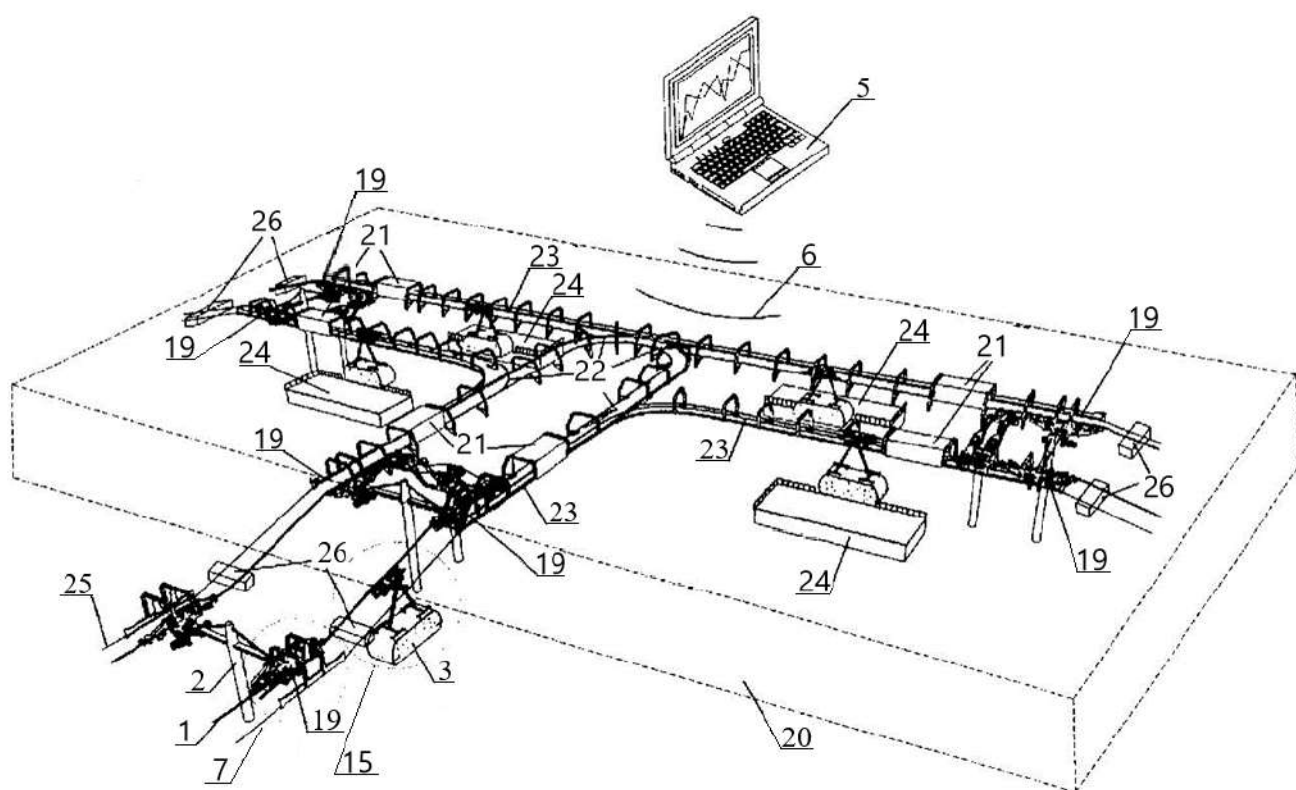


Рисунок 1.6 – Варианты конструктивного исполнения промежуточных опор [256]

Производителями ОТО для ПКД различных типов являются исключительно зарубежные фирмы, такие как Doppelmauer / Garaventa Group (Австрия-Швейцария), РОМА (Франция), Leithner Technologies (Италия) [189, 210]. Российские предприятия не присутствуют в данном сегменте рынка в связи с отсутствием нормативной

базы, позволяющей сертифицировать подобную продукцию, хотя вопросами проектирования занимается ряд организаций, в первую очередь, СКАДО (Самара), ПромтрансНИИпроект (Москва), Проект (Краснодар), ИКЦ «Мысль» (Новочеркасск) и др. [42].

В последние годы в России проводятся исследовательские и опытно-конструкторские разработки по созданию инновационного вида канатного транспорта – канатного метро [42, 43, 67, 95, 140, 259]. Общая схема канатного метро приведена на рисунке 1.7 [115].

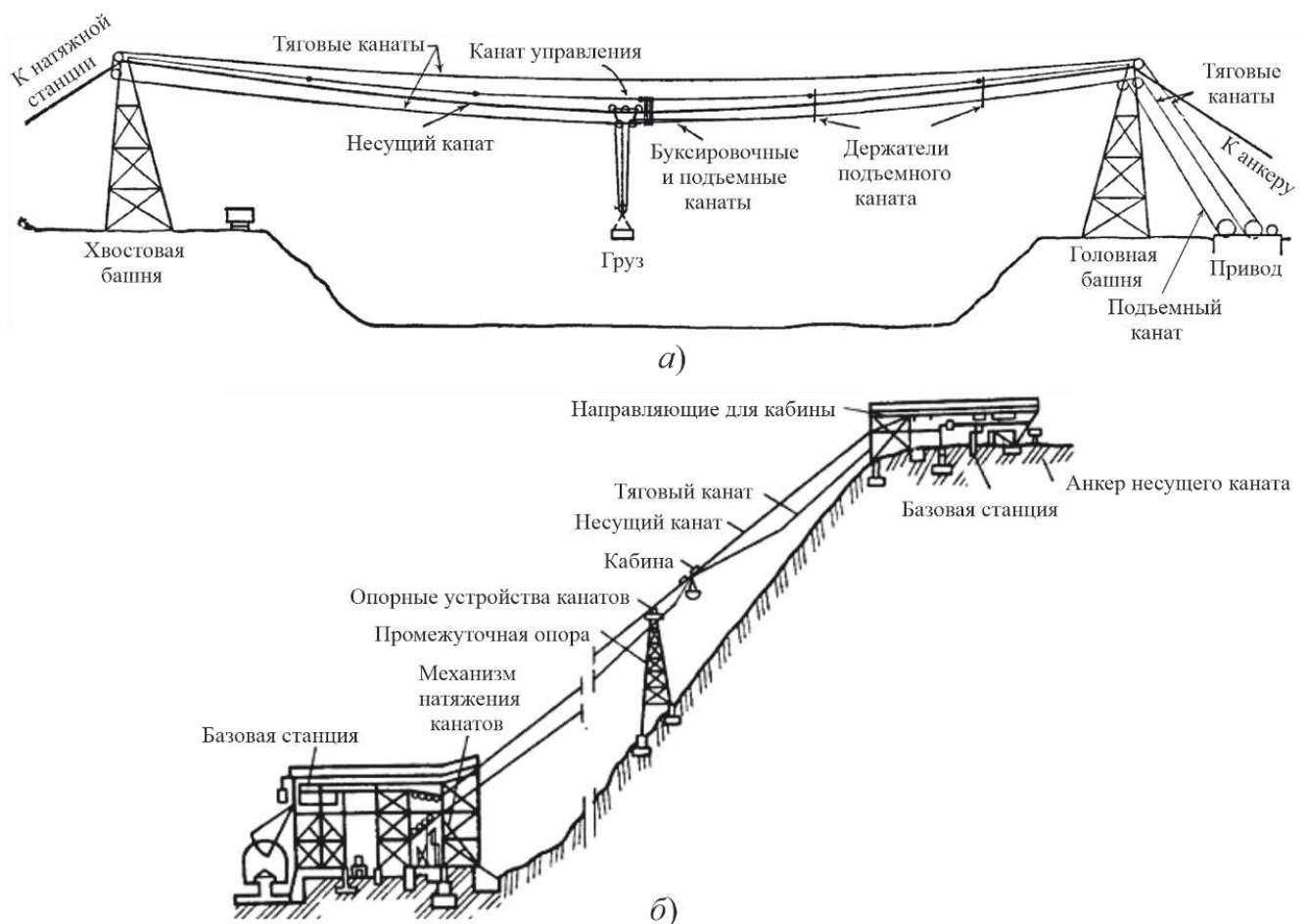


- 1 – путь; 2 – промежуточная опора; 3 – пассажирская кабина; 4 – тяговый канат;
 5 – система управления; 6 – сеть; 7 – модуль тягового каната; 8 – балансир; 9 – двигатель;
 10 – рабочий тормоз; 11 – аварийный тормоз; 12 – шкив трения; 13 – натяжное устройство;
 14 – демпферная шарнирно-сочлененная система роликов; 15 – модуль транспортного средства;
 16 – двигатель разгона-торможения; 17 – автоматический захват; 18 – каретка;
 19 – устройство срабатывания захватов; 20 – модуль станции; 21 – конвейер;
 22 – стрелка автоматическая; 23 – жесткий путь; 24 – посадочная площадка;
 25 – несущие канаты; 26 – подвесная опора; 27 – поддерживающие блоки;
 28 – жесткие зажимы; 29 – колеса

Рисунок 1.7 – Общая схема транспортной системы канатного метро [115]

Основное отличие канатного метро от традиционных ПКД – наличие промежуточных станций, предназначенных не только для посадки-высадки пассажиров, но и для пересадки пассажиров на другие маршруты и переадресации подвижного состава на другие маршруты, а также практически бесконечная длина транспортирования подвижного состава одним тяговым канатом. В качестве движителя тягового каната выступает мехатронный распределенный привод, установленный дискретно на промежуточных станциях либо линейных опорах.

Варианты конструктивного исполнения ГКД значительно более разнообразны, чем ПКД. Это обусловлено как шириной обслуживаемых транспортно-технологических процессов (вида перемещаемого груза с учетом отраслевой принадлежности обслуживаемого производства), так и широким диапазоном природных условий расположения ГКД. Примеры конструктивного исполнения трассы одно- и многопролетных ГКД показаны на рисунке 1.8 [20, 198].



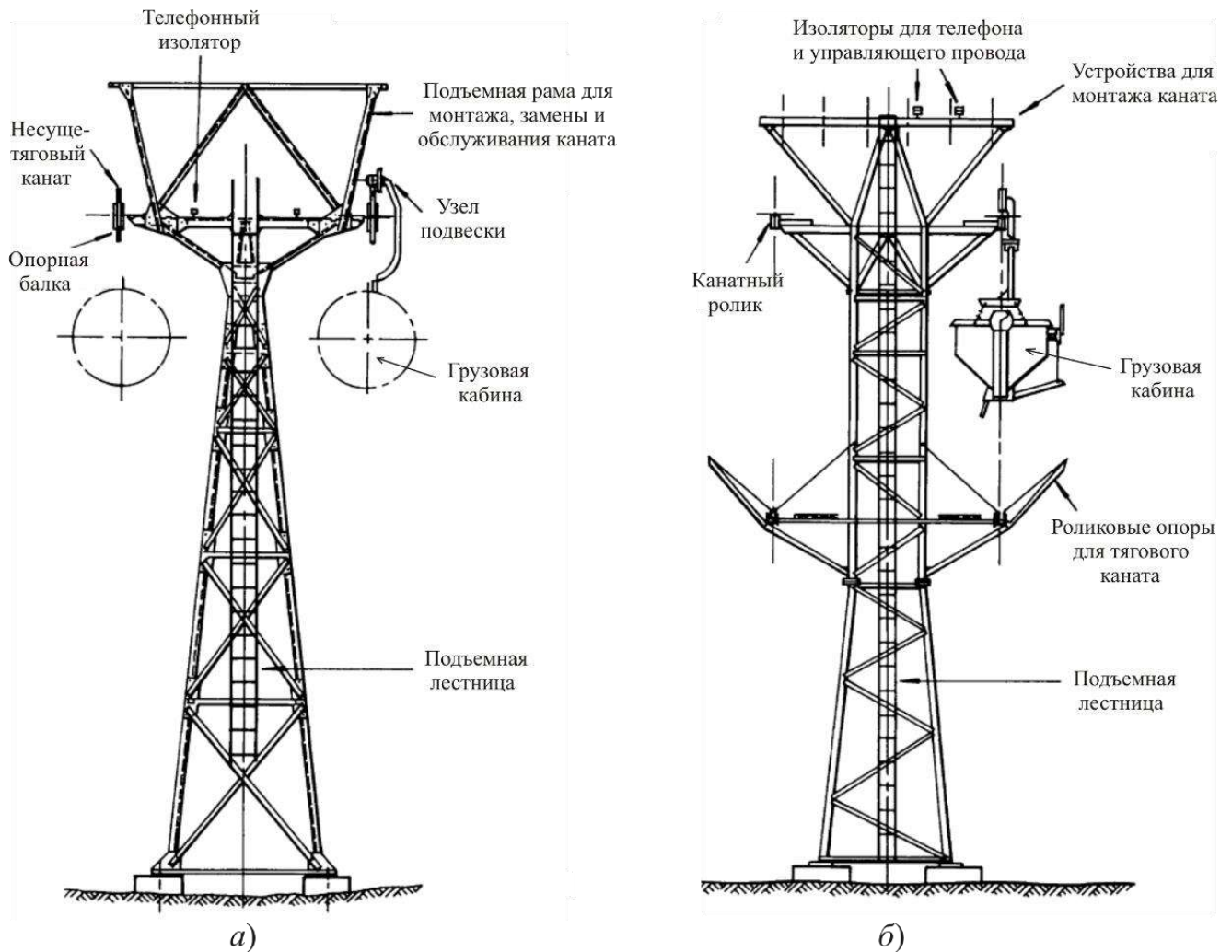
a – однопролетная ГКД [198]; *b* – многопролетная ГКД [7, 20]
Рисунок 1.8 – Конструктивное исполнение трассы ГКД

Длина трассы ГКД может варьироваться в весьма широких пределах – от нескольких сотен метров (однопролетные ГКД) до 100 км и более (многопролетные ГКД) [7, 20, 29, 123, 138, 219, 261, 289], а производительность – до 600 т/ч [273].

В настоящее время ГКД используются в виде одно- и двухканатных дорог с кольцевым или маятниковым движением вагонеток [7, 20, 198, 261]. Наибольшее распространение получили двухканатные (один тяговый и один несущий канат) ГКД с кольцевым движением [205]. Как правило, ГКД прокладываются на участках длиной ~ 8 км в зависимости от рельефа местности, вследствие чего они состоят из нескольких секций, каждая из которых имеет свою собственную приводную систему, а вагонетки перемещаются без остановки на границе между сопряженными секциями [7, 198]. Такое разделение общей длины обеспечивает гибкую эксплуатацию любой секции, унификацию (в определенной мере) характеристик ГКД и используемого технологического оборудования, а также позволяет осуществлять промежуточную загрузку или разгрузку транспортируемого материала.

Основными конструктивными элементами, оказывающими наиболее вредное воздействие на окружающую экосистему, промежуточные опоры, концевые, угловые и приводные станции, станции погрузки и разгрузки [29, 198].

Промежуточные опоры существенно различаются по высоте, конструкции и используемому материалу. Типичный диапазон их высот составляет от 6 до 10 м, а в качестве материала для изготовления применяется прокат из углеродистой атмосферостойкой стали, хотя могут использоваться также древесина и бетон [20, 123, 138, 198]. На рисунке 1.9 приведены варианты конструкций промежуточных опор для одно- и двухканатных ГКД [198]. Высота промежуточных опор зависит от расстояния и конфигурации рельефа между ними, наличием наземной растительности или сооружений, а также естественным провисанием несущего каната под действием собственного веса и веса нагруженных вагонеток [235]. При этом как российскими [127], так и иностранными [200, 223] нормативными документами регламентируется минимально допустимое вертикальное расстояние нижней точки вагонетки от посторонних предметов в пролете между опорами, безопасное с точки зрения задевания вагонеток и исключаящее создание аварийных ситуаций.



a – одноканатная ГКД; *б* – двухканатная ГКД

Рисунок 1.9 – Типичные конструкции промежуточных опор ГКД [198]

При необходимости изгиба трассы ГКД используются угловые станции со сквозным движением вагонеток (рисунок 1.10) [7, 20, 123, 219, 272]. Часто изгиб трассы в горизонтальной плоскости сопровождается необходимостью изгиба трассы также и в вертикальной плоскости. Как правило, это осуществляется основными канатными шкивами с диаметром не менее 100...120 диаметров несущего каната, установленными на вертикальных валах [198, 261]. Изгиб в вертикальной плоскости регулируется с помощью соответствующим образом расположенных дополнительных канатных шкивов меньшего диаметра. Важную роль играет тщательная выверка взаимного расположения всех канатных шкивов, так как это в значительной степени влияет на срок службы несущих канатов – он может достигать 2,5 млн. т транспортируемого материала [196].

Конструкция концевых станций включает приводную станцию и станцию погрузки [20, 37, 123, 272]. Если трасса ГКД достаточно велика и ГКД состоит из нескольких секций, то между указанными станциями размещается разделительная станция, которая действует и как приводная, так и возвратная станция. Ее функция – обеспечение перемещения вагонеток из одной секции в другую без ручного вмешательства и снижения скорости движения. Станция погрузки представляет собой стальную конструкцию, поддерживающую шкив несущего каната и технологическое оборудование для заполнения прибывающих пустых вагонеток транспортируемым материалом (рисунок 1.11) [261].

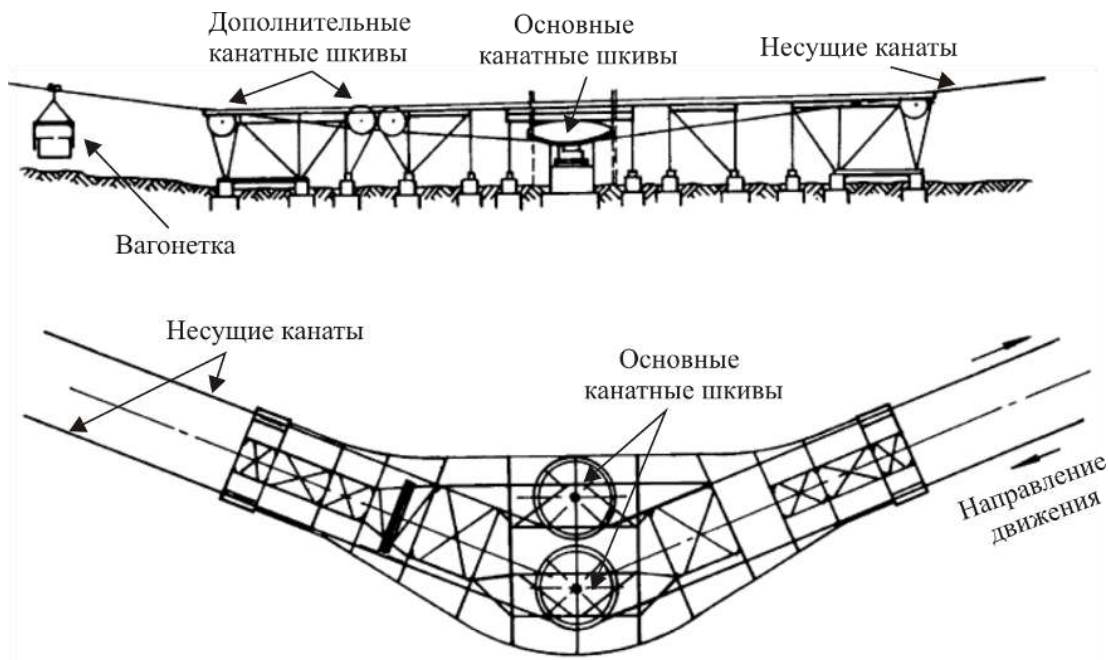


Рисунок 1.10 – Схема типичной угловой станции одноканатной ГКД [261]

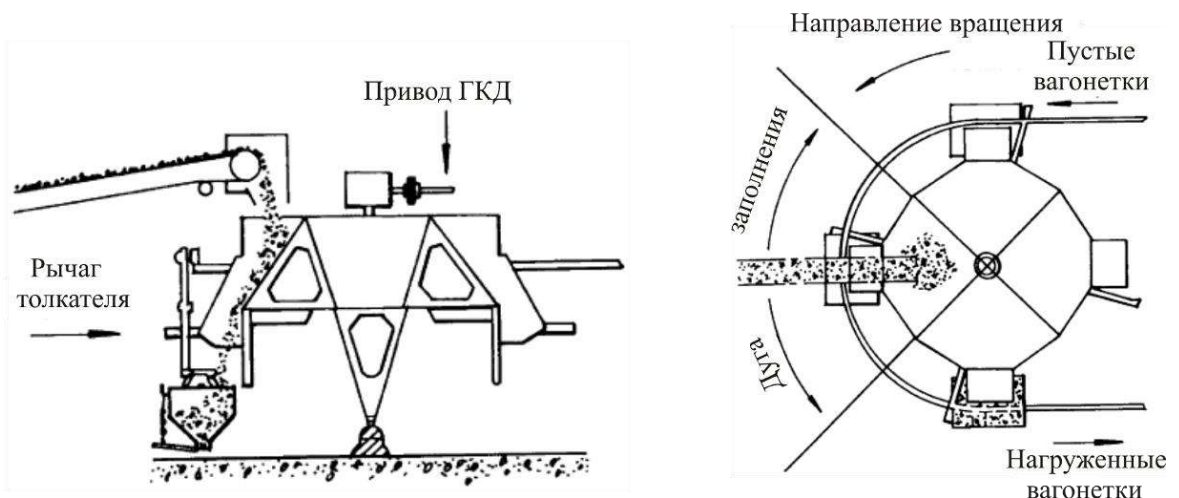


Рисунок 1.11 – Схема типичной станции погрузки ГКД [261]

Для современных высокоскоростных ГКД большой производительности интервал времени прибытия соседних вагонеток под загрузки составляет порядка 12 с, что требует наличия средств автоматического управления их перемещением, обеспечения правильного расположения при загрузке [115, 138]. По прибытии к питателю вагонетка автоматически отсоединяется от транспортирующего устройства, после чего запускается механизм подачи заданного количества транспортируемого материала.

Приводная станция может либо включать разгрузочное устройство, либо разгрузка может осуществляться перед станцией (рисунок 1.12) [261]. Конструктивно приводная станция в целом аналогична станции погрузки в той мере, в какой предусмотрены средства отсоединения вагонеток от каната, управления ими по внешней направляющей и средства контролируемого повторного крепления к тяговому канату [219]. Оборудование для разгрузки вагонеток зависит от их конструкции. Содержимое вагонеток обычно выгружается в бункер или загрузочную воронку. Наиболее важным элементом приводной станции является приводной механизм (рисунок 1.13).

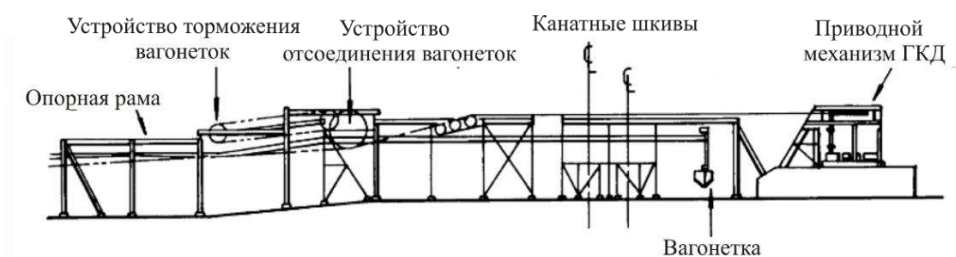


Рисунок 1.12 – Схема типичной приводной станции ГКД [261]

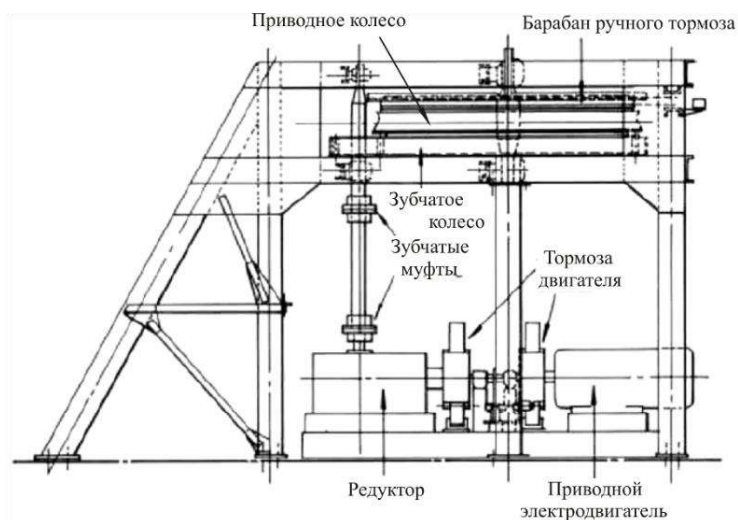
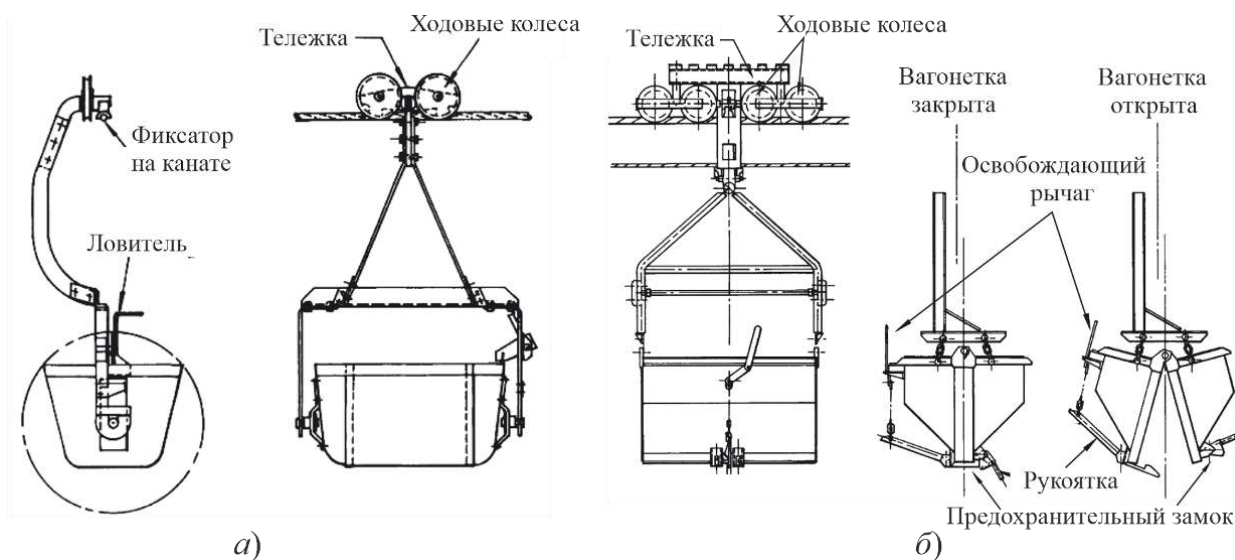


Рисунок 1.13 – Схема типичного приводного механизма ГКД [261]

Для ГКД большой длины и производительности из-за значительной разницы усилий натяжения каната в набегающей и сбегающей ветвях и, как следствие, необходимости обеспечения высокого значения тягового фактора, приводное колесо выполняется большого диаметра и рассчитывается на работу с несколькими полными витками каната [20, 115, 123, 272].

В общем случае вагонетка ГКД состоит из тележки и контейнера, который имеет несколько вариантов названия и конструктивного исполнения в зависимости от своего функционального назначения [7, 20, 29, 123, 138]. В случае одноканатной ГКД вагонетка подвешена к тележке, перемещающейся вместе с НТК (рисунок 1.14, а). Ходовые колеса используются только при движении вагонеток по направляющим во время погрузки или выгрузки. В случае двухканатной ГКД (рисунок 1.14, б) ходовые колеса несут нагрузку от вагонетки и перемещаются с помощью тягового каната вдоль несущего каната. Для улучшения акустических характеристик ходовые колеса выполняются либо с нейлоновым покрытием, либо в виде сплошных нейлоновых дисков. Это также оказывает благоприятное воздействие на снижение износа несущего каната [198].



а – для одноканатной ГКД; *б* – для двухканатной ГКД

Рисунок 1.14 – Варианты конструктивного исполнения вагонеток [272]

Применительно к МКД в настоящее время отсутствует достоверная статистика о количестве, географическом и конструктивном распределении используемых МКД. Анализ известных вариантов конструктивного исполнения МКД, как

эксплуатирующихся, так и представленных в проектной или патентной документации, показывает, что мобильность данного типа канатных транспортных систем обеспечивается несколькими путями:

- созданием отдельных сборочных единиц ОТО, каждая из которых отличается компактностью, малым весом и пригодностью к транспортировке с использованием маломощных средств доставки, включая ручную переноску или перевозку вьючными животными;

- размещением ОТО на подвижных шасси специальных колесных или гусеничных машин и формированием МКД путем объединения таких МКУ единой НТКС;

- размещением ОТО на рамных или контейнерных несущих конструкциях, ориентированных на доставку авиационными, речными или морскими средствами.

Легко переносимые МКД в виде гравитационных КД достаточно широко используются в сельском хозяйстве слабо развитых стран Африки и юга Азии [191, 205, 273]. Гравитационные МКД имеют предельно примитивную конструкцию, так как устанавливаются по месту с использованием подручных материалов (как правило, деревянных конструкций низких и часто расположенных промежуточных опор). Движение кареток с грузом под уклон обеспечивается силой тяжести от их собственного веса, а подъем зачастую – мускульным или тягловым приводом. Элементы типичной гравитационной МКД показаны на рисунке 1.15 [205].



а)



б)

a – линейная часть; *б* – нижняя концевая станция

Рисунок 1.15 – Элементы конструкции гравитационной МКД [205]

Легко переносимые МКД также нашли свое применение в горных и десантных частях армий ряда государств, в частности, России (СССР), США, Италии, Германии, Австрии (Австро-Венгрии) и др. [21, 221]. Такие МКД хорошо зарекомендовали себя в горных условиях для доставки необходимой военной амуниции к высокогорным опорным пунктам и для обратной эвакуации раненых. В годы I мировой войны их использовали, например, горные войска обеих воюющих сторон – Австро-Венгрии и Италии – в районе реки Изонцо в Доломитовых Альпах [221]. Стоящие в настоящее время на вооружении легко переносимые МКД конструктивно построены по модульному принципу, когда каждый модуль (секция линейной части, НТК, элементы концевых устройств и т.д.) имеет вес, пригодный для его транспортировки в условиях весьма пересеченной местности. Войсковая МКД, стоящая на вооружении Российской армии, позволяет осуществлять переброску грузов с пропускной способностью 250...500 кг/ч на расстояние от 1000 до 3000 м с перепадом высот 500...1000 м (угол наклона трассы до 45°) [132].

МКД, эксплуатируемые в настоящее время, преимущественно представляют собой самоходные или буксируемые канатные комплексы с размещением ОТО на подвижных шасси специальных колесных или гусеничных машин [260]. Такие МКД наибольшее распространение получили в лесохозяйственной промышленности для обеспечения трелевки добываемого лесоматериала с места его непосредственной разработки до места подъезда грузовой техники в условиях горной, сильно пересеченной или болотистой местности [96, 120, 121, 133, 183, 193].

Как правило, конструкция МКУ для трелевки леса включает привод, опоры (мачты), основную и вспомогательную канато-блочные системы, грузовые каретки, ГЗУ [96, 120, 277, 286, 287]. В качестве привода используются установленные на гусеничном или колесном тракторе многобарабанные лебедки или канатоведущие шкивы с приводом от электродвигателя или от штатного ДВС базовой машины. Основная канато-блочная система содержит грузовой, тяговый, несущий канаты (могут быть совмещены в едином тягово-подъемно-несущем канате), полиспасты и блоки для подвески канатов. НТК огибает в два-три витка канатоведущий шкив. Для нормальной работы НТК должен иметь первоначальное (монтажное) натяжение. Оно

регулируется барабанами или перемещением трактора. Вспомогательная канатно-блочная система состоит из крепежных оттяжек, талрепов и монтажных полиспас-тов. В качестве опор используются деревянные или металлические мачты (головная, тыловая, промежуточная) складной или телескопической конструкции, причем в зависимости от их компоновки МКУ подразделяются на [96]:

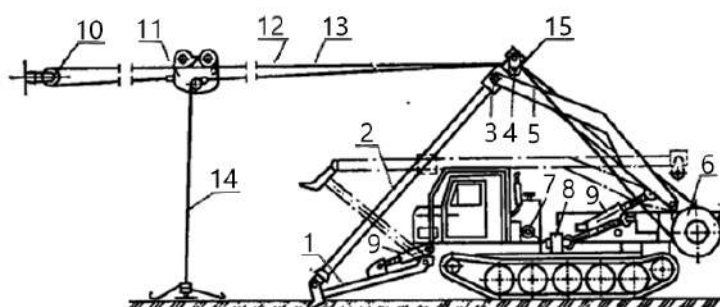
- одномачтовые (беспролетные);
- двухмачтовые (однопролетные);
- многомачтовые (многопролетные).

Подобная конструкция реализована в отечественных передвижных и самоходных установках СТУ-3С, ЛЛ-31, МЛ-43, ЛЛ-24 [120]. Техническая характеристика указанных МКУ приведена в таблице 1.4 [120].

Навесное оборудование самоходной установки МЛ-43 общим весом 19,6 т монтируется на тракторе ТТ-4 (рисунок 1.16) [120].

Таблица 1.4 – Техническая характеристика отечественных МКУ [120]

Марка установки	СТУ-3С	ЛЛ-31	К-93 (МЛ-43А)
Привод установки	лебедка на тракторе ТТ-4М	-	-
Расстояние трелевки, м	до 400	до 700	до 350
Диаметр несущего (несуще-тягового каната), мм	15,5	17,5	-
Скорость перемещения каретки, м/с	до 3	0,5...2,5	0,8...2,6



- 1 – упор; 2 – мачта; 3 – ползун; 4 – головка мачты; 5 – стойка; 6 – барабаны;
 7 – лебедка трактора; 8 – привод; 9 – гидроцилиндры; 10 – концевой блок; 11 – тележка;
 12 – тяговый канат; 13 – несуще-возвратный канат; 14 – собирающий канат с чокерами;
 15 – направляющий блок

Рисунок 1.16 – Самоходная канатная установка МЛ-43 [120]

Мачта высотой 6 м, состоящая из двух металлических труб, опирается нижним концом на упор. На ее вершине закреплена головка с двумя направляющими блоками. С помощью ползуна мачта связана со стойкой, шарнирно закрепленной на раме двухбарабанной лебедки. Упор двумя кронштейнами крепится к раме трактора. Мачта, стойка с ползуном и упор с кронштейнами образуют единую кинематическую систему, которую гидроцилиндрами стойки и упора поднимают в рабочее положение. Барабаны тягового и несущего канатов приводятся во вращение от раздаточной коробки через карданный вал и редуктор. Собирающий канат имеет чокерный упор, удерживающий чокеры на канате, а на другом конце, огибающем грузовой блок, - фиксатор возвратного хода для соединения собирающего и тягового каната при рабочем ходе тележки.

Отечественной промышленностью выпускаются трелевочные МКУ на колесном шасси, в частности, установка МЛ-139 на шасси КАМАЗ-43118 производства ЗАО «Транслес» [119] (рисунок 1.17). Навесное ОТО включает колонну (мачту), кабину с пультом дистанционного радиоуправления, лебедки несущего, тягового и возвращающего канатов, привод насоса гидросистемы и электрооборудование. Основные технические характеристики формируемой МКД: грузоподъемность каретки 3200 кг, скорость движения каретки 0...5 м/с, максимальная длина дороги 700 м, максимальное усилие в тяговом канате 32 кН, в несущем – 95 кН.



Рисунок 1.17 – Установка МЛ-139 на шасси КАМАЗ-43118 [119]

За рубежом используемые в настоящее время трелевочные МКУ выпускаются преимущественно такими фирмами-производителями, как Valentini (Италия), Larix (Чехия), Tajfun (Словения), Gantner (Австрия), Madill (Канада). Сравнительные технические характеристики указанных МКУ приведены в таблице 1.5, а их общий вид – на рисунках 1.3 и 1.18.

Таблица 1.5 – Сравнительные технические характеристики МКД на базе трелевочных МКУ зарубежного производства [30, 31, 120, 277]

Наименование характеристики	Значение характеристики для МКУ фирмы			
	Valentini	Larix	Tajfun	Ganter
Год начала производства МКУ	1984	1995	1979	–
Класс базового трактора, кВт	90; 104; 175; 305	45; 70; 90	60	–
Дальность перемещения, м	400...1500	500...800	250	400...1800; 2500
Грузоподъемность, кН	До 65	30	15; 30	10; 30; 50; 80
Тяговое усилие, кН	67...165	23...32	35...85	-
Скорость перемещения, м/с	2...9,9	-	2; 4	-
Высота опор (мачт), м	10...17	8; 11	6	-
Масса МКД, кг	-	3500	-	-
Длительность монтажа, ч	-	6...14; 3...7	-	70...120
Управление движением кареток	Дистанционно, по радиоканалу			



а)



б)

а – Larix [30]; б – MOZ 300 GR «Тайфун» [31]

Рисунок 1.18 – Трелевочные МКД зарубежного производства

Фирма Valentini специализируется на производстве шести типов трелевочных МКД (V400, V550, V600, V850, V1000, V1500), каждый из которых включает

несколько модификаций (рисунок 1.3). Навесное ОТО может размещаться на тракторе, прицепе, гусеничном или автомобильном самоходном шасси [277].

Семейство трелевочных МКД Larix (Чехия) включает ряд модификаций – Larix 550, Larix 3T, Larix H3-650, Larix Kombi, Larix Kombi H, Larix Hydro, Larix Lamaکو (рисунок 1.18, а). На рисунке 1.19 показана схема расположения на местности трелевочной МКД на основе МКУ типа Larix Kombi [120]. Важной конструктивной особенностью указанных МКД является то, что масса несущей металлоконструкции, механизмов и канатной системы оптимально распределена на оба моста, что обеспечивает хорошую мобильность трактора даже на местности с плохой проходимостью. Канатная система состоит из несущего, тягового, грузоподъемного и вспомогательного канатов. Радиоуправляемая грузовая каретка автоматически фиксирует сформированную и поднятую пачку хлыстов на требуемой высоте под несущим канатом. Конструкция муфт и тормозов барабанов, а также канатоведущего обеспечивает относительно точное ограничение максимального натяжения канатов [30, 96].

В настоящее время известен ряд технических предложений, содержащихся в патентной документации и касающихся конструкции МКД [111-114, 260].

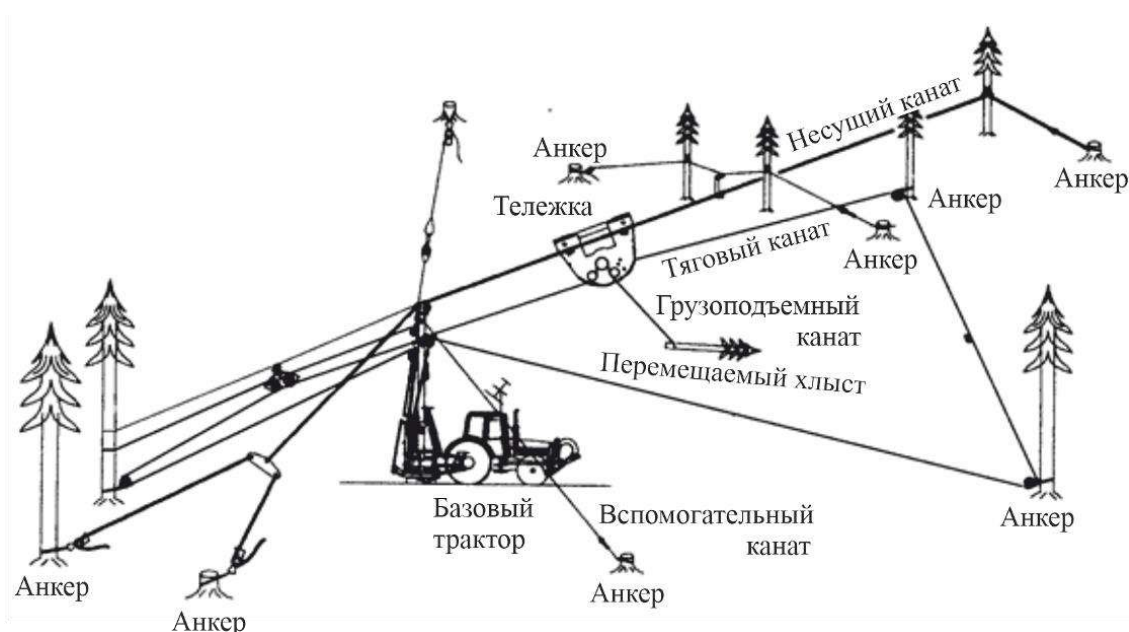
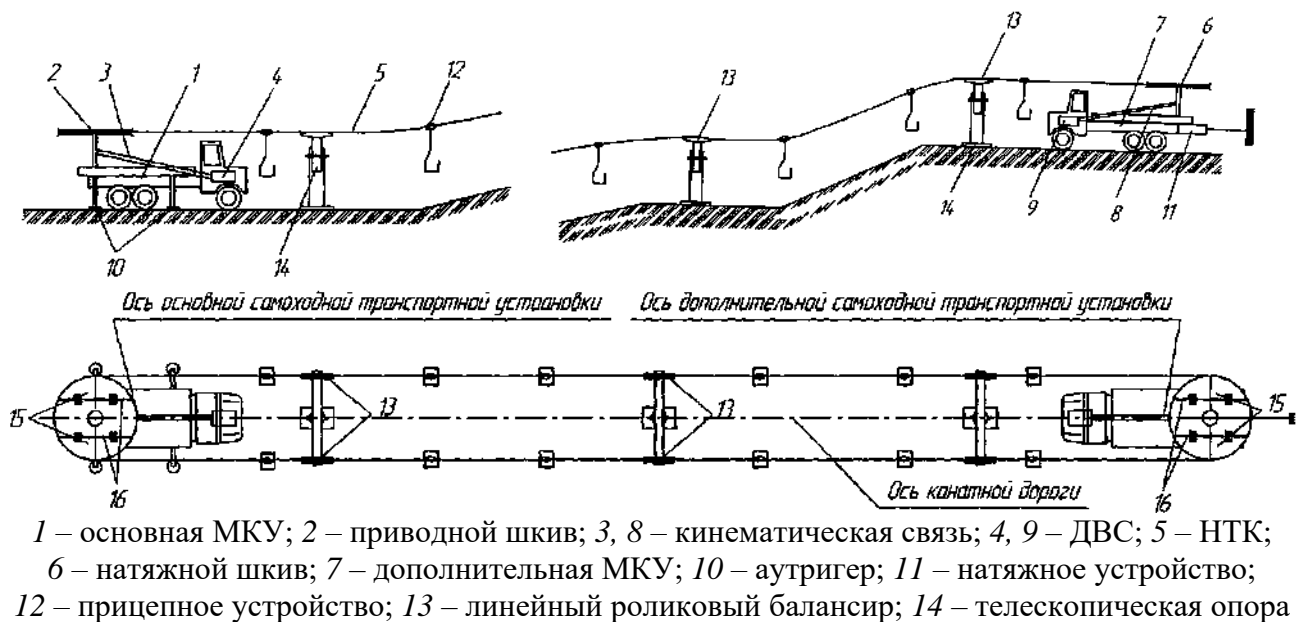


Рисунок 1.19 – Трелевочная МКД на основе МКУ типа Larix Kombi [120]

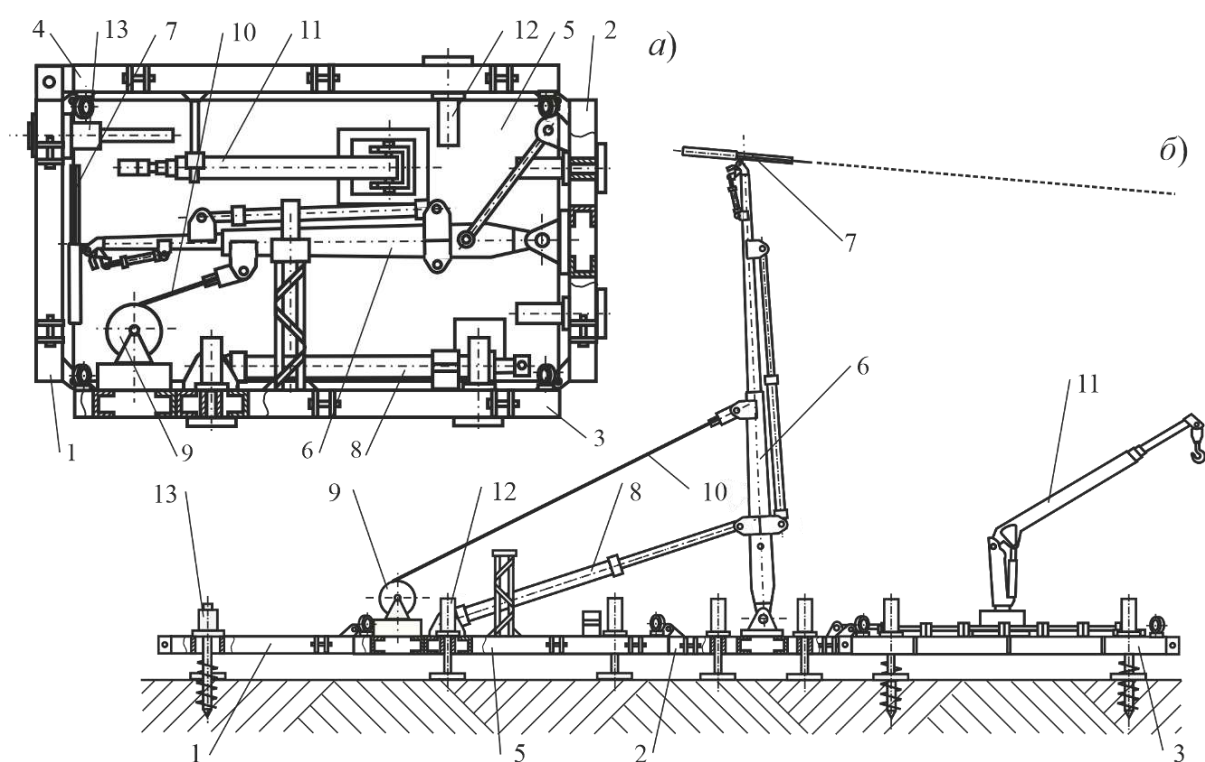
Примером технического предложения конструкции однопролетной МКД является самоходная МКД для сложных участков рельефа [260]. Она содержит две концевые самоходные МКУ на гусеничном шасси, соединенные общей НТКС для перемещения грузовой тележки с транспортируемым грузом.

Также в патентной документации [111-114] рассматриваются многопролетные КД, образованные концевыми самоходными МКУ на базе автомобилей или колесных шасси. Типичный вид трассы указанных МКД приведен на рисунке 1.20 [111]. МКД содержит приводной канатный шкив, кинематически соединенный с двигателем основной МКУ, и снабжена также дополнительной самоходной МКУ, закоренной натяжным устройством вдоль оси КД, а также замкнутый НТК с ГЗУ, огибающий шкивы и опирающийся на телескопические промежуточные опоры. Мобильность МКД обеспечивается применением МКУ и модульностью конструкций (в частности, телескопических линейных опор, анкеров, сборно-разборных шкивов). Однако наличие промежуточных тяговых установок исключает использование МКД такой конструкции в случае сложного рельефа местности между концевыми МКУ или наличия искусственных препятствий.



Хотя размещение ОТО на рамных или контейнерных несущих конструкциях, ориентированных на доставку авиационными, речными или морскими средствами,

является естественным и безусловно эффективным направлением дальнейшего совершенствования мобильных канатных транспортных технологий, в настоящее время отсутствуют примеры практической реализации данной концепции формирования МКД. Однако имеется проектное предложение конструкции и принципа разворачивания аэромобильной КД [117], ориентированной на доставку необходимого канатного оборудования с помощью вертолетов типа Ми-6, Ми-10 или Ми-26 грузоподъемности 8...20 т. На рисунке 1.21 показана концевая МКУ контейнерного исполнения для аэромобильной КД.



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

1...5 – торцевые несущие пластины; 6 – концевая опора; 7 – канатный шкив;
8 – подъемный гидроцилиндр; 9 – канатная лебедка; 10 – удерживающий канат;
11 – манипулятор; 12 – регулируемая опора; 13 – анкер

Рисунок 1.21 – Концевая МКУ контейнерного исполнения для аэромобильной КД [117]

Несущее основание МКУ выполнено из шести шарнирно соединенных между собой несущих пластин, которые в транспортном положении складываются, образуя стенки закрытого прямоугольного контейнера, а в рабочем положении раскладываются, образуя плоскую горизонтальную площадку, причем необходимое ОТО, включающее в том числе концевую опору изменяемой высоты, механизм пе-

ревода концевой опоры из транспортного положения в рабочее положение, механизм удержания концевой опоры в рабочем положении, устройства крепления несущего основания на грунте и грузовой кран-манипулятор, стационарно закреплено на несущих пластинах и не предусматривает дополнительной перестановки при разворачивании МКД.

1.3 Современные подходы к проектированию и моделированию рабочих процессов, протекающих при эксплуатации основного технологического оборудования подвесных канатных дорог

Методы проектирования пассажирских и грузовых СКД разработаны в достаточной степени. В наиболее полном виде они содержатся в работах отечественных [7, 15, 20, 126, 138] и зарубежных [198, 261, 272, 289] специалистов. Основные подходы и методы проектирования КД, в первую очередь, грузовых КД были разработаны еще в 50-70-х годах прошлого века. Подходы и методы моделирования рабочих процессов, протекающих в процессе эксплуатации КД, начали активно развиваться последние два-три десятилетия. В настоящее время этот процесс не прекращается, так как в связи с появлением и использованием более эффективных математических методов, а также в связи с совершенствованием технических возможностей вычислительной техники разрабатываются новые, более адекватные и точные методы моделирования применительно к различным видам канатного транспорта. Для этого широко используются различные виды математического и имитационного моделирования [27, 42, 75, 81, 235, 283], оптимизационные модели [42, 43, 62, 64, 66, 104, 283], подходы на основе искусственного интеллекта и нейронных сетей [104, 229], метод конечных элементов (МКЭ) в статической и динамической постановке [262, 275], цепи Маркова [248], деревья отказов [37, 43, 282], цифровые двойники [59] и др.

Ключевым элементом подвесных канатных систем является НТКС, отличающаяся характерной особенностью – естественным провисанием продольной линии несущих и несущее-тяговых канатов в пролете между опорами под действием собственного веса, веса транспортируемых пассажирских кабин или вагонеток и веса

ГЗУ. При расчетах геометрических и силовых параметров канат, как правило, рассматривается как нить с нулевой или весьма малой изгибной жесткостью. В [118] были разработаны основы статического и динамического расчета канатных систем применительно к условиям работы КД на основе матричного подхода. Для инженерных расчетов широко используются приближенные расчетные зависимости на основе представления продольной линии каната параболической [8] или гиперболической зависимостью («цепной линией») [278]. При необходимости дополнительного учета воздействия ветровых нагрузок в [186] рекомендуется применение уравнения Риккати. Анализ показывает, что в зависимости от длины пролета, перепада высот крепления концов каната и его натяжения возможных три геометрические формы провисания каната (показаны на рисунке 1.22) [8], хотя форму III можно рассматривать как граничную форму при $a = 0$. Для решения вопроса, какая форма провисания каната реализуется в конкретном случае, в [42, 62, 235] был предложен безразмерный критерий:

$$K_f = 0,5q_{Rcr}L_{rp}^2 / S_k\Delta v, \quad (1.1)$$

где q_{Rcr} – погонная весовая нагрузка каната; L_{rp} – пролет; S_k – горизонтальное усилие натяжения; Δv – перепад высот точек крепления каната в пролете.

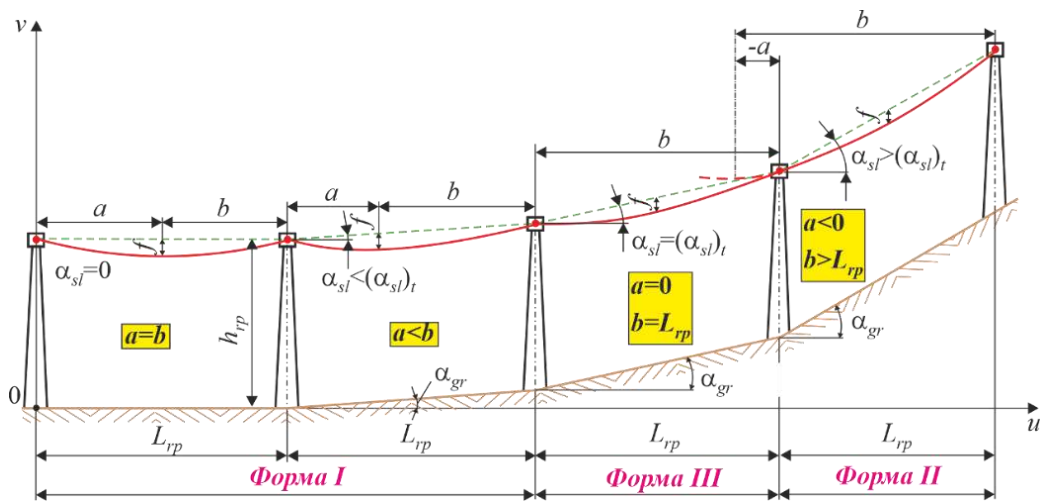


Рисунок 1.22 – Возможные формы провисания несущих канатов КД [235]

При $K_f \notin (-1; +1)$ реализуется I форма провисания каната, при $K_f \in (-1; +1)$ – II форма, при $K_f = \pm 1$ – III форма.

Учет влияния кабин или вагонеток, дискретно распределенных вдоль каната, существенно усложняет расчет геометрической линии и действующих в канате внутренних силовых факторов. Решению данной задачи посвящен ряд исследований, в частности, следующие работы: [186, 264, 275]. Поэтому с целью использования упрощенных расчетных зависимостей для геометрического и силового представления несущих канатов при оптимальном проектировании линии КД в [66] было предложено дискретный вес транспортируемой нагрузки приводить к условной погонной весовой нагрузке:

$$q_{Rcr} = \left[\left(q_k + \psi_l \frac{\sum Q_{load}}{n_k L_{rp}} \right)^2 + q_{wind}^2 \right]^{0.5}, \quad (1.2)$$

где q_k – вес 1 м несущего каната; ψ_l – коэффициент неравномерности приложения нагрузки на несущие канаты; $\sum Q_{load}$ – суммарный вес нагрузки на несущие канаты в пределах всей длины КД; n_k – число несущих канатов; q_{wind} – ветровая нагрузка, приходящаяся на 1 м длины несущего каната; L_{cr} – суммарная длина несущего каната в пределах КД.

Как и в случае машин непрерывного транспорта с гибким тяговым органом, при проектировании КД в качестве основы для синтеза основных технических характеристик (мощности привода, параметров трансмиссии приводного канатного шкива и натяжного устройства, провисания НТКС, типоразмера несущих и тяговых канатов, пропускной способности и др.) и последующего анализа их работы выступает тяговый расчет НТКС. Проектные методики его проведения разработаны и детально представлены в [7, 15, 20, 23, 37, 198, 261]. В [37] рассмотрены различные модификации тягового расчета различных типов КД (одно- и двухканатных, маятниковых и циркуляционных) в зависимости от взаимного расположения приводных и натяжных устройств. В целом, алгоритм указанных методик сходен с алгоритмом тягового расчета конвейеров с гибким грузонесущим тяговым органом [23, 24, 48, 239, 251].

Тяговый расчет КД – это составная часть более комплексной задачи проектирования КД в целом, которая предусматривает выполнение таких работ, как прокладка трассы с учетом рельефа местности, определение расстановки, высоты и

конструкции промежуточных опор, выбор места установки и конструкции приводной и натяжной станций, подбор необходимого ОТО и др. Строительство как ПКД в условиях сильно урбанизированной среды крупного города или мегаполиса, так и ГКД даже в незаселенной местности является затратной технической и экономической задачей [42, 189, 235], так как в общую стоимость реализации этой задачи входят расходы на изыскательские, проектно-конструкторские и строительно-монтажные работы, приобретение необходимого ОТО, создание системы управления движением и безопасностью эксплуатации [62, 66]. Одной из первых работ, посвященных выбору трассы КД и расстановки промежуточных опор, можно считать [261], в которой были сформулированы применяемые и до сих пор соответствующие эмпирические рекомендации. В [40] выбор прокладки трассы ПКД предложено выполнять на основе волнового алгоритма Ли с учетом пространственно-временного распределения транспортных и пассажирских потоков, функционального зонирования и рельефного профилирования. Применительно к трелевочным ГПД методика построения оптимального высотного профиля многопролетной дороги в условиях горного рельефа была разработана в [197], причем в качестве критерия оптимальности выступали два сугубо технических критерия – минимизация числа промежуточных опор (критерий с наибольшим приоритетом) и минимизация суммы квадратов высот промежуточных опор (критерий с наименьшим приоритетом).

Представляется достаточно очевидным тот факт, что задача прокладки трассы КД на пересеченной местности с выбором числа, места установки и высоты промежуточных опор является задачей совместной технико-экономической оптимизации, цель которой - минимизация затрат на возведение промежуточных опор, приобретение несущих и тяговых канатов, необходимого ОТО. Постановка и решение данной оптимизационной задачи весьма актуальна, так как позволяет существенно удешевить строительство канатной дороги [62, 283]. Такой подход развит в [42, 45, 62-64, 66, 73, 235, 236, 244, 283]. Естественно, что при проведении минимизации затрат в качестве критерия оптимальности с наибольшим приоритетом должен выступать экономический критерий – стоимость строительства либо всей КД в целом [42, 63, 235, 236, 283], либо ее участка, например, 1 км длины [42, 45, 62, 64, 66, 73, 244] при соблюдении необходимых технических ограничений. В

частности, примером такого экономического критерия при рассмотрении КД в целом является нелинейная функция [235]:

$$C = C_A + C_B + C_{eA} + C_{eB} + \sum_{i=1}^{I_t} (C_{ti} + C_{fi} + C_{ei}) + (C_{kt} + n_{kn} C_{kn}) \sum_{m=1}^{m=I_t+1} l_{km}, \quad (1.3)$$

где C_A, C_B – стоимость здания станции A и B ; C_{eA}, C_{eB} – стоимость ОТО, установленного на станции A и B ; C_{ti}, C_{fi}, C_{ei} – единичная стоимость металлоконструкции, фундамента и комплекта ОТО для i -й промежуточной опоры; C_{kt}, C_{kn} – стоимость 1 погонного метра тягового и несущего каната; I_t – число промежуточных опор; n_{kn} – число несущих канатов; l_{km} – длина каната с учетом его провисания в m -м пролете между соседними промежуточными опорами ($m-1$ и m).

В [73, 244] предложена методика снижения трудоемкости нахождения минимума стоимостной целевой функции (1.3) путем ее замены алгебраическим уравнением с последующим дифференцированием, что позволило получить аналитические зависимости для определения оптимальных параметров промежуточных опор. В [63, 236] предложенный в [42, 62] подход был развит на технико-экономическую оптимизацию линии КД с использованием унифицированных промежуточных опор дискретно переменной высоты.

Характерной особенностью подвесных канатных систем является существенный отклик геометрических и силовых параметров НТКС на движущуюся дискретную нагрузку, ветровое воздействие и изменение температуры окружающей среды, которые комплексно формируют динамическое напряженно-деформированное состояние, обуславливают колебательный характер провисания каната и раскачивание груза. Как следствие, проблема расчетной оценки и анализа динамических процессов, протекающих при эксплуатации СКД, вызывает интерес многих исследователей. В частности, математические модели движения дискретных масс в пролете одно- и двухканатных КД были разработаны и проанализированы в [79, 186]. В [199] рассмотрена задача нелинейного взаимодействия между движущимся несущим канатом и колебанием кабин применительно к КД с наклонной трассой. Были получены совместные матричные уравнения поперечных колебаний многопролетного каната и кабин, идеализированных в виде физических маятников, и выявлено незначительное влияние нелинейных эффектов вследствие высокой податливости

динамической системы. В [276] была разработана модель пролета КД с малым вертикальным наклоном и движущимися с переменной скоростью дискретными нагрузками, описываемая единым интегро-дифференциальным уравнением, для решения которого был применен метод пространственно-временной дискретизации Галеркина. В [232] на основе метода аппроксимации Ритца уравнений Лагранжа предложена модель влияния скорости движения и расстояния между кабинами ПКД на возможное возбуждение частотно-резонансного эффекта в несущем канате. Эти исследования были развиты в [233] для трехмерного представления двухканатной КД на основе нелинейных моделей и их анализа в рамках методов Ритца-Лагранжа и Галеркина. Было показано, что собственные частоты НТКС в значительной мере зависят от скорости перемещения дискретной нагрузки, что следует учитывать при решении вопроса об исключении резонансных режимов работы КД. В ряде работ [291, 292] в качестве исследуемой динамической системы (но в квазистатической постановке) рассматривалась КД в целом, что позволило комплексно учесть многие технические характеристики КД. Рассмотренные работы на основе современного математического аппарата позволяют достаточно адекватно выполнять количественную оценку динамических процессов в НТКС СКД, однако на сегодняшний момент и отсутствует возможность моделирования динамики многопролетной КД с учетом ее пространственной конфигурации и учета нелинейных эффектов взаимодействия канатов с движущимися кабинами.

На динамические процессы в СКД существенное влияние оказывает ветровое воздействие как вследствие значительной потенциально возможной его величины, так и вследствие стохастического характера приложения во времени. Наиболее глубоко эта задача была рассмотрена в [224, 228, 262, 275]. В [228] предложена динамическая модель двухканатной ПКД, имитирующая динамические реакции канатов и кабин и визуализирующая вихревое движение, включая образование, отрыв и перемещение вихрей Кармана. Полученные результаты модельных расчетов удовлетворительно согласуются с данными экспериментальных исследований [262]. В [275] для оценки внутренних силовых факторов и деформаций в канате в условиях ветрового воздействия применен подход на основе МКЭ. При этом канат рассматривается как гибкий криволинейный стержень под действием сил осевого натяже-

ния и тяжести, а также поперечной распределенной силы ветрового давления. Получаемое матричное уравнение МКЭ является геометрически нелинейным, что требует для своего решения использование итерационного метода Ньютона-Рафсона.

Имеются исследования, посвященные температурному воздействию окружающей среды на напряженно-деформированное состояние несущих канатов КД. В [66, 246] это влияние рассматривается с позиций температурного изменения длины каната между опорами, что позволяет оценить изменение продольных усилий натяжения и сформулировать требования по предельно допустимым перепадам температур с точки зрения возможного превышения допустимой прочности каната.

Эксплуатирующиеся в настоящее время СКД обладают высокими эксплуатационными характеристиками, в том числе, показателями надежности, безопасности и ремонтпригодности [37, 42]. Это обусловлено тем, что подвесные КД являются техническими устройствами повышенной опасности и поэтому во время их эксплуатации выполняется широкий перечень работ по техническому обслуживанию оборудования. Необходимость и сроки проведения конкретных работ базируются на упреждающем прогнозировании возникновения критических отказов потенциально опасных конструктивных элементов ОТО КД с помощью соответствующих моделей надежности: с помощью анализа деревьев отказов [42, 282], моделей имитационного моделирования [213]) или по результатам мониторинга (в частности, непосредственным измерением диагностических параметров [204, 249] или подходов на основе нечеткой логики [285]).

Опыт эксплуатации транспортно-перегрузочного оборудования различных типов показывает, что несмотря на проведение плановых ремонтов, при эксплуатации наблюдаются случайные отказы отдельных структурных элементов, приводящие к невозможности дальнейшей работы оборудования в целом [3, 88]. Для транспортных канатных систем случайные отказы связаны как естественной деградацией свойств материалов и конструкций [37, 42, 269], так и со случайными повреждающими воздействиями со стороны эксплуатационных нагрузок или атмосферных факторов [50, 218, 245].

В настоящее время существует достаточно большое число определений, характеризующих понятие «риск» применительно к различным аспектам человеческой деятельности [14]. Более узкое понятие «технический риск» R , наиболее часто [32,

65] понимается либо как вероятность P_a аварийного события нанесения ущерба при эксплуатации технического устройства, либо как количественная мера сочетания вероятности нарушения его работы Q_i и связанного с этим нарушением ущерба (экономического или иного) W_i :

$$R_i = P_a \quad \text{или} \quad R_i = Q_i W_i. \quad (1.4)$$

В любом случае в основе расчета технического риска лежит количественная оценка вероятности наступления аварийных событий [215]. Это требует разработки расчетных методик прогнозирования изменения во времени показателей надежности и, в первую очередь, вероятностей критических отказов при работе исследуемого технического устройства, с учетом конкретных особенностей его конструкции и режимов эксплуатации. Применительно к канатному транспорту и родственному оборудованию такие методики содержатся в [32, 42, 65, 68, 89, 241, 284]. В частности, в [253] для моделирования кинетики формирования отказов с целью оценки экономических затрат и количества запасных частей на техническое обслуживание производственного оборудования использовался метод Монте-Карло. На основе модификации этого подхода в [254] был разработан генетический алгоритм. В [241] для прогнозирования кинетики показателей надежности с течением времени было использовано дифференциальное уравнение Колмогорова-Чепмена, которое периодически подлежит реформированию в моменты времени проведения ремонтов с учетом изменения надежности восстанавливаемых структурных элементов КД. Большими возможностями для анализа влияния различных стратегий технического обслуживания на кинетику показателей надежности инженерных систем и стоимость ремонтов также обладают подходы на основе имитационного моделирования [231] и анализа деревьев обслуживания неисправностей с учетом случайного распределения времени отказов и возможными стратегиями технического обслуживания [207].

В настоящее время эффективным направлением поддержания благоприятного уровня надежности и безопасности промышленного оборудования является техническое обслуживание и ремонтно-восстановительные мероприятия в течение всего срока службы [230, 294]. За последние десятилетия роль технического обслуживания и ремонтов в повышении технической и экономической эффективности жизненного цикла промышленного оборудования кардинально изменилась и стала

важным стратегическим средством производственных и эксплуатационных организаций для достижения их бизнес-целей [263]. Для разработки стратегий технического обслуживания и плановых ремонтов были использованы различные подходы и математический аппарат, базирующиеся на теории нечеткой логики [285], скрытых марковских и полумарковских моделях [192, 248], интегральном уравнении для количественного представления динамики процесса изменения во времени показателей надежности технической системы [225], системе дифференциальных уравнений Чепмена-Колмогорова для прогнозирования кинетики перехода системы и ее отдельных ключевых структурных элементов в различные возможные состояния надежности [89, 241].

Обязательным условием существенного повышения надежности и безопасности промышленного оборудования с помощью технического обслуживания и ремонта является вложение дополнительных финансовых и материальных затрат, так как согласно данным [252] затраты на указанные мероприятия составляют от 3 до 40 % (в среднем 28 %) от общей стоимости продукта, произведенного оборудованием. Поэтому важное практическое значение имеет задача формирования оптимальных стратегий технического обслуживания и ремонтов с учетом функциональных возможностей, особенностей структуры и конструкции конкретных инженерных систем, а также состава, количественных показателей надежности и деградации, стоимости и других показателей структурных элементов этих систем [271]. Это актуальная инженерная задача, имеющая технико-экономический характер [43]. Однако до настоящего времени выполнен сравнительно небольшой объем исследований, посвященных оптимизации стратегий технического обслуживания и ремонта инженерных систем в сфере транспортных и перегрузочных технологий. Для ПКД этот вопрос рассматривался в [250].

Проблема исследования подвесных КД имеет не только технический аспект. Например, в [255] рассматриваются вопросы социального и экономического влияния строительства КД на развитие прилегающих территорий, в [211] оценивается влияние внедрения ПКД на сокращение выбросов углекислого газа CO_2 , в [256] обсуждаются вопросы юридического оформления права собственности на воздушное пространство и землю для КД.

1.4 Выводы по разделу 1

1. В настоящее время канатные системы, использующие принцип передачи движения с помощью гибких стальных канатов, применяются в качестве ключевого конструктивного элемента при создании транспортного и перегрузочного оборудования для решения различных логистических задач. Это обусловлено существенными технико-экономическими, социальными и экологическими достоинствами транспортного оборудования на основе канатных технологий, к которым можно отнести перемещение грузов и пассажиров над землей без пересечения с трассами других видов городского или промышленного транспорта; возможность прокладки дорожных трасс между конечными точками напрямую, что позволяет минимизировать длину канатной дороги, затраты на ее строительство и эксплуатацию, время транспортировки; малую чувствительность к рельефу местности, наличию наземной и подземной инфраструктуры; отсутствие необходимости в строительстве мостов, эстакад, путепроводов, насыпей, тоннелей и т.п.; отсутствие необходимости в проведении объемных земляных работ, нарушающих ландшафт и требующих последующей рекультивации; минимальную потребность в строительных материалах и конструкциях, сравнительно невысокий расход конструкционных сталей, цветных металлов, полуфабрикатов и строительных материалов; минимальное землеотведение под установку линейных опорных конструкций; минимальное экологически негативное воздействие на почву, что обеспечивает сохранность экосистемы территорий вдоль трассы канатной дороги; устойчивость к воздействию неблагоприятных климатических факторов и стихийных бедствий; использование электрической тяги, не оказывающей негативного влияния на окружающую среду, низкий уровень шума и вибраций, отсутствие вредных выбросов, независимость от нефтепродуктов и др.

2. В последние десятилетия наблюдается рост интереса к канатному транспорту для организации как пассажирских, так и грузовых или грузо-пассажирских перевозок. Это связано с развитием в современном мире таких глобальных процессов, как повышение значимости экологических требований при оценке качества функционирования промышленных и социальных объектов или охраняемых природных экосистем, реализация концепции «Умный город», переход к технологиям

Индустрии 4.0 применительно к сфере транспорта, востребованность освоения труднодоступных и отдаленных природных территорий со сложным рельефом.

3. В настоящее время канатные транспортные технологии реализуются в виде двух технических концепций – стационарных канатных дорог и мобильных канатных дорог. Наибольшее распространение получили СКД, которые нашли широкое применение во многих отраслях промышленности (горной, металлургической, энергетической, строительной, лесной, сельскохозяйственной и др.), в качестве систем городского внеуличного общественного транспорта, как транспортный элемент спортивной, туристической или рекреационной инфраструктуры. Их принципиальной особенностью является работа на одном месте установки в течение всего срока эксплуатации, изменение места установки производится, как правило, в исключительных случаях.

4. На практике достаточно часто возникают транспортно-логистические задачи, требующие мобильности используемого технологического оборудования. К таким задачам можно отнести проведение транспортно-перегрузочных работ на труднодоступных или экологически уязвимых территориях, при отсутствии необходимой транспортной инфраструктуры, территориях с неблагоприятным природным рельефом, в зонах разрушений природных или техногенных аварий и др. Для решения указанных задач естественным конструктивно-функциональным аналогом стационарных канатных дорог являются МКД.

5. Конструкции и методы проектирования СКД разработаны в достаточной степени. Однако накопленный к настоящему времени опыт конструирования, проектирования и эксплуатации СКД нельзя в полной мере использовать при конструировании, проектировании и эксплуатации МКД. Существующие подходы, расчетные методы и рекомендации не позволяют сформировать научно обоснованную базу для создания перспективных однопролетных МКД на базе автономных самоходных МТПКК вследствие существенных принципиальных различий в конструкции основного технологического оборудования, условиях и режимах эксплуатации, принципах интеллектуального управления, учета влияния базового колесного или гусеничного шасси, процессов его взаимодействия с деформируемым опорным основанием и др.

2 ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ ОДНОПРОЛЕТНЫХ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ МАЯТНИКОВОГО ТИПА НА БАЗЕ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Однопролетные МКД на базе самоходных колесных МТПКК высокой грузоподъемности и проходимости, способных обеспечить автономную доставку к месту работы необходимое технологическое оборудование для проведения транспортно-перегрузочных операций и его оперативное развертывание, являются перспективным и эффективным видом современных многоцелевых канатных систем. Новизна данного вида транспортной техники и невозможность использования в полной мере методов проектирования и расчета, разработанных к настоящему времени применительно к стационарным грузовым и пассажирским канатным дорогам, требуют создания научно обоснованных теоретических основ проектирования, расчета и моделирования рабочих процессов на всех стадиях жизненного цикла однопролетных МКД на базе самоходных колесных МТПКК, а также разработки научно обоснованных практических рекомендаций для получения МКД с предельными функциональными возможностями при обеспечении высоких показателей качества.

В разделе 2 рассмотрены базовые методологические подходы к созданию однопролетных МКД маятникового типа на базе самоходных колесных МТПКК. Они более подробно рассмотрены в публикациях, в частности, анализ альтернативных вариантов конструктивного исполнения исследуемых МКД представлен в работах [47, 83, 84, 143, 149, 157, 171, 173, 279], структурно-функциональная схема и принцип работы МКД исследованы в [43, 156, 175], комплексная математическая модель МКД рассмотрена в [43, 60, 78, 86, 150, 151, 163, 166, 172, 176, 177, 237].

2.1 Варианты конструктивного исполнения однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

В зависимости от конструктивных особенностей НТКС однопролетные МКД на базе МТПКК могут иметь несколько альтернативных вариантов исполнения.

Исходя из возможного функционального назначения, стальные канаты, входящие в структуру НТКС МКД, следует разделять на:

- несущие канаты (тип Н), воспринимающие весовые нагрузки со стороны транспортируемого груза и ГЗУ или подвесных кабин;

- тяговые канаты (тип Т), обеспечивающие перемещение транспортируемого груза и ГЗУ или подвесных кабин вдоль трассы МКД между конечными пунктами погрузки и разгрузки;

- несуще-тяговые канаты (тип НТ), совмещающие обе указанные функции.

Исходя из вида трассы МКД, формируемой канатом, следует различать:

- кольцевые канаты (тяговые, тип Тк; несущие, тип Нк; несуще-тяговые, тип НТк) с двумя параллельно протянутыми ветвями каната между канатными шкивами сопряженных базовых станций (БС);

- линейные канаты (тяговые, тип Тл; несущие, тип Нл; несуще-тяговые, тип НТл) с одной протянутой ветвью каната между канатными шкивами сопряженных БС.

Исходя из вида организации перемещения транспортируемого груза между конечными пунктами погрузки и разгрузки МКД, следует различать:

- МКД кольцевого типа (тип К), реализующие непрерывное перемещение транспортируемого груза в одном направлении или его реверсивное перемещение в течение длительного времени;

- МКД маятникового типа (тип М), реализующие возвратно-поступательное перемещение транспортируемого груза.

Возможные сочетания вида организации перемещения транспортируемого груза вдоль трассы МКД с типом используемых канатов и вида трассы позволяют сформировать совокупность возможных схемных решений (альтернативных вариантов) конструктивного исполнения однопролетных МКД на основе МТПКК. Они приведены на рисунке 2.1. Условное обозначение схемного решения однопролетной МКД формируется по следующему принципу: вид организации перемещения груза (К или М) – тип используемого каната (Н, Т или Нт) – вид трассы (к или л).

В таблицах 2.1 и 2.2 представлены результаты анализа проявления положительных и негативных технико-экономических свойств у различных альтернативных вариантов однопролетных МКД на базе МТПКК.

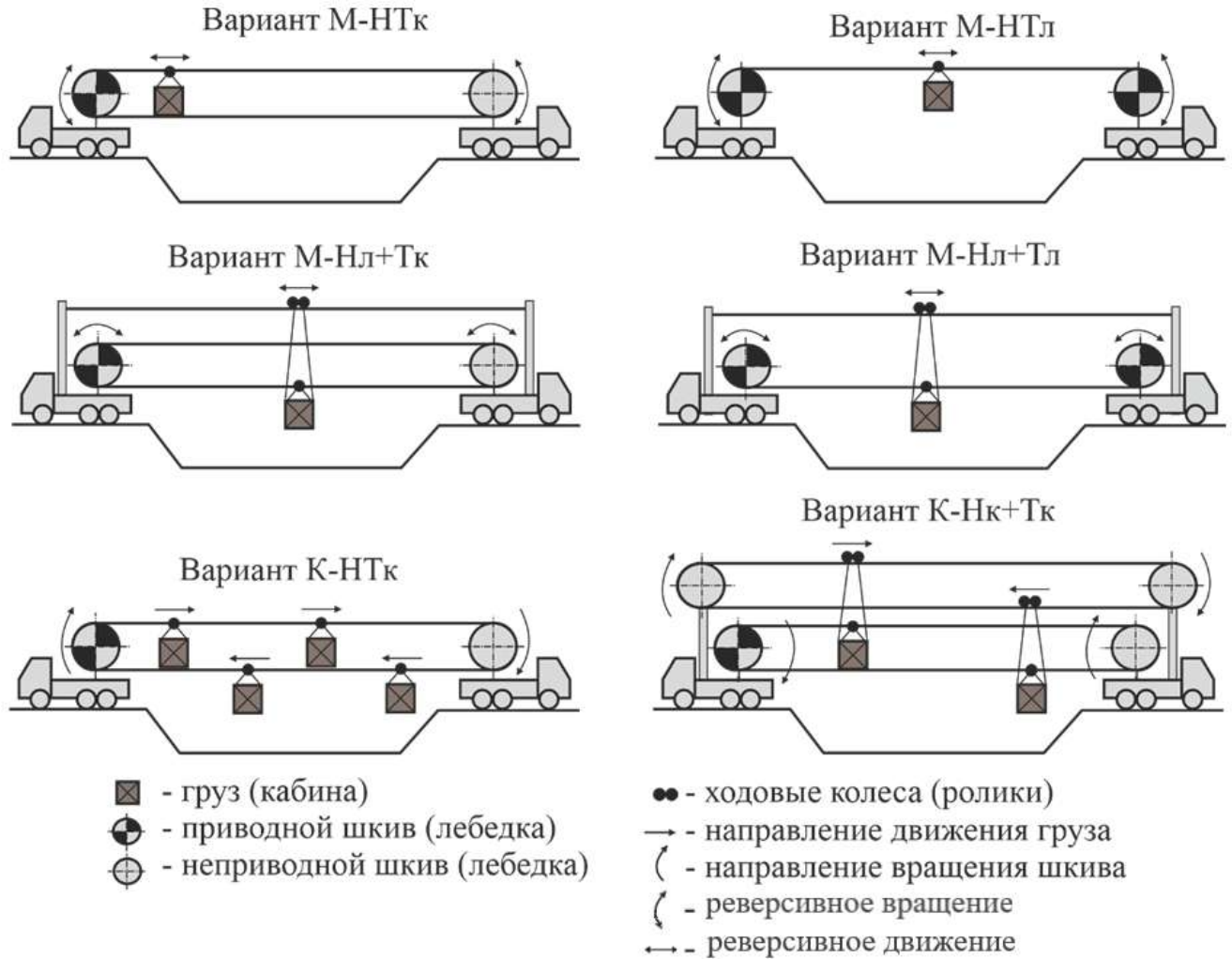


Рисунок 2.1 – Альтернативные варианты однопролетных МКД на базе МТПКК

По совокупности положительных и негативных технико-экономических свойств наиболее перспективными для дальнейшей разработки являются МКД вариантов М-НТк и М-НТл. Для обоих вариантов положительные свойства, в основном, одинаковы, хотя и имеются несоответствия.

Вариант М-НТк оказывается предпочтительнее вследствие возможности реализовать одновременное встречное перемещение грузов, закрепленных на параллельных ветвях НТКС, а также возможности опирания ГЗУ (при отсутствии встреч-

ного перемещения груза) на две ветви НТКС. Первое преимущество имеет ограниченное практическое значение, так как при диаметре канатных шкивов, который по требованиям компоновки на колесном шасси может составлять 1...2 м, допустима лишь малая ширина транспортируемых грузов в диапазоне 0,6...1,5 м при условии безветрия во время эксплуатации МКД. Второе преимущество имеет большую практическую ценность, так позволяет более эффективно организовать демпфирование раскачивания транспортируемого груза в условиях ветрового воздействия [143].

Таблица 2.1 – Проявление положительных технико-экономических свойств у альтернативных вариантов однопролетных МКД на базе МТПКК [143]

Наименование свойства	Вариант					
	М-НТк	М-НТл	М-Нл+Тк	М-Нл-Тл	К-НТк	К-Нк+Тк
Возможность одновременного встречного перемещения грузов	+		+		+	+
Использование каната одного типоразмера	+	+			+	
Сравнительно небольшая длина используемого каната	+	++		+	+	
Простота регулировки длины каната в зависимости от величины пролета между БС		+				
Возможность опирания ГЗУ на две ветви каната	+		+			
Сравнительно небольшая трудоемкость навешивания каната	+	++			+	
Отсутствие необходимости в устройствах соединения концов каната		+		+		
Отсутствие необходимости в дополнительных устройствах натяжения тяговых канатов	+	+			+	
Отсутствие необходимости футеровки приводного шкива		+		+		
Возможность подвески более одного груза к ветви каната					+	+
Возможность жесткой фиксации ГЗУ к канату	+	+	+	+		
Наименьший состав необходимого ОТО	+	+			+	

Примечание: «+» – свойство проявляется

Вариант М-НТл оказывается предпочтительнее вследствие более простой регулировки длины каната в зависимости от величины пролета между БС, отсутствия необходимости использования специальных устройств для соединения концов замкнутого каната и отсутствие необходимости использовать футеровку поверхности

приводного канатного шкива (лебедки). Первые два преимущества имеют ограниченное практическое значение, так как при использовании для перемещения груза одной ветви НТКС излишки длины каната достаточно просто закрепляются на параллельной нерабочей ветви, а современные конструкции устройств соединения концов канатов позволяют обеспечить прочность каната на разрыв в месте его соединения, практически равную агрегатной прочности самого каната.

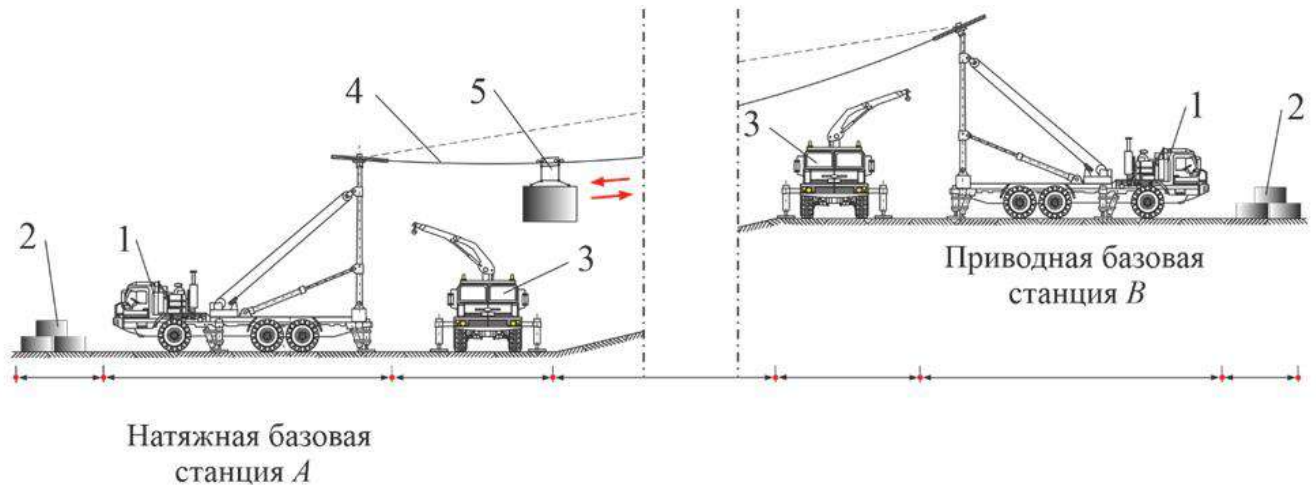
Таблица 2.2 – Проявление негативных технико-экономических свойств у альтернативных вариантов однопролетных МКД на базе МТПКК [143]

Наименование свойства	Вариант					
	М-НТк	М-НТл	М-Нл+Тк	М-Нл-Тл	К-НТк	К-Нк+Тк
Невозможность одновременного встречного перемещения грузов		+		+		
Малая ширина груза при встречном перемещении	+		+		+	+
Использование канатов двух типоразмеров			+	+		+
Использование каната максимального типоразмера	+	+			+	
Повышенные длина и вес используемых канатов						+
Необходимость использования канатной лебедки большой емкости		+		+		
Подвеска ГЗУ к одной ветви каната		+		+	+	+
Необходимость использования дополнительных устройствах натяжения тяговых канатов			+	+		+
Необходимость футеровки приводного шкива	+		+		+	+
Наибольшая трудоемкость навешивания канатов			+			+
Необходимость открепляемого закрепления ГЗУ на канате					+	+
Наименьшая надежность ОТО			+			+

Примечание: «+» – свойство проявляется

Как показано в разделе 3, отсутствие необходимости в использовании футерованных приводных канатных шкивов (лебедок) является существенным практическим преимуществом, хотя и для варианта М-НТк существуют эффективные конструкторские меры по повышению тягового фактора приводного шкива [143].

Исходя из проведенного сравнительного анализа альтернативных вариантов МКД в качестве наиболее перспективного и подлежащего дальнейшей научной проработке был выбран вариант М-НТк. Схема данной МКД показана на рисунке 2.2.



1 – МТПКК; 2 – транспортируемый груз; 3 – кран-манипулятор; 4 – НТК; 5 – ГЗУ

Рисунок 2.2 – Типовое конструктивное исполнение однопролетной МКД маятникового типа на базе МТПКК

Типовое конструктивное исполнение представляет собой однопролетную МКД маятникового типа на базе самоходных МТПКК, сопряженных единой НТКС в виде замкнутого несуще-тягового каната с двумя параллельно расположенными ветвями.

2.2 Структурно-функциональная схема и принцип работы однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Данной структурно-функциональной схеме соответствует типовое конструктивное исполнение МКД.

Структурно-функциональная схема МКД, общий внешний вид которой показан на рисунке 2.2, приведена на рисунке 2.3. Она включает следующие структурно-функциональные элементы:

- НТКС ($\mathcal{E}_{\text{кc}}$) с сопряженными ГЗУ для подвешивания и транспортировки различных грузов или пассажиров;
- приводную БС станцию ($\mathcal{E}_{\text{пкс}}$) для обеспечения перемещения НТК вместе с транспортируемым грузом или пассажирами;
- натяжную БС ($\mathcal{E}_{\text{нкс}}$) для обеспечения требуемого технологического натяжения НТК;
- силовые установки (\mathcal{E}_{cy}) приводной и натяжной БС для обеспечения работы приводов механизмов МТПКК;
- самоходные шасси (или прицепы, полуприцепы) ($\mathcal{E}_{\text{сш}}$) для размещения ОТО приводной и натяжной БС.

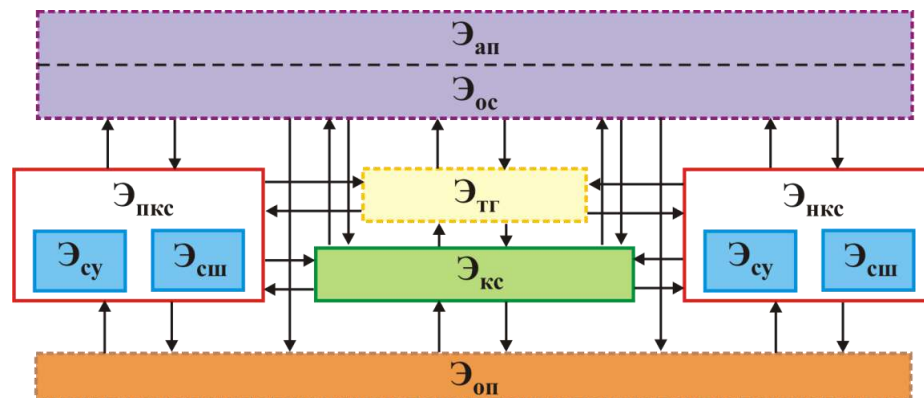


Рисунок 2.3 – Структурно-функциональная схема МКД на базе МТПКК

На рисунке 2.3 также показаны внешние структурные элементы, не входящие в структуру МКД, но оказывающие существенное непосредственное воздействие на работу структурно-функциональных элементов МКД [56, 59]:

- транспортируемый груз ($\mathcal{E}_{\text{тг}}$);
- опорная поверхность ($\mathcal{E}_{\text{оп}}$), обеспечивающая размещение и анкеровку МТПКК;
- окружающая среда ($\mathcal{E}_{\text{ос}}$);
- особые процессы природного или техногенного характера ($\mathcal{E}_{\text{ап}}$), возникновение которых при эксплуатации МКД приводит к нештатной или аварийной работе функционально-структурных элементов.

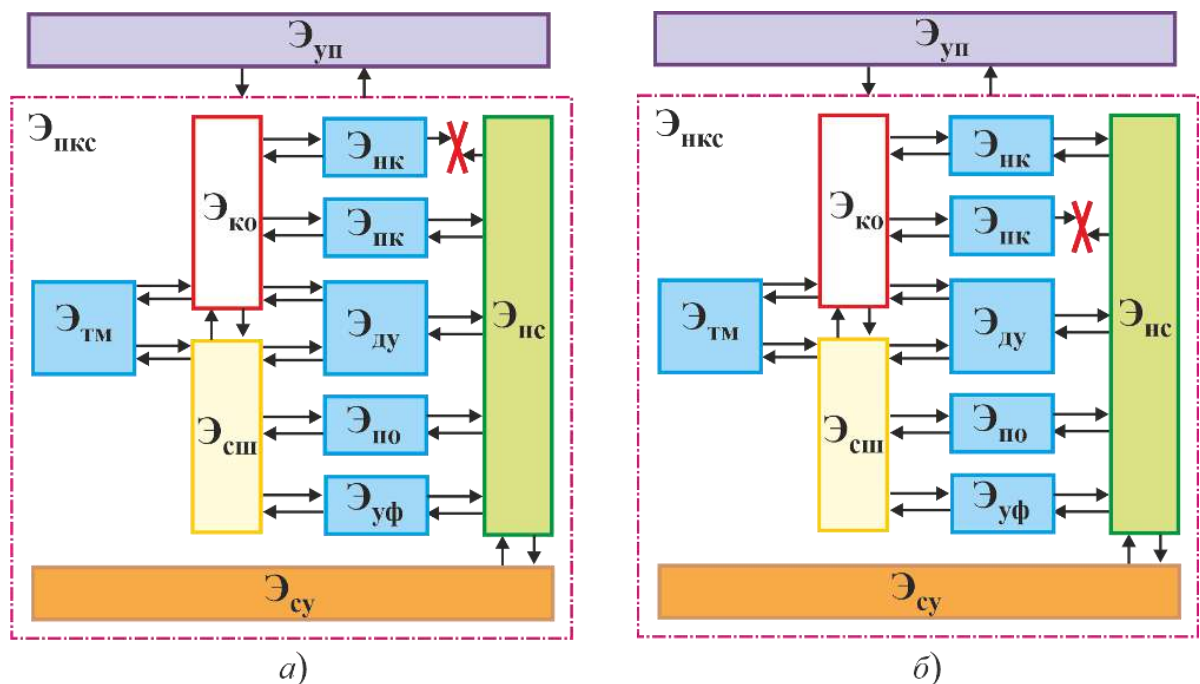
Однопролетная МКД маятникового типа на базе МТПКК формируется с помощью машинного комплекта, в состав которого входят две автономные БС ($\mathcal{E}_{\text{пкс}}$ и

$\mathcal{E}_{\text{нкс}}$), представляющие собой самоходные колесные шасси высокой грузоподъемности и проходимости 1, а также НТКС ($\mathcal{E}_{\text{кс}}$). БС располагаются на местности в конечных пунктах трассы МКД (участки 1-2 и 5-6 на рисунке 2.2). Специализированное ОТО, которое монтируется на несущей раме самоходного шасси каждой БС, позволяет обеспечить маятниковое перемещение грузов ($\mathcal{E}_{\text{т}}$) вдоль трассы МКД (участок 3-4 на рисунке 2.2) между пунктами погрузки-разгрузки (участки 2-3 и 4-5 на рисунке 2.2). Предварительно транспортируемые грузы 2 доставляются на складскую территорию (участки 0-1 и 6-7 на рисунке 2.2) в непосредственной близости от конечных пунктов трассы МКД. Затем они с помощью погрузочно-разгрузочных машин, механизмов или приспособлений различных типов (например, мобильных кранов-манипуляторов 3, погрузчиков, конвейеров и др. [156, 157]) подвешиваются к НТК 4 с помощью ГЗУ 5 различного конструктивного исполнения в зависимости от вида груза. В процессе эксплуатации МКД одна из БС выполняет функции приводной БС ($\mathcal{E}_{\text{пкс}}$) и обеспечивает маятниковое движение НТК с транспортируемым грузом. Вторая БС выполняет функции натяжной БС и обеспечивает оптимальное натяжение НТК в зависимости от длины трассы, перепада высот между конечными точками трассы и веса груза.

На рисунке 2.4 приведены структурно-функциональные схемы приводной ($\mathcal{E}_{\text{пкс}}$) и натяжной ($\mathcal{E}_{\text{нкс}}$) БС, которые детализируют входящее в их структуру ОТО, необходимое для функционирования МКД. Они включают следующие структурно-функциональные элементы:

- концевую опору ($\mathcal{E}_{\text{ко}}$);
- механизм установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении ($\mathcal{E}_{\text{уф}}$), обеспечивающий подъем опоры из транспортного положения в рабочее положение для обеспечения требуемого высотного расположения НТКС;
- механизм пространственной ориентации канатного шкива ($\mathcal{E}_{\text{по}}$), обеспечивающий взаимную параллельность продольных осей ручья канатного шкива и НТК с учетом естественного провисания каната под нагрузкой во время эксплуатации;
- механизм перемещения НТК ($\mathcal{E}_{\text{пк}}$), обеспечивающий маятниковое движение транспортируемых грузов;

- механизм натяжения НТК ($\mathcal{E}_{нк}$), обеспечивающий оптимальное натяжение каната во время эксплуатации МКД;
- тормозной механизм ($\mathcal{E}_{тм}$), исключающий самопрокидывание концевой опоры при ее переводе из транспортного в рабочее положение;
- дополнительные устройства, механизмы и системы ($\mathcal{E}_{ду}$), необходимые с учетом специфических конструктивных особенностей ОТО (например, механизм канатной или канатно-гидравлической фиксации концевой опоры, шарнирно-сочлененная штанга механизма подъема и фиксации концевой опоры, механизм предварительного подъема концевой опоры, устройство расчаливания концевой опоры и др. [47]);
- систему управления и диагностики ($\mathcal{E}_{уп}$), обеспечивающую штатную работу и мониторинг всех узлов, устройств и приборов ОТО;
- насосную систему ($\mathcal{E}_{нс}$) для обеспечения работы всех гидравлических приводов и устройств МТПКК;
- силовую установку ($\mathcal{E}_{су}$) для обеспечения работы приводов механизмов МТПКК;
- самоходное шасси (или прицеп, полуприцеп) ($\mathcal{E}_{сш}$) для размещения ОТО.



a – приводная БС; *б* – натяжная БС

Рисунок 2.4 – Структурно-функциональная схема МТПКК

Варианты конструктивного исполнения МТПКК, соответствующие данным структурно-функциональным схемам, подробно рассмотрены в разделе 4. Однако они имеют сходные конструктивные и эксплуатационные особенности.

Для всех рассматриваемых в диссертации вариантах конструктивного исполнения МТПКК на несущей раме самоходного шасси ($\mathcal{E}_{\text{шш}}$) устанавливается основная поддерживающая конструкции для канатной системы МКД – концевая опора ($\mathcal{E}_{\text{ко}}$), а также подъемный гидроцилиндр механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении ($\mathcal{E}_{\text{уф}}$), внешнее тормозное устройство тормозного механизма ($\mathcal{E}_{\text{тм}}$) для предохранения опоры от самопрокидывания при ее подъеме в рабочее положение и механизм натяжения НТК ($\mathcal{E}_{\text{нк}}$). Концевая опора устанавливается либо непосредственно на несущую раму (пункт 4.3.1), либо на поворотную платформу (пункт 4.3.2). На оголовке концевой опоры закрепляется канатный шкив, а под ним размещаются механизмы перемещения ($\mathcal{E}_{\text{пк}}$) и пространственной ориентации ($\mathcal{E}_{\text{по}}$) НТК. Концевая опора и подъемный гидроцилиндр, а также концевая опора и механизм натяжения каната кинематически связаны между собой и несущей рамой с помощью цилиндрических шарниров.

К месту разворачивания МКД оба МТПКК перемещаются автономно, причем концевые опоры в это время находятся в транспортном положении (близком к горизонтальному). На месте расположения каждый МТПКК ориентируется таким образом, чтобы продольная ось самоходного шасси совпадала с продольной осью МКД. Для обеспечения общей устойчивости в условиях действия значительных горизонтальных опрокидывающих нагрузок от силы натяжения НТК и веса транспортируемых грузов самоходные шасси устанавливаются на аутригеры и закрепляются на грунте с помощью дополнительных анкерных устройств. При выдвигении штока подъемного гидроцилиндра концевая опора поворачивается в вертикальной плоскости относительно цилиндрического шарнира, соединяющего ее с несущей рамой, и занимает требуемое рабочее положение (близкое к вертикальному). Для МТПКК с выносным расположением концевой опоры поворот относительно цилиндрического шарнира, соединяющего несущую раму с поворотной платформой, приводит к опусканию поворотной платформы на грунт, а затем дальнейший поворот относительно цилиндрического шарнира, соединяющего концевую опору с поворотной платформой, переводит опору в рабочее положение. При эксплуатации

МКД концевая опора в рабочем положении может удерживаться подъемным гидрочилиндром, силовым полиспастом или складывающейся штангой. Для согласования взаимного наклона канатных шкивов сопрягаемых БС, который вызывается естественным провисанием НТК и расположением БС на разных высотах, используется гидравлический механизм пространственной ориентации канатного шкива ($\mathcal{E}_{\text{по}}$). Необходимое оптимальное натяжение НТК создается механизмом натяжения ($\mathcal{E}_{\text{нк}}$) одной из БС с помощью входящих в его конструкцию силового полиспаста и натяжной лебедки.

2.3 Комплексная математическая модель однопролетной мобильной канатной дороги на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

При разработке концепции создания МКД на основе МТПКК важную роль играет формирование математической модели, которая определяет принципиальные особенности научных основ проектирования, прогнозирования, анализа и моделирования канатных систем как единой совокупности взаимоувязанных компонентов, так и как отдельных самостоятельных компонентов. При этом функционал системы в целом не является суммой функций отдельных подсистем, что обуславливает необходимость создания комплексной математической модели [150, 151, 279].

Комплексная математическая модель МКД как одной из разновидностей канатных транспортных систем – это совокупность взаимосвязанных математических моделей ее основных подсистем, формирующаяся по модульному принципу и позволяющая учесть различные варианты конструктивного исполнения и функционального назначения транспортной системы. Она должна обеспечивать оценку параметров нагруженности при выполнении различных транспортно-технологических операций, на основе которых можно оценить силовые, прочностные, кинематические, динамические, энергетические и другие ключевые эксплуатационные свойства МКД, ее надежность и экономичность.

При построении комплексной математической модели МКД на основе МТПКК, характеризующейся достаточно высокой степенью сложности, целесообразно использовать подходы и принципы системного анализа. Для возможности проведения в

дальнейшем действий как по декомпозиции, так и по агрегированию комплексной математической модели целесообразно выделить в ее структуре характерные подсистемы, которые обладают выраженным физическим единством и вследствие этого могут рассматриваться как самостоятельные компоненты. Эти подсистемы взаимосвязаны между собой, так как конструкция МКД и совокупность протекающих при ее эксплуатации рабочих процессов однозначно выражаются композицией конструкций, физико-механических свойств и локально протекающих при работе этих подсистем рабочих процессов с учетом взаимодействия и взаимовлияния подсистем. Таким образом, с точки зрения системного анализа МКД на базе МТПКК может быть представлена как шестикомпонентная система «НТКС – ОТО – базовое шасси – система управления – опорное основание – окружающая среда» (рисунок 2.5). Стрелками показаны взаимные связи ключевых структурных элементов подсистем как внутри самих этих подсистем, так и между подсистемами. Структурные элементы связаны между собой совместными параметрами, что позволяет учитывать при моделировании наличие обратных связей между как между ними, так и между подсистемами.

При проектировании МТПКК и моделировании протекающих при работе МКД рабочих процессов для представления функционирования структурных элементов шестикомпонентной системы должны быть разработаны соответствующие локальные математические модели. Эти локальные математические модели, учитывающие взаимные связи структурных элементов путем использования согласованных входных/выходных данных, и формируют внутреннюю структуру комплексной математической модели однопролетной одноканатной МКД маятникового типа на базе МТПКК.

Подсистема I «Несущее-тяговая канатная система» включает такие математические модели, как модель построения пространственной конфигурации ветвей НТК однопролетной МКД [56]; тяговый расчет НТКС и модель построения диаграммы натяжения НТК [61, 149, 152]; модель оценки функциональных возможностей МКД на базе МТПКК [280]; модели оценки влияния основных параметров МКД и МТПКК на ГПХ МКД [56]; модель оценки массовой производительности МКД [70]; модель оценки оптимальных параметров грузовых КД с различной проектной производительностью [60, 237]; модель быстроразъемного соединения концов НТК [155]. Указанные модели представлены в разделах 3 и 4.

Подсистема II «Основное технологическое оборудование» включает такие математические модели, как модели силового расчета ОТО на этапе установки концевой опоры в рабочее положение [238]; модели силового расчета ОТО на этапе эксплуатации МТПКК [238]; модели гидродинамических процессов в гидросистемах с частотно-дрессельным регулированием МТПКК [49, 54, 71, 168, 240]; модели прогнозирования кинетики показателей надежности ОТО при эксплуатации МТПКК [44, 50, 56, 245]; модели формирования оптимальных стратегий технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов ОТО [56, 87]. Указанные модели рассмотрены в разделах 6 – 8.

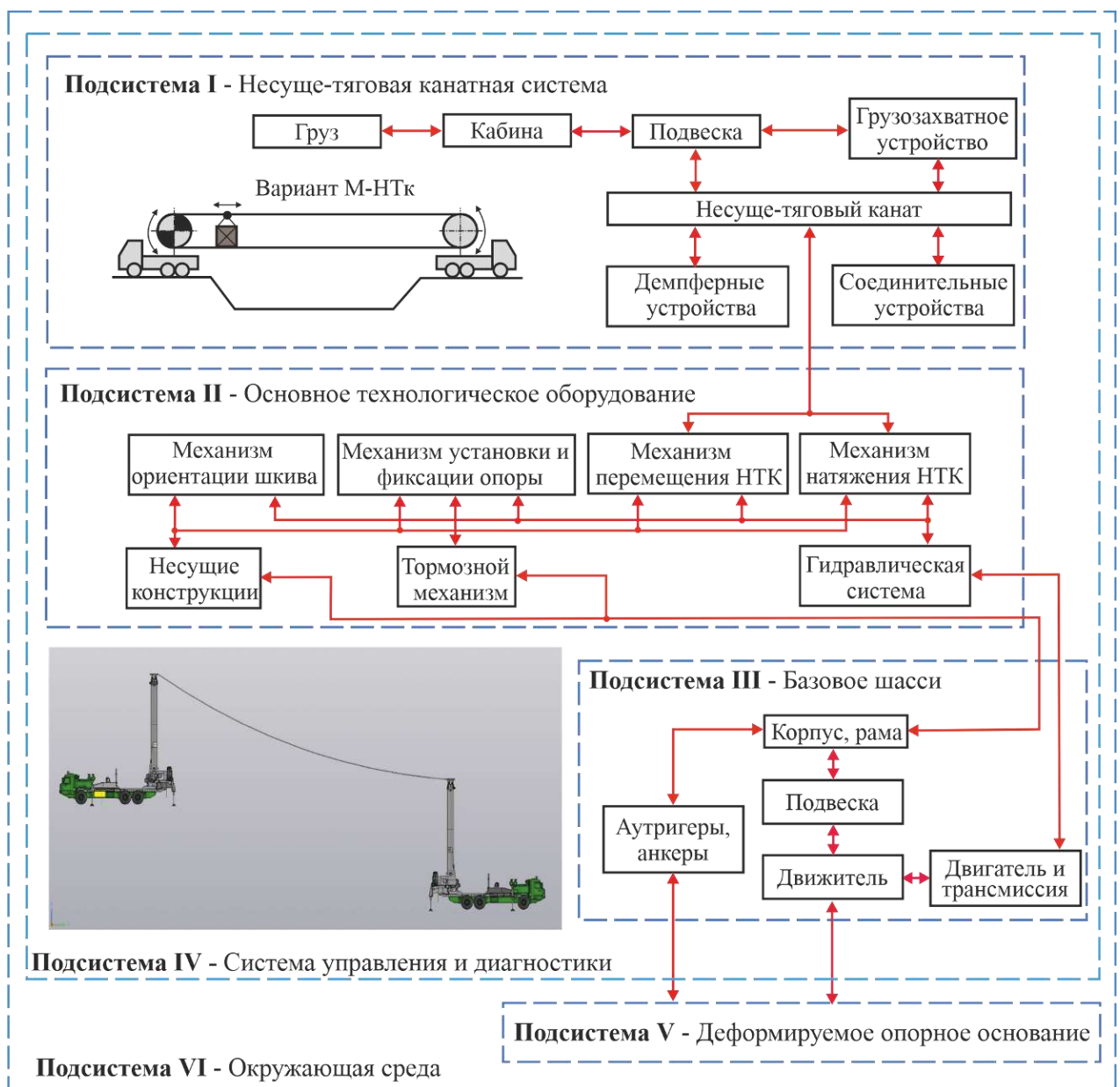


Рисунок 2.5 – Представление МКД на базе МТКК как шестикомпонентной системы

Подсистема III «Базовое шасси» включает такие математические модели, как модели предварительной компоновки ОТО на базовом шасси с учетом габаритных ограничений транспортного положения [46, 47, 57, 74, 76]; модели компоновки ОТО на базовом шасси [46, 47, 74]; модели динамических процессов в несущих конструкциях базовых шасси и механических передачах транспортных машин [144, 145, 158, 159, 165, 169]; модели нагруженности и расчета напряженно-деформированного состояния несущих конструкций базовых шасси [146, 147, 160-162, 164]; имитационная модель режимов движения базового шасси до места разворачивания МКД [102, 103, 153]; модели прогнозирования общей устойчивости МТПКК против опрокидывания при эксплуатации МКД [43, 242] и поперечной статической устойчивости МТПКК [148]. Указанные модели рассмотрены в разделах 5, 7 и 8.

Подсистема IV «Система управления» предусматривает включение ряда математических моделей автоматизированного управления, диагностики текущих значений ключевых показателей функционального состояния и работы ОТО, несущих конструкций МТПКК и НТКС [176, 177]. Указанные модели в работе подробно не представлены, так как их разработка выходит за установленные рамки диссертационного исследования.

Подсистема V «Деформируемое опорное основание» включает математическую модель оценки деформирования грунта в процессе эксплуатации МКД [80, 242], представленную в разделе 8.

Подсистема VI «Окружающая среда» включает такие математические модели, как модель ветрового воздействия на транспортируемый груз; модель аэродинамического сопротивления движению МТПКК до места разворачивания МКД [53, 178]. Указанные модели рассмотрены в разделах 3 и 7.

2.4 Выводы по разделу 2

1. Анализ возможных схемных решений, обеспечивающих получение работоспособной конструкции однопролетной МКД позволил выявить шесть альтернативных вариантов. Учитывая специфические требования, связанные с особенностями конструкции и ожидаемых режимов работы, указанных МКД, наилучшим

вариантом является однопролетная одноканатная МКД маятникового типа с единой НТКС в виде замкнутого кольцевого НТК с двумя параллельно расположенными ветвями.

2. Анализ принципа работы наилучшего варианта однопролетной МКД маятникового типа позволил выявить минимально необходимый комплект механизмов, устройств и систем, которые должны присутствовать в составе ОТО, чтобы обеспечивать эффективную работу автономных МТПКК и МКД в целом. Указанный комплект включает концевую опору, механизм установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении, механизм пространственной ориентации канатного шкива, механизм перемещения, механизм натяжения НТК, тормозной механизм против самоопрокидывания концевой опоры, дополнительные устройства, механизмы и системы (Э_{ду}), систему управления и диагностики, насосную систему. Комплект устанавливается на базовом шасси МТПКК, которое должно иметь механизм отбора мощности для обеспечения работы ОТО, устройства для обеспечения общей устойчивости МТПКК против опрокидывания и устройства для анкеровки базового шасси на опорном основании.

3. Теоретической основой для системного и эффективного решения важной научно-технической проблемы создания конкурентоспособных многоцелевых мобильных канатных систем нового поколения, а также для научного обоснования методологических подходов и методов проектирования и моделирования рабочих процессов на всех стадиях жизненного цикла однопролетных МКД маятникового типа на базе автономных МТПКК повышенной проходимости и грузоподъемности является их комплексная математическая модель в виде шестикомпонентной системы «НТКС – ОТО – базовое шасси – система управления – опорное основание – окружающая среда». Использование комплексной математической модели, в состав которой включены локальные математические модели ключевых механизмов, устройств и систем ОТО, дающие возможность учесть различные варианты конструктивного исполнения и функционального назначения МКД, позволяет обеспечить рациональную компоновку, проведение кинематического, силового, динамического и гидродинамического анализа ОТО, оценку параметров нагруженности и надежности МТПКК, НТКС и МКД в целом с целью создания конкурентоспособных конструкций, в том числе путем оптимального проектирования.

3 ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОДНОПРОЛЕТНЫХ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ МАЯТНИКОВОГО ТИПА НА БАЗЕ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Для научно обоснованного заключения об эффективности использования однопролетных одноканатных МКД маятникового типа, сформированных на базе двух сопряженных автономных самоходных колесных или гусеничных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости, для решения конкретных транспортно-технологических задач, а также о рациональных условиях и вариантах эксплуатации необходимо рассмотреть особенности их работы с учетом технических характеристик ОТО, количественных параметров рельефа местности, веса и вида транспортируемого груза, ветровых условий и др.

По аналогии с другими сходными типами транспортирующих машин, в том числе, с ленточными конвейерами и стационарными грузовыми канатными дорогами, в качестве основы для анализа особенностей работы должен выступать тяговый расчет МКД, так как он позволяет выявить основные технические характеристики машин непрерывного транспорта. В данном разделе представлена методика тягового расчета и построения диаграммы изменения натяжения НТКС вдоль трассы МКД, а также выполнен анализ влияния значимых конструктивных и режимных параметров МТПКК на основные технические характеристики однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе самоходных шасси.

Тяговый расчет является ключевым для анализа функциональных возможностей и основных технических характеристик МКД, так как он является основой для определения той области множества возможных значений грузо-пространственных характеристик транспортных систем, в пределах которой целесообразно использовать МКД рассматриваемой конструкции. Поэтому в данном разделе также содержатся методологические подходы, представлены необходимые математические

модели и проведен анализ полученных в результате конкретных расчетов количественных данных, которые в совокупности позволяют оценить потенциальные функциональные возможности однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе сопряженных самоходных шасси, а также выявить эффективные технико-технологические направления совершенствования рассмотренных в разделе 4 конструкций МТПКК.

Рассмотренные в разделе 3 математические модели, расчетные методы и результаты их анализа представлены в [43, 56, 60, 61, 70, 171, 174, 237, 280].

3.1 Пространственная конфигурация несуще-тяговой канатной системы однопролетной мобильной канатной дороги

Как и в случае СКД (п. 1.3), при работе МКД имеет место естественное провисание НТК в пролете между концевыми опорами сопряженных БС, которое, однако, имеет ряд характерных особенностей. Внешний вид однопролетной МКД при различных формах провисания НТК показан на рисунке 3.1.

Реализация одной из трех возможных форм провисания НТК (рисунок 1.22) зависит от горизонтальной составляющей усилия натяжения НТК S_k , расстояния (пролета МКД) L_{rp} и разности высотных отметок между центрами канатных шкивов сопряженных БС. При формировании однопролетной МКД могут использоваться БС как одного типоразмера, так и разных типоразмеров, поэтому высоты центров канатных шкивов, сопряженных БС определяются соотношениями:

$$y_A = v_A + h_{t,A} + l_{t,A} \cos \gamma_{ws,A}; \quad y_B = v_B + h_{t,B} + l_{t,B} \cos \gamma_{ws,B}, \quad (3.1)$$

где $v_{A(B)}$ – высотная отметка площадки размещения БС A (B); $l_{t,A(B)}$ – длина концевой опоры A (B); $h_{t,A(B)}$ – высота установки шарнира крепления основания концевой опоры A (B); $\gamma_{ws,A(B)}$ – угол наклона концевой опоры A (B) в рабочем положении.

Угол наклона прямой линии, соединяющей высотные отметки установки сопряженных БС определяется соотношением:

$$\alpha_{gr} = \arctg[(v_B - v_A) / L_{rp}], \quad (3.2)$$

где $v_{A(B)}$ – высотная отметка площадки размещения БС А (В); $l_{t,A(B)}$ – длина концевой опоры А (В); $h_{t,A(B)}$ – высота установки шарнира крепления основания концевой опоры А (В); $\gamma_{ws,A(B)}$ – угол наклона концевой опоры А (В) в рабочем положении.

Форма I. Сечение наибольшего провисания НТК находится внутри пролета МКД (точка F_I на рисунке 3.1). Оно делит пролет на два участка

$$a = 0,5(L_{rp} - \psi_d S_k \operatorname{tg} \alpha_{sl} / q_{Rcr}); \quad b = 0,5(L_{rp} + \psi_d S_k \operatorname{tg} \alpha_{sl} / q_{Rcr}), \quad (3.3)$$

где ψ_d – коэффициент динамичности [235]; α_{sl} – угол наклона прямой линии, соединяющей центры канатных шкивов сопряженных БС.

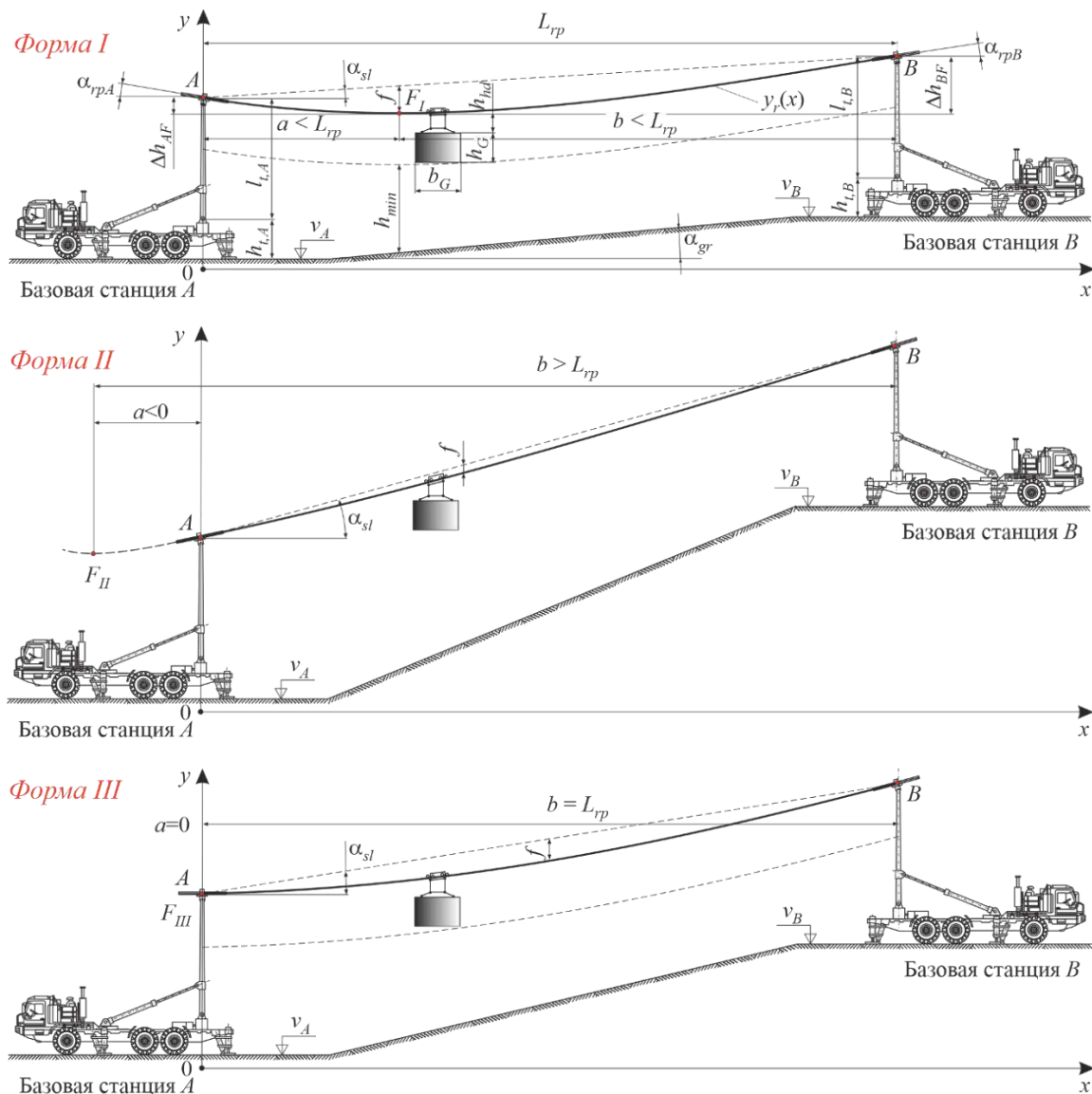


Рисунок 3.1 – Внешний вид однопролетной МКД при различных формах провисания НТК

Участки равны только при горизонтальном расположении центров канатных шкивов (точки A и B на рисунке 3.1), т.е. когда $y_A = y_B$ или $\alpha_{sl} = 0$. В остальных случаях $a < b$. Максимальная стрела провисания НТК составляет:

$$f = a(\psi_d q_{Rcr} a / S_k + tg\alpha_{sl}). \quad (3.4)$$

Разности высот между центрами канатных шкивов и точкой F_I составляют:

$$\begin{aligned} \Delta h_{AF} &= 0,25\psi_d q_{Rcr} (L_{rp} - \psi_d S_k tg\alpha_{sl} / q_{Rcr})^2 / S_k; \\ \Delta h_{BF} &= y_B - y_A + \Delta h_{AF} = y_B - y_A + 0,25\psi_d q_{Rcr} (L_{rp} - \psi_d S_k tg\alpha_{sl} / q_{Rcr})^2 / S_k. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Применительно к однопролетным МКД, у которых относительная величина стрелы провисания каната $f / L_{rp} < 0,1$, с погрешностью менее 1,3 % геометрическая линия провисания НТК выражается параболической зависимостью:

$$y_r(x) = \begin{cases} y_A - \psi_d q_{Rcr} x^2 / S_k, & 0 \leq x \leq a \\ y_A + \psi_d q_{Rcr} x(x - 2a) / S_k, & a \leq x \leq L_{rp} \end{cases}. \quad (3.6)$$

Осевые усилия натяжения НТК на канатных шкивах БС A T_{kA} и B T_{kB} определяются зависимостями:

$$\begin{aligned} T_{kA} &= S_k / \cos \alpha_{rpA} = S_k / \cos [\arctg(\psi_d q_{Rcr} a / S_k)]; \\ T_{kB} &= S_k / \cos \alpha_{rpB} = S_k / \cos [\arctg(\psi_d q_{Rcr} b / S_k)]. \end{aligned}$$

Форма II. Сечение наибольшего провисания НТК находится за пределами пролета МКД (точка F_{II} на рисунке 3.1), т.е. $a < 0$ и $b > L_{rp}$. Геометрическая линия провисания каната выражается параболической зависимостью:

$$y_r(x) = y_A + x[tg\alpha_{sl} - 0,5\psi_d q_{Rcr} (L_{rp} - x) / S_k]. \quad (3.7)$$

Максимальная стрела провисания НТК в пределах пролета МКД составляет:

$$f = \psi_d q_{Rcr} L_{rp}^2 / 8S_k \quad (3.8)$$

и наблюдается в сечении на равном расстоянии $L_{rp} / 2$ от центров канатных шкивов сопряженных БС. Осевые усилия натяжения НТК на канатных шкивах БС A T_{kA} и B T_{kB} определяются уравнениями:

$$T_{kA} = S_k / \cos \alpha_{rpA} = S_k / \cos[\arctg(\operatorname{tg} \alpha_{sl} - 0,5 \psi_d q_{Rcr} L_{rp} / S_k)]; \quad (3.9)$$

$$T_{kB} = S_k / \cos \alpha_{rpA} = S_k / \cos[\arctg(\operatorname{tg} \alpha_{sl} + 0,5 \psi_d q_{Rcr} L_{rp} / S_k)]. \quad (3.10)$$

Форма III. Сечение наибольшего провисания НТК совпадает с расположением одного из опор канатных шкивов, имеющих наименьшую высотную отметку центра. Геометрическая линия провисания каната $y_r(x)$ выражается уравнением (3.7), а для расчета максимальной стрелы провисания f и осевых усилий натяжения T_{kA} и T_{kB} справедливы уравнения (3.8) – (3.10). Данная форма проявляется только при точном выполнении следующего условия:

$$y_B - y_A = \psi_d q_{Rcr} L_{rp}^2 / S_k, \quad (3.11)$$

поэтому форму III можно рассматривать как переходный случай между формами I и II и при расчетах рассматривать ее как форму II вследствие сходства определяющих уравнений.

Длина НТК в пролете МКД с учетом его естественного провисания приближенно определяется с учетом коэффициента удлинения каната ξ_k :

$$l_k \approx \xi_k \frac{L_{rp}}{\cos \alpha_{sl}} = \left(1 + \psi_d^2 \frac{q_{Rcr}^2 L_{rp}^2}{24 S_k^2} \right) \frac{L_{rp}}{\cos \alpha_{sl}}, \quad (3.12)$$

где ξ_k – коэффициент удлинения НТК вследствие его провисания в пределах расчетного участка трассы МКД.

Конкретная форма провисания НТК, которая будет реализовываться при работе МКД в конкретных условиях эксплуатации, определяется в результате выполнения тягового расчета НТКС.

Специфической особенностью провисания НТК МКД является то, что при эксплуатации его обе ветви испытывают действие различных осевых усилий растяжения, которые, кроме того, являются переменными по длине. Поэтому ветви НТК могут либо обе провисать по форме I, либо одна из них может провисать по форме I, а вторая – по форме II (или III), либо обе провисать по форме II (или III). Как пример, на рисунке 3.2 показан общий вид МКД, у которой обе ветви НТК провисают по форме I.

Во всех указанных случаях рассмотренные выше количественные параметры, характеризующие геометрическую линию провисания НТКС, будут различны для различных ветвей НТКС.

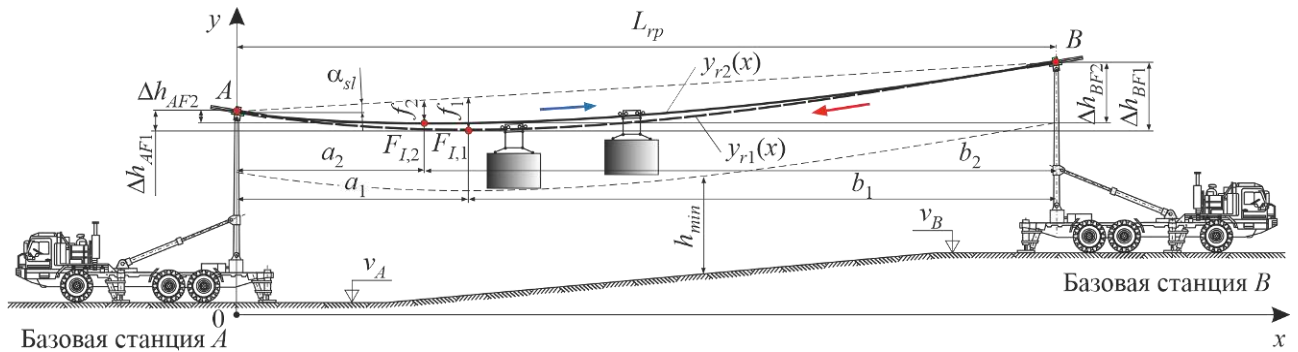


Рисунок 3.2 – Внешний вид МКД с учетом различного провисания ветвей НТКС

Большее провисание каната наблюдается для той ветви НТКС, в которой действует меньшее усилие натяжения, т.е. в ветви, сбегаящей с приводного канатного шкива.

3.2 Тяговый расчет канатной системы однопролетной одноканатной мобильной канатной дороги маятникового типа

3.2.1 Расчетная оценка составляющих силы сопротивления движению канатного тягового органа

При работе МКД на НТКС действует ряд сил w_r различной физической природы, формирующих суммарные силы сопротивления W_r в пределах расчетных участков трассы. По физической природе их можно классифицировать как:

- массовые силы, обусловленные собственной массой подвижных элементов канатной системы МКД;
- фрикционные силы, обусловленные трением в подшипниковых опорах вращающихся элементов канатной системы МКД;
- упругие силы, обусловленные деформированием гибких канатов при прохождении отклоняющих шкивов, барабанов и роликов;

– ветровые силы, обусловленные ветровым воздействием на транспортируемый груз и грузозахватное устройство;

– инерционные силы, обусловленные ускоренным (замедленным) линейным перемещением или вращением подвижных элементов канатной системы МКД.

1. *Распределенная массовая сила сопротивления от веса канатов вдоль трассы МКД.* Для наклонных расчетных участков МКД распределенная массовая сила сопротивления от веса канатов $W_{r,k}$ выражается суммой двух составляющих вдоль горизонтальной $W_{rg,k}$ и вертикальной $W_{rv,k}$ проекций участка трассы МКД, которые определяется затратами энергии на перемещение НТК в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$W_{r,k} = W_{rg,k} \pm W_{rv,k} = \xi_k q_k l_s \pm \xi_k q_k \Delta h_s, \quad (3.13)$$

где l_s – длина горизонтальной проекции расчетного участка; Δh_s – перепад высот в пределах расчетного участка трассы; q_k – погонный вес 1 м длины НТК.

2. *Массовая сила сопротивления от веса транспортируемого груза и грузозахватного устройства* определяется аналогично силе $W_{r,k}$. Для инженерных расчетов силу сопротивления $W_{r,G}$ от действия сосредоточенных весов G_c и G_{hd} удобно представлять в виде силы сопротивления от распределенного веса груза и грузозахватного устройства, отнесенного ко всей длине НТК в пролете МКД:

$$W_{r,G} = W_{rg,G} + W_{rv,G} = (G_c + G_{hd})(l_s \pm \Delta h_s / \xi_k) / L_{тр}. \quad (3.14)$$

3. *Фрикционная сила сопротивления вследствие трения в подшипниковых опорах вращающегося элемента (шкива, барабана, ролика)* определяется как:

$$W_{r,e} = f_{t,e} d_{v,e} (T_{ke,if} + T_{ke,of})(D_e + d_k)^{-1} \sin(0,5\alpha_e), \quad (3.15)$$

где $f_{t,e}$ – коэффициент трения в цапфе вала; $d_{v,e}$ – диаметр цапфы вала; D_e – диаметр вращающегося элемента; $T_{ke,if}$, $T_{ke,of}$ – силы натяжения набегающей и сбегающей ветвей НТК на вращающийся элемент; α_e – угол перегиба НТК.

Для подшипников качения при стационарном режиме работы слагаемое $f_{t,e} d_{v,e} / (D_e + d_k) \sim 0,002 \dots 0,008$ и в 1,5 раза больше – при пусковом режиме [23].

4. *Фрикционная сила сопротивления вследствие трения в подшипниковых опорах приводного шкива* аналогично силе $W_{r,e}$ определяется соотношением:

$$w_{r,p} = f_{t,p} d_{v,p} (T_{kp,if} + T_{kp,of}) (D_p + d_k)^{-1} \sin(0,5\alpha_p), \quad (3.16)$$

где $f_{t,p}$ – коэффициент трения в цапфе вала приводного шкива; $d_{v,p}$ – диаметр цапфы вала приводного шкива; α_p – угол обхвата канатом приводного шкива; D_p – диаметр канатного шкива; d_k – диаметр НТК.

5. *Упругая сила сопротивления деформируемого НТК на отклоняющем конструктивном элементе* определяется затратами энергии на упругий изгиб отдельных проволок НТК и гистерезисными потерями каната в целом [23]:

$$w_{r,b} = 0,01 \frac{10^4 d_k^2 + 0,3}{10(D_e + d_k) - 1} T_{ke,if}. \quad (3.17)$$

6. *Ветровая сила сопротивления при перемещении транспортируемого груза и грузозахватного устройства* связана с действием ветровой нагрузки (ветрового давления) и учитывает ее статическую и динамическую составляющие согласно ГОСТ 1451-77 [16] и СНиП 2.01.07-85 [137]. Она определяется соотношением:

$$w_{r,w} = w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_G, \quad (3.18)$$

где w_0 – нормативное значение ветрового давления; C_A – аэродинамической коэффициент транспортируемого груза (для контейнерной транспортировки грузов $C_A = 1,6 \dots 2,1$ в зависимости от соотношения ширины и длины контейнера в направлении перемещения [55]); k_w – коэффициент возрастания ветрового давления по высоте; β_w – динамический коэффициент учета пульсации ветрового воздействия; A_G – расчетная площадь транспортируемого [55].

Величина ветровой силы сопротивления $W_{r,w}$ зависит от взаимного расположения векторов скорости ветра и транспортируемого груза. При встречном движении сила $W_{r,w} > 0$, при попутном – сила $W_{r,w} < 0$.

7. *Инерционная сила сопротивления от веса канатов* связана с ускоренным движением НТК при нестационарных режимах работы МКД (разгона или торможения). Ее наибольшее значение соотношением:

$$w_{r,k}^{in} = a_k \xi_k q_k l_s / g = 0,5 \varepsilon_p D_p \xi_k q_k l_s / g, \quad (3.19)$$

где a_k – линейное ускорение НТК; g – ускорение свободного падения; ε_p – угловое ускорение вращения приводного канатного шкива.

Соотношение (3.19) справедливо для относительно коротких длин расчетных участков трассы МКД, когда упругая продольная волна деформации НТК успевает пройти расчетный участок за время реализации нестационарного режима τ_{nst} .

Силу $w_{r,k}^{in}$ следует определять согласно соотношению (3.19), если

$$l_s \leq [l_s] = 5 \cdot 10^{-4} d_k \tau_{nst} (k_E E_n g / \pi q_k)^{0,5}, \quad (3.20)$$

где k_E – эмпирический коэффициент (для канатов двойной свивки $k_E = 0,65 \dots 0,85$; тройной свивки $k_E \sim 0,21$ [20; 135]); E_n – модуль упругости канатной проволоки.

Если $l_s > [l_s]$ инерционная сила сопротивления от веса НТК определяется как:

$$w_{r,k}^{in} = a_k \xi_k q_k [l_s] / g = 0,5 \varepsilon_p D_p \xi_k q_k [l_s] / g. \quad (3.21)$$

Величина данной силы сопротивления определяется характером нестационарного движения НТК: в режиме разгона $w_{r,k}^{in} > 0$, в режиме торможения $w_{r,k}^{in} < 0$.

8. *Инерционная сила сопротивления от веса транспортируемого груза и грузозахватного устройства* связана с ускоренным движением этих элементов при нестационарных режимах работы привода. Для режима разгона величина данной силы определяется соотношением:

$$w_{r,G}^{in} = a_k (G_c + G_{hd}) / g = \varepsilon_p D_p (G_c + G_{hd}) / g. \quad (3.22)$$

Для режима торможения сила $w_{r,G}^{in}$ также определяется по зависимости (3.22), если в момент начала торможения груз находится от приводного шкива на расстоянии не более $[l_s]$, в противном случае указанная сила не подлежит учету.

9. *Инерционная сила сопротивления от приводного и натяжного шкивов канатной системы* определяется соотношением:

$$w_{r,p}^{in} = J_p a_k / D_p^2 = J_p \varepsilon_p / 2 D_p. \quad (3.23)$$

10. *Инерционная сила сопротивления от поворотных стоек приводного и натяжного канатных шкивов* определяется соотношением:

$$w_{r,c}^{in} = J_c a_k / D_p^2 = J_c \varepsilon_p / 2 D_p, \quad (3.24)$$

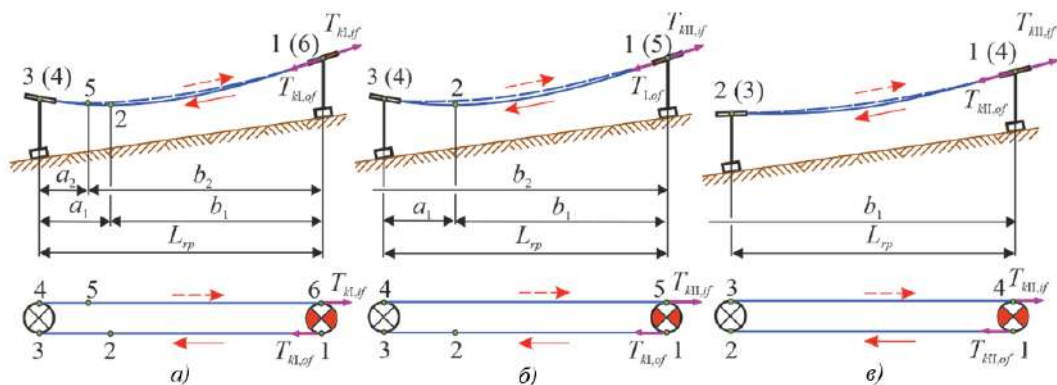
где J_c – момент инерции стойки; J_p – момент инерции канатного шкива.

Таким образом, представлена расчетная оценка составляющих силы сопротивления движению канатного тягового органа МТПКК.

3.2.2 Построение диаграммы натяжения несущих канатов

Расчетные схемы замкнутой трассы МКД маятникового типа с обозначением характерных расчетных участков и расчетных точек, в которых определяется натяжение несущих канатов, показаны на рисунке 3.3. Рассматриваются три расчетные схемы, отличающиеся возможными сочетаниями форм провисания НТК. Учитываются две формы провисания канатов (рисунок 3.1) – I и II, тогда как форма III не учитывается и считается частным случаем формы II. При реализации маятникового движения происходит как прямое, так и возвратное движение грузов, однако рассмотрение дополнительных расчетных схем не требуется, так как характерные участки и расчетные точки зеркально отражаются относительно продольной оси МКД и не требуют использования дополнительных зависимостей.

Построение диаграммы натяжения несущих канатов МКД принципиально сходно с методикой построения диаграмм натяжения конвейеров с грузонесущим тяговым органом [20, 23, 136, 251]. Оно предусматривает расчет усилий натяжения НТК в j -й расчетной точке T_{kj} путем обхода трассы МКД по контуру по направлению движения каната и суммирования сил сопротивления его движению в пределах каждого характерного участка трассы W_{i-j} между последовательно расположенными расчетными точками i и j .



a – I форма провисания обеих ветвей НТК; b – I и II формы провисания ветвей НТК;
 c – II форма провисания обеих ветвей НТК

Рисунок 3.3 – Расчетные схемы замкнутой трассы МКД маятникового типа

Усилия натяжения НТК в расчетных точках диаграммы для расчетных схем, приведенных на рисунке 3.3, выражаются следующими соотношениями:

– I форма провисания обеих ветвей НТК (рисунок 3.3, а):

$$\begin{aligned} T_{kl,1} &= T_{kl,of}; & T_{kl,2} &= T_{kl,1} + W_{I,1-2}; & T_{kl,3} &= T_{kl,2} + W_{I,2-3} = T_{kl,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}; \\ T_{kl,4} &= k_{pr}(T_{kl,3}) = k_{pr}(T_{kl,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}); \\ T_{kl,5} &= T_{kl,4} + W_{I,4-5} = k_{pr}(T_{kl,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5}; \\ T_{kl,6} &= T_{kl,5} + W_{I,5-6} = k_{pr}(T_{kl,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6} = T_{kl,if}, \end{aligned} \quad (3.25)$$

– I и II форма провисания ветвей НТК (рисунок 3.3, б):

$$\begin{aligned} T_{kl,1} &= T_{kl,of}; & T_{kl,2} &= T_{kl,1} + W_{I,1-2}; & T_{kl,3} &= T_{kl,2} + W_{I,2-3} = T_{kl,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}; \\ T_{kl,4} &= k_{pr}(T_{kl,3}) = k_{pr}(T_{kl,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}); \\ T_{kII,5} &= k_{pr}(T_{kl,4}) + W_{II,4-5} = k_{pr}(T_{kl,1} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{II,4-5} = T_{kII,if}, \end{aligned} \quad (3.26)$$

– II форма провисания ветвей НТК (рисунок 3.3, в):

$$\begin{aligned} T_{kII,1} &= T_{kII,of}; & T_{kII,2} &= T_{kII,1} + W_{II,1-2}; & T_{kII,3} &= k_{pr}(T_{kII,2}) = k_{pr}(T_{kII,1} + W_{II,1-2}); \\ T_{kII,4} &= T_{kII,3} + W_{II,3-4} = k_{pr}(T_{kII,1} + W_{II,1-2}) + W_{II,3-4} = T_{kII,if}, \end{aligned} \quad (3.27)$$

где k_{pr} – коэффициент сопротивления при огибании НТК канатного шкива.

Для построения диаграмм натяжения НТК в соответствии с приведенными зависимостями необходимо определение усилий в набегающей $T_{k,if}$ и сбегающей $T_{k,of}$ ветвях НТК на приводном канатном шкиве. Согласно уравнению Эйлера [20, 23, 24, 136, 251] эти усилия связаны следующим соотношением:

$$T_{k,if} / T_{k,of} = \exp(\mu_f \alpha_p), \quad (3.28)$$

где μ_f – коэффициент трения между канатом и канатным шкивом; α_p – угол обхвата приводного канатного шкива НТК.

Поэтому расчет неизвестных значений $T_{k,if}$ и $T_{k,of}$ выполняется решением систем алгебраических уравнений вида:

– I форма провисания обеих ветвей НТК:

$$\begin{cases} T_{kl,if} = \exp(\mu_f \alpha_p) T_{kl,of} \\ T_{kl,of} = k_{pr} (T_{kl,of} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6} \end{cases}; \quad (3.29)$$

– I и II форма провисания ветвей НТК:

$$\begin{cases} T_{II,if} = \exp(\mu_f \alpha_p) T_{kl,of} \\ T_{kl,if} = k_{pr} (T_{kl,of} + W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{kl,4-5} \end{cases}; \quad (3.30)$$

– II форма провисания обеих ветвей НТК:

$$\begin{cases} T_{kII,if} = \exp(\mu_f \alpha_p) T_{kII,of} \\ T_{kII,of} = k_{pr} (T_{kII,of} + W_{II,1-2}) + W_{II,3-4} \end{cases}. \quad (3.31)$$

Таким образом, получаем:

– I форма провисания обеих ветвей НТК:

$$T_{kl,of} = \frac{k_{pr} (W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6}}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}};$$

$$T_{kl,if} = \frac{\exp(\mu_f \alpha_p)}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}} [k_{pr} (W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{I,4-5} + W_{I,5-6}], \quad (3.32)$$

– I и II форма провисания ветвей НТК:

$$T_{kl,of} = \frac{k_{pr} (W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{II,4-5}}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}};$$

$$T_{kII,if} = \frac{\exp(\mu_f \alpha_p)}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}} [k_{pr} (W_{I,1-2} + W_{I,2-3}) + W_{II,4-5}], \quad (3.33)$$

– II форма провисания обеих ветвей НТК:

$$T_{kII,of} = \frac{k_{pr} W_{II,1-2} + W_{II,3-4}}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}}; \quad T_{kl,if} = \frac{\exp(\mu_f \alpha_p)}{\exp(\mu_f \alpha_p) - k_{pr}} (k_{pr} W_{II,1-2} + W_{II,3-4}). \quad (3.34)$$

Силы сопротивления движению НТК в пределах каждого характерного участка трассы W_{i-j} между последовательными расчетными точками i и j определяются суммированием отдельных составляющих. Так как часть составляющих силы сопротивления имеют инерциальную природу, для каждой расчетной схемы на рисунке 3.3 необходимо построение трех диаграмм натяжения НТК:

- диаграммы натяжения на рабочей стадии движения транспортируемого груза (стадии установившегося движения НТК с постоянной скоростью при $a_k = 0$);
- диаграммы натяжения на начальной стадии движения (разгона) транспортируемого груза (стадии ускоренного движения каната при $a_k > 0$);
- диаграммы натяжения на конечной стадии движения (торможения) транспортируемого груза при подходе к точке останова (стадии замедленного движения каната при $a_k < 0$).

Силы сопротивления движению НТК в пределах характерных участков трассы МКД и коэффициент сопротивления при огибании канатом канатного шкива выражаются следующими зависимостями:

- на стадии установившегося движения НТК:

$$\begin{aligned}
W_{I,1-2,st} &= w_{rg,k} - w_{rv,k} + w_{rg,G} - w_{rv,G} \pm w_{r,w} = \\
&= \xi_{k1} q_k (b_1 - \Delta h_{BF1}) + (G_{c1} + G_{hd})(b_1 - \Delta h_{BF1} / \xi_{k1}) / L_{rp} \pm \varepsilon_1 w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_{G1} ; \\
W_{I,2-3,st} &= w_{rg,k} + w_{rv,k} + w_{rg,G} + w_{rv,G} \pm w_{r,w} = \\
&= \xi_{k1} q_k (a_1 + \Delta h_{AF1}) + (G_{c1} + G_{hd})(a_1 + \Delta h_{AF1} / \xi_{k1}) / L_{rp} \pm \varepsilon_1 w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_{G1} ; \\
W_{I,4-5,st} &= w_{rg,k} - w_{rv,k} + w_{rg,G} - w_{rv,G} \pm w_{r,w} = \\
&= \xi_{k2} q_k (a_2 - \Delta h_{AF2}) + (G_{c2} + G_{hd})(a_2 - \Delta h_{AF2} / \xi_{k2}) / L_{rp} \mp \varepsilon_2 w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_{G2} ; \\
W_{I,5-6,st} &= w_{rg,k} + w_{rv,k} + w_{rg,G} + w_{rv,G} \pm w_{r,w} = \\
&= \xi_{k2} q_k (b_2 + \Delta h_{BF2}) + (G_{c2} + G_{hd})(b_2 + \Delta h_{BF2} / \xi_{k2}) / L_{rp} \mp \varepsilon_2 w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_{G2} ; \\
W_{II,1-2,st} &= w_{rg,k} - w_{rv,k} + w_{rg,G} - w_{rv,G} \pm w_{r,w} = \\
&= \xi_{k1} q_k (L_{rp} + y_A - y_B) + (G_{c1} + G_{hd})[L_{rp} + (y_A - y_B) / \xi_{k1}] / L_{rp} \pm w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_{G1} ; \\
W_{II,3-4,st} &= W_{II,4-5,st} = w_{rg,k} + w_{rv,k} + w_{rg,G} + w_{rv,G} \mp w_{r,w} = \\
&= \xi_{k2} q_k (L_{rp} + y_B - y_A) + (G_{c2} + G_{hd})[L_{rp} + (y_B - y_A) / \xi_{k2}] / L_{rp} \mp w_0 C_A k_w (1 + \beta_w) A_{G2} ; \\
k_{pr,st} &\approx 1 + 0,01 \frac{10^4 d_k^2 + 0,3}{10(D_p + d_k) - 1} + \frac{2f_{t,p} d_{v,p}}{D_p + d_k} \sin\left(\frac{\alpha_p}{2}\right), \quad (3.35)
\end{aligned}$$

или точно находится путем решения нелинейного уравнения:

$$\frac{(1+k_{pr,st})f_{t,p}d_{v,p}}{D_p+d_k}\sin\left(\frac{\alpha_p}{2}\right)+0,01\frac{10^4d_k^2+0,3}{10(D_p+d_k)-1}-k_{pr,st}+1=0; \quad (3.36)$$

– на стадии ускоренного движения НТК:

$$\begin{aligned} W_{I,1-2,su} &= W_{I,1-2,st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in} = W_{I,1-2,st} + a_k(\xi_{k1}q_k \min\{\xi_{k1}b_1; [l_s]\} + G_{c1} + G_{hd}) / g; \\ W_{I,2-3,su} &= W_{I,2-3,st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in} = W_{I,2-3,st} + a_k(\xi_{k1}q_k \min\{\xi_{k1}a_1; [l_s]\} + G_{c1} + G_{hd}) / g; \\ W_{I,4-5,su} &= W_{I,4-5,st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in} = W_{I,4-5,st} + a_k(\xi_{k2}q_k \min\{\xi_{k2}a_2; [l_s]\} + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ W_{I,5-6,su} &= W_{I,5-6,st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in} = W_{I,5-6,st} + a_k(\xi_{k2}q_k \min\{\xi_{k2}b_2; [l_s]\} + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ W_{II,1-2,su} &= W_{II,1-2,st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in} = W_{II,1-2,st} + a_k(\xi_{k1}q_k [l_s] + G_{c1} + G_{hd}) / g; \\ W_{II,3-4,su} &= W_{II,3-4,st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in} = W_{II,3-4,st} + a_k(\xi_{k2}q_k [l_s] + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ W_{II,4-5,su} &= W_{II,4-5,st} + w_{r,k}^{in} + w_{r,G}^{in} = W_{II,4-5,st} + a_k(\xi_{k2}q_k [l_s] + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ k_{pr,su} &= k_{pr,st} + w_{r,p}^{in} / T_{ke,if} + w_{r,c}^{in} / T_{ke,if} = k_{pr,st} + a_k(J_p + J_c) / D_p^2 T_{ke,if}; \end{aligned} \quad (3.37)$$

– на стадии замедленного движения НТК:

$$\begin{aligned} W_{I,1-2,br} &= W_{I,1-2,st} - w_{r,k}^{in} - w_{r,G}^{in} = W_{I,1-2,st} - a_k(\xi_{k1}q_k \min\{\xi_{k1}b_1; [l_s]\} + G_{c1} + G_{hd}) / g; \\ W_{I,2-3,br} &= W_{I,2-3,st} - w_{r,k}^{in} - w_{r,G}^{in} = W_{I,2-3,st} - a_k(\xi_{k1}q_k \min\{\xi_{k1}a_1; [l_s]\} + G_{c1} + G_{hd}) / g; \\ W_{I,4-5,br} &= W_{I,4-5,st} - w_{r,k}^{in} - w_{r,G}^{in} = W_{I,4-5,st} - a_k(\xi_{k2}q_k \min\{\xi_{k2}a_2; [l_s]\} + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ W_{I,5-6,br} &= W_{I,5-6,st} - w_{r,k}^{in} - w_{r,G}^{in} = W_{I,5-6,st} - a_k(\xi_{k2}q_k \min\{\xi_{k2}b_2; [l_s]\} + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ W_{II,1-2,br} &= W_{II,1-2,st} - w_{r,k}^{in} - w_{r,G}^{in} = W_{II,1-2,st} - a_k(\xi_{k1}q_k [l_s] + G_{c1} + G_{hd}) / g; \\ W_{II,3-4,br} &= W_{II,3-4,st} - w_{r,k}^{in} - w_{r,G}^{in} = W_{II,3-4,st} - a_k(\xi_{k2}q_k [l_s] + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ W_{II,4-5,br} &= W_{II,4-5,st} - w_{r,k}^{in} - w_{r,G}^{in} = W_{II,4-5,st} - a_k(\xi_{k2}q_k [l_s] + G_{c2} + G_{hd}) / g; \\ k_{pr,br} &= k_{pr,st} - w_{r,p}^{in} / T_{ke,if} - w_{r,c}^{in} / T_{ke,if} = k_{pr,st} - a_k(J_p + J_c) / D_p^2 T_{ke,if}, \end{aligned} \quad (3.38)$$

где G_{c1} , G_{c2} – груз, транспортируемый в направлении от БС В к БС А и от станции А к В; $\varepsilon_{1(2)}$ – параметр, указывающий на наличие транспортируемого груза в пределах характерного участка ветви 1 или 2 канатной системы ($\varepsilon_{1(2)} = 1$ – груз находится в пределах участка; $\varepsilon_{1(2)} = 0$ – груз отсутствует в пределах участка); $\min\{a;b\}$ – операция выбора минимального значения из двух параметров a и b .

Представленные зависимости позволяют определить силы сопротивления движению НТК в пределах характерных участков трассы МКД и коэффициент сопротивления при огибании канатом канатного шкива, которые используются в дальнейших расчётах.

3.2.3 Особенности проведения тягового расчета при проектном и проверочном расчетах мобильной канатной дороги

Тяговый расчет может выполняться как на этапе проектирования МКД, так и на этапе оценки результатов проектирования МКД. Алгоритмы выполнения вычислительных действий на основе расчетных зависимостей пункта 3.2.2 для обоих случаев будут отличаться.

Тяговый расчет в форме проектного расчета. На этапе проектирования МКД тяговый расчет выполняется в форме проектного расчета, технической задачей которого является определение основных количественных параметров НТКС с целью использования их в качестве исходных данных для дальнейшего проектирования механизмов и несущих металлоконструкций МТПКК.

Одним из основных параметров, определяющих форму провисания НТК, является осевая сила его натяжения. Заранее она неизвестна, так как определяется в ходе построения диаграммы натяжения НТК. Также заранее неизвестен диаметр НТК, который определяется, исходя из его агрегатной прочности и максимальной силы натяжения. Поэтому построение диаграммы натяжения НТК носит итерационный характер и включает выполнение следующих стадий-итераций.

Стадия 1. Задание начального значения осевого усилия натяжения НТК в точке его сбегания с приводного канатного шкива $T_{k,of}^{(0)}$ и диаметра каната $d_k^{(0)}$.

При проектировании МТПКК целесообразно ориентироваться на как можно меньшие значения усилия натяжения НТК, так как оно оказывает существенное влияние на массо-габаритные характеристики ОТО. Увеличение усилия натяжения при эксплуатации МКД приводит к росту горизонтальных опрокидывающих нагрузок, что повышает риск потери общей устойчивости и опрокидывания БС, а также

требует проведения более трудоемких мероприятий по ее анкеровке и (при необходимости) дополнительного расчаливания концевой опоры. Также увеличение натяжения НТК приводит к росту эксплуатационных нагрузок на металлоконструкцию концевой опоры и, соответственно, на несущие металлоконструкции механизмов БС и несущую раму колесного шасси. Поэтому начальное приближение $T_{k,of}^{(0)}$ целесообразно выбирать из условия равенства минимального приближения транспортируемого груза в пределах всей трассы МКД, рассчитанному из условия провисания каната по форме I, допустимому нормативному вертикальному габариту приближения транспортируемого груза к посторонним предметам согласно [127]. В этом случае значение $T_{k,of}^{(0)}$ определяется соотношением:

$$T_{k,of}^{(0)} = S_k^{(0)} / \cos\{\arctg[0,5\psi_d(q_{Rcr}^{(0)}L_{rp} + \psi_d S_k^{(0)}tg\alpha_{sl}) / S_k^{(0)}]\}, \quad (3.39)$$

где начальное приближение горизонтального усилия натяжения в сбегавшей ветви НТК определяется решением нелинейного уравнения с двумя неизвестными – $S_k^{(0)}$ и координатой сечения x_{min} , соответствующего условию $h_{min} = [h_{min}]$:

$$y_r(x_{min}; S_k^{(0)}) - h_{hd} - h_G - (x_{min} + b_G / 2)\sin\alpha_{rp} - [h_{min}] = 0, \quad (3.40)$$

а погонная нагрузка $q_{Rcr}^{(0)}$ определяется для произвольно заданного начального значения диаметра каната $d_k^{(0)}$.

Стадия 2. Выполнение тягового расчета МКД с определением усилий натяжения НТК в характерных точках трассы с учетом реализуемых форм провисания ветвей каната.

При выборе возможной формы провисания НТК, которая индивидуальна для каждой ветви, целесообразно ориентироваться на следующие рекомендации.

Форму провисания ветви НТК, являющейся первой по ходу движения от приводного канатного шкива, следует определять по усилию натяжения в точке сбегания (в точке 1 на рисунке 3.3), т.е. по величине $S_k^{(0)}$. Пороговое значение горизонтального усилия натяжения $[S_k]_b$, отделяющего форму I от формы II, на основании зависимости (1.1) [66, 235] определяется как:

$$[S_k]_b = q_{Rcr}^{(0)}L_{rp} / \psi_d tg\alpha_{sl}. \quad (3.41)$$

Форму провисания ветви НТК, являющейся второй по ходу движения от приводного канатного шкива, следует определять по усилию натяжения в конечной точке трассы МКД $T_{k,if}^{(0)}$, т.е. в точке набегания на приводной канатный шкив. Заранее оно неизвестно, поэтому расчет $T_{k,if}^{(0)}$ сначала проводится, исходя из формы I, а затем, если соответствующее усилию $T_{k,if}^{(0)}$ горизонтальное усилие $S_{k,if}^{(0)}$ превышает пороговое значение $[S_k]_b$, выполняется перерасчет, исходя из формы II.

По найденному значению $T_{k,if}^{(0)}$ уточняется диаметр НТК $d_k^{(1)}$, который используется при проведении следующей итерации построения диаграммы натяжения, исходя из его агрегатной прочности согласно сортаменту:

$$S_{jk}(d_k^{(1)}) = [n_k] T_{k,if}^{(0)}. \quad (3.42)$$

Стадия 3. Выполнение следующей итерации тягового расчета (проведение расчетов согласно рекомендациям и зависимостям стадий 1 и 2).

Итерационный процесс построения диаграммы натяжения заканчивается, когда разница в величинах $T_{k,if}^{(i+1)}$ и $T_{k,if}^{(i)}$ становится меньше требуемой относительной погрешности $[\varepsilon_T]$:

$$\left| 1 - T_{r,if}^{(i+1)} / T_{k,if}^{(i)} \right| \leq [\varepsilon_T]. \quad (3.43)$$

Тяговый расчет в форме проверочного расчета. На этапе оценки результатов проектирования МКД тяговый расчет выполняется в форме проверочного расчета, технической задачей которого является уточнение функциональных возможностей МКД, исходя из конкретных значений основных количественных параметров НТКС спроектированного МТПКК. На этом этапе известны диаметр НТК и его агрегатная прочность (так как канат уже выбран), а также осевая сила или диапазон возможного изменения осевой силы его натяжения (так как механизм натяжения уже спроектирован). Таким образом, тяговый расчет не носит итерационного характера и выполняется в результате последовательного вычисления по расчетным зависимостям пункта 3.2.2.

3.3 Влияние основных технических характеристик мобильных канатных дорог на качественные и количественные характеристики диаграмм натяжения несуще-тяговых канатов

Тяговый расчет является ключевым для анализа технических возможностей и основных технических характеристик МКД, сформированных на базе двух сопряженных МТПКК. Он позволяет определить ту область множества возможных значений грузо-пространственных характеристик транспортных систем, в пределах которой целесообразно использовать МКД рассматриваемой конструкции.

Как следует из данных подраздела 3.2, на тяговые свойства НТКС, которые и определяют грузо-пространственные характеристики МТПКК, в наибольшей степени оказывают влияние следующие параметры: величина пролета L_{rp} и угол наклона к горизонтальной плоскости прямой, проходящей через центры канатных шкивов сопряженных БС α_{sl} ; длина концевой опоры l_i ; вес G_c и вертикальный габарит h_c транспортируемого груза, минимальный вертикальный габарит приближения транспортируемого груза к посторонним предметам h_{min} ; параметры ветровой нагрузки (ветровое давление w_0 , площадь транспортируемого груза A_G , направление ветра относительно направления перемещения груза).

Влияние указанных параметров на усилия натяжения НТК обусловлено их влиянием на величину провисания каната и величину минимального приближения нижней точки транспортируемого груза к поверхности. Угол наклона α_{sl} влияет непосредственно на усилие натяжения НТК согласно зависимости (3.8): увеличение угла α_{sl} приводит к снижению усилий натяжения в конечных ($T_{k,of}$ и $T_{k,if}$) и промежуточных точках НТКС. С ростом длины пролета L_{rp} и веса транспортируемого груза G_c стрела провисания НТК f возрастает, а величина минимального приближения груза к поверхности уменьшается. Увеличение длины концевой опоры l_i , не изменяя стрелы провисания НТК, увеличивает минимальное приближение груза к поверхности. Влияние вертикального габарита h_c транспортируе-

мого груза наряду с заданным минимальным вертикальным габаритом приближения транспортируемого груза к посторонним предметам h_{\min} и длиной концевой опоры обусловлено их воздействием на минимально допустимое усилие натяжения НТК в сбегавшей с приводного канатного шкива ветви $T_{kl,of}$ или $T_{kll,of}$. Это объясняется тем, что минимально возможные значения указанных усилий $T_{kl,of}^{\min}$ или $T_{kll,of}^{\min}$ находятся из условия:

$$\min_{0 \leq u \leq 2L_p}(H_G) = h_{\min}, \quad (3.44)$$

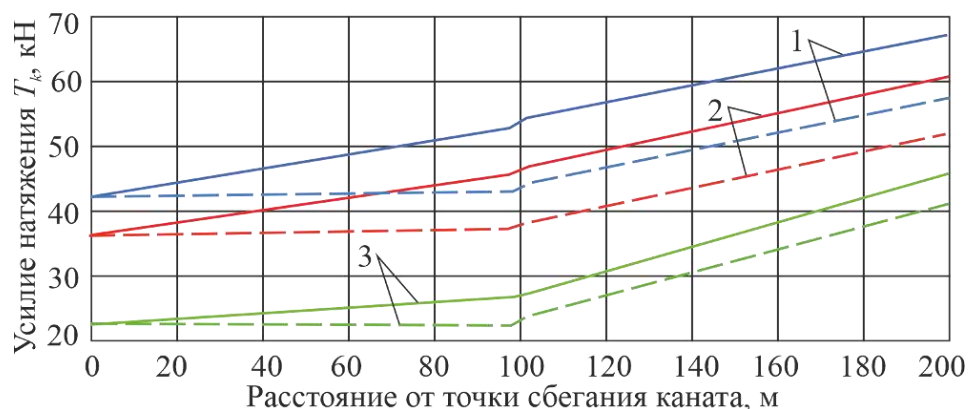
где левая часть данного условия – операция нахождения минимального вертикального расстояния между самой нижней точкой транспортируемого груза и посторонними предметами на земной поверхности H_G в пределах трассы МКД.

Чем выше концевая опора l_i и меньше вертикальный габарит груза h_G , тем при нормативном значении h_{\min} можно допустить большее провисание НТК в пролете и выполнить наименьшее натяжение НТКС. В качестве усилия натяжения НТС в сбегавшей с приводного канатного шкива ветви $T_{kl,of}$ или $T_{kll,of}$ можно использовать большие значения, чем $T_{kl,of}^{\min}$ или $T_{kll,of}^{\min}$, однако это приводит к повышению уровня НДС в несущих металлоконструкциях МТПКК вследствие необходимости повышения усилий натяжений НТКС.

При маятниковом характере перемещения одинаковых грузов диаграмма натяжения НТК имеет количественные различия в зависимости от направления перемещения груза – либо от приводной БС к натяжной БС, либо от натяжной БС к приводной БС. Это показывает рисунок 3.4, на котором приведены диаграммы натяжения НТК для МКД с величиной пролета $L_{rp} = 100$ м, длиной концевой опоры $l_i = 10$ м, весом и вертикальным габаритом груза $G_c = 10$ кН и $h_G = 2$ м (ветровое воздействие отсутствует). При перемещении груза к натяжной БС имеет место наибольшая нагрузка на НТКС. Также этот вариант оказывается наиболее энергозатратным, вследствие чего при постоянной мощности механизма перемещения НТК скорость транспортирования груза и пропускная способность МКД оказываются

наименьшими, а время транспортирования – наибольшим. Поэтому оценку грузо-пространственных характеристик МКД целесообразно проводить на основе учета перемещения транспортируемого груза от приводной БС к натяжной БС.

Представленный на рисунке 3.4 вариант МКД принят в качестве «эталонного» для анализа влияния основных технических характеристик МКД на характеристики диаграмм натяжения НТК.



1 – $\alpha_{sl} = 5^\circ$; 2 – $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 3 – $\alpha_{sl} = 30^\circ$

(— — перемещение груза к натяжной БС; - - - - - перемещение груза приводной БС)

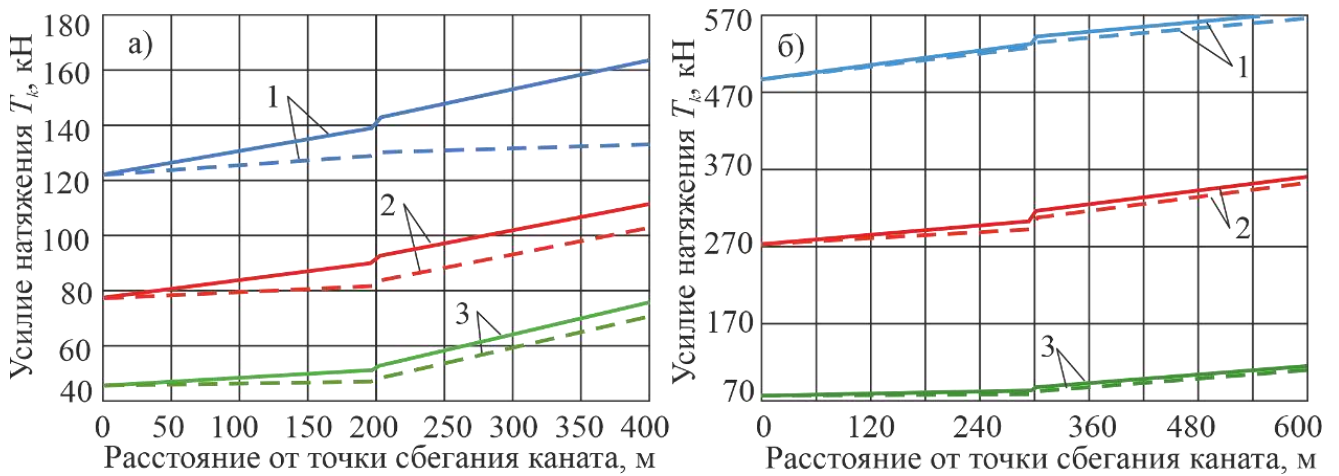
Рисунок 3.4 – Диаграмма натяжения НТК для различных углов наклона трассы

Сравнение диаграмм натяжения «эталонного» варианта с диаграммами натяжения НТК на рисунках 3.5 – 3.10 позволяет оценить направленность и значимость влияния указанных параметров МКД.

Увеличение длины МКД приводит к нелинейному увеличению натяжения НТК (рисунок 3.5). Однако рост усилия натяжения неодинаков для разных значений угла наклона α_{sl} : наибольшее увеличение характерно для малых значений α_{sl} , с увеличением этого угла рост натяжения НТК при увеличении пролета МКД резко снижается. Так, увеличение длины трассы со 100 до 300 м при $\alpha_{sl} = 5^\circ$ приводит к повышению необходимого натяжения каната в 8,5...10 раз, при $\alpha_{sl} = 10^\circ$ – в 6...7 раз, при $\alpha_{sl} = 30^\circ$ – в 2,4...2,7 раза.

Увеличение длины концевой опоры положительно сказывается на натяжении НТК, приводя к его снижению (рисунок 3.6). Это объясняется возможностью большего провисания каната в пролете МКД. Снижение усилия натяжения НТК не-

одинаково для разных значений угла наклона α_{sl} : наибольшее снижение характерно для малых углов α_{sl} , с их увеличением темп снижения натяжения НТК при увеличении длины концевой опоры уменьшается, стремясь к 0. Так, увеличение длины концевой опоры с 10 до 13 м при $\alpha_{sl} = 5^\circ$ приводит к снижению натяжения НТК в 1,2...1,8 раза, при $\alpha_{sl} = 10^\circ$ – в 1,2...1,7 раза, при $\alpha_{sl} = 30^\circ$ – в 1,1...1,2 раза. При увеличении длины опоры с 10 до 16 м при $\alpha_{sl} = 5^\circ$ натяжение НТК снижается в 1,3...2,1 раза, при $\alpha_{sl} = 10^\circ$ – в 1,3...1,9 раз, при $\alpha_{sl} = 30^\circ$ – в 1,1...1,2 раза.

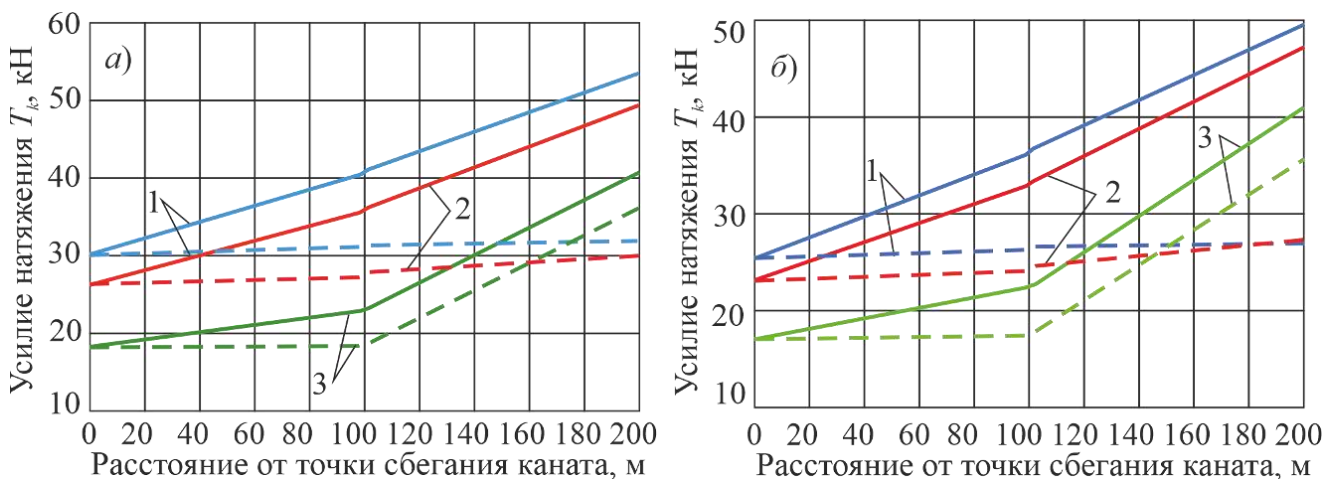


$a - L_{rp} = 200 \text{ м}; \text{ б} - L_{rp} = 400 \text{ м}$

$1 - \alpha_{sl} = 5^\circ; 2 - \alpha_{sl} = 10^\circ; 3 - \alpha_{sl} = 30^\circ$

(— — перемещение груза к натяжной БС; - - - - перемещение груза приводной БС)

Рисунок 3.5 – Диаграмма натяжения НТК при разной длине трассы МКД



$a - l_t = 13 \text{ м}; \text{ б} - l_t = 16 \text{ м}$

$1 - \alpha_{sl} = 5^\circ; 2 - \alpha_{sl} = 10^\circ; 3 - \alpha_{sl} = 30^\circ$

(— — перемещение груза к натяжной БС; - - - - перемещение груза приводной БС)

Рисунок 3.6 – Диаграмма натяжения НТК при разной длине концевой опоры

Увеличение веса транспортируемого груза приводит к пропорциональному увеличению необходимого натяжения НТК, причем увеличение практически не зависит от угла наклона α_{sl} (рисунок 3.7). Так, увеличение веса груза в 2 раза (с 10 до 20 кН) при углах $\alpha_{sl} = 5^\circ, 10^\circ$ и 30° приводит к одинаковому повышению натяжения каната в $\sim 1,9$ раза. Увеличение веса в 3 раза (с 10 до 30 кН) при углах $\alpha_{sl} = 5^\circ, 10^\circ$ и 30° приводит к одинаковому повышению натяжения в $\sim 2,8$ раза при движении транспортируемого груза к натяжной БС и в $\sim 2,3$ раза – к приводной БС.

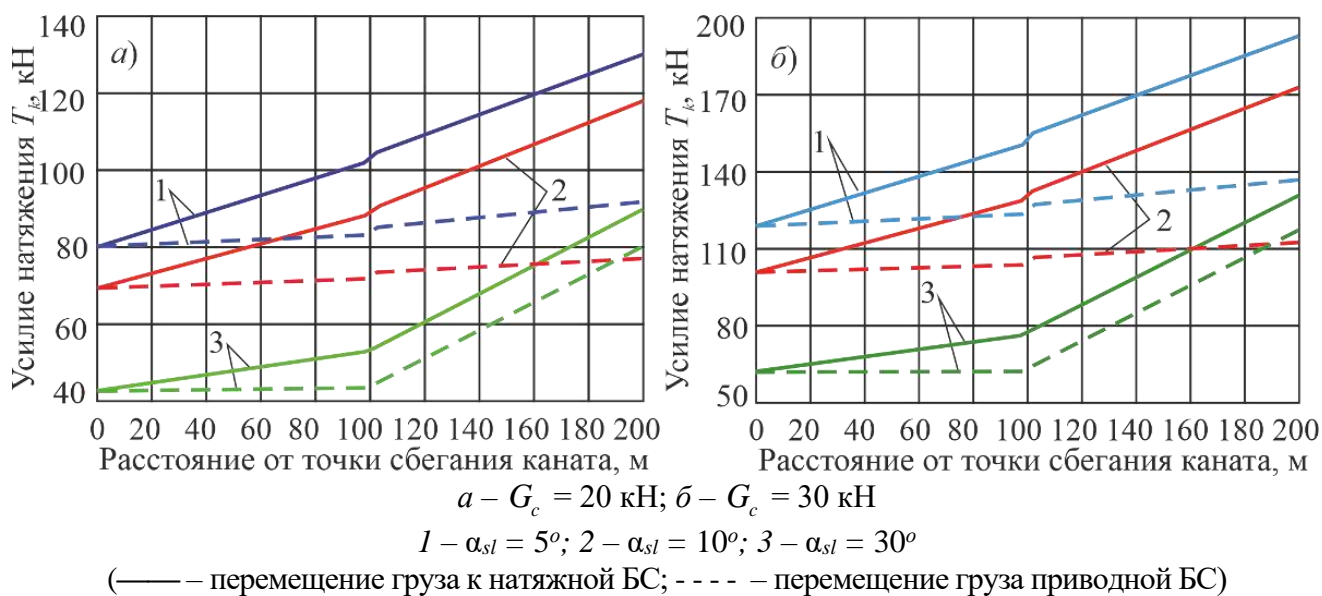


Рисунок 3.7 – Диаграмма натяжения НТК при разном весе груза

Увеличение габарита транспортируемого груза приводит к пропорциональному увеличению натяжения НТК вследствие необходимости обеспечить его меньшее провисание в пролете МКД, а уменьшение вертикального габарита груза – к снижению натяжения НТК (рисунок 3.8). Изменение натяжения зависит от угла наклона α_{sl} незначительно: увеличение вертикального габарита груза с 2 до 4 м при $\alpha_{sl} = 5^\circ$ приводит к повышению натяжения НТК в 1,3...1,2 раза, а при $\alpha_{sl} = 10^\circ$ и 30° – в $\sim 1,2...1,1$ раза. Уменьшение габарита груза с 2 до 1 м при $\alpha_{sl} = 5^\circ$ приводит к снижению натяжения НТК в 1,1...1,3 раза, при $\alpha_{sl} = 10^\circ$ – в 1,1...1,4 раза, при $\alpha_{sl} = 30^\circ$ снижение составляет $\sim 1,1$ раза.

Увеличение вертикального габарита приближения h_{\min} приводит к пропорциональному увеличению натяжения НТК, его уменьшение, наоборот, снижает необходимое натяжение (рисунок 3.9).

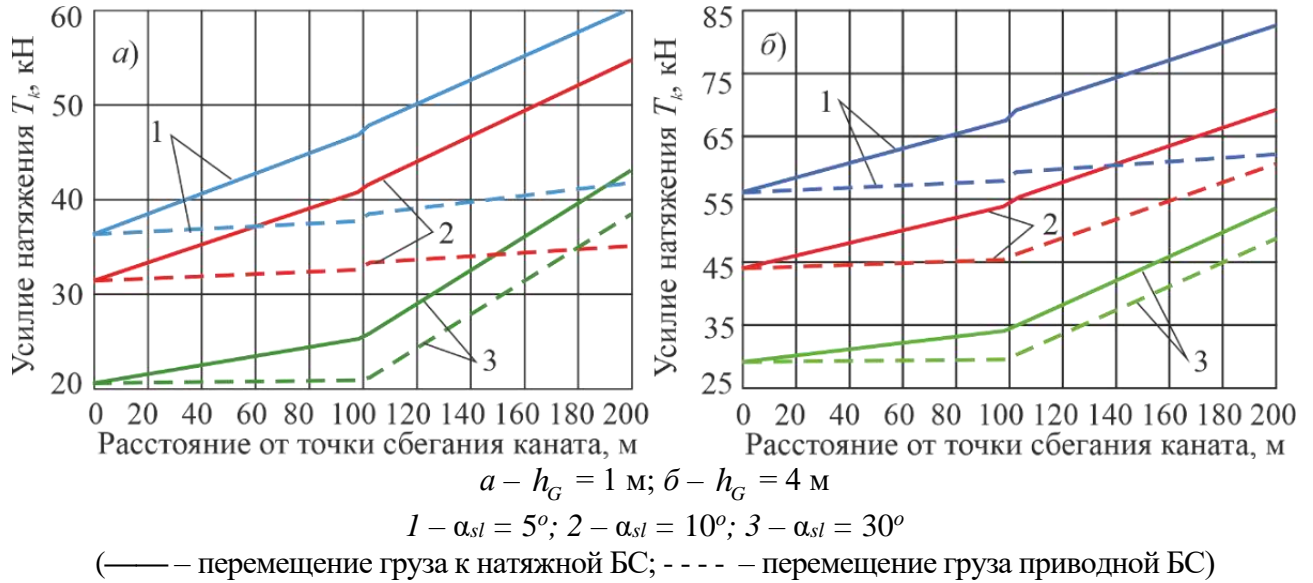
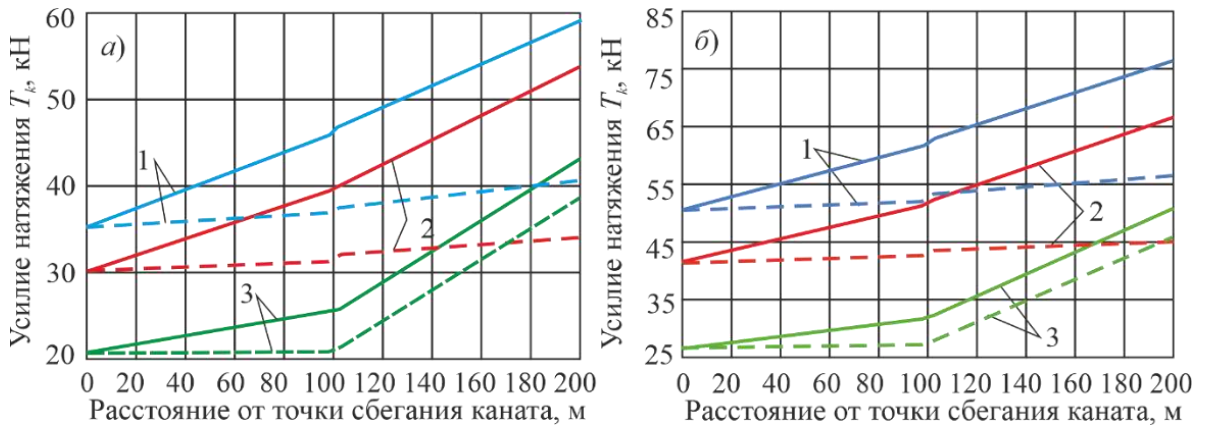


Рисунок 3.8 – Диаграмма натяжения НТК при разном габарите груза

Изменение натяжения не зависит от угла наклона α_{sl} . Так, увеличение h_{\min} с 1,5 до 2,5 м при углах $\alpha_{sl} = 5^\circ, 10^\circ$ и 30° приводит к почти одинаковому повышению натяжения НТК в $\sim 1,1 \dots 1,2$ раза.

Уменьшение h_{\min} с 2,5 до 0,5 м при тех же углах α_{sl} приводит к почти одинаковому снижению натяжения НТК в $\sim 1,1 \dots 1,3$ раза. Это объясняется тем, что при уменьшении вертикального габарита приближения h_{\min} можно допустить большее провисание НТК и, как следствие, использовать меньшее натяжение $T_{k,of}$.

На рисунке 3.10 приведены диаграммы натяжения НТК при воздействии на транспортируемый груз расчетной площади $A_G = 3,2 \text{ м}^2$ (соответствует $G_c = 10 \text{ кН}$) ветрового давления $w_0 = 1000 \text{ Па}$ (соответствует максимальному нормативному ветровому давлению VII ветрового района, т.е. горным районам Кавказа и Сибири, северного и северо-восточного побережья России [137]).

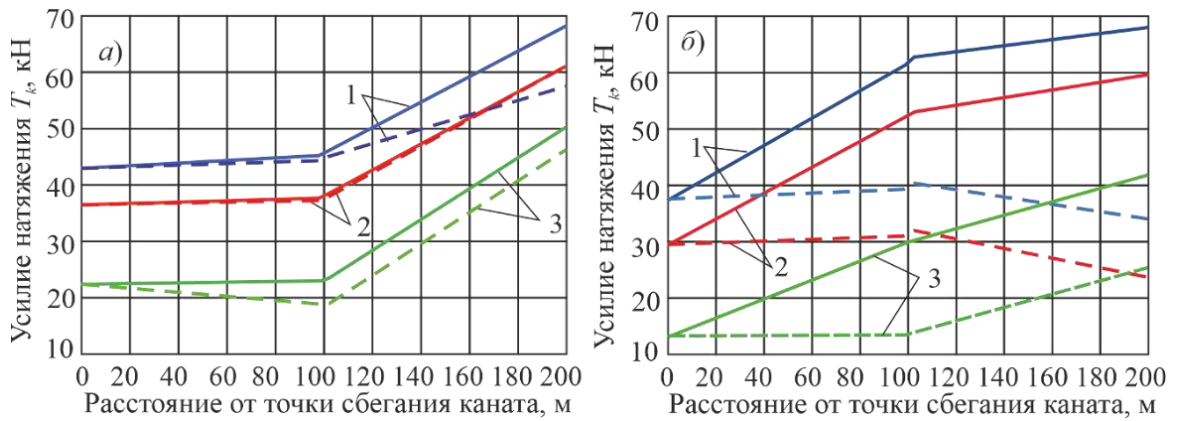


$a - h_{\min} = 0,5 \text{ м}; \quad \delta - h_{\min} = 2,5 \text{ м}$

$1 - \alpha_{sl} = 5^\circ; \quad 2 - \alpha_{sl} = 10^\circ; \quad 3 - \alpha_{sl} = 30^\circ$

(— — перемещение груза к натяжной БС; - - - - перемещение груза приводной БС)

Рисунок 3.9 – Диаграмма натяжения НТК при разном габарите приближения



$a - \text{направление ветра к натяжной БС}; \quad \delta - \text{направление ветра к приводной БС}$

$1 - \alpha_{sl} = 5^\circ; \quad 2 - \alpha_{sl} = 10^\circ; \quad 3 - \alpha_{sl} = 30^\circ$

(— — перемещение груза к натяжной БС; - - - - перемещение груза приводной БС)

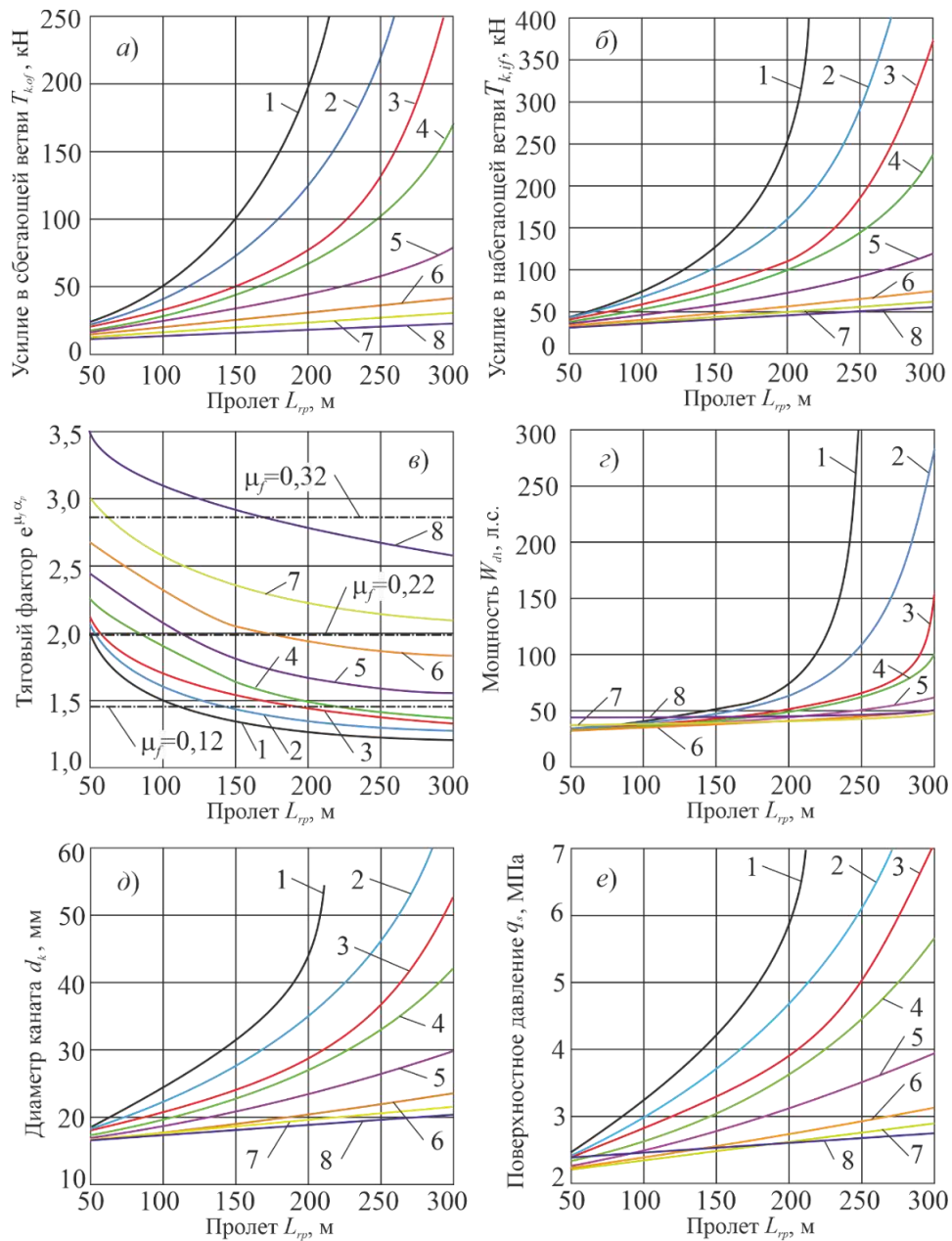
Рисунок 3.10 – Диаграмма натяжения НТК при разном направлении ветра

Ветровое воздействие, рассматриваемое в стационарной постановке, не оказывает существенного влияния на уровень натяжения НТКС (хотя оно оказывают существенное воздействие на динамические усилия в НТК).

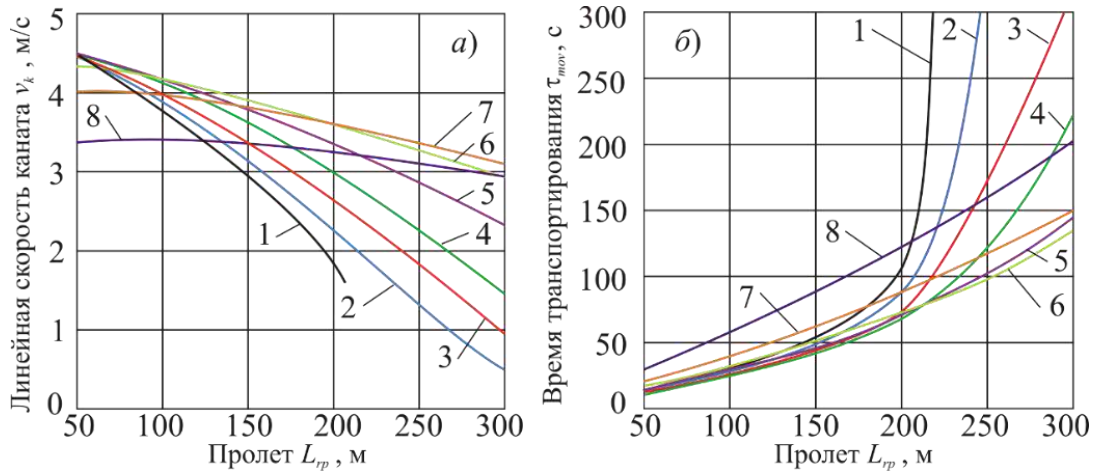
При небольших углах наклона α_{sl} во время движения груза к приводной БС при попутном ветре наблюдается значительное снижение усилия натяжения НТК в набегающей ветви. Поэтому $T_{rI(II),if} < T_{rI(II),of}$. Для «эталонного» варианта МТПКК это наблюдается при углах $\alpha_{sl} = 5^\circ$ и 10° , а при угле $\alpha_{sl} = 30^\circ$ данное явление не наблюдается. Переход, т.е. $T_{rI(II),if} \approx T_{rI(II),of}$, наблюдается при $\alpha_{sl} \sim 13^\circ$. Таким образом, при небольших углах $\alpha_{sl} < 13^\circ$ при перемещении груза по направлению к

натяжной БС при сильном попутном ветре возможно недопустимое провисание НТК менее допустимого вертикального габарита приближения h_{\min} .

На рисунках 3.11 и 3.12 показано влияние величины пролета L_{rp} и угла наклона трассы α_{sl} на ряд тяговых и кинематических характеристик применительно к «эталонному» варианту МКД при величине отбираемой от штатного ДВС мощности $W_d = 200$ л.с.

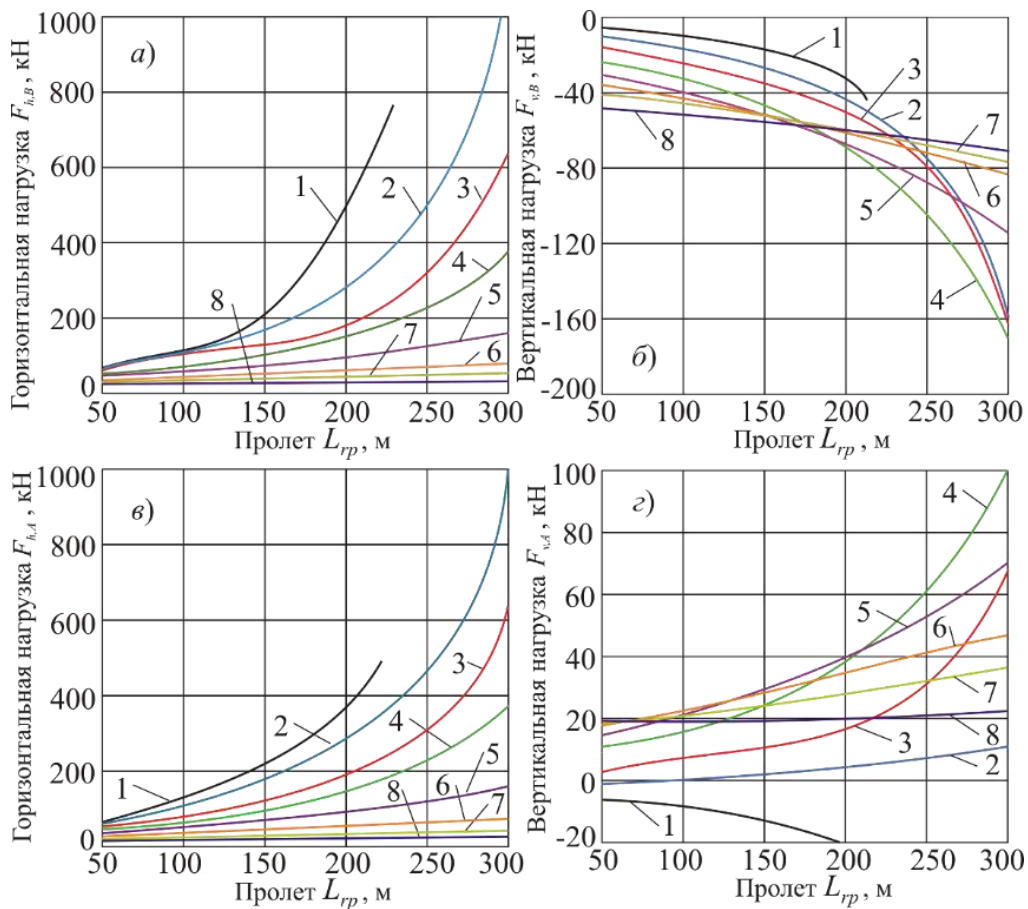


a – усилие в сбегающей ветви НТК; *б* – усилие в набегающей ветви НТК;
в – тяговый фактор; *г* – мощность, требуемая для обеспечения скорости НТК 1 м/с;
д – диаметр НТК; *е* – давление НТК на ручей приводного канатного шкива
 1 – $\alpha_{sl} = 1^\circ$; 2 – $\alpha_{sl} = 5^\circ$; 3 – $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 4 – $\alpha_{sl} = 20^\circ$; 5 – $\alpha_{sl} = 30^\circ$; 6 – $\alpha_{sl} = 40^\circ$; 7 – $\alpha_{sl} = 50^\circ$; 8 – $\alpha_{sl} = 60^\circ$
Рисунок 3.11 – Влияние пролета и угла наклона трассы на характеристики МКД



a – линейная стационарная скорость НТК; *б* – время транспортирования
 1 – $\alpha_{sl} = 1^\circ$; 2 – $\alpha_{sl} = 5^\circ$; 3 – $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 4 – $\alpha_{sl} = 20^\circ$; 5 – $\alpha_{sl} = 30^\circ$; 6 – $\alpha_{sl} = 40^\circ$; 7 – $\alpha_{sl} = 50^\circ$; 8 – $\alpha_{sl} = 60^\circ$
Рисунок 3.12 – Влияние пролета и угла наклона трассы на кинематические характеристики МКД

Рисунок 3.13 дает представление о силовом воздействии со стороны НТКС на оголовки конечных опор БС.



a – горизонтальная нагрузка, приводная БС; *б* – вертикальная нагрузка, приводная БС;
в – горизонтальная нагрузка, натяжная БС; *з* – вертикальная нагрузка, натяжная БС
 1 – $\alpha_{sl} = 1^\circ$; 2 – $\alpha_{sl} = 5^\circ$; 3 – $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 4 – $\alpha_{sl} = 20^\circ$; 5 – $\alpha_{sl} = 30^\circ$; 6 – $\alpha_{sl} = 40^\circ$; 7 – $\alpha_{sl} = 50^\circ$; 8 – $\alpha_{sl} = 60^\circ$
Рисунок 3.13 – Влияние пролета и угла наклона трассы на силовое воздействие на оголовки конечных опор

Оно характеризуется горизонтальной (и вертикальной) проекциями суммарных усилий, создаваемых обеими ветвями НТК на канатных шкивах приводной $F_{h,B}$ (и $F_{v,B}$) и натяжной $F_{h,A}$ (и $F_{v,A}$) БС:

$$F_{h,B} = T_{k,of} \cos \alpha_{rpB,of} + T_{k,if} \cos \alpha_{rpB,if}; \quad F_{v,B} = -T_{k,of} \sin \alpha_{rpB,of} - T_{k,if} \sin \alpha_{rpB,if};$$

$$F_{h,A} = T_{kA,of} \cos \alpha_{rpA,of} + T_{kA,if} \cos \alpha_{rpA,if}; \quad F_{v,A} = T_{kA,of} \sin \alpha_{rpA,of} + T_{kA,if} \sin \alpha_{rpA,if}, \quad (3.45)$$

где $\alpha_{rpA(B),of(if)}$ – угол наклона НТК на шкиве БС $A(B)$ в точке сбегания (набегания);

$T_{kA,of(if)}$ – усилие натяжения НТК на шкиве БС в сбегавшей (набегавшей) ветви.

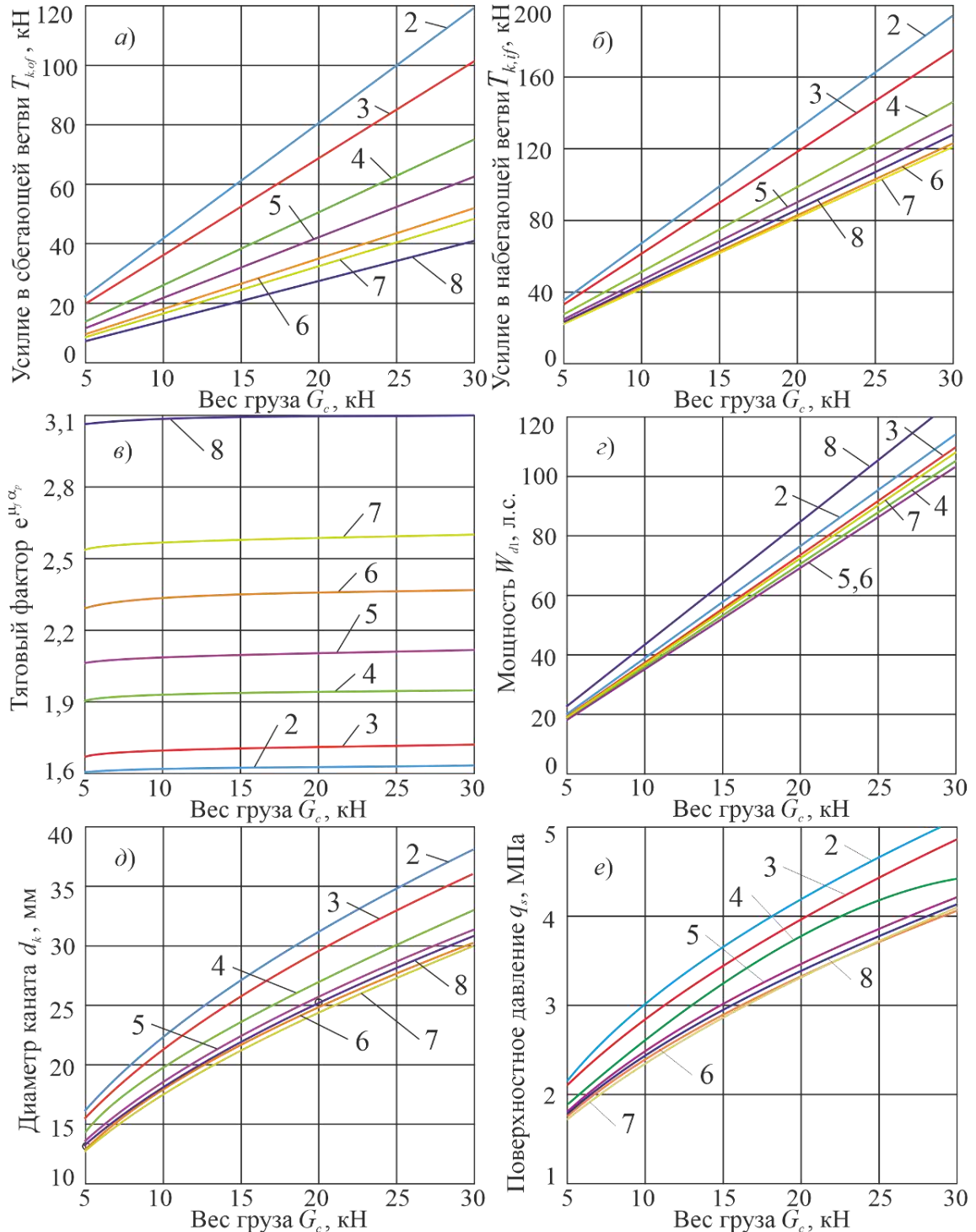
Эти тенденции сохраняются для весьма значительных углов α_{sl} свыше 60° . Однако силовое воздействие со стороны НТКС на оголовки концевых опор в вертикальном направлении имеет более сложный характер изменения по мере увеличения α_{sl} (рисунок 3.13, б, г): усилия $F_{v,A}$ и $F_{v,B}$ возрастают приблизительно в интервале углов $\alpha_{sl} < 20...25^\circ$, а затем монотонно снижаются.

На рисунках 3.14 и 3.15 приведены результаты этих расчетов.

Худшие условия работы БС наблюдаются при малых углах наклона $0 < \alpha_{sl} < 5...7^\circ$ и нелинейно усложняются с ростом пролета L_{rp} . Это обусловлено реализацией формы I провисания НТК и необходимостью больших усилий натяжения в сбегавшей ветви $T_{k,of}$ для обеспечения минимального вертикального габарита приближения к поверхности h_{min} . Для углов $\alpha_{sl} < 8...10^\circ$ реализуется форма II провисания НТК и поэтому не требуется применения столь большого натяжения НТК. Тяговые и кинематические характеристики МКД, а также силовое воздействие со стороны НТКС на оголовки концевых опор в горизонтальном направлении $F_{h,A}$ и $F_{h,B}$ снижаются с ростом угла α_{sl} .

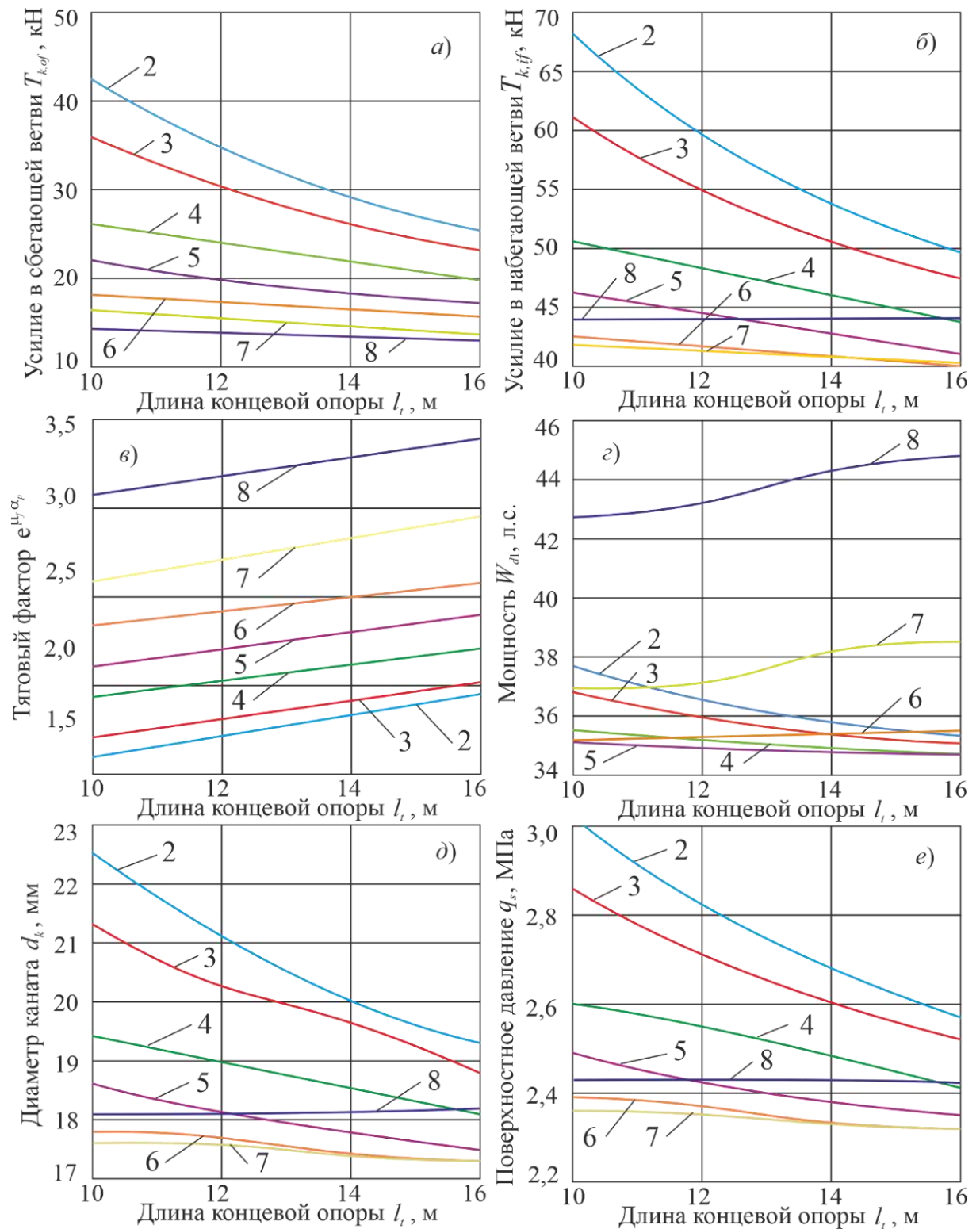
При этом концевая опора приводной БС всегда испытывает сжимающую осевую нагрузку от усилия $F_{v,B}$, а опора натяжной БС – растягивающую осевую нагрузку от усилия $F_{v,A}$, т.е. в процессе эксплуатации МКД нагруженность несущей

рамы самоходного шасси натяжной БС снижается. Наблюдается линейная зависимость между весом груза и тяговыми характеристиками $T_{k,of}$, $T_{k,if}$ и W_{d1} , а также нелинейная зависимость для характеристик d_k и q_s (рисунок 3.15).



a – усилие в сбегающей ветви НТК; *б* – усилие в набегающей ветви НТК;
в – тяговый фактор; *г* – мощность, требуемая для обеспечения скорости НТК 1 м/с;
д – диаметр НТК; *е* – давление НТК на ручей приводного канатного шкива
 1 – $\alpha_{sl}=1^\circ$; 2 – $\alpha_{sl}=5^\circ$; 3 – $\alpha_{sl}=10^\circ$; 4 – $\alpha_{sl}=20^\circ$; 5 – $\alpha_{sl}=30^\circ$; 6 – $\alpha_{sl}=40^\circ$; 7 – $\alpha_{sl}=50^\circ$; 8 – $\alpha_{sl}=60^\circ$

Рисунок 3.14 – Влияние веса транспортируемого груза и угла наклона трассы на тяговые характеристики МКД



a – усилие в сбегающей ветви НТК; *б* – усилие в набегающей ветви НТК;
в – тяговый фактор; *з* – мощность, требуемая для обеспечения скорости НТК 1 м/с;
д – диаметр НТК; *е* – давление НТК на ручей приводного канатного шкива
 $1 - \alpha_{sl} = 1^\circ$; $2 - \alpha_{sl} = 5^\circ$; $3 - \alpha_{sl} = 10^\circ$; $4 - \alpha_{sl} = 20^\circ$; $5 - \alpha_{sl} = 30^\circ$; $6 - \alpha_{sl} = 40^\circ$; $7 - \alpha_{sl} = 50^\circ$; $8 - \alpha_{sl} = 60^\circ$
Рисунок 3.15 – Влияние длины концевой опоры и угла наклона трассы на тяговые характеристики МКД

Для оценки влияния веса транспортируемого груза, длины концевой опоры и ветровой нагрузки на тяговые и кинематические характеристики МКД были выполнены тяговые расчеты применительно к «эталонному» варианту МКД. Исключение составляет тяговый фактор $\exp(\mu_f \alpha_p)$, который практически не изменяется с изменением G_c : в интервале $G_c \in [10; 30]$ кН тяговый фактор возрастает на $\sim 0,02$.

3.4 Анализ функциональных возможностей мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

На тяговые свойства и энергоемкость эксплуатации НТКС, которые определяют ГПХ МКД, в наибольшей степени оказывают влияние следующие параметры:

- тяговый фактор $\exp(\mu_f \alpha_p)$ привода МКД, определяемый схемой огибания НТК канатного шкива (т.е. углом обхвата α_p) и фрикционными свойствами поверхности профилированного ручья канатного шкива (т.е. коэффициентом трения μ_f);
- условное поверхностное давление, создаваемое воздействием нагруженного НТК на поверхность профилированного ручья канатного шкива:

$$q_s = (T_{k,of} + T_{r,if}) / d_k D_p; \quad (3.46)$$

- поперечная сила, приложенная к вершине концевой опоры приводной БС B в точке крепления канатного шкива и нормальная к продольной оси опоры, обусловленная воздействием НТКС:

$$F_B = F_{h,B} \cos \gamma_{ws,B} + F_{v,B} \sin \gamma_{ws,B}; \quad (3.47)$$

- мощность $[W_d]$, отбираемая от штатного ДВС колесного шасси и подводимая к приводному канатному шкиву механизма перемещения НТК;

- диаметр НТК d_k выбранного типа и маркировочной группы из числа существующих типов стальных канатов, рекомендуемых для использования в СКД.

Согласно требованиям Ростехнадзора [127] в качестве тяговых и несущих стальных канатов в конструкции подвесных канатных дорог необходимо использо-

вать либо специальные канаты повышенной агрегатной прочности, либо грузоподъемные канаты. Их конструкция и граничные значения диаметров приведены в [42, 62, 66].

Очевидно, работоспособность МКД будет обеспечиваться в том случае, если все вышеперечисленные параметры будут находиться в допустимых пределах. Для этого необходимо совместное выполнение следующих условий:

– отношение усилий натяжения НТК в набегающей и сбегающей ветвях на приводном шкиве не должно превышать величину тягового фактора (условие *a*):

$$\bar{T}_k = T_{k,if} / T_{k,of} \leq \exp(\mu_f \alpha_p); \quad (3.48)$$

– предельный расчетный изгибающий момент в корневом сечении концевой опоры $[M_b]_t$, по величине которого выполняется проектирование и прочностной расчет ее несущей металлоконструкции, превышает изгибающий момент в корневом сечении опоры от натяжения НТК при эксплуатации МКД (условие *b*):

$$[F_B] = [M_b]_t / l_t \geq F_B; \quad (3.49)$$

– условное поверхностное давление на поверхности профилированного ручья приводного канатного шкива от натяжения НТК не превышает допустимое поверхностное давления $[q_s]$ для материала футеровки ручья шкива (условие *c*):

$$q_s = (T_{k,of} + T_{k,if}) / d_k D_p \leq [q_s]; \quad (3.50)$$

– мощность привода механизма перемещения НТК не превышает максимально предельную мощность, которую можно отобрать от штатного ДВС самоходного шасси БС *B* (условие *d*):

$$W_d = \zeta_P v_k (T_{k,if} - T_{k,of}) / \eta_{dr} \leq [W_d]; \quad (3.51)$$

– агрегатная прочность на разрыв НТК диаметра d_k и заданной маркировочной группы с учетом нормативного запаса его прочности $[n_k]$ превышает максимальное усилие натяжения НТК при эксплуатации МКД (условие *e*):

$$R_k(d_k) \geq [n_k] T_{k,if}; \quad (3.52)$$

– диаметр НТК, определяемый его прочностью при действии продольных растягивающих усилий, не превышает максимального диаметра каната согласно сортаменту для стальных канатов данного типа d_k^{\max} (условие f):

$$d_k \leq d_k^{\max}, \quad (3.53)$$

где ζ_P – коэффициент запаса мощности привода механизма перемещения НТК;
 η_{dr} – коэффициент полезного действия привода механизма перемещения НТК;
 v_k – фактическая линейная скорость НТК.

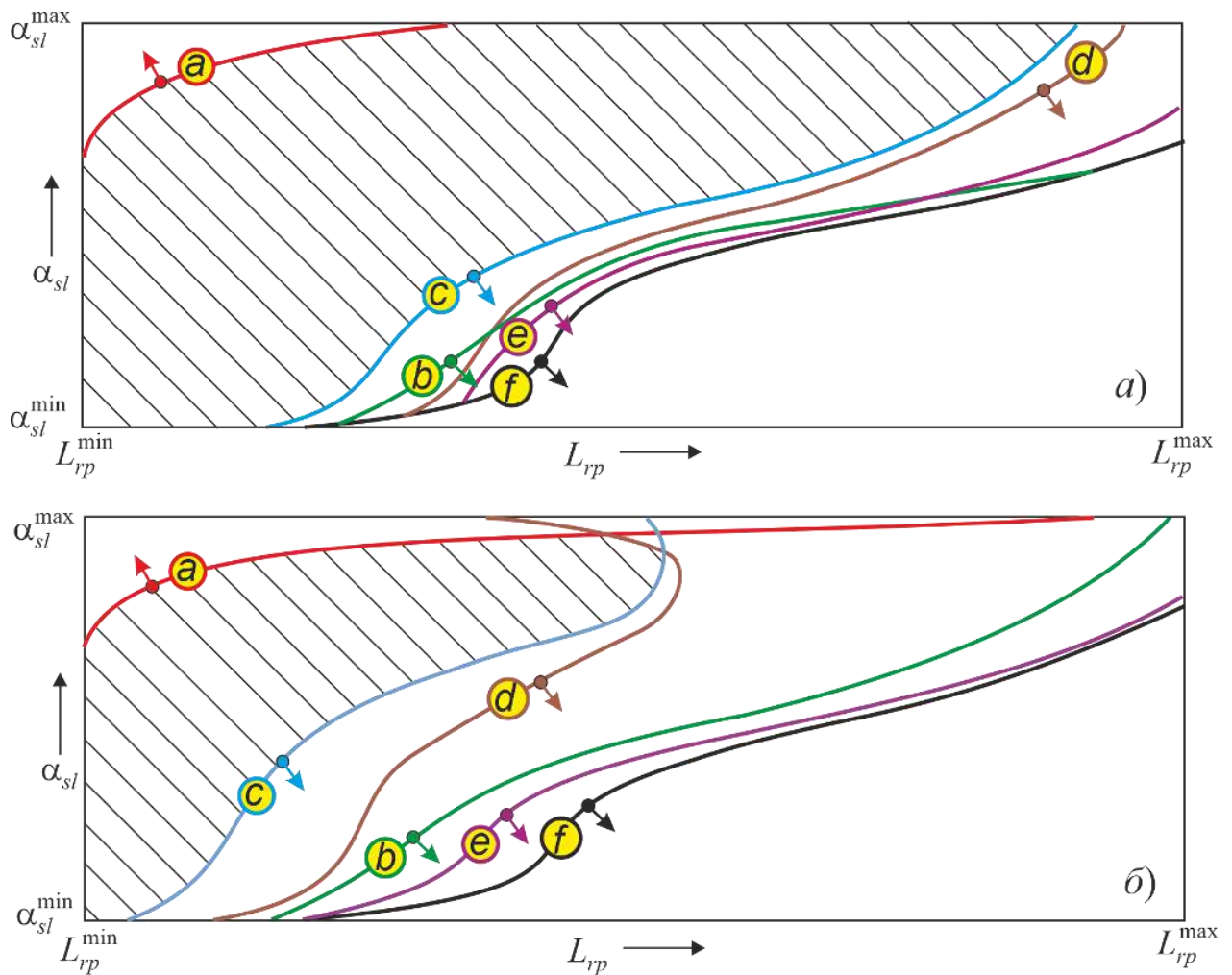
Для выражения функциональных возможностей однопролетных МКД маятникового типа на базе сопряженных самоходных МТПКК необходимо использовать их ГПХ, выраженные в трехмерном пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД-вес груза» (« $L_{rp} - \alpha_{sl} - G_c$ »).

Вследствие сложности графического отображения трехмерного функционального пространства и низкой наглядности представления ГПХ, функциональные возможности МКД удобно представлять набором двумерных сечений пространства параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» (« $L_{rp} - \alpha_{sl}$ ») для нескольких значений $G_c = const$.

Область определения ГПХ в пределах этих сечений ограничивается граничными значениями пролета МКД и угла наклона МКД:

$$L_{rp} \in [L_{rp}^{\min}; L_{rp}^{\max}] \quad \text{и} \quad \alpha_{sl} \in [\alpha_{sl}^{\min}; \alpha_{sl}^{\max}]. \quad (3.54)$$

На рисунке 3.16 показаны два качественно типичных варианта расположения графиков зависимостей, выражающих условия $a...f$ (3.48) – (3.53), в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» при фиксированном весе транспортируемого груза.



a – малый вес груза; *b* – большой вес груза

Рисунок 3.16 – Типичная конфигурация области возможного использования МКД в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» при фиксированном весе транспортируемого груза

Буквами на графиках обозначены те условия, которые соответствуют данному графику. Стрелки на графиках направлены в сторону той части пространства параметров « $L_{rp} - \alpha_{sl}$ », в которой условия не выполняются. Таким образом, заштрихованные зоны определяют те области ГПХ, в пределах которых возможно функционирование МКД на базе самоходных колесных МТПКК.

Конфигурация и взаимное расположение графиков условий $a...f$ в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» при фиксированном весе груза зависят от использованных при проектировании МТПКК значений тягового фактора $\exp(\mu_f \alpha_p)$, изгибающего момента $[M_b]_t$, допустимого поверхностного давления футеровки $[q_s]$, отбора мощности от штатного ДВС $[W_d]$, диаметра НТК d_k и

его типа. Поэтому взаимное расположение графиков $a...f$ на рисунке 3.17 не является жестко определенным и может изменяться при изменении сочетания этих факторов. При этом происходит изменение конфигурации и размеров области ГПХ, в пределах которых возможно функционирование МКД.

С целью анализа направленности и степени влияния основных технических характеристик МТПКК на ГПХ формируемых на их основе МКД, в качестве базового варианта МТПКК был принят вариант с техническими характеристиками, указанными в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристики базового варианта МТПКК

Техническая характеристика	Значение
Длина концевой опоры l_t , м	10,0
Вес транспортируемого груза (включая вес грузозахватного устройства) G_c , кН	10; 20; 30; 40
Тяговый фактор $e^{\mu_f \alpha_p}$ (при коэффициенте трения $\mu_f = 0,32$ для поливинилхлорида в качестве футеровки и $\alpha_p = 180^\circ$)	2,73
Допустимое поверхностное давление для материала футеровки ручья канатного шкива $[q_s]$, МПа	5,0
Изгибающий момент в корневом сечении концевой опоры $[M_b]_t$, использованный при проектировании и прочностном расчете несущей металлоконструкции, кН·м	6000
Предельная мощность, отбираемая от штатного ДВС самоходного шасси БС $[W_d]$, л.с. (кВт)	200 (147)
Максимальный диаметр НТК d_k , разрешенный при эксплуатации МКД, мм	60
Тип НТК по ГОСТ 3079-80	ТЛК-О
Маркировочная группа НТК, Н/мм ² (кгс/мм ²)	1960 (200)
Максимальный диаметр стального каната согласно сортаменту для стальных канатов данного типа, мм	75
Линейная скорость НТК при стационарном режиме работы МКД, м/с	1,0
Предельно допустимая линейная скорость НТК $[v_k]_{\max}$, м/с	4,0
Линейное ускорение НТК, м/с ² : - при разгоне $a_{k,su}$ - при торможении $a_{k,br}$	0,2 -0,2
Нормативное значение ветрового давления w_0 , Па	1000
Габаритные размеры транспортируемого груза, м: - вертикальный - горизонтальный	2,0 2,0
Вертикальный габарит грузозахватного устройства h_{hd} , м	0,5
Нормативный минимальный вертикальный габарит приближения груза к стационарным предметам $[h_{\min}]$, м	1,5
Коэффициент полезного действия механизма перемещения НТК η_{dr}	0,85
Диаметр канатного шкива D_p , м	1,0

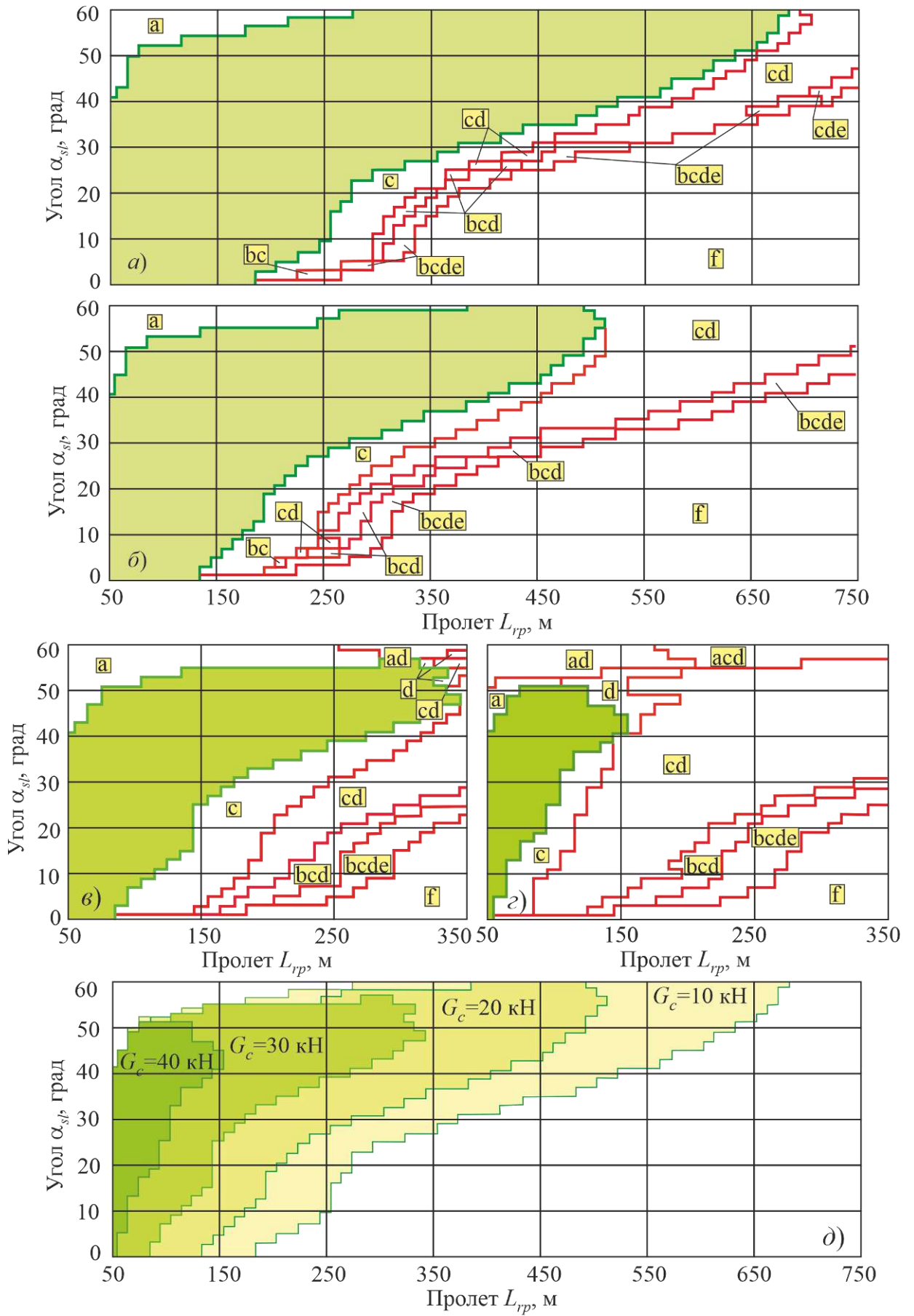
При построении ГПХ других вариантов МКД для каждого из них были выполнены тяговые расчеты в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» с размерами $L_{rp} \in [50; 750]$ м и $\alpha_{sl} \in [0; 60^\circ]$ для четырех значений веса транспортируемого груза $G_c = 10, 20, 30$ и 40 кН. Протяженность пролета МКД варьировалась с шагом $\Delta L_{rp} = 10$ м, угол наклона МКД – с шагом $\Delta \alpha_{sl} = 2^\circ$. Вследствие такого подхода области возможного использования МКД и области, в которых не выполняются условия $a...f$, представлены в дискретно-ступенчатой форме.

На рисунке 3.17 показаны области возможного использования базового варианта МКД.

Также показано расположение зон, в пределах которых условия $a...f$ не выполняются. Они обозначены соответствующими буквами. В частности, в зоне a не выполняется только одно условие a (3.9), тогда как остальные условия $b...f$ (3.10) – (3.14) выполняются, в зоне bcd не выполняются сразу три условия b (3.10), c (3.11) и d (3.12), тогда как остальные условия a (3.9), e (3.13) и f (3.14) выполняются.

Верхняя граница области возможного использования МКД определяется тяговым фактором $\exp(\mu_f \alpha_p)$, создаваемым приводным канатным шкивом БС B , т.е. условием a . Нижняя граница – допустимым давлением $[q_s]$, выдерживаемым материалом футеровки профилированного ручья приводного канатного шкива, т.е. условием c . Таким образом, в настоящее время определяющую роль в формировании функциональных возможностей МКД играют физико-механические характеристики материала футеровки – коэффициент трения μ_f и допустимое давление $[q_s]$.

Конфигурация и размеры области возможного использования МКД зависят от веса транспортируемого груза. Для базового варианта МТПКК максимальная грузоподъемность МКД составляет $35...40$ кН, при которой транспортирование груза возможно в диапазоне пролетов L_{rp} до 150 м и в диапазоне углов α_{sl} до 50° . При транспортировании груза весом 10 кН функциональные возможности МКД заметно улучшаются: в наиболее благоприятном случае его можно осуществить в диапазоне пролетов L_{rp} до 700 м и в диапазоне углов наклона α_{sl} свыше 60° .



а – $G_c = 10$ кН; б – $G_c = 20$ кН; в – $G_c = 30$ кН; г – $G_c = 40$ кН; д – сводные ГПХ
Рисунок 3.17 – Области возможного использования базового варианта МКД

Положение верхней границы области возможного использования МКД является достаточно устойчивым при увеличении веса транспортируемого груза. Это объясняется тем, что тяговый фактор $\exp(\mu_f \alpha_p)$ практически не изменяется с изменением веса груза (изменение составляет $\sim 1\%$).

При малом весе положение и конфигурация верхней границы области определяется только условием a , т.е. тяговым фактором (рисунок 3.17, а, б).

При повышенных значениях G_c на них начинает оказывать влияние также и условие d , т.е. выбранный диаметр НТК (рисунок 3.17, в, г), хотя это влияние может быть в определенной мере устранено выбором каната большего диаметра, большей маркировочной группы (агрегатной прочности на разрыв) или типа.

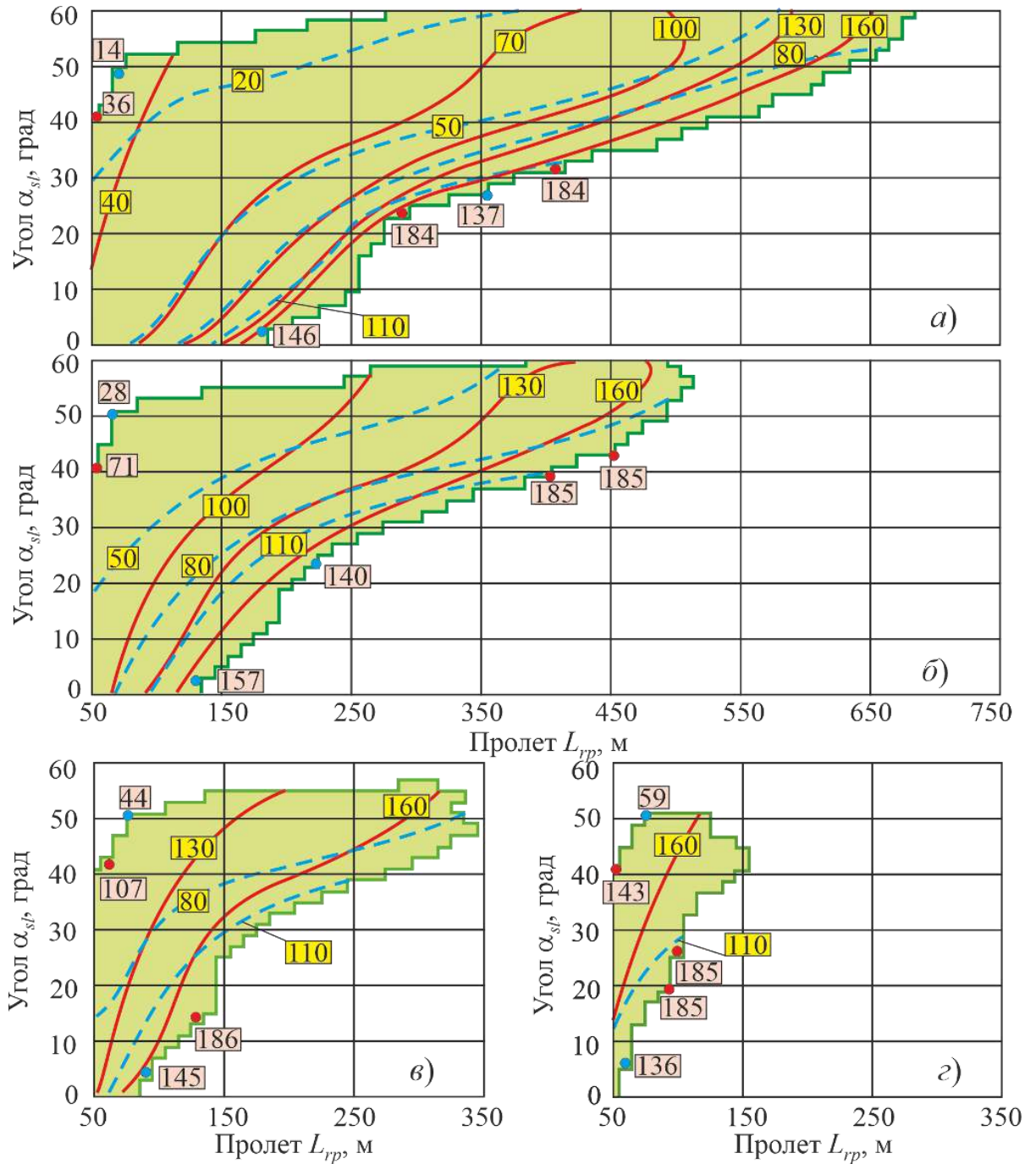
Положение нижней границы области возможного использования МКД является подвижным как вследствие изменения веса транспортируемого груза, так и изменения положения графиков условий $a...f$ (3.9) – (3.14) при изменении использованных при проектировании МТПКК основных факторов $\exp(\mu_f \alpha_p)$, $[M_b]_t$, $[q_s]$, $[W_d]$, d_k и типа НТК (рисунок 3.16). Положение и конфигурация нижней границы практически независимо от веса груза определяется одним из условий $b...e$.

Из-за сложного характера изменения размеров области возможного использования МКД в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» целесообразно рассматривать три подобласти в зависимости от угла наклона:

- при малых углах наклона МКД в диапазоне $\alpha_{sl} \in (0; 10)$ град;
- при средних углах наклона МКД в диапазоне $\alpha_{sl} \in (10; 30)$ град;
- при больших углах наклона МКД в диапазоне $\alpha_{sl} \in (30; 60)$ град.

На рисунке 3.18 показаны линии равных усилий натяжения в набегающей $T_{k,if} = const$ и сбегающей $T_{k,of} = const$ ветвях НТК. Наблюдается увеличение усилий в направлении роста пролета L_{rp} и снижении угла α_{sl} , причем скорость увеличения нелинейно возрастает по мере изменения параметров L_{rp} и α_{sl} . Форма линий $T_{k,if} = const$ и $T_{k,of} = const$ в общих чертах повторяют конфигурацию нижней гра-

ницы области возможного использования, проходя вдоль этой границы. Это закономерно, так как конфигурация нижней границы определяется условием с (3.11), т.е. давлением q_s , создаваемым суммой этих усилий. На рисунке 3.18 показано положение минимальных и максимальных усилий $T_{k,if}$ и $T_{k,of}$. Их минимальные значения зависят от веса груза.



$a - G_c = 10$ кН; $б - G_c = 20$ кН; $в - G_c = 30$ кН; $г - G_c = 40$ кН

(— — — — — $T_{k,if}$; - - - - - $T_{k,of}$)

Рисунок 3.18 – Линии равных усилий натяжения НТК (в кН) базового варианта МКД

Максимальные значения от веса груза не зависят и определяются лишь прочностными свойствами материала футеровки. Пороговые значения усилий лежат на границах области возможного использования МКД: минимальные – на верхней, максимальные – на нижней. Положение максимумов $T_{k,if}$ и $T_{k,of}$ не совпадает.

На рисунке 3.18 розовый квадрат с красной точкой на нижней границе области возможного использования МКД обозначает максимальное значение $T_{k,if}$; розовый квадрат с красной точкой на верхней границе области возможного использования МКД – минимальное значение $T_{k,if}$; розовый квадрат с синей точкой на нижней границе области возможного использования МКД – максимальное значение $T_{k,of}$; розовый квадрат с синей точкой на верхней границе области возможного использования МКД – минимальное значение $T_{k,of}$.

Максимум усилия в сбегавшей ветви НТК всегда имеет место при горизонтальном расположении БС (при $\alpha_{sl} \rightarrow 0^\circ$) и наибольшем допустимом пролете L_{pp} .

Максимум усилия в набегавшей ветви НТК всегда имеет место при наклонном расположении БС ($\alpha_{sl,max} \sim 15...45^\circ$) и соответствующем наибольшем пролете. Это объясняется тем, что усилие $T_{k,if}$ есть результат суммирования усилия натяжения $T_{k,of}$ (снижается с ростом α_{sl}) и силы сопротивления перемещению НТК каната и груза W_r (возрастает с ростом α_{sl}). В диапазоне углов $\alpha_{sl} < \alpha_{sl,max}$ скорость увеличения силы сопротивления превышает скорость снижения усилия $T_{k,of}$, вследствие чего вдоль линии нижней границы по мере увеличения угла α_{sl} наблюдается рост $T_{k,if}$. При $\alpha_{sl} > \alpha_{sl,max}$ ситуация меняется: последующий рост силы W_r не способен компенсировать более быстрого снижения усилия $T_{k,of}$, что и приводит к последующему монотонному уменьшению величины $T_{k,if}$.

Для оценки нагруженности несущих металлоконструкций концевых опор и несущих рам самоходных шасси БС целесообразно использовать значения эксплуатационных нагрузок со стороны НТКС, приложенных к оголовку концевой опоры в месте крепления канатного шкива:

– поперечной силы F_{bend} , определяющей изгибающую нагрузку на опору:

$$F_{bend} = \max \begin{cases} F_{h,A} \cos \gamma_{ws,A} + F_{v,A} \sin \gamma_{ws,A}; \\ F_{h,B} \cos \gamma_{ws,B} + F_{v,B} \sin \gamma_{ws,B} \end{cases}; \quad (3.55)$$

– продольной силы F_{comp} , определяющей сжимающую нагрузку на концевую опору и возможность потери ее устойчивости:

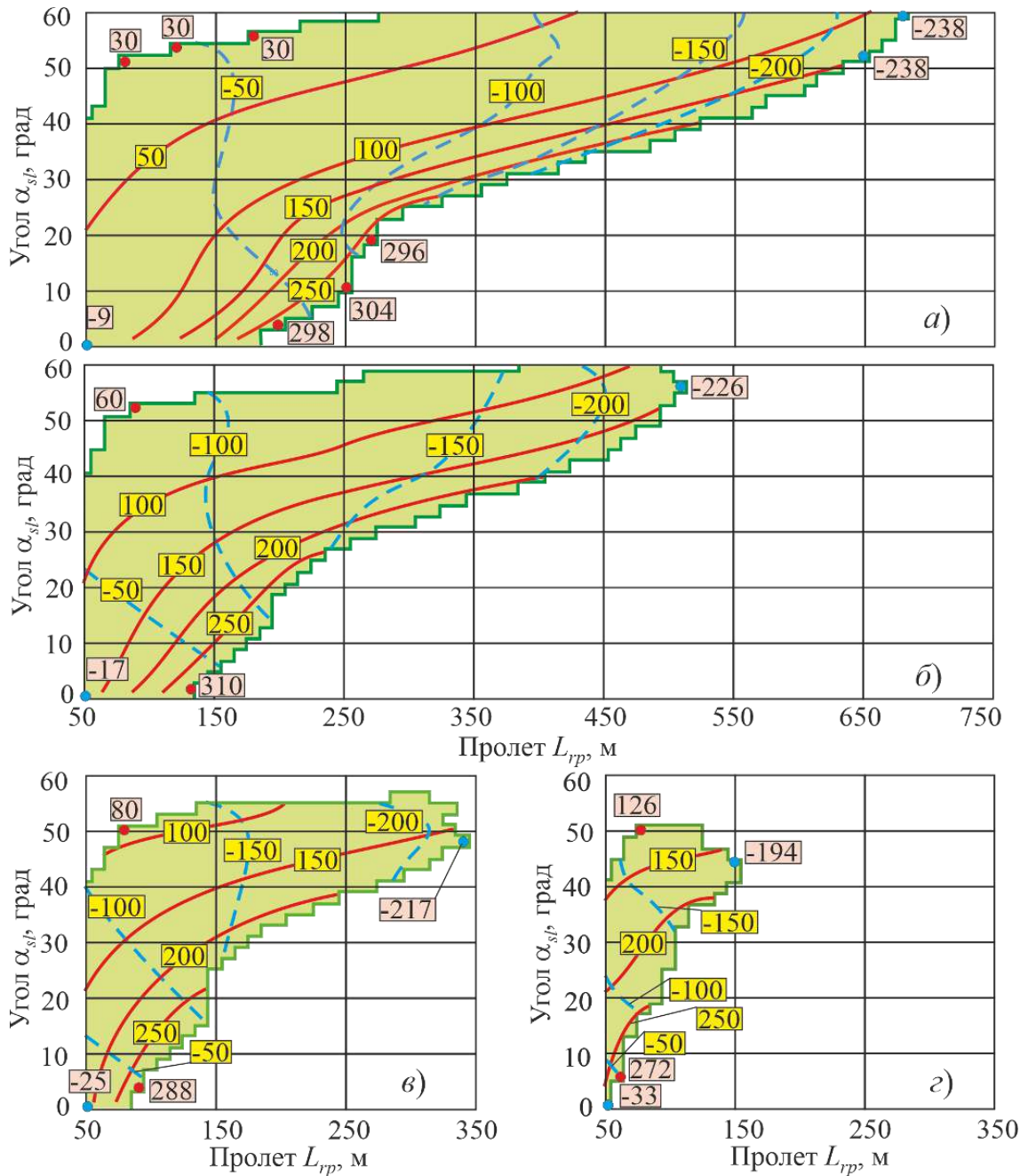
$$F_{comp} = -F_{h,B} \sin \gamma_{ws,B} + F_{v,B} \cos \gamma_{ws,B}. \quad (3.56)$$

На рисунке 3.19 показаны линии равных значений сил $T_{bend} = const$ и $T_{comp} = const$. Наблюдается увеличение силы T_{bend} при росте пролета L_{rp} и снижении угла α_{sl} , а также увеличение силы $|T_{comp}|$ при росте пролета L_{rp} . Однако увеличение угла α_{sl} неоднозначно сказывается на изменении $|T_{comp}|$. В обоих случаях скорости увеличения сил T_{bend} и T_{comp} нелинейно при изменении L_{rp} и α_{sl} . Поперечные силы F_{bend} , действующие на несущую металлоконструкцию концевых опор БС А и В, оказываются практически одинаковыми – разница $\sim 3...5\%$.

Сжимающая нагрузка на концевую опору T_{comp} наблюдается лишь при эксплуатации приводной БС В. Она возрастает с увеличением перепада высот установки МТПКК. Для натяжной БС А сжимающая нагрузка наблюдается лишь при весьма малом перепаде высот установки сопряженных МТПКК, соответствующем форме I провисания НТК, т.е. при $\alpha_{sl} < (\alpha_{sl})_t$. В других случаях на металлоконструкцию концевой опоры натяжной БС действует продольная растягивающая сила

$$F_{tens} = F_{h,A} \sin \gamma_{ws,A} + F_{v,A} \cos \gamma_{ws,B}, \quad (3.57)$$

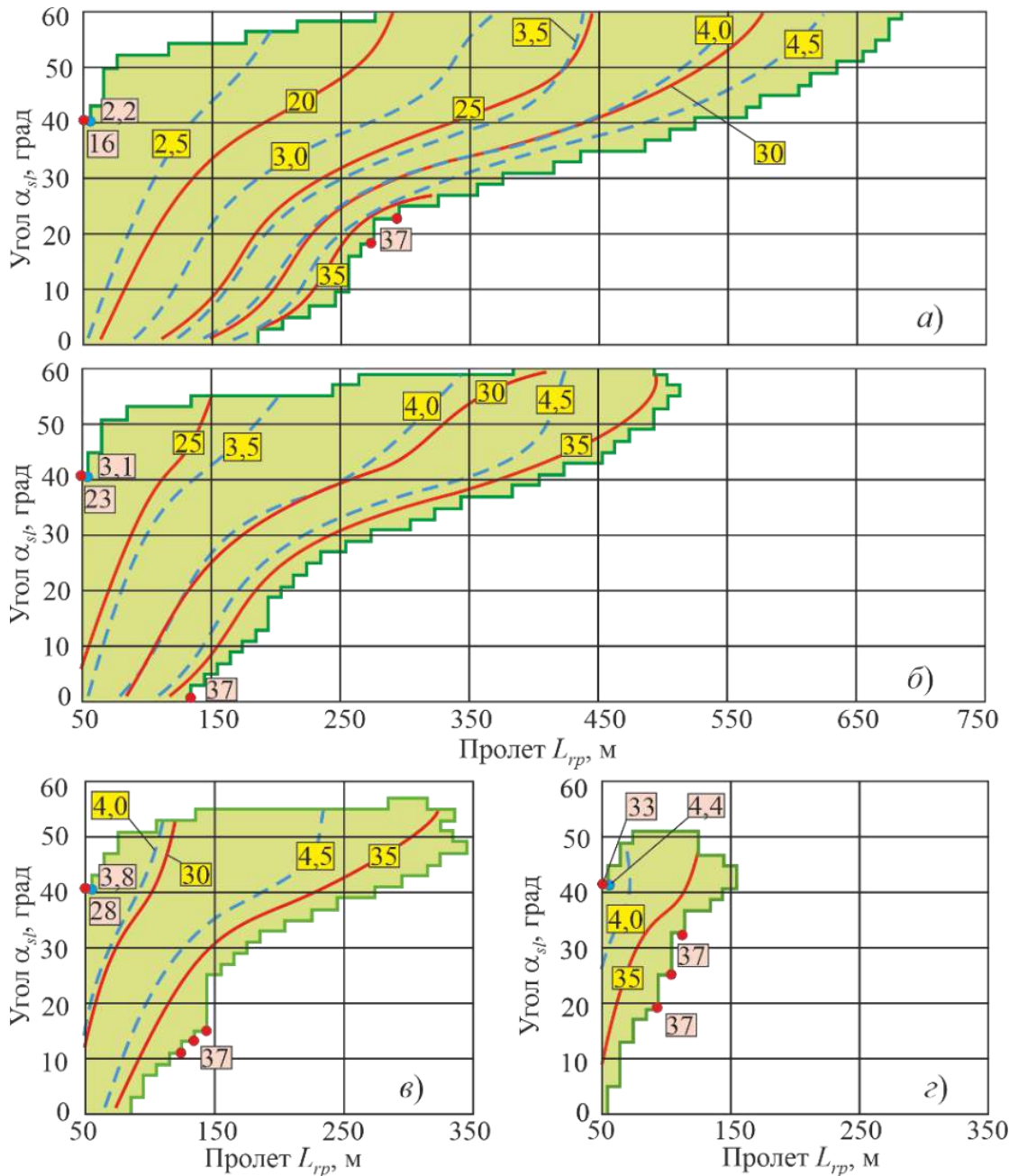
которая также возрастает с ростом перепада высот (т.е. с ростом угла α_{sl}). Однако между указанными продольными силами при всех значениях L_{rp} и α_{sl} выполняется следующее соотношение $|T_{comp}| > |F_{tens}|$, вследствие чего проектирование концевых опор МТПКК и оценка их прочности должна выполняться, исходя из силы T_{comp} и обеспечивать отсутствие потери устойчивости.



$a - G_c = 10 \text{ кН}; b - G_c = 20 \text{ кН}; v - G_c = 30 \text{ кН}; z - G_c = 40 \text{ кН}$
 (— — — — — T_{bend} ; - - - - - T_{comp})

Рисунок 3.19 – Линии равных значений сил, действующих на концевую опору (в кН) со стороны НТКС базового варианта МКД

На рисунке 3.20 показаны линии равных значений диаметра НТК $d_k = const$ и условного поверхностного давления со стороны НТК на поверхность футерованного приводного шкива БС $q_s = const$. Наблюдается увеличение d_k и q_s при росте пролета L_{rp} и снижении угла α_{sl} . Скорости увеличения указанных параметров нелинейно возрастают с изменением L_{rp} и α_{sl} .



$a - G_c = 10 \text{ кН}; б - G_c = 20 \text{ кН}; в - G_c = 30 \text{ кН}; г - G_c = 40 \text{ кН}$
 (— — — — — d_k ; - - - - - q_s)

Рисунок 3.20 – Линии равных диаметра НТК (в мм) и поверхностного давления (в МПа) для базового варианта МКД

Расположение линий равных значений $d_k = const$ и $q_s = const$ коррелирует с расположением линий равных значений усилий натяжения $T_{k,if} = const$ и $T_{k,of} = const$ в ветвях НТК (рисунок 3.18), так они определяют как величину диаметра НТК, так и величину условного поверхностного давления НТК на поверхность футеровки приводного канатного шкива БС. Положение минимумов d_k и q_s

постоянно и не зависит от веса груза. Положение максимума диаметра d_k несколько изменяется при изменении веса G_c в соответствии с изменением положения максимума суммы усилий $T_{k,if}$ и $T_{k,of}$. Максимальные значения поверхностного давления $q_s = 5$ МПа лежат на нижней границе области возможного использования МКД, так как положение и конфигурация этой границы для базового варианта МКД определяется условием c .

На рисунке 3.21 показаны линии равных значений наибольшей возможной линейной скорости НТК $v_{kW} = const$ (без учета ограничения по предельно допустимой скорости НТК $[v_k]_{max}$), исходя из мощности, отбираемой от штатного ДВС для работы привода механизма перемещения каната $[W_d]$, и наименьшей возможной продолжительности транспортировки груза (с учетом ограничения $[v_k]_{max}$) между конечными пунктами погрузки-разгрузки в пределах пролета МКД $\tau_{mov} = const$.

Время τ_{mov} определяется с учетом длительности стадий разгона и торможения транспортируемого груза с линейными ускорениями $a_{k,su}$ и $a_{k,br}$ (таблица 3.1) в соответствии с зависимостью:

– если $([W_d] / W_{d1}) \cdot 1 \text{ м/с} \leq [v_k]_{max}$:

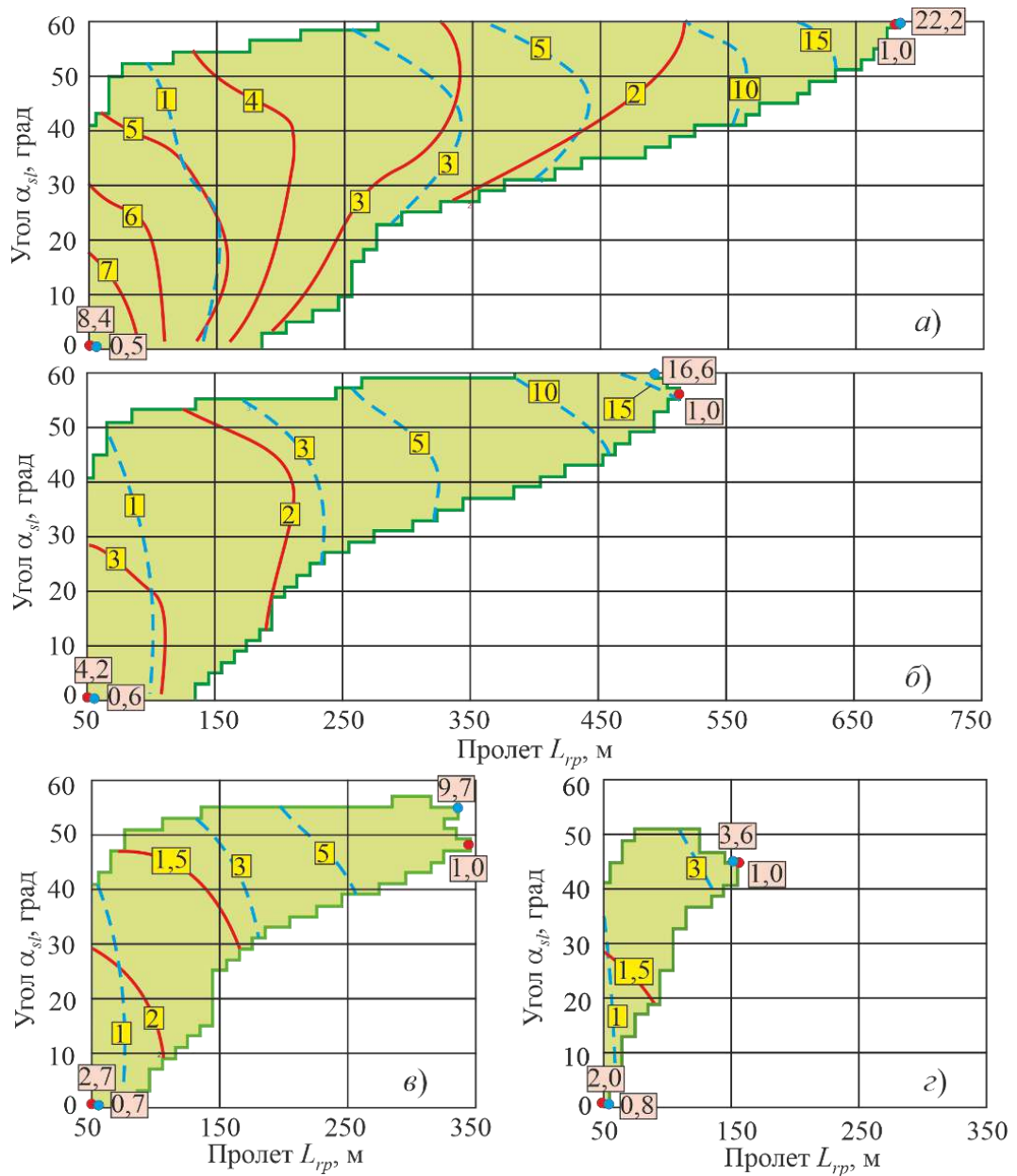
$$\tau_{mov} = 0,5 v_{kW} (1 / a_{k,su} - 1 / a_{k,br}) + \xi_k L_{rp} / v_{kW} \cos \alpha_{sl} ; \quad (3.58)$$

– если $([W_d] / W_{d1}) \cdot 1 \text{ м/с} > [v_k]_{max}$:

$$\tau_{mov} = 0,5 [v_k]_{max} (1 / a_{k,su} - 1 / a_{k,br}) + \xi_k L_{rp} / [v_k]_{max} \cos \alpha_{sl} , \quad (3.59)$$

где W_{d1} – мощность, подводимая к механизму перемещения НТК для обеспечения его скорости $v_k = 1 \text{ м/с}$.

Наблюдается снижение линейной скорости НТК v_{kW} и увеличение продолжительности транспортировки груза между конечными точками трассы МКД τ_{mov} в направлении роста пролета L_{rp} и угла наклона α_{sl} .



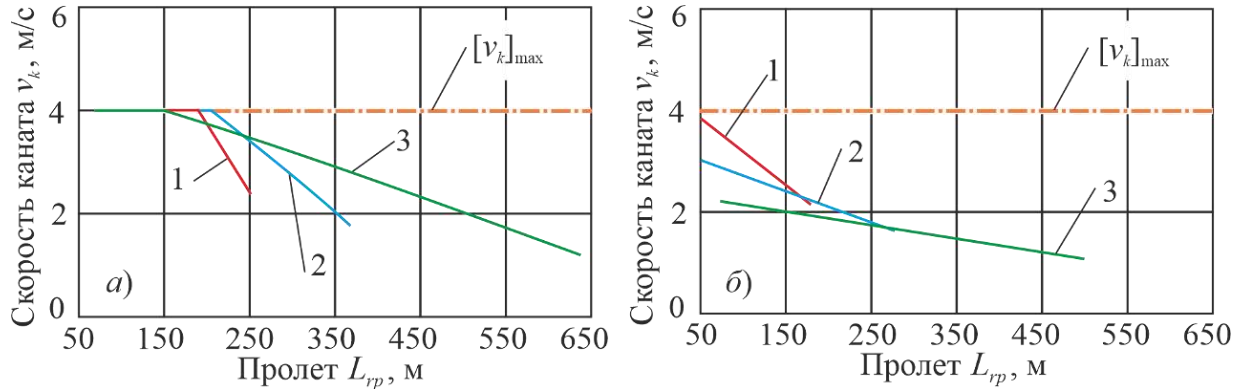
$a - G_c = 10$ кН; $б - G_c = 20$ кН; $в - G_c = 30$ кН; $г - G_c = 40$ кН

(— — v_{kw} ; - - - - τ_{mov})

Рисунок 3.21 – Линии равных скорости НТК (в м/с) и продолжительности транспортировки груза (в с) для базового варианта МКД

При транспортировке грузов пониженного веса (для базового варианта МКД это менее $\sim 15 \dots 20$ кН) расчетная наибольшая скорость v_{kw} может превышать установленную предельно допустимую скорость $[v_k]_{\max}$. Тогда фактическая скорость груза ограничена условием $v_k = [v_k]_{\max}$ и потому при относительно малых пролетах L_{rp} она оказывается одинакова независимо от значений L_{rp} и α_{sl} (рисунок 3.22). При больших пролетах L_{rp} и большем весе груза такого ограничения скорости НТК

не наблюдается. Поэтому во всем диапазоне изменения пролетов L_{rp} и углов α_{sl} фактическая скорость перемещения v_k различна и совпадает с расчетной скоростью v_{kW} .



$a - G_c = 10 \text{ кН}; \quad б - G_c = 20 \text{ кН}$

$1 - \alpha_{sl} = 10^\circ; \quad 2 - \alpha_{sl} = 30^\circ; \quad 3 - \alpha_{sl} = 50^\circ$

Рисунок 3.22 – Изменение фактической скорости НТК в зависимости от длины трассы базового варианта МКД

Продолжительность транспортировки груза τ_{mov} зависит преимущественно от длины пролета L_{rp} и практически не зависит от угла наклона α_{sl} . Таким образом, обусловленное увеличением угла наклона α_{sl} увеличение длины пути, проходящего транспортируемым грузом между конечными точками трассы МКД, компенсируется увеличением расчетной наибольшей линейной скорости перемещения НТК v_{kW} . Если при работе МКД обслуживающий персонал производит управление скоростью каната (т.е. фактическая скорость v_k принудительно изменяется в диапазоне $v_k \in [0; v_{kW}]$), указанная ситуация проявляться не будет.

3.5 Влияние основных параметров мобильных канатных дорог и мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на характеристики области их возможного использования

Влияние тягового фактора. При его увеличении график условия a сдвигается в область больших значений угла наклона α_{sl} , увеличивая размер области воз-

можно использования МКД в диапазоне максимальных углов наклона и не оказывая влияние на размер этой области в диапазоне малых и средних углов α_{sl} , а также допустимых значений пролетов МКД (рисунок 3.23). При достижении величины $\exp(\mu_f \alpha_p) = 3,51$ эта область в пределах угла наклона $\alpha_{sl} \leq 60^\circ$ распространяется на весь диапазон пролетов $L_{rp} < 250$ м.

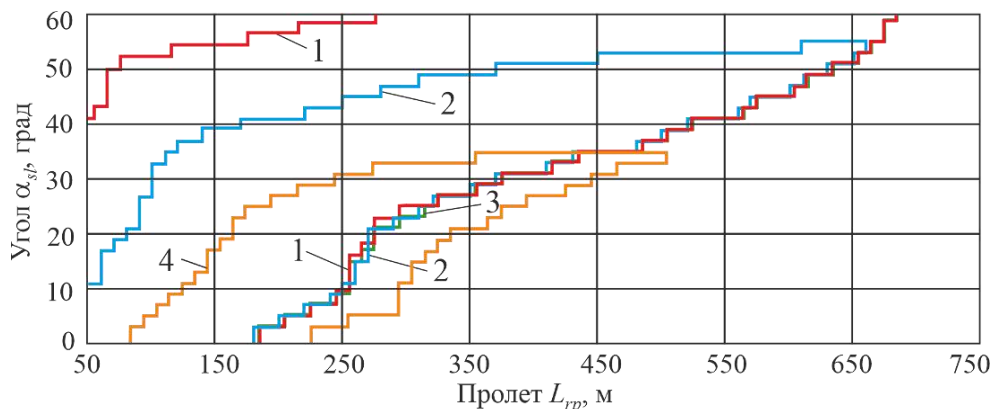
Повышение тягового фактора можно достичь несколькими путями:

1) использованием в качестве футеровки приводного шкива материала с более высоким коэффициентом трения μ_f при сохранении угла огибания α_p ;

2) увеличением угла огибания α_p за счет введения в конструкцию НТКС МКД нескольких отклоняющих роликов при сохранении материала футеровки;

3) одновременное повышение коэффициента трения μ_f и угла огибания α_p .

В частности, для получения тягового фактора $\exp(\mu_f \alpha_p) = 3,51$ при сохранении угла огибания $\alpha_p = 180^\circ$ необходимо использовать футеровочный материал с коэффициентом трения $\mu_f = 0,4$. В настоящее время подобные футеровочные материалы отсутствуют [37]. Однако при сохранении поливинилхлорида в качестве футеровочного материала ($\mu_f = 0,32$) необходимо увеличить угол обхвата α_p до 225° , что вполне возможно сделать, включив в конструкцию НТКС два отклоняющих ролика, симметрично расположенных со стороны набегающей и сбегающей ветвей НТК и отклоняющих каждую из них на угол $22,5^\circ$.



1 – $\exp(\mu_f \alpha_p) = 2,73$; 2 – $\exp(\mu_f \alpha_p) = 2,0$; 3 – $\exp(\mu_f \alpha_p) = 3,51$; 4 – $\exp(\mu_f \alpha_p) = 1,6$

Рисунок 3.23 – Влияние тягового фактора на размеры области использования базового варианта МКД при транспортировании груза весом 10 кН

На рисунке 3.23 также показаны области использования МКД при транспортировании груза различного веса при отсутствии футеровки. Для базового варианта МКД это соответствует тяговому фактору $\exp(\mu_f \alpha_p) = 1,6$. С уменьшением тягового фактора верхняя граница области значительно сдвигается в сторону меньших углов наклона α_{sl} , (не превышают 35° при весе груза 10 кН). Однако нижняя граница области сдвигается в сторону больших пролетов МКД, так как допустимое поверхностное давление для стального ручья приводного канатного шкива весьма значительно превышает величину $[q_s]$ современных футеровочных материалов и поэтому положение нижней границы области лимитируется уже не условием c (3.11), а либо условием b (3.10), либо условием d (3.12), либо ими обеими одновременно. Использование в конструкции МТПКК не футерованных приводных канатных шкивов приводит к получению неудовлетворительной по своим ГПХ области возможного использования МКД. Повышение прочностных характеристик концевой опоры, исходя из условия b (3.10), не окажет практического воздействия на конфигурацию и размеры области возможного использования МКД. Более эффективно повышение предельной мощности, отбираемой от штатного ДВС самоходного шасси. Также представляет интерес повышение тягового фактора канатного шкива без футеровки за счет увеличения угла огибания α_p с помощью дополнительных отклоняющих роликов. В частности, увеличение α_p со 180° до 265° повышает тяговый фактор с 1,6 до 2,0. Это позволяет на 50...70 м увеличить используемую длину пролетов L_{rp} в интервале углов $\alpha_{sl} = 5...30^\circ$.

Влияние величины допустимого поверхностного давления материала футеровки ручья приводного канатного шкива $[q_s]$. При его уменьшении верхняя граница области возможного использования МКД не меняет своего положения в пространстве ГПХ « $L_{rp} - \alpha_{sl} - G_c$ ». В то же время нижняя граница интенсивно сдвигается в область больших значений угла наклона α_{sl} , уменьшая размер области возможного использования МКД во всем диапазоне углов наклона α_{sl} , а также допустимых значений пролетов МКД (рисунок 3.24). Указанная тенденция усугубляется

с увеличением веса транспортируемого груза. Также показано максимально дальнее положение нижней границы области, которое характерно для больших значений допустимого давления $[q_s]$, например, для не футерованных стальных канатных шкивов. Как было показано ранее, отсутствие ограничения на величину $[q_s]$ позволяет на 50...70 м увеличить используемую длину пролетов L_{rp} в интервале углов наклона $\alpha_{sl} = 5...30^\circ$.

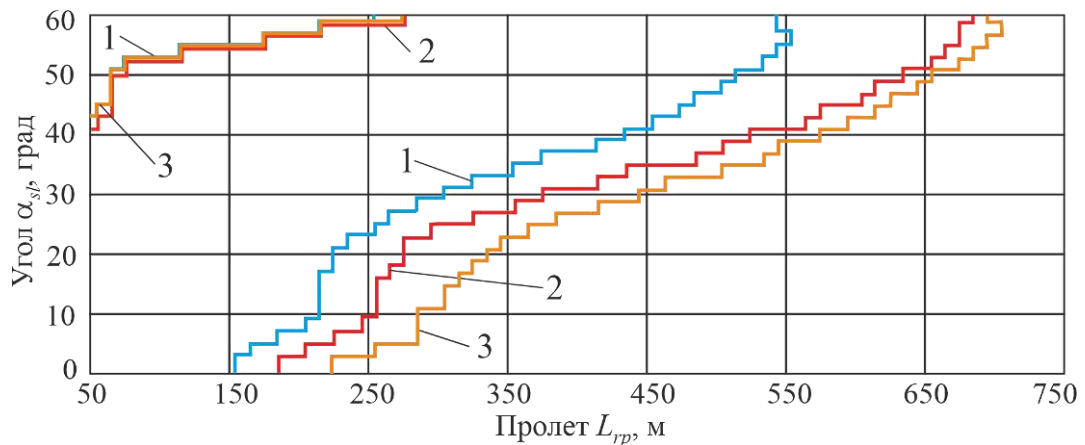
Влияние длины концевой опоры l_t . При анализе ее влияния необходимо учитывать вариант конструктивного исполнения МТПКК (раздел 4), так как длина опоры определяет возвышение канатных шкивов над уровнем опорной поверхности h_{rp} . Для МТПКК с центральным и концевым расположением опоры:

$$h_{rp} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + l_t; \quad (3.60)$$

для конструкций с выносным расположением концевой опоры:

$$h_{rp} = l_t + l_{Dd}, \quad (3.61)$$

где h_{lb} – высота рабочей плоскости несущей рамы самоходного шасси; h_{of} – высота надрамной конструкции; l_{Bb} , l_{Dd} – размеры ОТО (рисунок 5.1).



1 – $[q_s] = 5$ МПа; 2 – $[q_s] = 4$ МПа; 3 – $[q_s]$ не ограничено

Рисунок 3.24 – Влияние допустимого поверхностного давления материала футеровки на область использования МКД при перемещении груза весом 10 кН

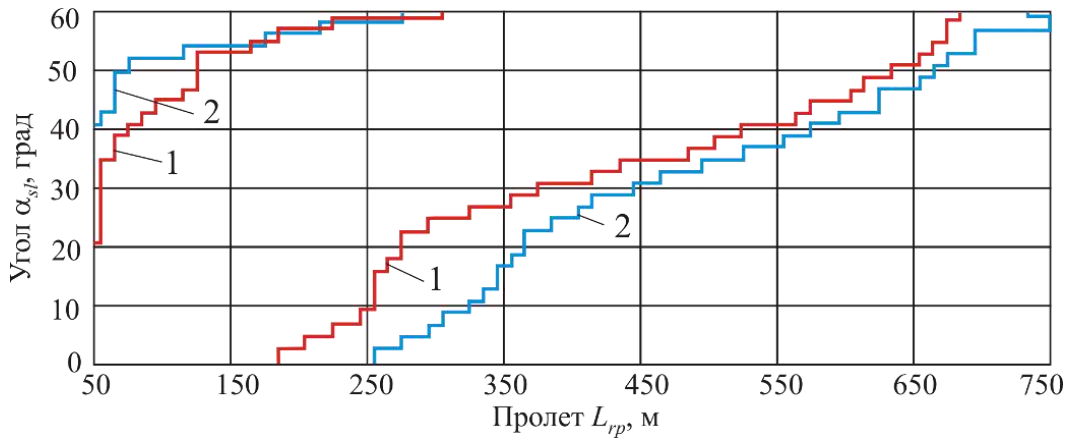
При увеличении длины концевой опоры и, соответственно, возвышения канатных шкивов над опорной поверхностью обе границы области возможного использо-

вания МКД меняют свое положение в пространстве ГПХ « $L_{rp} - \alpha_{sl} - G_c$ » (представлено на рисунке 3.25), увеличивая размер области во всем диапазоне углов наклона α_{sl} и допустимых значений пролетов МКД. Независимо от длины концевой опоры верхняя граница зоны возможного использования МКД формируется условием a (3.9), т.е. определяется тяговым фактором. Формирование нижней границы происходит не так однозначно (рисунок 3.26). При длине опоры 10 м вся нижняя граница формируется условием c (3.11), т.е. определяется допустимым поверхностным давлением $[q_s]$. При длине опоры 16 м условие c (3.11) формирует нижнюю границу в диапазоне пролетов $L_{rp} \geq 510$ м. При $L_{rp} < 510$ м она формируется условием b (3.10), т.е. определяется предельным изгибающим моментом $[M_b]$. Поэтому повышая при проектировании МТПКК прочностные характеристики концевой опоры, можно обеспечить увеличение области использования МКД путем перехода к формированию ее нижней границы во всем диапазоне допустимых пролетов МКД на основании условия c . Это позволяет исключить зону действия условия b (3.10) и «передвинуть» ее на границу зоны bc , увеличивая допустимые пролеты L_{rp} на ~ 50 м.

Влияние диаметра приводного канатного шкива D_p . Его изменение не влияет на изменение положения верхней границы области возможного использования МКД, так как не влияет на определяющий это положение тяговый фактор. Однако нижняя граница области с увеличением D_p сдвигается в зону больших допустимых пролетов МКД (рисунок 3.27), увеличивая размер области во всем диапазоне углов наклона α_{sl} . В частности, замена канатного шкива диаметром 1,0 м на шкив диаметром 1,5 м увеличивает допустимые пролеты L_{rp} приблизительно на 60...80 м в диапазоне углов наклона α_{sl} до 50° и на 20...40 м – при больших углах.

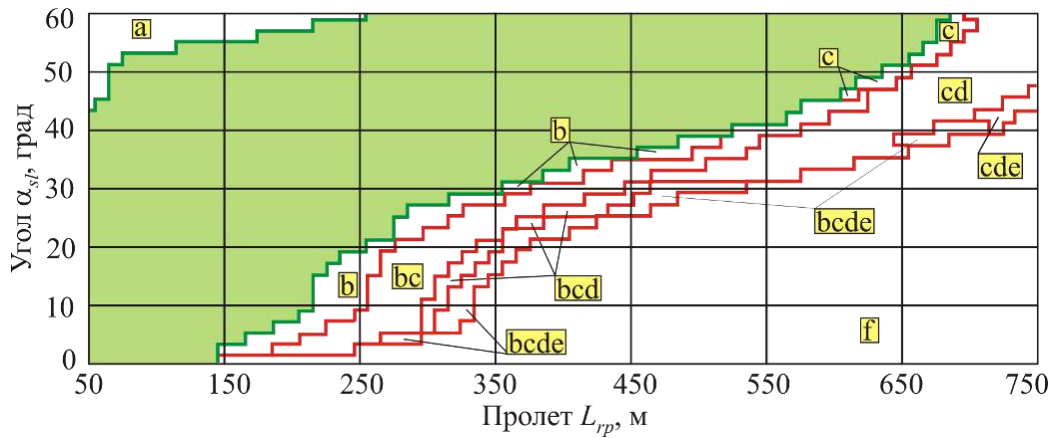
Это обусловлено тем, что при изменении диаметра шкива от $D_{p,1}$ до $D_{p,2}$ происходит обратно пропорциональное изменение поверхностного давления от воздействия НТК на поверхность профилированного ручья, от $q_{s,1}$ до $q_{s,2}$:

$$D_{p,2} / D_{p,1} = q_{s,1} / q_{s,2} \cdot \quad (3.62)$$



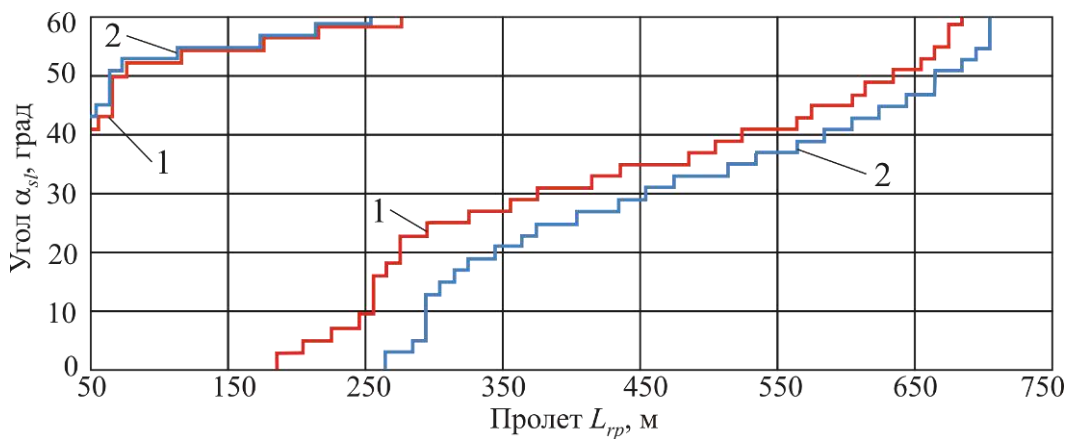
1 – $l_t = 10$ м, $h_{rp} = 12$ м; 2 – $l_t = 16$ м, $h_{rp} = 18$ м

Рисунок 3.25 – Влияние длины концевой опоры на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН



$l_t = 16$ м, $h_{rp} = 18$ м, $G_c = 10$ кН

Рисунок 3.26 – Расположение зон действия условий $a..f$ в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД»



1 – $D_p = 1$ м; 2 – $D_p = 1,5$ м

Рисунок 3.27 – Влияние диаметра приводного канатного шкива на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН

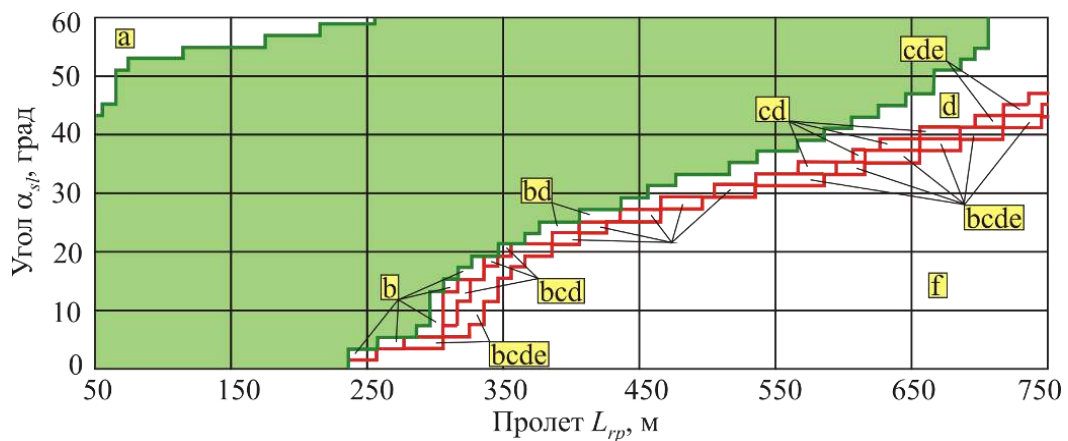
В результате уменьшения условного поверхностного давления условие c (3.50), т.е. условие превышения q_s допустимого поверхностного давления $[q_s]$, перестает определять положение нижней границы области возможного использования МКД (рисунок 3.28).

Если для базового варианта МКД при $D_p = 1,0$ м (рисунок 3.17, а) условие c (3.50) определяло положение нижней границы для всего диапазона допустимых пролетов МКД, то при использовании шкива диаметром $D_p = 1,5$ м это условие не оказывает никакого влияния. В интервале углов наклона $\alpha_{sl} < 20^\circ$ положение нижней границы области определяется условием b (3.49), т.е. предельным изгибающим моментом в корневом сечении концевой опоры $[M_b]_t$. При $\alpha_{sl} > 27^\circ$ оно определяется условием d (3.51), т.е. отбираемой от штатного ДВС мощностью. В переходной зоне углов α_{sl} оно определяется совместным действием условий b и d .

Таким образом, рациональное увеличение диаметра приводного канатного шкива позволяет исключить трудно выполнимое в настоящее время требование использовать для футеровки шкива материал с повышенными прочностными характеристиками ($[q_s]$).

Влияние максимального диаметра НТК используемого типа d_k^{\max} . Его изменение не влияет на изменение положения верхней границы области возможного использования МКД, так как не влияет на определяющий это положение тяговый фактор. Однако нижняя граница области с уменьшением диаметра d_k^{\max} при определенных условиях может заметно сдвигаться в зону меньших допустимых пролетов МКД (рисунок 3.29), заметно уменьшая размер области во всем диапазоне углов наклона α_{sl} . Это наблюдается, когда максимальный диаметр НТК используемого типа становится ниже некоторого порогового значения: $d_k^{\max} < [d_k^{\max}]_{\text{lim}}$. При $d_k^{\max} > [d_k^{\max}]_{\text{lim}}$ изменение максимального диаметра НТК не оказывает влияния на положение и конфигурацию нижней границы области возможного использования МКД (рисунок 3.30, графики 1 и 2), так как эти параметры лимитируются условием c (3.50),

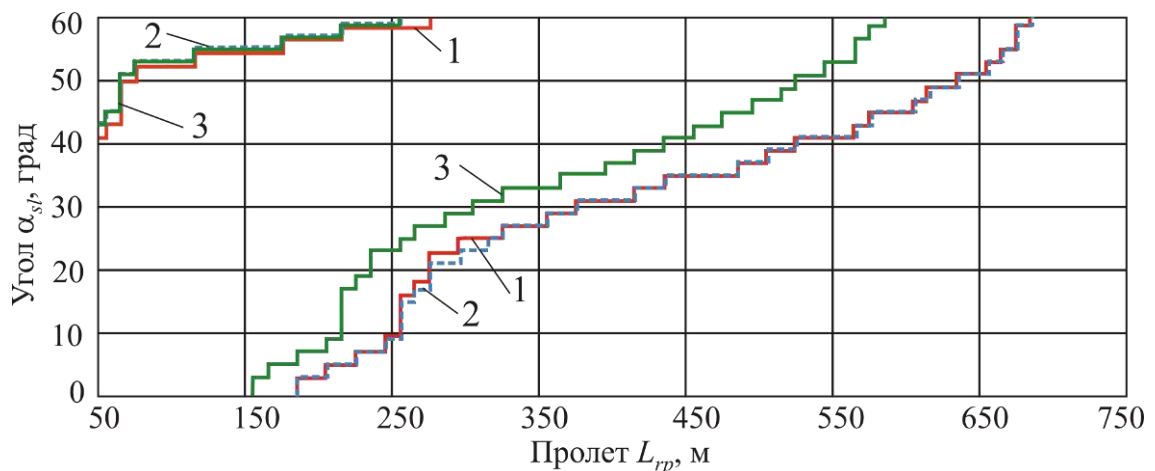
т.е. допустимым поверхностным давлением $[q_s]$. При $d_k^{\max} < [d_k^{\max}]_{\text{lim}}$ положение и конфигурацию нижней границы (рисунок 3.29, график 3) во всем диапазоне углов наклона α_{sl} определяет другое условие e (24), т.е. прочность используемого НТК диаметра d_k^{\max} (рисунок 3.30). Анализ рисунка 3.29 позволяет сделать вывод, что для базового варианта МТПКК пороговое значение диаметра НТК используемого типа ТЛК-О ГОСТ 3079-80 составляет $[d_k^{\max}]_{\text{lim}} \sim 36 \dots 38$ мм.



$$D_p = 1,5 \text{ м}, G_c = 10 \text{ кН}$$

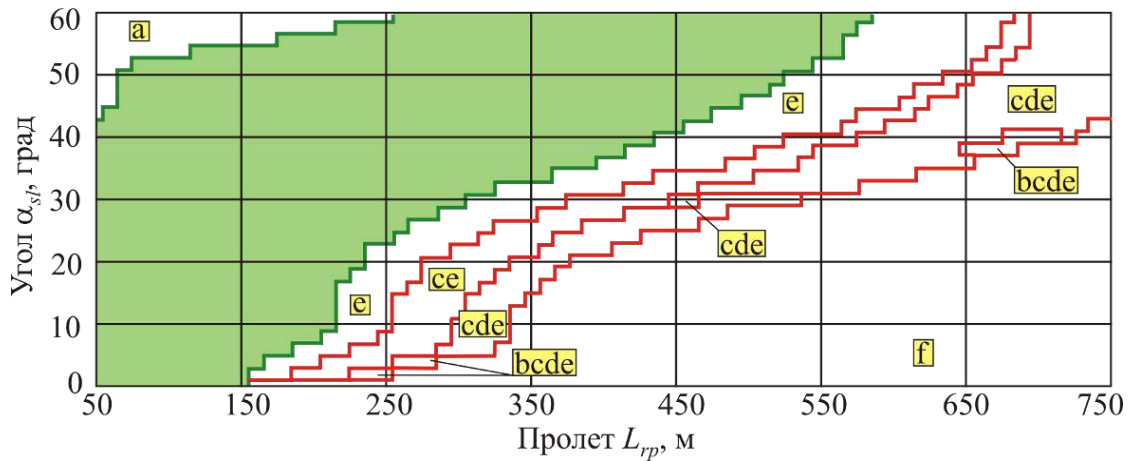
Рисунок 3.28 – Расположение зон действия условий $a \dots f$ в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД»

Таким образом, при выборе типоразмера НТК для проектируемого МТПКК следует ориентироваться на диаметр d_k^{\max} , что позволяет не использовать излишне дорогостоящий и тяжелый канат при обеспечении его достаточной прочности.



$$1 - 60 \text{ мм}; 2 - 40 \text{ мм}; 3 - 30 \text{ мм}$$

Рисунок 3.29 – Влияние диаметра НТК на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН

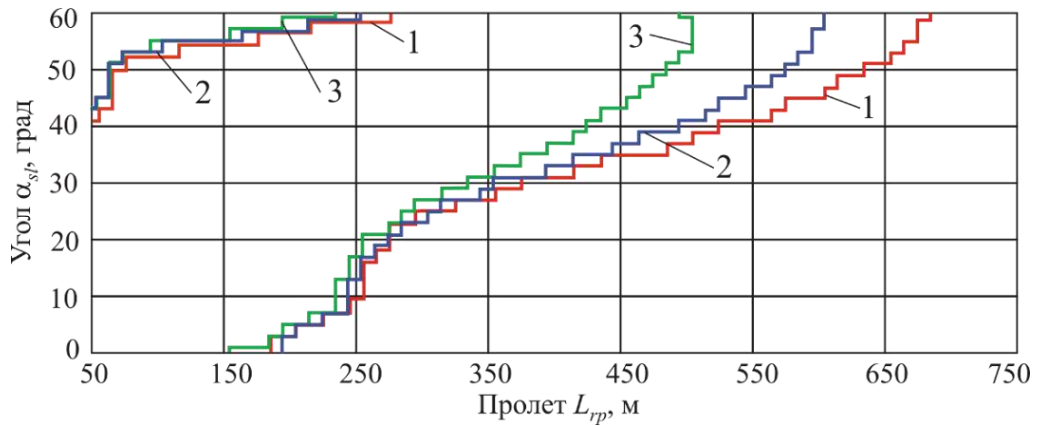


$$d_k^{\max} = 30 \text{ мм}, G_c = 10 \text{ кН}$$

Рисунок 3.30 – Расположение зон действия условий *a...f* в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД»

Влияние маркировочной группы НТК. Ее влияние обусловлено различием прочностных характеристик канатов разных групп. Канаты более высокой маркировочной группы одинаковой конструкции имеют большую агрегатную прочность на разрыв, что позволяет их использовать в условиях действия более значительных эксплуатационных нагрузок натяжения. На рисунке 3.31 показаны области возможного использования МКД с НТК трех маркировочных групп. Канаты маркировочной группы 1960 Н/мм^2 (200 кгс/мм^2) имеют наибольшую агрегатную прочность на разрыв среди канатов двойной свивки типа ТЛК-О ГОСТ 3079-80, а канаты маркировочной группы 1370 Н/мм^2 (140 кгс/мм^2) – наименьшую. Изменение агрегатной прочности НТК оказывает заметное влияние на конфигурацию и положение в пространстве ГПХ « $L_{гр} - \alpha_{sl} - G_c$ » нижней границы области возможного использования МКД, тогда как положение верхней границы изменяется не столь заметно. Использование в конструкции НТКС канатов меньшей агрегатной прочности на разрыв уменьшает ширину диапазона допустимых пролетов. В наибольшей степени это проявляется в диапазоне больших углов наклона $\alpha_{sl} > 30...60^\circ$. Разница в ширине диапазона допустимых пролетов при использовании канатов наибольшей и наименьшей маркировочных групп в пределах одного типа может достигать $100...180 \text{ м}$ при транспортировании грузов весом 10 кН и $80...120 \text{ м}$ – грузов весом 20 кН . В диапазоне малых ($0...10^\circ$) и средних ($10...30^\circ$) углов наклона указанная

разница оказывается существенно меньше, составляя 10...40 м и 10...20 м для грузов весом 10 кН и 20 кН соответственно.



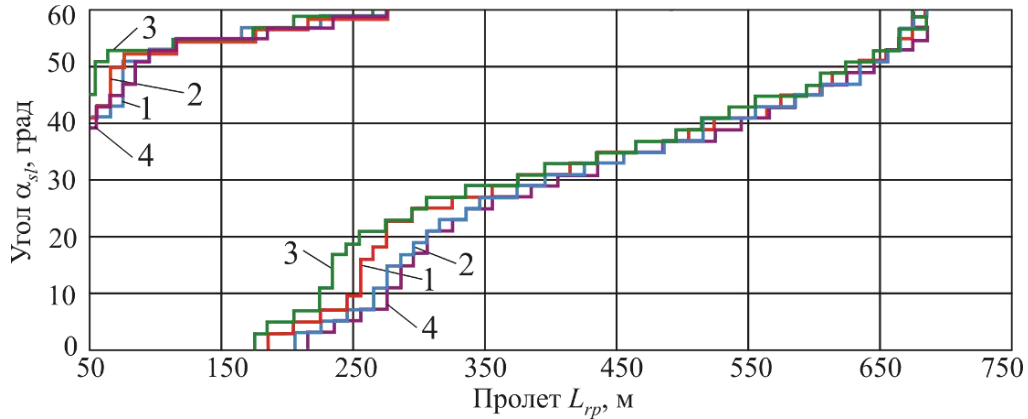
1 – группа 1960 Н/мм² (200 кгс/мм²); 2 – группа 1670 Н/мм² (170 кгс/мм²);
3 – группа 1370 Н/мм² (140 кгс/мм²)

Рисунок 3.31 – Влияние маркировочной группы НТК на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН

Влияние допустимого минимального вертикального габарита приближения транспортируемого груза к посторонним предметам $[h_{\min}]$. При его изменении обе границы области возможного использования МКД меняют свое положение в пространстве ГПХ « $L_{rp} - \alpha_{sl} - G_c$ » (рисунок 3.32), хотя и не значительно: при изменении для базового варианта МКД значения $[h_{\min}] = 1,5$ м на величину $\pm 1,0$ м допустимые пролеты L_{rp} на нижней границе области изменяются на $\pm (15...25)$ м во всем диапазоне углов наклона α_{sl} , а на верхней – на $\pm (8...12)$ м. Также нанесены границы области для $[h_{\min}] = 0$, который не имеет практического значения, но позволяет оценить предельное положение границ. Максимально возможное снижение $[h_{\min}]$ и, следовательно, допущение наибольших провисания и уменьшения натяжения НТК оказывает небольшое влияние на увеличение размеров области использования МКД, т.е. возможности расширения этой области рациональным назначением $[h_{\min}]$ оказываются ограниченными (рисунок 3.33).

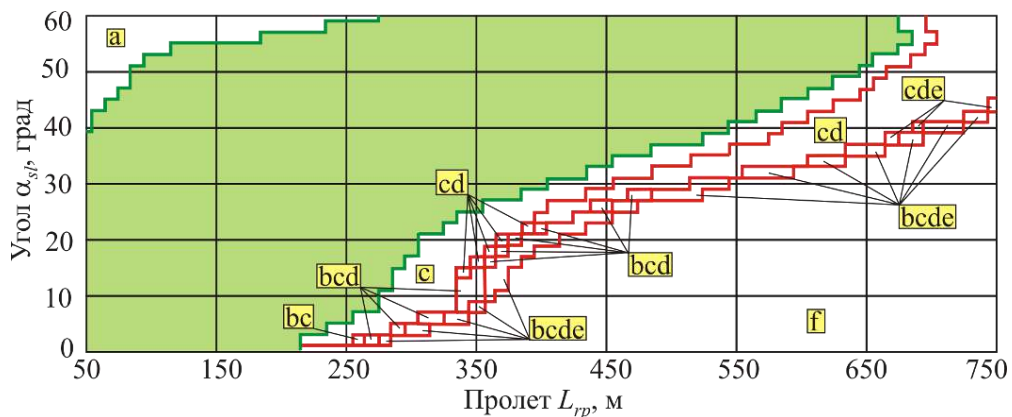
Сравнительный анализ рисунков 3.17, а и 3.33 показывает, что изменение величины допустимого минимального вертикального габарита приближения транс-

портируемого груза к посторонним предметам $[h_{min}]$ практически не оказывает влияния на расположение зон действия условий $a...f$ (3.48) – (3.53) в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД».



1 – $[h_{min}] = 1,5$ м; 2 – $[h_{min}] = 0,5$ м; 3 – $[h_{min}] = 2,5$ м; 4 – $[h_{min}] = 0$ м

Рисунок 3.32 – Влияние допустимого минимального вертикального габарита приближения транспортируемого груза к посторонним предметам на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН



$[h_{min}] = 0$ м, $G_c = 10$ кН

Рисунок 3.33 – Расположение зон действия условий $a...f$ в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД»

Влияние предельного расчетного изгибающего момента в корневом сечении концевой опоры $[M_b]_t$. Его влияние (или, что то же самое, поперечной силы, приложенной к приводному шкиву $[F_B]$ со стороны НТКС) аналогично рассмотренному выше влиянию максимального диаметра НТК используемого типа.

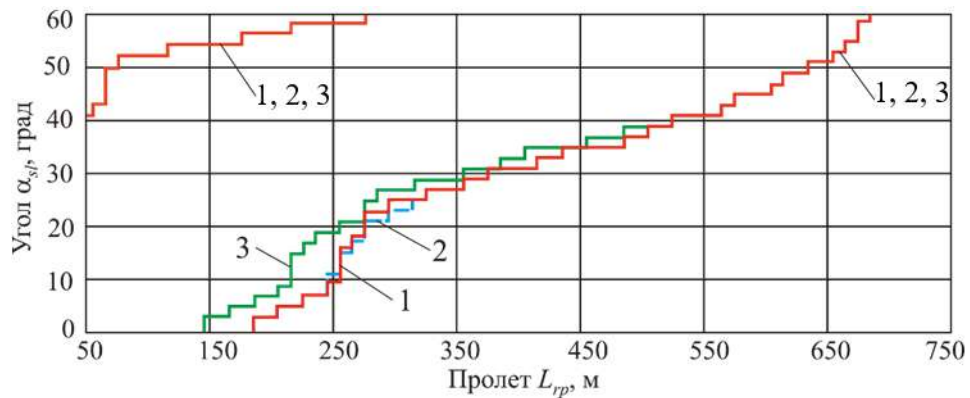
Изменение предельного изгибающего момента $[M_b]_t$ не влияет на положение верхней границы области возможного использования МКД. Однако нижняя граница с уменьшением момента $[M_b]_t$ при определенных условиях может заметно

сдвигаться в зону меньших допустимых пролетов МКД (рисунок 3.34), заметно уменьшая размер области во всем диапазоне углов наклона α_{sl} . Это наблюдается, когда величина $[M_b]_t$ оказывается ниже некоторого порогового значения $[M_b]_t < [M_b]_{t,lim}$. При $[M_b]_t > [M_b]_{t,lim}$ изменение предельного изгибающего момента в корневом сечении концевой опоры не оказывает влияния на положение и конфигурацию нижней границы области возможного использования МКД (рисунок 3.34, графики 1 и 2), так как эти параметры лимитируются условием c (3.50), т.е. допустимым поверхностным давлением футеровочного материала. При $[M_b]_t < [M_b]_{t,lim}$ положение и конфигурацию нижней границы области возможного использования МКД (рисунок 3.34, график 3) в ограниченном диапазоне углов наклона α_{sl} определяет другое условие b (3.49), т.е. нагруженность концевой опоры со стороны канатной системы МКД (рисунок 3.35). Условие b (3.49) начинает превалировать над условием c (3.50) сначала в диапазоне малых углов α_{sl} , продвигаясь в сторону больших углов с уменьшением предельного момента $[M_b]_t$. В частности, для случая на рисунке 3.36 $[M_b]_t = 2$ МН·м (т.е. при $[F_B] = 200$ кН) условие b (3.49) определяет нижнюю границу области использования МКД при $\alpha_{sl} < 40^\circ$, хотя при $\alpha_{sl} > 40^\circ$ нижнюю границу продолжает определять условие c (3.50). Пороговое значение предельного изгибающего момента составляет $[M_b]_{t,lim} \sim 2,5 \dots 2,7$ МН·м (или $[F_B] \sim 250 \dots 270$ Н).

Таким образом, при выборе предельного изгибающего момента в корневом сечении концевой опоры, исходя из которого необходимо рассчитывать конструктивные размеры поперечных сечений элементов опоры для проектируемого МТПКК, следует ориентироваться на момент $[M_b]_{t,lim}$. Это позволяет получить конструкцию концевой опоры с минимальными массо-габаритными размерами при обеспечении ее достаточной прочности, устойчивости и жесткости.

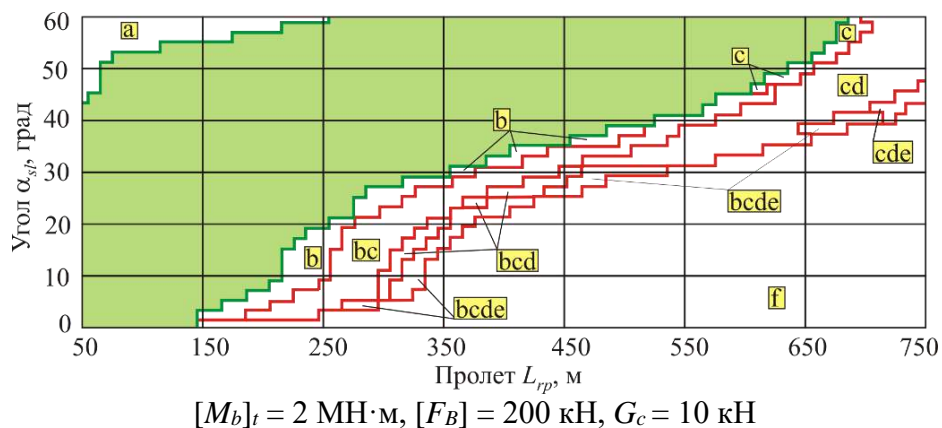
Влияние предельной мощности, отбираемой от штатного ДВС $[W_d]$ на привод механизма перемещения НТК. Ее влияние на конфигурацию и размеры области использования МКД показано на рисунке 3.36. Положение верхней грани

ницы области возможного использования МКД не зависит от отбираемой мощности, так как не влияет на тяговый фактор.



1 — $[M_b]_t = 6 \text{ МН}\cdot\text{м}$, $[F_B] = 600 \text{ кН}$; 2 — $[M_b]_t = 3 \text{ МН}\cdot\text{м}$, $[F_B] = 300 \text{ кН}$;
3 — $[M_b]_t = 2 \text{ МН}\cdot\text{м}$, $[F_B] = 200 \text{ кН}$

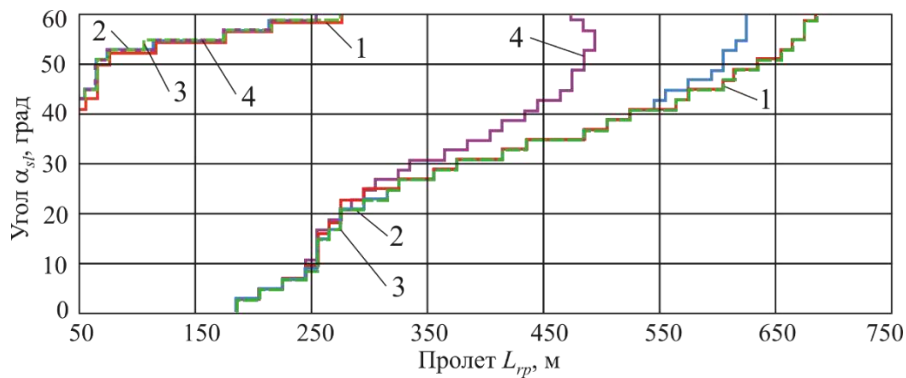
Рисунок 3.34 – Влияние предельного изгибающего момента в корневом сечении концевой опоры на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН



$[M_b]_t = 2 \text{ МН}\cdot\text{м}$, $[F_B] = 200 \text{ кН}$, $G_c = 10 \text{ кН}$

Рисунок 3.35 – Расположение зон действия условий *a...f* в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД»

Влияние на положение и конфигурацию нижней границы области является неоднозначным. Наблюдается пороговая мощность $[W_d]_{lim}$, при превышении которой дальнейший рост $[W_d]$ не изменяет положение и конфигурацию нижней границы. При $[W_d] < [W_d]_{lim}$ область использования МКД сокращается за счет перемещения нижней границы в диапазоне больших углов $\alpha_{sl} > \alpha_{sl,lim}$ в сторону меньших значений допустимых пролетов L_{rp} , тогда как в диапазоне меньших углов $\alpha_{sl} < \alpha_{sl,lim}$ положение и конфигурация нижней границы остаются неизменными.

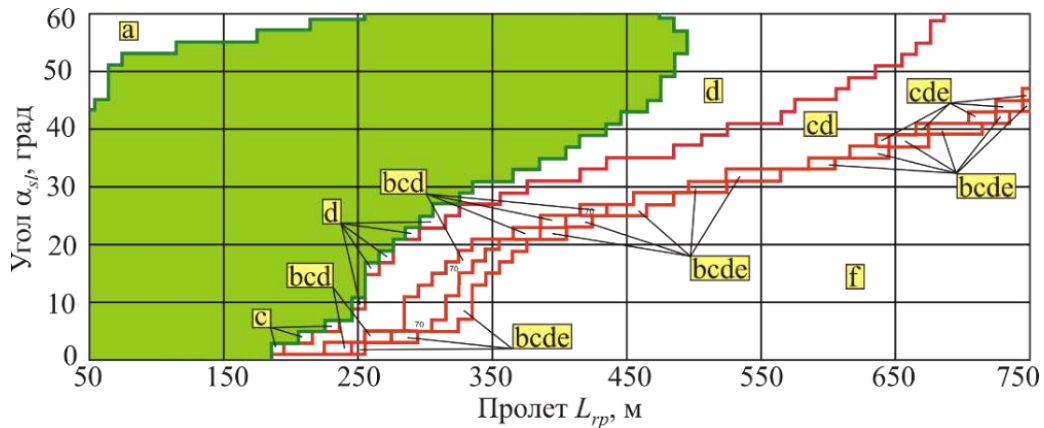


1 – $[W_d] = 200$ л.с. / 147 кВт; 2 – $[W_d] = 150$ л.с. / 110 кВт; 3 – $[W_d] = 250$ л.с. / 184 кВт;
4 – $[W_d] = 100$ л.с. / 74 кВт

Рисунок 3.36 – Влияние предельной мощности, отбираемой от ДВС, на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН

Для базового варианта МКД пороговая мощность $[W_d]_{lim} \sim 180$ л.с. (~ 132 кВт). Граничное значение $\alpha_{sl,lim}$ зависит от веса транспортируемого груза и отбираемой мощности $[W_d]$, снижаясь с ростом G_c и уменьшением $[W_d]$. Согласно рисунку 3.37 при $[W_d] = 150$ л.с. (110 кВт) для груза весом $G_c = 10$ кН $\alpha_{sl,lim} \sim 40^\circ$, для груза $G_c = 20$ кН – $\alpha_{sl,lim} \sim 35^\circ$; при $[W_d] = 100$ л.с. (74 кВт) для груза $G_c = 10$ кН $\alpha_{sl,lim} \sim 15^\circ$, а для груза $G_c = 20$ кН положение нижней границы не остается постоянным, смещаясь в зону меньших значений допустимых пролетов L_{rp} . Такое поведение границ обусловлено тем, что при отборе мощности $[W_d] > [W_d]_{lim}$ положение и конфигурация нижней границы области формируются условием c (3.50), т.е. определяются допустимым поверхностным давлением $[q_s]$. При $[W_d] < [W_d]_{lim}$ условие c (3.50) постепенно перестает оказывать влияние, так как преобладающее значение начинает играть условие d (3.51), т.е. предельная отбираемая мощность. Замена влияния условия c (3.50) на условие d (3.51) происходит не одновременно во всем диапазоне углов α_{sl} , а постепенно, начинаясь при $\alpha_{sl} \sim 60^\circ$ и перемещаясь в сторону меньших углов α_{sl} по мере уменьшения $[W_d]$ относительно $[W_d]_{lim}$. Граничное значение $\alpha_{sl,lim}$ разграничивает диапазоны углов α_{sl} действия условия c (3.50) и условия d (3.51).

Таким образом, при выборе величины отбираемой от штатного ДВС мощности, необходимой для работы привода механизма перемещения НТК, следует ориентироваться на пороговую мощность $[W_d]_{\text{lim}}$.



$$[W_d] = 100 \text{ л.с.} / 74 \text{ кВт}, G_c = 10 \text{ кН}$$

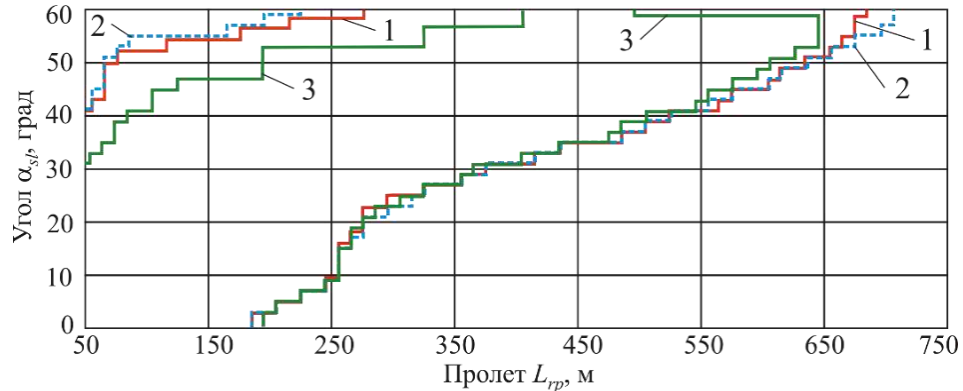
Рисунок 3.37 – Расположение зон действия условий *a...f* в пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД»

Это повышает энергоэффективность работы МТПКК, в конструкции БС можно использовать штатный двигатель меньшей мощности или систему отбора с пониженной относительной величиной отбора мощности.

Влияние нормативного ветрового давления w_0 . Влияние давления w_0 и направления ветра на конфигурацию и размеры области возможного использования МКД при транспортировании груза к натяжной станции А показано на рисунке 3.38. В качестве анализируемой величины w_0 принято максимальное нормированное давление = 1000 Па (предельная скорость ветра 40 м/с) для наиболее неблагоприятного VII ветрового района [55, 137], причем направление ветра совпадает с осевой линией трассы МКД.

Таким образом, данные рисунка 3.38 дают представление о наибольшей степени влияния нормативного ветрового давления и направления ветра относительно направления перемещения груза. Эти данные имеют теоретический интерес, так как практическая эксплуатация МКД при таких ветровых нагрузках не должна допускаться по требованиям безопасности. При попутном направлении ветра и перемещения груза наблюдается незначительное увеличение области возможного ис-

пользования МКД в диапазоне больших углов наклона $\alpha_{sl} > 48...50^\circ$. Диапазон допустимых пролетов может увеличиваться на 60...80 м при транспортировании грузов весом 10 кН и на 90...120 м – грузов весом 20 кН.



1 – $w_0 = 0$; 2 – $w_0 = 1000$ Па, направление ветра – от натяжного шкива, попутное;
3 – $w_0 = 1000$ Па, направление ветра – от приводного шкива, встречное

Рисунок 3.38 – Влияние нормативного ветрового давления на область возможного использования МКД при транспортировании груза весом 10 кН

Однако смещение верхней границы в сторону больших допустимых пролетов, представляющее практический интерес, заметно меньше: на 10...25 м при транспортировании грузов весом 10 кН и на 10...30 м – грузов весом 20 кН. При встречном направлении ветра и перемещения груза наблюдается сокращение области возможного использования МКД в диапазоне больших углов наклона $\alpha_{sl} > 40^\circ$. Происходит смещение верхней границы в сторону меньших возможных углов наклона α_{sl} , из-за чего диапазон допустимых пролетов уменьшается на 50...120 м. Одновременно наблюдается искажение конфигурации нижней границы за счет смещения ее части в диапазоне больших значений углов $\alpha_{sl} > 30...40^\circ$ в сторону меньших допустимых пролетов. Это приводит к дополнительному уменьшению диапазона допустимых пролетов на 20...40 м. В частности, это приводит при угле $\alpha_{sl} = 50^\circ$ к уменьшению диапазона допустимых пролетов на ~200 м. Независимо от нормативного ветрового давления и направления ветра положение и конфигурация границ области возможного использования МКД формируются, как и в случае безветрия при $w_0 = 0$, под влиянием условий a (3.48) и c (3.50).

Максимальной скорости ветра 25 м/с, рекомендуемой для эксплуатации однопролетных КД маятникового типа, соответствует ветровое давление $w_0 \sim 400$ Па. Таким образом, влиянием ветрового давления на количественные характеристики области возможного использования МКД вполне можно пренебречь в практических оценках, некоторая коррекция может быть проведена лишь для диапазона больших углов наклона $\alpha_{sl} > 55^\circ$.

3.6 Предельные размеры области возможного использования мобильных канатных дорог

Результаты анализа, приведенные в подразделе 3.5, показывают, что представленные на рисунке 3.17 области возможного использования МКД исследованного базового варианта не являются максимально возможными областями. Рационально изменяя ключевые параметры, которые в наибольшей степени определяют ГПХ МКД, можно добиться предельных функциональных характеристик однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе МТПКК. Получить предельную по размерам область возможного использования МКД можно смещая верхнюю границы области в сторону меньших допустимых пролетов или смещая нижнюю границу в сторону больших допустимых пролетов.

Положение и конфигурация верхней границы области определяется условием a (3.48), т.е. тяговым фактором. Учитывая ограниченность фрикционных характеристик современных футеровочных материалов, требуемое значение тягового фактора можно получить увеличением угла обхвата α_p приводного шкива.

Положение и конфигурация нижней границы области определяется, в первую очередь, условием c (3.50), т.е. величиной условного поверхностного давления НТК на поверхность приводного канатного шкива q_s . Для смещения этой границы в требуемую сторону необходимо уменьшение величины давления q_s . Эффективным способом воздействия на давление q_s является увеличение диаметра

приводного канатного шкива D_p , причем q_s меняется в соответствии с зависимостью (3.50). Также снижение давления q_s обеспечивается использованием НТК с большим диаметром d_k , причем величина q_s меняется аналогично (3.62):

$$d_{k,2} / d_{k,1} = q_{s,1} / q_{s,2}. \quad (3.63)$$

Следует учитывать, что чрезмерное снижение поверхностного давления q_s приводит к тому, что положение и конфигурацию нижней границы области возможного использования МКД начинают определять другие условия – b (3.49), d (3.51), e (3.52), f (3.53) и их сочетания. Поэтому при увеличении D_p требуется синхронное увеличение диаметра НТК d_k^{\max} , предельного изгибающего момента в корневом сечении концевой опоры $[M_b]_t$ и предельной отбираемой мощности на привод механизма перемещения НТК $[W_d]$. При этом надо учитывать, что для влияния этих параметров характерно наличие их пороговых значений $[d_k^{\max}]_{\lim}$, $[M_b]_{t,\lim}$ и $[W_d]_{\lim}$, лишь при достижении которых влияние начинает проявляться. Рациональным является задание указанных параметров, приближенных к пороговым значениям, так как это обеспечивает разработку конструкции МТПКК с высокими показателями качества. Также надо учитывать максимальные значения этих параметров, которые определяются для D_p поперечным габаритом МТПКК, для d_k^{\max} – максимальным диаметром изготавливаемого промышленностью используемого типа НТК, для $[W_d]$ – мощностью штатного ДВС и техническими характеристиками системы отбора мощности. Параметром, который следует уменьшать, является допустимый минимальный вертикальный габарит приближения груза к посторонним предметам $[h_{\min}]$. Минимальным значением этого параметра является $[h_{\min}] = 0$, которое и следует использовать при определении предельных размеров области.

Конфигурация области возможного использования МКД имеет сложную геометрическую конфигурацию со значительной переменностью ее ширины для разных значений угла наклона α_{sl} . Количественными параметрами для характеристики размеров искомой области могут выступать ее площадь:

$$A_{reg} = \int_{\alpha_{sl,\min}}^{\alpha_{sl,\max}} L_{rp}(\alpha_{sl}) d\alpha_{sl}, \quad (3.64)$$

или осредненная по всему диапазону углов наклона $\alpha_{sl} \in [\alpha_{sl,\min}; \alpha_{sl,\max}]$ ширина диапазона допустимых пролетов:

$$L_{rp,m} = \frac{1}{\alpha_{sl,\max} - \alpha_{sl,\min}} \int_{\alpha_{sl,\min}}^{\alpha_{sl,\max}} L_{rp}(\alpha_{sl}) d\alpha_{sl}. \quad (3.65)$$

Предельные размеры области возможного использования МКД характеризуются максимальными значениями данных количественных параметров, полученных в процессе вариантных расчетов при изменении основных определяющих параметров – $\exp(\mu_f \alpha_p)$, q_s , D_p , d_k^{\max} , $[h_{\min}]$, $[M_b]_t$, W_d и наибольшей маркировочной группы НТК используемого типа. Конфигурацию и предельные размеры области следует определять индивидуально для каждой заданной длины концевой опоры l_t и каждого веса транспортируемого груза G_c . Параметры D_p и $[W_d]$ следует принимать максимально возможными, исходя из технических характеристик самоходного шасси – габаритных размеров, мощности штатного ДВС и системы отбора мощности.

В таблице 3.2 приведены характеристики предельных областей возможного использования однопролетных МКД маятникового типа при $D_p = 2$ м, $[W_d] = 200$ л.с. (147 кВт) и 250 л.с. (184 кВт), $[h_{\min}] = 0$ м для МТПКК с различными значениями длины концевой опоры l_t и веса транспортируемого груза G_c . С увеличением длины концевой опоры наблюдается увеличение размеров предельной области возможного использования МКД для всего диапазона значений веса транспортируемого груза.

Пороговые диаметр используемого НТК $[d_k^{\max}]_{\text{lim}}$ и поперечной силы $[F_B]_{\text{lim}}$ не зависят от длины концевой опоры, однако зависят от отбираемой мощности $[W_d]$, увеличиваясь с ее повышением: при $[W_d] = 200$ л.с. (147 кВт) они составляют $[d_k^{\max}]_{\text{lim}} \sim 51$ мм и $[F_B]_{\text{lim}} \sim 550 \dots 570$ кН, а при $[W_d] = 250$ л.с. (184 кВт) – $[d_k^{\max}]_{\text{lim}} \sim 55 \dots 55$ мм и $[F_B]_{\text{lim}} \sim 590 \dots 660$ кН.

Небольшое отклонение d_k^{\max} от порогового диаметра $[d_k^{\max}]_{\text{lim}}$ на $\pm 1 \dots 2$ мм приводит к незначительному отклонению осредненной ширины диапазона допустимых пролетов $L_{rp,m}$ в пределах $\sim \pm 1$ м. Аналогично, к незначительному отклонению осредненной ширины диапазона допустимых пролетов $L_{rp,m}$ в пределах $\sim \pm 1 \dots 2$ м приводит отклонение F_B от пороговой поперечной силы $[F_B]_{\text{lim}}$ на $\pm 30 \dots 60$ кН.

Таблица 3.2 – Характеристики предельных областей использования однопролетных МКД маятникового типа

Длина концевой опоры l_t , м	Вес груза G_c , кН	Характеристики области		Пороговые значения	
		A_{reg} , м·рад	$L_{rp,m}$, м	$[d_k^{\max}]_{\text{lim}}$, мм	$[M_b]_{t,\text{lim}}$, МН·м ($[F_B]_{\text{lim}}$, кН)
10	10	474 / 499	453 / 477	51 / 55	5,5 (550) / 6,1 (610)
	20	371 / 416	355 / 397		
	30	251 / 327	239 / 312		
	40	100 / 221	106 / 211		
12	10	490 / 516	468 / 492	51 / 54	6,8 (570) / 7,1 (590)
	20	390 / 435	373 / 416		
	30	260 / 340	249 / 325		
	40	105 / 229	116 / 211		
14	10	510 / 533	487 / 509	51 / 54	7,8 (560) / 9,2 (660)
	20	402 / 452	384 / 431		
	30	268 / 354	256 / 338		
	40	109 / 237	125 / 226		
16	10	522 / 547	498 / 522	49 / 55	8,8 (550) / 10,4 (650)
	20	414 / 466	395 / 445		
	30	277 / 362	264 / 346		
	40	111 / 244	127 / 233		

Примечание: в числителе – для мощности 200 л.с. (147 кВт), в знаменателе – для мощности 250 л.с. (184 кВт)

На рисунке 3.39 показана конфигурация предельных областей возможного использования МКД.

Верхняя граница предельной области при перемещении груза весом 10 кН отсутствует, так как при значении тягового фактора 3,51 она сдвинута в сторону допустимых пролетов $L_{rp} < 50$ м. С увеличением длины концевой опоры предельные размеры области увеличиваются за счет сдвига нижней границы в сторону больших пролетов, причем наибольший эффект наблюдается в диапазоне углов наклона от $5^\circ \leq \alpha_{sl} \leq \sim 25^\circ$.

Предельные размеры областей использования МКД при отборе мощности в объеме 200 л.с. (147 кВт) представлены в таблице 3.3.

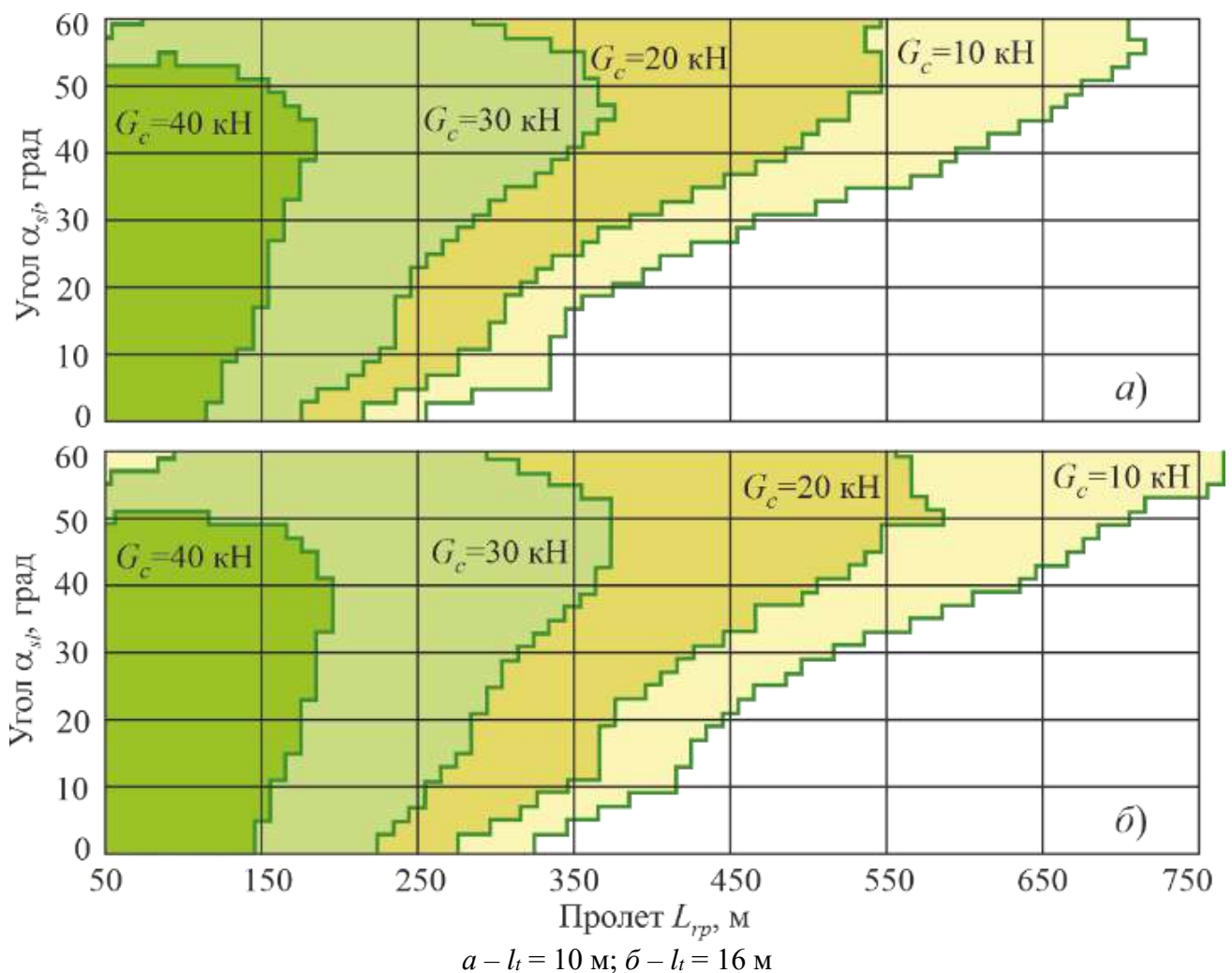


Рисунок 3.39 – Предельные области возможного использования МКД с концевой опорой различной длины при отбираемой мощности 200 л.с.

При $\alpha_{sl} < \sim 2^\circ$ реализуется форма I провисания с расположением сечения его наибольшего провисания внутри пролета. Требуется большее натяжение НТК для

обеспечения минимального вертикального габарита приближения груза к посторонним предметам $[h_{\min}]$, что существенно снижает ширину диапазона допустимых пролетов $L_{rp}(\alpha_{sl} = 0)$.

Наиболее неблагоприятным является высотное расположение МТПКК, соответствующее углу наклона $\alpha_{sl} \approx 0$.

В диапазоне углов $\alpha_{sl} < \sim 2^\circ$ наблюдается резкое уменьшение ширины диапазона допустимых пролетов, так как при $\alpha_{sl} \sim 2^\circ$ происходит изменение формы провисания нагруженного НТК для однопролетных МКД.

Таблица 3.3 – Размерные характеристики предельных областей возможного использования МКД на базе самоходных колесных МТПКК

Подобласть углов наклона	Пролет МКД, м, при весе груза G_c , кН			
	10	20	30	40
Длина концевой опоры 10 м				
Малые углы наклона ($0 \dots 10^\circ$)	170...330	160...270	140...220	100...140
Средние углы наклона ($10 \dots 30^\circ$)	330...460	270...390	220...280	140...160
Большие углы наклона ($30 \dots 60^\circ$)	460...700	390...550	280...360	160...180
Длина концевой опоры 12 м				
Малые углы наклона ($0 \dots 10^\circ$)	200...360	180...320	150...230	110...150
Средние углы наклона ($10 \dots 30^\circ$)	360...490	320...400	230...290	150...170
Большие углы наклона ($30 \dots 60^\circ$)	490...700	400...580	290...370	170...190
Длина концевой опоры 14 м				
Малые углы наклона ($0 \dots 10^\circ$)	210...390	200...340	170...240	120...160
Средние углы наклона ($10 \dots 30^\circ$)	390...500	340...420	240...300	160...190
Большие углы наклона ($30 \dots 60^\circ$)	500...760	420...580	300...370	190...200
Длина концевой опоры 16 м				
Малые углы наклона ($0 \dots 10^\circ$)	230...410	210...350	180...250	130...160
Средние углы наклона ($10 \dots 30^\circ$)	410...510	350...430	250...310	160...190
Большие углы наклона ($30 \dots 60^\circ$)	510...760	430...590	310...370	190...200

Использование МТПКК с более высокими концевыми опорами приводит к пропорциональному росту L_{rp} ($\alpha_{sl} = 0$). При $\alpha_{sl} > \sim 2^\circ$ реализуется форма II провисания НТК с расположением сечения его наибольшего провисания вне пролета.

3.7 Производительность мобильной канатной дороги

Массовая производительности (в т/ч) однопролетной МКД маятникового типа может быть выражена следующими соотношениями:

– при перемещении груза до приводной БС В:

$$C_{rw,AB} = 3,6 G_{c,AB} / (\tau_{mov,AB} + \tau_{0mov} + \tau_{lu}); \quad (3.66)$$

– при перемещении груза до натяжной БС А:

$$C_{rw,BA} = 3,6 G_{c,BA} / (\tau_{mov,BA} + \tau_{0mov} + \tau_{lu}), \quad (3.67)$$

где $G_{c,AB}$, $G_{c,BA}$ – вес груза, транспортируемого от А к В и от В к А; $\tau_{mov,AB}$, $\tau_{mov,BA}$ – продолжительность транспортирования груза от А к В и от В к А; τ_{0mov} – продолжительность возвратного перемещения грузозахватного устройства без груза.

Продолжительности $\tau_{mov,AB}$ и $\tau_{mov,BA}$ перемещения груза определяются как

$$\begin{aligned} \tau_{mov,AB} &= \xi_k L_{rp} / v_{kW,AB} \cos \alpha_{sl} + 0,5 v_{kW,AB} (1 / a_{k,su} - 1 / a_{k,br}); \\ \tau_{mov,BA} &= \xi_k L_{rp} / v_{kW,BA} \cos \alpha_{sl} + 0,5 v_{kW,BA} (1 / a_{k,su} - 1 / a_{k,br}), \end{aligned} \quad (3.68)$$

где $v_{kW,AB}$, $v_{kW,BA}$ – расчетные наибольшие скорости перемещения НТК при транспортировании груза от А к В и от В к А согласно тяговому расчету МКД.

В связи с небольшим весом грузозахватного устройства его возвратное перемещение может производиться с предельно допустимой линейной скоростью $[v_k]_{\max}$, поэтому продолжительность τ_{0mov} определяется зависимостью:

$$\tau_{0mov} = \xi_k L_{rp} / [v_k]_{\max} \cos \alpha_{sl} + 0,5 [v_k]_{\max} (1 / a_{0k,su} - 1 / a_{0k,br}), \quad (3.69)$$

где $a_{0k,su}$, $a_{0k,br}$ – линейное ускорение НТК на стадии разгона и стадии торможения при возвратном перемещении грузозахватного устройства без груза.

Таким образом, расчетные зависимости (3.16) и (3.17) для массовой производительности однопролетной МКД маятникового типа выражаются соотношениями:

– при перемещении груза до приводной БС В:

$$C_{rw,AB} = 3,6G_{c,AB} \left[\frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,AB} \cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,AB}} + \frac{1}{[v_k]_{\max}} \right) + \frac{v_{kW,AB}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right) + \frac{[v_k]_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_{0k,su}} - \frac{1}{a_{0k,br}} \right) + \tau_{lu} \right]^{-1}; \quad (3.70)$$

– при перемещении груза до натяжной БС А:

$$C_{rw,BA} = 3,6G_{c,BA} \left[\frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,BA} \cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,BA}} + \frac{1}{[v_k]_{\max}} \right) + \frac{v_{kW,BA}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right) + \frac{[v_k]_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_{0k,su}} - \frac{1}{a_{0k,br}} \right) + \tau_{lu} \right]^{-1}. \quad (3.71)$$

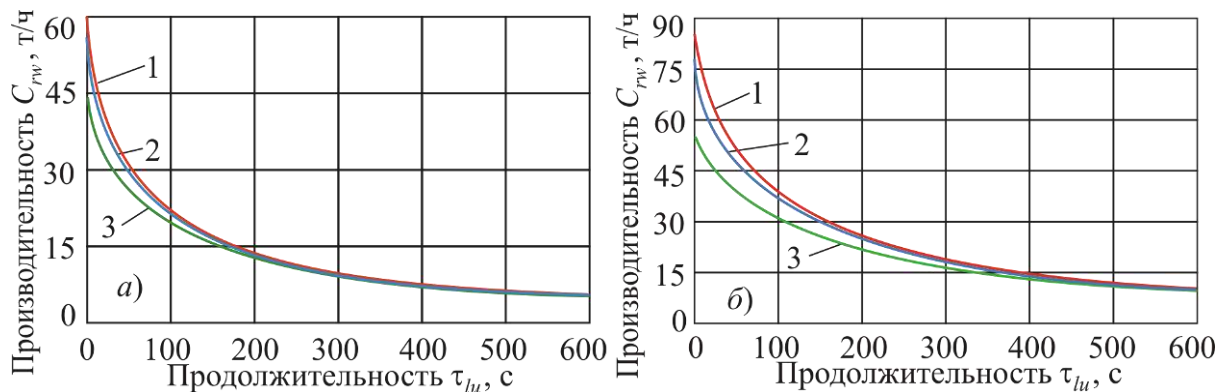
Для МКД массовая производительность не имеет такого практического значения как для СКД, так как МКД являются транспортными системами с ограниченным сроком использования на одном месте разворачивания и предназначены для выполнения специальных транспортных задач, для которых ключевым значением имеет факт доставки необходимого груза. Специфика эксплуатации МКД заключается также в том, что массовая производительность определяется не только временем перемещения транспортируемого груза τ_{mov} или возвратного перемещения грузозахватного устройства τ_{0mov} , но в значительной мере она определяется длительностью погрузочно-разгрузочных операций τ_{lu} , затрачиваемой на обслуживание одного груза в конечных точках трассы МКД. Длительность τ_{lu} зависит от ряда условий, которые исходно не могут быть однозначно определены. В частности, на величину τ_{lu} влияют географические и климатические условия, состав и квалификация обслуживающего персонала, состав средств механизации погрузочно-разгрузочных процессов и их технические характеристики, габаритные параметры и физико-механические свойства перемещаемых грузов, технические характеристики складских площадок и их доступность и др. Поэтому на этапе проектирования невозможно определить фактическую производительность МКД, так как она определяется в конкретном случае, исходя из конкретных условий эксплуатации и их влияния на длительность погрузочно-разгрузочных операций. Таким образом, фактическое значение C_{rw} для конкретной МКД может принимать различные значения в широком диапазоне. Поэтому на этапе проектирования МКД для оценки ее массовой производительности целесообразно выполнять несколько расчетов для

нескольких различных значений длительности погрузочно-разгрузочных операций τ_{lu} .

Теоретическая (максимальная) производительность МКД достигается, когда длительность погрузочно-разгрузочных операций $\tau_{lu} = 0$. В этом случае теоретическая массовая производительность МКД определяется зависимостями:

$$C_{rw,AB}^t = 3,6G_{c,AB} / (\tau_{mov,AB} + \tau_{0mov}) \quad \text{и} \quad C_{rw,BA}^t = 3,6G_{c,BA} / (\tau_{mov,BA} + \tau_{0mov}). \quad (3.72)$$

С ростом длительности τ_{lu} массовая производительность МКД быстро уменьшается от наибольшего значения C_{rw}^t (рисунок 3.40).



$a - G_c = 10 \text{ кН}; \quad b - G_c = 20 \text{ кН}$
 $1 - \alpha_{sl} = 10^\circ; \quad 2 - \alpha_{sl} = 30^\circ; \quad 3 - \alpha_{sl} = 50^\circ$

Рисунок 3.40 – Влияние длительности погрузочно-разгрузочных операций на массовую производительность МКД (для $L_{rp} = 150 \text{ м}$)

Наблюдается сближение графиков $C_{rw}(L_{rp})$ для различных углов наклона α_{sl} , причем при меньших значениях веса груза сближение происходит при меньших продолжительностях τ_{lu} . При $\tau_{lu} > 500 \dots 600 \text{ с}$ различие массовой производительности МКД с различными углами наклона α_{sl} оказывается практически незначимым. График $C_{rw}(L_{rp})$ приобретает пологую форму с малым уменьшением величины C_{rw} при дальнейшем увеличении продолжительности τ_{lu} . Поэтому значение $C_{rw, \tau_{lu}=600 \text{ с}}(L_{rp})$ можно использовать в качестве расчетной минимальной массовой производительности МКД для заданного пролета L_{rp} и веса транспортируемого груза G_c .

3.8 Выводы по разделу 3

1. В основе анализа функциональных возможностей однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе МТПКК лежит тяговый расчет с определением диаграммы натяжения НТК по длине НТКС. Единый НТК в пределах параллельных ветвей НТКС может иметь две характерные формы провисания под действием эксплуатационных нагрузок, причем эти формы могут различаться для разных ветвей НТКС.

2. Ключевыми техническими характеристиками МКД, определяющими необходимое натяжение НТК, являются: величина пролета, угол наклона линии каната, вес и вертикальный габарит транспортируемого груза, минимальный вертикальный габарит приближения транспортируемого груза к поверхности, длина концевой опоры и параметры ветровой нагрузки. Увеличение угла наклона линии каната и длины концевой опоры уменьшают натяжение НТК. Увеличение пролета, веса и вертикального габарита груза и минимального вертикального габарита приближения повышают натяжение НТК. Ветровое воздействие не оказывает существенного влияния на требуемое натяжение НТКС. Диаграмма натяжения НТК при перемещении одинаковых грузов имеет количественные различия в зависимости от направления перемещения груза: при перемещении груза к натяжной БС нагрузка на НТКС является наибольшей, а скорость перемещения груза и пропускная способность МКД – наименьшими.

3. Наихудшие условия работы МКД соответствуют горизонтальному положению линии НТК и в диапазоне малых углов наклона линии каната (до $3...7^\circ$), при которых реализуется форма I провисания НТК. Для углов наклона свыше $7...10^\circ$ реализуется исключительно форма II провисания НТК, что не требует его значительного натяжения. Тяговые и кинематические характеристики МКД, силовое воздействие НТКС на концевые опоры снижаются с ростом угла наклона НТК. У приводной БС концевая опора всегда испытывает сжимающую осевую нагрузку от действия эксплуатационных нагрузок, а у натяжной БС – растягивающую осевую

нагрузку, снижающую нагруженность несущей рамы МТПКК. В условиях значительных перепадов высот (углы наклона линии НТК более $30...35^\circ$) использование БС с концевыми опорами повышенной длины является малоэффективным для снижения усилий натяжения в НТКС.

4. Функциональные возможности однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе сопряженных самоходных МТПКК определяются ГПХ, выраженными в трехмерном пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД-вес груза». Их удобно представлять набором двумерных сечений пространства параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» для нескольких дискретных значений веса транспортируемого груза.

5. Работоспособность МКД в целом определяется ключевыми техническими характеристиками: обеспечиваемым конструкцией приводного канатного шкива тяговым фактором; поверхностным давлением НТК на футерованную поверхность приводного канатного шкива; отбираемой от штатного ДВС мощности для работы механизма перемещения НТК; диаметром НТК с учетом его конструкции, маркировочной группы и агрегатной прочности на разрыв; предельным расчетным изгибающим моментом в корневом сечении концевой опоры. Эти характеристики должны одновременно удовлетворять критериям работоспособности. Иначе работоспособность МКД не обеспечивается вследствие несоответствия одному или одновременно нескольким критериям работоспособности.

6. Ключевые технические характеристики, а также допустимый вертикальный габарит приближения транспортируемого груза к опорной поверхности определяют конфигурацию, положение границ и количественные параметры областей возможного использования МКД. Повышение тягового фактора приводного канатного шкива смещает верхнюю границу области возможного использования МКД в сторону меньших значений пролетов. Для приводных канатных шкивов обязательна футеровка, ее отсутствие нецелесообразно из-за получения неудовлетворительных ГПХ и малых размеров области возможного использования МКД. Остальные ключевые характеристики оказывают влияние на смещение нижней границы области, т.е. на изменение ширины диапазона допустимых пролетов.

7. Увеличение длины концевой опоры и диаметра приводного канатного шкива, а также уменьшение допустимого габарита приближения груза к поверхности увеличивают ширину диапазона допустимых пролетов. Использование НТК более высокой маркировочной группы и повышение отбираемой от штатного ДВС мощности увеличивают ширину диапазона допустимых пролетов при углах наклона линии каната свыше 30° . При углах наклона менее $5...8^\circ$ (наихудшие условия работы МКД) наиболее эффективным является увеличение длины концевой опоры и диаметра приводного канатного шкива. Увеличение веса транспортируемых грузов приводит к уменьшению размеров области возможного использования МКД как за счет уменьшения ширины диапазона допустимых пролетов, так и за счет уменьшения диапазона углов наклона линии НТК. Ветровое воздействие на перемещаемый груз оказывает незначительное влияние на размеры области возможного использования МКД. Оно может уменьшать ширину диапазона допустимых пролетов при углах наклона линии НТК свыше 30° при встречном ветре и его высокой скорости свыше 30 м/с (не менее 5 баллов по шкале Бофорта).

Предельный расчетный изгибающий момент в корневом сечении концевой опоры, отбираемая от штатного ДВС мощность и максимальный диаметр НТК неоднозначно влияют на конфигурацию и размеры области использования МКД. Наилучшие показатели качества спроектированных МТПКК обеспечиваются, когда эти параметры несколько превышают свои пороговые значения.

8. Однопролетные одноканатные МКД маятникового типа на базе самоходных колесных МТПКК обеспечивают следующие предельные ГПХ в диапазоне углов наклона линии НТК до 60° : при длине концевой опоры 10 м диапазон допустимых пролетов составляет 170...700 м при транспортировании груза весом 10 кН и 100...180 м при транспортировании груза весом 40 кН; при длине концевой опоры 16 м соответственно 230...760 м и 130...200 м.

9. Обеспечение предельных функциональных возможностей МКД для заданной длины концевой опоры достигается при максимально возможном отборе мощности от штатного ДВС путем использования при проектировании МТПКК максимально возможного тягового фактора приводного канатного шкива и минимально

возможного условного поверхностного давления НТК на поверхность футерованного приводного канатного шкива за счет выбора максимального диаметра приводного шкива и минимального вертикального габарита приближения транспортируемого груза к поверхности, а также использованием пороговых значений предельного расчетного изгибающего момента в корневом сечении концевой опоры и максимального диаметра принятого типа НТК.

10. Массовая производительность для однопролетных МКД на базе самоходных МТПКК не имеет важного практического значения вследствие специфики их функционального назначения (выполнения специальных транспортных задач в течение ограниченного интервала времени эксплуатации на одном месте дислокации) и сильной зависимости от длительности погрузочно-разгрузочных операций. При проектировании МТПКК невозможно определить фактическую производительность, так как она различается в весьма широких пределах, исходя из конкретных условий эксплуатации. Ориентировочная оценка минимальной массовой производительности для грузов весом 10 кН равна 2...5,7 т/ч, весом 40 кН – 18...22 т/ч.

4 ВАРИАНТЫ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

До настоящего времени вопросы проектной проработки конструктивного исполнения самоходных МТПКК (базовых станций) МКД, включая создание перспективных узлов и механизмов приводных и исполнительных устройств транспортной канатной системы и несущих металлоконструкций, а также их компоновку на базовом шасси БС, в отечественной и зарубежной научно-технической литературе практически не рассматривались. В разделе 4 представлен ряд перспективных конструкций МТПКК, которые могут рассматриваться как основа для проведения дальнейших проектно-конструкторских разработок. Указанные конструкции защищены патентами РФ [105, 107-110] и рассмотрены в [47, 74, 76, 154, 167, 170, 173].

4.1 Конструкция базовых колесных шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

В качестве автономного самоходного шасси БС были взяты специальные колесные шасси высокой проходимости грузоподъемностью от 14 до 40 т производства АО «Брянский автомобильный завод» [10], входящего в АО «Концерн ВКО «Алмаз-Антей» [1]. Такое решение обусловлено тем, что комплектация этих шасси в максимальной степени включает отечественные узлы и механизмы, предприятие-изготовитель имеет многолетний опыт отработки технологических процессов изготовления, отлаженную систему производственной кооперации с предприятиями-смежниками и опыт надежной работы шасси в различных эксплуатационных и природных условиях.

Общий вид указанных колесных шасси с обозначением необходимых размеров приведен на рисунках 4.1 – 4.4.

Варианты конструктивного исполнения МТПКК и их модификации определяются, исходя из принятых при их проектировании следующих параметров:

- 1) конструктивного варианта шасси БС, на котором размещается технологическое оборудование;

- 2) конструктивного варианта места расположения концевой опоры в рабочем состоянии МТПКК;
 - 3) варианта фиксации концевой опоры в рабочем положении;
 - 4) вариантов использования дополнительных технологических устройств;
- длины концевой опоры.

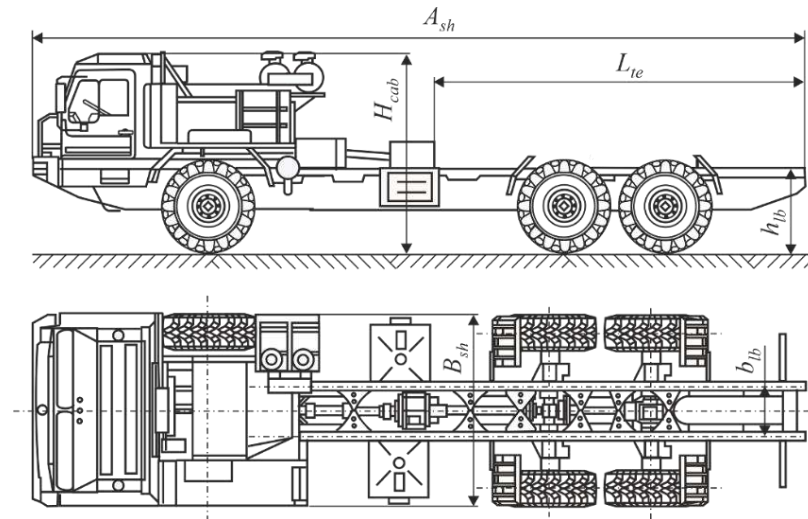
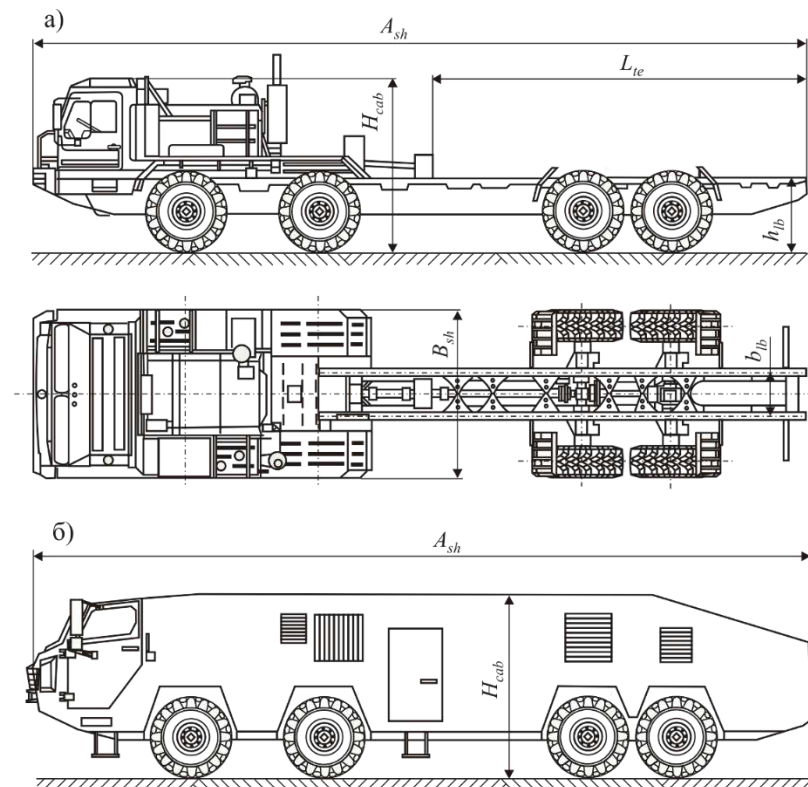


Рисунок 4.1 – Общий вид 3-осного шасси грузоподъемностью 18,4 т с открытой несущей рамой



а – с открытой несущей рамой; б – в корпусном исполнении [105]
Рисунок 4.2 – Общий вид 4-осного шасси грузоподъемностью 22 т

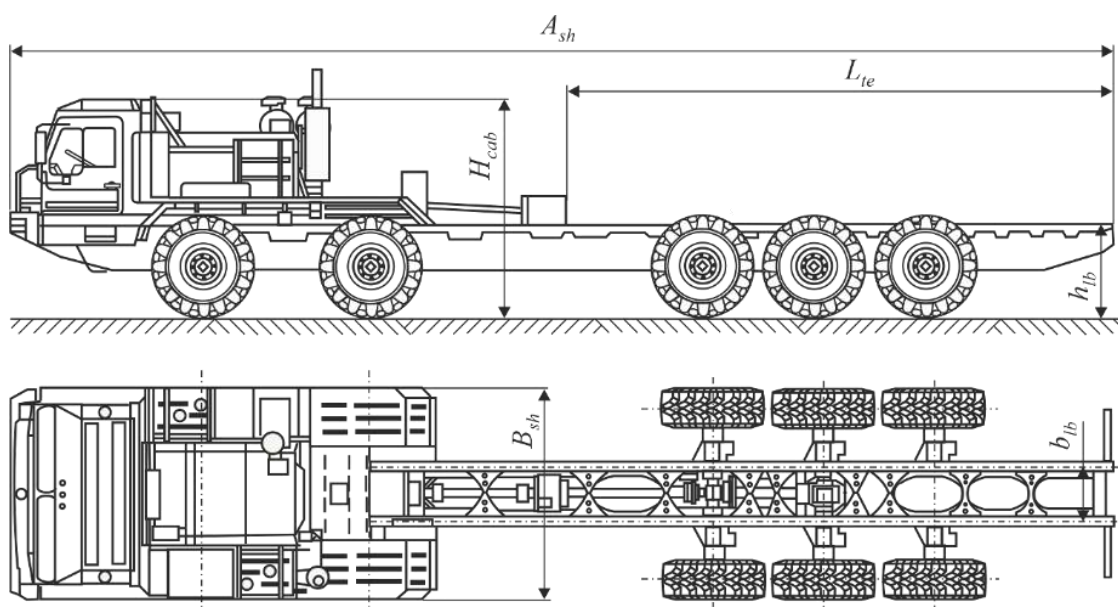


Рисунок 4.3 – Общий вид 5-осного шасси грузоподъемностью 30,12 т с открытой несущей рамой

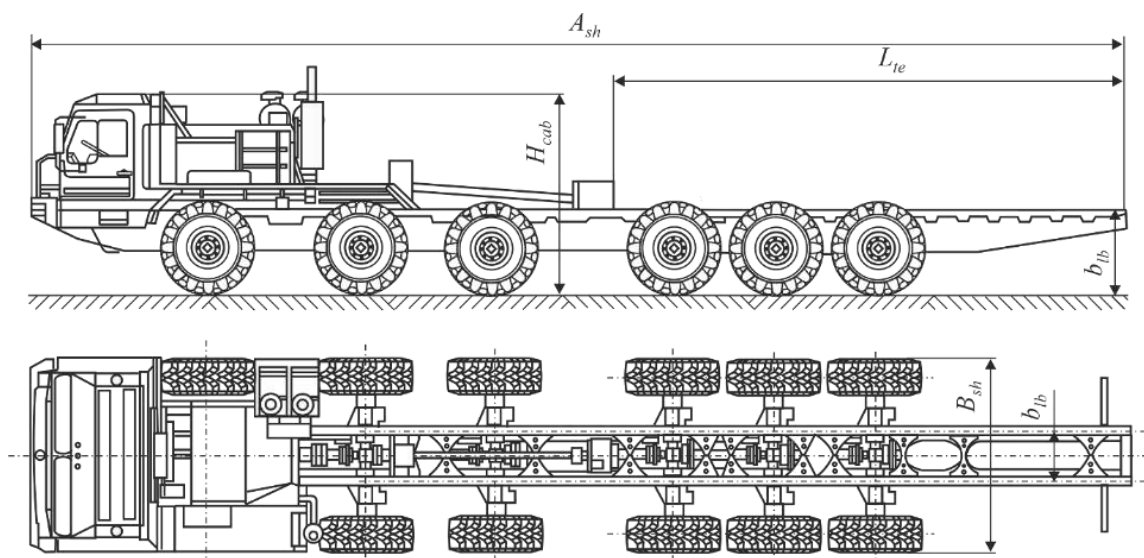


Рисунок 4.4 – Общий вид 6-осного шасси грузоподъемностью 36,72 т с открытой несущей рамой

В качестве самоходного базового шасси могут использоваться аналогичные по компоновке и общим техническим характеристикам изделия.

4.2 Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

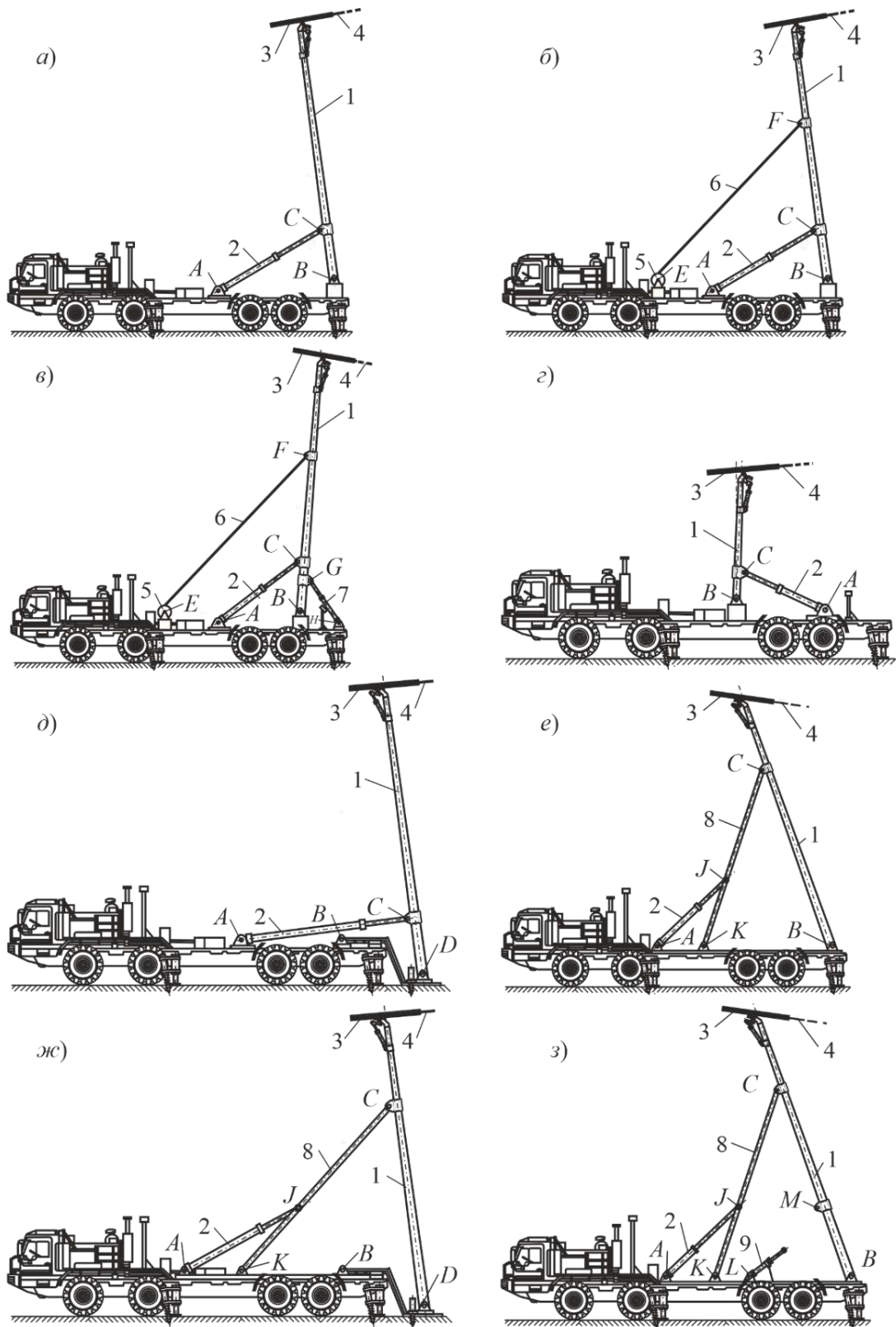
Основные габаритные конструктивные характеристики специальных колесных шасси и тягачей производства АО «БАЗ» приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Основные габаритные характеристики специальных колесных шасси и тягачей производства АО «Брянский автомобильный завод»

Наименование характеристики	Значение характеристики для числа осей			
	3	4	5	6
Габаритная длина шасси A_{sh} , мм	11060	12980	14550	15700
Габаритная ширина шасси B_{sh} , мм	2750			
Высота возвышения кабины H_{cab} , мм	3080			
Грузоподъемность G_{sh} , т	18,4	22,0	30,12	36,72
Расстояние между осями несущих продольных балок b_{lb} , мм	964			
Высота расположения верхнего пояса несущих продольных балок h_{lb} , мм	1180			
Длина зоны возможного расположения технологического оборудования L_{te} , мм	5300	6000	6900	7400

На рисунке 4.5 показан ряд перспективных для дальнейших исследований и анализа вариантов конструктивного исполнения МТПКК нескольких различных модификаций.

В качестве конструктивных вариантов места расположения концевой опоры в рабочем состоянии МТПКК были взяты 3 возможные схемы ее опирания. Концевое расположение концевой опоры канатной системы с опиранием на несущую раму шасси (рисунок 4.5, а-в, е, з). Центральное расположение концевой опоры канатной системы с опиранием на несущую раму шасси (рисунок 4.5, г). Выносное расположение концевой опоры канатной системы с опиранием на грунт (рисунок 4.5, д, ж).



a – КсХм-4/Х; *б* – КкХм-4/Х; *в* – КкХр-4/Х; *г* – СсХм-4/Х; *д* – ВсХм-4/Х; *у* – Ку2-4/Х;
жс – Ву2-4/Х; *з* – Во2-4/Х

1 – концевая опора; *2* – гидроцилиндр установки и фиксации опоры; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тяговый канат; *5* – канатная лебедка; *6* – удерживающий канат;
7 – тормозной гидроцилиндр; *8* – складывающаяся штанга; *9* – вспомогательный гидроцилиндр;
10 – подъемный полиспаст

A, B, C, D, E, F, G, H, J, K, L, M – шарниры

Рисунок 4.5 – Варианты конструктивного исполнения МТПКК (модификации)

Вариант места расположения концевой опоры обозначается буквой:

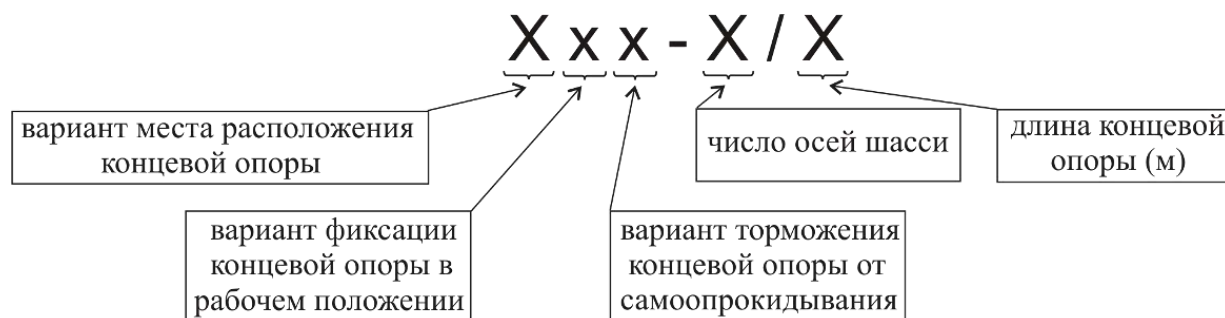
- К – концевое расположение опоры с опиранием на несущую раму шасси;
- С – центральное расположение опоры с опиранием на несущую раму шасси;
- В – выносное расположение опоры с опиранием на грунт.

Конструктивные модификации механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры МТПКК обозначаются буквами:

- с – гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении с помощью силовых гидроцилиндров, имеющая следующие варианты комплектации (рисунок 4.5, а, г, д):
 - с1 – с одинарным гидроцилиндром;
 - с2 – со сдвоенными, параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера;
- к – канатная фиксация концевой опоры в рабочем положении, имеющая следующие варианты комплектации (рисунок 4.5, б, в):
 - к11 – с одинарным гидроцилиндром и одноветвевым удерживающим канатом;
 - к12 – с одинарным гидроцилиндром двухветвевым удерживающим канатом;
 - к21 – со сдвоенными, параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и одноветвевым удерживающим канатом;
 - к22 – со сдвоенными, параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и двухветвевым удерживающим канатом;
- х – комбинированная канатно-гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении, имеющая следующие варианты комплектации (рисунок 4.5, б, в):
 - х11 – с одинарным гидроцилиндром и одноветвевым удерживающим канатом;
 - х12 – с одинарным гидроцилиндром и двухветвевым удерживающим канатом;

- х21 – со сдвоенными, параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и одноответвевым удерживающим канатом;
- х22 – со сдвоенными, параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и двухответвевым удерживающим канатом;
- у – штанговая фиксация концевой опоры в рабочем положении, имеющая следующие варианты комплектации (рисунок 4.5, е, ж):
 - у1 – с одинарной складывающейся штангой и одинарным гидроцилиндром;
 - у2 – с двумя складывающимися штангами и сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера;
- о – штанговая фиксация концевой опоры в рабочем положении при комбинированной двухэтапной установке концевой опоры в рабочее положение, имеющая следующие варианты комплектации (рисунок 4.5, з):
 - о1 – с одинарной складывающейся штангой, одинарными основным и вспомогательным гидроцилиндрами;
 - о2 – с двумя складывающимися штангами, сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими основными гидроцилиндрами одинакового типоразмера и одинарным вспомогательным гидроцилиндром;
 - о3 – с двумя складывающимися штангами, сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими основными и вспомогательными гидроцилиндрами одинакового типоразмера.
- м – наличие механического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при установке в рабочее положение (рисунок 4.5, а, б, г, д);
- р – наличие гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение (рисунок 4.5, в).

Принцип формирования условного буквенно-цифрового обозначения варианта конструктивного исполнения МТПКК показан на рисунке 4.6.



Пример: Кс1м-4/10 - вариант конструктивного исполнения мобильного канатного комплекса с концевым размещением концевой опоры длиной 10 м на 4-осном шасси с гидравлической фиксацией концевой опоры в рабочем положении одинарным гидроцилиндром и наличием механического тормозного устройства от самопрокидывания концевой опоры

Рисунок 4.6 – Условное обозначение варианта конструктивного исполнения МТПКК

Все перечисленные конструктивные модификации МТПКК могут устанавливаться на базовом шасси как с открытой несущей рамой, так и в корпусном исполнении (приложение Б).

Возможные модификации исполнения конструктивных вариантов МТПКК приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Возможные модификации конструктивных вариантов МТПКК

Модификация	Конструктивный вариант МТПКК		
	К	С	В
с	+	+	+
к	+	-	+
х	+	-	+
у	+	+	+
о	+	-	-
м	+	+	+
р	+	+	+

Таким образом, конструктивный вариант К может быть выполнен в двадцати пяти модификациях, вариант С – в девяти модификациях, вариант В - в двадцати трех модификациях. Каждому из указанных вариантов присущи как достоинства, так и недостатки. Результаты их сравнительного анализа сведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты сравнительного анализа конструктивных вариантов места расположения концевой опоры в рабочем состоянии МТПКК

Конструктивный вариант	Достоинства конструктивного варианта	Недостатки конструктивного варианта
1	2	3
<p>Концевое расположение концевой опоры с опиранием на несущую раму шасси</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Наибольшая длина концевой опоры. 2. Возможность использования канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении. 3. Возможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение. 4. Наибольшее число возможных модификаций конструктивного исполнения. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Расположение концевой опоры вблизи линии опрокидывания опорного контура. 2. Опирание концевой опоры на раму базовой станции. 3. Сложность компоновки гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры. 4. Сложность компоновки концевой опоры на раме базового шасси для транспортного положения, весьма узкий диапазон допустимых углов наклона продольной оси опоры, вертикальный габарит в транспортном положении близок к нормативному габариту приближения по высоте. 5. Обязательное использование аутригеров при проведении погрузочно-разгрузочных операций
<p>Центральное расположение концевой опоры с опиранием на несущую раму шасси</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Расположение концевой опоры практически в центре опорного контура. 2. Возможность обеспечения наименьшего вертикального габарита в транспортном положении, наименьшие ограничения по соблюдению вертикальных габаритов при транспортировке к месту эксплуатации авиационным и железнодорожным путем. 3. Удобство компоновки концевой опоры на раме базового шасси для транспортного положения, широкий диапазон допустимых углов наклона продольной оси опоры. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Наименьшая длина концевой опоры. 2. Опирание концевой опоры на раму базовой станции. 3. Сложность компоновки гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры. 4. Невозможность использования канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении. 5. Обязательное использование аутригеров при проведении погрузочно-разгрузочных операций.

1	2	3
	4. Возможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение.	6. Наименьшее число возможных модификаций конструктивного исполнения.
Выносное расположение концевой опоры с опиранием на грунт	<ol style="list-style-type: none"> 1. Наибольшая длина концевой опоры. 2. Возможное использование удлиненной шарнирно-сочлененной концевой опоры. 3. Опирание концевой опоры непосредственно на грунт, низкий уровень нагруженности несущей металлоконструкции базового шасси. 4. Простота компоновки гидроцилиндра механизма установки концевой опоры, возможность использования гидроцилиндра наименьшей длины. 5. Наименьшие массо-габаритные параметры подъемных гидроцилиндров при канатной и канатно-гидравлической фиксации концевой опоры. 6. Возможность использования канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении. 7. Возможность использования дополнительного расчаливания концевой опоры в рабочем положении, исключение потери устойчивости и опрокидывания базового шасси. 8. Возможно отказаться от использования аутригеров при проведении погрузочно-разгрузочных операций. 9. Больше число возможных модификаций конструктивного исполнения. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Повышенный объем подготовительных работ при установке концевой опоры в рабочее положение. 2. Наибольший вертикальный габарит в транспортном положении. 3. Невозможность использования гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение.

В таблице 4.4 приведены результаты анализа функциональных преимуществ и недостатков различных типов фиксации концевой опоры в рабочем положении.

Таблица 4.4 – Результаты сравнительного анализа различных типов фиксации концевой опоры МТПКК в рабочем положении

Тип фиксации	Преимущества	Недостатки
1	2	3
Гидравлическая	<ol style="list-style-type: none"> 1. Относительная простота процедуры установки концевой опоры в рабочее положение и сопутствующих операций монтажа и демонтажа. 2. Возможность использования в качестве средства предварительного натяжения НТК. 3. Возможность регулировки угла наклона концевой опоры в рабочем положении в широких пределах. 4. Быстрое изменение требуемого угла наклона концевой опоры в рабочем положении. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Совмещение двух основных функций – установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации. 2. Значительная длина приводного гидроцилиндра. 3. Повышенные массо-габаритные размеры и мощность подъемного гидроцилиндра, требуемый объем рабочей жидкости для гидросистемы. 4. Наибольшие значения опорных реакций на несущую конструкцию БС при эксплуатации. 5. Наибольший уровень нагруженности несущей металлоконструкции БС при установке концевой опоры в рабочее положение и эксплуатации. 6. Необходимость использования дополнительных внешних тормозных устройств против самопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение. 7. Сложность обеспечения безопасности БС при возможной аварии в гидросистеме. 8. Колебательный характер фиксации концевой опоры в рабочем положении при изменении величины эксплуатационных нагрузок.
Канатная	<ol style="list-style-type: none"> 1. Разделение двух основных функций – установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации. 2. Пониженный диаметр и мощность подъемного гидроцилиндра, объем рабочей жидкости для гидросистемы. 3. Возможность использования в качестве средства предварительного натяжения НТК. 4. Возможность регулировки угла наклона концевой опоры в рабочем положении в широких пределах. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Значительная длина приводного гидроцилиндра. 2. Колебательный характер фиксации концевой опоры в рабочем положении при изменении величины эксплуатационных нагрузок. 3. Сложность обеспечения безопасности БС при возможном обрыве удерживающего каната

1	2	3
	<p>5. Возможность отказа от использования дополнительных внешних тормозных устройств против самоопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение.</p> <p>6. Дешевизна и простота замены удерживающего каната при ремонте.</p>	
Канатно-гидравлическая	<p>1. Разделение двух основных функций – установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации.</p> <p>2. Пониженный диаметр и мощность подъемного гидроцилиндра, объем рабочей жидкости для гидросистемы.</p> <p>3. Возможность некоторого уменьшения диаметра удерживающего каната и размеров канатной лебедки.</p> <p>4. Возможность использования в качестве средства предварительного натяжения НТК.</p> <p>5. Возможность регулировки угла наклона концевой опоры в рабочем положении в широких пределах.</p> <p>6. Возможность отказа от использования дополнительных внешних тормозных устройств против самоопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение.</p> <p>7. Дешевизна и простота замены удерживающего каната при ремонте.</p> <p>8. Возможность гашения части кинетической энергии концевой опоры при внезапном аварийном обрыве удерживающего каната</p>	<p>1. Значительная длина приводного гидроцилиндра.</p> <p>2. Колебательный характер фиксации концевой опоры в рабочем положении при изменении величины эксплуатационных нагрузок.</p> <p>3. Сложность обеспечения безопасности БС при возможном обрыве удерживающего каната.</p>

1	2	3
Штанговая	<ol style="list-style-type: none"> 1. Разделение двух основных функций – установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации. 2. Наименьшая величина опорных реакций на несущую конструкцию базового шасси при эксплуатации. 3. Малая длина и диаметр подъемного гидроцилиндра. 4. Возможность осуществления двухэтапной установки концевой опоры в рабочее положение с помощью вспомогательного гидроцилиндра. 5. Отсутствие необходимости в использовании дополнительных внешних тормозных устройств против самопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение. 6. Наибольшая надежность фиксации из-за минимума риска разрушения (необходимость воздействия деструктивного фактора). 7. Точная фиксация концевой опоры в рабочем положении при изменении эксплуатационных нагрузок во всем диапазоне изменения их величин. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Фиксированный угол наклона концевой опоры в рабочем положении при использовании складывающейся штанги постоянной длины. 2. Повышенная сложность компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси. 3. Невозможность использования в качестве средства предварительного натяжения НТК. 4. Высокие требования к выбору длины нижней части складывающейся штанги и точности ее изготовления. 5. Наименьшая ремонтпригодность конструкции ОТО в целом.

Таким образом, результаты анализа показали преимущества и недостатки различных типов фиксации концевой опоры в рабочем положении. Конкретный тип фиксации концевой опоры в рабочем положении должен быть определён требованиями тактико-технического задания на разработку МТПКК (приложение В).

4.3 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов при различной компоновке основного технологического оборудования

Ниже рассмотрены конструкции и принцип работы нескольких типовых конструктивных модификаций БС, которые не исчерпывают всего множества возможных модификаций (таблица 4.2). Однако анализ рассмотренных модификаций дает

полное представление о конструкции и принципе работы любой другой БС, которая характеризуется произвольным сочетанием конструктивных параметров, приведенных в подразделе 4.2.

4.3.1 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов с центральным и концевым расположением концевой опоры

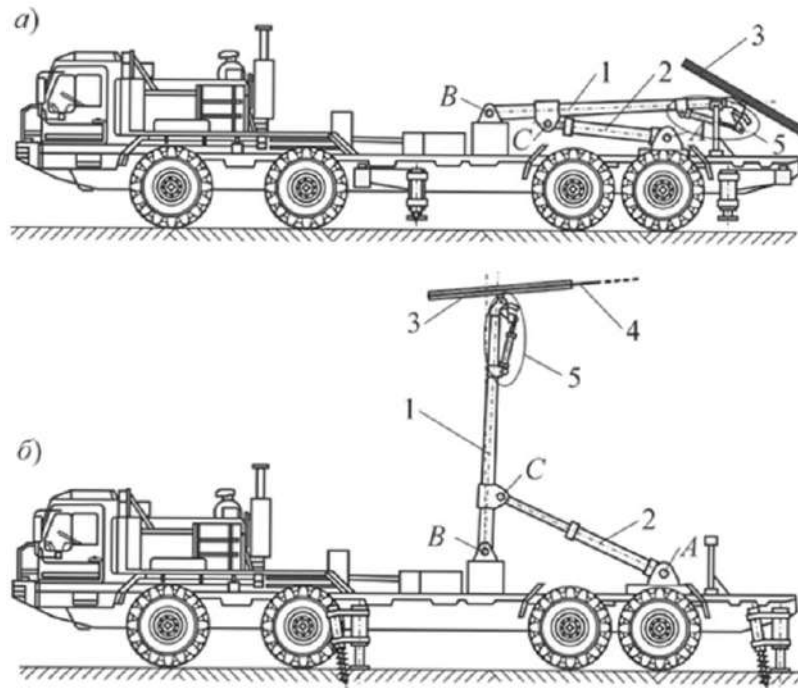
4.3.1.1 Гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении

Общий вид МТПКК с центральным (модификации Сс1м-Х/Х и Сс2м-Х/Х) и концевым (модификации Кс1м-Х/Х, Кс2м-Х/Х) расположением концевой опоры и гидравлической фиксацией опоры в рабочем положении показан на рисунках 4.7 и 4.8. Конструкция защищена патентом РФ [107].

Несущие металлические конструкции и ОТО (пункт 2.2), необходимые для работы МКД, размещаются на надрамной конструкции несущий рамы колесного шасси.

Концевая опора 1 крепится к надрамной конструкции в ее центральной или концевой части с помощью цилиндрического шарнира *B*, который позволяет опоре совершать поворотное движение в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью шасси. К нижней части концевой опоры с помощью цилиндрического шарнира *C* крепится шток подъемного гидроцилиндра 2, а сам его корпус шарниром *A* крепится к надрамной конструкции.

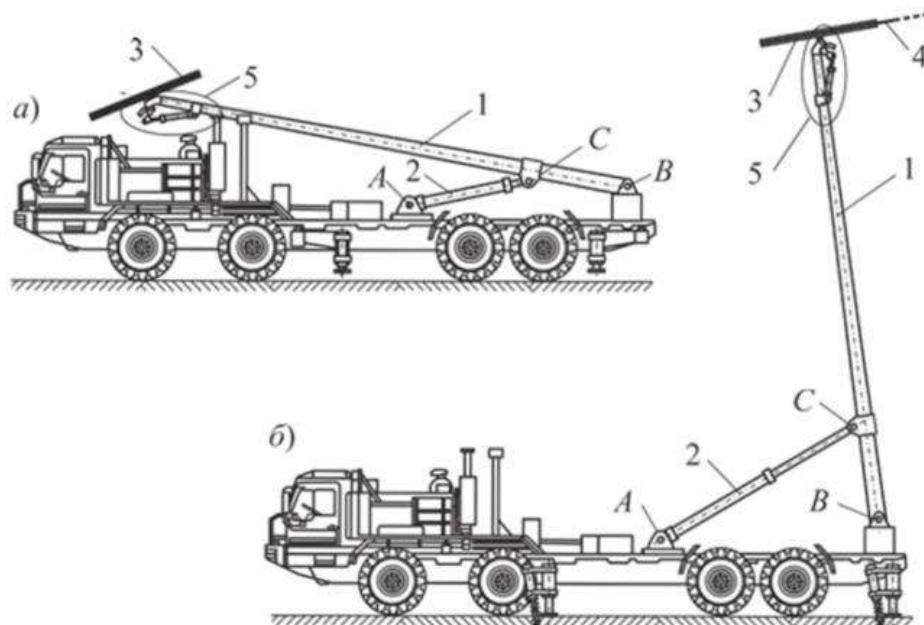
В конструкции БС возможно использование одиночного подъемного гидроцилиндра или двух параллельно установленных и синхронно работающих гидроцилиндров одинакового размера (рисунок 4.9).



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение
A, B, C – шарнир;

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тягущий канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива

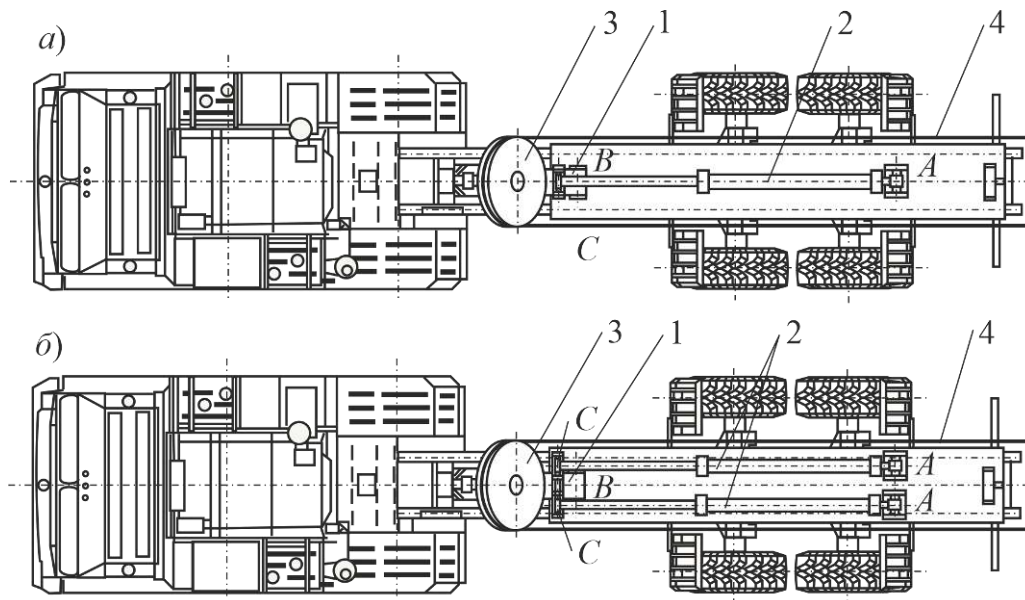
Рисунок 4.7 – Общий вид МТПКК с центральным расположением концевой опоры (модификации Сс1м-4/Х и Сс2м-4/Х)



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение
A, B, C – шарнир

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тягущий канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива

Рисунок 4.8 – Общий вид МТПКК с концевым расположением концевой опоры (модификации Сс1м-4/Х и Сс2м-4/Х)



a – с одинарным подъемным гидроцилиндром (модификация Сс1м-4/Х);
б – со сдвоенными подъемными гидроцилиндрами (модификация Сс2м-4/Х)

A, B, C – шарнир

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тяговый канат

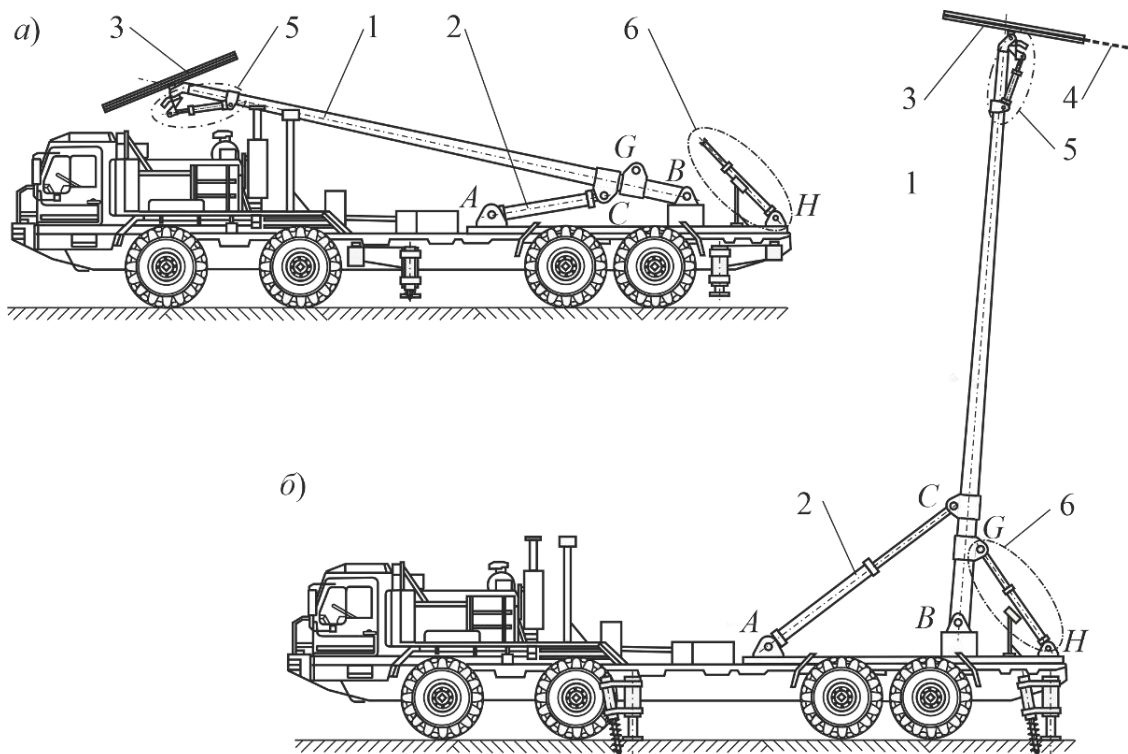
Рисунок 4.9 – Общий вид МТПКК с центральным расположением концевой опоры в рабочем положении

В последнем случае можно использовать гидроцилиндры меньшего диаметра (приблизительно в 1,4 раза). К оголовку концевой опоры крепится механизм пространственной ориентации канатного шкива 5 и исполнительные элементы механизма перемещения несущее-тягового каната, включая канатный шкив 3. В профилированном ручье канатного шкива 3 располагается НТК 4.

Установка концевой опоры 1 производится в два этапа в связи с необходимостью согласования взаимного расположения канатных шкивов, сопрягаемых БС при их объединении в единую систему с помощью общего НТК. На первом этапе предварительной установки закольцованный канат размещается в ручье канатного шкива 3. При этом предохранительный кожух обеспечивает его надежную фиксацию, исключая сход с канатного шкива при дальнейшем перемещении концевой опоры в рабочее положение. Путем выдвижения штока подъемного гидроцилиндра 2 концевая опора 1 предварительно поворачивается на приблизительно требуемый угол рабочего положения, который определяется, исходя из взаимного высотного

расположения сопрягаемых БС. На втором регулировочном этапе установки концевой опоры 1 путем дополнительного (корректирующего) выдвижения штока подъемного гидроцилиндра концевая опора 1 поворачивается в пределах нескольких градусов, что приводит к получению окончательного значения требуемого угла рабочего положения. При этом создается необходимое рабочее натяжение НТК. Окончательно точное согласование расположения продольной оси НТК и плоскости канатного шкива, что исключает повышенный износ ручья шкива и каната, повышает ресурс НТКС и безопасность эксплуатации МКД, обеспечивается механизмом пространственной ориентации канатного шкива 5.

На рисунке 4.10 показан общий вид БС, укомплектованной гидравлическим тормозным устройством для предохранения концевой опоры от самопрокидывания при ее установке в рабочее положение.



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C, H, G – шарнир

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тяговый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;

б – гидравлическое тормозное устройство

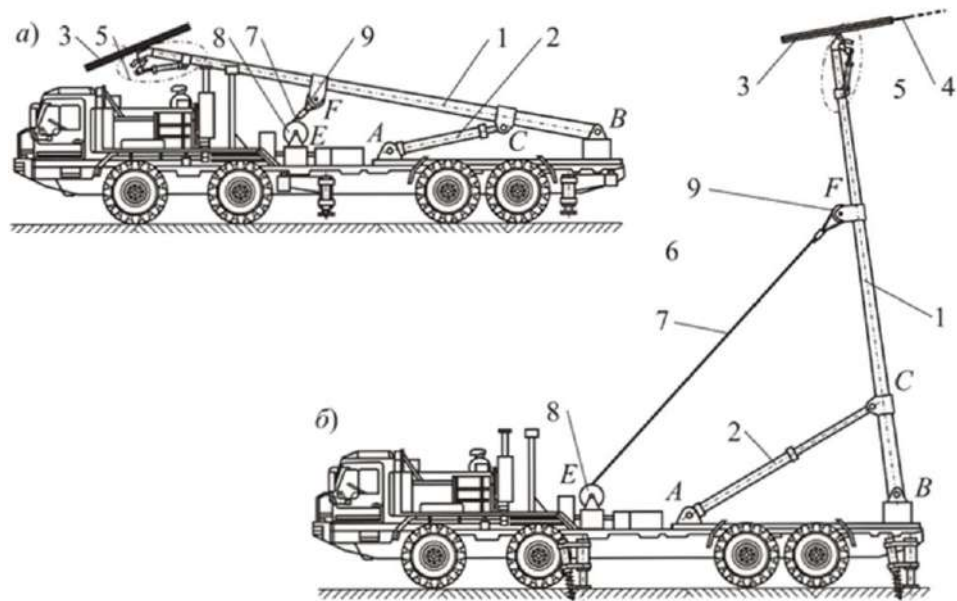
Рисунок 4.10 – Общий вид МТПКК с гидравлическим тормозным устройством против самопрокидывания концевой опоры (модификации Кс1р-4/Х и Кс2р-4/Х)

Гидравлическое тормозное устройство 6 представляет собой гидроцилиндр, корпус которого цилиндрическим шарниром Н связан с надранной конструкцией, шток шарниром G – с концевой опорой 1.

В нерабочем положении тормозной гидроцилиндр закрепляется хомутом на транспортной стойке. На концевой опоре 1 закрепляется опорный узел 59, состоящий из неподвижно закрепленных сваркой профилированных проушин 60. При установке концевой опоры в рабочее положение при ее подъеме на угол $60...80^\circ$ происходит касание опорного валика шарнира G и конца штока тормозного гидроцилиндра, который и создает тормозное усилие и, соответственно, тормозной момент относительно шарнира B крепления концевой опоры. Необходимая величина момента обеспечивается соответствующим выбором диаметра тормозного гидроцилиндра. При эксплуатации МТПКК обе полости тормозного гидроцилиндра наглухо блокируются путем перекрытия подводящих гидролиний, вследствие чего он выполняет дополнительную функцию натяжения НТК в условиях действия эксплуатационных нагрузок.

4.3.1.2 Канатная фиксация концевой опоры в рабочем положении

Общий вид МТПКК с концевым расположением опоры и канатной фиксацией с помощью одноветвевого (модификации Кк11м-Х/Х, Кк21м-Х/Х) и двухветвевое (модификации Кк12м-Х/Х, Кк22м-Х/Х) удерживающего каната показан на рисунках 4.11 – 4.13. Канатная фиксация концевой опоры в рабочем положении позволяет отказаться от использования подъемных гидроцилиндров при эксплуатации МКД, так как фиксация концевой опоры обеспечивается только удерживающим канатом, который воспринимает всю эксплуатационную нагрузку от натяжения и веса НТК, веса транспортируемого груза, ветровой нагрузки и сил инерции. Это позволяет существенно снизить массо-габаритные характеристики приводных гидроцилиндров и мощность насосной установки БС.



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C – шарнир; *E, F* – узел крепления

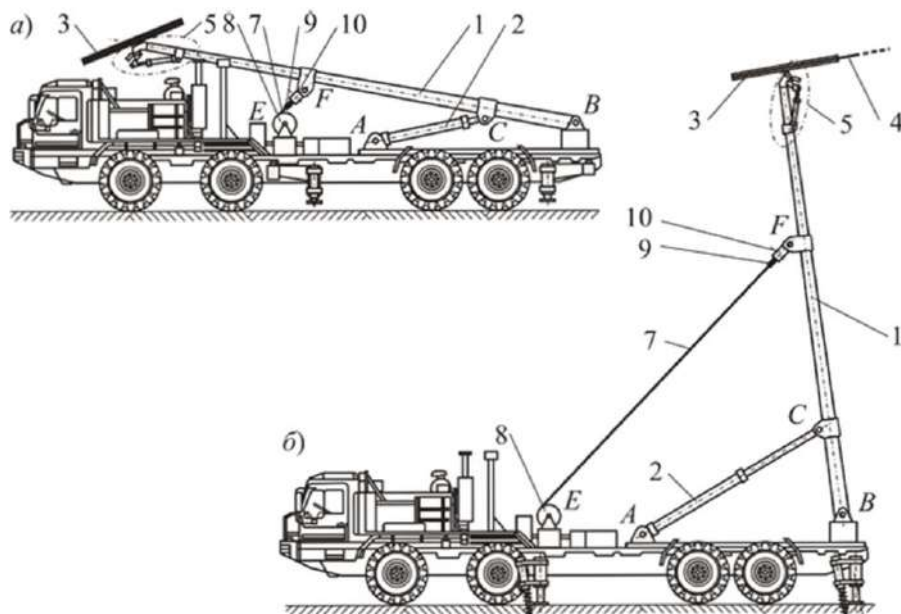
1 – конечная опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тяговый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;

6 – гидравлическое тормозное устройство; *7* – удерживающий канат; *8* – канатная лебедка;

9 – вспомогательный гидроцилиндр

Рисунок 4.11 – Общий вид МТПКК с канатной фиксацией конечной опоры одноветвевым удерживающим канатом (модификации Кк11м-4/Х и Кк21м-4/Х)



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C – шарнир; *E, F* – узел крепления

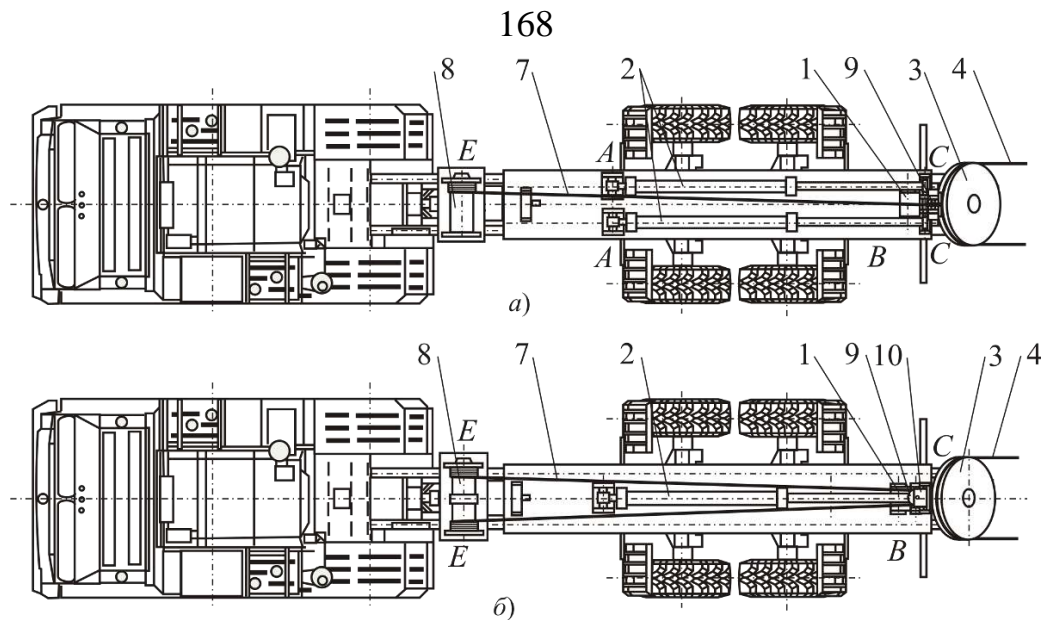
1 – конечная опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тяговый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;

6 – гидравлическое тормозное устройство; *7* – удерживающий канат; *8* – канатная лебедка;

9 – вспомогательный гидроцилиндр

Рисунок 4.12 – Общий вид МТПКК с канатной фиксацией конечной опоры двухветвевым удерживающим канатом (модификации Кк12м-4/Х и Кк22м-4/Х)



a – одноветвевой канат (модификация K21м-4/Х);

б – двухветвевой канат (модификация Kк12м-4/Х)

A, B, C – шарнир; *E* – узел крепления

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тяговый канат; *7* – удерживающий канат; *8* – канатная лебедка;

9 – вспомогательный гидроцилиндр, *10* – рама

Рисунок 4.13 – Общий вид МТПКК с канатной фиксацией концевой опоры в рабочем положении удерживающим канатом

Также снижаются опорные реакции в элементах несущей металлоконструкции БС, так как использование удерживающего каната позволяет существенно увеличить плечо действия силы его натяжения, и, таким образом, снизить величину этой силы, величину опорных реакций и локальной нагруженности несущей металлоконструкции.

Конструкция МТПКК с канатной фиксацией концевой опоры для вариантов К и С сходна с конструкцией МТПКК с гидравлической фиксацией концевой опоры (рисунки 4.7, 4.8). Однако дополнительно вводятся необходимые элементы – удерживающий канат *7* и канатная лебедка *8* с электроприводом вращения барабана. Узел крепления *F* максимально удален от цилиндрического шарнира *B*, что обеспечивает максимальное плечо действия силы удерживающего каната и, следовательно, минимальные силу и диаметр удерживающего каната. В качестве марки удерживающего каната целесообразно использовать стальные канаты, которые применяются и в НТКС канатных дорог и грузоподъемных сооружений [2, 11, 42, 66, 127]. В качестве канатной лебедки целесообразно использовать типовые крановые

лебедки, конструкция и проектный расчет которых содержится, например, в [2, 11, 28].

Последовательность действий обслуживающего персонала при подготовке к эксплуатации МТПКК с канатной фиксацией концевой опоры незначительно отличается от действий персонала применительно к МТПКК с гидравлической фиксацией. На этапе установки концевой опоры в рабочее положение барабан канатной лебедки свободно вращается, обеспечивая необходимое увеличение длины удерживающего каната. При достижении концевой опорой требуемого положения выдвижение штока подъемного гидроцилиндра прекращается и опора в данном положении удерживается гидроцилиндром до окончания предварительной навески НТК сопряженных БС. Далее производится синхронная выборка слабины удерживающих канатов обеих БС, а затем – натяжение НТК до требуемой величины.

4.3.1.3 Комбинированная канатно-гидравлическая фиксация концевой опоры в рабочем положении

Общий вид вариантов К и С конструктивного исполнения МТПКК с комбинированной канатно-гидравлической фиксацией концевой опоры в рабочем положении соответствует общему виду БС, показанных на рисунках 4.11, 4.12 и 4.13 (см. выше).

Канатно-гидравлическая фиксация концевой опоры позволяет снизить усилие в удерживающем канате за счет дополнительной удерживающей силы, развиваемой подъемным гидроцилиндром. Диаметр гидроцилиндра выбирается из условия преодоления сил сопротивления подъему концевой опоры в рабочее положение, величина которых заметно меньше по отношению к уровню действующих эксплуатационных нагрузок. Он способен разгрузить удерживающий канат лишь частично – в пределах 15...25 %.

Это позволяет в качестве удерживающего использовать либо канаты меньшего диаметра, либо более дешевые канаты с меньшей разрывной прочностью. Также подъемный гидроцилиндр играет роль предохранительного устройства, повышающего безопасность эксплуатации МТПКК при возможном обрыве НТК, так

как позволяет частично погасить кинетическую энергию концевой опоры, обусловленную действием возникающей значительной ударно приложенной инерционной силы отдачи и снизить аварийно-опасное ударное воздействие металлоконструкции опоры на элементы конструкции БС.

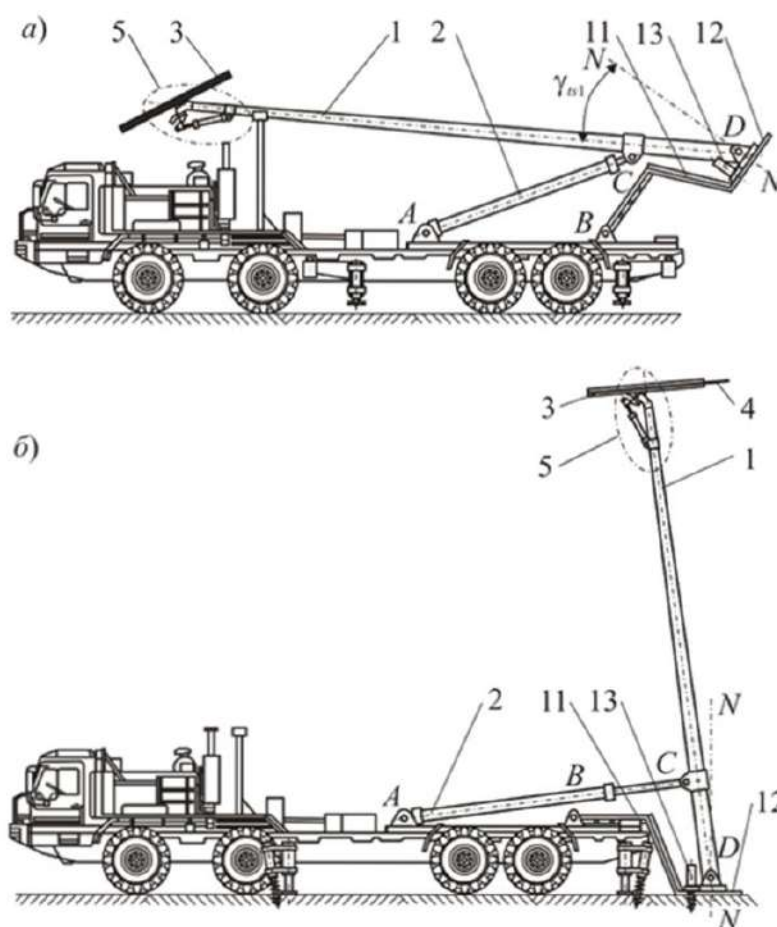
4.3.2 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов с выносным расположением концевой опоры

Общий вид МТПКК с выносным расположением концевой опоры показан на рисунках 4.14 и 4.15. Конструкция защищена патентом РФ [108]. Она может иметь гидравлическую (модификации Вс1-Х/Х, Вс2-Х/Х), канатную (модификации Вк11-Х/Х, Вк12-Х/Х, Вк21-Х/Х, Вк22-Х/Х) или канатно-гидравлическую (модификации Вх11-Х/Х, Вх12-Х/Х, Вх21-Х/Х, Вх22-Х/Х) фиксацию концевой опоры в рабочем положении.

Выносное расположение концевой опоры позволяет разгрузить несущую раму колесного шасси БС от воздействия значительных по величине опорных реакций в узле крепления концевой опоры при работе МКД и снизить металлоемкость надрамной конструкции. Также повышается эксплуатационная надежность несущей рамы, а возможность отказа от использования аутригеров снижает продолжительность технологических операций при разворачивании/демонтаже МКД.

Выносное расположение концевой опоры обеспечивается включением в конструкцию МТПКК Z-образной поворотной платформы 11, которая с помощью цилиндрического шарнира В закрепляется на надрамной конструкции в концевой части несущей рамы колесного шасси. Шарнир обеспечивает подвижное (поворотное) соединение надрамной конструкции и поворотной платформы 11. Концевая опора 1 с помощью шарнира D своим нижним концом крепится к опорной пластине 12. Такая конструкция узла крепления поворотной платформы позволяет ей совершать поворотное движение в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью БС, совместно с концевой опорой. Сама же концевая опора может совершать аналогичное поворотное движение относительно платформы.

К месту назначения МТПКК выдвигается, имея концевую опору 1 в транспортном положении (рисунки 4.14, а и 4.15, а).



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

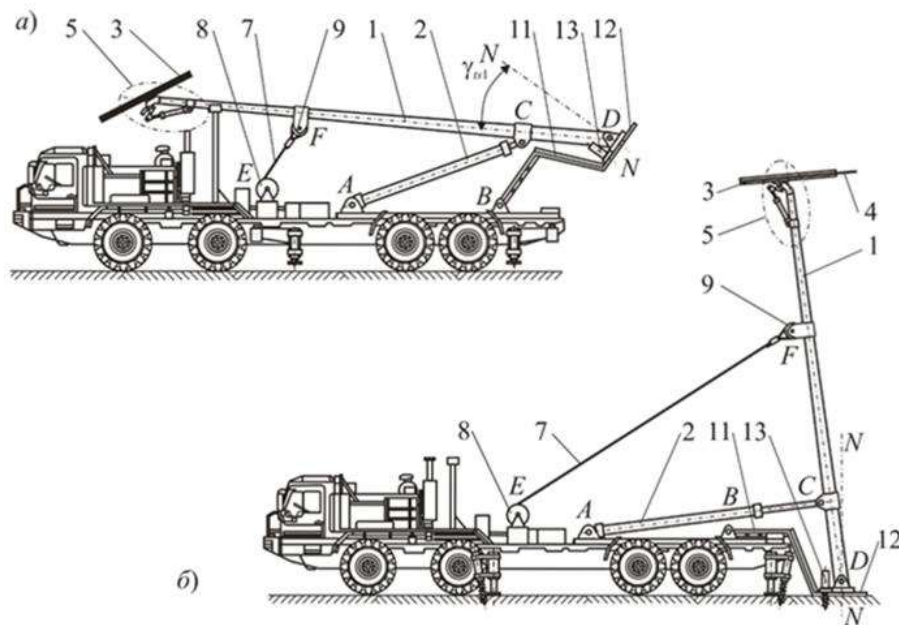
A, B, C, D, N – шарнир

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тяговый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;
11 – поворотная платформа; *12* – опорная пластина; *13* – анкерные устройства

Рисунок 4.14 – Общий вид МТПКК с выносным расположением и гидравлической фиксацией концевой опоры (модификации Вc1м-4/Х и Вc2м-4/Х)

В этом положении она отклонена на угол γ_{ts1} относительно перпендикуляра N-N к опорной пластине 12 и неподвижна зафиксирована в этом положении хомутом. Такое отклонение концевой опоры на угол γ_{ts1} необходимо для обеспечения соответствия габаритной высоты БС требованиям нормативного высотного габарита приближения по высоте согласно ГОСТ Р 52748-2007 [18] для безопасного проезда под мостовыми сооружениями и путепроводами при движении по автомобильным дорогам общего пользования.

При разворачивании МКД перевод концевой опоры в рабочее положение производится подъемным гидроцилиндром и выполняется в два этапа. На первом этапе концевая опора вместе с неподвижно зафиксированной с ней поворотной платформой поворачиваются относительно шарнира В в продольной вертикальной плоскости ВС до установки опорной пластины на поверхность грунта. Для надежного ее сцепления с грунтом в условиях действия значительных горизонтальных и вертикальных опорных реакций со стороны концевой опоры используются анкерные устройства 13.



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C, D, N – шарнир; *E, F* – узел крепления

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тяговый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;
7 – удерживающий канат; *8* – канатная лебедка; *9* – вспомогательный гидроцилиндр,
11 – поворотная платформа *12* – опорная пластина; *13* – анкерные устройства

Рисунок 4.15 – Общий вид МТПКК с выносным расположением и канатной фиксацией концевой опоры одноветвевым канатом (модификации Вк11-4/Х и Вк21-4/Х)

После раскрытия замкового соединения между концевой опорой и поворотной платформой опора получает возможность поворота в продольной вертикальной плоскости относительно опорной пластины. На втором этапе установки концевой опоры в рабочее положение продолжается выдвижение штока подъемного гидроцилиндра. В результате концевая опора поворачивается относительно шарнира *D* до тех пор, пока не займет требуемое рабочее положение.

Преимущества выносного расположения концевой опоры обусловлены возможностью использования подъемного гидроцилиндра меньшего типоразмера, а насосной установки гидросистемы меньшей мощности по сравнению с вариантами центрального и концевого расположения (пункт 4.3.1). Как показано в разделе 5, это объясняется следующими основными причинами:

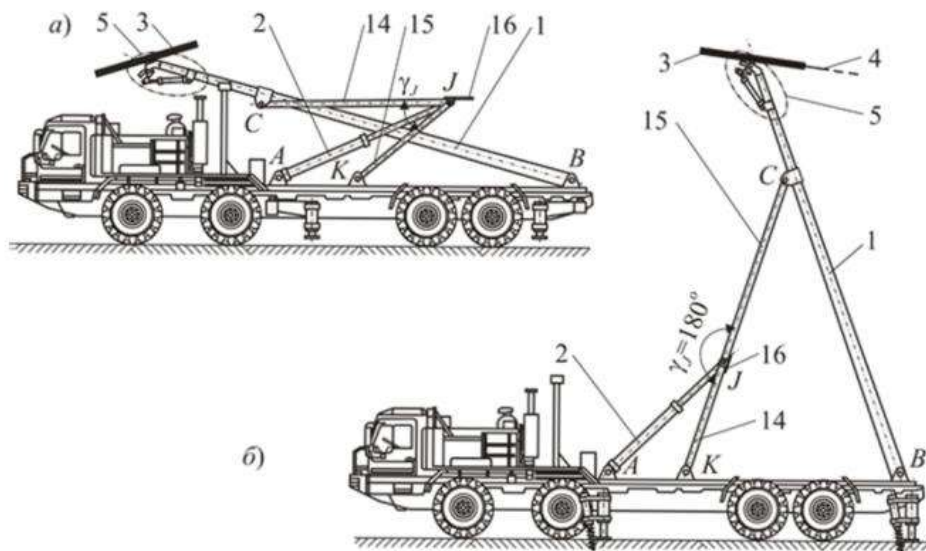
1) при одинаковых исходных параметрах плечо действия удерживающего усилия на штоке подъемного гидроцилиндра оказывается больше, что позволяет создать необходимую величину момента против опрокидывания концевой опоры под действием эксплуатационной нагрузки с помощью меньшего усилия на штоке;

2) угол между продольными осями штока подъемного гидроцилиндра и концевой опоры оказывается больше (т.е. в большей степени приближается к «идеальному» значению в 90°), что также позволяет создать необходимую величину момента против опрокидывания концевой опоры под действием эксплуатационной нагрузки с помощью меньшего усилия на штоке.

4.3.3 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перезрузочных канатных комплексов при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги и ее штанговой фиксации в рабочем положении

Общий вид МТПКК, в конструкции которых для установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры используется складывающаяся шарнирно-сочлененная штанга, показан на рисунках 4.16, 4.17 и 4.18. Конструкция защищена патентом РФ [109]. Она может быть использована при концевом (модификации Ку1-Х/Х и Ку2-Х/Х) или выносном (модификации Ву1-Х/Х, Ву2-Х/Х) расположении концевой опоры.

Применение шарнирно-сочлененной складывающейся штанги позволяет снизить массо-габаритные характеристики подъемного гидроцилиндра вследствие значительного уменьшения длины и хода штока, а также освободить его от излишней функции по удержанию концевой опоры в требуемом рабочем положении.



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C, J, K – шарнир

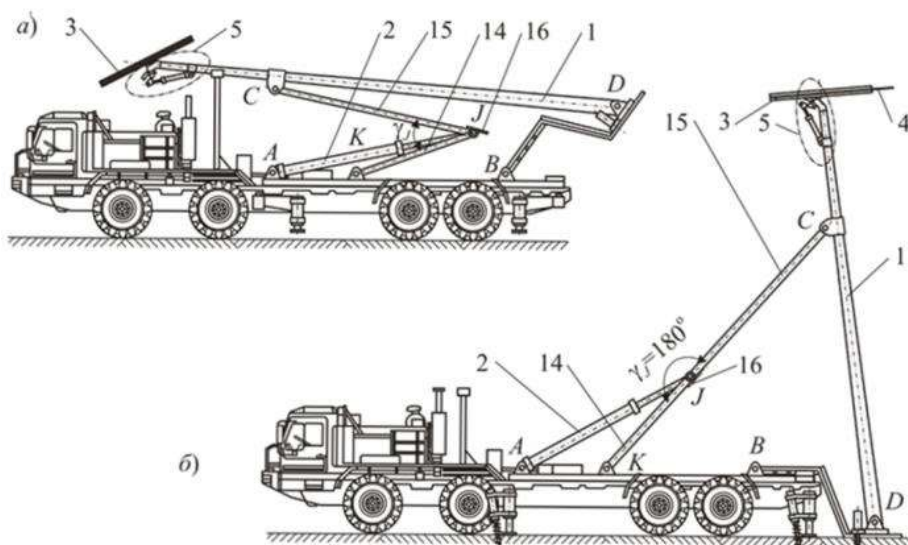
1 – конечная опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тяговый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;

14 – нижняя часть складывающейся штанги; *15* – верхняя часть складывающейся штанги;

16 – стопорная пластина

Рисунок 4.16 – Общий вид МТПКК при конечном расположении и штанговой фиксации конечной опоры (модификации Ку1-4/Х и Ку2-4/Х)



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C, D, J, K – шарнир

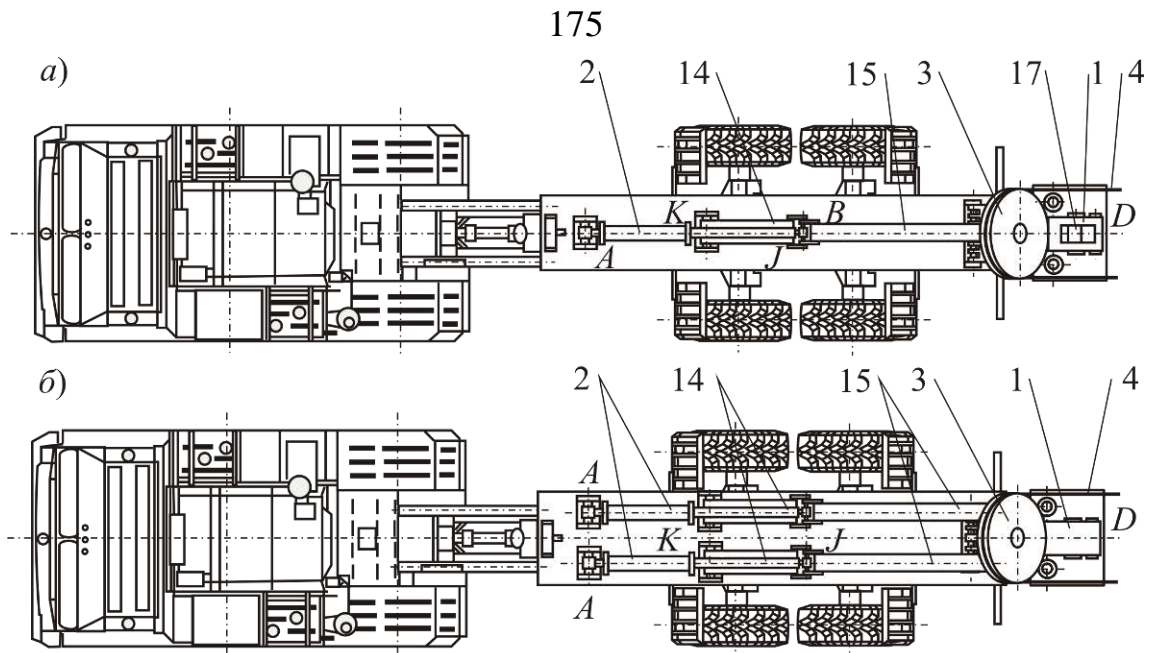
1 – конечная опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тяговый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;

14 – нижняя часть складывающейся штанги; *15* – верхняя часть складывающейся штанги;

16 – стопорная пластина

Рисунок 4.17 – Общий вид МТПКК при выносном расположении и штанговой фиксации конечной опоры (модификации Ву11-4/Х и Ву21-4/Х)



a – модификация Ву1-4/Х; *б* – модификация Ву2-4/Х

A, B, D, J, K – шарнир

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тяговый канат; *14* – нижняя часть складывающейся штанги;
15 – верхняя часть складывающейся штанги

Рисунок 4.18 – Общий вид МТПКК с выносным расположением и штанговой фиксацией концевой опоры в рабочем положении

Технико-экономический результат от использования данной конструкции механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении подтверждается анализом, результаты которого представлены в пункте 5.3.2.

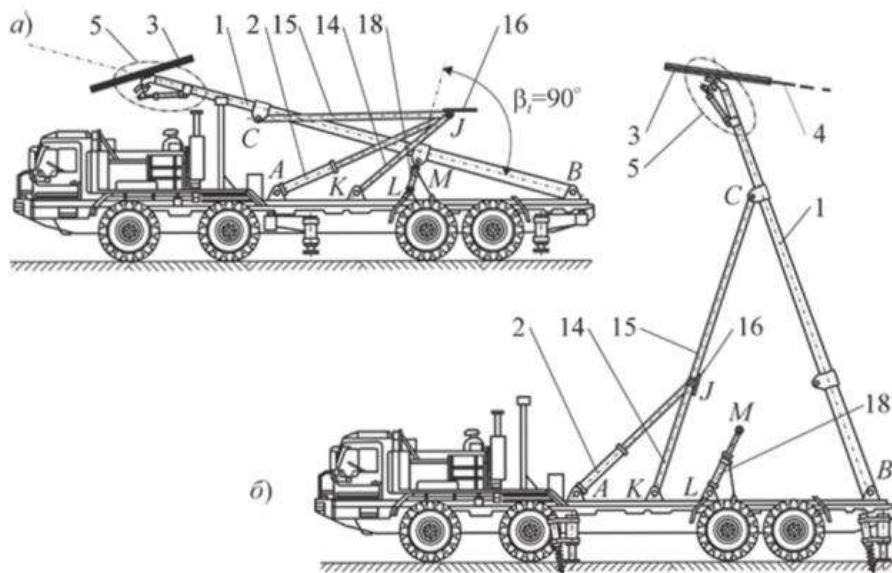
Складывающаяся штанга состоит из двух соединенных цилиндрическим шарниром *J* частей – нижней *14* и верхней *15*, которые имеют возможность относительного поворота в вертикальной плоскости. Нижняя часть *14* посредством шарнира *K*, расположенного между шарнирами *A* и *B*, крепится к надрамной конструкции, а верхняя часть *15* посредством шарнира *C* – концевой опоре *1*. Корпус подъемного гидроцилиндра *2* посредством шарнира *A* крепится к надрамной конструкции, а его шток соединен с шарниром *J*.

Перевод концевой опоры в рабочее положение производится подъемным гидроцилиндром *2* путем втягивания штока во внутрь корпуса. При этом цилиндрический шарнир *J* совершает сложное плоско-параллельное движение в продольной вертикальной плоскости по направлению к кабине БС – поступательное вдоль продольной оси подъемного гидроцилиндра и поворотное относительно оси шарнира *J*.

Происходит увеличение угла γ_J (рисунки 4.16, 4.17) скрещивания продольных осей нижней 14 и верхней 15 частей складывающейся штанги. Нижняя часть 14 воздействует на верхнюю часть 15, заставляя ее перемещаться вверх, одновременно поворачиваясь относительно оси шарнира J в продольной вертикальной плоскости в противоположную сторону от кабины БС. В свою очередь, верхняя часть 15 складывающейся штанги воздействует на концевую опору 15, заставляя ее поворачиваться в продольной вертикальной плоскости относительно шарнира B и, таким образом, подниматься в требуемое рабочее положение (рисунки 4.16, б и 4.17, б). Рабочее положение концевой опоры достигается, когда продольные оси обеих частей складывающейся штанги совместятся (т.е. когда угол γ_J станет равным 180°). В этот момент перемещение штока подъемного гидроцилиндра 2 прекращается вследствие срабатывания концевого выключателя, установленного на стопорной пластине 16. При работе МКД всю эксплуатационную нагрузку воспринимает складывающаяся опора, работающая в условиях растяжения и обеспечивающая удержание концевой опоры в требуемом рабочем положении.

4.3.4 Конструкция и принцип работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги, вспомогательного и основного подъемных гидроцилиндров

Общий вид МТПКК, в конструкции которых для установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры используется складывающаяся шарнирно-сочлененная штанга, вспомогательный и основной подъемные гидроцилиндры, показан на рисунках 4.19, 4.20 и 4.21. Конструкция защищена патентом РФ [110]. Она может быть использована при концевом (модификации Ку1-Х/Х и Ку2-Х/Х) или выносном (модификации Ву1-Х/Х, Ву2-Х/Х) расположении концевой опоры.



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C, J, K, L, M – шарнир

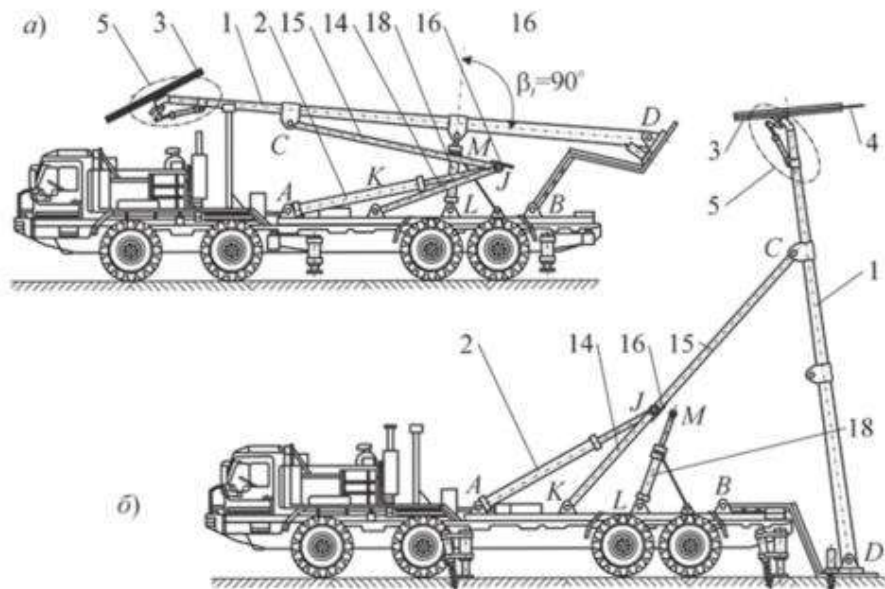
1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тягловый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;

14 – нижняя часть складывающейся штанги; *15* – верхняя часть складывающейся штанги;

16 – стопорная пластина; *18* – вспомогательный гидроцилиндр

Рисунок 4.19 – Общий вид МТПКК с концевым расположением и штанговой фиксации концевой опоры и вспомогательным гидроцилиндром (модификации Ко1-4/Х, Ко2-4/Х и Ко3-4/Х)



a – транспортное положение; *б* – рабочее положение

A, B, C, D, J, K, L, M – шарнир

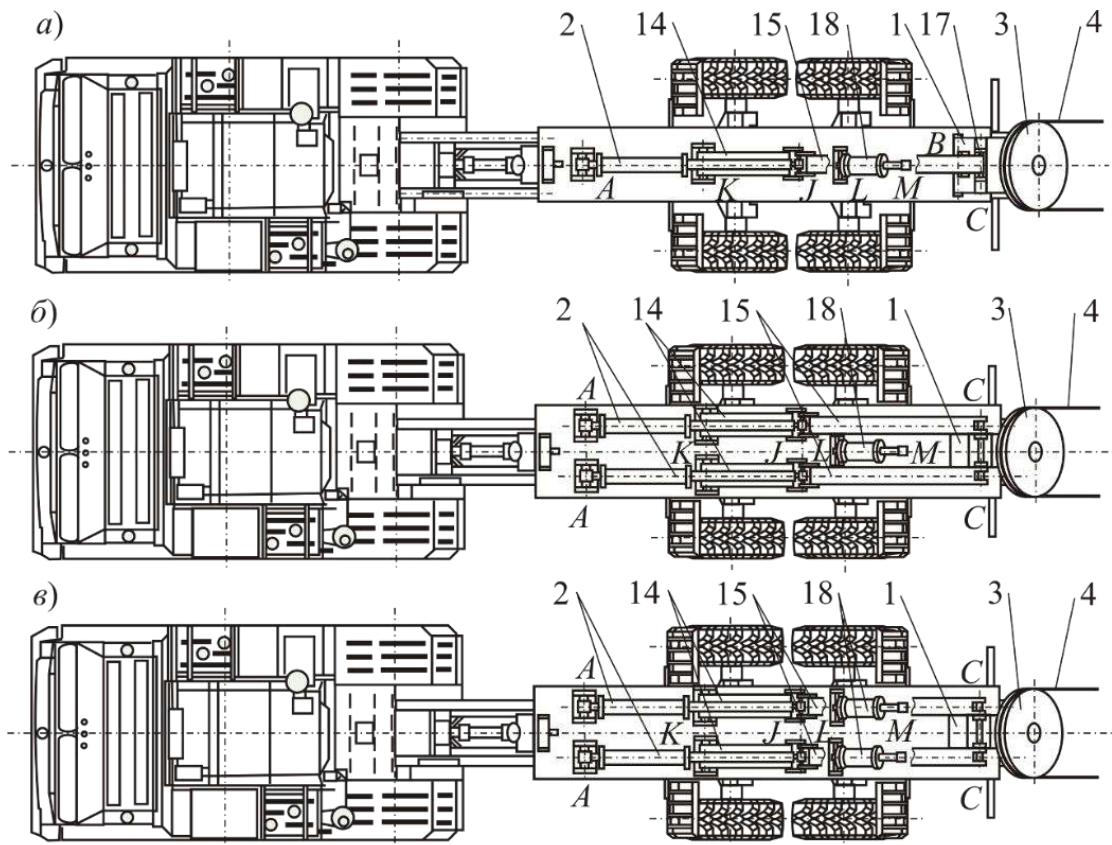
1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;

4 – несущее-тягловый канат; *5* – механизм пространственной ориентации канатного шкива;

14 – нижняя часть складывающейся штанги; *15* – верхняя часть складывающейся штанги;

16 – стопорная пластина; *18* – вспомогательный гидроцилиндр

Рисунок 4.20 – Общий вид МТПКК с выносным расположением и штанговой фиксации концевой опоры и вспомогательным гидроцилиндром (модификации Во1-4/Х, Во2-4/Х и Во3-4/Х)



a – модификация Ко1-4/Х; *б* – модификация Ко2-4/Х; *в* – модификация Ко3-4/Х
A, B, C, J, K, L, M – шарнир

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
4 – несущее-тяговый канат; *14* – нижняя часть складывающейся штанги; *15* – верхняя часть
 складывающейся штанги; *17* – рама; *18* – вспомогательный гидроцилиндр

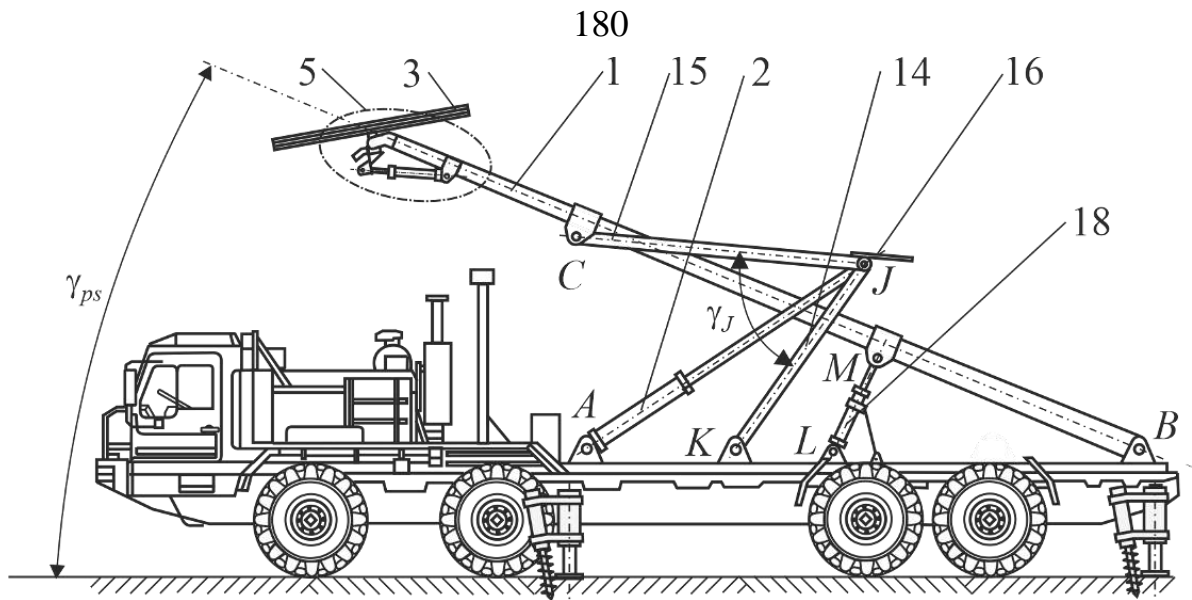
**Рисунок 4.21 – Общий вид МТПКК с концевым расположением и штанговой фиксацией
 концевой опоры и вспомогательным гидроцилиндром в рабочем положении**

Рассмотренная в пункте 4.3.3 конструкция штангового механизма установки концевой опоры в рабочее положение имеет определенный функциональный недостаток: в начальный момент подъема опоры из исходного транспортного положения подъемному гидроцилиндру необходимо развивать достаточно большое тяговое усилие. Это связано с тем, что действующая на концевую опору подъемная сила, передаваемая от гидроцилиндра с помощью верхней части складывающейся штанги, расположена под весьма острым углом к продольной оси опоры. Поэтому создаваемое гидроцилиндром тяговое усилие может на порядок превышать подъемную силу, необходимую для обеспечения подъема концевой опоры. При дальнейшем подъеме необходимое тяговое усилие быстро снижается. Тем не менее, проектные расчеты массо-габаритных характеристик и мощности гидросистемы,

прочностные и динамические расчеты несущей металлоконструкции БС выполняются, исходя из максимальной нагрузки, возникающей в процессе установки опоры в рабочее положение.

С целью исключения этого недостатка в конструкцию МТПКК дополнительно включен вспомогательный гидроцилиндр 18 предварительного подъема концевой опоры, корпус которого посредством цилиндрического шарнира L закреплен на надрамной конструкции, а конец штока посредством разъемного цилиндрического шарнира M – на концевой опоре 1. В транспортном положении продольные оси концевой опоры 1 и вспомогательного гидроцилиндра 18 должны быть перпендикулярны, т.е. угол $\beta_t = 90^\circ$ (рисунки 4.19, а и 4.20, а), что позволяет получить максимальный эффект от использования вспомогательного гидроцилиндра. Чтобы это обеспечить, необходимо соблюсти следующее условие: расстояние l_{BM} между центрами шарниров B и M и расстояние l_{BL} между центрами шарниров B и L должны быть связаны соотношением $l_{BM} \approx l_{BL} \cos \gamma_{ts}$.

Перевод концевой опоры в рабочее положение выполняется в два этапа. Во время первого этапа (предварительного подъема) выполняется подъем концевой опоры из исходного транспортного положения (рисунок 2.19, а) в промежуточное положение (рисунок 4.22) посредством выдвижения штока вспомогательного гидроцилиндра 18 при отключенном основном подъемном гидроцилиндре 2. Работа вспомогательного гидроцилиндра 18 заканчивается при достижении угла предварительного наклона γ_{ps} (рисунок 2.16) концевой опоры. В транспортном положении в пространстве под концевой опорой 1 можно разместить вспомогательный подъемный гидроцилиндр 18 ограниченной длины, вследствие чего угол предварительного наклона составляет $\gamma_{ps} \sim (1...2)\gamma_{ts}$, т.е. оказывается значительно меньше требуемого для установки концевой опоры в рабочее положение угла γ_w . Поэтому во время второго этапа (окончательного подъема) в интервале углов наклона концевой опоры $\gamma_{ps} \leq \gamma_t \leq \gamma_w$ работает основной подъемный гидроцилиндр. Описание его работы соответствует приведенному в пункте 4.3.3.



A, B, C, K, L, M – шарнир

1 – концевая опора; *2* – шток подъемного гидроцилиндра; *3* – канатный шкив;
5 – механизм пространственной ориентации канатного шкива; *14* – нижняя часть складывающейся штанги; *15* – верхняя часть складывающейся штанги; *16* – стопорная пластина;
18 – шток вспомогательного гидроцилиндра

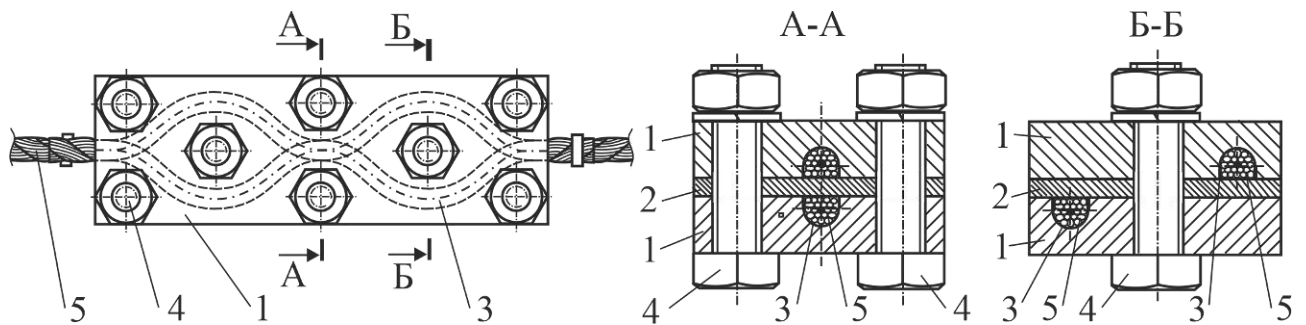
Рисунок 4.22 – Промежуточное положение концевой опоры МТПКК

Технико-экономический результат от использования данной конструкции механизма установки концевой опоры в рабочем положении подтверждается анализом, результаты которого представлены в пункте 5.4.4.

4.4 Быстроразъемное устройство для соединения канатов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов маятникового типа

Конструкция быстроразъемного устройства для соединения канатов МТПКК маятникового типа (рисунок 4.23) защищена патентом РФ [106]. Устройство позволяет создать надежное быстроразъемное высоконагруженное соединение концов НТК, обеспечивающего получение разрывного усилия на уровне паспортного разрывного усилия самих соединяемых канатов и исключающего повреждение металлических прядей и нарушение целостности органического сердечника. Требование высокой нагрузочной способности соединения НТК обусловлено тем, что как показано в подразделе 3.3, при эксплуатации в канатах могут действовать высокие осевые растягивающие нагрузки.

Быстроразъемное устройство состоит из двух пластин 1, образующих его разъемный корпус и соединенных системой стяжных болтов 4. По внутренней поверхности каждой пластины 1 по ее длине выполнено по одной канавке 3 плавной зигзагообразной формы, в которую укладывается один из соединяемых концов НТК. Ее ширина и радиус закругления поперечного сечения равны радиусу соединяемого каната, а глубина равна $(0,7...0,8) d_k$.



1 – пластина; 2 – нажимная пластина; 3 – канавка; 4 – стяжной болт; 5 – канат

Рисунок 4.23 – Конструкция быстроразъемного устройства для соединения концов канатов МКД маятникового типа

Это гарантированно обеспечивается поперечное деформирование соединяемых канатов на величину $(0,2...0,3) d_k$ и, таким образом, достигается получение высокой удерживающей осевой силы F при отсутствии необратимого повреждения прядей и наружных проволок НТК и разрыва органического сердечника. Между половинами корпуса размещена нажимная пластина 2. При затяжке происходит поперечная деформация участка соединяемых концов НТК в пределах длины канавки, т.е. на значительном протяжении до $(30...50) d_k$. Поперечное сечение канатов сплющивается, их пряди приобретают овальную форму и более плотно заполняют свободные промежутки внутри поперечного сечения. Органический сердечник также деформируется, однако вследствие всестороннего равномерного обжатия он сохраняет свою целостность.

Так как стальной канат обладает поперечной жесткостью, то его поперечная деформация при сборке устройства приводит к возникновению давления между телом каната и поверхностями канавки и нажимной пластины. Эпюра давления в произвольном сечении канавки показана на рисунке 4.24. На участке поверхности ad

действует давление p_1 , на участках ab и cd – давление p_2 , на участке bc – давление p_3 . Исходя из нелинейной зависимости силы сопротивления $c(x)$ при поперечном сдавливании каната на величину x [214], которая для данного устройства составляет $x = (0,2\dots 0,3) d_k$, величины давлений определяются зависимостями:

$$p_1 = c(x) / d_k; \quad p_2 = \mu c(x) / d_k; \quad p_3 = c(x)[\mu + (1 - \mu) \sin \alpha] / d_k,$$

где μ – коэффициент Пуассона каната; α – угол на рисунке 4.24.

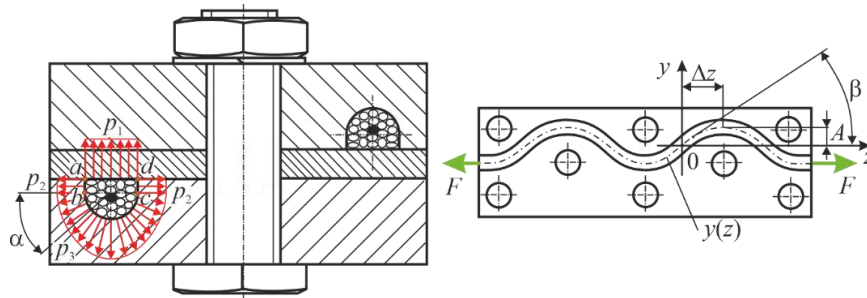


Рисунок 4.24 – Расчетная схема образования соединения канатов

Возникающие давления приводят к появлению сил трения, которые противодействуют смещению концов канатов под действием осевой растягивающей эксплуатационной нагрузки T_k . Создаваемая при этом удерживающая осевая сила F , определяющая нагрузочную способность соединения, составляет [155]:

$$F = 2\gamma c(x)n \int_0^{\Delta z} \cos \beta dz = 2\gamma c(x) \{1 + 2(0,2\dots 0,3)\mu + 2\pi[(\mu + 1)\pi / 2 + 1]\} n \int_0^{\Delta z} \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2}} dz,$$

где γ – коэффициент трения стального каната по стали; β – угол наклона касательной к осевой линии канавки в произвольной точке в пределах длины Δz (рисунок 4.24); n – число отрезков длиной Δz в пределах длины корпуса; $y(z)$ – математическая зависимость, определяющая геометрическую форму осевой линии канавки в пределах длины Δz (в частности, для канавки в форме синусоиды

$$y(0 \leq z \leq \Delta z) = A \sin\left(\frac{\pi}{2\Delta z} z\right),$$

где A – амплитуда осевой линии канавки (рисунок 4.24).

Устройство обеспечивает работоспособное соединение концов НТК, если удерживающая сила F удовлетворяет соотношению:

$$F \geq T_{k,if}.$$

Таким образом, нагрузочная способность определяется следующими параметрами: коэффициентом трения стального каната по стали γ ; количественными характеристиками зависимости силы сопротивления при поперечном сдавливании каната $c(x)$; величиной сдавливания каната x ; коэффициентом Пуассона каната μ ; числом отрезков осевой линии канавки n ; амплитудой осевой линии канавки A ; длиной отрезков осевой линии канавки Δz . Увеличение параметров γ , $c(x)$, x , μ и n безусловно обеспечивает повышение силы F . Параметры A и Δz обеспечивают повышение силы F , если их изменение синхронизировано таким образом, чтобы увеличивался угол наклона касательной к осевой линии канавки β в точке $z = 0$:

$$\beta_{z=0} = \arctg(0,5\pi A / \Delta z).$$

Количественную оценку влияния сочетания геометрических параметров A и Δz на нагрузочную способность соединительного устройства дает анализ относительного значения удерживающей осевой силы F_{om} , нормированного для принятых значений $A = 0$ и $\Delta z = 0,1$ м:

$$F_{om}(A, \Delta z) = F(A, \Delta z) / F(A = 0, \Delta z = 0,1).$$

Функция $F_{om}(A, \Delta z)$ показана на рисунке 4.25.

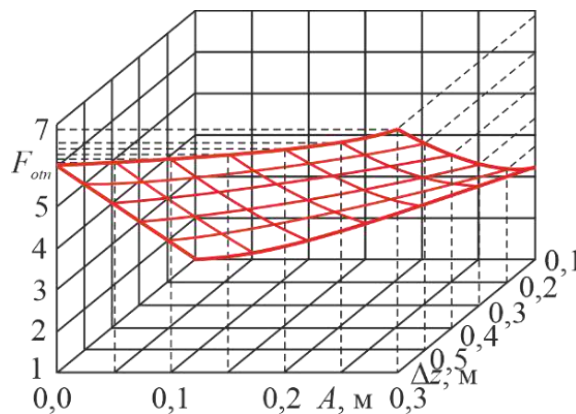


Рисунок 4.25 – Влияние сочетания параметров синусоидальной канавки на относительное значение удерживающей осевой силы

При укладке НТК в канавку синусоидальной формы минимальный радиус кривизны каната будет составлять:

$$R_{\min} = \frac{4(\Delta z)^2}{\pi^2 A}.$$

Тогда отношение параметров A и Δz канавки следует выбирать согласно условию:

$$(A / \Delta z) \leq \frac{4\Delta z}{\pi^2 [\rho_r]}.$$

За счет рационального задания сочетания можно повысить нагрузочную способность устройства в пределах от 5 до 10 раз. С целью снижения массо-габаритных характеристик устройства в первую очередь необходимо рассматривать увеличение амплитуды A при неизменной длине отрезка Δz . Следует учитывать минимально допустимый радиус кривизны осевой линии стального каната $[\rho_r]$, исходя из его прочности на изгиб [38, 214].

4.5 Выводы по разделу 4

1. Самоходные колесные шасси высокой грузоподъемности и проходимости, выпускаемые автомобильной промышленностью России и Беларуси, по своим тактико-техническим характеристикам (в первую очередь, по своим габаритным размерам и грузоподъемности) вполне пригодны для размещения на них основного технологического оборудования МТПКК.

2. Перспективными вариантами конструктивного исполнения МТПКК для формирования однопролетных одноканатных МКД маятникового типа являются варианты с центральным, концевым и выносным расположением концевой опоры во время эксплуатации канатной дороги, с гидравлическим, канатным, канатно-гидравлическим и штанговым типами фиксации концевой опоры в рабочем положении, с установкой концевой опоры непосредственно подъемным гидроцилиндром, с помощью складывающейся штанги и двухэтапным подъемом.

3. Конструкция и принцип действия ключевых узлов, механизмов и систем, входящих в структуру основного технологического оборудования МТПКК, во многом, за исключением отдельных специфических особенностей, сходны для всех разработанных вариантов конструктивного исполнения МТПКК, что позволяет применять модульный принцип проектирования и моделирования, а также на всех

стадиях жизненного цикла обеспечивать глубокую унификацию проектных решений, технологических и эксплуатационных процессов.

4. Предложенные конструктивные варианты МТПКК обладают взаимодополняющими как технико-экономическим достоинствами, так и ограничениями. Поэтому обоснованное использование различных перспективных вариантов конструктивного исполнения МТПКК позволяет, применяя общие конструкторские подходы к проектированию основного технологического оборудования МТПКК, создавать значительное число конструктивных модификаций МТПКК для наиболее всестороннего и максимального учета конкретных требований заказчика, ожидаемых условий и режимов работы, формируемых ими МКД.

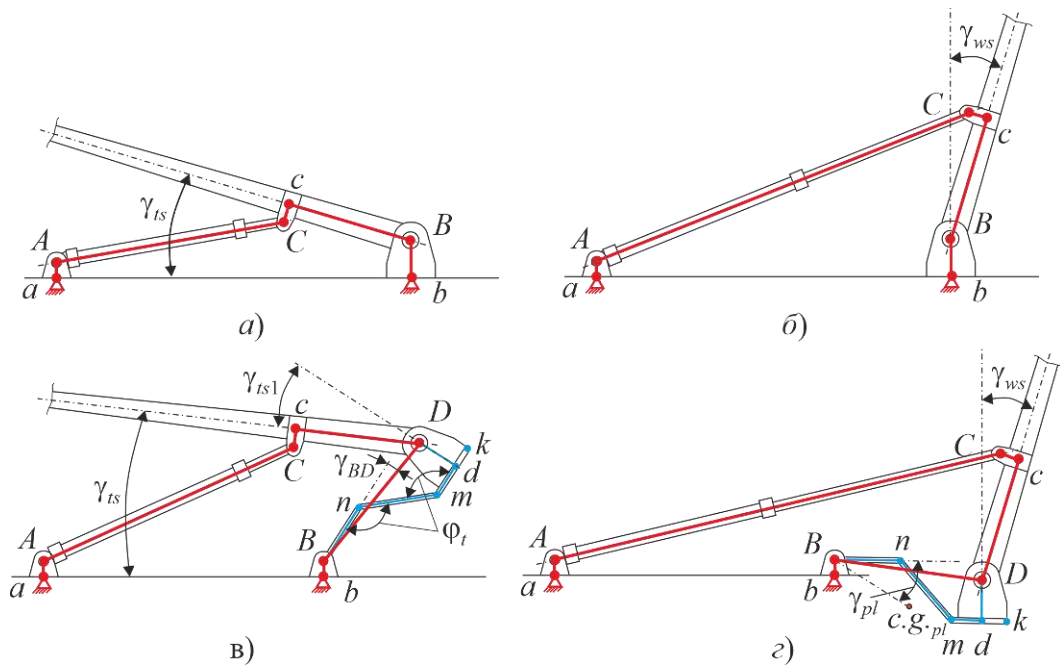
5 КОМПОНОВКА ОСНОВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

При проектировании и расчете конструктивных параметров компоновки ОТО на базовом шасси МТПКК решается задача размещения и сопряжения основных узлов и элементов механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении – самой концевой опоры, приводного гидроцилиндра, внешнего тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания и дополнительно в зависимости от конструктивного исполнения МТПКК – лебедки и элементов крепления удерживающего каната (при канатной и канатно-гидравлической фиксации опоры) или складывающейся штанги (при штанговой фиксации опоры) или складывающейся штанги и вспомогательного подъемного гидроцилиндра (при двухэтапном подъеме опоры).

В разделе 5 представлены математические модели и расчетные методы, позволяющие выполнить компоновку механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении разработанных в разделе 4 конструкций МТПКК. Указанные модели и методы более подробно рассмотрены в публикациях [46, 47, 57, 74, 76] и реализованы в зарегистрированных в Роспатенте России программах для ЭВМ [34-36].

5.1 Основные характеристики кинематических схем механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении

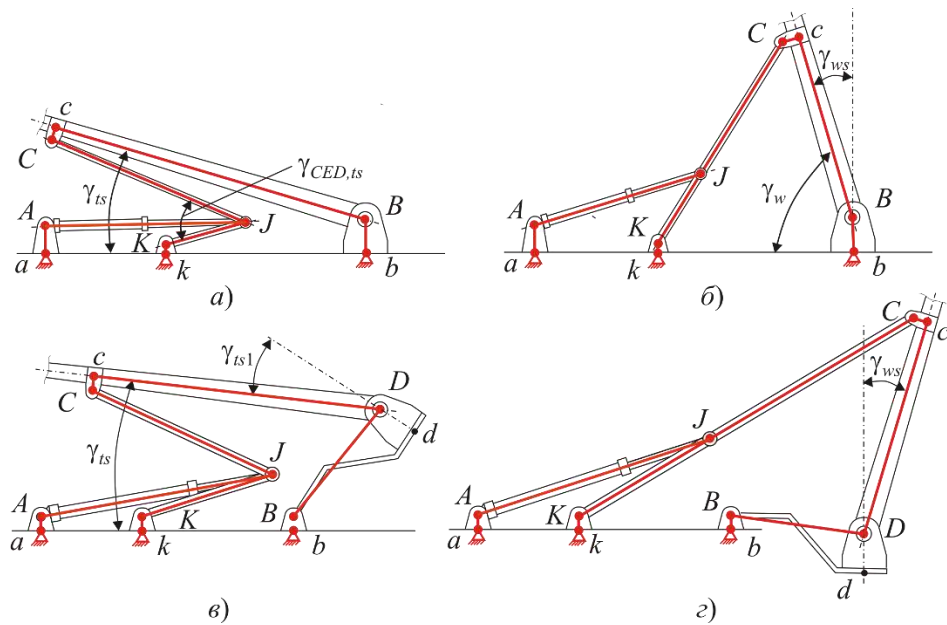
Исполнительным конструктивным элементом механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении является приводной гидроцилиндр, включенный в общую гидросистему МТПКК. Вид кинематических схем механизма установки и фиксации концевой опоры в транспортном (исходном) и предельном рабочем (конечном) положениях концевой опоры приведены на рисунках 5.1 и 5.2.



a, б – варианты С и К; *в, г* – вариант В

a, в – транспортное положение; *б, г* – предельное рабочее положение

Рисунок 5.1 – Кинематические схемы механизма установки и фиксации концевой опоры



a, б – варианты С и К; *в, г* – вариант В

a, в – транспортное положение; *б, г* – предельное рабочее положение

Рисунок 5.2 – Кинематические схемы механизма установки и фиксации концевой опоры со складывающейся штангой

Ориентация продольной оси концевой опоры характеризуется следующими исходными параметрами, задаваемыми перед проведением геометрического и силового расчета компоновки ОТО на базовом колесном шасси: углом наклона к плоскости несущей рамы БС в транспортном положении γ_{ts} ; углом отклонения от

перпендикуляра к плоскости несущей поверхности платформы γ_{ts1} ; углом наклона к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении γ_{ws} (для вариантов со складывающейся штангой предельное рабочее положение является единственным, т.е. $\gamma_w = \pi / 2 + \gamma_{ws}$); расстояниями между характерными точками i и j кинематической схемы l_{ij} ; углом между центрами шарниров B и D и расстояния между ними:

$$\gamma_{BD} = \arcsin[(l_{Dd} - l_{mn} \sin \varphi_t) / l_{BD}];$$

$$l_{BD} = [(l_{Bn} + l_{dm} - l_{mn} \cos \varphi_t)^2 + (l_{Dd} - l_{mn} \sin \varphi_t)^2]^{0,5}; \quad (5.1)$$

углом относительного расположения центра тяжести платформы $c.g._{pl}$ и шарнира B и расстояния между ними:

$$\gamma_{pl} = -\arctg \left\{ (0,5G_{mn} + G_{km} + G_{an})(h_{lb} + h_{of} + l_{Bb}) \times \right.$$

$$\times [0,5l_{Bn}G_{Bn} + (l_{Bn} - 0,5l_{mn} \cos \varphi_t)G_{mn} + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{dm})G_{km} + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{mo})G_{an}]^{-1} \left. \right\};$$

$$l_{pl} = (G_{Bn} + G_{mn} + G_{km} + G_{an})^{-1} \left\{ (0,5G_{mn} + G_{km} + G_{an})^2 (h_{lb} + h_{of} + l_{Bb})^2 + \right.$$

$$+ [0,5l_{Bn}G_{Bn} + (l_{Bn} - 0,5l_{mn} \cos \varphi_t)G_{mn} + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{dm})G_{km} +$$

$$\left. + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{mo})G_{an}]^2 \right\}^{0,5}, \quad (5.2)$$

где φ_t – угол изгиба платформы; G_{Bn} , G_{mn} – вес участков Bn и mn платформы; G_{km} – общий вес участка km платформы и узла крепления концевой опоры; G_{an} – вес анкерных устройств, расположенных на платформе; l_{mo} – расстояние от точки m до места расположения анкерных устройств на участке km платформы.

При задании размера l_{cD} (вариант В) необходимо исключить возможность контактирования корпуса приводного гидроцилиндра с надрамной конструкцией, что обеспечивается при выполнении следующего условия:

$$l_{cD} \geq l_{cD}^{\min} = \max \left\{ \begin{array}{l} (h_{lb} + h_{of} + l_{Aa} - l_{Dd}) / \cos \gamma_{ws} \\ (h_{lb} + h_{of} + l_{Aa} - l_{Dd}) / \cos \gamma_{ts1} \end{array} \right. \quad (5.3)$$

Для исключения контактирования сопрягаемых частей складывающейся штанги с концевой опорой и надрамной конструкцией при задании длин l_{CJ} и l_{JK} должно выполняться условие:

$$\gamma_{CED,ts} > [\gamma_{CED}]_{\min}, \quad (5.4)$$

где $[\gamma_{CED}]_{\min}$ – угол, минимально допустимый по условию расположения сопрягаемых частей складывающейся штанги в пространстве под концевой опорой.

5.2 Предварительная компоновка основного технологического оборудования на базовом шасси с учетом габаритных ограничений транспортного положения

Расчетные схемы, используемые при проведении геометрического расчета компоновки ОТО в транспортном положении для рассматриваемых вариантов конструктивного исполнения МТПКК, приведены на рисунках 5.1, а, в и 5.2, а, в.

При компоновке ОТО на базовом колесном шасси необходимо обеспечить нормативный габарит приближения по высоте для безопасного проезда МТПКК под мостовыми сооружениями и путепроводами при его движении по автомобильным дорогам общего пользования. Он обеспечивается при выполнении условия

$$H_{mc} \leq [H], \quad (5.5)$$

где H_{mc} – вертикальная координата наиболее высокой точки ОТО в транспортном положении (вертикальный габарит); $[H] = 4$ м – нормативный габарит приближения по высоте с учетом требуемых зазоров, регламентируемый [18].

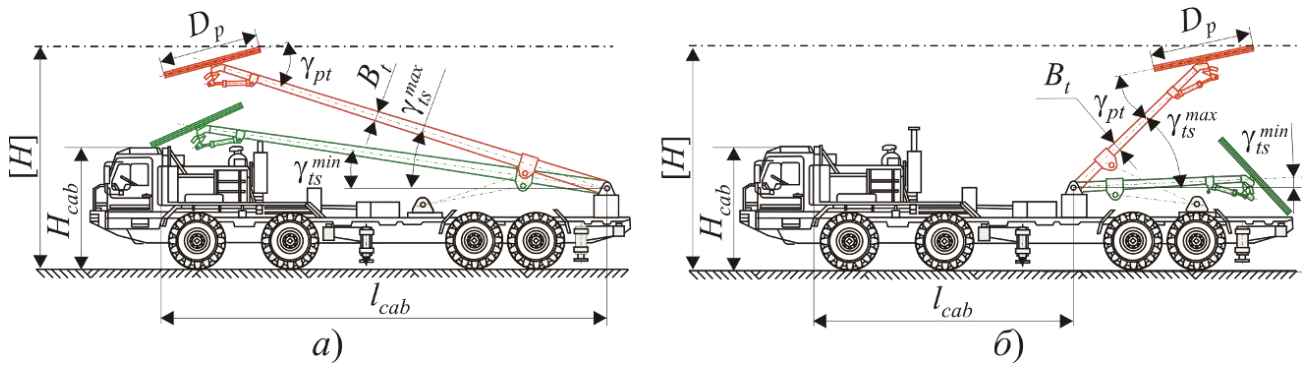
5.2.1 Предварительная компоновка основного технологического оборудования при центральном и концевом расположении концевой опоры и ее установке в рабочее положение подъемным гидроцилиндром

Расчетные схемы для вариантов К и С конструктивного исполнения МТПКК приведены на рисунке 5.3. Для этих вариантов наиболее высокая точка ОТО определяется возвышением канатного шкива на оголовке концевой опоры.

Вертикальная координата наиболее высокой точки ОТО находится как

$$H_{mc} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + l_t \sin \gamma_{ts} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}), \quad (5.6)$$

где γ_{pt} – угол наклона шкива к продольной оси концевой опоры в транспортном положении; γ_{ts} – угол наклона концевой опоры в транспортном положении.



а – вариант К; б – вариант С

Рисунок 5.3 – Расчетные схемы предварительной компоновки ОТО

Максимально возможный угол наклона концевой опоры в транспортном положении γ_{ts}^{\max} , удовлетворяющий условию (5.5), определяется решением нелинейного алгебраического уравнения вида:

$$l_t \sin \gamma_{ts}^{\max} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\max}) + h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} - [H] = 0. \quad (5.7)$$

При малых углах γ_{ts} для варианта К существует опасность того, что концевая опора не сможет быть размещена из-за высотного габарита кабины водителя H_{cab} . Минимально возможный угол наклона концевой опоры в транспортном положении γ_{ts}^{\min} определяется решением нелинейного алгебраического уравнения:

$$l_{cab} \sin \gamma_{ts}^{\min} - 0,5B_t / \cos \gamma_{ts}^{\min} + h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} - H_{cab} = 0, \quad (5.8)$$

где l_{cab} – расстояние между задней стенкой кабины водителя и шарниром B крепления концевой опоры; B_t – высота поперечного сечения концевой опоры.

Для варианта С при малых углах γ_{ts} существует опасность того, что канатный шкив окажется чрезмерно опущен относительно несущей рамы БС. Минимально возможный угол наклона концевой опоры в транспортном положении γ_{ts}^{\min} определяется решением нелинейного алгебраического уравнения:

$$H_t \sin \gamma_{ts}^{\min} - 0,5D_p \sin(\gamma_{ts}^{\min} + \gamma_{pt}) + l_{Bb} = 0. \quad (5.9)$$

Угол наклона концевой опоры γ_{ts} , допустимый по условиям компоновки ОТО в транспортном положении, следует выбирать из интервала $\gamma_{ts}^{\min} \leq \gamma_{ts} \leq \gamma_{ts}^{\max}$, граничные значения которого определяются согласно зависимостям (5.7) – (5.9). Очевидно, что минимальному углу наклона γ_{ts}^{\min} соответствует минимально возможный вертикальный габарит МТПКК в транспортном положении:

$$H_{mc}^{\min} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + l_t \sin \gamma_{ts}^{\min} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\min}). \quad (5.10)$$

Расчеты показывают, что для варианта К диапазон допустимых углов наклона концевой опоры в транспортном положении $\Delta\gamma_{ts} = \gamma_{ts}^{\max} - \gamma_{ts}^{\min}$ весьма узок, составляя $\Delta\gamma_{ts} = 1...5^\circ$. Это существенно усложняет компоновку ОТО на несущей раме БС. Для варианта С диапазон допустимых углов очень широк, составляя $\Delta\gamma_{ts} = 18...25^\circ$. Это упрощает компоновку и позволяет добиться существенно малого вертикального габарита H_{mc}^{\min} , вплоть до ситуации, когда $H_{mc}^{\min} < H_{cab}$.

5.2.2 Предварительная компоновка основного технологического оборудования при выносном расположении концевой опоры и ее установке в рабочее положение подъемным гидроцилиндром

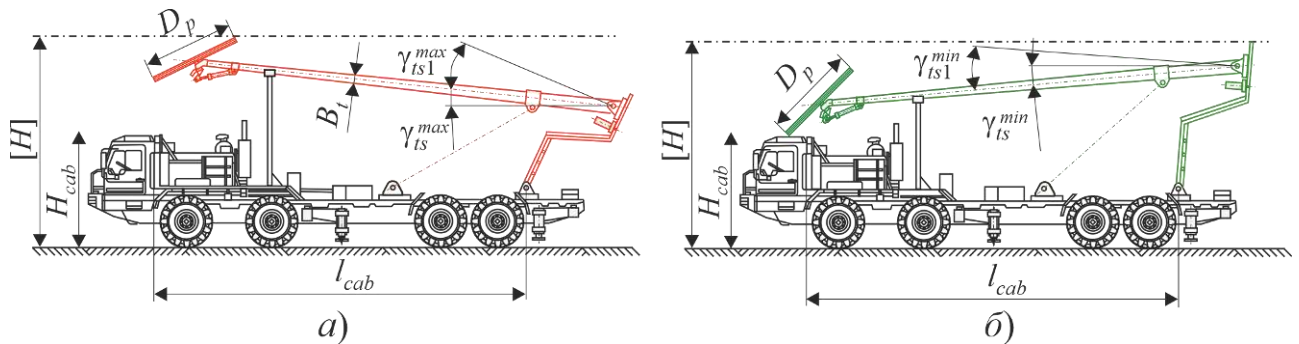
Расчетные схемы для варианта В конструктивного исполнения МТПКК приведены на рисунке 5.4. В зависимости от соотношения углов γ_{ts} и γ_{ts1} наиболее высокая точка ОТО определяется либо возвышением канатного шкива на оголовке концевой опоры, либо возвышением задней грани поворотной платформы крепления концевой опоры (точки k на рисунке 5.1, в, г).

Величина H_{mc} находится как максимальное значение вертикальных координат, соответствующих двум положениям наиболее высокой точки ОТО:

$$H_{mc} = \max \begin{cases} h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + H_t \sin \gamma_{ts} + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}); \\ h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + (l_{BD} + l_{km} - l_{dm}) \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{Dd} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1}). \end{cases} \quad (5.11)$$

где γ_{ts1} – угол отклонения концевой опоры в транспортном положении.

Граничные значения γ_{ts}^{\min} и γ_{ts}^{\max} угла наклона концевой опоры в транспортном положении γ_{ts} дополнительно зависят от принятого угла γ_{ts1} .



a – возвышение оголовка опоры; *б* – возвышение поворотной платформы
Рисунок 5.4 – Расчетные схемы предварительной компоновки ОТО

Наибольшее значение угла $\gamma_{ts1, \max}$ определяется расположением шарнира *B* на поворотной платформе и вычисляется решением нелинейного уравнения:

$$(l_{dm} - h_{lb} \cos \varphi_t) \cos \gamma_{ts1, \max} - 0,5B_t / \sin \gamma_{ts1, \max} + 0,5h_{lb} \sin 2\varphi_t + l_{Dd} = 0. \quad (5.12)$$

Таким образом, условие (5.5) принимает вид:

$$H_{mc}(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1}) \leq [H],$$

т.е. для варианта В геометрический расчет компоновки ОТО на базовом шасси в транспортном положении требует задания согласованного сочетания значений γ_{ts} и γ_{ts1} . При отрицательных и малых положительных значениях угла γ_{ts} возможна ситуация, когда концевая опора не сможет быть размещена из-за высотного габарита кабины водителя. Поэтому необходимо выполнение следующего ограничения:

$$H_{\min} \geq H_{cab}, \quad (5.13)$$

где $H_{\min} = h_{lb} + h_{of} + l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + H_t \sin \gamma_{ts} - 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts})$ – нижнее высотное положение канатного шкива на оголовке концевой опоры.

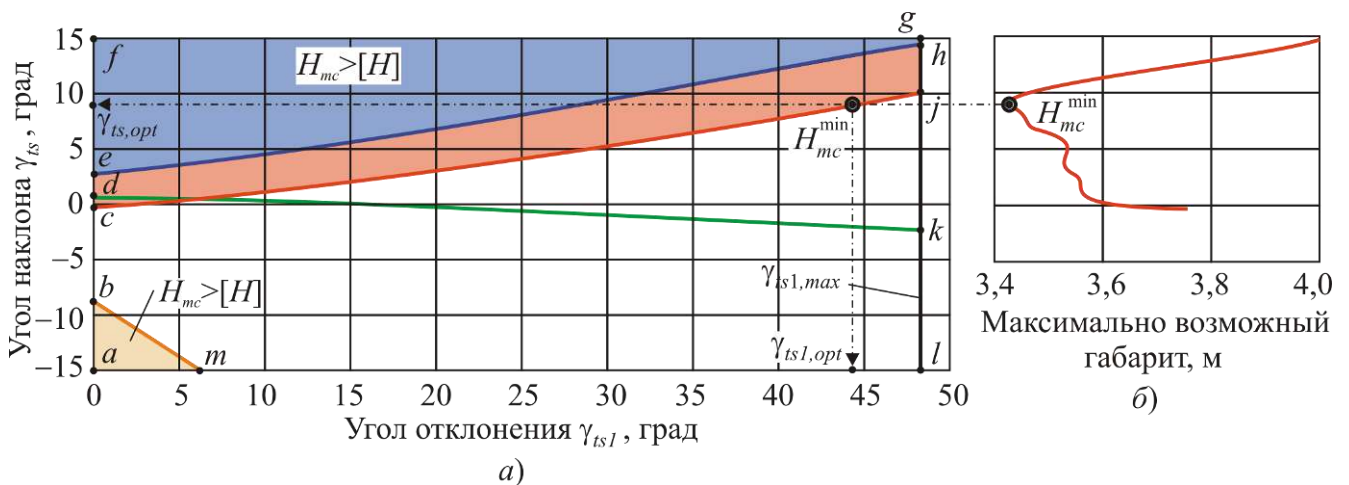
Представление о взаимном влиянии углов наклона γ_{ts} и отклонения γ_{ts1} концевой опоры в транспортном положении на вертикальный габарит МТПКК дает рисунок 5.5. В пределах области сочетания углов $(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$ наблюдаются несколько характерных зон:

зоны abm и $efgh$ – геометрические места точек сочетаний $(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$, которые не позволяют получить компоновку концевой опоры, удовлетворяющую условию (5.5) обеспечения нормативного значения вертикального габарита $[H]$;

зона $behlm$ – геометрические места точек сочетаний $(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$, которые позволяют получить компоновку концевой опоры, удовлетворяющую только условию (5.5) обеспечения нормативного значения вертикального габарита $[H]$;

зона $bcjlm$ – геометрические места точек сочетаний $(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$, которые позволяют получить компоновку концевой опоры, удовлетворяющую условию (5.5), но не удовлетворяющую условию (5.13) учета габарита кабины водителя H_{cab} ;

зона $cehj$ – геометрические места точек сочетаний $(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$, которые позволяют получить компоновку концевой опоры, удовлетворяющую как условию (5.5) обеспечения нормативного значения вертикального габарита $[H]$, так и условию (5.13) учета высотного габарита кабины водителя H_{cab} .



a – расположение характерных зон;

b – изменение вертикального габарита вдоль условия (5.8)

Рисунок 5.5 – Влиянии углов γ_{ts} и γ_{ts1} на вертикальный габарит МТПКК

Только выбор точки в пределах зоны $cehj$ позволяет получить работоспособную компоновку ОТО. В этой зоне каждой точке сочетания $(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$ соответствует свое значение вертикального габарита H_{mc} . Например, рисунок 5.5, б дает представление об изменении величины $H_{mc}(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$ вдоль линии cj . В пределах зоны $cehj$

имеется сочетание $(\gamma_{ts}; \gamma_{ts1})$ с минимально возможным вертикальным габаритом H_{mc}^{\min} . Его определение требует постановки и решения задачи оптимизации.

В качестве управляемых параметров, подлежащих определению при поиске оптимального решения, необходимо использовать углы наклона γ_{ts} и отклонения γ_{ts1} , из которых формируется вектор управляемых параметров вида:

$$\{x\}' = \{x_1 \ x_2\} = \{\gamma_{ts} \ \gamma_{ts1}\}. \quad (5.14)$$

Остальные исходно заданные конструктивные параметры, входящие в зависимости (5.5), (5.11) – (5.13), являются неуправляемыми параметрами, из которых формируется вектор неуправляемых параметров вида:

$$\begin{aligned} \{z\}' &= \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9 \ z_{10} \ z_{11} \ z_{12} \ z_{13} \ z_{14}\}' = \\ &= \{h_{lb} \ h_{of} \ l_{Bb} \ l_{Dd} \ l_{dm} \ l_{km} \ l_{BD} \ D_p \ H_t \ \varphi_t \ \gamma_{BD} \ \gamma_{pt} \ \gamma_{ts1,max} \ H_{cab}\}, \end{aligned} \quad (5.15)$$

Поиск минимально возможного вертикального габарита H_{mc}^{\min} сводится к нахождению минимума целевой функции вида

$$O(\{x\}, \{z\}) = \max \begin{cases} z_1 + z_2 + z_3 + z_7 \cos(x_1 + x_2 - z_{11}) + z_9 \sin x_1 + 0,5z_8 \sin(z_{12} - x_1) \\ z_1 + z_2 + z_3 + (z_7 + z_6 - z_5) \cos(x_1 + x_2 - z_{11}) - z_4 \sin(x_1 + x_2) \end{cases} \rightarrow \min \quad (5.16)$$

при ограничениях неравенствами:

– конструктивными:

$$x_1 - x_{1,min} \geq 0; \quad x_{1,max} - x_1 \geq 0; \quad x_2 \geq 0; \quad z_{13} - x_2 \geq 0; \quad (5.17)$$

– условием превышения нижним высотным положением оголовка концевой опоры высотного габарита кабины водителя

$$z_1 + z_2 + z_3 + z_7 \cos(x_1 + x_2 - z_{11}) + z_9 \sin x_1 - 0,5z_8 \sin(z_{12} - x_1) - z_{14} \geq 0; \quad (5.18)$$

– условиями не превышения высотными габаритами оголовка концевой опоры и задней грани платформы регламентируемого нормативного габарита

$$[H] - z_1 - z_2 - z_3 - z_7 \cos(x_1 + x_2 - z_{11}) - z_9 \sin x_1 - 0,5z_8 \sin(z_{12} - x_1) \geq 0;$$

$$[H] - z_1 - z_2 - z_3 - (z_7 + z_6 - z_5) \cos(x_1 + x_2 - z_{11}) + z_4 \sin(x_1 + x_2) \geq 0, \quad (5.19)$$

где $x_{1,min}$, $x_{1,max}$ – заданные минимальное и максимальное значения интервала изменения угол наклона концевой опоры γ_{ts} при решении задачи оптимизации.

Для расчета оптимального сочетания управляемых параметров

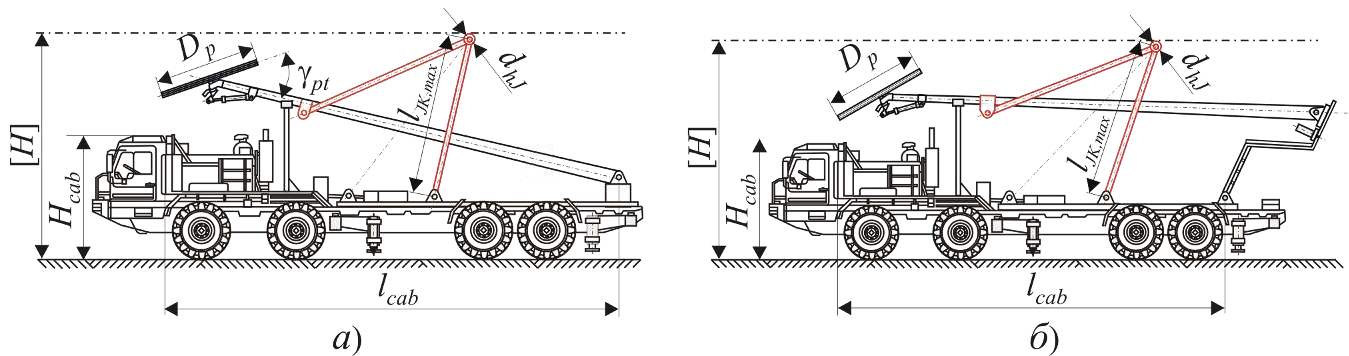
$$\{x\}^{opt} = \{x_{1,opt} \ x_{2,opt}\}' = \{\gamma_{ts,opt} \ \gamma_{ts1,opt}\}' \quad (5.20)$$

целесообразно использовать один из известных прямых или квазиградиентных методов оптимизации [64, 265, 267].

Как пример, на рисунке 5.5 применительно к модификации Вc1-4/10 показана найденная путем решения задачи оптимизации точка оптимального сочетания углов $(\gamma_{ts,opt}; \gamma_{ts1,opt})$ с минимально возможным вертикальным габаритом H_{mc}^{\min} .

5.2.3 Предварительная компоновка основного технологического оборудования при установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги

Расчетные схемы для модификаций МТПКК со складывающейся штангой приведены на рисунке 5.6.



a – конструктивные варианты К и С; *б* – конструктивный вариант В
Рисунок 5.6 – Расчетные схемы предварительной компоновки ОТО

Наиболее высокая точка ОТО определяется возвышением шарнира J соединения сопрягаемых частей штанги, так как длина нижней части штанги l_{JK} превышает максимально допустимую длину $l_{JK,max}$. Длина $l_{JK,max}$ совместно со значением координаты x_J центра шарнира J находится решением системы нелинейных уравнений вида

$$\begin{cases} (x_J - l_{ak})^2 + ([H] - h_{lb} - h_{of} - d_{hJ} / 2 - l_{Kk})^2 - l_{JK, \max}^2 = 0 \\ (x_J - x_{C,ts})^2 + ([H] - h_{lb} - h_{of} - d_{hJ} / 2 - y_{C,ts})^2 - (L_{sh} - l_{JK, \max})^2 = 0 \end{cases}, \quad (5.21)$$

где d_{hJ} – габаритный размер шарнирного узла J ; x_C , y_C – координаты центра шарнира C (рисунок 5.2, а, в).

Размеры $x_{C,ts}$, $y_{C,ts}$ и L_{sh} вычисляются с помощью зависимостей:

– для вариантов К и С:

$$\begin{aligned} x_{C,ts} &= l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}; & y_{C,ts} &= l_{Bb} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}; \\ L_{sh} &= l_{JK} + l_{CJ} = \sqrt{(l_{ab} - l_{ak} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Kk} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2}; \end{aligned} \quad (5.22)$$

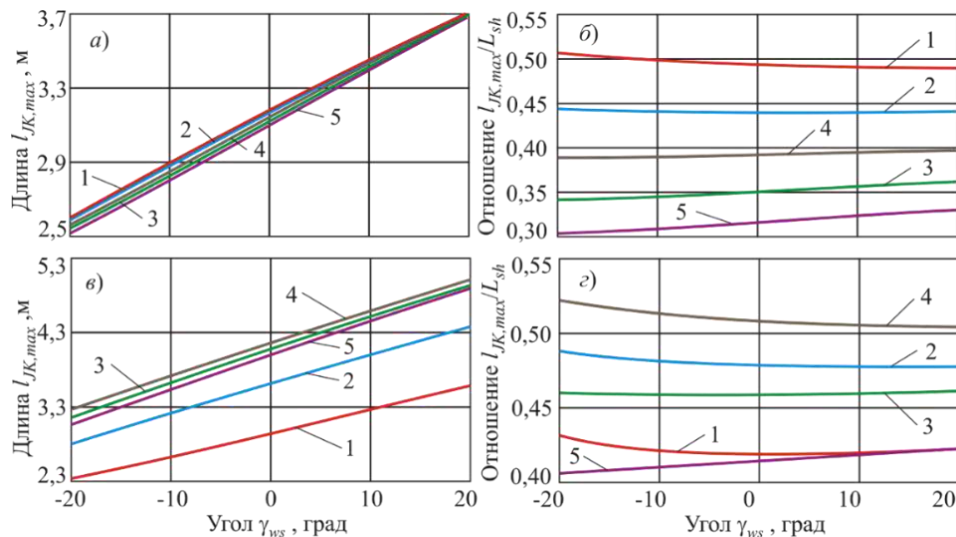
– для варианта В:

$$\begin{aligned} x_{C,ts} &= l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}; \\ y_{C,ts} &= l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}; \\ L_{hs} &= l_{JK} + l_{CJ} = [(l_{ab} - l_{ak} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + \\ &+ (l_{Bb} - l_{Kk} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2]^{0,5}. \end{aligned} \quad (5.23)$$

Как пример, на рисунке 5.7 приведены графики изменения максимально допустимой длины нижней части складывающейся штанги $l_{JK, \max}$ и относительной длины $l_{JK, \max} / L_{sh}$ в зависимости от расстояния между шарнирами B (или D) и C l_{Bc} (или l_{cD}) и угла наклона концевой опоры МТПКК длиной 10 м в рабочем положении γ_{ws} .

С увеличением угла γ_{ws} наблюдается практически линейный рост длины $l_{JK, \max}$, что обусловлено необходимостью увеличения длины штанги в разложенном состоянии, соответствующем рабочему положению концевой опоры. Однако относительная длина $l_{JK, \max} / L_{sh}$ изменяется незначительно: интервал разброса ее значений $\Delta(l_{JK, \max} / L_{sh}) < 0,03$.

Расчеты показывают, что при изменении размеров l_{Bc} и γ_{ws} горизонтальная координата шарнира J изменяется сравнительно мало (например, для рассматриваемой конструкции МТПКК она лежит в диапазоне $\Delta x_J < 0,9$ м).

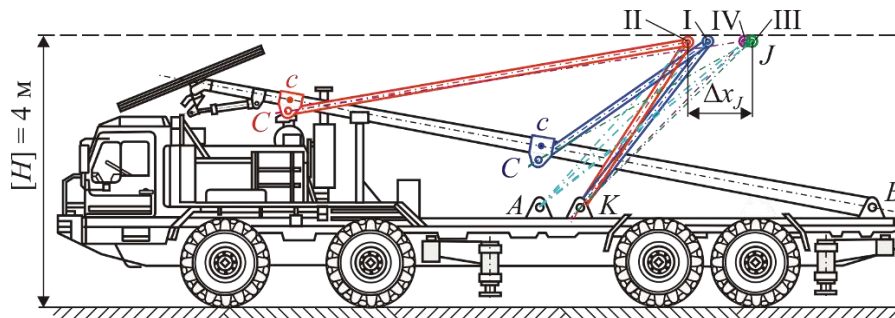


a, б – вариант К (КуХ-4/10); *в, г* – вариант К (БуХ-4/10)

1 – $l_{Bc}(l_{CD})=5$ м; 2 – $l_{Bc}(l_{CD})=6$ м; 3 – $l_{Bc}(l_{CD})=7$ м; 4 – $l_{Bc}(l_{CD})=8$ м; 5 – $l_{Bc}(l_{CD})=9$ м

Рисунок 5.7 – Влияние расстояния между шарнирами и угла наклона концевой опоры в рабочем положении на максимально допустимую длину нижней части складывающейся штанги

На рисунке 5.8 в масштабе показано взаимное расположение концевой опоры, складывающейся штанги и подъемного гидроцилиндра.



$I - l_{Bc} = 5$ м, $\gamma_{ws} = -10^\circ$; $II - l_{Bc} = 9$ м, $\gamma_{ws} = -10^\circ$; $III - l_{Bc} = 5$ м, $\gamma_{ws} = 10^\circ$;

$IV - l_{Bc} = 9$ м, $\gamma_{ws} = 10^\circ$

Рисунок 5.8 – Конфигурация ОТО в транспортном положении (модификация КуХ-4/10)

Длина нижней части складывающейся штанги l_{JK} лимитируется минимально допустимым значением $l_{JK} > l_{JK,\min}$, которое определяется зависимостями:

– варианты К и С:

$$l_{JK,\min} = \frac{1}{2} \left\{ L_{sh} - \left[(l_{ab} - l_{ak} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Kk} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 \right] \right\}; \quad (5.24)$$

– вариант В:

$$l_{JK,\min} = \frac{1}{2} \left\{ L_{sh} - \left[(l_{ab} - l_{ak} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + \right. \right.$$

$$+(l_{Bb} - l_{Kk} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})] \}^2 \}. \quad (5.25)$$

Таким образом, проведена предварительная компоновка основного технологического оборудования при установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги.

5.3 Компоновка основного технологического оборудования на базовом шасси

Задачей компоновки ОТО на базовом шасси является определение размеров элементов механизма установки и фиксации концевой опоры в крайних и промежуточных положениях концевой опоры, а также длины и хода штока подъемного гидроцилиндра, исходя из возможности его совместной компоновки с концевой опорой.

5.3.1 Компоновка основного технологического оборудования при установке концевой опоры в рабочее положение непосредственно подъемным гидроцилиндром

Минимальное расстояние между центрами цилиндрических шарниров при соединении гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры $(l_{AC})_{\min}$ имеет место при транспортном положении опоры и составляет:

– для вариантов К и С:

$$(l_{AC})_{\min} = \sqrt{(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2}; \quad (5.26)$$

– для варианта В:

$$(l_{AC})_{\min} = \left\{ [l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}]^2 + [l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts} - l_{Aa}]^2 \right\}^{0,5}, \quad (5.27)$$

а максимальное расстояние $(l_{AC})_{\max}$ имеет место при предельном рабочем положении опоры и составляет:

– для вариантов К и С

$$(l_{AC})_{\max} = \sqrt{(l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2}; \quad (5.28)$$

– для варианта В

$$(l_{AC})_{\max} = \left\{ \left[l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws} \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[l_{Bb} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws} - l_{Aa} \right]^2 \right\}^{0,5}. \quad (5.29)$$

Для вариантов К и С размер $(l_{AC})_{\min}$ определяет габаритную длину гидроцилиндра L_{hc} , который может быть размещен в пространстве под концевой опорой в транспортном положении и который может обеспечить ее поворот в предельное рабочее положение, т.е. $L_{hc} \approx (l_{AC})_{\min}$. Размер $(l_{AC})_{\max}$ определяет ход штока гидроцилиндра Δ_{hc} при переводе опоры в предельное рабочее положение:

$$\Delta_{hc} = (l_{AC})_{\max} - (l_{AC})_{\min}. \quad (5.30)$$

Соотношение между параметрами Δ_{hc} и L_{hc} удобно выразить через коэффициент выдвигания штока гидроцилиндра:

$$\xi_{hc} = \Delta_{hc} / L_{hc} \approx \Delta_{hc} / (l_{AB})_{\min}, \quad (5.31)$$

который изменяется в пределах $0 < \xi_{hc} \leq \xi_{hc, \max}$. Максимальное значение коэффициента $\xi_{hc, \max}$ определяется конструкцией гидроцилиндра. Для гидроцилиндров, выпускаемых отечественной промышленностью для машиностроительных гидроприводов, значение $\xi_{hc, \max}$ составляет 0,6...0,9 [5, 12].

Компоновка гидроцилиндра в пространстве под концевой опорой, находящейся в транспортном положении, возможна, если соблюдается условие:

$$\xi_{hc} = (l_{AC})_{\max} / (l_{AC})_{\min} - 1 \leq [\xi_{hc}], \quad (5.32)$$

где $[\xi_{hc}]$ – коэффициент выдвигания штока гидроцилиндра, заданный при проектировании МТПКК ($[\xi_{hc}] \leq \xi_{hc, \max}$).

Анализ зависимостей (5.26) и (5.28) показывает, что для вариантов К и С условие компоновки (5.32) обеспечивается рациональным выбором сочетания двух размеров кинематической схемы l_{ab} и l_{Bc} . Необходимый размер l_{Bc} , который при заданном ходе штока определяет длину подъемного гидроцилиндра при исходно заданном присоединительной размере l_{ab} , находится решением нелинейного уравнения:

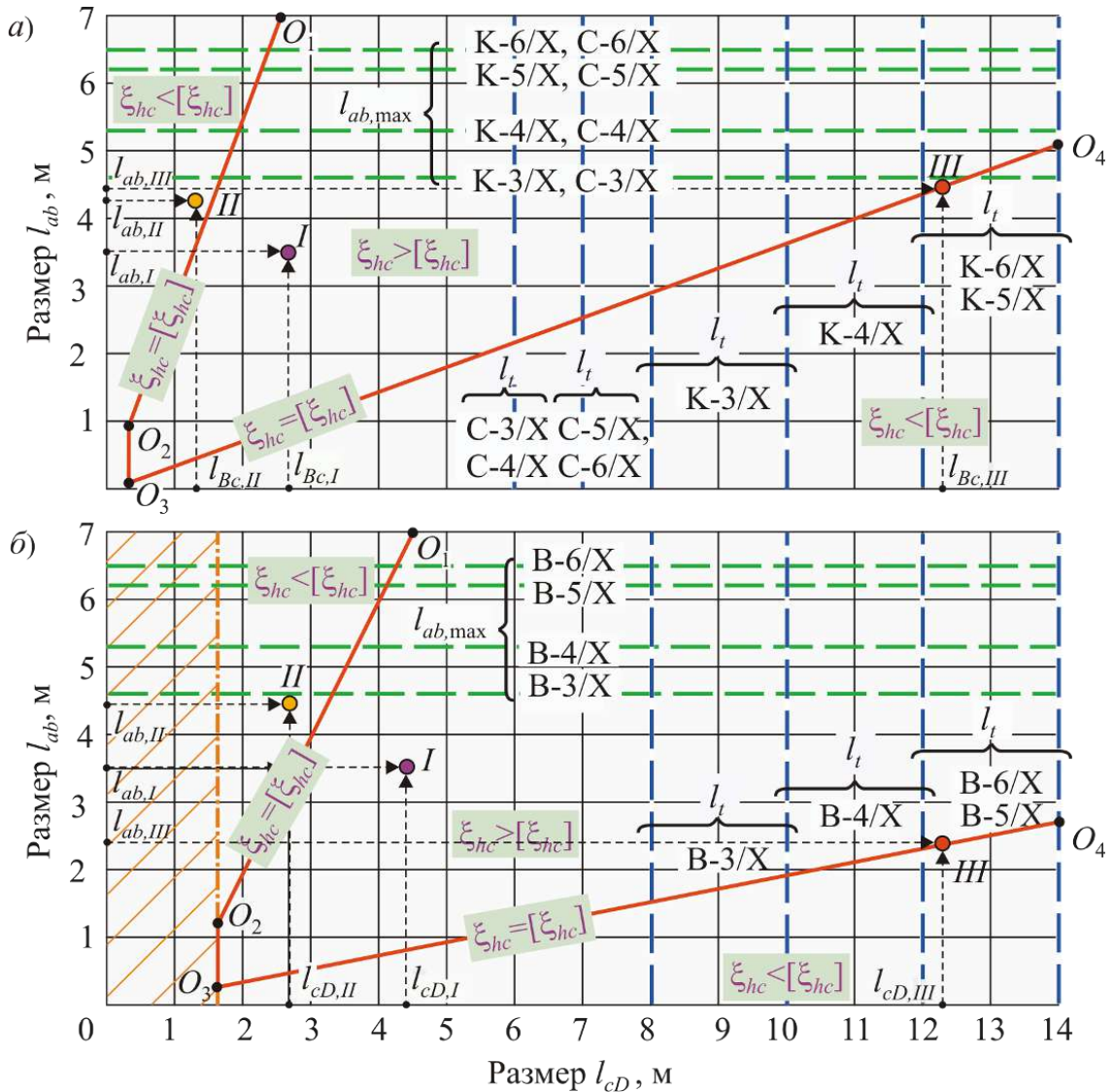
$$\sqrt{\frac{(l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2}{(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2}} - 1 - [\xi_{hc}] = 0. \quad (5.33)$$

Для варианта В аналогичный размер l_{cD} места присоединения гидроцилиндра к концевой опоре (рисунок 5.1) находится решением нелинейного уравнения

$$(l_{AC})_{\max} / (l_{AC})_{\min} - 1 - [\xi_{hc}] = 0. \quad (5.34)$$

При проведении расчетов по зависимостям (5.33) и (5.34) задание в качестве коэффициента выдвигания штока гидроцилиндра $[\xi_{hc}]$ значения $\xi_{hc, \max}$ позволяет определить наименьшую необходимую длину гидроцилиндра L_{hc} за счет максимально возможного хода штока $\Delta_{hc} = \Delta_{hc, \max}$.

На рисунке 5.9 показаны области сочетаний размеров l_{ab} , l_{Bc} и l_{ab} , l_{cD} при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc, \max} = 0,9$, определяемые условием (5.32) и уравнениями (5.33) и (5.34). Также нанесены максимальные значения размеров $l_{ab, \max}$, $l_{Bc, \max} = l_t$ и $l_{cD, \max} = l_t$.



а – для вариантов К и С; б – для варианта В

Рисунок 5.9 – Области возможной компоновки подъемных гидроцилиндров

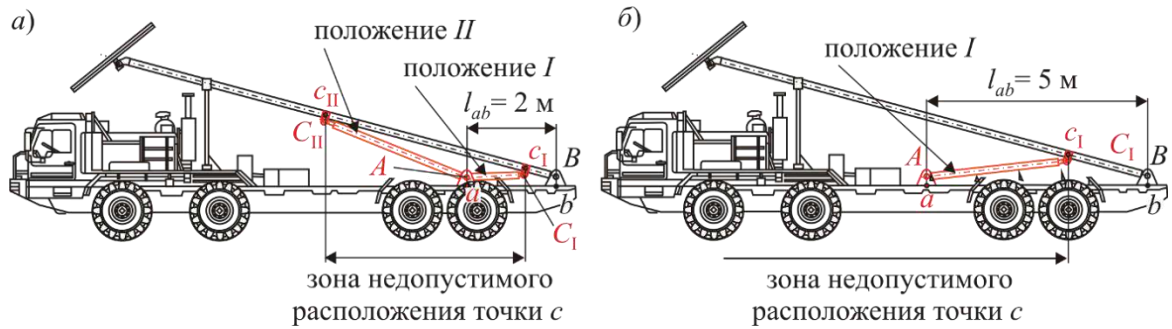
Линии $O_1O_2O_3O_4$ разграничивают области с $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$ и $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$. На рисунке 5.9, а сочетание размеров l_{ab} и l_{Bc} в пределах области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$, например, точка $I(l_{Bc,I}; l_{ab,I})$, требует для перевода концевой опоры из транспортного в предельное рабочее положение бóльшего хода штока Δ_{hc} , чем его может обеспечить гидроцилиндр выбранной конструкции. Таким образом, эта область неприемлема по условию компоновки (5.32). Сочетание размеров l_{ab} и l_{Bc} в пределах области $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$, например, точка $II(l_{Bc,II}; l_{ab,II})$, требует для перевода концевой опоры из транспортного в предельное рабочее положение такого хода штока Δ_{hc} , который гидроцилиндр выбранной конструкции может обеспечить. Таким образом, эта область пригодна для компоновки механизма согласно условию (5.32), хотя при этом $\Delta_{hc} < \Delta_{hc,max}$. Наилучшими сочетаниями размеров l_{ab} и l_{Bc} являются те, которые лежат на граничной линии $O_1O_2O_3O_4$, например, точка $III(l_{Bc,III}; l_{ab,III})$. При этом одновременно соблюдается условие компоновки (5.32) и требование $\Delta_{hc} = \Delta_{hc,max}$.

Аналогичная картина наблюдается и для варианта В (рисунок 5.9, б). Заштрихованная область определяет значения размера l_{cD} , не соответствующие условию (5.3).

Согласно рисунку 5.9, одному значению размера l_{ab} соответствуют два значения размера l_{Bc} или l_{cD} , т.е. имеются два альтернативных варианта компоновки гидроцилиндра, обеспечивающие перевод концевой опоры из транспортного в предельное рабочее положение при максимальном ходе штока $\Delta_{hc} = \Delta_{hc,max}$. На рисунке 5.10 показаны альтернативные варианты компоновки гидроцилиндра для МТПКК варианта К. Они отличаются длиной гидроцилиндра L_{hc} (рисунок 5.11). Если точка сочетания размеров l_{ab} и l_{Bc_I} лежит на отрезке $O_1O_2O_3$ (вариант I), то такой альтернативный вариант требует использование гидроцилиндра меньшей длины, чем вариант II с сочетанием размеров l_{ab} и $l_{Bc_{II}}$, лежащим на отрезке O_3O_4 .

Для варианта В отрезок O_3O_4 граничной линии $O_1O_2O_3O_4$ располагается более полого, т.е. требуется большая длина гидроцилиндра L_{hc} , чтобы реализовать поло-

жение II. Поэтому при компоновке ОТО следует ориентироваться только на отрезок O_1O_2 и примыкающую к нему область $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$. На рисунке 5.12 показаны альтернативные варианты компоновки гидроцилиндра для МТПКК варианта В при оптимальном сочетании $\gamma_{ts} = 9^\circ$ и $\gamma_{ts1} = 44^\circ$.



$a - l_{ab} = 2 \text{ м}; \quad б - l_{ab} = 5 \text{ м}$

Рисунок 5.10 – Альтернативные варианты компоновки (на примере модификаций Кс1-4/Х, Кс2-4/Х)

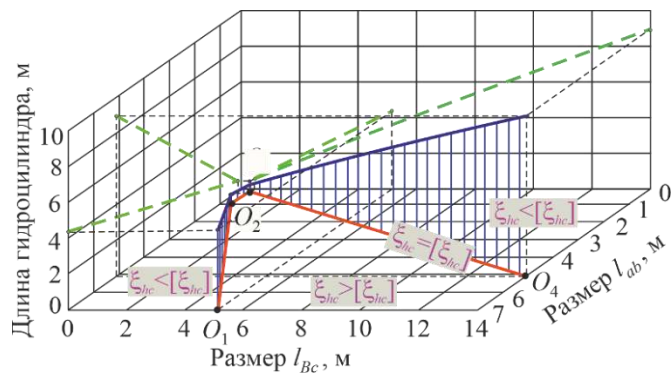
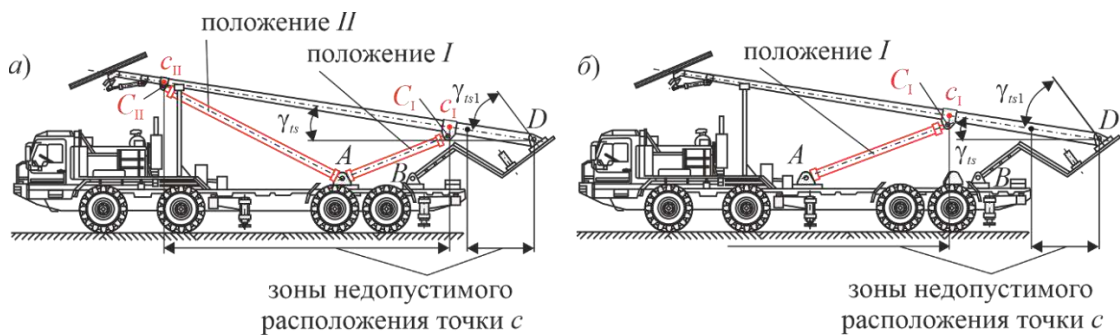


Рисунок 5.11 – Длина гидроцилиндра при различных сочетаниях размеров l_{ab} и l_{Bc} для $\xi_{hc} = [\xi_{hc}] = 0,9$ (варианты К и С)



$a - l_{ab} = 2 \text{ м}; \quad б - l_{ab} = 5 \text{ м}$

Рисунок 5.12 – Альтернативные варианты компоновки гидроцилиндра (на примере модификаций Вс1-4/Х, Вс2-4/Х)

Они отличаются длиной гидроцилиндра L_{hc} (рисунок 5.13). Для варианта В характерно наличие двух зон недопустимого расположения точки c присоединения гидроцилиндра к концевой опоре. Размер зоны, примыкающей к шарниру D , определяется конструктивным условием (5.3).

Для вариантов К и С расположение областей $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$ и $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$ на координатной плоскости $(l_{ab} - l_{Bc})$ зависит от размеров кинематической схемы механизма, в частности, от разности размеров $\Delta l = l_{Aa} - l_{Bb}$ и угла γ_{ws} (рисунок 5.14). Увеличение разности высот Δl и уменьшение угла наклона γ_{ws} концевой опоры в предельном рабочем положении улучшает возможность компоновки механизма вследствие уменьшения области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$.

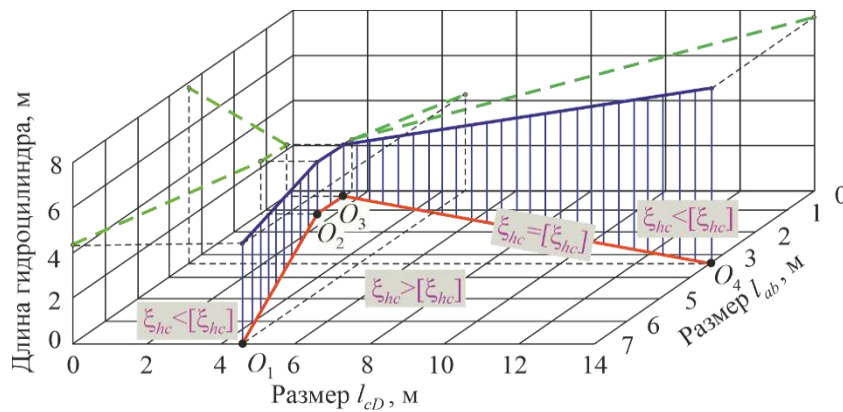
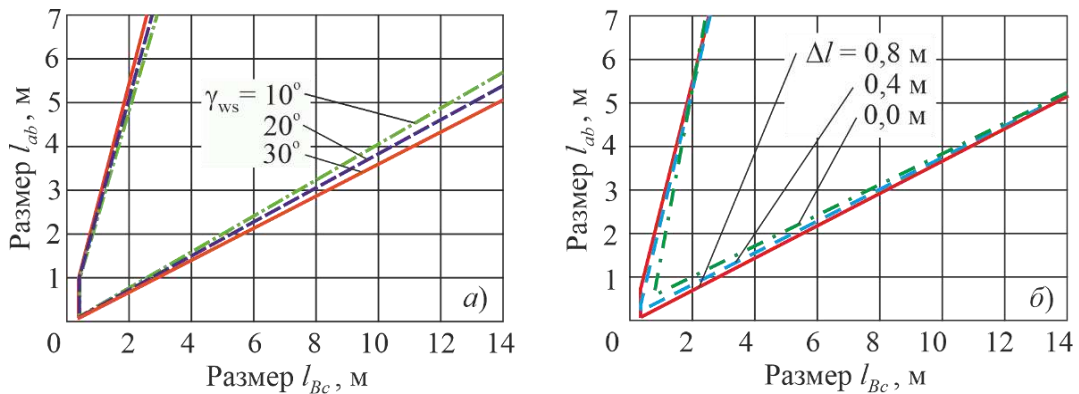


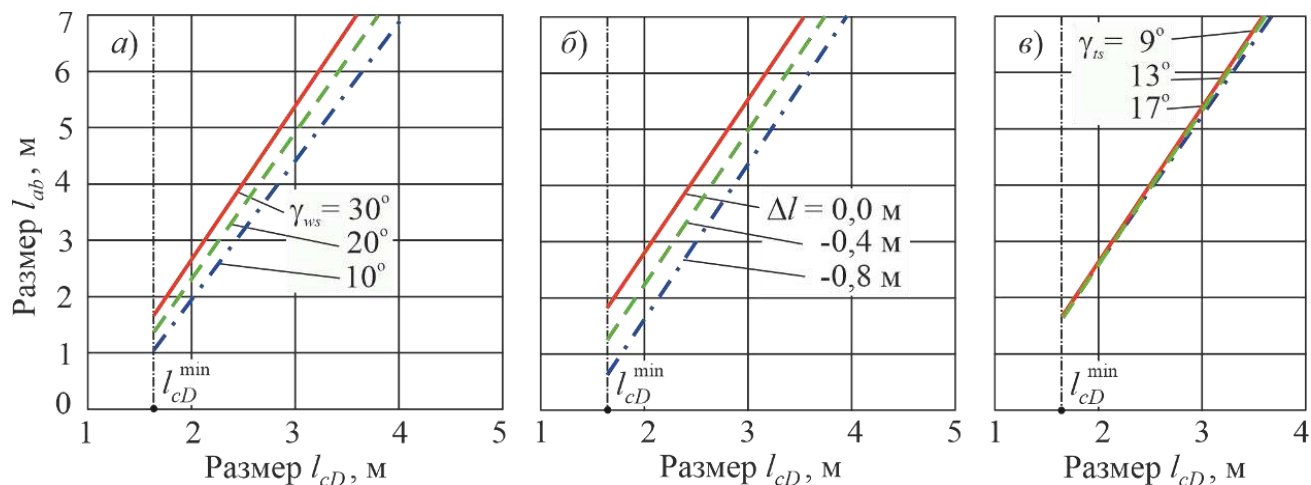
Рисунок 5.13 – Длина гидроцилиндра при различных сочетаниях размеров l_{ab} и l_{Bc} для $\xi_{hc} = [\xi_{hc}] = 0,9$ (вариант В)



a – влияние угла γ_{ws} ; $б$ – влияние разности размеров Δl

Рисунок 5.14 – Влияние размеров кинематической схемы МТПКК вариантов К и С на размер l_{Bc}

Для варианта В расположение областей $\xi_{hc} < [\xi_{hc}]$ и $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$ на координатной плоскости $(l_{ab} - l_{cD})$ также зависит от размеров кинематической схемы механизма и дополнительно от углов γ_{ts} , γ_{ts1} и γ_{ws} . Рисунок 5.15 дает представление о влиянии этих углов применительно к МТПКК модификаций Вc1-4/10 и Вc2-4/Х при оптимальном сочетании $\gamma_{ts} = 9^\circ$ и $\gamma_{ts1} = 44^\circ$.



a – влияние угла γ_{ws} ; *б* – влияние разности размеров Δl ; *в* – влияние угла γ_{ts}

Рисунок 5.15 – Влияние размеров кинематической схемы МТПКК варианта В на размер l_{cD}

Уменьшение угла наклона γ_{ws} и разности высот Δl положительно сказывается на возможности компоновки механизма вследствие уменьшения области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$. Углы γ_{ts} и γ_{ts1} не оказывают практически значимого влияния на уменьшения области $\xi_{hc} > [\xi_{hc}]$.

5.3.2 Компоновка основного технологического оборудования при установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги

Первоочередным проектным решением является задание длины l_{JK} нижней части складывающейся штанги, удовлетворяющей условию обеспечения допустимого вертикального габарита МТПКК $l_{JK} \leq l_{JK, \max}$. Тогда горизонтальная $x_{J,ts}$ и

вертикальная $y_{J,ts}$ координаты центра шарнира J при транспортном положении концевой опоры определяются решением системы двух нелинейных уравнений:

– для вариантов К и С

$$\begin{cases} (x_{J,ts} - l_{ak})^2 + (y_{J,ts} - l_{kk})^2 - l_{JK}^2 = 0 \\ (x_{J,ts} - l_{ab} + l_{Bc} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (y_{J,ts} - l_{Bb} - l_{Bc} \sin \gamma_{ts} + l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 - (L_{sh} - l_{JK})^2 = 0 \end{cases}; \quad (5.35)$$

– для варианта В

$$\begin{cases} (x_{J,ts} - l_{ak})^2 + (y_{J,ts} - l_{kk})^2 - l_{JK}^2 = 0 \\ (x_{J,ts} - l_{ab} - l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + \\ + (y_{J,ts} - l_{Bb} - l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \sin \gamma_{ts} + l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 - (L_{sh} - l_{JK})^2 = 0 \end{cases}, \quad (5.36)$$

где L_{sh} – длина складывающейся штанги в разложенном состоянии.

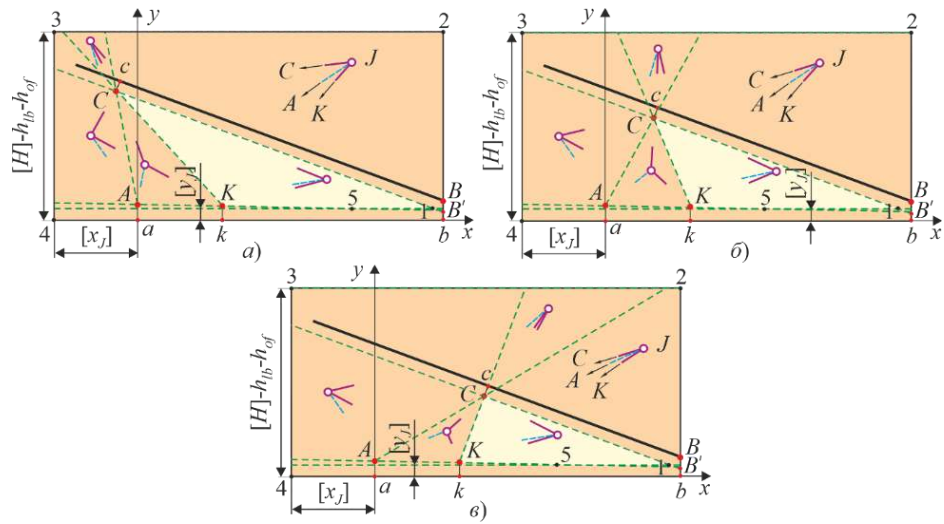
На компоновку МТПКК со складывающейся штангой накладываются ограничения по возможному пространственному расположению центра шарнира J в транспортном положении. Его допустимые горизонтальная $x_{J,ts}$ и вертикальная $y_{J,ts}$ координаты должны лежать в следующих интервалах:

$$- [x_J] \leq x_{J,ts} \leq l_{ab}; \quad [y_J] \leq y_{J,ts} \leq [H] - h_{lb} - h_{of}, \quad (5.37)$$

где $[x_J]$ – максимально возможное смещение шарнира J от шарнира A в сторону кабины БС; $[y_J]$ – минимально возможное приближение шарнира J к надрамной конструкции.

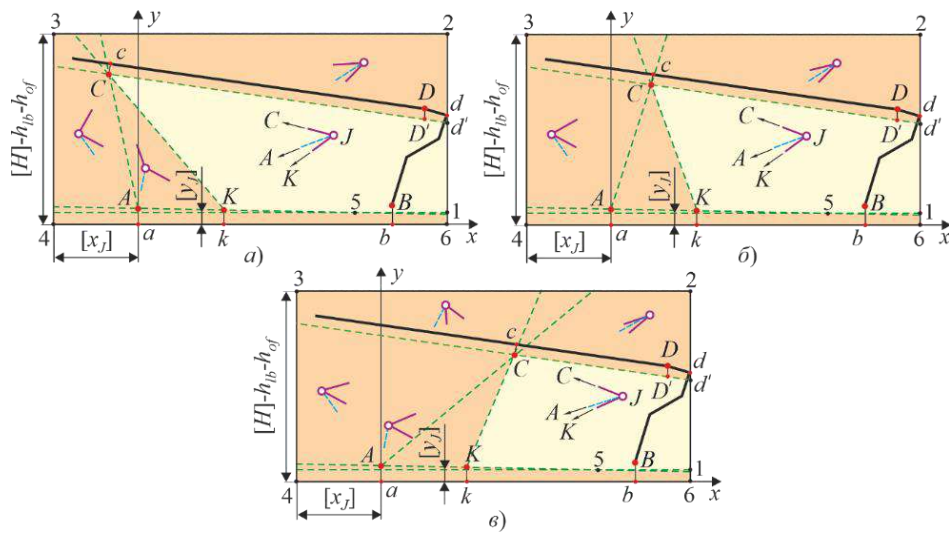
В зависимости от пространственного расположения шарнира J установка концевой опоры из транспортного в рабочее положение может выполняться либо при выдвижении штока подъемного гидроцилиндра, либо при его возвратном движении.

На рисунках 5.16 и 5.17 показаны области возможного положения центра шарнира J , определяющие направление поворота концевой опоры в зависимости от направления смещения штока. Области, ограниченные угловыми точками 1-С-К-5 и 1-d'-D'-С-К-5, определяют такое положение центра шарнира J , при котором установка концевой опоры в рабочее положение производится при возвратном движении штока гидроцилиндра. Эти области сравнительно невелики по размерам, что усложняет компоновку механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении.



a – при $x_C < x_A$; *б* – при $x_A < x_C < x_K$; *в* – при $x_C > x_K$

Рисунок 5.16 – Области возможного расположения шарнира *J* с различным направлением поворота концевой опоры в зависимости от направления смещения штока (варианты К и С)



a – при $x_C < x_A$; *б* – при $x_A < x_C < x_K$; *в* – при $x_C > x_K$

Рисунок 5.17 – Области возможного расположения шарнира *J* с различным направлением поворота концевой опоры в зависимости от направления смещения штока (вариант В)

При транспортном положении концевой опоры центр шарнира *J* находится в этой зоне при одновременном выполнении трех условий:

– для вариантов К и С

если $l_{ak} \geq l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}$

$$x_{J,st} > l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}; \quad x_{J,st} < l_{ab};$$

$$y_{J,st} < l_{Bb} - \frac{l_{Cc}}{\cos \gamma_{ts}} - \frac{l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{Bc} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} (x_{J,st} - l_{ab});$$

$$y_{J,st} > \max \begin{cases} (l_{Kk} - l_{Aa})x_{J,st} / l_{ak} + l_{Aa} \\ l_{Kk} + \frac{l_{Bb} - l_{Cc} / \cos \gamma_{ts} - l_{Kk} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{ab} - l_{ak} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} (x_{J,st} - l_{ak}); \\ [y_J] \end{cases} \quad (5.38)$$

если $l_{ak} < l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}$

$$x_{J,st} > l_{ak}; \quad x_{J,st} < l_{ab};$$

$$y_{J,st} < \min \begin{cases} l_{Bb} - \frac{l_{Cc}}{\cos \gamma_{ts}} - \frac{l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{Bc} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} (x_{J,st} - l_{ab}) \\ l_{Kk} + \frac{l_{Bb} - l_{Cc} / \cos \gamma_{ts} - l_{Kk} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{ab} - l_{ak} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} (x_{J,st} - l_{ak}) \end{cases}; \quad (5.39)$$

$$y_{J,st} > \max \begin{cases} (l_{Kk} - l_{Aa})x_{J,st} / l_{ak} + l_{Aa}; \\ [y_J] \end{cases};$$

– для варианта В

если $l_{ak} \geq l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}$

$$x_{J,st} > l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts};$$

$$x_{J,st} < l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Dd} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1});$$

$$y_{J,st} < \frac{l_{Cc} (\cos \gamma_{ts} - \cos^{-1} \gamma_{ts}) - l_{cD} \sin \gamma_{ts}}{l_{cD} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} [x_{J,st} - l_{ab} - l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \\ + l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{Cc} / \cos \gamma_{ts};$$

$$y_{J,st} > \max \begin{cases} (l_{Kk} - l_{Aa})x_{J,st} / l_{ak} + l_{Aa} \\ l_{Kk} + \frac{l_{Bb} - l_{Kk} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{ab} - l_{ak} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} (x_{J,st} - l_{ak}); \\ [y_J] \end{cases} \quad (5.40)$$

если $l_{ak} < l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}$

$$x_{J,st} > l_{ak}; \quad x_{J,st} < l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Dd} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1});$$

$$y_{J,st} < \min \begin{cases} \frac{l_{Cc} (\cos \gamma_{ts} - \cos^{-1} \gamma_{ts}) - l_{cD} \sin \gamma_{ts}}{l_{cD} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} [x_{J,st} - l_{ab} - l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \\ + l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{Cc} / \cos \gamma_{ts} \\ l_{Kk} + \frac{l_{Bb} - l_{Kk} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}}{l_{ab} - l_{ak} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} (x_{J,st} - l_{ak}) \end{cases};$$

$$y_{J,st} > \max \left\{ \begin{array}{l} (l_{Kk} - l_{Aa})x_{J,st} / l_{ak} + l_{Aa} \\ [y_J] \end{array} \right. \quad (5.41)$$

Соответственно, области, лежащие вне областей 1-С-К-5 или 1-d'-D'-С-К-5, определяют такое положение центра шарнира J , при котором установка концевой опоры в рабочее положение производится при выдвигении штока гидроцилиндра.

Расположение шарнира J в пределах зоны 1-С-К-5 или 1-d'-D'-С-К-5, что обеспечивает установку концевой опоры в рабочее положение при возвратном движении штока гидроцилиндра, достигается выбором длины нижней части складывающейся штанги l_{JK} , лежащей в интервале $l_{JK} \in (l_{JK,pr}; l_{JK,dop})$, причем длина $l_{JK,dop}$ не превышает максимальную длину $l_{JK,max}$. Длина $l_{JK,dop}$ определяется из условия, что центр шарнира J должен находиться на прямой В'С (рисунок 5.16) или CD' (рисунок 5.17). Для этого необходимо последовательно найти положение центра шарнира J в горизонтальной плоскости $x_{J,dop}$, решив нелинейное уравнение:

– для вариантов К и С

$$\sqrt{(x_{J,dop} - l_{ak})^2 + \left[\frac{y_{C,ts} - l_{Bb} + l_{Cc} / \cos \gamma_{ts}}{x_{C,ts} - l_{ab}} (x_{J,dop} - l_{ab}) + l_{Bb} - \frac{l_{Cc}}{\cos \gamma_{ts}} - l_{Kk} \right]^2} + (x_{J,dop} - x_{C,ts}) / \cos \gamma_{ts} - L_{sh} = 0; \quad (5.42)$$

– для варианта В

$$\left\langle \left\{ \frac{l_{Cc} (\cos \gamma_{ts} - \cos^{-1} \gamma_{ts}) - l_{cD} \sin \gamma_{ts}}{l_{cD} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} [x_{J,dop} - l_{ab} - l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \right. \right. \\ \left. \left. + l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - \frac{l_{Cc}}{\cos \gamma_{ts}} - l_{Kk} \right\}^2 + (x_{J,dop} - l_{ak})^2 \right\rangle^{0,5} + \frac{x_{J,dop} - x_{C,ts}}{\cos \gamma_{ts}} - L_{sh} = 0 \quad (5.43)$$

затем – положение центра шарнира J в вертикальной плоскости $y_{J,dop}$:

– для вариантов К и С

$$y_{J,dop} = \frac{y_{C,ts} - l_{Bb} + l_{Cc} / \cos \gamma_{ts}}{x_{C,ts} - l_{ab}} (x_{J,dop} - l_{ab}) + l_{Bb} - \frac{l_{Cc}}{\cos \gamma_{ts}}; \quad (5.44)$$

– для варианта В

$$y_{J,dop} = \frac{l_{Cc}(\cos \gamma_{ts} - \cos^{-1} \gamma_{ts}) - l_{cD} \sin \gamma_{ts}}{l_{cD} \cos \gamma_{ts} + l_{Cc} \sin \gamma_{ts}} [x_{J,dop} - l_{ab} - l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \\ + l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{Cc} / \cos \gamma_{ts}, \quad (5.45)$$

и, наконец, допустимую длину нижней части складывающейся опоры:

$$l_{JK,dop} = \sqrt{(x_{J,dop} - l_{ak})^2 + (y_{J,dop} - l_{Kk})^2}. \quad (5.46)$$

Нижняя граница $l_{JK,pr}$ допустимого интервала $l_{JK} \in (l_{JK,pr}; l_{JK,dop})$ определяется из условия, что центр шарнира J должен находиться на ломаной прямой 1-5-К (рисунок 5.16), образованной пересекающимися прямыми

$$y = [y_J] \quad \text{и} \quad y = (l_{Kk} - l_{Aa})x / l_{ak}x + l_{Aa}. \quad (5.47)$$

Горизонтальная координата точки пересечения этих прямых (точки 5 на рисунках 5.16 и 5.17) x_5 определяется выражением

$$x_5 = l_{ak} ([y_J] - l_{Aa}) / (l_{Kk} - l_{Aa}). \quad (5.48)$$

Так как заранее неизвестно на каком участке (1-5 или 5-К) ломаной линии 1-5-К будет находиться центр шарнира J , то для определения горизонтальной координаты $x_{J,pr}$ необходимо решить два нелинейных алгебраических уравнения:

$$\sqrt{(x_{J,pr} - x_{C,ts})^2 + ([y_J] - y_{C,ts})^2} + \sqrt{(x_{J,pr} - l_{ak})^2 + ([y_J] - l_{Kk})^2} - L_{sh} = 0; \\ \sqrt{(x_{J,pr} - x_{C,ts})^2 + \left(\frac{l_{Kk} - l_{Aa}}{l_{ak}} x_{J,pr} + l_{Aa} - y_{C,ts}\right)^2} + \sqrt{(x_{J,pr} - l_{ak})^2 + \left(\frac{l_{Kk} - l_{Aa}}{l_{ak}} x_{J,pr} + l_{Aa} - l_{Kk}\right)^2} - L_{sh} = 0. \quad (5.49)$$

Найденное при решении первого уравнения значение $x_{J,pr}$ будет справедливо при выполнении условия $x_{J,pr} \geq x_5$ и вертикальная координата центра шарнира J составит $y_{J,pr} = [y_J]$. Найденное при решении второго уравнения значение $x_{J,pr}$ будет справедливо при выполнении условия $x_{J,pr} \leq x_5$ и в этом случае:

$$y_{J,pr} = (l_{Kk} - l_{Aa})x_{J,pr} / l_{ak}x + l_{Aa}. \quad (5.50)$$

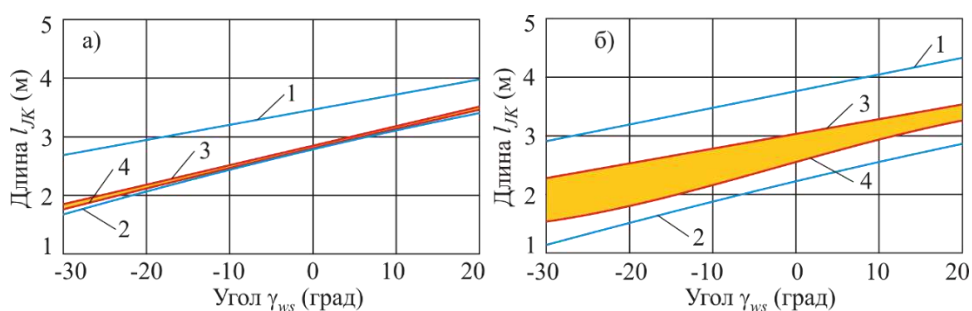
Длина $l_{JK,pr}$ определяется выражением:

$$l_{JK,pr} = \sqrt{(x_{J,pr} - l_{ak})^2 + (y_{J,pr} - l_{Kk})^2}. \quad (5.51)$$

Длина $l_{JK,pr}$ не должна быть меньше, чем минимальная длина нижней части складывающейся штанги $l_{JK,min}$, определяемая выражениями (5.24) и (5.25).

На рисунках 5.18 и 5.19 показано влияние углов установки концевой опоры длиной 10 м и расстоянием $l_{BC} (l_{cD}) = 8$ м в транспортном и рабочем положениях на размеры нижней части складывающейся штанги $l_{JK,max}$, $l_{JK,min}$, $l_{JK,dop}$ и $l_{JK,pr}$.

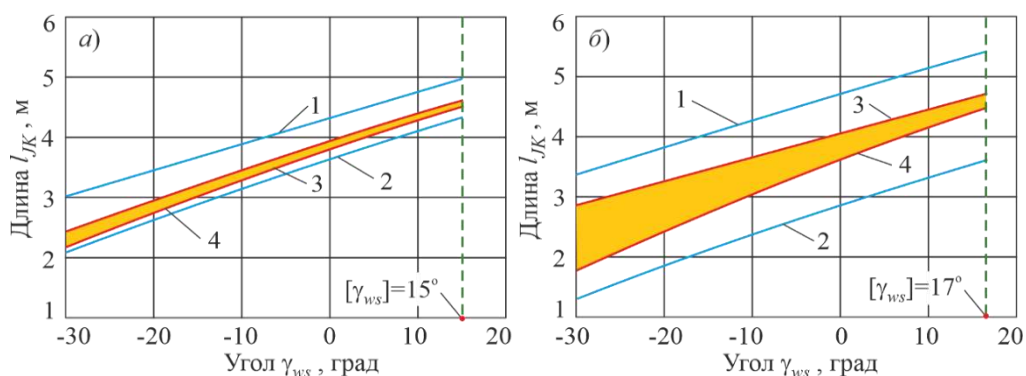
Рост угла γ_{ts} существенно влияет на ширину интервала допустимых длин нижней части складывающейся штанги $l_{JK} \in (l_{JK,pr}; l_{JK,dop})$ из-за увеличения размеров зоны 1-С-К-5 или 1-d'-D'-С-К-5. Углы $\gamma_{ts} \sim 10^\circ$ характерны для МТПКК вариантов К и В, углы $\gamma_{ts} \sim 30^\circ$ – для варианта С. Поэтому складывающуюся штангу можно использовать при проектировании механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении для варианта С. Для вариантов К и В это требует большой осторожности в связи с жестким требованием к допустимой длине нижней части l_{JK} при достаточно большой общей длине штанги $L_{sh} \sim 6 \dots 12$ м.



а – при $\gamma_{ts} = 10^\circ$; б – при $\gamma_{ts} = 30^\circ$

1 – $l_{JK,max}$; 2 – $l_{JK,min}$; 3 – $l_{JK,dop}$; 4 – $l_{JK,pr}$

Рисунок 5.18 – Влияние углов установки концевой опоры в транспортном и рабочем положениях на размеры нижней части складывающейся штанги (варианты К и С)



а – при $\gamma_{ts} = 9^\circ$; б – при $\gamma_{ts} = 30^\circ$

1 – $l_{JK,max}$; 2 – $l_{JK,min}$; 3 – $l_{JK,dop}$; 4 – $l_{JK,pr}$

Рисунок 5.19 – Влияние углов установки концевой опоры в транспортном и рабочем положениях на размеры нижней части складывающейся штанги (вариант В)

Для МТПКК варианта В имеется ограничение на угол наклона концевой опоры в рабочем положении γ_{ws} , который максимально может быть реализован при проектировании ОТО (рисунок 5.19). Ограничение проявляется, когда характеризующий его максимальный конструктивно возможный угол $[\gamma_{ws}]$ превышает $\sim 15^\circ$. Это связано с тем, что при больших углах γ_{ws} используется штанга большей длины, поэтому шарнир J нельзя разместить в допустимой области 1-d'-D'-C-K-5 (рисунок 5.17) из-за достаточно большой длины нижней части l_{JK} штанги. При компоновке ОТО на базовом шасси при углах $\gamma_{ws} > [\gamma_{ws}]$ центр шарнира J оказывается ниже ломаной прямой 1-5-K, т.е. не соблюдается условие (5.19).

В транспортном положении расстояние между центрами цилиндрических шарниров присоединения гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры $(l_{AJ})_{ts}$ составляет

$$(l_{AJ})_{ts} = \sqrt{x_{J,ts}^2 + (y_{J,ts} - l_{Aa})^2}. \quad (5.52)$$

Когда центр шарнира J лежит в области 1-2-3-C-6, длина $(l_{AJ})_{ts}$ определяет максимальное расстояние $(l_{AJ})_{\max}$ между шарнирами A и C , в противном случае – минимальное расстояние $(l_{AJ})_{\min}$ между этими шарнирами.

В рабочем положении расстояние между центрами цилиндрических шарниров присоединения подъемного гидроцилиндра составляет

$$(l_{AJ})_{ws} = \sqrt{(l_{ak} + l_{JK} \cos \gamma_{sh})^2 + (l_{Kk} - l_{Aa} + l_{JK} \sin \gamma_{sh})^2}, \quad (5.53)$$

где γ_{sh} – угол наклона штанги в рабочем состоянии, определяемый выражением:

– для вариантов К и С

$$\gamma_{sh} = \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Kk} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws}}{l_{ab} - l_{ak} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws}} \right]; \quad (5.54)$$

– для варианта В

$$\gamma_{sh} = \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Kk} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws}}{l_{ab} - l_{ak} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws}} \right]. \quad (5.55)$$

Когда центр шарнира J лежит в области 1-2-3-С-6, длина $(l_{AJ})_{ws}$ определяет минимальное расстояние $(l_{AJ})_{\min}$ между шарнирами A и C , в противном случае – максимальное расстояние $(l_{AJ})_{\max}$ между этими шарнирами.

Очевидно, работоспособность механизма со складывающейся штангой будет обеспечиваться, если в рабочем положении концевой опоры между углами наклона оси AJ подъемного гидроцилиндра γ_{hc} и продольной оси JK складывающейся штанги соблюдается соотношение:

$$\gamma_{hc} > \gamma_{sh}. \quad (5.56)$$

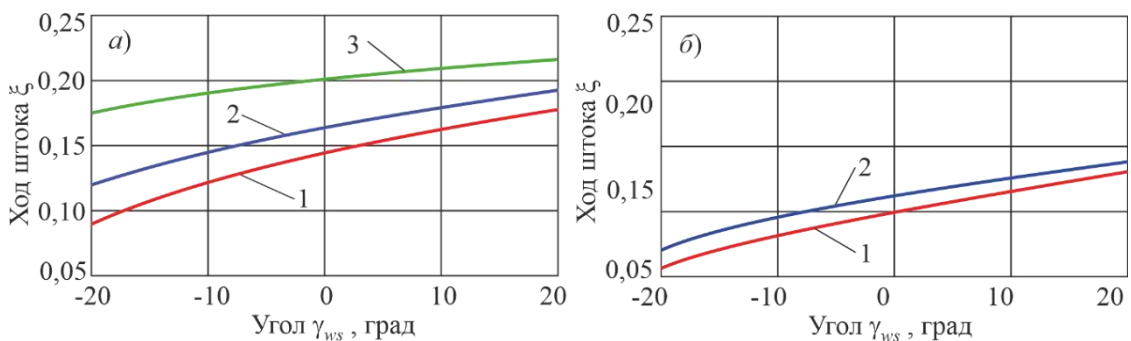
Минимальное расстояние $(l_{AJ})_{\min}$ определяет предельно допустимую длину подъемного гидроцилиндра $L_{hc,\max}$ по условию компоновки в транспортном положении концевой опоры:

$$L_{hc,\max} \approx (l_{AJ})_{\min}, \quad (5.57)$$

а необходимая величина хода его штока при переводе концевой опоры из транспортного положения в рабочее положение составляет:

$$\Delta_{hc} = (l_{AJ})_{\max} - (l_{AJ})_{\min} = |(l_{AJ})_{ws} - (l_{AJ})_{ts}|. \quad (5.58)$$

На рисунке 5.20 приведены результаты расчета относительной величины хода штока гидроцилиндра $\xi = \Delta_{hc} / (l_{AJ})_{\min}$ в зависимости от угла γ_{ws} и размера l_{Bc} (l_{cD}) при длине нижней части складывающейся штанги $l_{JK,\max}$.



a – варианты К и С; $б$ – вариант В

1 – $l_{Bc} (l_{cD}) = 9$ м; 2 – $l_{Bc} (l_{cD}) = 6$ м; 3 – $l_{Bc} (l_{cD}) = 4$ м

Рисунок 5.20 – Относительный ход штока гидроцилиндра при установке концевой опоры в рабочее положение

Сравнивая эти результаты с аналогичными данными варианта установки концевой опоры непосредственно с помощью подъемного гидроцилиндра, можно видеть, что необходимая величина хода штока оказывается существенно меньше. Это позволяет выбирать длину гидроцилиндра L_{hc} не по условию (5.57), а меньшую:

$$L_{hc} = (l_{AJ}) / (1 + [\xi_{hc}]) < L_{hc,max} . \quad (5.59)$$

Минимально возможную длину гидроцилиндра можно получить, если принять $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} \sim 0,9$. В частности, для рассматриваемого на рисунке 5.20 случая это позволяет использовать гидроцилиндры, длина которых будет в $\sim 1,7$ раза меньше, чем определенная на основании соотношения (5.57).

5.3.3 Компоновка основного технологического оборудования при двухэтапной установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги, вспомогательного и основного подъемных гидроцилиндров

Для МТПКК вариантов К и В целесообразность двухэтапной установки концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги обусловлена результатами анализа влияния угла наклона концевой опоры в транспортном положении γ_{ts} на размеры областей 1-С-К-5 и 1- d' - D' -С-К-5 требуемого расположения центра шарнира J (рисунки 5.16 и 5.17) и ширину допустимого интервала $l_{JK} \in (l_{JK,pr}; l_{JK,dop})$ длины нижней части складывающейся штанги l_{JK} .

Представленные на рисунках 5.18 и 5.19 данные показывают, что при увеличении угла γ_{ts} ширина допустимого интервала l_{JK} заметно увеличивается, что упрощает выбор рациональной длины l_{JK} . Также снижается усилие, развиваемое подъемным гидроцилиндром в начальный момент подъема. Однако угол γ_{ts} , лимитируемый максимально возможным вертикальным габаритом МТПКК [18], для вариантов К и В не превышает $\sim 10...15^\circ$ (подраздел 5.1). Это усложняет проектирование складывающейся штанги вплоть до невозможности ее конструктивной реализации, исходя из требуемых значений геометрических или силовых характеристик.

Недостаток преодолевается при подъеме концевой опоры в два этапа:

– I этап (вспомогательный подъем) – подъем концевой опоры производится вспомогательным гидроцилиндром из транспортного положения, определяемого углом γ_{ts} , до промежуточного положения, определяемого углом $\gamma_{ps} \sim (2 \dots 3) \gamma_{ts}$;

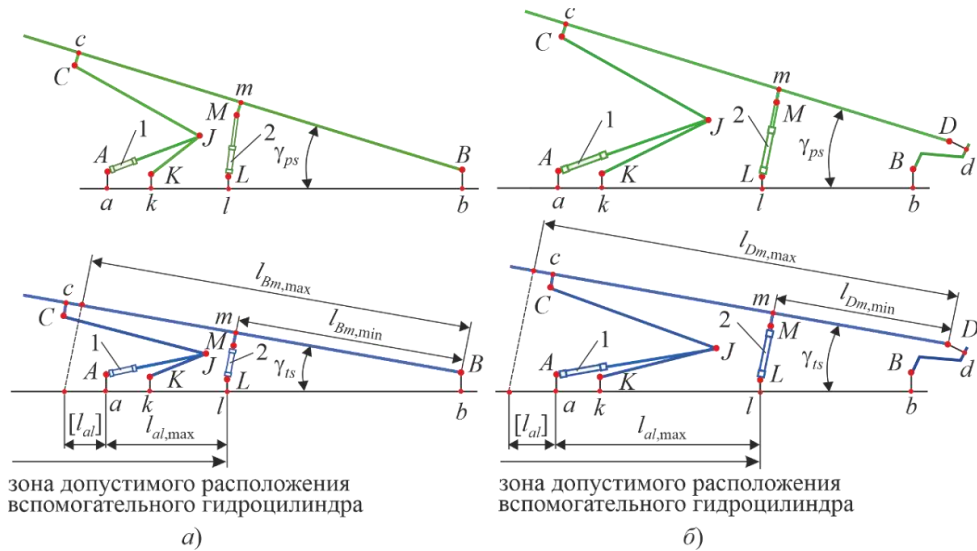
– II этап (основной подъем) – подъем концевой опоры производится с помощью складывающейся штанги основным гидроцилиндром из промежуточного положения до рабочего положения, характеризующегося углом $\gamma_w = \pi / 2 + \gamma_{ws}$.

Использование складывающейся штанги производится в интервале углов наклона концевой опоры $\gamma_t \in [\gamma_{ps}; \gamma_w]$, что позволяет выполнить проектирование штанги для более благоприятных условий: большей по размеру допустимой области 1-С-К-5 или 1-d'-D'-С-К-5 требуемого расположения центра шарнира J (рисунки 5.16 и 5.17) и большего допустимого интервала $l_{JK} \in (l_{JK,pr}; l_{JK,dop})$ длины нижней части штанги l_{JK} .

На рисунке 5.21 приведены расчетные схемы механизма установки и фиксации концевой опоры с помощью складывающейся штанги вспомогательным и основным гидроцилиндрами для МТПКК вариантов К и В.

Вспомогательный гидроцилиндр обеспечивает поворот концевой опоры на сравнительно небольшой угол $\Delta\gamma = \gamma_{ps} - \gamma_{ts} \sim (1 \dots 2) \gamma_{ts}$, поэтому его длина $L_{hc,p}$ и ход $\Delta_{hc,p}$ существенно меньше, чем для основного подъемного гидроцилиндра (рисунки 5.11 и 5.13). Вспомогательный гидроцилиндр размещается в пространстве под концевой опорой в транспортном положении и его пространственной ориентации придается оптимальное положение: продольная ось гидроцилиндра перпендикулярна продольной оси концевой опоры. Согласно результатам силового анализа установки концевой опоры в рабочее положение (подраздел 6.1), наибольшее усилие подъемный гидроцилиндр преодолевает в начальный момент подъема и именно оно определяет внутренний диаметр и мощность гидроцилиндра. Условие перпендикулярности осей обеспечивает максимальное плечо $h_{hc,p}$ действия усилия вспомогательного гидроцилиндра $R_{hc,p}$ и, как следствие, минимально возможные значения внутреннего диаметра $D_{hc,p}$ и мощности $N_{hc,p}$ вспомогательного гидроцилиндра. Минимальный размер $l_{Bm,min}$ или $l_{Dm,min}$ (рисунок 5.21) положения шар-

нира M зависит от заданных при проектировании угла наклона опоры в промежуточном положении γ_{ps} и коэффициента выдвигания штока вспомогательного гидроцилиндра $[\xi_{hc,p}]$.



a – вариант К; $б$ – вариант В

1 – основной подъемный гидроцилиндр; 2 – вспомогательный гидроцилиндр

Рисунок 5.21 – Конфигурация механизма установки и фиксации концевой опоры с помощью складывающейся штанги вспомогательным и основным гидроцилиндрами в транспортном и промежуточном положениях

Он определяется решением нелинейного алгебраического выражения:

– вариант К

$$\left\{ \left[l_{Bm,\min} (1 - \cos \gamma_{ts} \cos \gamma_{ps}) - 0,5 l_{Mm} \sin 2\gamma_{ts} + (l_{Bb} - l_{Ll}) \sin \gamma_{ts} \right]^2 + \right. \\ \left. + (l_{Bb} + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ps} - l_{Mm} \cos \gamma_{ps} - l_{Ll})^2 \cos^2 \gamma_{ts} \right\}^{0,5} - \\ - (l_{Bb} + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ts} - l_{Ll} - l_{Mm} \cos \gamma_{ts}) (1 + [\xi_{hc,p}]) = 0; \quad (5.60)$$

– вариант В

$$\left\langle \left\{ \left[l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ts} \right] - l_{Ll} \right\} \cos^{-1} \gamma_{ts} - l_{Mm} \right\rangle (1 + [\xi_{hc,p}]) - \\ - \left\langle \left[l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ps} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ps} - l_{Ll} - l_{Mm} \cos \gamma_{ps} \right]^2 + \right. \\ \left. + \left\{ l_{BD} \left[\sin(\gamma_{ps} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) \right] + l_{Bm,\min} (\cos \gamma_{ts} - \cos \gamma_{ps}) + \right. \right.$$

$$+\left[l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ts} - l_{Ll}\right] \operatorname{tg} \gamma_{ts} - l_{Mm} \sin \gamma_{ps} \left. \right\}^2 \Bigg)^{0,5} = 0. \quad (5.61)$$

Для варианта В особенностью компоновки вспомогательного гидроцилиндра является наличие дополнительного ограничения на минимальный размер $l_{Dm,\min}$. Размер l_{al} , определяющий расположение шарнира L , не может превышать размер l_{al} из-за невозможности его закрепления. С учетом данного ограничения

$$l_{Dm,\min} = l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) \cos \gamma_{ts} - [l_{Bb} - l_{Ll} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] \sin \gamma_{ts}. \quad (5.62)$$

Максимальный размер $l_{al,\max}$ и минимальная длина вспомогательного гидроцилиндра $L_{hc,p,\min}$ при минимальном размере $l_{Bm,\min}$ (или $l_{Dm,\min}$) составляют:

– вариант К

$$l_{al,\max} = l_{ab} - l_{Bm,\min} \cos \gamma_{ts} - (l_{Bb} - l_{Ll} + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ts}) \operatorname{tg} \gamma_{ts};$$

$$L_{hc,p,\min} \approx \frac{l_{Bb} + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ts} - l_{Ll}}{\cos \gamma_{ts}} - l_{Mm}; \quad (5.63)$$

– вариант В

$$l_{al,\max} = \min \begin{cases} l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{Bm,\min} \cos \gamma_{ts} - \\ - [l_{Bb} - l_{Ll} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ts}] \operatorname{tg} \gamma_{ts}; \\ l_{ab} \end{cases}$$

$$L_{hc,p,\min} \approx \frac{l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm,\min} \sin \gamma_{ts} - l_{Ll}}{\cos \gamma_{ts}} - l_{Mm}. \quad (5.64)$$

Области допустимых размеров l_{Bm} и l_{Dm} соответствуют условиям:

$$l_{Bm} \in [l_{Bm,\min}; l_{Bm,\max}] \quad \text{или} \quad l_{Dm} \in [l_{Dm,\min}; l_{Dm,\max}], \quad (5.65)$$

где $l_{Bm,\max}$, $l_{Dm,\max}$ – задаваемые при проектировании максимально допустимые значения размеров l_{Bm} и l_{Dm} .

При проектировании также может быть задан размер $\pm [l_{al}]$, который определяет максимальное отклонение расположения шарнира L (знак «+» - шарнир L расположен между шарнирами A и B , знак «-» – в противном случае). Тогда максимально допустимые значения размеров l_{Bm} и l_{Dm} составляют:

$$l_{Bm,\max} = (l_{ab} - [l_{al}]) \cos \gamma_{ts} - l_{Bb} \sin \gamma_{ts} + 0,5 l_{Ll} \sin 2\gamma_{ts}; \quad (5.66)$$

$$l_{Dm,max} = \{l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - [l_{al}]\} \cos \gamma_{ts} - [l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] \sin \gamma_{ts} + 0,5 l_{Ll} \sin 2\gamma_{ts}.$$

Альтернативным подход при проектировании может являться подход на основе задания размера l_{Bm} или l_{Dm} . Тогда определяется максимальный угол предварительного наклона $\gamma_{ps,max}$, до которого вспомогательный гидроцилиндр может поднять концевую опору при заданном значении коэффициента выдвигания штока $[\xi_{hc,p}]$, путем решения нелинейного алгебраического выражения:

– вариант К

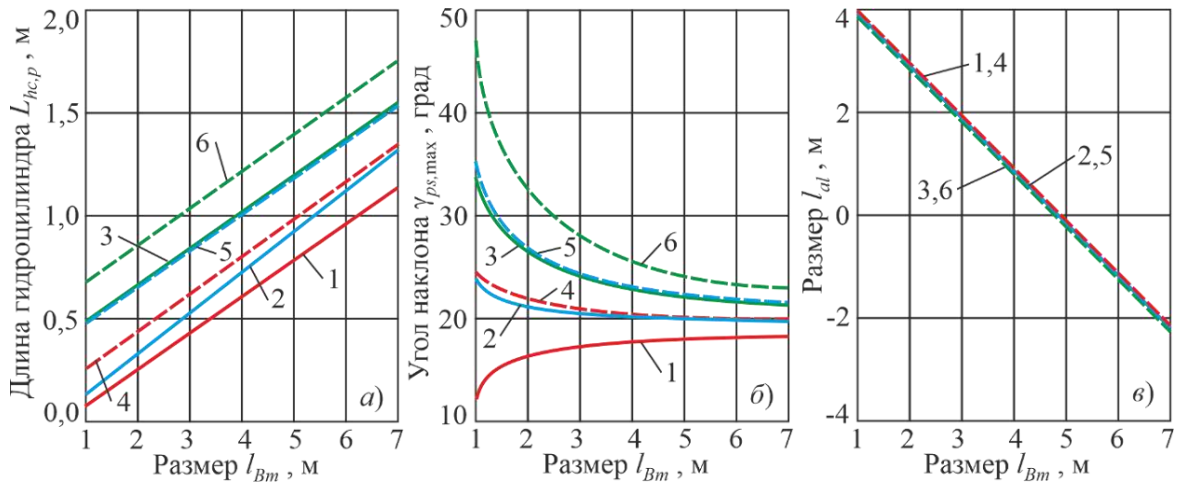
$$\begin{aligned} & \left\{ \left[l_{Bm} (1 - \cos \gamma_{ts} \cos \gamma_{ps,max}) - 0,5 l_{Mm} \sin 2\gamma_{ts} + (l_{Bb} - l_{Ll}) \sin \gamma_{ts} \right]^2 + \right. \\ & \left. + (l_{Bb} + l_{Bm} \sin \gamma_{ps,max} - l_{Mm} \cos \gamma_{ps,max} - l_{Ll})^2 \cos^2 \gamma_{ts} \right\}^{0,5} - \\ & - (l_{Bb} + l_{Bm} \sin \gamma_{ts} - l_{Ll} - l_{Mm} \cos \gamma_{ts}) (1 + [\xi_{hc,p}]) = 0; \end{aligned} \quad (5.67)$$

– вариант В

$$\begin{aligned} & \left\{ \left[l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm} \sin \gamma_{ts} \right] - l_{Ll} \right\} \cos^{-1} \gamma_{ts} - l_{Mm} \left(1 + [\xi_{hc,p}] \right) - \\ & - \left\{ \left[l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ps,max} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm} \sin \gamma_{ps,max} - l_{Ll} - l_{Mm} \cos \gamma_{ps,max} \right]^2 + \right. \\ & + \left\{ l_{BD} \left[\sin(\gamma_{ps,max} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) \right] + l_{Bm} (\cos \gamma_{ts} - \cos \gamma_{ps,max}) + \right. \\ & \left. \left. + \left[l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{Bm} \sin \gamma_{ts} - l_{Ll} \right] \operatorname{tg} \gamma_{ts} - l_{Mm} \sin \gamma_{ps,max} \right\}^2 \right\}^{0,5} = 0. \end{aligned} \quad (5.68)$$

Длина вспомогательного гидроцилиндра $L_{hc,p}$ при заданном размере l_{Bm} (или l_{Dm}) определяется зависимостями (5.63) и (5.64) с учетом замены $l_{Bm,min}$ (или $l_{Dm,min}$) на l_{Bm} (или l_{Dm}). На рисунках 5.22 и 5.23 показаны графики изменения длины вспомогательного гидроцилиндра $L_{hc,p}$, максимального угла предварительного наклона концевой опоры $\gamma_{ps,max}$ и расстояния l_{al} до места крепления шарнира L в зависимости от заданного размера l_{Bm} (l_{Dm}).

Штриховые линии на рисунке 5.23 ограничивают область недопустимых размеров l_{Dm} согласно конструктивному ограничению (5.62).

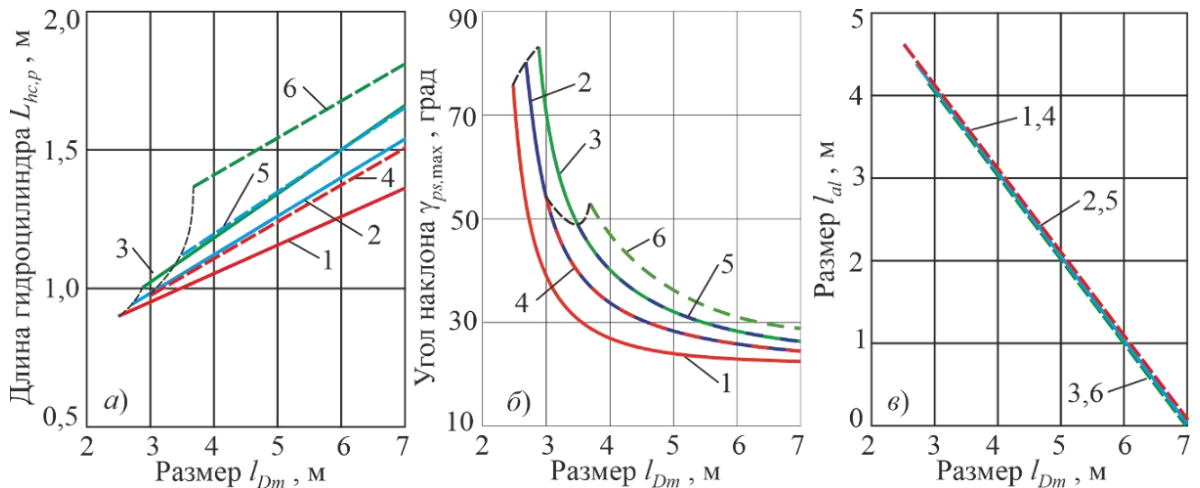


a – длина вспомогательного гидроцилиндра; *б* – максимальный угол предварительного наклона концевой опоры; *в* – расстояние до шарнира *L*

1 – $l_{Ll} = 0,2$ м, $l_{Mm} = 0,2$ м; 2 – $l_{Ll} = 0$ м, $l_{Mm} = 0,2$ м; 3 – $l_{Ll} = -0,2$ м, $l_{Mm} = 0,2$ м;

4 – $l_{Ll} = 0,2$ м, $l_{Mm} = 0$ м; 5 – $l_{Ll} = 0$ м, $l_{Mm} = 0$ м; 6 – $l_{Ll} = -0,2$ м, $l_{Mm} = 0$ м

Рисунок 5.22 – Влияние размера l_{Bm} на параметры установки вспомогательного гидроцилиндра для МТПКК варианта К



a – длина вспомогательного гидроцилиндра; *б* – максимальный угол предварительного наклона концевой опоры; *в* – расстояние до шарнира *L*

1 – $l_{Ll} = 0,2$ м, $l_{Mm} = 0,2$ м; 2 – $l_{Ll} = 0$ м, $l_{Mm} = 0,2$ м; 3 – $l_{Ll} = -0,2$ м, $l_{Mm} = 0,2$ м;

4 – $l_{Ll} = 0,2$ м, $l_{Mm} = 0$ м; 5 – $l_{Ll} = 0$ м, $l_{Mm} = 0$ м; 6 – $l_{Ll} = -0,2$ м, $l_{Mm} = 0$ м

Рисунок 5.23 – Влияние размера l_{Dm} на параметры установки вспомогательного гидроцилиндра для МТПКК варианта В

С увеличением размера l_{Bm} (l_{Dm}) длина вспомогательного гидроцилиндра $L_{hc,p}$ увеличивается, однако обеспечиваемый им максимально возможный угол предварительного наклона $\gamma_{ps,max}$ уменьшается.

5.4 Выводы по разделу 5

1. Предварительная компоновка ОТО МТПКК вносит важный вклад в формирование функциональных возможностей МТПКК и МКД в целом, так как она определяет возможности автономного движения МТПКК к месту разворачивания по автомобильным дорогам общего назначения, а также определяет возможную длину концевой опоры и, как следствие, определяет ГПХ однопролетной МКД.

2. Предварительная компоновка ОТО МТПКК должна решаться как оптимизационная задача, в которой критерием оптимальности выступает нахождение максимальной длины концевой опоры, исходя из габаритных размеров базового шасси и нормативных ограничений действующих при организации автомобильных дорожных перевозок, перевозок авиационными и морскими средствами доставки крупногабаритного тяжелого оборудования. Для МТПКК вариантов К и С диапазоны углов допустимого наклона концевой опоры в транспортном положении, обеспечивающие возможность использования опоры максимальной длины, составляют соответственно не более 5° и $18...25^\circ$. Для МТПКК варианта В выявлено оптимальное сочетание углов наклона и отклонения концевой опоры в транспортном положении, обеспечивающее минимальный вертикальный габарит установленного ОТО. На базовых шасси российского производства с числом осей от 3 до 6 возможно размещение концевых опор длиной от 6 до 18 м (без телескопирования).

3. Итоговая компоновка ОТО МТПКК, включая размещение и сопряжение основных структурных элементов механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении (самой концевой опоры, подъемного гидроцилиндра, гидравлического тормозного устройства для предохранения концевой опоры от самопрокидывания, лебедки и элементов крепления удерживающего каната и др.), окончательно определяет конструктивное исполнение МТПКК и является основой для проектирования механизмов и узлов ОТО, анализа напряженно-деформированного состояния несущих металлоконструкций, выполнения моделирования рабочих процессов при эксплуатации МТПКК, формирования стратегии планово-предупредительных ремонтов и технического обслуживания.

4. Для МТПКК с установкой концевой опоры в рабочее положение с помощью подъемного гидроцилиндра установлено наличие зон, в которых недопустимо присоединение штока подъемного гидроцилиндра к металлоконструкции концевой опоры в связи с невозможностью обеспечить полный поворот концевой опоры из транспортного положения в требуемое рабочее положение. Протяженность этих зон может достигать до 70...90 % длины концевой опоры. Зоны допустимого присоединения штока подъемного гидроцилиндра к металлоконструкции концевой опоры для МТПКК вариантов К и С примыкают к шарниру крепления концевой опоры на несущей раме базового шасси и имеют относительно небольшую протяженность (оставшиеся 10...30 % длины концевой опоры), для МТПКК варианта В протяженность указанных зон оказываются еще заметно меньше вследствие Z-образной конструкции поворотной платформы (5...20 % длины концевой опоры). Это ограничивает возможности компоновки механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении и требует использование подъемного гидроцилиндра повышенной мощности и типоразмера вследствие необходимости в начальный период подъема концевой опоры преодоления значительных усилий, создаваемых весом концевой опоры и канатного шкива.

5. На компоновку ОТО МТПКК, использующих складывающуюся штангу для установки концевой опоры в рабочее положение, накладываются весьма жесткие требования на диапазоны допустимых размеров и соотношения размеров нижней и верхней частей штанги по отношению к ее достаточно большой длине, достигающей 6...12 м. Эти требования в наименьшей степени оказывают влияние на проектирование механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении для МТПКК варианта С.

6. Требуемая длина подъемного гидроцилиндра, являющегося ключевым элементом при компоновке механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении, в значительной степени определяется вариантом конструктивного исполнения МТПКК. При установке концевой опоры непосредственно подъемным гидроцилиндром для МТПКК вариантов К и С его длина составляет 1...2,5

м в зависимости от длины опоры, для варианта В – 1,5...4 м. Для установки концевой опоры с помощью складывающейся штанги необходима длина подъемного гидроцилиндра в 1,5...2 раза меньше, чем при использовании только подъемного гидроцилиндра.

6 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ОСНОВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Задачей силового расчета ОТО на базовом шасси МТПКК является определение опорных реакций в узлах крепления ключевых элементов ОТО на этапах установки концевой опоры в рабочее положение и эксплуатации МКД, основных технических характеристик подъемных гидроцилиндров и устройств фиксации концевой опоры. Полученные результаты позволяют затем выполнить проектирование несущих металлоконструкций МТПКК и моделирование их напряженно-деформированного состояния.

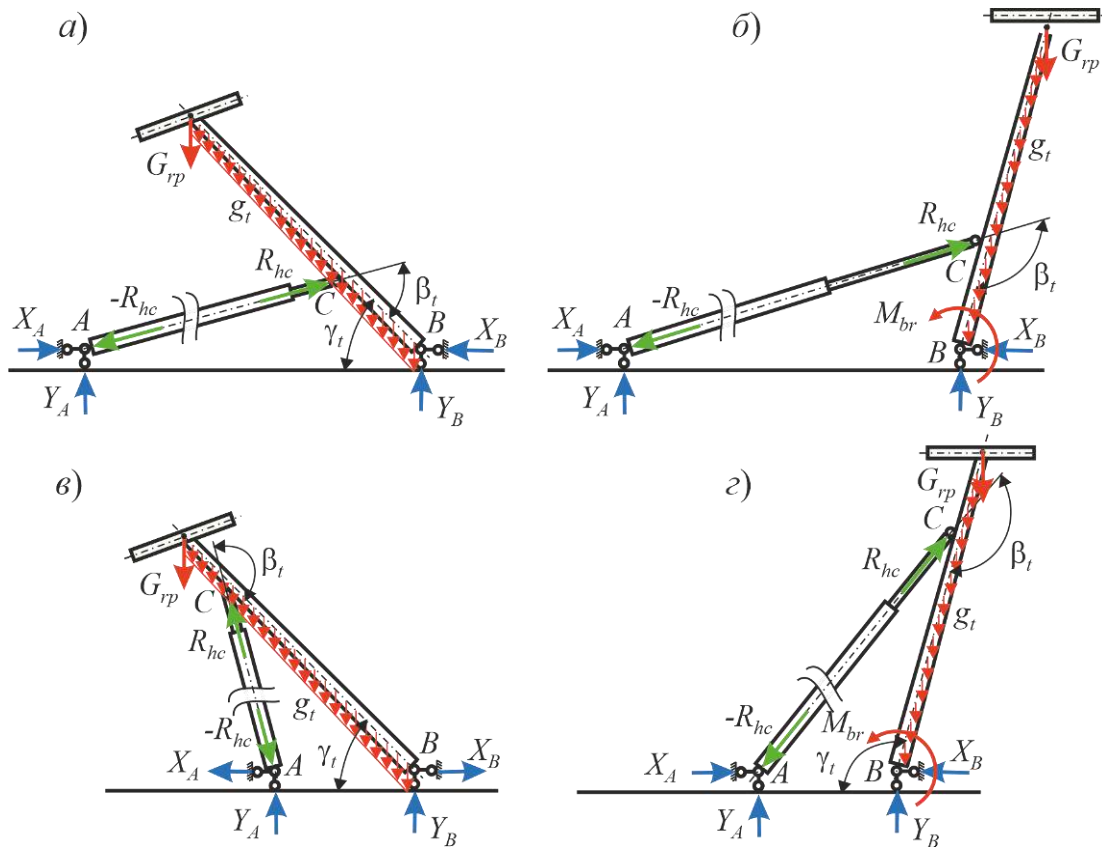
В разделе 6 представлены математические модели и расчетные методы силового анализа ключевых элементов ОТО разработанных в разделе 4 конструкций МТПКК. Указанные модели и методы более подробно рассмотрены в публикациях [46, 47, 238, 295, 296] и реализованы в зарегистрированных в Роспатенте России программах для ЭВМ [34-36].

6.1 Силовой расчет основного технологического оборудования на этапе установки концевой опоры в рабочее положение

Реализация этого этапа обеспечивается работой механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении, в котором в качестве источника движения выступает подъемный гидроцилиндр. При этом вследствие изменения конфигурации кинематической схемы механизма (рисунки 5.1 и 5.2) возникающие нагрузки имеют существенно выраженный переменный характер.

6.1.1 Силовой расчет основного технологического оборудования при центральном и концевом расположении концевой опоры при установке концевой опоры подъемным гидроцилиндром

Расчетные схемы с указанием эксплуатационных нагрузок и силовых реакций при установке концевой опоры в рабочее положение приведены на рисунке 6.1.



a – стадия 1, положение гидроцилиндра I; *б* – стадия 1, положение гидроцилиндра I;
в – стадия 2, положение гидроцилиндра II; *г* – стадия 2, положение гидроцилиндра II

Рисунок 6.1 – Расчетные схемы для МТПКК вариантов К и С

При установке концевой опоры наблюдаются две стадии движения штока гидроцилиндра, отличающиеся действующей системой эксплуатационных нагрузок:

- стадия 1 при $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi / 2$;
- стадия 2 при $\pi / 2 < \gamma_t \leq \gamma_{ws}$.

На стадии 1 шток гидроцилиндра преодолевает реактивную силу от двух весовых нагрузок – канатного шкива G_{rp} и концевой опоры g_t . Эта сила, имеющая

максимальное значение при $\gamma_t = \gamma_{ts}$, с ростом угла γ_t уменьшается, достигая нулевого значения при $\gamma_t = \pi / 2$. На стадии 2 наблюдается явление самопрокидывания концевой опоры под действием ее собственного веса. Для исключения самопрокидывания в конструкции МТПКК предусмотрено внешнее тормозное устройство (раздел 4) для создания тормозного момента $M_{br}(\gamma_t)$ относительно шарнира B в интервале углов поворота $\gamma_{br} \leq \gamma_t \leq \gamma_{ws}$. Для исключения аварийных рисков тормозной момент должен начинать действовать при $\gamma_{br} \leq \pi / 2$.

Преодолеваемое штоком гидроцилиндра внешнее усилие R_{hc} формируется весовыми нагрузками G_{rp} и g_t , а также тормозным моментом M_{br} (при $\gamma_t > \pi / 2$):

$$R_{hc} = k_R \frac{(G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \cos \gamma_t}{n_{hc} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t} \quad \text{при } (\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \gamma_{br}) \quad (6.1)$$

$$R_{hc} = k_R \frac{M_{br} + (G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \cos \gamma_t}{n_{hc} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t} \quad (\gamma_{br} < \gamma_t \leq \pi / 2 + \gamma_{ws}),$$

где k_R – коэффициент запаса по усилию гидроцилиндра; G_{rp} – вес канатного шкива с элементами механизма его ориентации; g_t – погонный вес металлоконструкции концевой опоры; β_t – угол между осями гидроцилиндра и концевой опоры.

Создаваемый тормозным устройством момент M_{br} должен превышать максимальный момент опрокидывания, который создается концевой опорой при $\gamma_t = \pi / 2 + \gamma_{ws}$, т.е. удовлетворять условию:

$$M_{br} \geq k_{br} (G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \sin \gamma_{ws}, \quad (6.2)$$

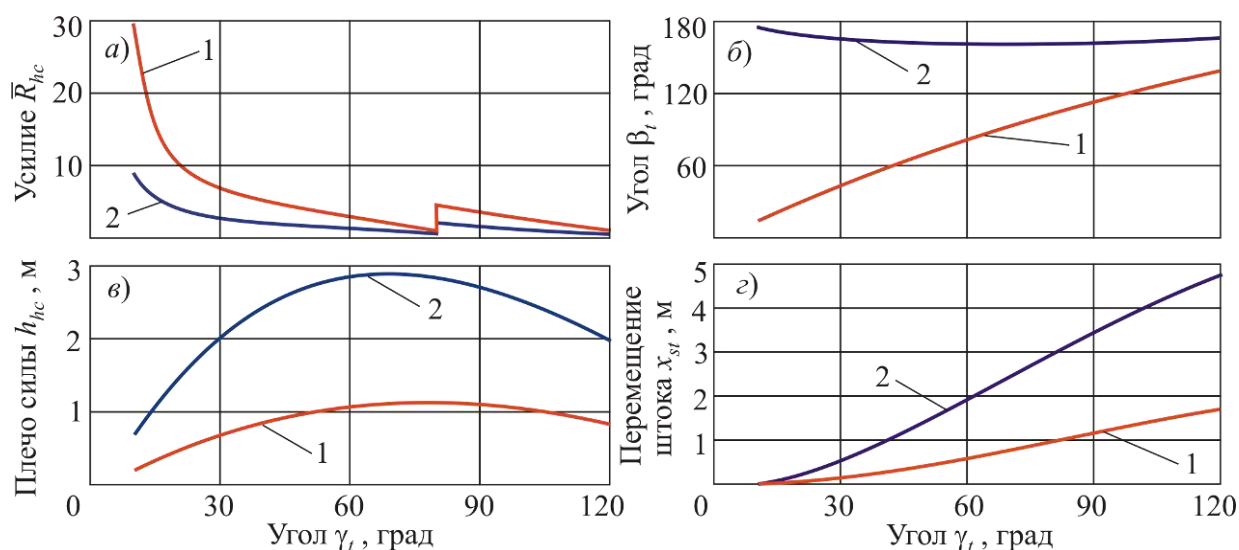
где k_{br} – коэффициент запаса торможения (принимается по рекомендациям для стреловых кранов и грузовых канатных дорог $k_{br} = 1,25$ [123; 127]).

На рисунке 6.2 показаны графики изменения нормированного значения усилия на штоке гидроцилиндра $\bar{R}_{hc} = R_{hc} / (G_{rp} + 0,5g_t l_t)$ при установке концевой опоры в рабочее положение и изменения угла β_t для двух вариантов положения гидроцилиндра (рисунок 5.10) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc, \max} = 0,9$, $\gamma_{br} = 80^\circ$ и $H_t = 10$ м. Компоновка

гидроцилиндра согласно положения *II* более благоприятна с точки зрения минимизации усилия подъема концевой опоры из транспортного положения, так как в этом случае усилие \bar{R}_{hc} существенно (примерно в 3 раза) оказывается меньше, чем при компоновке гидроцилиндра согласно положения *I*. Это связано с большим плечом действия усилия гидроцилиндра относительно шарнира *B*:

$$h_{hc} = (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t. \quad (6.3)$$

При этом требуется большее перемещение штока гидроцилиндра x_{st} из исходного положения (рисунок 6.2), хотя практически этот параметр не может рассматриваться как определяющий эффективность работы механизма.



a – нормированное усилие на штоке гидроцилиндра; *б* – угол между продольными осями гидроцилиндра и концевой опоры; *в* – плечо действия усилия гидроцилиндра; *г* – перемещение штока из исходного положения
1 – положение гидроцилиндра *I*; 2 – положение гидроцилиндра *II*

Рисунок 6.2 – Влияние угла наклона продольной оси концевой опоры на параметры работы сдвоенных гидроцилиндров

Необходимый диаметр подъемного гидроцилиндра, обеспечивающего установку концевой опоры, определяется максимальным усилием на штоке гидроцилиндра $R_{hc,I}^{\max} = R_{hc,I}(\gamma_{ts})$ с учетом округления до ближайшего большего значения из нормального ряда диаметров гидроаппаратов [17]:

$$D_{hc,I} = 2\sqrt{R_{hc,I}^{\max} / \pi \Delta p_{nom}}, \quad (6.4)$$

где Δp_{nom} – номинальная разность давления рабочей жидкости в противоположных полостях подъемного гидроцилиндра.

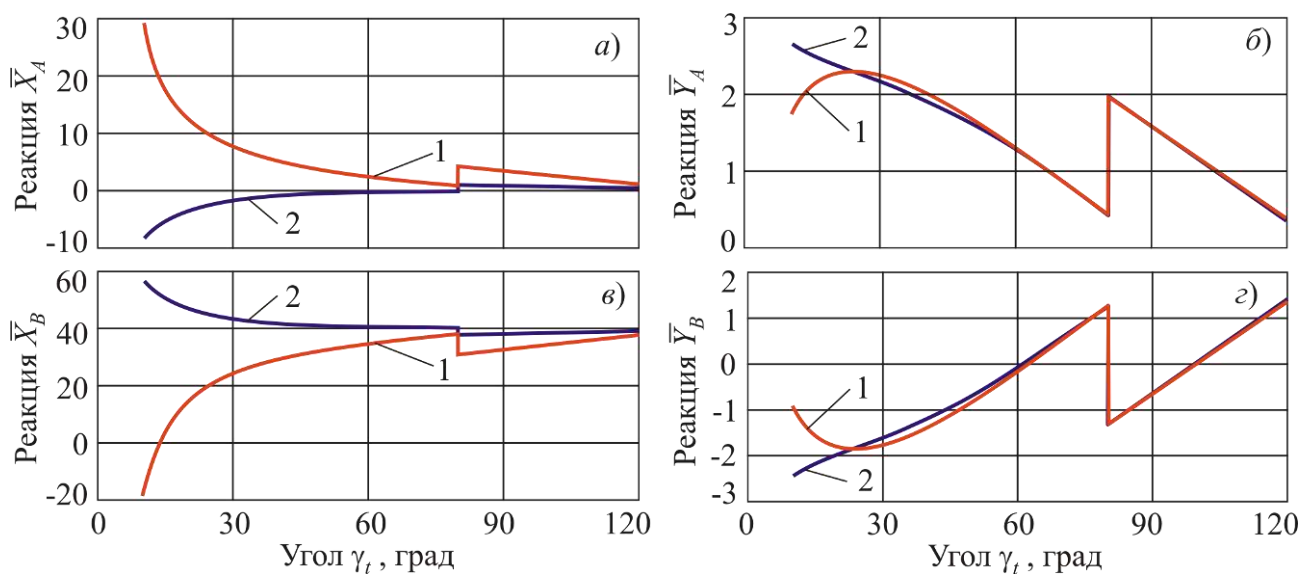
Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра составляют:

$$Y_A = R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|;$$

$$Y_B = G_{rp} + g_t H_t - n_{hc} R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|;$$

$$X_A = R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right]; \quad X_B = -n_{hc} X_A. \quad (6.5)$$

На рисунке 6.3 показаны графики изменения нормированных значений опорных реакций в узлах крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра.



$a - \bar{X}_A$; $б - \bar{Y}_A$; $в - \bar{X}_B$; $г - \bar{Y}_B$

1 – положение гидроцилиндра I; 2 – положение гидроцилиндра II

Рисунок 6.3 – Изменение нормированных опорных реакций для одинарного гидроцилиндра при изменении угла наклона оси концевой опоры

Представленный рисунок показывает изменение значений для двух вариантов положения гидроцилиндра (рисунок 5.10) при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc, \max} = 0,9$; $\gamma_{br} = 80^\circ$ и $H_t = 10$ м.

6.1.2 Силовой расчет основного технологического оборудования при выносном расположении концевой опоры при установке концевой опоры подъемным гидроцилиндром

Расчетные схемы с указанием эксплуатационных нагрузок и силовых реакций при установке концевой опоры в рабочее положение приведены на рисунке 6.4.

При установке концевой опоры наблюдаются две стадии движения штока гидроцилиндра, отличающиеся действующей системой эксплуатационных нагрузок:

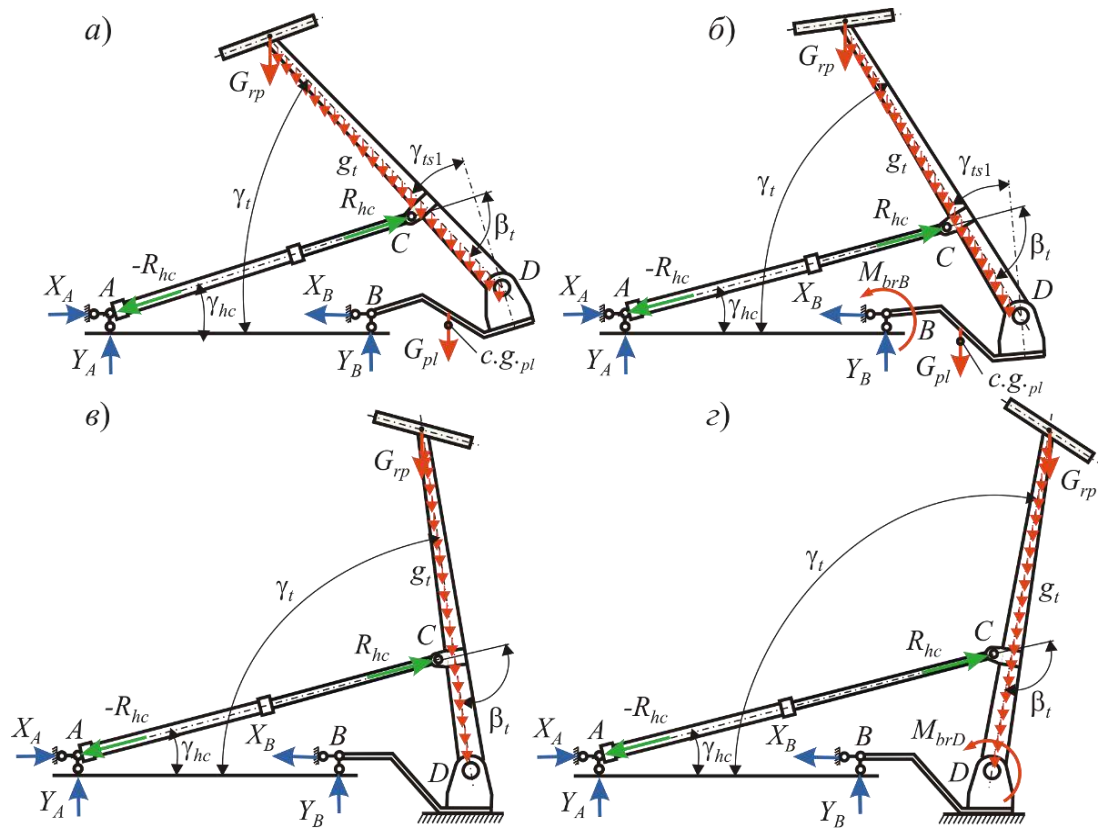
- стадия 1 при $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \gamma_{ot}$;
- стадия 2 при $\gamma_{ot} < \gamma_t \leq \pi / 2 - \gamma_{st1}$;
- стадия 3 при $\pi / 2 - \gamma_{st1} < \gamma_t \leq \pi / 2$;
- стадия 4 при $\pi / 2 < \gamma_t \leq \pi / 2 + \gamma_{ws}$.

На стадии 1 шток гидроцилиндра преодолевает реактивную силу от трех весовых нагрузок – канатного шкива G_{rp} , концевой опоры g_t и платформы G_{pl} . Эта сила, имеющая максимальное значение при $\gamma_t = \gamma_{ts}$, с ростом угла γ_t уменьшается, достигая нулевого значения при $\gamma_t = \gamma_{ot}$. На стадии 2 при повороте на угол $\gamma_t = \pi / 2 - \gamma_{st1}$ наблюдается явление самопрокидывания опоры под действием ее собственного веса – веса корневой части опоры и веса платформы (рисунок 6.4, б).

Угол начала самопрокидывания γ_{ot} находится из условия равновесия относительно шарнира B моментов весовых нагрузок решения нелинейного уравнения:

$$\begin{aligned} & \left\{ G_{rp} + 0,5g_t [l_t \cos \gamma_{ot} - l_{BD} \sin(\gamma_{ot} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] / \cos \gamma_{ot} \right\} \times \\ & \times [l_t \cos \gamma_{ot} - l_{BD} \sin(\gamma_{ot} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_{ot} + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) - \\ & - 0,5g_t l_{BD}^2 \sin^2(\gamma_{ot} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) / \cos \gamma_{ot} = 0. \end{aligned} \quad (6.6)$$

Для исключения самопрокидывания в конструкции МТПКК предусмотрено внешнее тормозное устройство (раздел 4) для создания тормозного момента $M_{brB}(\gamma_t)$ относительно шарнира B .



а – стадия 1; б – стадия 2; в – стадия 3; г – стадия 4
Рисунок 6.4 – Расчетные схемы для МТПКК варианта В

Для исключения аварийных рисков тормозной момент должен начинать действовать при $\gamma_{brB} \leq \gamma_{ot}$. Момент самопрокидывания достигает максимального значения при соприкосновении платформы с грунтом при $\gamma_t = \pi / 2 - \gamma_{ts1}$. Поэтому минимально необходимый тормозной момент, создаваемый сопряженным с шарниром B тормозным устройством, определяется как:

$$[M_{brB}] = k_{br} \left\{ 0,5 g_t l_{BD}^2 \frac{\cos^2 \gamma_{BD}}{\sin \gamma_{ts1}} + G_{pl} l_{pl} \cos \gamma_{pl} - \right. \\ \left. - (l_t \sin \gamma_{ts1} - l_{BD} \cos \gamma_{BD}) \left(G_{rp} + 0,5 g_t \frac{l_t \sin \gamma_{ts1} - l_{BD} \cos \gamma_{BD}}{\sin \gamma_{ts1}} \right) \right\}. \quad (6.7)$$

Поворот концевой опоры на стадии 3 аналогичен повороту на стадии 1 вариантов К и С, т.е. шток гидроцилиндра преодолевает реактивное действие весовых нагрузок G_{rp} и g_t (рисунок 6.4, в). Поворот опоры на стадии 4 аналогичен повороту на стадии 2 вариантов К и С, т.е. реализуются условия самопрокидывания опоры под действием ее собственного веса (рисунок 6.4, г). На этой стадии необходимо

использование внешнего тормозного устройства, действие которого должно начинаться при повороте концевой опоры на угол $\gamma_t = \gamma_{brD} \leq \pi / 2$. Минимально необходимый тормозной момент $[M_{brD}]$, создаваемый сопряженным с шарниром D тормозным устройством, определяется соотношением (6.2).

В зависимости от соотношения размеров кинематической схемы механизма установки и фиксации концевой опоры, а также весовых нагрузок G_{rp} , G_{pl} и g_t расчет угла γ_{ot} по условию (6.4) может привести к следующему результату: $\gamma_{ot} \geq \pi / 2 - \gamma_{ts1}$. Это свидетельствует об отсутствии условий для самопрокидывания концевой опоры и стадии 2. Если $\gamma_{ws} < 0$, то стадия 4 также отсутствует. В этих случаях соответствующие внешние тормозные устройства можно не использовать.

Преодолеваемое штоком гидроцилиндра внешнее усилие R_{hc} формируется весовыми нагрузками G_{rp} , g_t , G_{pl} , тормозными моментами M_{brB} и M_{brD} :

– стадия 1 ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \gamma_{ot}$)

$$R_{hc} = [n_{hc}(l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t]^{-1} \left\{ \left[G_{rp} + 0,5 g_t \frac{l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})}{\cos \gamma_t} \right] \times \right. \\ \times [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) - \\ \left. - 0,5 g_t l_{BD}^2 \frac{\sin^2(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})}{\cos \gamma_t} \right\} k_R \quad \text{при } \gamma_{ts} \leq \gamma_t < \gamma_{brB}; \quad (6.8)$$

$$R_{hc} = [n_{hc}(l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t]^{-1} \left\{ \left[G_{rp} + 0,5 g_t \frac{l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})}{\cos \gamma_t} \right] \times \right. \\ \times [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + [M_{brB}] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) - \\ \left. - 0,5 g_t l_{BD}^2 \frac{\sin^2(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})}{\cos \gamma_t} \right\} k_R \quad \text{при } \gamma_{brB} \leq \gamma_t \leq \gamma_{ot};$$

– стадия 2 ($\gamma_{ot} < \gamma_t \leq \pi / 2 - \gamma_{st1}$)

$$R_{hc} = [n_{hc}(l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t]^{-1} \left\{ \left[G_{rp} + 0,5 g_t \frac{l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})}{\cos \gamma_t} \right] \times \right. \\ \times [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + [M_{brB}] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) -$$

$$\left. -0,5g_t l_{BD}^2 \frac{\sin^2(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})}{\cos \gamma_t} \right\} k_R; \quad (6.9)$$

– стадия 3 ($\pi/2 - \gamma_{st1} < \gamma_t \leq \pi/2$)

$$R_{hc} = k_R \frac{(G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \cos \gamma_t}{n_{hc} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t} \quad \text{при } \pi/2 - \gamma_{st1} < \gamma_t < \gamma_{brD};$$

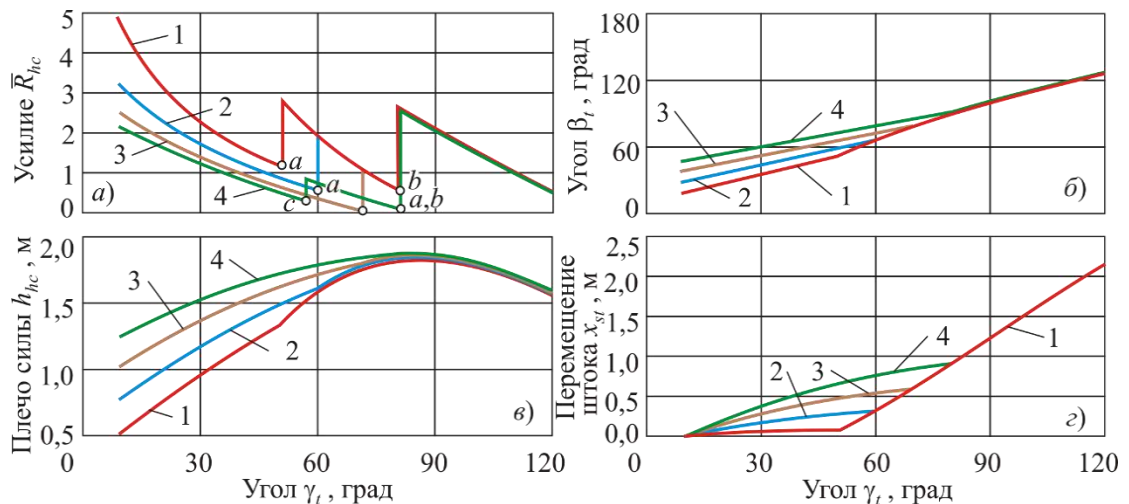
$$R_{hc} = k_R \frac{[M_{brD}] + (G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \cos \gamma_t}{n_{hc} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t} \quad \text{при } \gamma_{brD} \leq \gamma_t < \pi/2; \quad (6.10)$$

– стадия 4 ($\pi/2 < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$)

$$R_{hc} = k_R \frac{[M_{brD}] + (G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \cos \gamma_t}{n_{hc} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t}, \quad (6.11)$$

где n_{hc} – число гидроцилиндров механизма установки и фиксации концевой опоры.

На рисунке 6.5 показаны графики изменения нормированного значения усилия на штоке гидроцилиндра $\bar{R}_{hc} = R_{hc} / (G_{rp} + 0,5g_t l_t)$ при использовании сдвоенных гидроцилиндров, а также изменение угла β_t , плеча h_{hc} действия силы R_{hc} и перемещения штока гидроцилиндра x_{st} для положения гидроцилиндра I при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc, \max} = 0,9$; $H_t = 10$ м; $\gamma_{brB} = \gamma_{ot} - 10^\circ$; $\gamma_{brD} = 80^\circ$ и нескольких значениях угла γ_{ts1} .



a – нормированное усилие на штоке гидроцилиндра; b – угол между продольными осями гидроцилиндра и концевой опоры; $в$ – плечо действия усилия гидроцилиндра; $з$ – перемещение штока из исходного положения

$$1 - \gamma_{ts1} = 40^\circ; 2 - \gamma_{ts1} = 30^\circ; 3 - \gamma_{ts1} = 20^\circ; 4 - \gamma_{ts1} = 10^\circ$$

Рисунок 6.5 – Влияние угла наклона продольной оси концевой опоры на параметры работы сдвоенных гидроцилиндров

На графиках нанесены характерные точки, связанные с поворотом опоры:

- точка a соответствует моменту опускания поворотной платформы на грунт;
- точка b соответствует моменту начала действия тормозного момента M_{brD} ;
- точка c соответствует моменту начала действия тормозного момента M_{brB} .

Видно (рисунок 6.5, а), что изменение траектории движения концевой опоры в момент опускания поворотной платформы на грунт (точка a , угол $\gamma_t = \pi / 2 - \gamma_{ts1}$) вызывает скачкообразное увеличение усилия R_{hc} на штоке гидроцилиндра. Для случая $\gamma_{ts1} = 10^\circ$ (кривая 4) р при угле $\gamma_{ot} = 66^\circ$ реализуется явление самопрокидывания поворотной платформы с концевой опорой относительно шарнира B , вследствие чего на графике наблюдается точка c – момент начала действия тормозного момента M_{brB} . Для других рассмотренных случаев явление самопрокидывания не проявляется, так как оно должно реализовываться при больших углах поворота γ_t , чем угол опускания платформы на грунт, т.е.

$$\gamma_t = \pi / 2 - \gamma_{ts1} < \gamma_{brB} = \gamma_{ot} - \Delta\gamma_{ot}, \quad (6.12)$$

где $\Delta\gamma_{ot}$ – угол опережения действия тормозного момента M_{brB} .

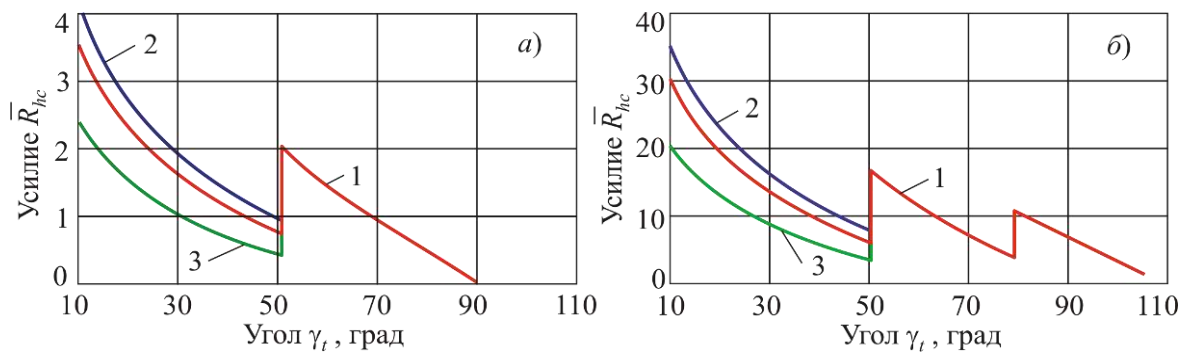
Необходимый диаметр подъемного гидроцилиндра $D_{hc,I}$ для установки концевой опоры в рабочее положение определяется зависимостью (6.3).

На стадиях 1 и 2 (при $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi / 2 - \gamma_{ts1}$) наличие поворотной платформы приводит к уменьшению усилия на штоке подъемного гидроцилиндра из-за действия крутящего момента от веса платформы относительно шарнира B , суммирующегося с моментом от усилия R_{hc} . На рисунке 6.6 приведены графики изменения нормированного усилия \bar{R}_{hc} в зависимости от веса поворотной платформы G_{pl} . Увеличение веса поворотной платформы G_{pl} заметно снижает усилие на штоке гидроцилиндра R_{hc} во всем диапазоне углов γ_t стадий 1 и 2. Максимальное усилие $R_{hc,max}$ в начальный момент установки концевой опоры вполне возможно снижать путем целенаправленного подбора весовых характеристик отдельных частей плат-

формы, в первую очередь, наиболее удаленных от шарнира B . Однако, как показывают графики на рисунке 6.6, утяжеление поворотной платформы имеет положительный эффект до тех пор, пока не будет достигнуто равенство:

$$R_{hc,max}(\gamma_t = \gamma_{ts}) = R_{hc}(\gamma_t = \pi/2 - \gamma_{ts1}). \quad (6.13)$$

Увеличение веса поворотной платформы G_{pl} положительного эффекта оказывать уже не будет.



$$a - \gamma_{ws} = 0^\circ; \quad b - \gamma_{ws} = 15^\circ$$

$$(1 - G_{pl}; \quad 2 - 0,5 G_{pl}; \quad 3 - 2 G_{pl})$$

Рисунок 6.6 – Изменение нормированного усилия на штоке подъемного гидроцилиндра в зависимости от веса поворотной платформы

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и гидроцилиндра (рисунок 6.4) составляют:

– стадия 1 ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \gamma_{to}$)

$$X_A = R_{hc} \cos \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\},$$

$$X_B = -n_{hc} X_A;$$

$$Y_A = R_{hc} \sin \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\},$$

$$Y_B = G_{rp} + 0,5 g_t l_t + G_{pl} -$$

$$- n_{hc} R_{hc} \sin \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\}; \quad (6.14)$$

– стадия 2 ($\gamma_{ot} < \gamma_t \leq \pi/2 - \gamma_{st1}$)

$$X_A = R_{hc} \cos \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\},$$

$$X_B = -n_{hc} X_A;$$

$$Y_A = R_{hc} \sin \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\},$$

$$Y_B = G_{rp} + 0,5 g_t l_t + G_{pl} -$$

$$-n_{hc} R_{hc} \sin \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\}; \quad (6.15)$$

– стадии 3 и 4 ($\pi/2 - \gamma_{st1} < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$)

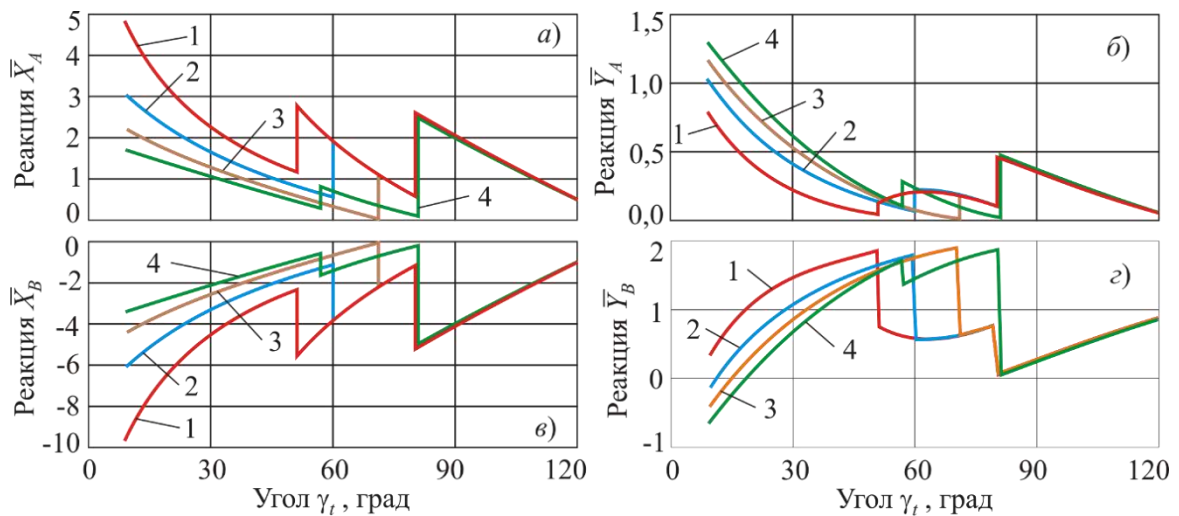
$$X_A = R_{hc} \cos \left\{ \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right\},$$

$$X_B = -n_{hc} X_A;$$

$$Y_A = R_{hc} \sin \left\{ \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right\},$$

$$Y_B = G_{rp} + 0,5 g_t l_t - n_{hc} R_{hc} \sin \left\{ \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right\}. \quad (6.16)$$

На рисунке 6.7 показаны графики изменения нормированных опорных реакций в узлах шарнирного крепления концевой опоры и гидроцилиндра.



$a - \bar{X}_A$; $б - \bar{Y}_A$; $в - \bar{X}_B$; $з - \bar{Y}_B$

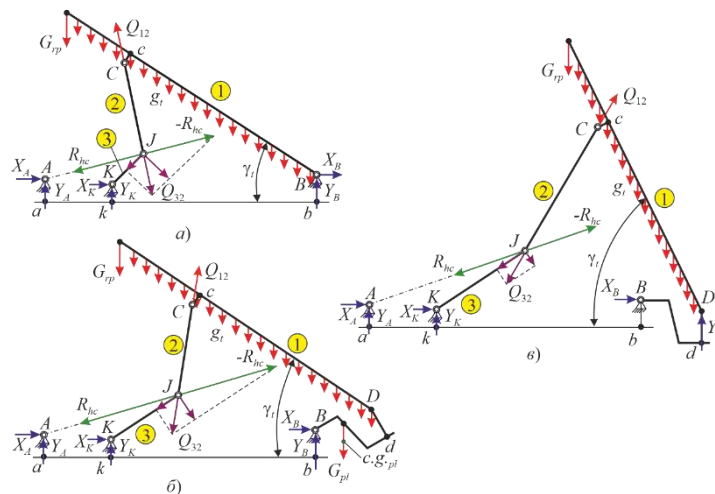
Рисунок 6.7 – Изменение нормированных опорных реакций при изменении угла наклона концевой опоры

Представленный рисунок показывает изменение нормированных опорных реакций к несущей раме для положения гидроцилиндра I при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc, \max} = 0,9$ и $l_t = 10$ м.

6.1.3 Силовой расчет основного технологического оборудования при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги

Расчетные схемы с указанием эксплуатационных нагрузок и силовых реакций при установке концевой опоры в рабочее положение с помощью складывающейся штанги приведены на рисунке 6.8. Было введено допущение: весом складывающейся штанги можно пренебречь вследствие его незначительности по отношению к общему весу концевой опоры, поворотной платформы и канатного шкива.

Положительной особенностью механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении с помощью складывающейся штанги является отсутствие явления самопрокидывания. Это позволяет отказаться от использования дополнительных внешних тормозных устройств. Поэтому при силовом расчете установки концевой опоры с помощью складывающейся штанги следует рассмотреть либо одну стадию подъема опоры в интервале $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$ (варианты К и С), либо две стадии последовательно в интервалах углов $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2 - \gamma_{ts1}$ и $\pi/2 - \gamma_{ts1} < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$ (вариант В).



a – вариант К; $б$ – вариант В, $\gamma_t \leq \pi/2 - \gamma_{ts1}$; $в$ – вариант В, $\gamma_t > \pi/2 - \gamma_{ts1}$

1 – концевая опора; 2 – верхняя часть штанги; 3 – нижняя часть штанги

Рисунок 6.8 – Расчетные схемы для МТПКК вариантов К и В

Верхняя часть штанги является передаточным звеном между концевой опорой и подъемным гидроцилиндром, соединенной с его штоком шарниром J . Так как на верхнюю часть штанги не действуют какие-либо внешние силы, то согласно теореме о двух силах [184] усилия, действующие на шарниры C и J , лежат на одной прямой вдоль продольной оси верхней части штанги и равны $\vec{Q}_{12} = -\vec{Q}_{32}$. Усилие Q_{32} , обусловленное действием верхней части штанги на ее нижнюю часть, выражается следующими соотношениями:

– варианты К и С

$$Q_{32} = \frac{(G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \cos \gamma_t}{[l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \quad (6.17)$$

– вариант В

стадия 1 ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2 - \gamma_{ts1}$)

$$Q_{32} = h_{32}^{-1} \left\{ G_{rp} [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \right. \\ \left. + g_t l_t [0,5l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{Bd})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) \right\} \sin \gamma_{sh2} \quad (6.18)$$

стадия 2 ($\pi/2 - \gamma_{ts1} < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$)

$$Q_{32} = \frac{(G_{rp} + 0,5g_t l_t) l_t \cos \gamma_t}{[l_{cD} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}, \quad (6.19)$$

где h_{32} – плечо действия силы Q_{32} относительно шарнира B , равное

$$h_{32} = \sqrt{(l_{ab} - x_{0,t})^2 + (l_{Bb} - y_{0,t})^2}. \quad (6.20)$$

Параметры $x_{0,t}$ и $y_{0,t}$ являются текущими (зависящими от угла γ_t) координатами точки на прямой линии через центры шарниров C и J . Она характеризуется минимальным расстоянием до центра шарнира B и ее координата $x_{0,t}$ определяется минимизацией на интервале $x \in [l_{ak}; l_{ab}]$ целевой функции вида

$$O(x) = \sqrt{(l_{ab} - x)^2 + [l_{Bb} - (y_{C,t} - y_{J,t})(x - x_{J,t}) / (x_{C,t} - x_{J,t}) - y_{J,t}]^2} \rightarrow \min. \quad (6.21)$$

Оптимальное значение x_{opt} переменной x определяет координаты искомой точки:

$$x_{0,t} = x_{opt}; \quad y_{0,t} = (y_{C,t} - y_{J,t})(x_{opt} - x_{J,t}) / (x_{C,t} - x_{J,t}) + y_{J,t}. \quad (6.22)$$

Необходимое усилие на штоке гидроцилиндра при подъеме концевой опоры приближенно определяется следующими зависимостями:

– варианты К и С

$$R_{hc} = \frac{k_R (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \sin(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1})}{n_{hc} [l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2}) \sin(\gamma_{sh1} - \gamma_{hc})}; \quad (6.23)$$

– вариант В

стадия 1 ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2 - \gamma_{ts1}$)

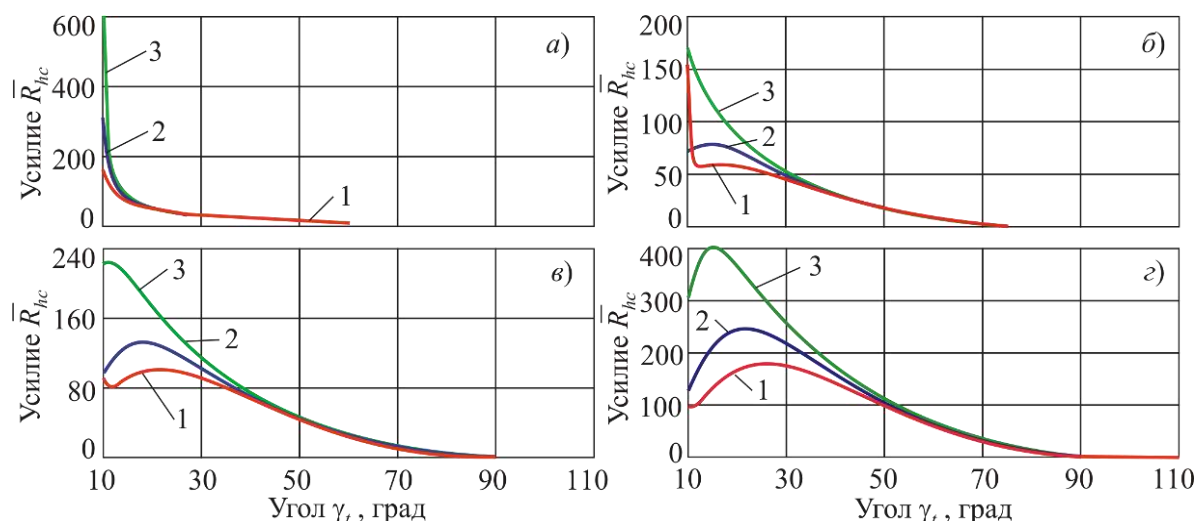
$$R_{hc} = k_R \frac{\sin \gamma_{sh2} \sin(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1})}{n_{hc} h_{32} \sin(\gamma_{sh1} - \gamma_{hc})} \left\{ G_{rp} [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \right. \\ \left. + g_t l_t [0,5 H_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{Bd})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) \right\}, \quad (6.24)$$

стадия 2 ($\pi/2 - \gamma_{ts1} < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$)

$$R_{hc} = \frac{k_R (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \sin(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1})}{n_{hc} [l_{cD} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2}) \sin(\gamma_{sh1} - \gamma_{hc})}. \quad (6.25)$$

На рисунках 6.9 и 6.10 показаны графики изменения нормированного усилия на штоке гидроцилиндра \bar{R}_{hc} при использовании сдвоенных гидроцилиндров при установке концевой опоры длиной 10 м для нескольких значений угла γ_{ws} и длины нижней части складывающейся штанги l_{JK} .

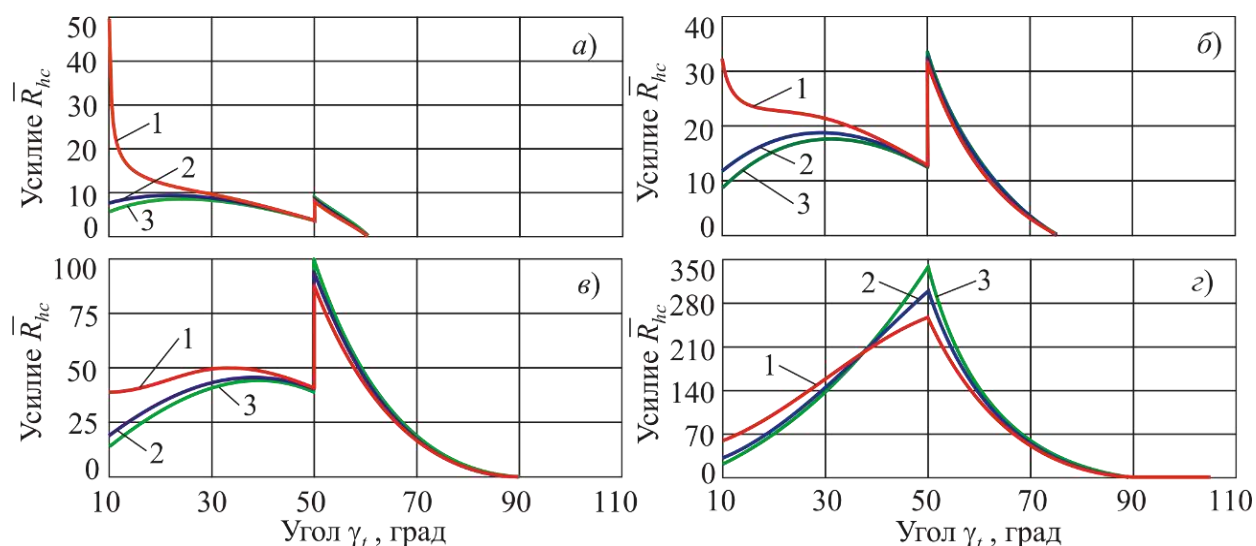
Силовые характеристики гидропривода механизма подъема и фиксации концевой опоры в рабочем положении со складывающейся штангой весьма чувствительны к длине нижней части штанги l_{JK} и к углу наклона опоры в рабочем положении γ_{ws} . Это особенно сказывается на начальном этапе подъема, а затем влияние длины l_{JK} перестает проявляться. Однако для варианта В наблюдается значительное скачкообразное повышение усилия \bar{R}_{hc} при переходе на вторую стадию подъема в момент начала поворота опоры относительно шарнира D . С увеличением угла γ_{ws} ширина интервала углов γ_t , в пределах которого наблюдается влияние длины штанги l_{JK} на усилие R_{hc} , также увеличивается. Например, для вариантов К и С – с $\sim 10^\circ$ при $\gamma_{ws} = -30^\circ$ до $\sim 40^\circ$ при $\gamma_{ws} = 15^\circ$ (рисунок 6.9), для варианта В – с $\sim 30^\circ$ до $\sim 40^\circ$ (рисунок 6.10).



$$a - \gamma_{ws} = -30^\circ; \text{ б} - \gamma_{ws} = -15^\circ; \text{ в} - \gamma_{ws} = 0^\circ; \text{ г} - \gamma_{ws} = 15^\circ$$

$$1 - l_{JK} = l_{JK,pr}; 2 - l_{JK} = l_{JK,pr} + 0,5(l_{JK,dop} - l_{JK,pr}); 3 - l_{JK} = l_{JK,pr} + 0,8(l_{JK,dop} - l_{JK,pr})$$

Рисунок 6.9 – Изменение нормированного усилия на штоке подъемного гидроцилиндра для МТПКК вариантов К и С



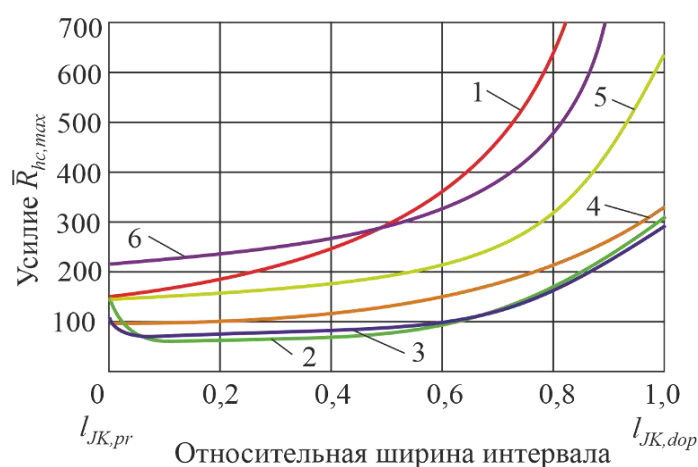
$$a - \gamma_{ws} = -30^\circ; \text{ б} - \gamma_{ws} = -15^\circ; \text{ в} - \gamma_{ws} = 0^\circ; \text{ г} - \gamma_{ws} = 15^\circ$$

$$1 - l_{JK} = l_{JK,pr}; 2 - l_{JK} = l_{JK,pr} + 0,5(l_{JK,dop} - l_{JK,pr}); 3 - l_{JK} = l_{JK,pr} + 0,8(l_{JK,dop} - l_{JK,pr})$$

Рисунок 6.10 – Изменение нормированного усилия на штоке подъемного гидроцилиндра для МТПКК варианта В

Для вариантов К и С наибольшие значения усилия на штоке гидроцилиндра наблюдаются либо в начальный момент подъема, либо при повороте концевой опоры в пределах первых 10...15°. На рисунке 6.11 показано влияние длины нижней части складывающейся штанги в пределах интервала $l_{JK,pr} \leq l_{JK} \leq l_{JK,dop}$ на максимальное усилие $R_{hc,max}$. Наименьшие усилия $R_{hc,max}$ достигаются, когда длина l_{JK}

совпадает или близка к предельной длине $l_{JK,pr}$ (находится от величины $l_{JK,pr}$ в пределах до 10...15 % разности $(l_{JK,dop} - l_{JK,pr})$). Но нельзя однозначно рекомендовать принимать длину нижней части штанги $l_{JK} = l_{JK,pr}$, так как жесткие конструктивные ограничения на компоновку механизма со складывающейся штангой в транспортном положении и влияние его характерных размеров (рисунок 5.2) не позволяют заранее определить условия, когда наименьшее значение $R_{hc,max}$ будет соответствовать равенству $l_{JK} = l_{JK,pr}$.



1 – $\gamma_{ws} = -30^\circ$; 2 – $\gamma_{ws} = -20^\circ$; 3 – $\gamma_{ws} = -15^\circ$; 4 – $\gamma_{ws} = -10^\circ$; 5 – $\gamma_{ws} = 0^\circ$; 6 – $\gamma_{ws} = 10^\circ$

Рисунок 6.11 – Максимальное нормированное усилие на штоке гидроцилиндра в зависимости от длины нижней части складывающейся штанги

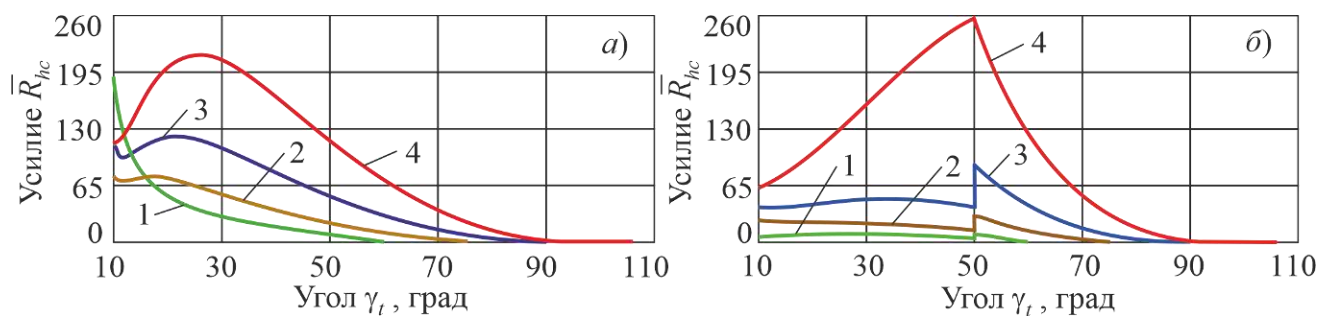
Так как для механизма со складывающейся штангой требуемая мощность гидропривода существенно больше, чем при выполнении подъема концевой опоры непосредственно с помощью подъемного гидроцилиндра, целесообразно уметь находить оптимальную длину нижней части штанги $l_{JK,opt}$, при которой можно использовать гидроцилиндр минимального диаметра D_{hc} .

Задача определения оптимальной длины $l_{JK,opt}$ формулируется следующим образом: для заданного угла γ_{ws} найти такую длину нижней части штанги l_{JK} из диапазона ее возможных длин $l_{JK} \in [l_{JK,pr}; l_{JK,pr} + (l_{JK,dop} - l_{JK,pr}) / 2]$, при котором

$$R_{hc,max}(l_{JK}) \rightarrow \min . \quad (6.26)$$

Данная оптимизационная задача имеет один оптимизируемый параметр – l_{JK} и для ее решения пригодны известные прямые методы однопараметрической безусловной оптимизации [82] на основе вычисления целевой функции (6.7).

На рисунке 6.12 показаны графики изменения нормированного усилия на штоке гидроцилиндра \bar{R}_{hc} при использовании исходных данных рисунков 6.9 и 6.10 и оптимальных длин $l_{JK,opt}$. Угол наклона опоры в рабочем положении γ_{ws} существенно влияет на максимальное усилие $R_{hc,max}$. При проектировании МТПКК целесообразно задание отрицательных углов γ_{ws} , так как при этом возможно использование подъемных гидроцилиндров меньшего типоразмера мощности. Угол наклона концевой опоры в рабочем положении целесообразно выбирать из интервала $\gamma_{ws} = -25^\circ \dots -10^\circ$. Поэтому МТПКК варианта В более предпочтителен, чем варианты К и С. В указанном диапазоне углов γ_{ws} для варианта В максимальное усилие $R_{hc,max}$ оказывается в 3...5 раз меньше, чем для вариантов К и С, что позволяет использовать подъемный гидроцилиндр с диаметром в 1,7...2,2 раза меньше.



a – вариант К; *б* – вариант В

1 – $\gamma_{ws} = -30^\circ$; 2 – $\gamma_{ws} = -15^\circ$; 3 – $\gamma_{ws} = 0^\circ$; 4 – $\gamma_{ws} = 15^\circ$

Рисунок 6.12 – Изменение нормированного усилия на штоке при подъеме опоры при оптимальной длине нижней части складывающейся штанги

В случае варианта В на стадии 1 (при $\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi/2 - \gamma_{ts1}$) поворотная платформа обеспечивает уменьшение усилия на штоке гидроцилиндра R_{hc} вследствие действия обусловленного ее весом крутящего момента относительно шарнира В. На рисунке 6.13 приведены графики изменения нормированного усилия \bar{R}_{hc} в за-

висимости от веса платформы G_{pl} . С его повышением усилие R_{hc} заметно снижается во всем интервале углов γ_t стадии 1 установки концевой опоры. Однако максимальное усилие $R_{hc,max}$, определяющее необходимый диаметр подъемного гидроцилиндра D_{hc} , возникает в начальный момент стадии 2 установки концевой опоры. Поэтому увеличение веса поворотной платформы оказывается практически бесполезным, так как не оказывает влияния на снижение массо-габаритных характеристик и мощности подъемного гидроцилиндра. Этот вывод диаметрально противоположен выводу об эффективности утяжеления поворотной платформы, который был сделан ранее в пункте 6.1.2 при рассмотрении варианта установки концевой опоры непосредственно подъемным гидроцилиндром.

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры, подъемного гидроцилиндра и нижней части складывающейся штанги (рисунки 6.8) составляют:

– варианты К и С

$$\begin{aligned}
 X_A &= \mp R_{hc} \cos \left\{ \arctg[(y_{J,t} - l_{Aa}) / x_{J,t}] \right\}; \quad Y_A = -R_{hc} \sin \left\{ \arctg[(y_{J,t} - l_{Aa}) / x_{J,t}] \right\}; \\
 X_B &= \mp \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \cos \gamma_{sh2}}{[l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \\
 Y_B &= G_{rp} + g_t H_t - \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \sin \gamma_{sh2}}{[l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \\
 X_K &= \pm \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \cos(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1}) \cos \gamma_{sh1}}{n_{hc} [l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \\
 Y_K &= \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \cos(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1}) \sin \gamma_{sh1}}{n_{hc} [l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \quad (6.27)
 \end{aligned}$$

– вариант В

$$X_A = -R_{hc} \cos \left\{ \arctg[(y_{J,t} - l_{Aa}) / x_{J,t}] \right\}; \quad Y_A = -R_{hc} \sin \left\{ \arctg[(y_{J,t} - l_{Aa}) / x_{J,t}] \right\}; \quad (6.28)$$

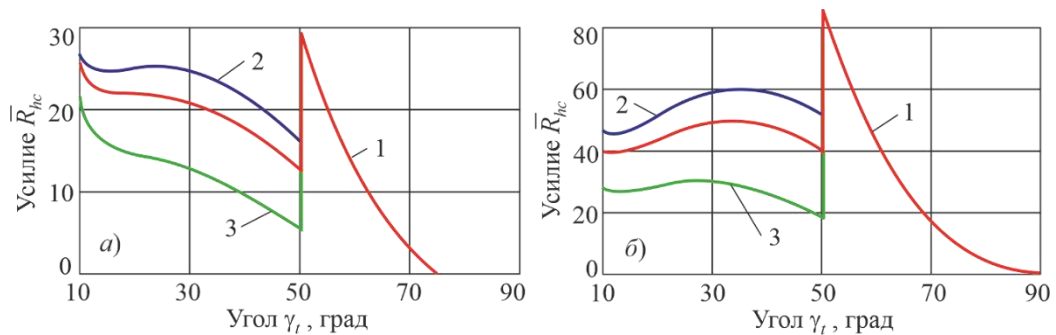
стадия 1 ($\gamma_{ts} \leq \gamma_t \leq \pi / 2 - \gamma_{ts1}$)

$$\begin{aligned}
 X_B &= -0,5 \sin 2\gamma_{sh2} \left\{ G_{rp} [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \right. \\
 &+ g_t l_t [0,5 l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{Bd})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) \left. \right\} / h_{32}; \\
 Y_B &= G_{rp} + g_t l_t + G_{pl} - \sin^2 \gamma_{sh2} \left\{ G_{rp} [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + g_t l_t [0,5 l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{Bd})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) \} / h_{32}; \\
X_K &= \frac{\sin \gamma_{sh2} \cos(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1}) \cos \gamma_{sh1}}{n_{hc} h_{32}} \{ G_{rp} [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \\
& + g_t l_t [0,5 l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{Bd})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) \}; \\
Y_K &= \frac{\sin \gamma_{sh2} \cos(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1}) \sin \gamma_{sh1}}{n_{hc} h_{32}} \{ G_{rp} [l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD})] + \\
& + g_t l_t [0,5 l_t \cos \gamma_t - l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{Bd})] - G_{pl} l_{pl} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{pl}) \}; \quad (6.29)
\end{aligned}$$

стадия 2 ($\pi/2 - \gamma_{st1} < \gamma_t \leq \pi/2 + \gamma_{ws}$)

$$\begin{aligned}
X_B &= - \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \cos \gamma_{sh2}}{[l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \\
Y_D &= G_{rp} + g_t l_t - \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \sin \gamma_{sh2}}{[l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \\
X_K &= \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \cos(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1}) \cos \gamma_{sh1}}{n_{hc} [l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}; \\
Y_K &= \frac{(G_{rp} + 0,5 g_t l_t) l_t \cos \gamma_t \cos(\gamma_{sh2} - \gamma_{sh1}) \sin \gamma_{sh1}}{n_{hc} [l_{Bc} - l_{Cc} \cos(\gamma_t + \gamma_{sh2})] \sin(\gamma_t + \gamma_{sh2})}. \quad (6.30)
\end{aligned}$$



а – $\gamma_{ws} = -15^\circ$; б – $\gamma_{ws} = 0^\circ$

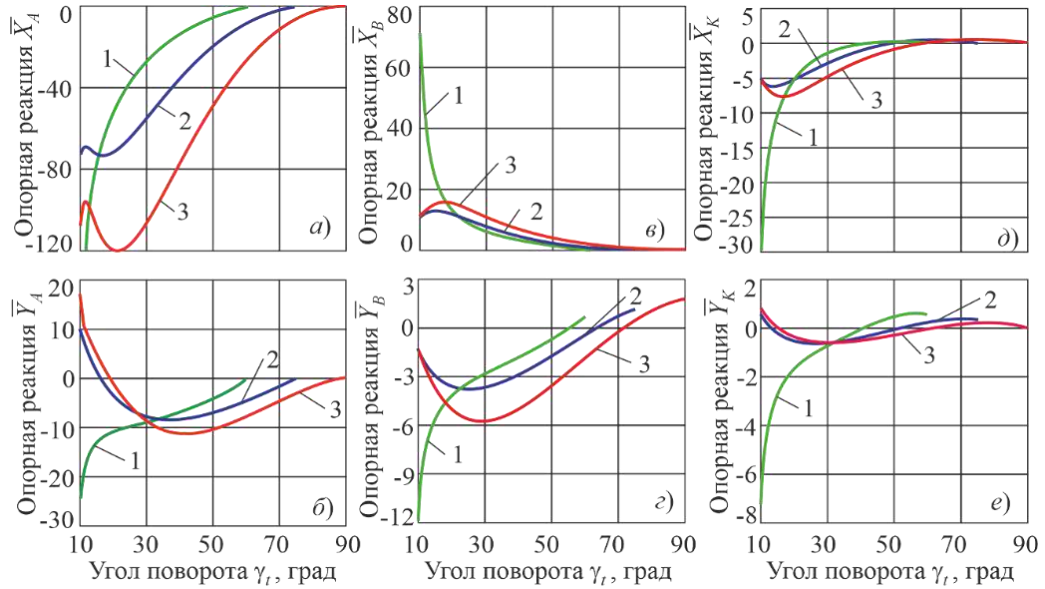
1 – G_{pl} ; 2 – $0,5 G_{pl}$; 3 – $2 G_{pl}$

Рисунок 6.13 – Изменение нормированного усилия на штоке подъемного гидроцилиндра в зависимости от веса поворотной платформы (вариант В)

На рисунках 6.14 и 6.15 показаны графики изменения нормированных опорных реакций (при использовании сдвоенных гидроцилиндров) в узлах крепления к несущей раме концевой опоры длиной 10 м, подъемного гидроцилиндра и нижней части

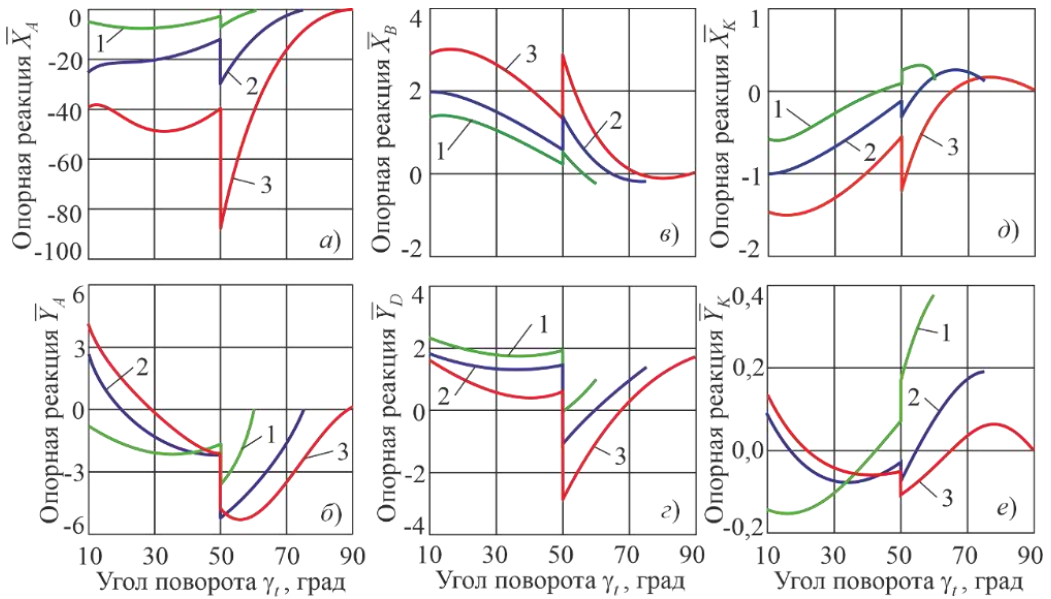
складывающейся штанги для нескольких значений угла установки опоры в рабочем положении γ_{ws} и оптимальной длины нижней части штанги $l_{JK,opt}$.

На рисунке 6.16 показано влияние угла γ_{ws} на минимальную длину подъемного гидроцилиндра.



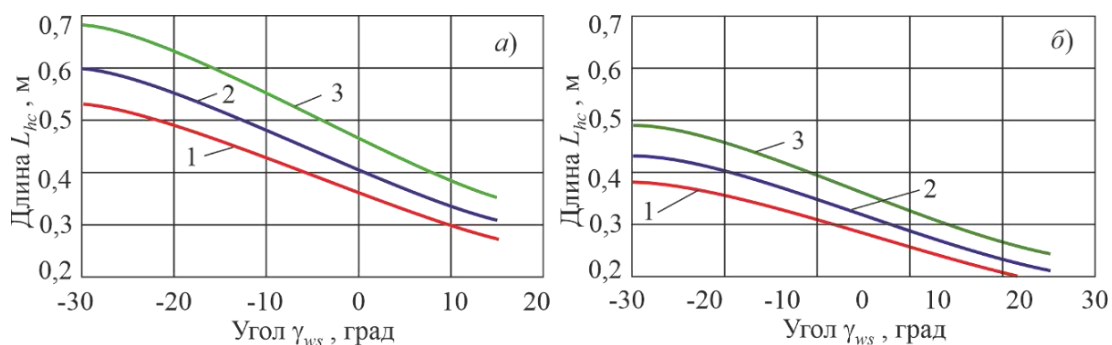
$a - \bar{X}_A; б - \bar{Y}_A; в - \bar{X}_B; г - \bar{Y}_B; д - \bar{X}_K; e - \bar{Y}_K$
 $1 - \gamma_{ws} = -30^\circ; 2 - \gamma_{ws} = -15^\circ; 3 - \gamma_{ws} = 0^\circ$

Рисунок 6.14 – Изменение нормированных опорных реакций при изменении угла наклона концевой опоры (вариант К)



$a - \bar{X}_A; б - \bar{Y}_A; в - \bar{X}_B; г - \bar{Y}_B; д - \bar{X}_K; e - \bar{Y}_K$
 $1 - \gamma_{ws} = -30^\circ; 2 - \gamma_{ws} = -15^\circ; 3 - \gamma_{ws} = 0^\circ$

Рисунок 6.15 – Изменение нормированных опорных реакций при изменении угла наклона концевой опоры (вариант В)



a – варианты К и С; *б* – вариант В

1 – $[\xi_{hc}] = 0,9$; 2 – $[\xi_{hc}] = 0,8$; 3 – $[\xi_{hc}] = 0,7$

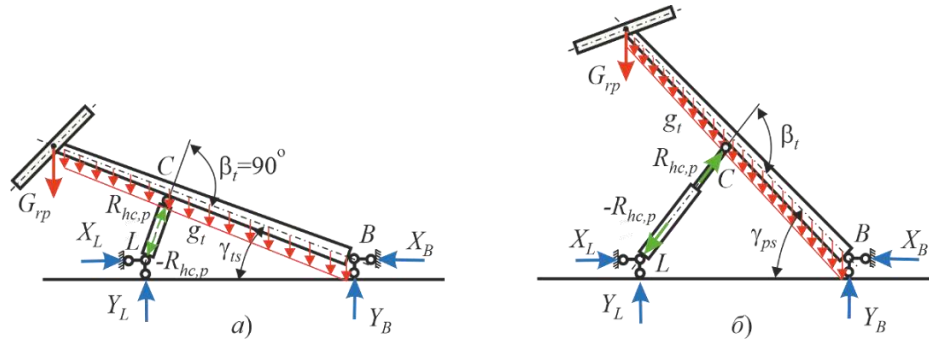
Рисунок 6.16 – Влияние угла установки концевой опоры в рабочем положении на минимальную длину подъемного гидроцилиндра при оптимальной длине нижней части складывающейся штанги

Сравнение этих результатов с результатами для установки концевой опоры непосредственно гидроцилиндром (рисунки 5.11 и 5.13) показывает, что использование складывающейся штанги требует применения гидроцилиндров значительно меньшей длины. В частности, при установке концевой опоры длиной 10 м в рабочем положении $\sim -10 \dots -25^\circ$ для вариантов К и С длина подъемного гидроцилиндра составляет $\sim 0,35 \dots 0,5$ м против $\sim 1 \dots 4$ м при подъеме непосредственно гидроцилиндром (рисунок 5.11), для варианта В – $\sim 0,3 \dots 0,4$ м против $\sim 2 \dots 4$ м (рис. 5.13). Это преимущество практически исключает проблему компоновки подъемных гидроцилиндров в пространстве под концевой опорой в транспортном положении.

6.1.4 Силовой расчет основного технологического оборудования при двухэтапной установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги, вспомогательного и основного подъемных гидроцилиндров

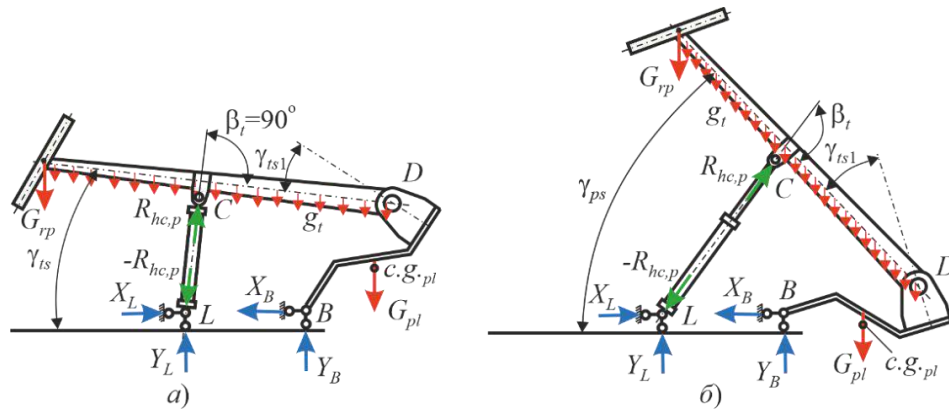
Для МТПКК вариантов К и С этапу предварительного подъема концевой опоры в интервале углов $\gamma_t \in [\gamma_{ts}; \gamma_{ps}]$ соответствует расчетная схема на рисунке 6.17, аналогичная расчетной схеме на рис. 6.1, а, а варианту В – расчетная схема на рисунке 6.18, аналогичная расчетной схеме на рисунке 6.4, а. Усилие на штоке вспомогательного гидроцилиндра $R_{hc,p}$ можно определить по зависимостям (6.1) или (6.5) с учетом заданного количества вспомогательных гидроцилиндров $n_{hc,p}$.

Для вариантов К и С этапу окончательного подъема концевой опоры в интервале углов $\gamma_t \in [\gamma_{ps}; \pi/2 + \gamma_{ws}]$ соответствует расчетная схема на рисунке 6.8, а, для варианта В – расчетная схема на рисунке 6.8, б, в.



а – опора в транспортном положении; б – опора в промежуточном положении

Рисунок 6.17 – Расчетная схема механизма для вариантов К и С на этапе предварительной установки концевой опоры

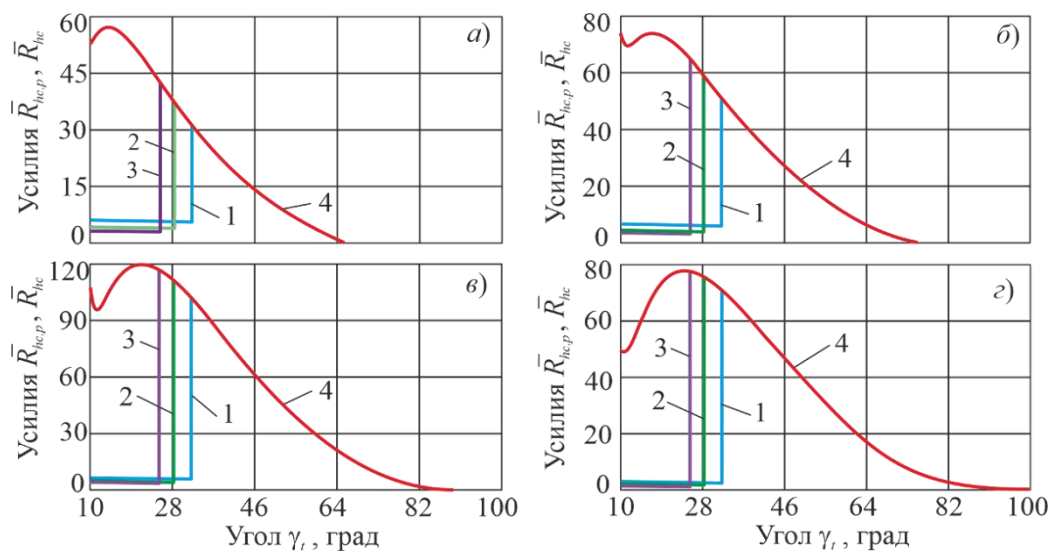


а – опора в транспортном положении; б – опора в промежуточном положении

Рисунок 6.18 – Расчетная схема механизма для варианта В на этапе предварительной установки концевой опоры

На рисунках 6.19 и 6.20 приведены графики изменения по мере подъема концевой опоры нормированных усилий на штоке подъемного гидроцилиндра в зависимости от места расположения вспомогательного гидроцилиндра l_{Bm} для разных значений угла наклона опоры в рабочем положении γ_{ws} . Исходные данные расчета соответствуют МТПКК модификаций Ко2-4/10 и Во2-4/10, $l_{Bc} = 8$ м и $l_{Ll} = -0,2$ м при оптимальной длине нижней части складывающейся штанги $l_{JK,opt}$. Для оценки эффективности применения вспомогательного гидроцилиндра также нанесены графики $\bar{R}_{hc}(\gamma_t)$ при установке концевой опоры с помощью складывающейся штанги одним основным гидроцилиндром.

Скачок на графиках 1 – 3 отмечает переход от этапа предварительного подъема к этапу основного подъема, т.е. левая часть графиков выражает усилие $\bar{R}_{hc,p}(\gamma_t)$ на штоке вспомогательного гидроцилиндра, правая часть – усилие $\bar{R}_{hc}(\gamma_t)$ на штоке основного гидроцилиндра. Для вариантов К и С использование вспомогательного гидроцилиндра однозначно оказывает положительный эффект, заключающийся в снижении максимального усилия на штоке основного гидроцилиндра и в возможности его использования с меньшим диаметром D_{hc} .



$$a - \gamma_{ws} = -25^\circ; \quad b - \gamma_{ws} = -15^\circ; \quad v - \gamma_{ws} = 0^\circ; \quad z - \gamma_{ws} = 10^\circ$$

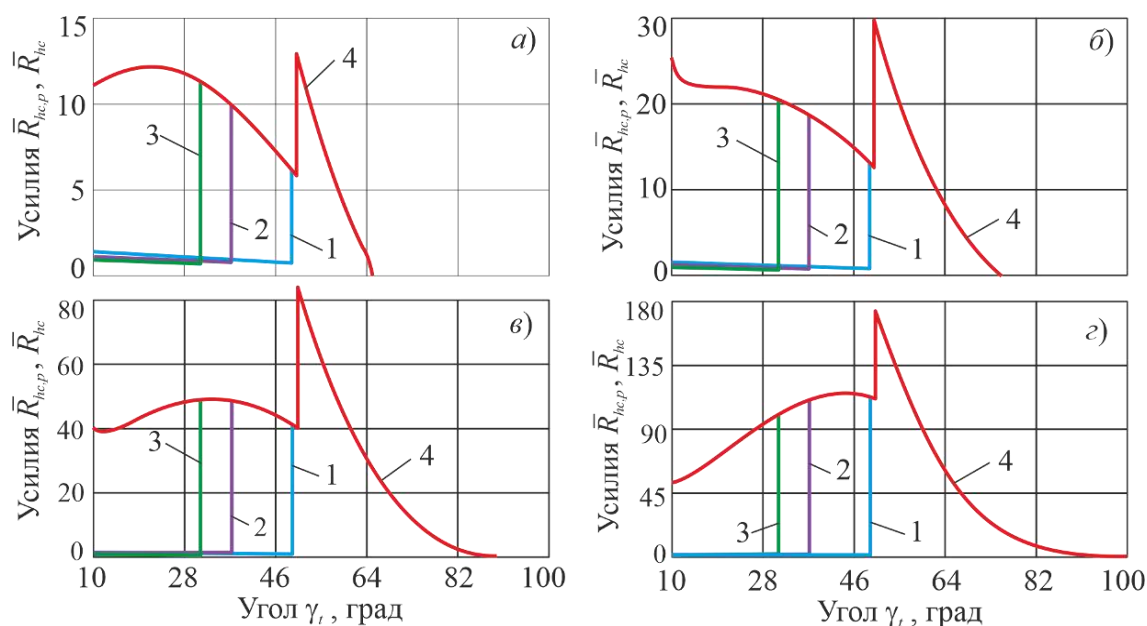
$$1 - l_{Bm} = 2 \text{ м}; \quad 2 - l_{Bm} = 3 \text{ м}; \quad 3 - l_{Bm} = 4 \text{ м}; \quad 4 - \text{подъем в один этап}$$

Рисунок 6.19 – Влияние размера присоединения вспомогательного гидроцилиндра на усилия на штоках для разных углов наклона концевой опоры в рабочем положении (модификация Ko2-X/10)

Эффект возрастает с уменьшением размера l_{Bm} и угла γ_{ws} . Например, для угла $\gamma_{ws} = -25^\circ$ максимальное усилие $R_{hc,max}$ снижается в 1,9 раза (при $l_{Bm} = 2$ м) и в 1,4 раза (при $l_{Bm} = 4$ м), а для угла $\gamma_{ws} = 10^\circ$ – в 1,11 и 1,004 раза соответственно. Поэтому установку концевой опоры в два этапа целесообразно использовать для интервала углов $-30^\circ < \gamma_{ws} < -10^\circ$. Также оказывается полезным заглубление центра шарнира L (рисунок 5.21) ниже уровня верхней плоскости надрамной конструкции, что позволяет в пространстве под концевой опорой в ее транспортном положении разместить

вспомогательный гидроцилиндр большей длины и получить большую величину угла

$\gamma_{ps,max}$.



$a - \gamma_{ws} = -25^\circ$; $б - \gamma_{ws} = -15^\circ$; $в - \gamma_{ws} = 0^\circ$; $г - \gamma_{ws} = 10^\circ$

1 – $l_{Bm} = 2$ м; 2 – $l_{Bm} = 3$ м; 3 – $l_{Bm} = 4$ м; 4 – подъем в один этап

Рисунок 6.20 – Влияние размера присоединения вспомогательного гидроцилиндра на усилия на штоках для разных углов наклона концевой опоры в рабочем положении (модификация Во2-Х/10)

Для варианта В использование вспомогательного гидроцилиндра оказывает положительный эффект лишь на первом этапе установки концевой опоры. Однако максимальное усилие на штоке основного гидроцилиндра наблюдается в начале второго этапа установки концевой опоры. Поэтому использование комбинированной схемы установки концевой опоры с помощью складывающейся штанги и вспомогательного подъемного гидроцилиндра для варианта В оказывается нецелесообразным, так как не позволяет использовать основной подъемный гидроцилиндр меньшего диаметра D_{hc} .

Опорные реакции в узлах шарнирного крепления концевой опоры и вспомогательного гидроцилиндра к несущей раме составляют:

– для вариантов К и С

$$X_L = \pm R_{hc,p} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ll} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{al} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right]; \quad X_B = -n_{hc,p} X_L;$$

$$Y_L = R_{hc,p} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ll} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{al} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|;$$

$$Y_B = G_{rp} + g_t l_t - n_{hc,p} R_{hc,p} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ll} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{al} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right) \right] \right|; \quad (6.31)$$

– для варианта В

$$X_L = R_{hc,p} \cos \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Ll} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{al} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\},$$

$$X_B = -n_{hc,p} X_L;$$

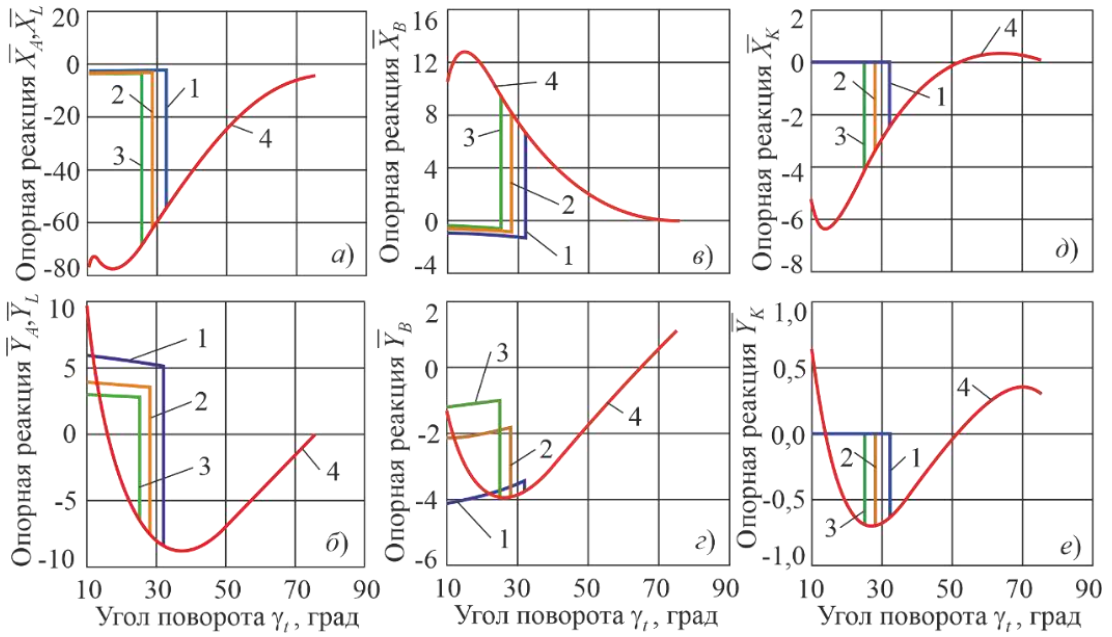
$$Y_L = R_{hc,p} \sin \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Ll} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{al} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\},$$

$$Y_B = G_{rp} + 0,5 g_t l_t + G_{pl} -$$

$$-n_{hc,p} R_{hc,p} \sin \left\{ \arctg \left[\frac{l_{Bb} - l_{Ll} + l_{BD} \cos(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{al} + l_{BD} \sin(\gamma_t + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right] \right\}. \quad (6.32)$$

На рисунках 6.21 и 6.22 графики изменения нормированных опорных реакций в зависимости от угла поворота γ_t концевой опоры длиной 10 м для нескольких размеров l_{Bm} при угле $\gamma_{ws} = -15^\circ$ и оптимальной длине нижней части складывающейся штанги $l_{JK,opt}$. Для вариантов К и С использование вспомогательного подъемного гидроцилиндра приводит к заметному снижению горизонтальных проекций X_A , X_B и X_K опорных реакций опор, а вертикальные проекции Y_A , Y_B и Y_K хотя и снижаются, но в существенно меньшей степени.

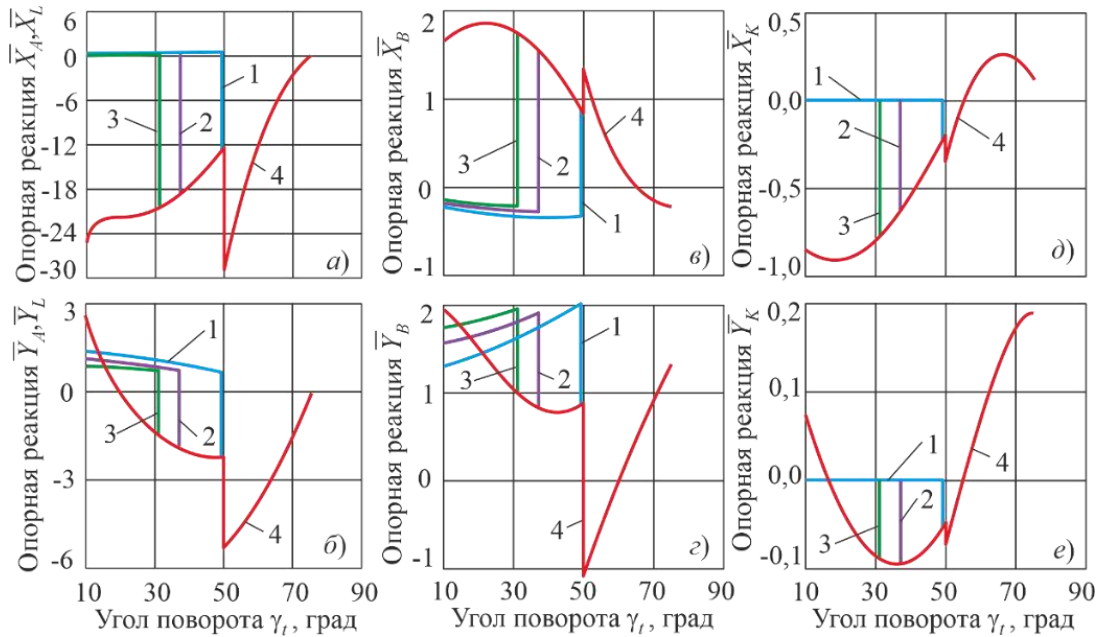
Тем не менее, двухэтапная установка концевой опоры позволяет снижать общую нагруженность несущей металлоконструкции самоходного шасси до 20...30 % по сравнению с вариантом установки опоры в один этап с помощью основного подъемного гидроцилиндра. Для варианта В использование вспомогательного подъемного гидроцилиндра при установке концевой опоры либо не оказывает положительного влияния на снижение горизонтальных проекций реакций опор, либо это наблюдается в небольшой степени (X_B и X_K).



a – \bar{X}_L и \bar{X}_A ; *б* – \bar{Y}_L и \bar{Y}_A ; *в* – \bar{X}_B ; *г* – \bar{Y}_B ; *д* – \bar{X}_K ; *е* – \bar{Y}_K

1 – $l_{Bm} = 2$ м; 2 – $l_{Bm} = 3$ м; 3 – $l_{Bm} = 4$ м; 4 – подъем в один этап

Рисунок 6.21 – Изменение нормированных опорных реакций при изменении угла наклона концевой опоры для МТПКК модификации Ко2-Х/10



a – \bar{X}_L и \bar{X}_A ; *б* – \bar{Y}_L и \bar{Y}_A ; *в* – \bar{X}_B ; *г* – \bar{Y}_B ; *д* – \bar{X}_K ; *е* – \bar{Y}_K

1 – $l_{Bm} = 2$ м; 2 – $l_{Bm} = 3$ м; 3 – $l_{Bm} = 4$ м; 4 – подъем в один этап

Рисунок 6.22 – Изменение нормированных опорных реакций при изменении угла наклона концевой опоры для МТПКК модификации Во2-Х/10

Поэтому двухэтапная установка концевой опоры практически не улучшает нагруженность несущей металлоконструкции самоходного шасси.

6.2 Силовой расчет основного технологического оборудования на этапе эксплуатации мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса

Реализация этого этапа обеспечивается работой механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении, причем в качестве фиксирующего устройства могут использоваться подъемный гидроцилиндр, стальной канат, комбинация подъемного гидроцилиндра и стального каната и складывающаяся штанга.

6.2.1 Силовой расчет основного технологического оборудования при гидравлической фиксации концевой опоры в рабочем положении

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и силовых реакций, действующих при работе канатной системы с гидравлической фиксацией концевой опоры в рабочем положении, приведены на рисунке 6.23. Создаваемое гидроцилиндром при работе МКД усилие R_{hc} должно обеспечивать фиксацию концевой опоры в рабочем положении, исходя из суммарной действующей на приводной канатный шкив нагрузки $T_r = T_{k,if} + T_{k,of}$:

– для вариантов К и С

$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} \mp (G_{rp} + 0,5g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{hc} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} l_t \quad \text{при } \gamma_{wb} \leq \gamma_w \leq \gamma_{br},$$

$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - M_{br} / l_t \mp (G_{rp} + 0,5g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{hc} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} l_t \quad \text{при } \gamma_{br} < \gamma_w \leq \pi / 2 + \gamma_{ws}; \quad (6.33)$$

– для варианта В

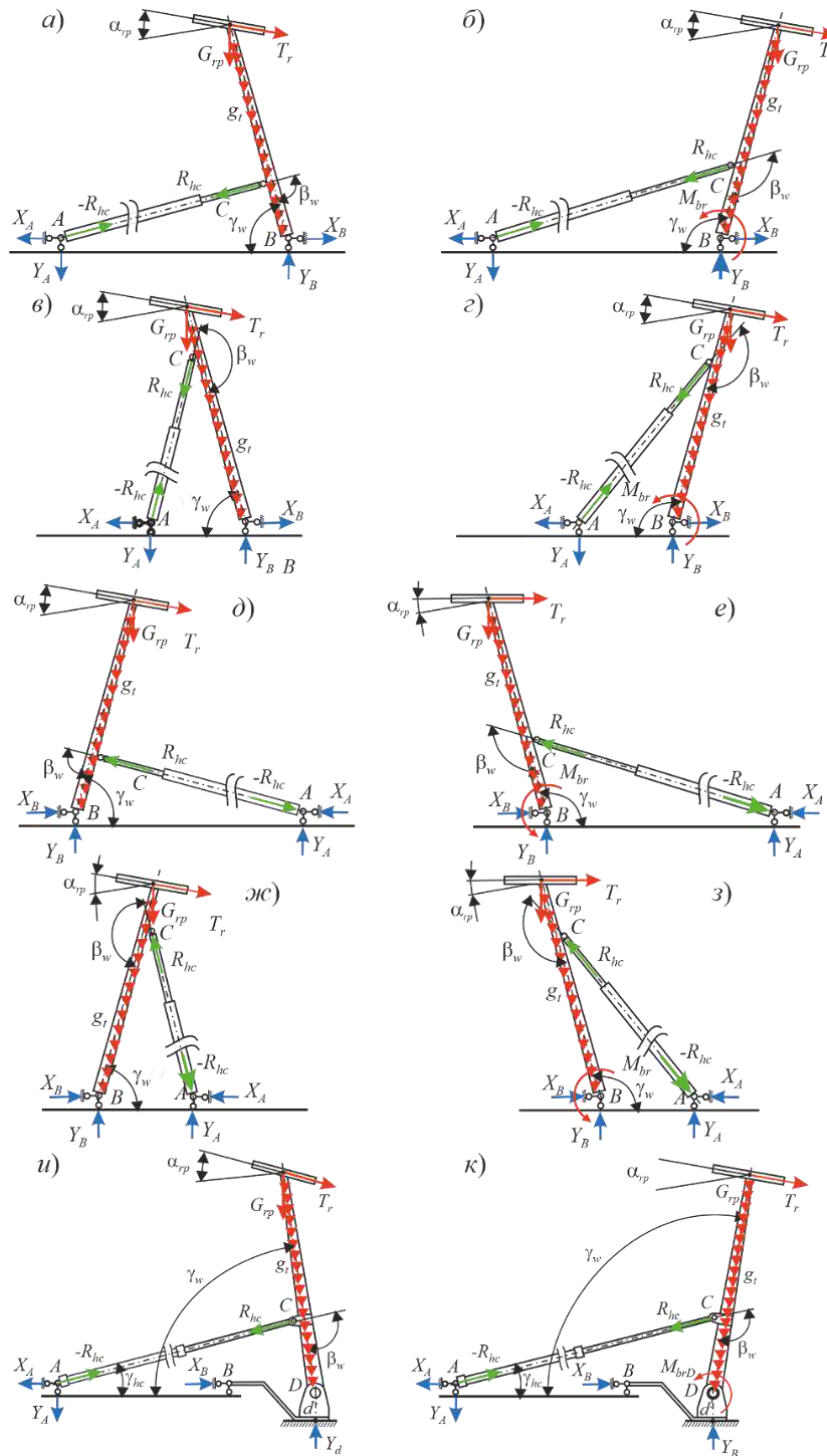
$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{hc} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} l_t \quad \text{при } \gamma_{wb} \leq \gamma_w \leq \gamma_{brD};$$

$$R_{hc} = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - M_{brD} / l_t - (G_{rp} + 0,5g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{hc} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w} l_t \quad \text{при } \gamma_{brD} < \gamma_w \leq \pi / 2 + \gamma_{ws}, \quad (6.34)$$

где $\gamma_w \in [\gamma_{wb}; \pi / 2 + \gamma_{ws}]$ – угол наклона опоры в рабочем положении (рисунок 6.23); γ_{wb} – минимально допустимый угол наклона опоры в рабочем положении; β_w – угол между осями гидроцилиндра и концевой опоры в рабочем положении.

На рисунке 6.24 показаны графики изменения нормированного усилия гидроцилиндра $\bar{R}_{hc} = R_{hc} / T_r$ в зависимости от угла наклона концевой опоры высотой

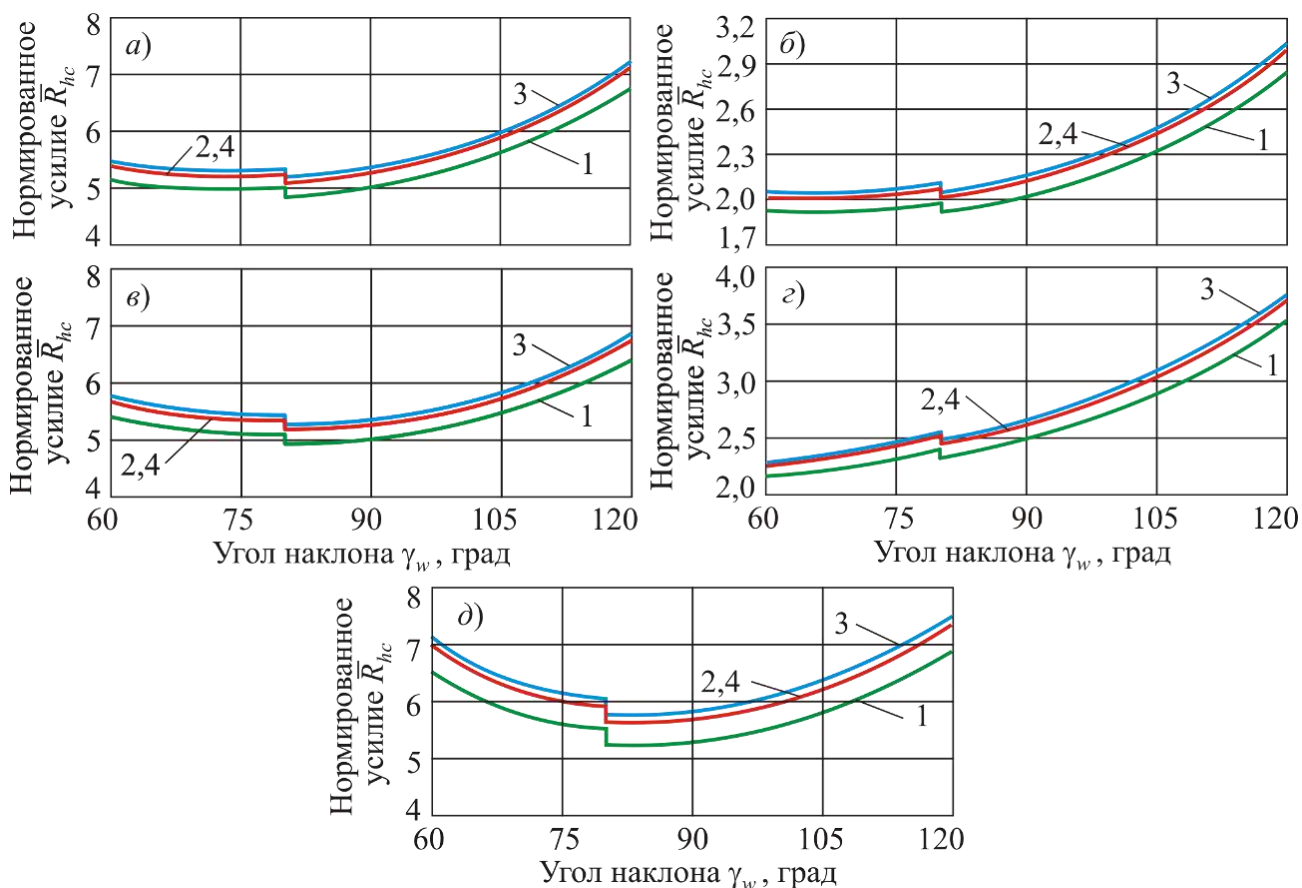
10 м при работе МКД γ_w и угла α_{rp} при $[\xi_{hc}] = \xi_{hc,max} = 0,9$, углов $\gamma_{br} = \gamma_{brD} = 80^\circ$ и соотношении нагрузок $k_T = (G_{rp} + 0,5g_t l_t) / T_r = 0,05$, $k_{brD} = [M_{brD}] / (G_{rp} + 0,5g_t l_t)$ и $k_{br} = [M_{br}] / (G_{rp} + 0,5g_t l_t)$.



а, б, в, г – вариант К; д, е, ж, з – вариант С; и, к – вариант В

а, д, и – положение гидроцилиндра I, $\gamma_w \leq \pi / 2$; б, е, к – положение гидроцилиндра I, $\gamma_w > \pi / 2$;
 в, ж – положение гидроцилиндра II, $\gamma_w \leq \pi / 2$; г, з - положение гидроцилиндра II, $\gamma_w > \pi / 2$

Рисунок 6.23 – Расчетные схемы для МТПКК с гидравлической фиксацией



a – вариант К, положение гидроцилиндра *I*; *б* – вариант К, положение гидроцилиндра *II*; *в* – вариант С, положение гидроцилиндра *I*; *г* – вариант С, положение гидроцилиндра *II*; *д* – вариант В, положение гидроцилиндра *I*

1 – $\alpha_{rp} = 20^\circ$; 2 – $\alpha_{rp} = 10^\circ$; 3 – $\alpha_{rp} = 0^\circ$; 4 – $\alpha_{rp} = -10^\circ$

Рисунок 6.24 – Изменение нормированного усилия \bar{R}_{hc} в зависимости от угла наклона концевой опоры γ_w при использовании сдвоенных гидроцилиндров

Для МТПКК всех вариантов нижнее присоединение гидроцилиндров к концевой опоре (положение *I*) оказывается более неблагоприятным, так необходимо использование более мощных гидроцилиндров вследствие, которые должны обеспечивать усилие на штоке примерно в 2,5 раза большее, чем при верхнем присоединении (положении *II*).

Максимальное усилие на штоке гидроцилиндра $R_{hc,II}^{\max}$, которое имеет место в пределах интервала углов фиксации концевой опоры в рабочем положении $\gamma_{wb} \leq \gamma_w \leq \pi / 2 + \gamma_{ws}$, определяет необходимый диаметр гидроцилиндра для фиксации концевой опоры:

$$D_{hc,II} = 2\sqrt{R_{hc,II}^{\max} / \pi \Delta p_{nom}} . \quad (6.35)$$

Требуемый диаметр гидроцилиндра механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении определяется как наибольшее значение из двух величин:

$$D_{hc} = \max(D_{hc,I}; D_{hc,II}). \quad (6.36)$$

Опорные реакции в узлах шарнирного крепления концевой опоры и одиночного гидроцилиндра к несущей раме (рисунок 6.23) составляют:

– для вариантов К и С

$$Y_A = -\mp R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|;$$

$$Y_B = -T_r \cos(\gamma_w + \alpha_{rp}) + G_{rp} + g_t l_t \pm n_{hc} R_{hc} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|;$$

$$X_A = -R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right];$$

$$X_B = n_{hc} R_{hc} \cos \gamma_{hc} - T_r \sin(\gamma_w + \alpha_{rp}); \quad (6.37)$$

– для варианта В

$$Y_A = -R_{hc} \sin \left| \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right|;$$

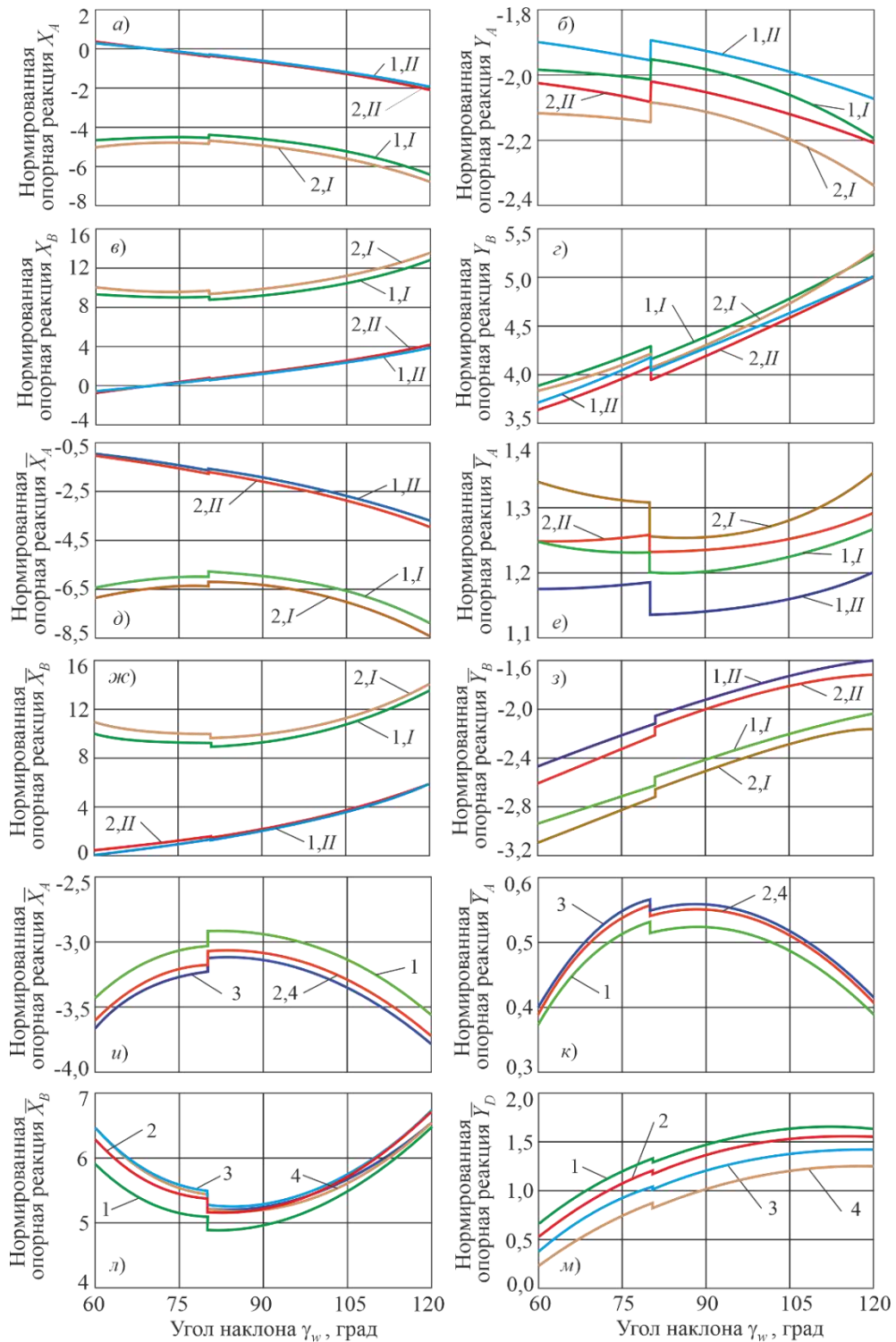
$$Y_D = -T_r \cos(\gamma_w + \alpha_{rp}) + G_{rp} + g_t l_t +$$

$$+ n_{hc} R_{hc} \sin \left| \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right|;$$

$$X_A = -R_{hc} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right];$$

$$X_B = n_{hc} R_{hc} \cos \gamma_{hc} - T_r \sin(\gamma_w + \alpha_{rp}). \quad (6.38)$$

На рисунке 6.25 показаны графики изменения нормированных опорных реакций ($\bar{X}_A = X_A / T_r$ и т.п.) в узлах шарнирного крепления концевой опоры высотой 10 м и гидроцилиндра к несущей раме в зависимости от угла наклона концевой опоры при работе МКД γ_w , угла α_{rp} для $[\xi_{hc}] = 0,9$ и соотношении нагрузок $k_T = 0,05$.



a, б, в, з – вариант К; *д, е, жс, з* – вариант С; *и, κ, л, м* – вариант В

I – $\alpha_{rp} = 20^\circ$; *2* – $\alpha_{rp} = 0^\circ$; *I* – положение гидроцилиндра *I*;

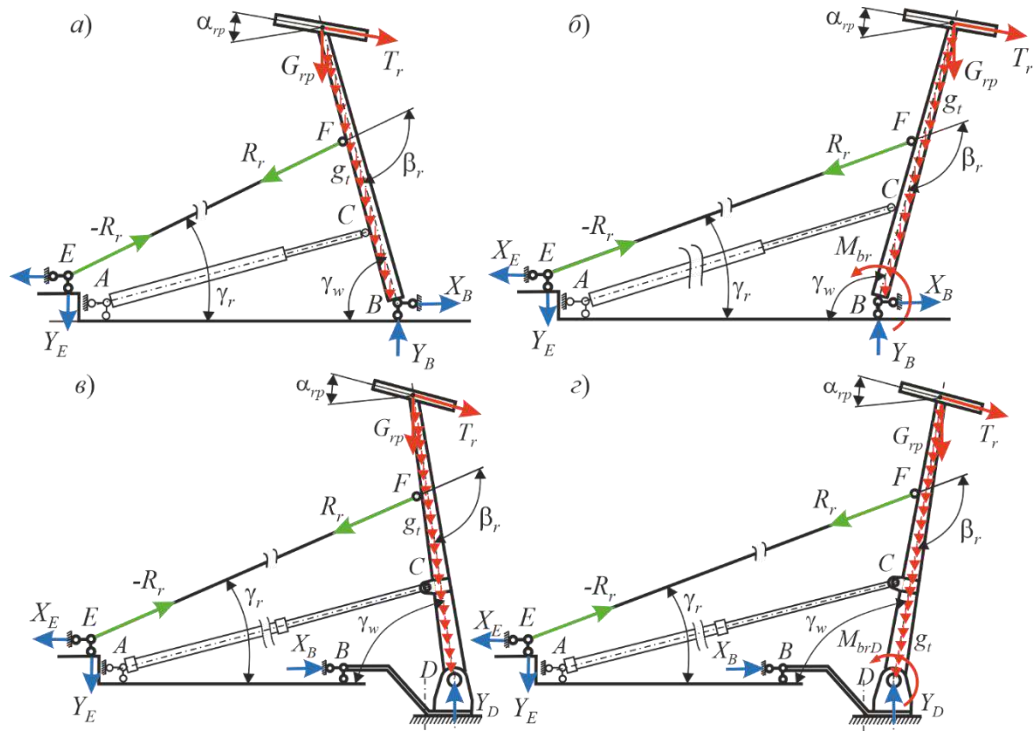
II – положение гидроцилиндра *II*

Рисунок 6.25 – Изменение нормированных опорных реакций при использовании сдвоенных гидроцилиндров в зависимости от угла наклона концевой опоры

При использовании одинарного гидроцилиндра значения опорных реакций \bar{X}_A и \bar{Y}_A оказываются в 2 раза больше, чем показанные на рисунке 6.25.

6.2.2 Силовой расчет основного технологического оборудования при канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и силовых реакций, действующих при работе МТПКК с канатной фиксацией концевой опоры в рабочем положении, приведены на рисунке 6.26.



а, б – вариант К; в, г – вариант В

Рисунок 6.26 – Расчетные схемы для МТПКК с канатной фиксацией

Усилие R_r в удерживающем одно- или двухветвевом канате составляет:

– для варианта К

$$R_r = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{br} (l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r} l_t \quad \text{при } \gamma_{wb} \leq \gamma_w \leq \gamma_{br}; \quad (6.39)$$

$$R_r = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - M_{br} / l_t - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{br} (l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r} l_t \quad \text{при } \gamma_{br} < \gamma_w \leq \pi / 2 + \gamma_{ws};$$

– для варианта В

$$R_r = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{br} (l_{Df} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r} l_t \quad \text{при } \gamma_{wb} \leq \gamma_w \leq \gamma_{br}; \quad (6.40)$$

$$R_r = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - M_{br} / l_t - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w}{n_{br} (l_{Df} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r} l_t \quad \text{при } \gamma_{br} < \gamma_w \leq \pi / 2 + \gamma_{ws},$$

где n_{br} – число ветвей удерживающего каната.

На рисунке. 6.27 показаны графики изменения нормированного осевого усилия $\bar{R}_r = R_r / T_r$ в зависимости от угла наклона концевой опоры высотой 10 м при работе МКД γ_w , угла α_{rp} при $[\xi_{hc}] = 0,9$, расстояния присоединения каната l_{Bf} / l_t и $l_{Df} / l_t = 0,9$ и соотношении нагрузок $k_T = (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) / T_r = 0,05$.

Опорные реакции в узлах шарнирного крепления концевой опоры и удерживающего одноветвевого каната к несущей раме (рисунок 6.26) составляют:

– для варианта К

$$Y_B = -T_r \cos(\gamma_w + \alpha_{rp}) + G_{rp} + g_t l_t + R_r \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|;$$

$$X_B = R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] - T_r \sin(\gamma_w + \alpha_{rp});$$

$$Y_E = -R_r \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|; \quad (6.41)$$

$$X_E = -R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \text{ при } l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w \geq 0,$$

$$X_E = R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \text{ при } l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w < 0;$$

– для варианта В

$$Y_D = -T_r \cos(\gamma_w + \alpha_{rp}) + G_{rp} + g_t l_t +$$

$$+ R_r \sin \left| \arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right|; \quad (6.42)$$

$$X_B = R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] - T_r \sin(\gamma_w + \alpha_{rp});$$

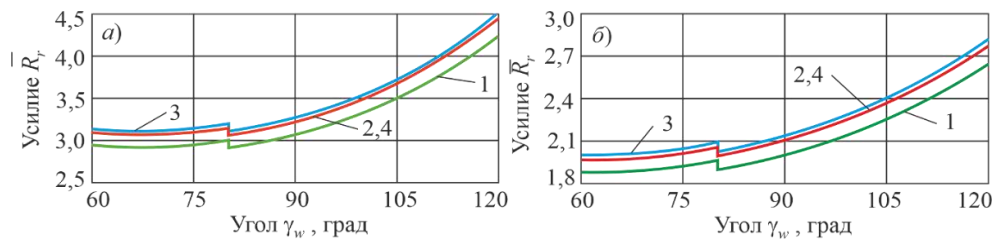
$$Y_E = -R_r \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right];$$

$$X_E = -R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right]$$

при $l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w \geq 0$,

$$X_E = R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right]$$

при $l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w < 0$.

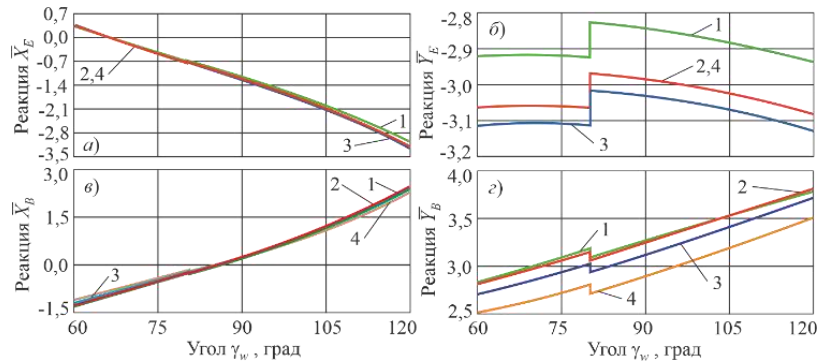


a – вариант К; *б* – вариант В

1 – $\alpha_{rp} = 20^\circ$; 2 – $\alpha_{rp} = 10^\circ$; 3 – $\alpha_{rp} = 0^\circ$; 4 – $\alpha_{rp} = -10^\circ$

Рисунок 6.27 – Изменение нормированного усилия в одноветвевом канате в зависимости от угла наклона концевой опоры

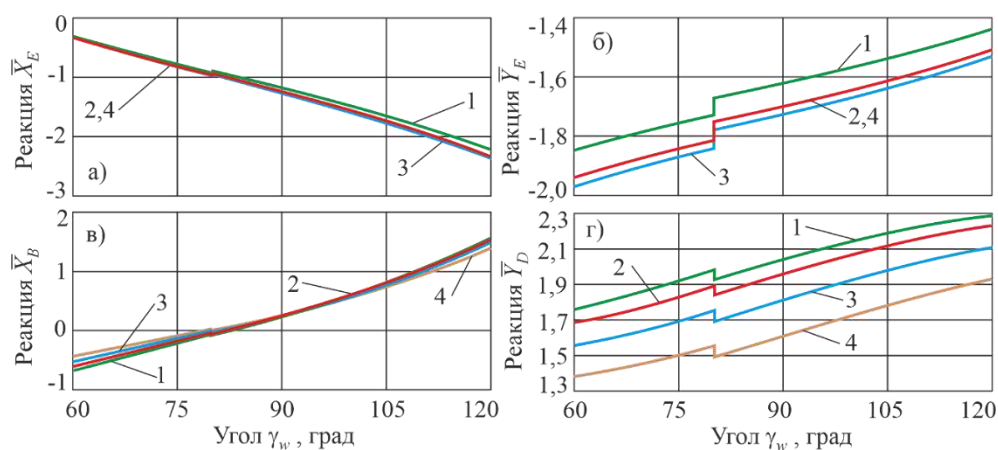
На рисунках 6.28 и 6.29 показаны графики изменения нормированных опорных реакций в узлах шарнирного крепления концевой опоры высотой 10 м и удерживающего одноветвевую каната к несущей раме в зависимости от угла наклона концевой опоры при работе МКД, угла α_{rp} для $[\xi_{hc}] = 0,9$, соотношении нагрузок $k_T = 0,05$ и расстояния присоединения каната l_{Bf} / l_t и $l_{Df} / l_t = 0,9$.



a – \bar{X}_E ; *б* – \bar{Y}_E ; *в* – \bar{X}_B ; *г* – \bar{Y}_B

1 – $\alpha_{rp} = 20^\circ$; 2 – $\alpha_{rp} = 10^\circ$; 3 – $\alpha_{rp} = 0^\circ$; 4 – $\alpha_{rp} = -10^\circ$

Рисунок 6.28 – Изменение нормированных опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры для МПКК варианта К



$$a - \bar{X}_E; б - \bar{Y}_E; в - \bar{X}_B; г - \bar{Y}_D$$

$$1 - \alpha_{rp} = 20^\circ; 2 - \alpha_{rp} = 10^\circ; 3 - \alpha_{rp} = 0^\circ; 4 - \alpha_{rp} = -10^\circ$$

Рисунок 6.29 – Изменение нормированных опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры для МТПКК варианта В

Диаметр удерживающего каната d_{cr} выбранной марки определяется из условия, что его разрывное усилие $[R_{bf}]$ удовлетворяет соотношению:

$$[R_{bf}](d_{cr}) \geq R_r[n_k].$$

Силовой расчет основного технологического оборудования при канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении показал результаты для различных вариантов установки концевой опоры в рабочее положение.

6.2.3 Силовой расчет основного технологического оборудования при канатно-гидравлической фиксации концевой опоры в рабочем положении

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и силовых реакций, действующих при работе МТПКК с канатной фиксацией концевой опоры в рабочем положении, приведены на рисунке 6.30. Фиксация концевой опоры обеспечивается суммарным действием усилия R_r в удерживающем одно- или двухветвевом канате и разгрузочного усилия R_{hc}^{ul} подъемного гидроцилиндра:

$$R_{hc}^{ul} = \pi p_{nom} D_{hc,l}^2 / 4. \quad (6.43)$$

Усилие R_r составляет:

– для варианта К

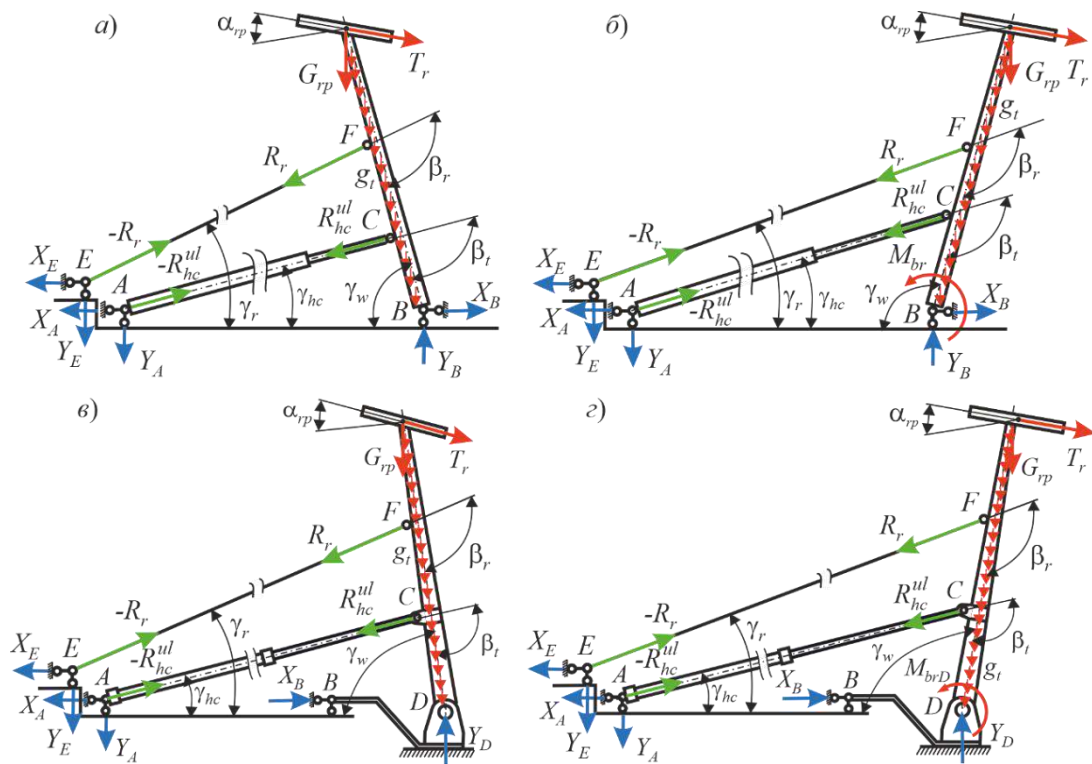
$$R_r = \left\{ k_R l_t \left[T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w \right] - n_{hc} R_{hc}^{ul} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w \right\} \times \\ \times \left[n_{br} (l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r \right]^{-1} \quad \text{при } \gamma_{wb} \leq \gamma_w \leq \gamma_{br}, \quad (6.44)$$

$$R_r = \left\{ k_R l_t \left[T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w \right] - M_{br} - n_{hc} R_{hc}^{ul} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w \right\} \times \\ \times \left[n_{br} (l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r \right]^{-1} \quad \text{при } \gamma_{br} < \gamma_w \leq \pi / 2 + \gamma_{ws};$$

– для варианта В

$$R_r = \left\{ k_R l_t \left[T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w \right] - n_{hc} R_{hc}^{ul} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w \right\} \times \\ \times \left[n_{br} (l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r \right]^{-1} \quad \text{при } \gamma_{wb} \leq \gamma_w < \gamma_{brD}, \quad (6.45)$$

$$R_r = \left\{ k_R l_t \left[T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \cos \gamma_w \right] - M_{brD} - n_{hc} R_{hc}^{ul} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w \right\} \times \\ \times \left[n_{br} (l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r \right]^{-1} \quad \text{при } \gamma_{brD} \leq \gamma_w \leq \pi / 2 + \gamma_{ws}.$$

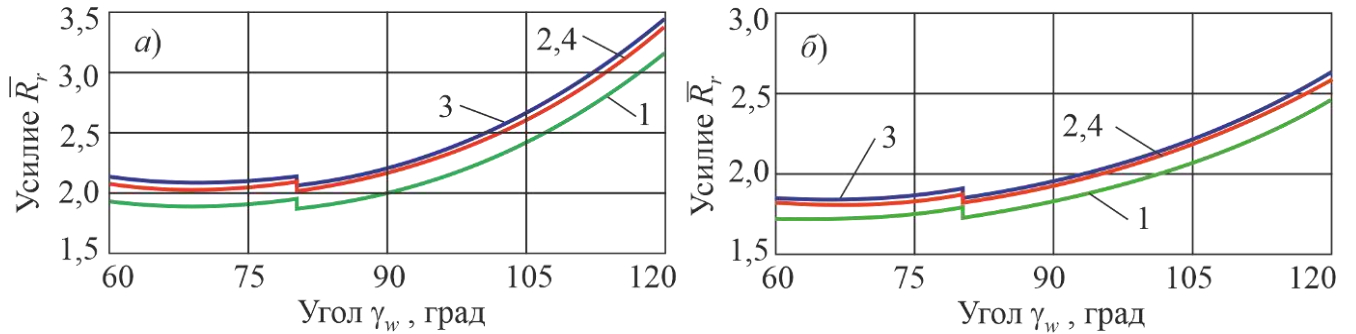


а, б – вариант К; в, г – вариант В

Рисунок 6.30 – Расчетные схемы для МТПКК с канатно-гидравлической фиксацией

На рисунке 6.31 показаны характерные графики изменения нормированных усилий $\bar{R}_r = R_r / T_r$ и $\bar{R}_{hc}^{ul} = R_{hc}^{ul} / T_r$ в удерживающем одноветвевом канате и одинарном гидроцилиндре в зависимости от угла наклона концевой опоры высотой 10 м в

рабочем положении, угла α_{rp} при $[\xi_{hc}] = 0,9$, расстояния присоединения каната l_{Bf}/l_t и $l_{Df}/l_t = 0,9$ и соотношении нагрузок $k_T = (G_{rp} + 0,5g_t l_t)/T_r = 0,05$.



a – вариант К, положение гидроцилиндра *I*; *б* – вариант В

1 – $\alpha_{rp} = 20^\circ$; 2 – $\alpha_{rp} = 10^\circ$; 3 – $\alpha_{rp} = 0^\circ$; 4 – $\alpha_{rp} = -10^\circ$

Рисунок 6.31 – Изменение нормированных усилий в одноветвевом канате в зависимости от угла наклона опоры

Опорные реакции в узлах шарнирного крепления концевой опоры и удерживающего одно- или двухветвевго каната к несущей раме составляют:

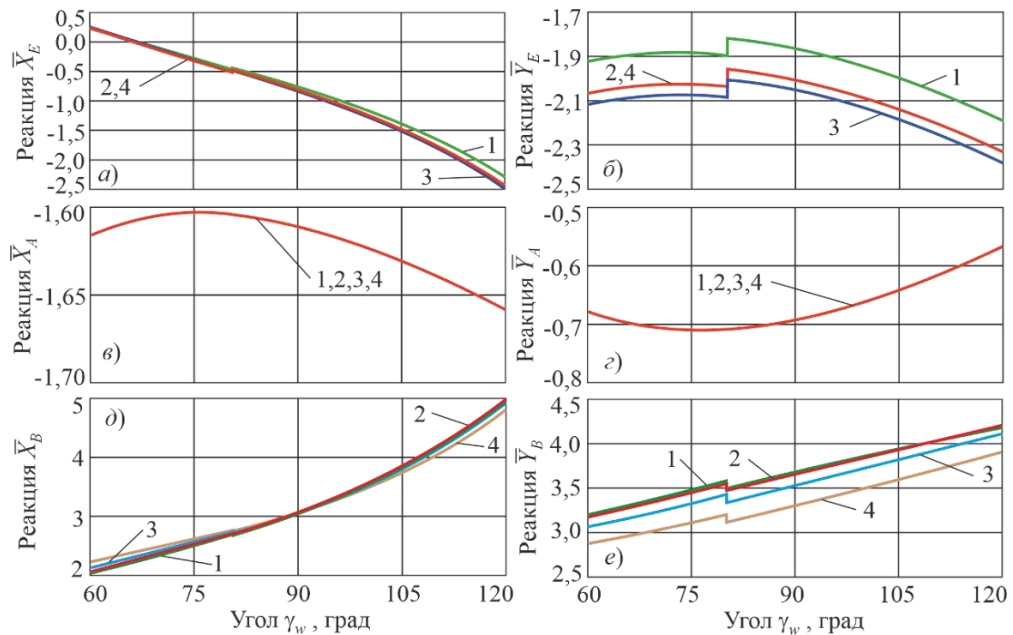
– для варианта К

$$\begin{aligned}
 Y_B &= -T_r \cos(\gamma_w + \alpha_{rp}) + G_{rp} + g_t l_t + n_{br} R_r \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \right| + \\
 &\quad + n_{hc} R_{hc}^{ul} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|; \\
 X_B &= n_{br} R_r \cos \gamma_w + n_{hc} R_{hc}^{ul} \cos \gamma_{hc} - T_r \sin(\gamma_w + \alpha_{rp}); \\
 Y_E &= -R_r \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|; \\
 Y_A &= -R_{hc}^{ul} \left| \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|; \\
 X_E &= -R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \text{ при } l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w \geq 0; \\
 X_E &= R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \text{ при } l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w < 0; \\
 X_A &= -R_{hc}^{ul} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right];
 \end{aligned} \tag{6.46}$$

– для варианта В

$$\begin{aligned}
 Y_D &= -T_r \cos(\gamma_w + \alpha_{rp}) + G_{rp} + g_t l_t + \\
 &+ n_{br} R_r \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] + \\
 &+ n_{hc} R_{hc}^{ul} \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right]; \\
 X_B &= n_{br} R_r \cos \gamma_r + n_{hc} R_{hc}^{ul} \cos \gamma_{hc} - T_r \sin(\gamma_w + \alpha_{rp}); \\
 Y_E &= -R_r \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right]; \\
 Y_A &= -R_{hc}^{ul} \sin \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right]; \\
 X_E &= -R_r \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{Df} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{Df} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right]; \\
 X_A &= -R_{hc}^{ul} \cos \left[\arctg \left(\frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_w - l_{Cc} \cos \gamma_w}{l_{ab} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} - l_{cD} \cos \gamma_w - l_{Cc} \sin \gamma_w} \right) \right].
 \end{aligned} \tag{6.47}$$

На рисунках 6.32 и 6.33 показаны графики изменения нормированных опорных реакций в узлах шарнирного крепления концевой опоры.



$$a - \bar{X}_E; \quad б - \bar{Y}_E; \quad в - \bar{X}_A; \quad г - \bar{Y}_A; \quad д - \bar{X}_B; \quad е - \bar{Y}_B$$

$$1 - \alpha_{rp} = 20^\circ; \quad 2 - \alpha_{rp} = 10^\circ; \quad 3 - \alpha_{rp} = 0^\circ; \quad 4 - \alpha_{rp} = -10^\circ$$

Рисунок 6.32 – Изменение нормированных опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры для МПКК варианта К

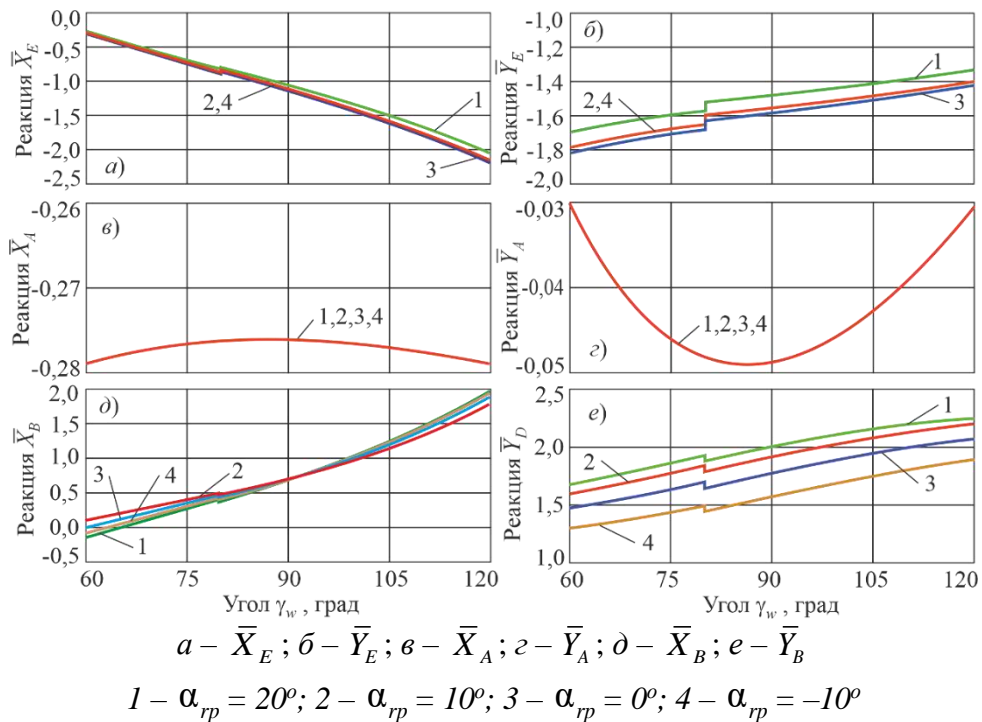


Рисунок 6.33 – Изменение нормированных опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры для МТПКК варианта В

Шарнирное крепление концевой опоры удерживает одноветвевой канат и сдвоенные силовые гидроцилиндры к несущей раме в зависимости от угла наклона концевой опоры высотой 10 м в рабочем положении, угла α_{rp} для $[\xi_{hc}] = 0,9$, соотношении нагрузок $k_T = 0,05$ и расстояния присоединения удерживающего каната l_{Bf} / l_t и $l_{Df} / l_t = 0,9$.

6.2.4 Силовой расчет основного технологического оборудования при штанговой фиксации концевой опоры в рабочем положении

Расчетные схемы механизма с указанием эксплуатационных нагрузок и силовых реакций, действующих при работе МТПКК со штанговой канатной фиксацией концевой опоры в рабочем положении, приведены на рисунке 6.34.

Складывающаяся штанга полностью воспринимает усилие от эксплуатационной нагрузки T_r , причем ее следует рассматривать как единый стержень, соединяющий шарниры C и J и наклоненный под углом γ_{sh} к горизонту.

Усилие R_{sh} составляет:

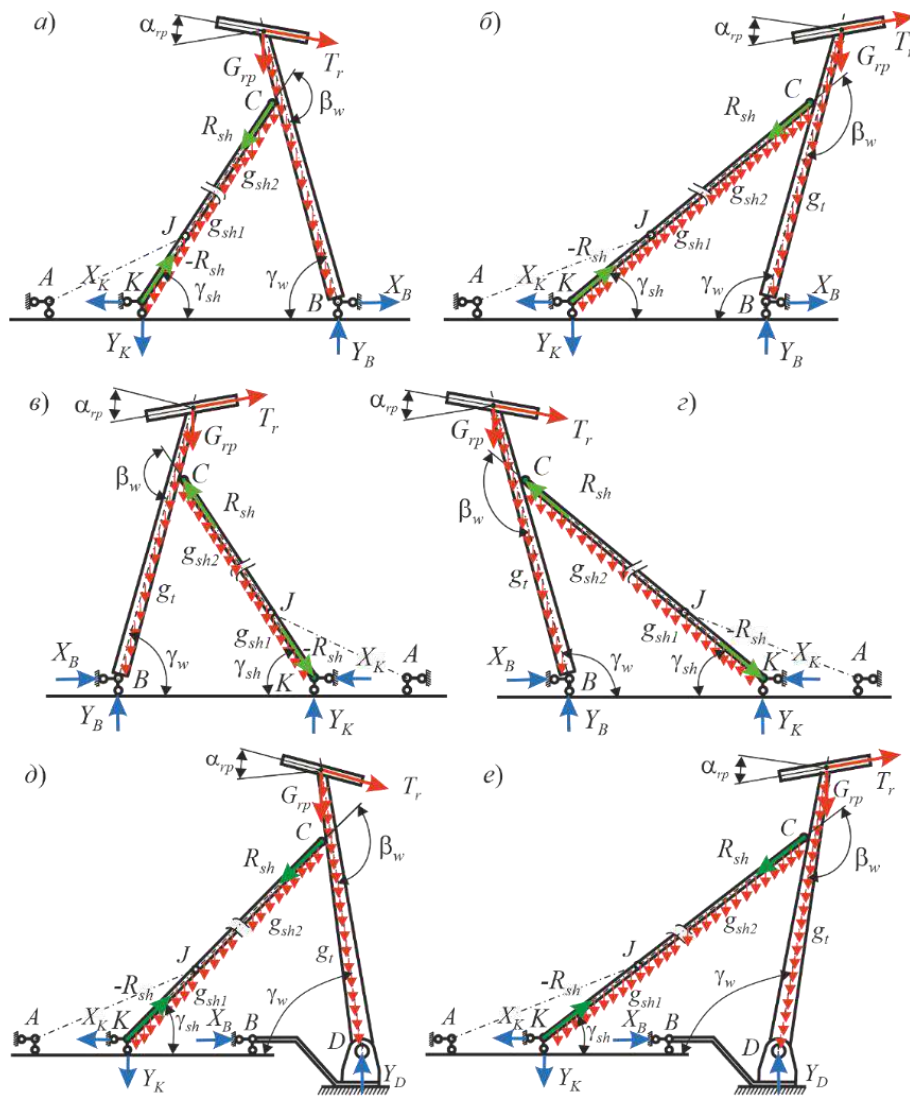
– для вариантов К и С

$$R_{sh} = \left\{ T_r l_t \cos \alpha_{rp} \pm l_t (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \sin \gamma_{ws} \mp g_{sh1} l_{JK} [(0,5 l_{JK} + l_{CJ}) \cos \gamma_{sh} - l_{Bc} \sin \gamma_{ws}] \mp g_{sh2} l_{CJ} (0,5 l_{CJ} \cos \gamma_{sh} - l_{Bc} \sin \gamma_{ws}) \right\} [n_{sh} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w]^{-1}; \quad (6.48)$$

– для варианта В

$$R_{sh} = \left\{ T_r l_t \cos \alpha_{rp} + l_t (G_{rp} + 0,5 g_t l_t) \sin \gamma_{ws} - g_{sh1} l_{JK} [(0,5 l_{JK} + l_{CJ}) \cos \gamma_{sh} - l_{cD} \sin \gamma_{ws}] - g_{sh2} l_{CJ} (0,5 l_{CJ} \cos \gamma_{sh} - l_{cD} \sin \gamma_{ws}) \right\} [n_{sh} (l_{cD} - l_{Cc} \cos \beta_w) \sin \beta_w]^{-1}, \quad (6.49)$$

где $\beta_w = \pi / 2 + \gamma_{ws} + \gamma_{sh}$ – угол между осями концевой опоры и складывающихся штанги в раскрытом состоянии; n_{sh} – число складывающихся штанг.

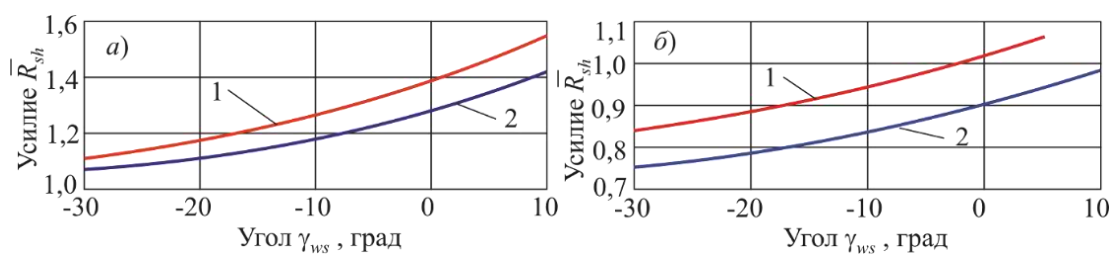


а, б – вариант К; в, з – вариант С; д, е – вариант В

а, в, д – при $\gamma_{ws} \leq 0$; б, з, е – при $\gamma_{ws} > 0$

Рисунок 6.34 – Расчетные схемы механизма со штанговой фиксацией

На рисунке 6.35 приведены графики изменения нормированного усилия $\bar{R}_{sh} = R_{sh} / T_r$ в штанге в зависимости от угла наклона в рабочем положении концевой опоры высотой $l_t = 10$ м и присоединительном размере l_{Bc} (l_{cD}) при угле $\alpha_{rp} = 10^\circ$.



a – вариант К (модификация Ку2-Х/10);

б – вариант В (модификация Ву2-Х/10)

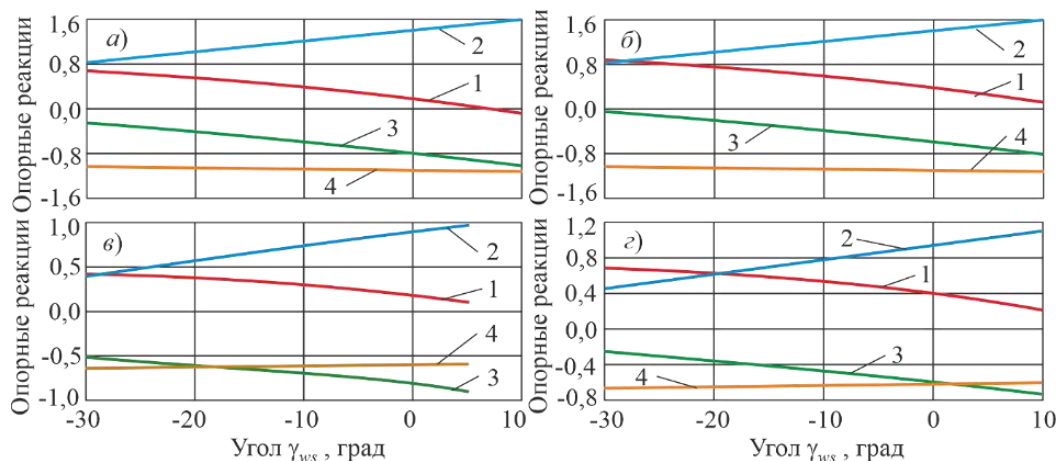
1 – l_{Bc} (l_{cD}) = 6 м; 2 – l_{Bc} (l_{cD}) = 8 м

Рисунок 6.35 – Влияние угла наклона концевой опоры на нормированное усилие в складывающейся штанге

Усилие R_{sh} обратно пропорционально зависит от угла γ_{ws} и присоединительного размера l_{Bc} (l_{cD}), причем при одинаковых значениях этих параметров оно оказывается существенно меньше в случае МТПКК варианта В. Это обусловлено тем, что для варианта В характерна большее плечо действия усилия R_{sh} относительно шарнира C (D) крепления концевой опоры, чем для вариантов К и С.

Для МТПКК вариантов К и В металлоконструкция штанги под действием усилия R_{sh} испытывает деформацию растяжения, а для варианта С – деформацию сжатия.

На рисунке 6.36 показаны графики изменения нормированных опорных реакций в узлах шарнирного крепления концевой опоры, нижней части складывающейся штанги и подъемного гидроцилиндра к несущей раме при использовании сдвоенных штанг в зависимости от угла наклона концевой опоры высотой 10 м в рабочем положении и угла α_{rp} .



a – вариант К, $l_{Bc} = 6$ м; *б* – вариант К, $l_{Bc} = 8$ м; *в* – вариант В, $l_{CD} = 6$ м;

г – вариант В, $l_{CD} = 8$ м

1 – \bar{X}_B ; 2 – \bar{Y}_B (\bar{Y}_D); 3 – \bar{X}_K ; 4 – \bar{Y}_K

Рисунок 6.36 – Изменение нормированных опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры в рабочем положении

Опорные реакции в узлах шарнирного крепления концевой опоры и одиночной складывающейся штанги к несущей раме составляют:

– для вариантов К и С

$$X_K = -R_{sh} \cos \gamma_{sh}; \quad Y_K = \pm(-R_{sh} \sin \gamma_{sh} + g_{sh1}l_{JK} + g_{sh2}l_{CJ}); \quad (6.50)$$

$$X_B = R_{sh} \cos \gamma_{sh} - T_r \cos(\alpha_{rp} + \gamma_{ws}); \quad Y_B = T_r \sin(\alpha_{rp} + \gamma_{ws}) \pm R_{sh} \sin \gamma_{sh} + G_{rp} + g_t l_t;$$

– для варианта В

$$X_K = -R_{sh} \cos \gamma_{sh}; \quad Y_K = -R_{sh} \sin \gamma_{sh} + g_{sh1}l_{JK} + g_{sh2}l_{CJ}; \quad (6.51)$$

$$X_B = R_{sh} \cos \gamma_{sh} - T_r \cos(\alpha_{rp} + \gamma_{ws}); \quad Y_D = T_r \sin(\alpha_{rp} + \gamma_{ws}) + R_{sh} \sin \gamma_{sh} + G_{rp} + g_t l_t.$$

Представленный силовой расчёт ОТО при штанговой фиксации концевой опоры в рабочем положении показал различия в изменении опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры в рабочем положении.

6.3 Выводы по разделу 6

1. Силовой анализ механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры для МТПКК вариантов К и С позволяет установить, что компоновка подъемного гидроцилиндра, соответствующего рассмотренному в разделе 5

положению II (случай крепления штока к металлоконструкции концевой опоры вблизи оголовка), позволяет использовать гидроцилиндр в $\sim 1,4 \dots 1,7$ раз меньшего диаметра, чем при компоновке согласно положению I, вследствие требующихся меньших усилий для подъема и гидравлической фиксации концевой опоры во время работы МКД. Однако необходимость при этом использовать гидроцилиндр с большим в $\sim 2,5 \dots 3,0$ ходом штока приводит к превышению в $\sim 1,3 \dots 1,8$ раза весовых и в $\sim 2,5 \dots 3,0$ раза его габаритных характеристик по сравнению с аналогичными характеристиками гидроцилиндра согласно положению I.

2. Для МТПКК варианта В наличие поворотной платформы при подъеме концевой опоры за счет собственного веса обеспечивает снижение усилия на штоке гидроцилиндра и горизонтальных составляющих опорных реакций в узлах крепления ОТО к надрамной конструкции МТПКК до $\sim 2 \dots 15$ раз в зависимости от веса платформы, углов отклонения в транспортном положении и наклона опоры в рабочем положении (большие значения соответствуют большему весу, меньшему углу отклонения и углу наклона) по сравнению с МТПКК вариантов К и С. Вертикальные составляющие опорных реакций при этом снижаются в $\sim 2 \dots 4$ раза. При гидравлической фиксации концевой опоры во время работы МКД горизонтальные составляющие опорных реакций оказываются ниже в $\sim 1,3 \dots 1,5$ раза, а вертикальные – в $\sim 3 \dots 4$ раза, причем напряженно-деформированное состояние надрамной конструкции и несущей рамы БС формируется только под действием опорных реакций в узле крепления подъемного гидроцилиндра, что существенно снижает их нагруженность в условиях эксплуатации МКД.

3. При работе механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры со складывающейся штангой отсутствуют условия для реализации самопрокидывания концевой опоры при ее установке, что позволяет отказаться от внешних тормозных устройств. Для установки опоры в рабочее положение требуется сравнительно небольшой ход штока, что позволяет использовать короткоходовые подъемные гидроцилиндры, длина которых оказывается меньше по сравнению с подъемными гидроцилиндрами механизма без складывающейся штанги - в $\sim 4 \dots 8$ раз для МТПКК вариантов К и С, в $\sim 6 \dots 10$ раз для МТПКК варианта В.

4. На этапе установки в рабочее положение концевой опоры, имеющей угол наклона в транспортном положении менее $10...15^\circ$, силовые характеристики механизма со складывающейся штангой являются недопустимо высокими, хотя и при углах $15...20^\circ$ они оказываются выше, чем при установке опоры непосредственно подъемным гидроцилиндром - в $\sim 5...8$ раз для вариантов К и С или в $\sim 2...5$ раз для варианта В. На максимальное усилие, которое необходимо преодолевать гидроцилиндру, сильное влияние оказывает длина нижней части штанги, причем использование ее оптимального значения из диапазона допустимых длин позволяет снизить максимальное усилие до $\sim 3...10$ раз.

5. При штанговой фиксации концевой опоры во время работы МКД продольное усилие растяжения в металлоконструкции складывающейся штанги для МТПКК варианта В в $\sim 1,4$ раза оказывается ниже, чем для МТПКК вариантов К и С. При этом оно в $\sim 5...6$ раз оказывается меньше усилия, которое необходимо создавать подъемным гидроцилиндром при гидравлической фиксации концевой опоры. Также оказываются меньше опорные реакции в узлах крепления подъемного гидроцилиндра и штанги к надрамной конструкции – горизонтальная составляющая в $\sim 4...5$ раз, вертикальная – в $\sim 1...2$ раза. Действующие на несущую раму МТПКК вариантов В и С опорные реакции в узле крепления концевой опоры к надрамной конструкции также оказываются ниже - горизонтальная составляющая в $\sim 2,5...3$ раза, вертикальная – до $\sim 5...8$ раз.

6. Для МТПКК вариантов К и С установка концевой опоры в рабочее положение в два этапа с помощью вспомогательного подъемного гидроцилиндра приводит к существенному снижению необходимого максимального усилия на штоке основного подъемного гидроцилиндра в $\sim 1,5...2$ раза и, таким образом, к уменьшению его диаметра на $20...40$ %. Также снижаются опорные реакции в узлах присоединения гидроцилиндров, складывающейся штанги и концевой опоры к надрамной конструкции, что снижает общую нагруженность несущей рамы шасси БС на $20...30$ %. Однако применительно к МТПКК варианта В комбинированная схема установки концевой опоры не дает подобного положительного эффекта и потому является нецелесообразной.

7. При канатной фиксации концевой опоры во время работы МКД продольное усилие растяжения в удерживающем канате для МТПКК варианта В в $\sim 1,5$ раза

оказывается ниже, чем для МТПКК вариантов К и С. При этом оно в ~ 3 раза (варианты К и С) или в ~ 5 раз (вариант В) оказывается меньше усилия, которое необходимо создавать подъемным гидроцилиндром при гидравлической фиксации концевой опоры, но в $\sim 2 \dots 2,5$ раза больше, чем усилия в складывающейся штанге при штанговой фиксации концевой опоры.

8. Усилие на штоке подъемного гидроцилиндра, дополнительно создаваемое им при канатно-штанговой фиксации концевой опоры в рабочем положении оказывает заметное влияние на разгрузку удерживающего каната для МТПКК вариантов К и С (снижение составляет до $\sim 1,5$ раз), однако мало сказывается на разгрузку каната для МТПКК варианта В (снижение составляет $\sim 1,1$ раза).

9. Обобщая результаты силового анализа ОТО, установленного на МТПКК различных конструктивных вариантов, на этапах установки концевой опоры и ее фиксации в рабочем положении, можно сделать вывод, что каждый из рассмотренных конструктивных вариантов имеет как существенные технические преимущества, так и существенные технические недостатки по сравнению с другими конструктивными вариантами. Поэтому на этапе разработки технического задания на проектирование МТПКК решение о выборе конструктивного варианта должно выполняться с учетом требуемых режимов и ожидаемых условий эксплуатации после предварительного силового анализа возможных вариантов конструктивного исполнения МТПКК.

7 МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

В разделе 7 представлены локальные математические модели, структурно входящие в состав Подсистемы II – Основное технологическое оборудование и Подсистемы III – Базовое шасси (рисунок 2.5) комплексной математической модели однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе автономных МТПКК (подраздел 2.3). Более подробно они рассмотрены в публикациях, в частности, модели для описания динамических процессов в трансмиссиях колесных шасси применительно к условиям работы в составе МТПКК представлены в [53, 102, 103, 144, 158, 159, 165, 169], модели для анализа режимов движения базового шасси – в [53, 100, 148, 153], модели для анализа напряженно-деформированного состояния несущих металлоконструкций базового шасси – в [53, 145-147, 160-162, 164, 178], модели для исследования гидродинамических процессов в гидроприводе и кинематических характеристик НТКС – в [49, 53, 54, 71, 163, 168, 240]. Указанные модели реализованы в зарегистрированных в Роспатенте России программах для ЭВМ [97, 101, 100, 134] и патенте на изобретение [116].

7.1 Моделирование динамики и прочности колесных базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Самоходные колесные базовых шасси играют ключевую роль в своевременной и безопасной доставке к месту развертывания МКД необходимого для ее работы технологического оборудования и элементов канатной системы. Поэтому моделирование и основанная на нем расчетная оценка динамических и прочностных характеристик несущих металлоконструкций и трансмиссии привода исполнительных механизмов ОТО являются обязательным условием достижения таких результатов проектирования МТПКК, которые позволяют создавать МКД с высокими показателями надежности и экономичности.

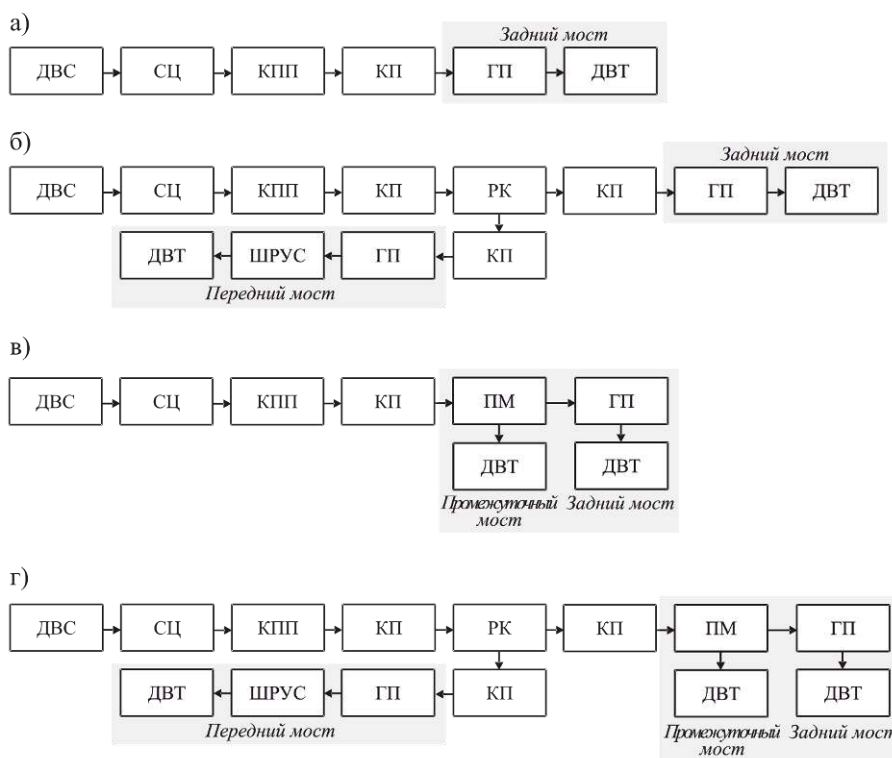
7.1.1 Конструкции и расчетно-экспериментальные исследования динамики трансмиссии привода исполнительных механизмов основного технологического оборудования мобильной канатной дороги

Привод исполнительных механизмов МКД осуществляется через трансмиссию БС. В этом случае наиболее перспективным является вариант комбинированной гидромеханической трансмиссии, в которой объемные насосы гидросистемы МТПКК приводятся в движение от механической трансмиссии БС через коробку отбора мощности. Такой подход уже получил широкое распространение для привода навесного оборудования различных транспортно-технологических машин – автомобильных кранов, кранов-манипуляторов, экскаваторов [6, 13, 129].

В состав трансмиссий колесных БС однопролетных МКД, передающих движение от штатного ДВС базового шасси к движителю ДВТ входят (рисунок 7.1) [169]:

- сцепления (СЦ), предназначенные для кратковременного отключения ДВС от трансмиссии с целью переключения передач, подключения коробок отбора мощности, кратковременной остановки БС;
- коробки переключения передач (КПП), предназначенные для изменения передаточного соотношения трансмиссии с целью получения оптимальных условий работы ДВС и трансмиссии при текущем режиме движения колесной БС;
- раздаточные коробки (РК), предназначенные для деления потока мощности между осями колесной машины с несколькими (или со всеми) ведущими осями;
- коробки отбора мощности, предназначенные для привода навесного оборудования (насосов гидросистем, лебедок и другого оборудования);
- главные передачи (ГП), предназначенные для повышения крутящих моментов на колесах БС при снижении скорости их вращения, обеспечения требуемых скоростей вращения колес при штатных режимах движения, а также для передачи крутящего момента от карданных валов к полуосям;
- передачи промежуточных мостов (ПМ), предназначенные для привода колес промежуточного моста и передачи крутящего момента на последующий мост;

– карданные передачи (КП), предназначенные для передачи крутящего момента между несоосными валами элементов трансмиссии, как правило, расположенными на больших (по сравнению с размерами агрегатов трансмиссии) расстояниях.



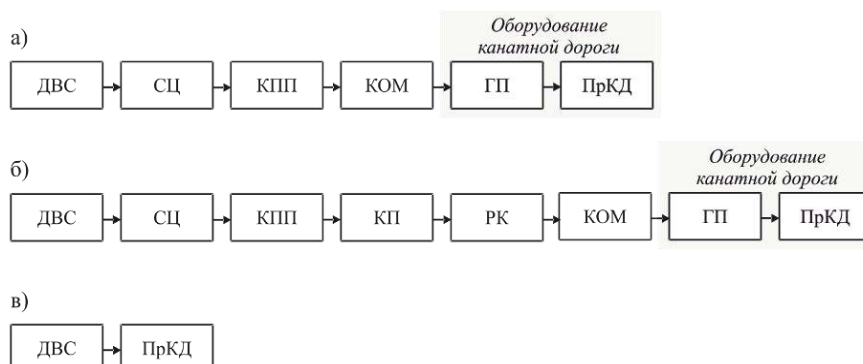
a – шасси 4x2; *б* – шасси 4x4; *в* – шасси 6x4; *г* – шасси 6x6

Рисунок 7.1 – Структурные схемы механической трансмиссии колесной БС [169]

Также в трансмиссии устанавливаются межколесные и межосевые дифференциалы. Первые из них, как правило, монтируются вместе с главными передачами, а вторые – с раздаточными коробками. Если полный привод задних колес является подключаемым, то вместо раздаточной коробки и межосевого дифференциала используется вязкая управляемая муфта. Неуправляемые ведущие колеса подключены к главным передачам с дифференциалами с помощью полуосей. Управляемые колеса – через шарниры угловых скоростей.

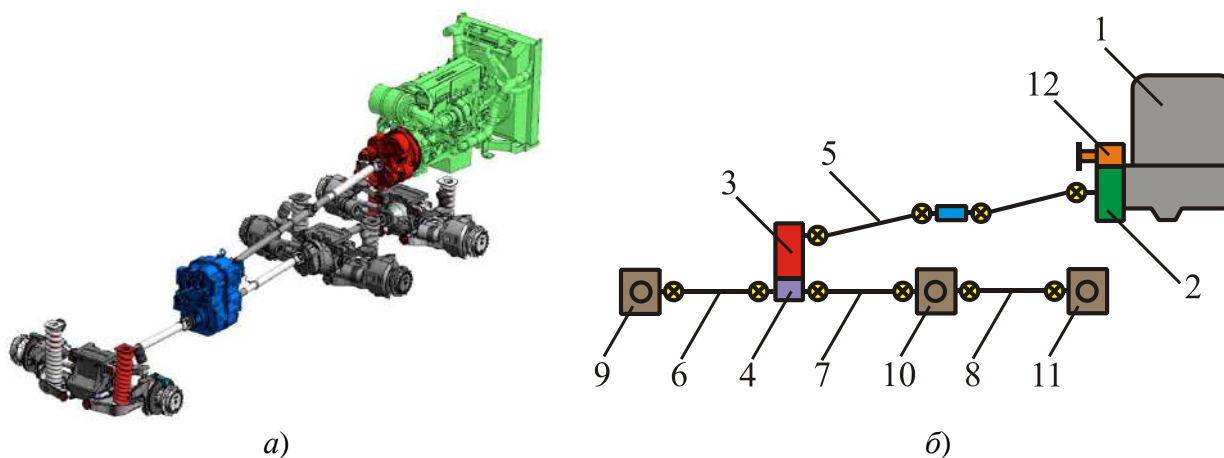
Механическая часть гидромеханической трансмиссии привода оборудования МКД показана на рисунке 7.2. Отбор мощности для привода НТКС выполняется через коробку отбора мощности, установленную на коробке переключения передач или на раздаточной коробке БС. При этом БС неподвижна.

Один из вариантов конструкции гидромеханической трансмиссии перспективного базового шасси для размещения МТПКК, защищенный патентом РФ [116], показан на рисунке 7.3.



а – отбор мощности через коробку отбора мощности, установленную на коробке переключения передач; *б* – отбор мощности через раздаточную коробку, установленную на коробке переключения передач; *в* – собственный привод МКД – механическая трансмиссия *ПрКД* – привод МКД; *ГП* – гидравлическая часть гидромеханической трансмиссии

Рисунок 7.2 – Структурные схемы гидромеханической трансмиссии МКД [169]



а – 3D-модель; *б* – структурная схема

1 – ДВС; *2* – гидротрансформатор; *3* – автоматическая коробка передач; *4* – раздаточная коробка; *5* – карданная передача с промежуточной опорой; *6, 7, 8* – карданные валы;

9 – редуктор переднего моста; *10, 11* – редукторы заднего моста; *12* – коробка отбора мощности

Рисунок 7.3 – Трансмиссия с повышенным отбором мощности от штатного ДВС

По аналогии с типовыми конструкциями трансмиссий грузовых автомобилей [142] трансмиссия на рисунке 7.3 содержит коробку передач 3, раздаточную коробку 4, карданную передачу 5, карданные валы 6, 7 и 8, редуктор 9 переднего моста, два редуктора 10 задних мостов. Силовой агрегат, состоящий из ДВС 1, гидротрансформатора 2 и коробки отбора мощности 12, размещается в задней части рамы

БС за вторым редуктором заднего моста 11. Гидротрансформатор 2 устанавливается на картер маховика двигателя 1 и его первичный вал вращается от маховика ДВС. Вал коробки отбора мощности 12 на гидротрансформаторе 2 используется для передачи мощности от ДВС 1 к насосу гидросистемы ОТО. Автоматическая коробка передач 3 устанавливается отдельно от гидротрансформатора 2 и объединена с раздаточной коробкой 4 в едином корпусе, размещенном в средней части рамы БС. Вторичный вал раздаточной коробкой 4 подсоединен к редукторам переднего 9 и задних мостов 10, 11 посредством карданных валов 6, 7, 8. Крутящий момент от выходного вала гидротрансформатора 2 через карданную передачу 5 передается на первичный вал автоматической коробки передач 3 и через карданные валы на редукторы переднего 9 и задних мостов 10, 11.

Такая компоновка позволяет уменьшить число узлов трансмиссии, обеспечивает равную развесовку по осям БС, обеспечивает отбор большой мощности к насосу гидросистемы ОТО за счет применения гидротрансформатора и автоматической коробки передач с переключением под нагрузкой. Данная трансмиссия отличается следующими техническими особенностями [169]:

- коробка передач 3 является автоматической коробкой передач и объединена с раздаточной коробкой 4 единым корпусом, размещенным в средней части БС;
- вторичный вал раздаточной коробки соединен с редукторами переднего и заднего мостов посредством карданных валов 6, 7, 8;
- двигатель 1 дополнительно содержит установленный на картере маховика гидротрансформатор 2, передающий крутящий момент от ДВС посредством выходного вала через карданную передачу на первичный вал коробки передач 4, а также коробку отбора мощности 12, для передачи мощности ОТО, образующие вместе единый силовой агрегат;
- возможна установка ДВС в передней или задней части рамы, в зависимости от компоновки оборудования МТПКК;
- трансмиссия обеспечивает возможность отбора до 70 % мощности ДВС для привода ОТО, включая привод НТКС [169].

Для исследования рабочих процессов в рассматриваемой трансмиссии можно использовать подходы, которые ранее рассматривались в [25, 90, 169, 182].

При исследовании рабочих процессов трансмиссии МКД динамические процессы в ДВС базового шасси детально не рассматриваются. ДВС представлен своей внешней скоростной характеристикой, представляющую детерминированную зависимость крутящего момента M_D или мощности N_D от частоты вращения двигателя n_D [142]. Расчетная схема механической части трансмиссии приводной БС показана на рисунке 7.4 [144, 169]. Она состоит из совокупности инерционных вращающихся элементов, соединенных упруго-диссипативными связями. Крутящий момент M_{D0} передается через сцепление от ДВС к исполнительным механизмам МКД (наосу или напрямую к механическому приводу МКД). Математическая модель механической части трансмиссии учитывает процессы преобразования зубчатыми передачами частоты вращения и крутящего момента. Трансмиссия содержит разветвление потоков (рисунок 7.3). Поэтому при составлении уравнений движения необходимо учитывать баланс мощностей в виде ряда следующих алгебраических уравнений:

$$P_i = \sum P_{i,j} , \quad (7.1)$$

где P_i – подводимая мощность до разветвления; $P_{i,j}$ – мощность на j -й ветви после разветвления с учетом коэффициента полезного действия механизма разветвления.

В общем виде математическая модель для исследования динамических процессов в разрабатываемой трансмиссии выглядит следующим образом [144, 169]:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_0 \ddot{\varphi}_0 + c_{01} \left(\varphi_0 - \frac{\varphi_1}{i_{01}} \right) + \alpha_{01} \left(\dot{\varphi}_0 - \frac{\dot{\varphi}_1}{i_{01}} \right) = M_{D0}; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \left(\varphi_1 - \frac{\varphi_2}{i_{12}} \right) + \alpha_{12} \left(\dot{\varphi}_1 - \frac{\dot{\varphi}_2}{i_{12}} \right) - \frac{c_{01}}{i_{01}} \left(\varphi_0 - \frac{\varphi_1}{i_{01}} \right) - \frac{\alpha_{01}}{i_{01}} \left(\dot{\varphi}_0 - \frac{\dot{\varphi}_1}{i_{01}} \right) = 0; \\ \dots \\ J_i \ddot{\varphi}_i + c_{i,i+1} \left(\varphi_i - \frac{\varphi_{i+1}}{i_{i,i+1}} \right) + \alpha_{i,i+1} \left(\dot{\varphi}_i - \frac{\dot{\varphi}_{i+1}}{i_{i,i+1}} \right) - \frac{c_{i-1,i}}{i_{i-1,i}} \left(\varphi_{i-1} - \frac{\varphi_i}{i_{i-1,i}} \right) - \frac{\alpha_{i-1,i}}{i_{i-1,i}} \left(\dot{\varphi}_{i-1} - \frac{\dot{\varphi}_i}{i_{i-1,i}} \right) = 0; \\ \dots \\ J_N \ddot{\varphi}_N - \frac{c_{N-1,N}}{i_{N-1,N}} \left(\varphi_{N-1} - \frac{\varphi_N}{i_{N-1,N}} \right) - \frac{\alpha_{N-1,N}}{i_{N-1,N}} \left(\dot{\varphi}_{N-1} - \frac{\dot{\varphi}_N}{i_{N-1,N}} \right) = -M_S, \end{array} \right. \quad (7.2)$$

где $i=0 \dots N$ – порядковый номер элемента трансмиссии (от ДВС к движителям или навесному оборудованию); J_i – момент инерции i -го элемента трансмиссии, приведенный к его входному валу; φ_i – угол поворота i -го элемента трансмиссии; c_{ij} ,

α_{ij} – крутильная жесткость и коэффициент диссипации элемента трансмиссии; M_{D0} – движущий момент, передаваемый от ДВС на входное звено трансмиссии через сцепление; M_S – момент сопротивления, создаваемый механизмами или насосами гидравлической части гидромеханической трансмиссии ОТО; i_{ij} – передаточные значения элементов трансмиссии [169].

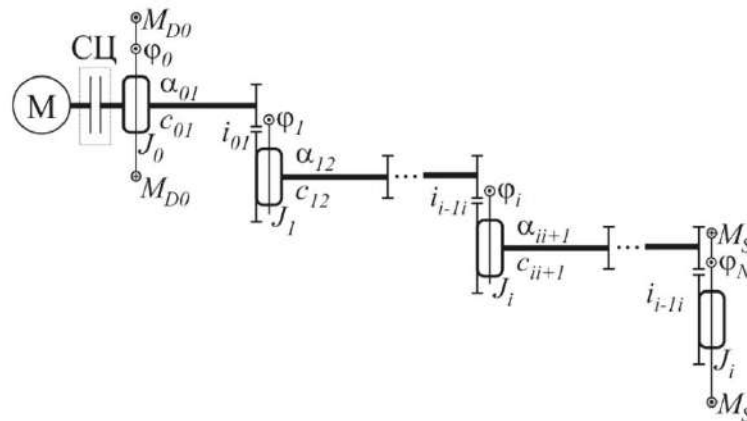
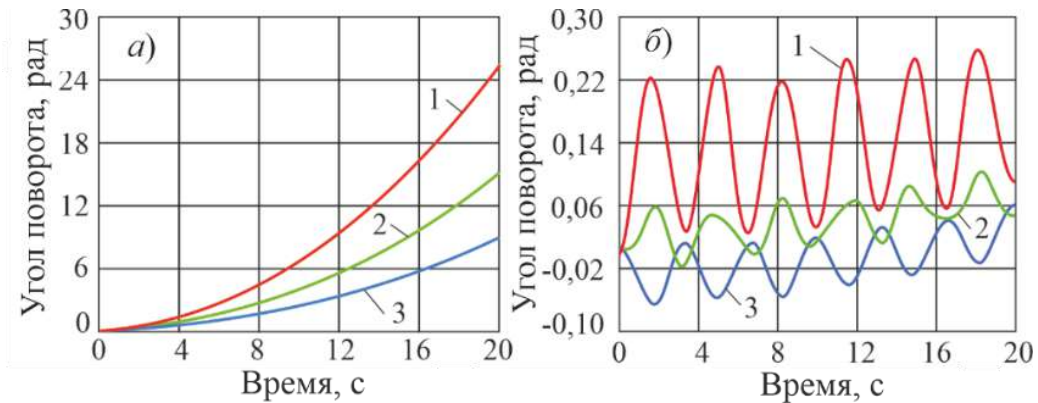


Рисунок 7.4 – Расчетная схема механической трансмиссии приводной базовой станции [144, 169]

В ряде работ [25, 90] при составлении уравнений движения типа (7.2) не учитываются передаточные числа. Считается, что динамические составляющие передаваемых моментов на ведущем и ведомом валу равны, а передаточные отношения влияют только на кинематику трансмиссии. Справедливость использования данного подхода была проанализирована на примере трехмассовой системы со следующими параметрами: $J_0 = 2000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_1 = 5000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 10000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $c_{01} = 10 \text{ кН/м}$; $c_{12} = 20 \text{ кН/м}$; $\alpha_{01} = 50 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $\alpha_{12} = 50 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $M_{D0} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_S = 995 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $i_{01} = i_{12} = 0,6$. Результаты моделирования динамики передачи с учетом и без учета передаточных чисел трансмиссии показаны на рисунке 7.5 [144, 169]. Анализ результатов моделирования показывает: если не учитываются передаточные числа трансмиссии, то при отсутствии существенного превышения движущего момента M_{D0} над моментом сопротивления M_S привод не может сдвинуть трансмиссию с места, так как не происходит повышение момента.

В результате энергия ДВС расходуется в большей степени не на разгон вращающихся частей (рисунок 7.5, а), а на их колебательные движения (рисунок 7.5, б) [25, 90].



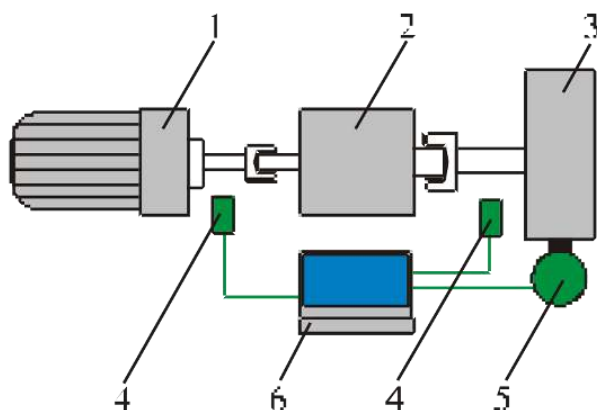
а – результаты моделирования с учетом передаточных чисел трансмиссии;
б – результаты моделирования без учета передаточных чисел трансмиссии

1 – Φ_0 ; 2 – Φ_1 ; 3 – Φ_2

Рисунок 7.5 – Сравнение подходов к моделированию динамики трансмиссии

Для подтверждения адекватности представленной математической модели были выполнены экспериментальные исследования редукторов трансмиссии колесного шасси. Схема испытательного стенда для одноступенчатого редуктора показана на рисунке 7.6 [169].

Согласно методике испытаний, измерительная система фиксировала скорости вращения и моменты на первичном и вторичном валу редуктора в процессе разгона трансмиссии и ее работы в номинальном режиме, а момент на первичном валу редуктора определялся по известной скоростной характеристике электродвигателя. Теоретический расчет рабочих процессов для исследуемого редуктора выполнялся с использованием модели (7.1) согласно расчетной схеме редуктора, показанной на рисунке 7.7. Были приняты следующие параметры расчетной схемы: $J_0 = 0,019 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_1 = 0,036 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 0,0999 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_3 = 0,167 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $c_{01} = 1165 \text{ кН/м}$; $c_{12} = 500 \text{ кН/м}$; $c_{23} = 855 \text{ кН/м}$; $\alpha_{01} = 3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $\alpha_{12} = 1 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $\alpha_{23} = 3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $M_S = 215 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $i_{12} = 0,298$.



1 – электродвигатель; 2 – испытуемый редуктор; 3 – нагрузочное устройство;
4 – датчики числа оборотов; 5 – силоизмерительное устройство; 6 – измерительная система

Рисунок 7.6 – Схема испытательного стенда

С учетом структуры исследуемого редуктора система уравнений (7.1) приобретает следующий вид:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 + c_{01} (\varphi_0 - \varphi_1) + \alpha_{01} (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = M_{D0}(\dot{\varphi}_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \left(\varphi_1 - \frac{\varphi_2}{i_{12}} \right) + \alpha_{12} \left(\dot{\varphi}_1 - \frac{\dot{\varphi}_2}{i_{12}} \right) - c_{01} (\varphi_0 - \varphi_1) - \alpha_{01} (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{23} (\varphi_1 - \varphi_3) + \alpha_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \frac{c_{12}}{i_{12}} \left(\varphi_1 - \frac{\varphi_2}{i_{12}} \right) - \frac{\alpha_{12}}{i_{12}} \left(\dot{\varphi}_1 - \frac{\dot{\varphi}_2}{i_{12}} \right) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - \alpha_{23} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = -M_S. \end{cases} \quad (7.3)$$

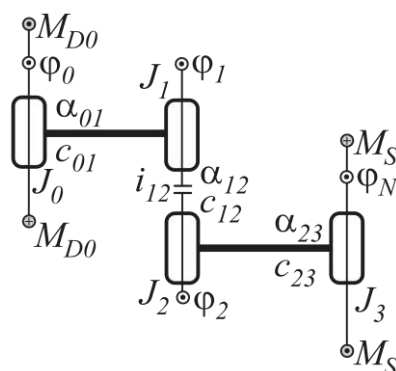
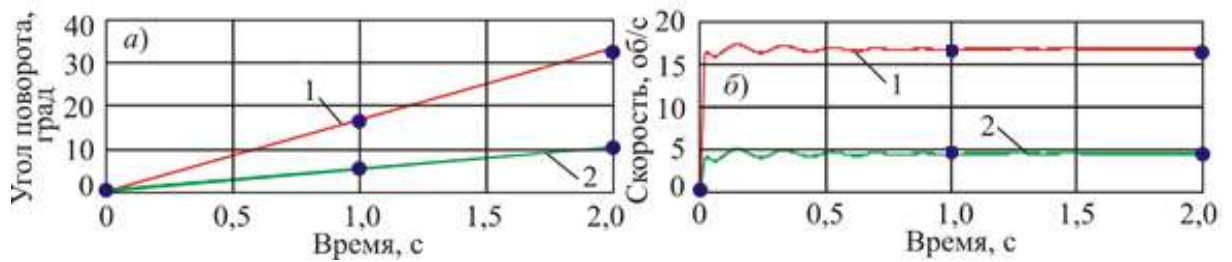


Рисунок 7.7 – Расчетная схема экспериментального редуктора

Закон изменения $M_{D0}(\dot{\varphi}_1)$ определяется силовой характеристикой электродвигателя: чем выше скорость вращения, тем ниже движущий момент. Номинальная мощность электродвигателя 13 кВт, максимальный крутящий момент 387 Н·м. Результаты экспериментальных и расчетных исследований показаны на рисунке 7.8.



a – изменение угла поворота валов; *b* – изменение скорости вращения валов

1 – первичного вала редуктора φ_1 ; 2 – вторичного вала редуктора φ_2 ;

(— – результаты моделирования; ● – результаты эксперимента)

Рисунок 7.8 – Изменение угла поворота и скорости вращения валов

Анализ результатов исследований позволяет сделать выводы.

1. Экспериментальные исследования показали необходимость учета передаточных чисел передач (рисунки 7.5 и 7.8). Иначе при решении системы дифференциальных уравнений движения элементов трансмиссии (7.1) энергия штатного ДВС базового шасси расходуется преимущественно не на разгон вращающихся частей, а на колебательные движения относительно положения равновесия. В натурной трансмиссии это приводило бы к буксованию сцепления или остановке ДВС.

2. Погрешность моделирования динамики механической части трансмиссии привода механизма перемещения НТК с использованием предложенной математической модели составляет не более 1 % по перемещениям, не более 2 % по частоте процесса.

7.1.2 Имитационное моделирование режимов движения самоходного базового колесного шасси

Имитационное моделирование режимов движения колесного самоходного шасси МТПКК выполнено с помощью зарегистрированной в Роспатенте программы для ЭВМ [100], реализующей алгоритм [153].

На первом этапе методом статистических испытаний определяется последовательность чередования основных режимов движения колесного самоходного шасси. В их числе целесообразно рассмотреть следующие режимы:

- стоянку;
- разгон;

- движение с постоянной скоростью;
- притормаживание;
- полное служебное торможение;
- экстренное торможение.

На втором этапе с использованием математической модели динамики колесного самоходного шасси для каждого режима движения проводится интегрирование уравнений движения, что позволяет определить перемещение x , скорость \dot{x} и ускорение \ddot{x} шасси в произвольный момент модельного времени.

На третьем этапе в зависимости от значений x , \dot{x} и \ddot{x} вычисляются другие параметры колесного самоходного шасси. Для этого могут использоваться как детерминированные модели, так и метод статистических испытаний.

При штатном движении колесного шасси МТПКК от места постоянного базирования к месту эксплуатации МКД наблюдается постоянное чередование названных режимов движения. Рассмотрим эти режимы движения более подробно.

Стоянка (режим 0) – режим движения, при котором $x = const$, $\dot{x} = 0$, т.е. координата самоходного колесного шасси не изменяется, а скорость нулевая. Моделирование всегда начинается и заканчивается этим режимом.

Разгон (режим 1) – режим движения, при котором $\ddot{x} > 0$, т.е. происходит увеличение скорости колесного шасси от значения v_1 до значения v_2 ($v_2 > v_1$).

Движение с постоянной скоростью (режим 2) – режим движения самоходного колесного шасси, при котором $\dot{x} = const$, $\ddot{x} = 0$.

Притормаживание (режим 3), полное служебное торможение (режим 4) и аварийное торможение (режим 5) являются частными случаями торможения колесного шасси, при всех этих режимах $\ddot{x} < 0$, т.е. происходит снижение скорости шасси от значения v_1 до значения v_2 ($v_2 < v_1$). При притормаживании БС скорость снижается, однако $v_2 \neq 0$. При полном служебном торможении $v_2 = 0$, причем торможение производится с номинальным тормозным усилием R_{br} .

Для моделирования динамики колесного шасси необходимо смоделировать последовательность чередования режимов движения и их параметры методом статистических испытаний (методом Монте-Карло) [75, 81]. Общее количество смен режимов равно N_{reg} . Каждый конкретный режим движения в последовательности имеет номер j , при этом $j = 1 \dots N_{reg}$. Для удобства целесообразно использовать

цифровое обозначение режимов. Например, режиму движения с постоянной скоростью соответствует термин «режим 2» или индекс $m_{reg,j} = 2$.

Метод статистических испытаний заключается в определении на основании статистических исходных данных:

- вида режима движения, которым сменится текущий режим движения;
- новой скорости БС;
- продолжительности времени стоянки или движения с постоянной скоростью.

Для примера рассмотрим процесс чередования режимов движения (рисунок 7.9). Тип режима движения, задаваемый индексом $m_{reg,j} = 1, \dots, 5$, определяется методом статистических испытаний. При моделировании следует учитывать дополнительные условия: после режимов 1 и 3 обязательно следует режим 2; после режимов 4 и 5 – режим 0; после режима 0 – режим 1.

Для режимов движения 1 и 3 методом статистических испытаний задается новая скорость движения v_{2j} , для остальных она определяется автоматически. Режимы 0, 4 и 5 подразумевают полную остановку, т.е. $v_{2j} = 0$. Каждый режим длится от момента времени t_{j-1} до момента времени t_j . Для режимов движения 0 и 2 значение t_j моделируется методом статистических испытаний. Для режимов движения 1, 3, 4, 5 их длительность определяется автоматически в ходе интегрирования уравнений движения, т.е. режим движения заканчивается, когда скорость движения достигает заданной величины.

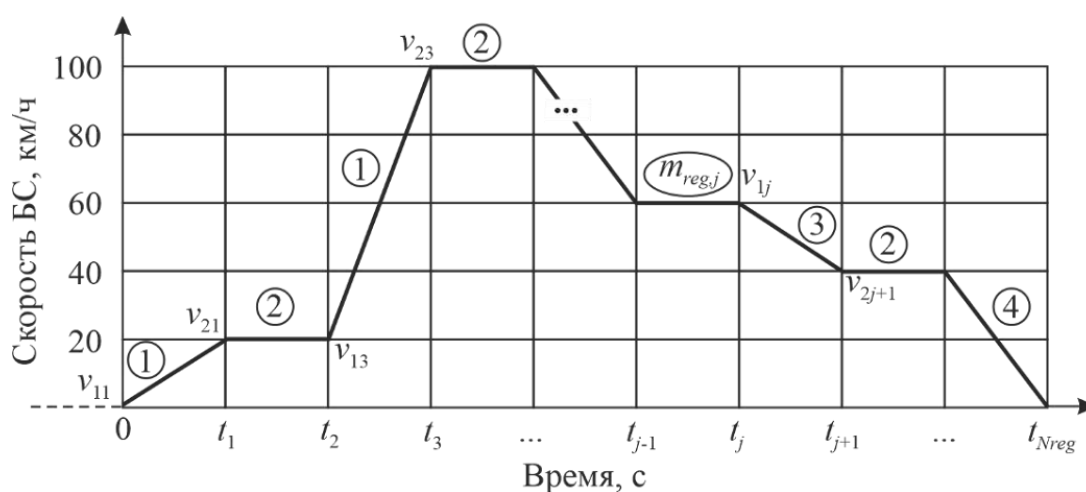


Рисунок 7.9 – Процесс чередования режимов движения

Так как в начале моделирования колесное шасси находится в режиме остановки ($m_{reg0} = 0$), то согласно принятым дополнительным условиям при $j = 1$ режим движения $m_{reg1} = 1$, а при $j = 2$ режим движения $m_{reg2} = 2$. При $j = 1$ скорость движения с v_{11} увеличивается до v_{21} . При $j = 3$ методом статистических испытаний был определен режим движения $m_{reg3} = 1$, когда скорость растет от v_{13} до v_{23} . Поэтому при $j = 4$ обязательно $m_{reg4} = 2$.

Режим движения $m_{reg,j} = 2$. Далее методом статистических испытаний определено, что $m_{reg,j+1} = 3$. Скорость движения падает с v_{1j} до v_{2j+1} . После следует режим 2. При $j = N_{reg}$ методом статистических испытаний определено, что происходит полное служебное торможение $m_{regNreg} = 4$.

Вычисление значений случайных величин методом статистических испытаний проводится следующим образом. Пусть x – случайная величина, распределение которой выражается плотностью $f(x)$ и функцией $F(x)$. Смоделировать методом статистических испытаний случайную величину означает получить последовательность ее значений в соответствии с законом распределения. В основе лежит получение равномерно распределенных случайных чисел x_R [33]. Искомая последовательность частных реализаций случайной величины x определяется согласно [180]:

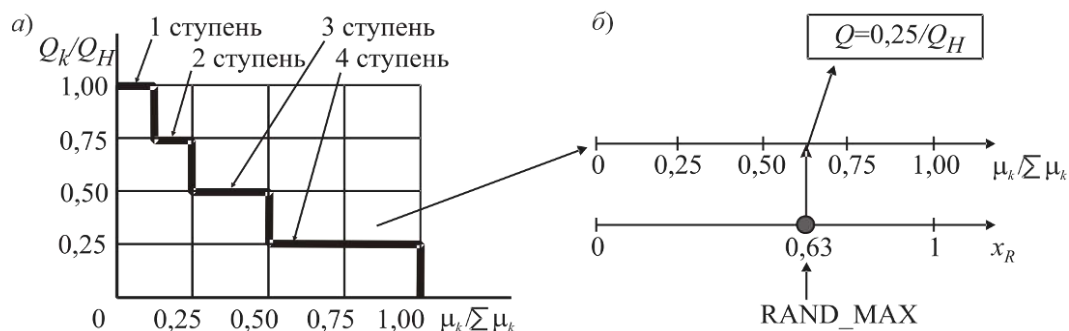
$$F(x) = \int_{-\infty}^x f(x)dx = x_R. \quad (7.4)$$

Решение данного уравнения имеет вид:

$$x = F^{-1}(x_R), \quad (7.5)$$

где F^{-1} – обратная функция для F .

При моделировании исходные статистические данные представляются в виде блоков распределения случайных величин. Блок распределения (рисунок 7.10, а) строится следующим образом. Весь диапазон изменения случайной величины $0 \dots Q_H$ делится на равные отрезки числом K . Они являются ступенями блока. Каждой k -й ступени ($k=1, \dots, K$) соответствует максимальное значение Q_k и вероятность ее появления μ_k (частота ступени блока) [75, 81].



a – блок распределения; *б* – генерация значения случайной величины
Рисунок 7.10 – Метод статистических испытаний при использовании блоков распределения

Блок распределения на рисунке 7.10, *a* имеет 4 ступени. Первая и вторая ступень имеют частоту 0,125, третья – 0,25, четвертая – 0,5. В ходе моделирования методом статистических испытаний значения случайных величин также вычисляются с помощью генератора случайных чисел (рисунок 7.10, *б*). Сгенерированное число x_R ставится в соответствие с точкой на линии $\mu_k / \sum \mu_k$. Например, на рисунке 7.10, *б* показано $x_R = 0,63$. Это соответствует 4-й ступени блока. Таким образом, в данном вычислительном опыте значение моделируемого параметра принимается равным значению 4-й ступени, т.е. $0,25Q_H$.

Для проверки работоспособности алгоритма было выполнено имитационное моделирование режимов движения базового шасси МТПКК. Для этого использовались исходные данные, представленные в виде блоков распределения параметров.

Если разгон происходит сразу после стоянки, то методом статистических испытаний определяется скорость движения v_{2j} , до которой выполняется разгон согласно следующему блоку распределения (таблица 7.1). Если происходит движение с постоянной скоростью (режим 2), то методом статистических испытаний определяется, какой режим движения последует режимом 2 согласно таблице 7.2. Если происходит притормаживание (режим 3), то определяется, на сколько уменьшается скорость БС (согласно таблице 7.3). Для удобства расчетов снижение выражается в относительных единицах, т.е. $v_{2j} = k_{br} v_{1j}$. Если происходит разгон (режим 1), то определяется, на сколько увеличивается скорость БС после разгона (таблица 7.4). Аналогично $v_{2j} = k_{br} v_{1j}$. Блок (таблица 7.3) используется только после движения с

постоянной скоростью. При определении скорости разгона сразу после стоянки используется другой блок (таблица 7.1).

Таблица 7.1 – Вероятность разгона шасси до заданной скорости после стоянки

Скорость v_{2j} , км/ч	Вероятность
0...20	0,05
20...40	0,50
40...60	0,25
60...80	0,15
80...100	0,05

Таблица 7.2 – Вероятность следования режима за движением с постоянной скоростью

Тип режима, следующего за движением с постоянной скоростью	Вероятность
Разгон (режим 1)	0,40
Притормаживание (режим 3)	0,45
Полное служебное торможение (режим 4)	0,1499
Аварийное торможение (режим 5)	0,0001

Таблица 7.3 – Вероятность притормаживания до заданной скорости

Коэффициент k_{br}	Вероятность
0,9	0,05
0,8	0,05
0,7	0,10
0,6	0,15
0,5	0,30
0,4	0,15
0,3	0,10
0,2	0,05
0,1	0,05

Таблица 7.4 – Вероятность разгона до заданной скорости

Коэффициент k_{br}	Вероятность
1,05	0,05
1,1	0,05
1,15	0,10
1,2	0,15
1,25	0,30
1,3	0,15
1,35	0,10
1,4	0,05
1,45	0,05

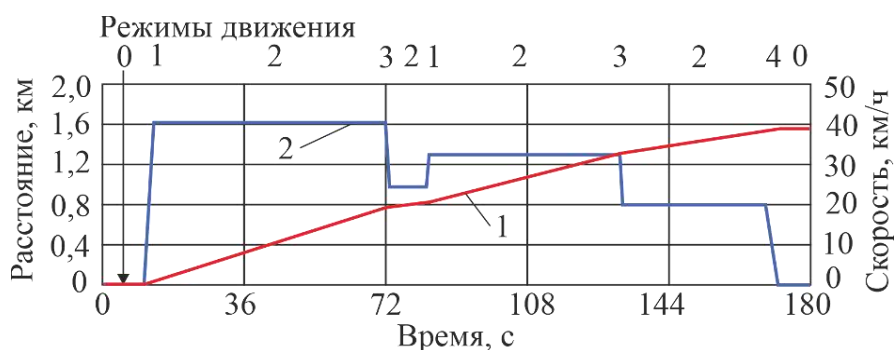
Продолжительность стоянки (режим 0) или движения с постоянной скоростью (режим 2) определяется на основе блока распределения (таблица 7.5). Данные

блоки распределения получены на основе анализа результатов экспериментальных гистограмм пробега базового шасси МТПКК. Они должны уточняться в ходе специальных исследований.

Таблица 7.5 – Вероятность длительности стоянки или движения с постоянной скоростью

Промежуток времени $t_j - t_{j-1}$, с	Вероятность
0...60	0,50
61...120	0,20
121...180	0,15
181...240	0,10
241...300	0,05

Пример результатов имитационного моделирования режимов движения мобильного канатного комплекса и их параметров приведены на рисунке 7.11.



1 – координата шасси на трассе; 2 – скорость движения шасси

Рисунок 7.11 – Результаты имитационного моделирования режимов движения базового шасси МТПКК

Результаты имитационного моделирования режимов движения МТПКК лежат в основе моделирования динамической нагруженности самоходного колесного шасси с учетом установленной последовательности режимов его движения. Для этого используется комплексная математическая модель, учитывающую взаимодействие всех подсистем МТПКК (рисунок 2.5) [47, 151].

Для решения указанной задачи комплексная математическая модель представляется в виде матричной системы уравнений:

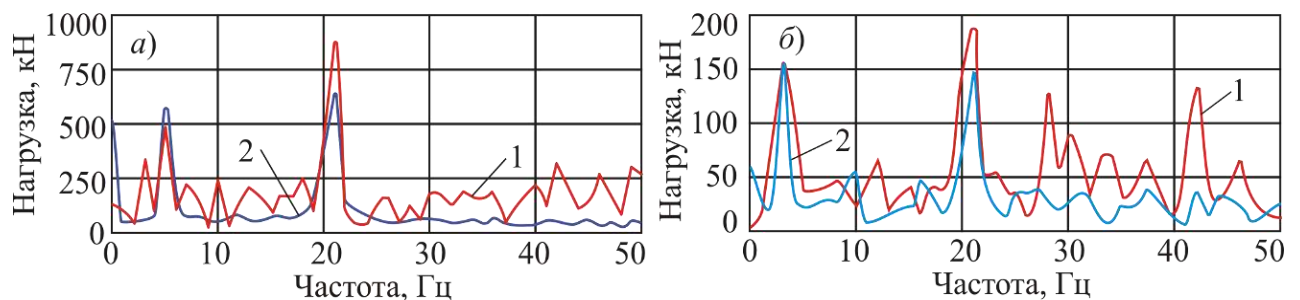
$$\begin{cases} [M]\{\ddot{x}\} + [B]\{\dot{x}\} + [C]\{x\} = \{P\} \\ [F] = 0 \end{cases}, \quad (7.6)$$

где $\{x\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{\ddot{x}\}$ – векторы законов движения, скоростей и ускорений элементов системы; $[M]$ – матрица инерционных параметров системы, зависящая от масс и моментов инерции элементов системы; $[B]$ – матрица коэффициентов диссипации; $[C]$ – матрица упругости, зависящая от жесткостей элементов системы; $\{P\}$ – вектор внешних нагрузок на элементы системы; $[F]$ – матрица алгебраических уравнений связи параметров системы:

$$F_i = F(\{x\}, \{\dot{x}\}, \{\ddot{x}\}). \quad (7.7)$$

Продолжительность режима разгона или торможения определяется в процессе численного интегрирования уравнений движения, входящих в комплексную математическую модель.

Пример моделирования характеристик нагруженности базового шасси МТПКК приведен на рисунке 7.12. Исходные параметры модели приведены в [151].



a – в задней подвеске; *б* – в районе кресла водителя

1 – движение по грунтовой дороге; *2* – движение по асфальтобетонному покрытию

Рисунок 7.12 – Спектральные плотности динамических нагрузок в элементах БС

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что имитационное моделирование позволяет прогнозировать характеристики нагруженности элементов МТПКК. Использование результатов моделирования режимов движения БС позволяет как определить параметры законов изменения характеристик нагруженности (в частности, построить блоки циклических напряжений в опасных сечениях конструкции), так и оценить историю нагружения (процессы чередования высоких и низких значений амплитуд колебаний), что

особенно важно при оценки живучести. Предложенный подход целесообразно использовать при оценке нагруженности самоходных колесных шасси на этапе проектирования МТПКК.

Несущая рама БС, на которой размещено ОТО для работы МКД, воспринимает все эксплуатационные нагрузки, действующие со стороны НТКС, включая вес НТК и транспортируемого груза, ветровое воздействие и воздействия разнообразных инерционных нагрузок (раздел 6) [46, 47, 57, 74, 238].

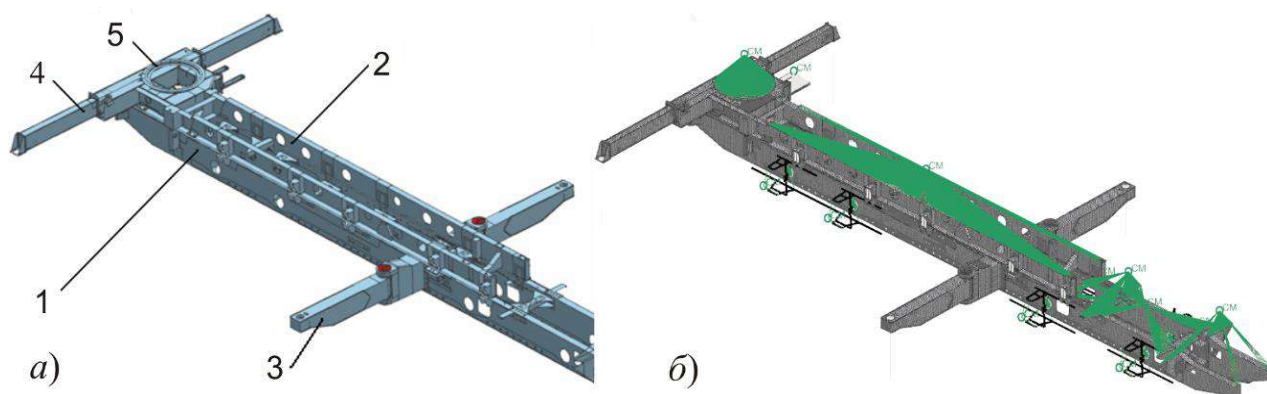
7.1.3 Моделирование нагруженности несущей рамы базового колесного шасси

Вариант типичной конструкции несущей рамы колесного базового шасси показан на рисунке 7.13, а. Эксплуатационные нагрузки воспринимают тонкостенные стальные рама 1 и надрамная конструкция 2, состоящие из ряда лонжеронов. МТПКК оснащается аутригерами 3 и 4, позволяющими обеспечить общую устойчивость системы «шасси - концевая опора - НТК» согласно рекомендациям подраздела 8.3 [43, 58, 80, 242]. Узел установки 5 концевой опоры представляет опорный круг, с которым корпус цилиндрического шарнира крепления опоры соединяется шпильками. Элементы рамы 1 и надрамной конструкции 2 изготавливаются из стали марки 09Г2, элементы конструкции аутригеров – из стали 30ХГСА или аналогов.

На основе геометрической модели разработана расчетная конечноэлементная модель (рисунок 7.13, б) [162]. Геометрия листовых тел аппроксимируется плоскими оболочечными трех- и четырехузловыми конечными элементами (КЭ), учитывающими толщину металла в каждом узле, твердых тел – объемными тетраэдральными четырехузловыми КЭ.

Средний размер плоских КЭ составляет 30 мм, объемных – 20 мм. Количество узлов составляет 143302, КЭ – 221670.

Массы установленных узлов и агрегатов приняты согласно весовой ведомости на шасси и учтены в конечноэлементной модели (КЭМ) в виде точечных масс, расположенных в их центрах тяжести и связанных с местами крепления специальными интерполяционными КЭ распределения массовых нагрузок.



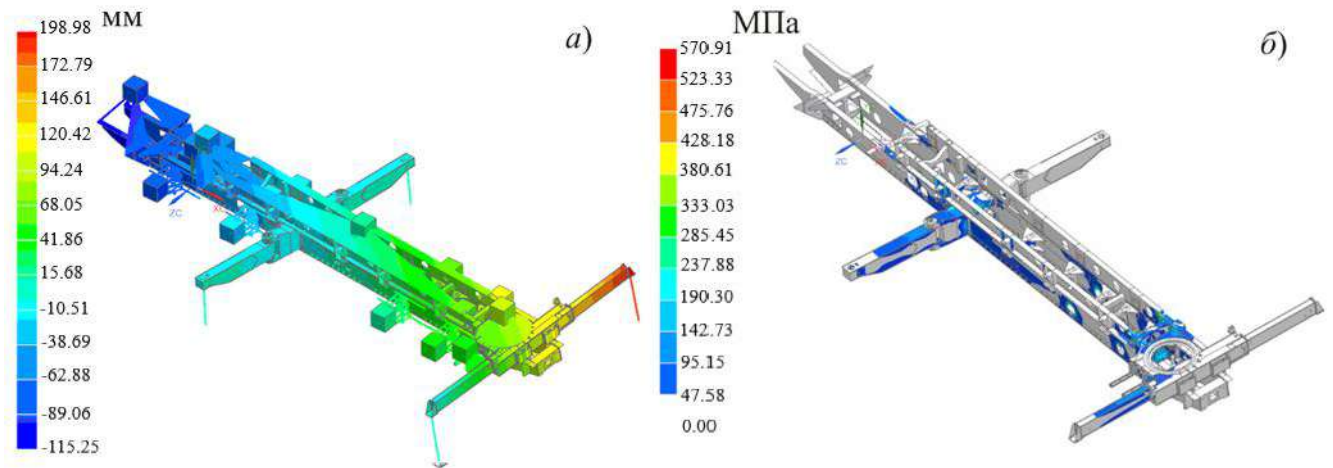
a – твердотельная геометрическая модель; *б* – конечноэлементная модель

Рисунок 7.13 – Расчетные модели несущей рамы БС

Для корректной передачи усилий между элементами конструкции в отдельных частях КЭМ применяются специальные объекты моделирования типа «склейка», которые технически реализуются в виде абсолютно жестких соединений. Соединение ряда конструктивных элементов осуществляется при помощи болтовых соединений, для чего реализованы упрощенные модели болтовых соединений как набора одномерных КЭ. Тело болта моделируется балочным КЭ, имеющим геометрические размеры и свойства материала болта, а взаимодействие головки/гайки с конструкцией – элементами связи, что обеспечивает корректную силовую схему в области болтового соединения.

На рисунке 7.14, а показана картина распределения суммарных деформаций рамы БС [162]. Максимальные перемещения точек рамы достигают 120 мм, что связано с относительно большой длиной рамы при сравнительно малой ширине (отношение составляет 10:1). При оценке общей устойчивости БС следует учитывать эти упругие деформации, так как расчет устойчивости без учета деформаций рамы может привести к нарушению равновесия.

На рисунке 7.14, б показана картина распределения эквивалентных напряжений по Мезису [162]. Напряжения в наиболее нагруженных зонах рамы не превышают 120...160 МПа (таблица 7.6).



a – суммарные перемещения, мм; *б* – эквивалентные напряжения по Мезису, МПа

Рисунок 7.14 – Результаты расчета несущей рамы БС [162]

Для устранения этого недостатка предложен вариант усиления рамы стандартной конструкции. Расчет усиленной конструкции (рисунок 7.16) показал, что максимальные деформации снижаются на 15 %, запас прочности в выявленной зоне перегрузки составляет 1,24.

Таблица 7.6 – Эквивалентные напряжения по Мезису в несущей раме шасси

Расположение расчетной точки	Эквивалентное напряжение, МПа
Лонжероны в районе кабины	20...40
Лонжероны между передними и задними аутригерами	110...130
Лонжероны в зоне узла установки концевой опоры	180...220
Передние аутригеры шасси	140...190
Надрамная конструкция в зоне узла установки концевой опоры	140...190

Расчеты базового шасси стандартной конструкции показали наличие в раме зон перегрузки, в которых могут возникнуть пластические деформации (рисунок 7.15). Усиленная конструкция несущей рамы колесного шасси МТПКК удовлетворяет требованиям прочности и жесткости.

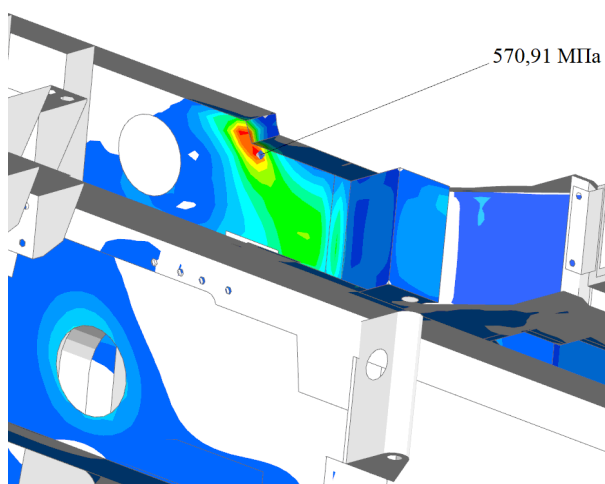


Рисунок 7.15 – Локальные зоны перегрузки в районе узла установки концевой опоры

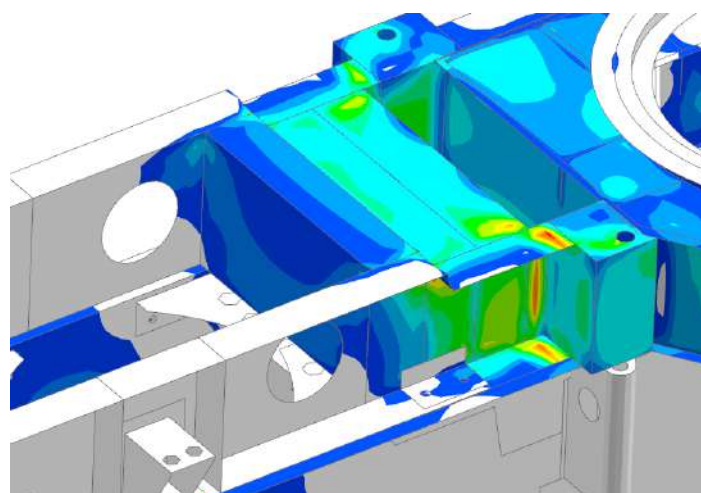


Рисунок 7.16 – Эквивалентные напряжения в усиленной конструкции (цветовой масштаб соответствует рисунку 7.14, б)

Максимальные значения действующих эквивалентных напряжений не превышают 120...160 МПа.

7.1.4 Моделирование нагруженности полуприцепа для размещения мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Варианты компоновки ОТО МТПКК на самоходном колесном базовом шасси (раздел 4) в полной мере пригодны для его размещения на полуприцепах высокой грузоподъемности и проходимости. Прицеп выполняет функции активной платформы, устанавливаемой во время эксплуатации МКД на опорную поверхность.

На рисунке 7.17, а, б показаны твердотельные геометрические модели полуприцепа и несущей рамы полуприцепа стандартной конструкции. Эксплуатационные нагрузки воспринимает рама 3, состоящая из ряда лонжеронов, изготавливаемых из стали 16Г2АФ или ее аналогов. Полуприцеп соединяется с тягачом с помощью гусака 1, элементы которого изготавливаются из стали 09Г2. Полуприцеп опирается на опоры 2 и колеса 5. На раме полуприцепа также устанавливается кабина для размещения оборудования управления МТПКК 4.

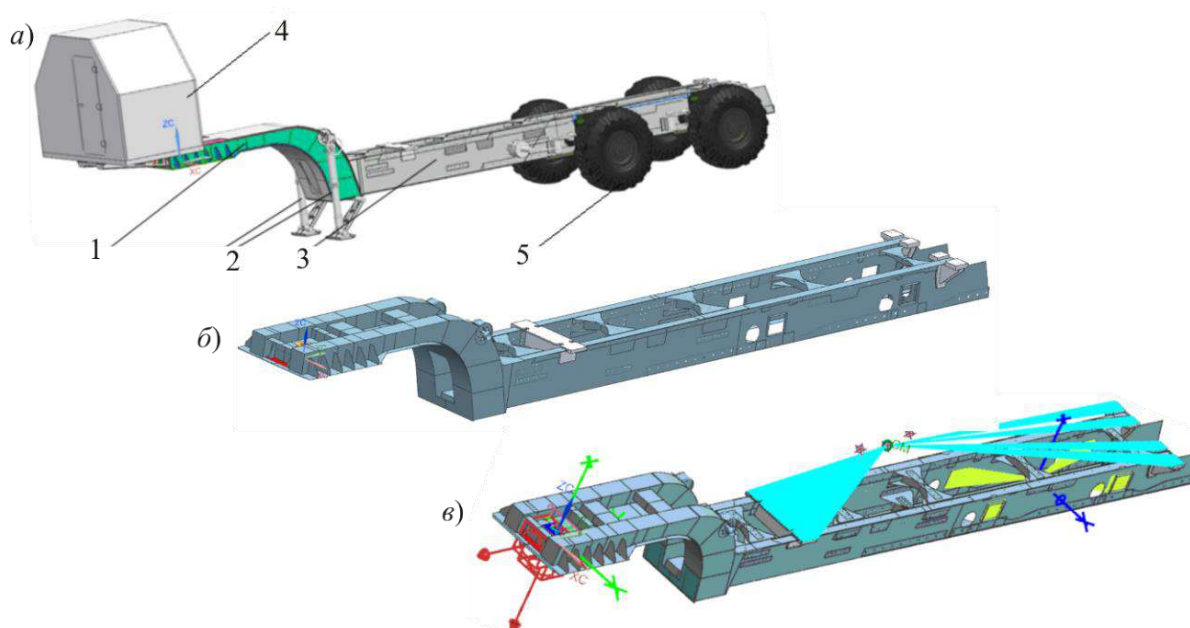
При моделировании напряженно-деформированного состояния учитывались три наиболее опасных варианта положения центра масс конструкции для двух групп расчетных режимов:

- режим I – оценка прочности несущей рамы при транспортных перегрузках;
- режим II – оценка прочности несущей рамы в статических режимах при различных вариантах нагрузки.

На основе геометрической твердотельной модели разработана расчетная КЭМ (рисунок 7.17, в) [161]. Расположение оболочек соответствует положению срединных поверхностей листовых тел. Средний размер плоских КЭ равен 15 мм. Общее количество КЭ – 262961, количество узлов – 326412. КЭМ закреплена в двух точках: в точке опоры гусака на соединительное устройство и в точках опирания на оси подвески. Весовая нагрузка моделировалась в виде сосредоточенной массы с использованием 0D-сетки CONM2-элементами. Соединение кронштейнов в модели выполнено следующим образом:

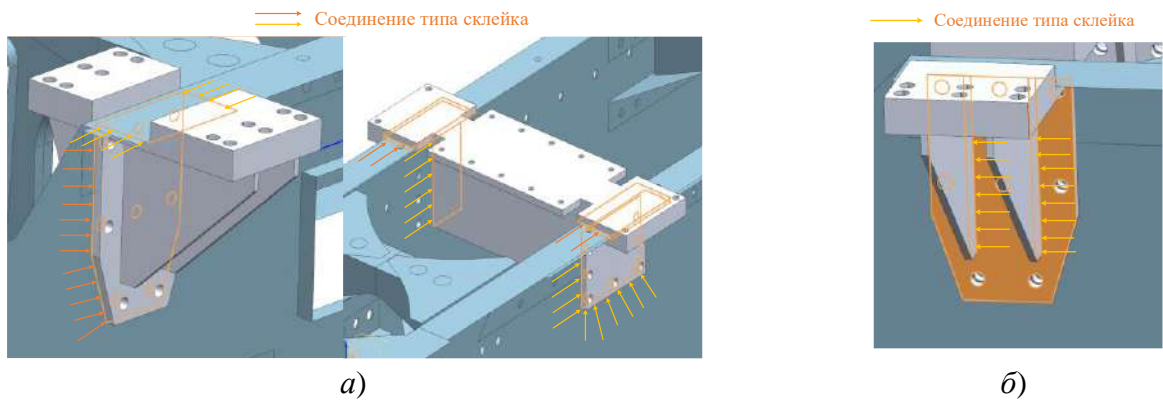
- между гранями кронштейнов и гранями лонжеронов (рисунок 7.18, а), а также между составными частями кронштейнов (рисунок 7.18, б) моделируется соединением типа «склейка»;

- сварные швы в конструкции лонжеронов и сварные швы проушины крепления моделируются соединением типа «склейка поверхности с поверхностью» (рисунок 7.19).



a – твердотельная геометрическая модель полуприцепа; *б* – твердотельная геометрическая модель рамы; *в* – конечноэлементная модель рамы
Рисунок 7.17 – Расчетные модели несущей рамы полуприцепа [161]

На рисунке 7.20 представлено напряженно-деформированное состояние несущей рамы полуприцепа для режима I.



a – соединение кронштейнов с лонжеронами рамы;
б – соединение составных частей кронштейнов

Рисунок 7.18 – Моделирование соединений кронштейнов [161]

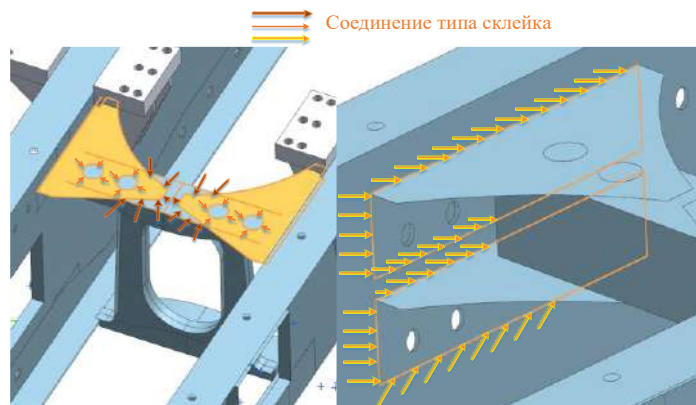


Рисунок 7.19 – Моделирование сварных швов в конструкции лонжеронов [161]



Рисунок 7.20 – Распределение эквивалентных напряжений в несущей раме (режим I)

Сводные результаты расчета несущей рамы полуприцепа для исследованных расчетных режимов обобщены в таблице 7.7.

Таблица 7.7 – Результаты расчета напряженно-деформированного состояния несущей рамы полуприцепа (режимы I и II)

Элемент конструкции	Предел текучести σ_t , МПа	Максимальные напряжения σ_{max} , МПа	Коэффициент запаса прочности n	Максимальные перемещения, мм
Режим I				
Гусак	325	201	1,6	12
Лонжероны	390	272	1,4	12,5
Режим II				
Гусак	325	76,3	4,3	5,4
Лонжероны	390	230,8	1,7	7,6

Исследованная конструкция полуприцепа стандартной конструкции удовлетворяет требованиям прочности и жесткости. Максимальные значения действующих эквивалентных напряжений не превышают 270...280 МПа. При этом обеспечивается запас прочности не ниже 1,4. Суммарные перемещения элементов конструкции не превышают 12,5 мм, что соответствует допустимым значениям (до 30 мм). Исследованный полуприцеп может применяться для размещения ОТО МТПКК.

7.2 Моделирование гидродинамических процессов в гидросистемах с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Важной отличительной особенностью гидроприводов механизмов движения НТК однопролетной МКД маятникового типа на базе сопряженных единой НТКС автономных МТПКК является то, что они ориентированы на использование штатных ДВС базовых шасси – работа объемных насосов гидроприводов механизмов ОТО обеспечивается отбором мощности от штатного двигателя [150, 151]. Это позволяет реализовать комбинированный частотно-дрессельный способ регулирования скорости движения НТК, предусматривающий возможность изменения частоты вращения выходного вала нерегулируемого насоса путем изменения частоты

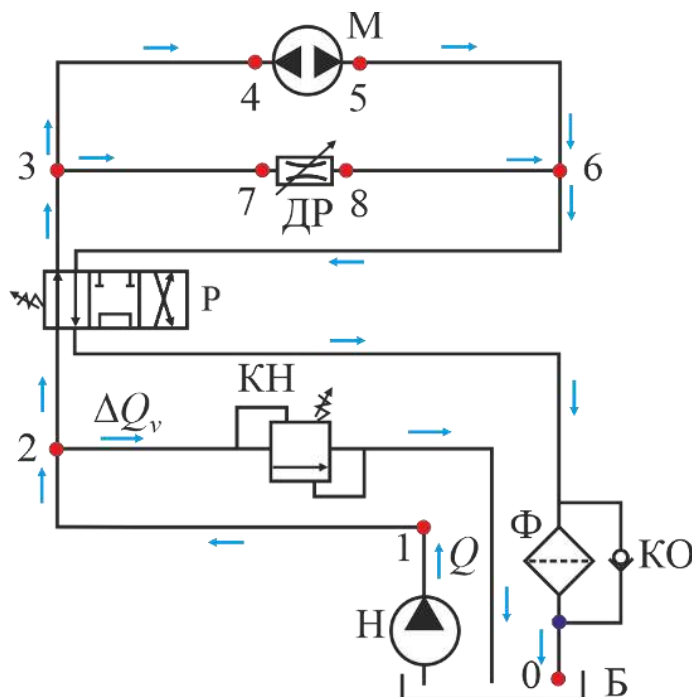
вращения штатного ДВС и гидродинамического воздействия на поток рабочей жидкости путем изменения проходного сечения регулируемого дросселя.

7.2.1 Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дроссельным регулированием при параллельной установке гидромотора и дросселя

Вариант гидравлической схемы с параллельной установкой гидромотора и регулируемого дросселя приведен на рисунке 4.1.

При построении математической модели частотно-дроссельного регулирования гидропривода механизма перемещения НТК использовался подход, показавший ранее свою эффективность при моделировании гидродинамических процессов в гидроприводах транспортно-технологических машин [51, 52, 72].

Структурно-функциональная схема, соответствующая показанной на рисунке 7.21 гидравлической схеме, с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых определяются количественные параметры рабочих процессов в гидроприводе при работе МТПКК, приведена на рисунке 7.22.



H – нерегулируемый насос; *КН* – напорный клапан; *P* – гидрораспределитель; *ДР* – регулируемый дроссель; *Б* – гидробак; *М* – гидромотор; *Φ* – фильтр; *КО* – обратный клапан

Рисунок 7.21 – Гидравлическая схема механизма перемещения НТК

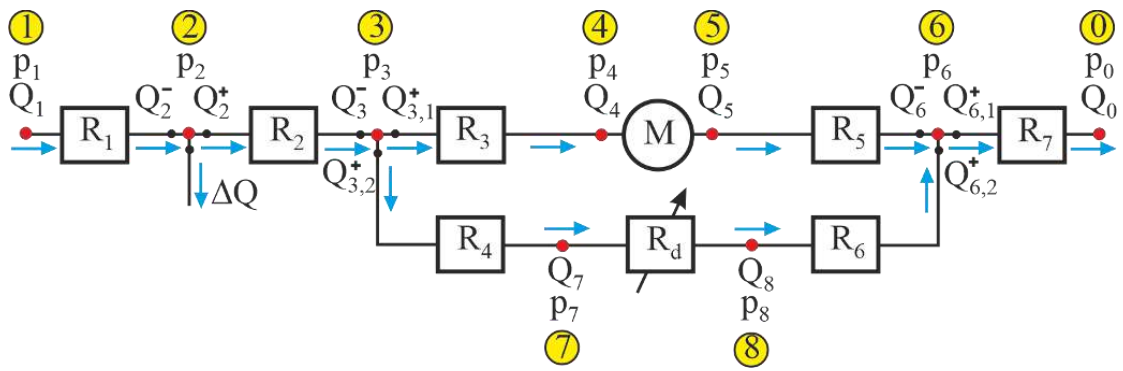


Рисунок 7.22 – Структурно-функциональная схема гидропривода с частотно-дрессельным регулированием при параллельной установке гидромотора и дросселя

В качестве характерных точек структурно-функциональной схемы (рисунок 7.22) на гидравлической схеме (рисунок 7.21) выбраны следующие точки:

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2 (тройник): место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3 (тройник): место разделения потока рабочей жидкости (одна часть жидкости поступает в гидромотор, другая проходит через дроссель);
- точка 4: вход гидромотора;
- точка 5: выход гидромотора;
- точка 6 (тройник): место суммирования потоков рабочей жидкости, поступающего из гидромотора и прошедшей через регулируемый дроссель;
- точка 7: вход регулируемого дросселя;
- точка 8: выход регулируемого дросселя;
- точка 0: вход в гидробак.

В указанных характерных точках j определяются величина давления p_j ($j = 1, \dots, 8$) и объемного расхода рабочей жидкости Q_j ($j = 1, \dots, 8, 0$). В точке 2 дополнительно определяется величина объемного расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан ΔQ_v . Также на характерных участках гидросистемы между соседними характерными точками определяются потери давления R_1, \dots, R_7 (в имеющихся на данных участках гидроустройствах, местных сопротив-

лениях, по длине гидролинии). Разность давлений в точках 4 и 5 определяет перепад рабочего давления на гидромоторе Δp_{hm} , а в точках 7 и 8 – падение давления R_d на регулируемом гидродросселе.

Построение уравнения вращения выходного вала гидромотора основано на расчете величины изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости Q_{hm} через гидромотор. В этом случае интегрирование уравнения вращения позволяет непосредственно определить в дискретные моменты времени объемный расход на входе в гидромотор Q_4 . Это затем позволяет определить гидравлические параметры (давления и расходы) во всех характерных точках структурно-функциональной схемы. Зависимость между угловой скоростью вращения выходного вала гидромотора ω_{hm} и подведенным к нему объемным расходом рабочей жидкости Q_{hm} выражается соотношением:

$$\omega_{hm} = 2\pi Q_{hm} / V_{hm}, \quad (7.8)$$

где V_{hm} – рабочий объем гидромотора, определяемый его типоразмером, м³.

В результате, уравнение вращения выходного вала гидромотора [4] с учетом зависимости (7.2) примет вид:

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{hm} = V_{hm} (p_4 - p_5) / 2\pi - M_{ol} - M_{br}, \quad (7.9)$$

где J_{red} – приведенный к выходному валу гидромотора момент инерции транспортируемого груза и движущихся элементов НТКС, кг·м²; M_{ol} – момент силы от эксплуатационных нагрузок, приведенный к выходному валу гидромотора, Н·м; M_{br} – приведенный момент силы торможения выходного вала гидромотора, создаваемый дополнительными внешними тормозными устройствами, Н·м.

В начальный момент времени интегрирования уравнения вращения (7.9) объемный расход рабочей жидкости на входе в рабочую полость гидромотора $Q_4(\tau = 0) = 0$. Соответственно, расходы в характерных точках линии гидросистемы, в которую включен гидромотор, составляют:

$$Q_{3,1}^+(\tau = 0) = Q_5(\tau = 0) = Q_{6,1}^-(\tau = 0) = 0. \quad (7.10)$$

В то же время, в начальный момент времени $\tau = 0$ объемный расход на выходе насоса определяется реализуемым законом изменения частоты вращения приводного вала насоса $n_{pump}(\tau)$ и соответствует подаче насоса $Q_p(\tau = 0)$:

$$Q_1(\tau = 0) = Q_p(\tau = 0) = V_0 n_{pump}(\tau = 0), \quad (7.11)$$

где V_0 – номинальный рабочий объем насоса, м³.

Расходы рабочей жидкости перед и за напорным клапаном $Q_2^-(\tau = 0)$ и $Q_2^+(\tau = 0)$ определяются как

$$Q_2^-(\tau = 0) = Q_1(\tau = 0), \quad Q_2^+(\tau = 0) = Q_2^-(\tau = 0) - \Delta Q_v(\tau = 0), \quad (7.12)$$

где ΔQ_v – расход рабочей жидкости через открытый напорный клапан, м³/с.

При сравнительно малой начальной подаче насоса $Q_p(\tau = 0) \leq [Q_p]$ весь расход рабочей жидкости $Q_1(\tau = 0)$ может пройти через регулируемый дроссель при закрытом напорном клапане, так как этот расход не приведет к значительной потере давления на дросселе, которая определяется следующей зависимостью:

$$R_d = w_d Q_1^2(\tau = 0), \quad (7.13)$$

где $[Q_p]$ – пороговое значение подачи насоса, при превышении которого происходит открытие напорного клапана, м³/с; w_d – коэффициент пропорциональности, определяющийся конструкцией и настройкой регулируемого дросселя, кг/м³.

Пороговое значение $[Q_p]$ определяется путем решения нелинейного уравнения

$$R_2\{[Q_p]\} + R_4\{[Q_p]\} + R_6\{[Q_p]\} + R_7\{[Q_p]\} + R_d\{[Q_p]\} - p_{open} = 0, \quad (7.14)$$

где $R_i\{Q_i\}$ – потеря давления на i -м характерном участке гидросистемы при прохождении через него расхода рабочей жидкости Q_i , Па; p_{open} – давление настройки напорного клапана, при достижении которого происходит его открытие, Па.

Потери давления на участках гидросистемы R_1 , R_2 , R_4 , R_6 , R_7 и на регулируемом дросселе R_d в начальный момент времени определяются суммированием потерь давления в гидроустройствах, местных сопротивлениях и по длине гидрочерез линий. Для их расчетной оценки используются зависимости [51, 85, 69].

При $Q_p(\tau=0) \leq [Q_p]$ давления и объемные расходы в характерных точках гидросистемы, через которые протекает рабочая жидкость, будут составлять:

$$\begin{aligned} p_2(\tau=0) &= p_{pump} - R_1\{Q_p(\tau=0)\}; & p_3(\tau=0) &= p_2(\tau=0) - R_2\{Q_p(\tau=0)\}; \\ p_6(\tau=0) &= R_7\{Q_p(\tau=0)\}; & p_7(\tau=0) &= p_3(\tau=0) - R_4\{Q_p(\tau=0)\}; \\ p_8(\tau=0) &= p_6(\tau=0) + R_7\{Q_p(\tau=0)\}; & p_0(\tau=0) &= 0; \end{aligned} \quad (7.15)$$

$$\begin{aligned} Q_1(\tau=0) &= Q_2^-(\tau=0) = Q_2^+(\tau=0) = Q_3^-(\tau=0) = Q_{3,2}^+(\tau=0) = Q_{6,2}^-(\tau=0) = \\ &= Q_6^+(\tau=0) = Q_7(\tau=0) = Q_7(\tau=0) = Q_8(\tau=0) = Q_0(\tau=0) = Q_{pump}(\tau=0), \end{aligned}$$

где p_{pump} – давление на выходе насоса, Па.

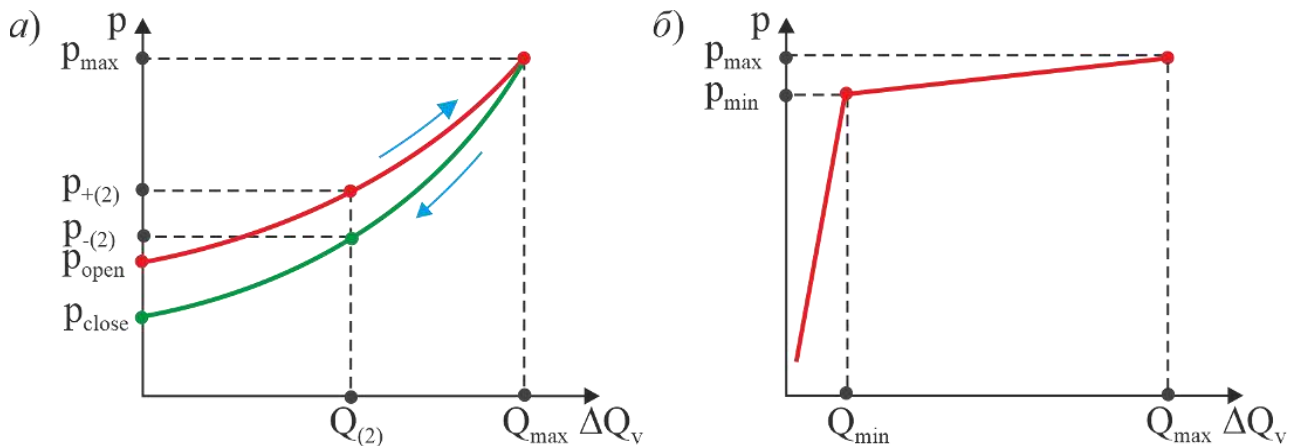
В характерных точках участка гидросистемы с гидромотором давление согласно закона Паскаля и расходы рабочей жидкости составляют:

$$\begin{aligned} p_4(\tau=0) &= p_3(\tau=0); & p_5(\tau=0) &= p_6(\tau=0), \\ Q_{3,1}^+(\tau=0) &= Q_{6,1}^-(\tau=0) = Q_4(\tau=0) = Q_5(\tau=0) = 0. \end{aligned} \quad (7.16)$$

При $Q_p(\tau=0) > [Q_p]$ давление в точке 2 определяется параметрами статической характеристики открытия напорного предохранительного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$:

$$p_2(\tau=0) = f_v(\Delta Q_v(\tau=0)). \quad (7.17)$$

Вид этой характеристики согласно [4, 125, 181] представлен на рисунке 7.23.



а – клапан прямого действия; б – клапан непрямого действия

Рисунок 7.23 – Статические характеристики предохранительных клапанов

Для выражения статической характеристики $p = f_v(\Delta Q_v)$ в уравнении (7.17) удобно использовать аналитические выражения для клапанов прямого и непрямого действия [51]. В этом случае расход жидкости через напорный клапан ΔQ_v определяется решением нелинейного алгебраического уравнения вида:

– для напорного клапана прямого действия

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - p_{open} - a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}} = 0, \quad (7.18)$$

– для напорного клапана непрямого действия

если $0 < \Delta Q_v < Q_{min}$

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - \frac{P_{min}}{Q_{min}}\Delta Q_v = 0; \quad (7.19)$$

если $Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}$

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - p_{min} - \frac{P_{max} - P_{min}}{Q_{max} - Q_{min}}(\Delta Q_v - Q_{min}) = 0, \quad (7.20)$$

где a_{op} , b_{op} – коэффициенты аппроксимации статической характеристики открытия напорного клапана прямого действия; p_{max} , Q_{max} – давление настройки и расход рабочей жидкости при давлении настройки напорного клапана непрямого действия; Q_{min} , p_{min} – минимальный расход рабочей жидкости и давление при минимальном расходе через клапан непрямого действия.

Давление в точке 2 гидросистемы при открытом напорном клапане составляет:

– для клапана прямого действия

$$p_2(\tau = 0) = p_{open} + a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}}, \quad (7.21)$$

– для клапана непрямого действия

$$p_2(\tau = 0) = \frac{P_{min}}{Q_{min}}\Delta Q_v, \quad \text{если } 0 < \Delta Q_v < Q_{min} \quad (7.22)$$

$$p_2(\tau = 0) = p_{min} + \frac{P_{max} - P_{min}}{Q_{max} - Q_{min}}(\Delta Q_v - Q_{min}), \quad \text{если } Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}. \quad (7.23)$$

Тогда давления и объемные расходы рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы составляют:

$$\begin{aligned}
p_1(\tau=0) &= p_2(\tau=0) + R_1\{Q_p(\tau=0)\}; \quad p_3(\tau=0) = p_2(\tau=0) - R_2\{Q_p(\tau=0) - \Delta Q_v\}; \\
p_6(\tau=0) &= R_7\{Q_p(\tau=0) - \Delta Q_v\}; \quad p_7(\tau=0) = p_3(\tau=0) - R_4\{Q_p(\tau=0) - \Delta Q_v\}; \\
p_8(\tau=0) &= p_6(\tau=0) + R_7\{Q_p(\tau=0) - \Delta Q_v\}; \quad p_0(\tau=0) = 0; \\
Q_1(\tau=0) &= Q_2^-(\tau=0) = Q_2^+(\tau=0) = Q_3^-(\tau=0) = \\
&= Q_{3,2}^+(\tau=0) = Q_{6,2}^-(\tau=0) = Q_6^+(\tau=0) = Q_7(\tau=0) = \\
&= Q_7(\tau=0) = Q_8(\tau=0) = Q_0(\tau=0) = Q_{pump}(\tau=0) - \Delta Q_v.
\end{aligned} \tag{7.24}$$

В характерных точках участка гидросистемы с гидромотором давления и расходы определяются как в ранее рассмотренном случае при $Q_p(\tau=0) \leq [Q_p]$.

В произвольный момент времени течение рабочей жидкости будет наблюдаться в обеих параллельных линиях гидросистемы (линия I: участок 3-гидромотор-участок 5; линия II: участок 4-регулируемый дроссель-участок 6). Распределение объемных расходов рабочей жидкости по этим линиям Q_I и Q_{II} обратно пропорционально гидравлическим сопротивлениям этих линий R_I и R_{II} :

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{Q_{3,1}^+}{Q_{3,2}^+} = \frac{R_{II}}{R_I} \quad \text{или} \quad \frac{Q_{3,1}^+}{Q_3^- - Q_{3,1}^+} = \frac{R_{II}}{R_I}. \tag{7.25}$$

Гидравлические сопротивления линий I и II составляют

$$R_I = R_3\{Q_{3,1}^+\} + R_5\{Q_{3,1}^+\} + \Delta p_{hm}; \tag{7.26}$$

$$R_{II} = R_4\{Q_{3,2}^+\} + R_6\{Q_{3,2}^+\} + R_d\{Q_{3,2}^+\} = R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\},$$

где Δp_{hm} – перепад давления на гидромоторе при закрытом напорном клапане:

$$\Delta p_{hm} = p_4 - p_5 = p_1 - R_1\{Q_1\} - R_2\{Q_2\} - R_7\{Q_6^+\} \quad \text{или} \quad \Delta p_{hm} = p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}. \tag{7.27}$$

При закрытом клапане и свободном вращении вала гидромотора в режиме холостого хода (без эксплуатационной нагрузки) соотношение (7.25) принимает вид:

$$\frac{Q_{3,1}^+}{Q_3^- - Q_{3,1}^+} = \frac{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}}{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}. \tag{7.28}$$

Это соотношение определяет объемный расход рабочей жидкости в линии I гидросистемы путем решения нелинейного алгебраического уравнения

$$Q_{3,1}^+ - \frac{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}}{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}(Q_3^- - Q_{3,1}^+) = 0 \quad \text{или} \tag{7.29}$$

$$Q_{3,1}^+ - Q_3^- \left(\frac{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}} + 1 \right)^{-1} = 0, \quad (7.30)$$

а также объемный расход рабочей жидкости в линии II гидросистемы:

$$Q_{3,2}^+ = Q_3^- - Q_{3,1}^+ = Q_p - Q_{3,1}^+. \quad (7.31)$$

Найденные согласно зависимостям (7.29) и (7.30) расходы $Q_{3,1}^+$ и $Q_{3,2}^+$ являются расходами рабочей жидкости при работе гидромотора на холостом режиме (равновесными расходами, распределение которых формируется лишь исходя из характеристик внутренней структуры гидропривода без учета влияния внешней нагрузочной характеристики). Обозначим их как $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ и $(Q_{3,2}^+)_{nl}$.

Расходу $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ соответствует угловая скорость вращения вала гидромотора

$$(\omega_{hm})_{nl} = 2\pi(Q_{3,1}^+)_{nl} / V_{hm} \quad (7.32)$$

и крутящий момент на валу гидромотора

$$(M_{hm})_{nl} = (Q_{3,1}^+)_{nl} (p_4 - p_5) / (\omega_{hm})_{nl} \quad \text{или} \quad (7.33)$$

$$(M_{hm})_{nl} = (Q_{3,1}^+)_{nl} \frac{p_{pump} - R_1\{Q_p\} - R_2\{Q_p\} - R_3\{(Q_{3,1}^+)_{nl}\} - R_6\{(Q_{3,1}^+)\} - R_7\{Q_p\}}{(\omega_{hm})_{nl}}.$$

При работе гидропривода под нагрузкой распределение расходов, рассчитываемое согласно зависимостей (7.29) и (7.30), не выполняется, так как объемный расход в произвольный момент времени определяется решением дифференциального уравнения (7.9), исходя из преодолеваемой эксплуатационной нагрузки – приведенных моментов сил сопротивления M_{ol} и торможения M_{br} :

$$Q_{3,1}^+ = Q_{hm}, \quad Q_{3,1}^+ \neq (Q_{3,1}^+)_{nl}. \quad (7.34)$$

При работе гидропривода эксплуатационная нагрузка тормозит вращение вала гидромотора, препятствуя поступлению жидкости в его рабочую полость, поэтому

$$Q_{hm} = Q_{3,1}^+ \leq (Q_{3,1}^+)_{nl}. \quad (7.35)$$

Таким образом, соотношение расходов $Q_{3,1}^+$ и $Q_{3,2}^+$ нарушается за счет того, что «лишняя» часть расхода величиной $\Delta Q_{3,1}^+ = (Q_{3,1}^+)_{nl} - Q_{hm}$ будет стремиться пройти через линию II гидросистемы, увеличивая расход $Q_{3,2}^+$ до значения

$$Q_{3,2}^+ = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+. \quad (7.36)$$

Это повлечет за собой повышение гидравлических потерь на отдельных участках линии II R_4 , R_6 и R_d и гидравлических потерь всей линии II R_{II} . Произойдет повышение давления рабочей жидкости в месте установки напорного клапана (точке 2 структурно-функциональной схемы гидропривода) до значения

$$p'_2 = R_2\{Q_p\} + R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_d\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_7\{Q_p\}. \quad (7.37)$$

Если величина давления p'_2 не превышает давление открытия напорного клапана, т.е. $p'_2 \leq p_{open}$, то клапан остается закрытым и расход через него $\Delta Q_v = 0$. Давления и расходы в характерных точках гидросистемы составляют:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 + R_1\{Q_p\}; & p_2 &= p'_2; & p_3 &= p_2 - R_2\{Q_p\}; & p_4 &= p_3 - R_3\{Q_{hm}\}; \\ p_5 &= R_5\{Q_{hm}\} + R_7\{Q_p\}; & p_6 &= R_7\{Q_p\}; & p_7 &= p_3 - R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\}; \\ p_8 &= R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_7\{Q_p\}; & Q_1 &= Q_2^- = Q_3^- = Q_6^+ = Q_0 = Q_p; \\ Q_{3,1}^+ &= Q_4 = Q_5 = Q_{6,1}^- = Q_{hm}; & Q_{3,2}^+ &= Q_7 = Q_8 = Q_{6,2}^- = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+. \end{aligned} \quad (7.38)$$

Если величина давления p'_2 превышает давление открытия напорного клапана, т.е. $p'_2 > p_{open}$, то клапан открывается и расход через него $\Delta Q_v \neq 0$. Объемный расход через клапан ΔQ_v определяется решением нелинейного уравнения

$$\begin{aligned} R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + \\ + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - f_v(\Delta Q_v) = 0. \end{aligned} \quad (7.39)$$

При использовании в составе гидросистемы напорного клапана прямого действия уравнение (7.12) примет вид:

$$\begin{aligned} R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + \\ + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - p_{open} - a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}} = 0. \end{aligned} \quad (7.40)$$

при использовании напорного клапана непрямого действия -

$$\begin{aligned} R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + \\ + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - \frac{p_{\min}}{Q_{\min}}\Delta Q = 0, \text{ если } 0 < \Delta Q_v < Q_{\min}; \end{aligned} \quad (7.41)$$

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - p_{\min} - \frac{P_{\max} - P_{\min}}{Q_{\max} - Q_{\min}}(\Delta Q - Q_{\min}) = 0, \text{ если } Q_{\min} \leq \Delta Q_v < Q_{\max}.$$

Давление в точке 2 гидросистемы при открытом напорном клапане определяется зависимостями, аналогичными зависимостям (7.5) – (7.7):

– для клапана прямого действия

$$p_2 = p_{open} + a_{op} \Delta Q_v^{b_{op}}, \quad (7.42)$$

– для клапана непрямого действия

$$p_2 = p_{\min} \Delta Q_v / Q_{\min}, \text{ если } 0 < \Delta Q_v < Q_{\min}; \\ p_2 = p_{\min} + \frac{P_{\max} - P_{\min}}{Q_{\max} - Q_{\min}}(\Delta Q_v - Q_{\min}), \text{ если } Q_{\min} \leq \Delta Q_v < Q_{\max}. \quad (7.43)$$

Давления и расходы в характерных точках гидросистемы составляют:

$$p_1 = p_2 + R_1\{Q_p\}; \quad p_3 = p_2 - R_2\{Q_p - \Delta Q_v\}; \quad p_4 = p_3 - R_3\{Q_{hm}\}; \\ p_5 = R_5\{Q_{hm}\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\}; \quad p_6 = R_7\{Q_p - \Delta Q_v\}; \\ p_7 = p_3 - R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\}; \\ p_8 = R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\}; \\ Q_1 = Q_2^- = Q_p; \quad Q_2^+ = Q_3^- = Q_6^+ = Q_0 = Q_p - \Delta Q_v; \quad Q_{3,1}^+ = Q_4 = Q_5 = Q_{6,1}^- = Q_{hm}; \\ Q_{3,2}^+ = Q_7 = Q_8 = Q_{6,2}^- = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v. \quad (7.44)$$

Требующиеся для вычисления левой части дифференциальных уравнений движения (4.2) эксплуатационные нагрузки M_{ol} и M_{br} , а также инерционные характеристики движущихся элементов НТКС J_{red} составляют:

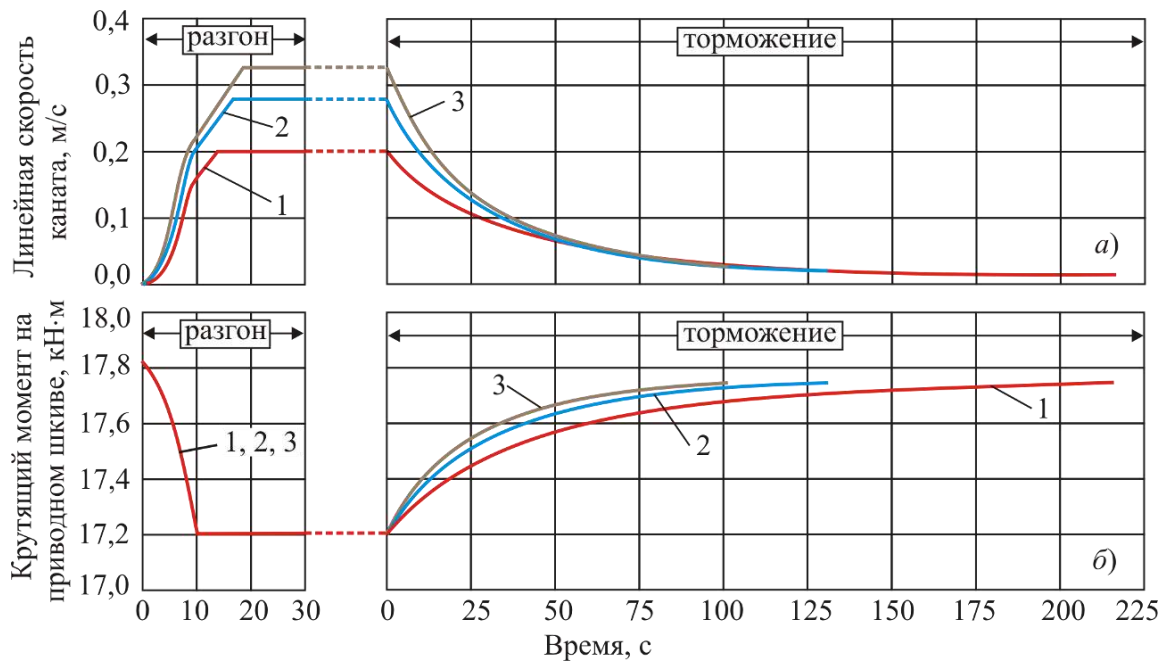
$$M_{ol} = 0,5\zeta_P D_p (T_{k,if} - T_{k,of}) / \eta_{dr} = 0,5\zeta_P D_p [(T_{k,if} - T_{k,of})_{stat} + (T_{k,if} - T_{k,of})_{dyn} \varepsilon_{hm} / i_m] / \eta_{dr}; \\ J_{red} = J_{hm} + \frac{1}{i_m^2} \left\{ 2(J_c + J_p) + \frac{D_p^2}{4g} \left[\frac{2\xi_k L_{rp} q_k}{\cos \alpha_{sl}} + G_c + G_{hd} \right] + \sum_{i=1}^{i=n_b} \left(\frac{\xi_{sl,i} D_p}{D_{b,i}} \right)^2 J_{b,i} \right\} \approx \\ \approx 0,25k_J \{ 8(J_c + J_p) + D_p^2 [G_c + G_{hd} + 2\xi_k L_{rp} q_k / \cos \alpha_{sl}] / g \} / i_m^2, \quad (7.45)$$

где $(T_{k,if} - T_{k,of})_{stat}$, $(T_{k,if} - T_{k,of})_{dyn}$ – статическая и динамическая составляющие разности сил на приводном шкиве, Н; ε_{hm} – угловое ускорение вращения вала гидромотора, c^{-2} ; i_m – передаточное отношение механизма перемещения НТК; J_{hm} – момент инерции роторных деталей гидромотора, $кг \cdot м^2$; J_c – момент инерции оси приводного шкива, $кг \cdot м^2$; n_b – число отклоняющих блоков; $D_{b,i}$, $J_{b,i}$ – диаметр, м, и момент инерции, $кг \cdot м^2$, i -го отклоняющего блока; $\xi_{sl,i}$ – коэффициент проскальзывания НТК для i -го отклоняющего блока; k_J – коэффициент запаса вследствие неучета второстепенных движущихся элементов механизма перемещения НТКС.

Для оценки работоспособности разработанной математической модели и реализующей ее программы для ЭВМ [101] была рассмотрена однопролетная МКД маятникового типа длиной $L_{rp} = 200$ м для транспортирования груза весом $G = 40$ кН. В качестве гидромотора взят нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор типа 210.20 с номинальным давлением на выходе $p_{pump} = 20$ МПа, номинальным объемным расходом рабочей жидкости $Q_p = 84$ л/мин, минимальной и номинальной частотой вращения выходного вала 50 и 1800 об/мин.

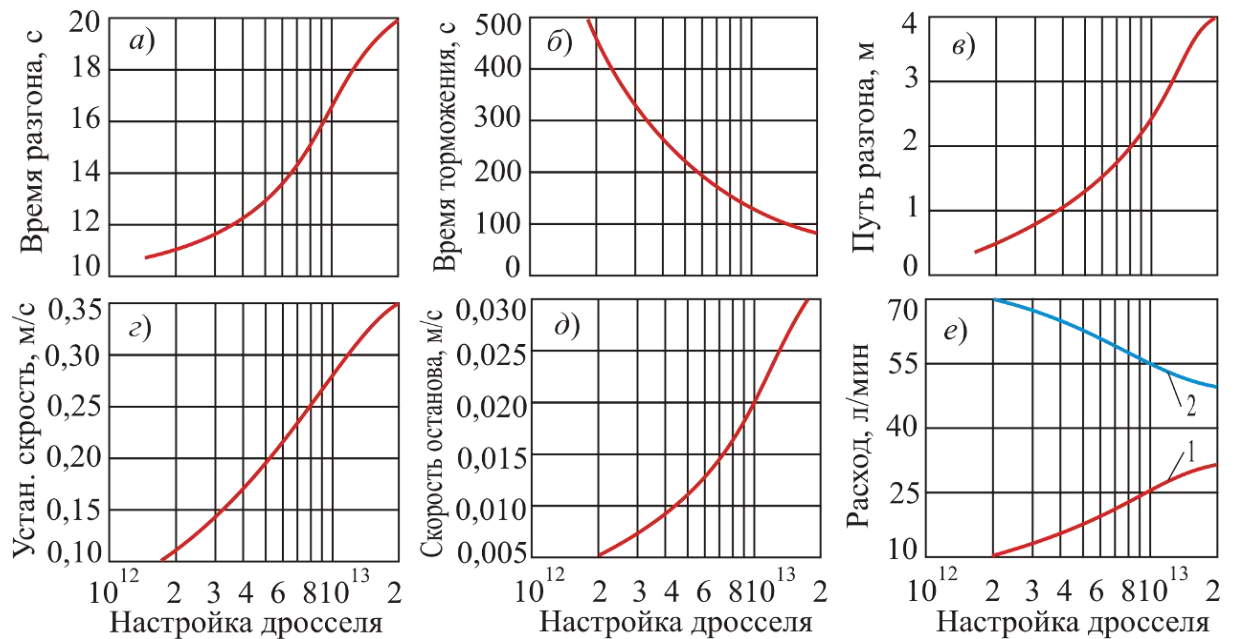
На рисунке 7.24 показаны графики изменения кинематической (линейной скорости $\dot{x}(\tau)$) и силовой (крутящего момента на приводном шкиве $M_p(\tau)$) характеристик механизма перемещения НТК на стадиях разгона и торможения при изменении настройки регулируемого дросселя w_d .

Настройка дросселя заметно влияет на скорость НТК: с ростом w_d на стадии установившегося движения скорость v_{st} увеличивается, а время перемещения груза уменьшается. Продолжительность стадии разгона τ_{ov} , путь разгона x_{ov} и скорость груза в точке останова v_e увеличиваются, а продолжительности стадий торможения τ_{br} и установившегося движения τ_{st} сокращаются (рисунок 7.25). Это объясняется тем, что с увеличением настройки дросселя w_d гидравлическое сопротивление линии II R_{II} повышается, из-за чего происходит перераспределение объемных расходов в пользу увеличения расхода через гидромотор $Q_{3,1}^+$ за счет соответствующего снижения расхода через дроссель $Q_{3,2}^+$ (рисунок 7.25, е).



a – линейная скорость; *б* – крутящий момент на приводном шкиве
 $1 - w_d = 0,5 \cdot 10^{13} \text{ кг/м}^7$; $2 - w_d = 1,0 \cdot 10^{13} \text{ кг/м}^7$; $3 - w_d = 1,5 \cdot 10^{13} \text{ кг/м}^7$

Рисунок 7.24 – Графики изменения кинематической и силовой характеристик механизма перемещения НТК на стадиях разгона и торможения

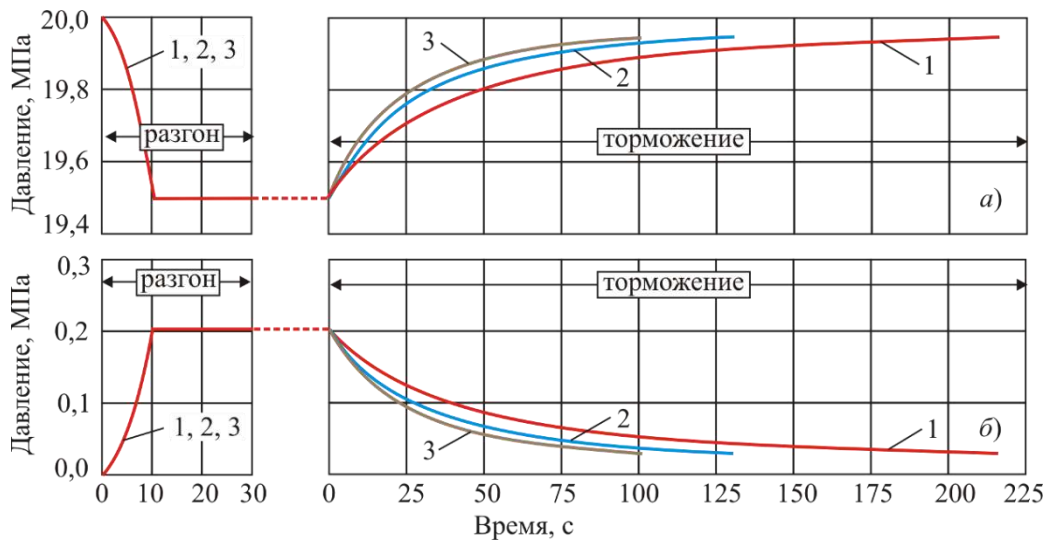


a – время разгона τ_{ov} ; *б* – время торможения τ_{br} ; *в* – путь разгона x_{ov} ;
г – установившаяся скорость v_{st} ; *д* – скорость останова v_e ; *е* – объемный расход

$$1 - Q_{3,1}^+; 2 - Q_{3,2}^+$$

Рисунок 7.25 – Влияние настройки регулируемого дросселя на характеристики механизма перемещения НТК

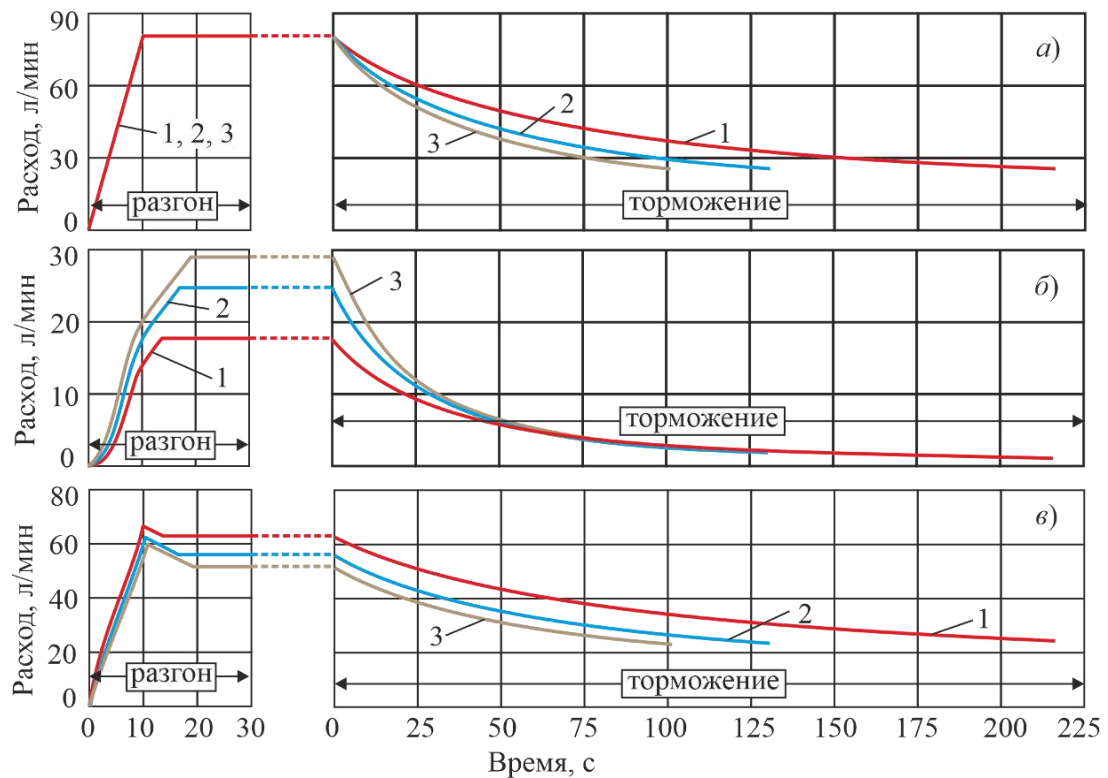
На рисунках 7.26 и 7.27 приведены графики изменения давления и объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы механизма перемещения НТК при разгоне и торможении.



а – на входе в гидромотор; *б* – на выходе из гидромотора

1 – $w_d = 0,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 2 – $w_d = 1,0 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 3 – $w_d = 1,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷

Рисунок 7.26 – Графики изменения давления рабочей жидкости на стадиях разгона и торможения



а – на выходе насоса; *б* – через гидромотор; *в* – через дроссель

1 – $w_d = 0,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 2 – $w_d = 1,0 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 3 – $w_d = 1,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷

Рисунок 7.27 – Графики изменения объемного расхода рабочей жидкости на стадиях разгона и торможения

Настройка дросселя w_d также заметно влияет на гидродинамические параметры, причем по отношению к давлению рабочей жидкости влияние сказывается только на стадии торможения, а по отношению к объемному расходу – на всех стадиях движения НТК.

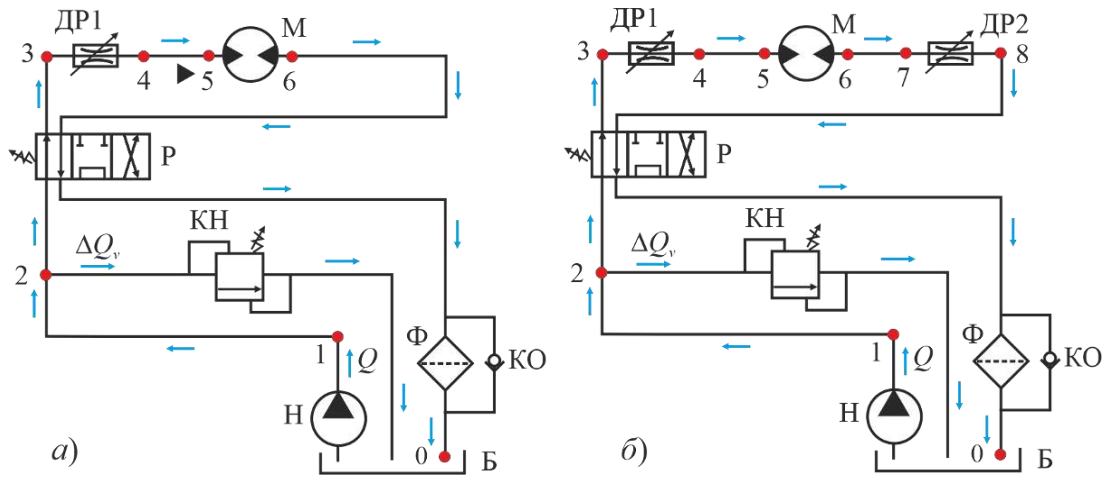
7.2.2 Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дроссельным регулированием при последовательной установке гидромотора и дросселей

В отличие от рассмотренной параллельной установки гидромотора и дросселя, последовательная их установка требует моделирования четырех вариантов работы гидросистемы. При односторонней установке регулируемого дросселя относительно гидромотора характеристики гидропривода будут отличаться при прямом и возвратном движении выходного звена гидродвигателя. При двухсторонней установке это будет справедливо, если настройки дросселей будут различными. При синхронной настройке дросселей характеристики гидропривода при прямом и возвратном ходе выходного звена гидродвигателя будут одинаковы.

Возможные варианты гидравлической схемы приведены на рисунке 7.28. Им соответствуют структурно-функциональные схемы на рисунке 7.29.

Выбор характерных точек структурно-функциональных схем аналогичен рассмотренному в пункте 7.2.1. Положение точек на рисунке 7.29 соответствует прямому перемещению НТК, для возвратного движения положение характерных точек 3 и 8, 4 и 7, 5 и 6 взаимно меняются местами.

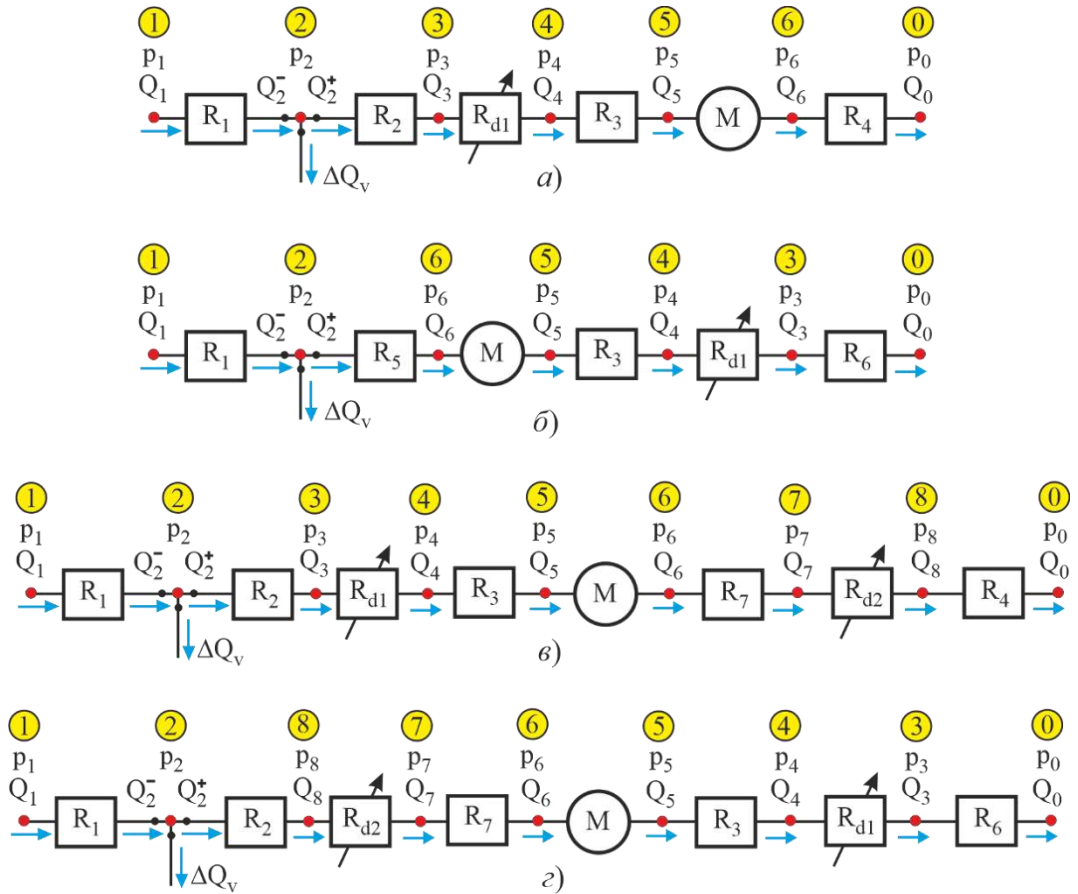
С целью унификации расчетов по четырем возможным вариантам сочетания последовательной установки регулируемых дросселей и направления движения НТК целесообразно использовать единую универсальную схему гидросистемы механизма перемещения НТКС (рисунок 7.30) и соответствующую ей структурно-функциональную схему (рисунок 7.31).



a – одностороннее размещение; *б* – двухстороннее размещение

H – нерегулируемый насос; *KH* – напорный клапан; *P* – гидрораспределитель; *ДР1, ДР2* – регулируемые дроссели; *Б* – гидробак; *M* – гидромотор; Φ – фильтр; *KO* – обратный клапан

Рисунок 7.28 – Варианты гидравлической схемы механизма перемещения НТК



a – одностороннее размещение (прямое движение); *б* – одностороннее размещение (возвратное движение); *в* – двухстороннее размещение (прямое движение); *г* – одностороннее размещение (возвратное движение)

Рисунок 7.29 – Структурно-функциональные схемы гидропривода с частотно-дрельным регулированием при последовательной установке гидромотора и дросселей

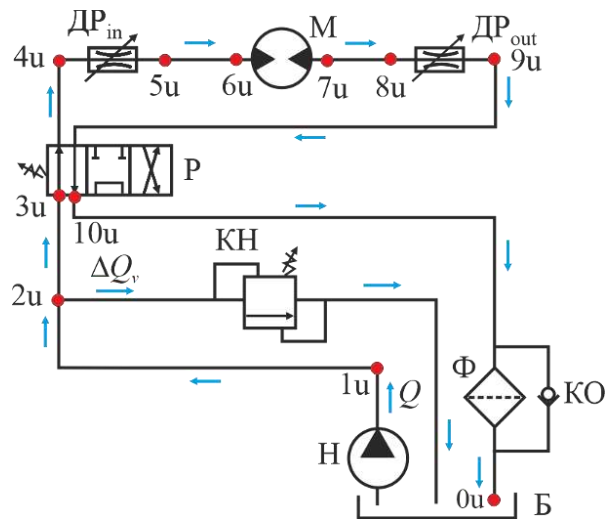


Рисунок 7.30 – Универсальная схема гидросистемы механизма перемещения НТК

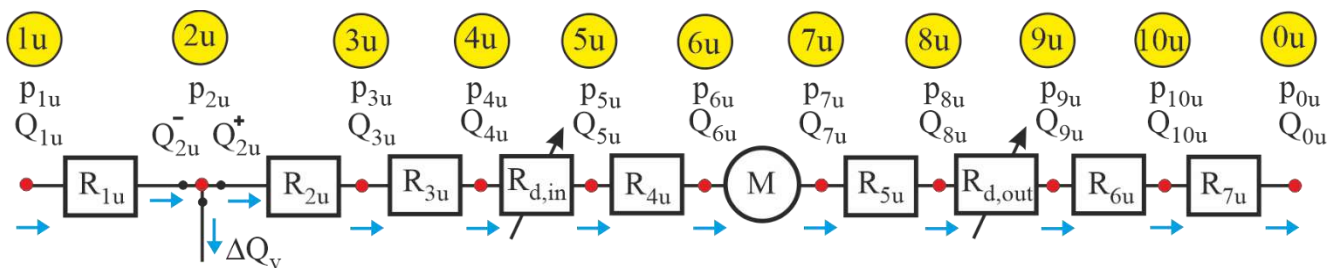


Рисунок 7.31 – Универсальная структурно-функциональная схема

В таблице 7.8 показано соответствие между характерными точками структурно-функциональных схем на рисунке 7.29 и характерными точками универсальной схемы на рисунке 7.31, в таблице 7.9 – соответствие между потерями давления на участках гидросистемы.

Таблица 7.8 – Соответствие между характерными точками структурно-функциональных схем

Вариант установки дросселя и направления движения НТК	Соответствие характерных точек вариантов точкам структурно-функциональных схем										
	1u	2u	3u	4u	5u	6u	7u	8u	9u	10u	0u
Односторонняя установка, прямое движение	1	2	-	3	4	5	6	-	-	-	0
Односторонняя установка, возвратное движение	1	2	-	-	-	6	5	4	3	-	0
Двухсторонняя установка, прямое движение	1	2	-	3	4	5	6	7	8	-	0
Двухсторонняя установка, возвратное движение	1	2	-	8	7	6	5	4	3	-	0

Таблица 7.9 – Соответствие между потерями давления на участках гидросистемы

Вариант установки дросселей и направления перемещения НТК	Соответствие потерь давления на участках функционально-структурных схем и универсальной схемы								
	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_{d1}	R_{d2}
Односторонняя установка, прямое движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{3u}$	R_{4u}	$R_{5u} + R_{6u} + R_{7u}$	-	-	-	$R_{d,in}$	0
Односторонняя установка, возвратное движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{5u} + R_{6u}$	R_{4u}	-	-	$R_{3u} + R_{7u}$	-	$R_{d,in}$	0
Двухсторонняя установка, прямое движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{3u}$	R_{4u}	$R_{6u} + R_{7u}$	-	-	R_{5u}	$R_{d,in}$	$R_{d,out}$
Двухсторонняя установка, возвратное движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{6u}$	R_{4u}	-	-	$R_{3u} + R_{7u}$	R_{5u}	$R_{d,out}$	$R_{d,in}$

Начальные условия интегрирования дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора (7.3) применительно к универсальной структурно-функциональной схеме запишутся в следующем виде:

$$Q_{2u}^-(\tau=0) = \Delta Q_v(\tau=0) = Q_{1u}(\tau=0) = V_0 n_{pump}(\tau=0);$$

$$Q_{2u}^+(\tau) = Q_{3u}(\tau) = Q_{4u}(\tau) = Q_{5u}(\tau) = Q_{6u}(\tau) = \\ = Q_{7u}(\tau) = Q_{8u}(\tau) = Q_{9u}(\tau) = Q_{10u}(\tau) = Q_{0u}(\tau) = 0;$$

$$p_{2u}(\tau=0) = f_v(\Delta Q_v(\tau=0)); \quad (7.46)$$

$$p_{1u}(\tau=0) = p_{2u}(\tau=0) + R_{1u}(\tau=0);$$

$$p_{3u}(\tau=0) = p_{4u}(\tau=0) = p_{5u}(\tau=0) = p_{6u}(\tau=0) = p_{2u}(\tau=0);$$

$$p_{7u}(\tau=0) = p_{8u}(\tau=0) = p_{9u}(\tau=0) = p_{10u}(\tau=0) = p_{0u}(\tau=0) = 0.$$

В произвольный момент времени работы гидропривода в том случае, если расход через напорный предохранительный клапан $\Delta Q_v = 0$ (когда весь подаваемый в гидросистему расход $Q_1(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau)$ проходит через гидромотор), соотношения для определения расходов и давлений рабочей жидкости в характерных точках универсальной структурно-функциональной схемы составляют:

$$\begin{aligned}
& Q_{2u}^- (\tau) = Q_{2u}^+ (\tau) = Q_{3u} (\tau) = Q_{4u} (\tau) = Q_{5u} (\tau) = \\
& = Q_{6u} (\tau) = Q_{7u} (\tau) = Q_{8u} (\tau) = Q_{9u} (\tau) = Q_{10u} (\tau) = Q_{ou} (\tau) = Q_{lu} (\tau) = V_0 n_{pump} (\tau); \\
& p_{2u} (\tau) = p_{1u} (\tau) - R_{1u} \{Q_{1u} (\tau)\}; \quad p_{3u} (\tau) = p_{2u} (\tau) - R_{2u} \{Q_{1u} (\tau)\}; \\
& p_{4u} (\tau) = p_{3u} (\tau) - R_{3u} \{Q_1 (\tau)\}; \quad p_{5u} (\tau) = p_{4u} (\tau) - R_{d,in} \{Q_1 (\tau)\}; \quad (7.47) \\
& p_{6u} (\tau) = p_{5u} (\tau) - R_{4u} \{Q_1 (\tau)\}; \quad p_{7u} (\tau) = p_{8u} (\tau) + R_{5u} \{Q_1 (\tau)\}; \\
& p_{8u} (\tau) = p_{9u} (\tau) + R_{d,out} \{Q_1 (\tau)\}; \quad p_{9u} (\tau) = p_{10u} (\tau) + R_{6u} \{Q_1 (\tau)\}; \\
& p_{10u} (\tau) = R_{7u} \{Q_1 (\tau)\}; \quad p_{0u} (\tau) = 0.
\end{aligned}$$

Если расход через напорный предохранительный клапан $\Delta Q_v > 0$ (когда только часть подаваемого в гидросистему расхода проходит через гидромотор), соотношения для определения расходов и давлений рабочей жидкости в характерных точках универсальной структурно-функциональной схемы составляют:

$$\begin{aligned}
& Q_{2u}^- (\tau) = Q_{lu} (\tau) = V_0 n_{pump} (\tau); \\
& Q_{2u}^+ (\tau) = Q_{3u} (\tau) = Q_{4u} (\tau) = Q_{5u} (\tau) = Q_{6u} (\tau) = \\
& = Q_{7u} (\tau) = Q_{8u} (\tau) = Q_{9u} (\tau) = Q_{10u} (\tau) = Q_{ou} (\tau) = Q_1 (\tau) - \Delta Q_v; \\
& p_{2u} (\tau) = f_v (\Delta Q_v (\tau)); \quad p_{1u} (\tau) = p_{2u} (\tau) + R_{1u} \{Q_1 (\tau) - \Delta Q_v\}; \quad (7.48) \\
& p_{3u} (\tau) = p_{2u} (\tau) - R_{2u} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \quad p_{4u} (\tau) = p_{3u} (\tau) - R_{3u} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \\
& p_{5u} (\tau) = p_{4u} (\tau) - R_{d,in} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \quad p_{6u} (\tau) = p_{5u} (\tau) - R_{4u} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \\
& p_{7u} (\tau) = p_{8u} (\tau) + R_{5u} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \quad p_{8u} (\tau) = p_{9u} (\tau) + R_{d,out} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \\
& p_{9u} (\tau) = p_{10u} (\tau) + R_{6u} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \quad p_{10u} (\tau) = R_{7u} \{Q_{1u} (\tau) - \Delta Q_v (\tau)\}; \quad p_{0u} (\tau) = 0.
\end{aligned}$$

Снижение объемного расхода в гидросистеме, начиная с характерной точки 2, с $Q_1 (\tau)$ до $Q_1 (\tau) - \Delta Q_v (\tau)$ изменяет гидравлические потери давления на участках гидросистемы R_2, \dots, R_7 и на регулируемых дросселях R_{d1} и R_{d2} . Как следствие, изменяются давления рабочей жидкости по всей длине гидросистемы и, в том числе, давления на входе p_{in} и выходе p_{out} гидромотора. Для согласования изменения давления с объемным расходом через напорный клапан находится величина $\Delta Q_v (\tau)$ решением нелинейного алгебраического уравнения:

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \frac{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau) - Q_{hm,\tau-\Delta t}}{\Delta t} - \frac{V_{hm}}{2\pi} (p_{in} - p_{out}) + M_{ol} + M_{br} = 0, \quad (7.49)$$

где Δt – шаг по времени при интегрировании уравнения (7.9), с; $Q_{hm,\tau-\Delta t}$ – объемный расход через гидромотор на предыдущем моменте времени $\tau - \Delta t$, м³/с.

Входящее в дифференциальное уравнение вращения вала гидромотора (7.49) слагаемое $(p_{in} - p_{out})$ – перепад давления на гидромоторе – составляет:

$$(p_{in} - p_{out}) = f_v(\Delta Q_v) - \sum_{k=2}^{k=7} R_{ku} \{Q_{1u} - \Delta Q_v\} - R_{d,in} \{Q_{1u} - \Delta Q_v\} - R_{d,out} \{Q_{1u} - \Delta Q_v\}. \quad (7.50)$$

Для оценки работоспособности разработанной математической модели и реализующей ее программы для ЭВМ [97] была рассмотрена однопролетная МКД маятникового типа, аналогичная рассмотренной в пункте 7.2.1.

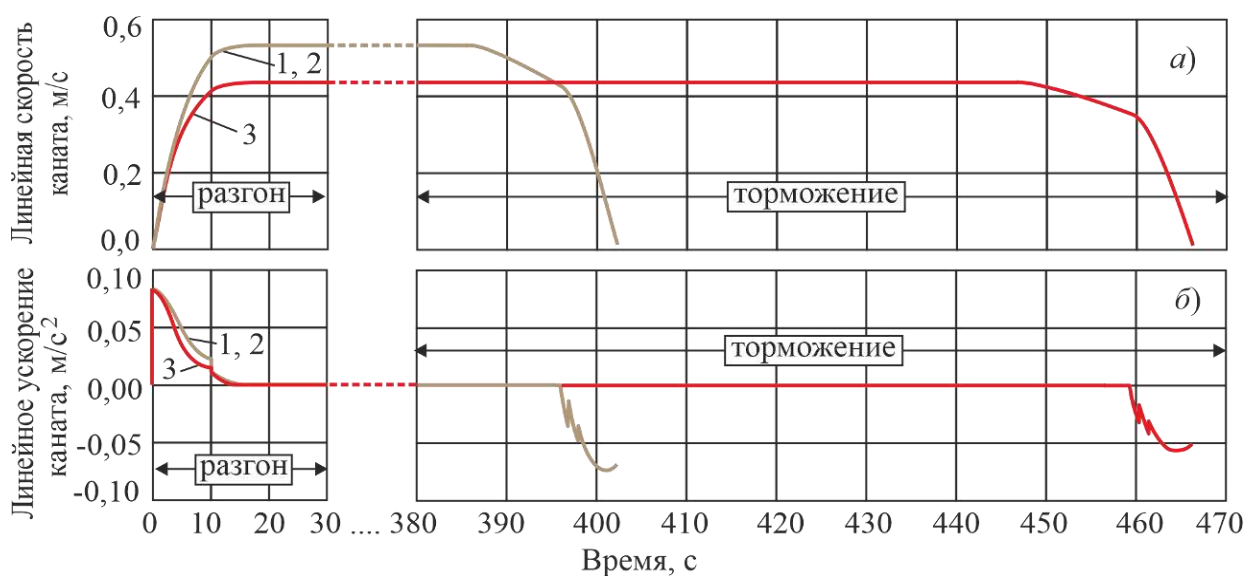
На рисунках 7.32 – 7.34 показаны графики изменения кинематических, силовой и энергетической характеристик механизма перемещения НТК при разгоне и торможении. Номера графиков на рисунках 7.32 – 7.36 соответствуют: 1 – односторонняя установка дросселя, прямое движение; 2 – односторонняя установка дросселя, возвратное движение; 3 – двухсторонняя установка дросселей с одинаковой настройкой.

При одинаковой настройке дросселей схема с односторонней установкой обеспечивает большую скорость стационарного движения (рисунок 7.32, а) по сравнению со схемой с двухсторонней установкой ($v_{st} = 0,50$ м/с против $v_{st} = 0,43$ м/с) и меньшее время транспортировки груза (6,7 мин против 7,8 мин). Это объясняется большим расходом рабочей жидкости, проходящим через гидромотор при односторонней установке регулируемого дросселя (рисунок 7.36, б), и меньшими потерями рабочей жидкости через предохранительный клапан (рисунок 7.36, в), хотя перепад давления рабочей жидкости на гидромоторе в обоих случаях на стадиях стационарного движения и торможения одинаков (рисунок 7.35, в).

На графике ускорения НТК при его торможении наблюдается колебательный процесс, связанный с мгновенным приложением создаваемого дополнительными внешними тормозными устройствами приведенного момента торможения выход-

ного вала гидромотора на полную величину M_{br} . Очевидно, более плавное приложение во времени этого момента будет способствовать снижению или исключению нежелательных колебаний ускорения НТК $\ddot{x}(\tau)$.

На рисунке 7.35 показаны графики изменения давления рабочей жидкости перед и за гидромотором при разгоне и торможении НТКС. Для схем с односторонней установкой регулируемого дросселя графики изменения давления в характерных точках гидросистемы для прямого и возвратного движения НТК не совпадают.



a – линейная скорость каната; *б* – линейное ускорение каната

Рисунок 7.32 – Кинематические характеристики механизма перемещения НТК

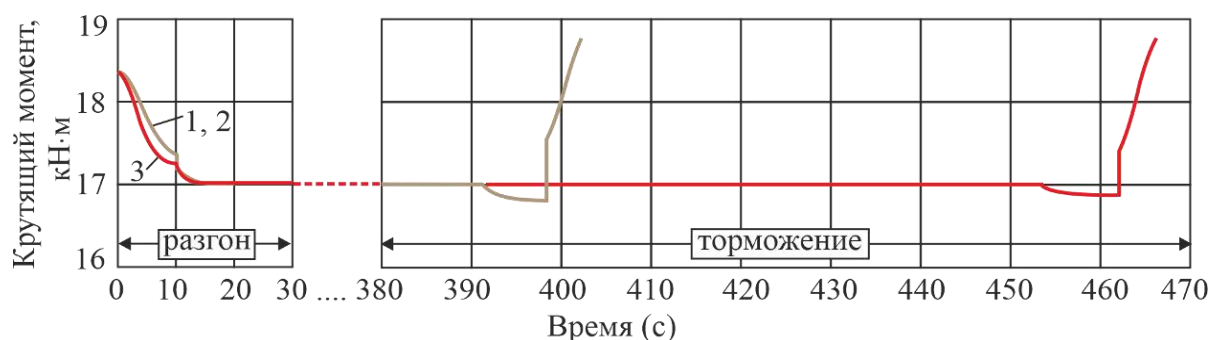


Рисунок 7.33 – Изменение крутящего момента на приводном шкиве

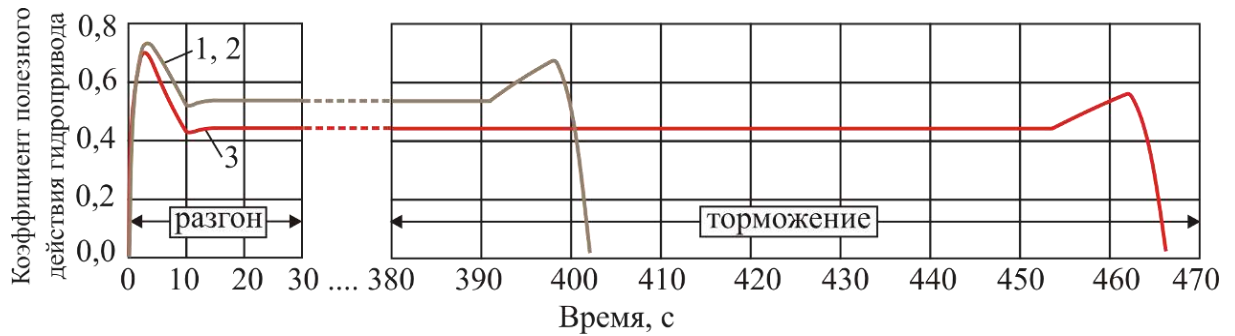
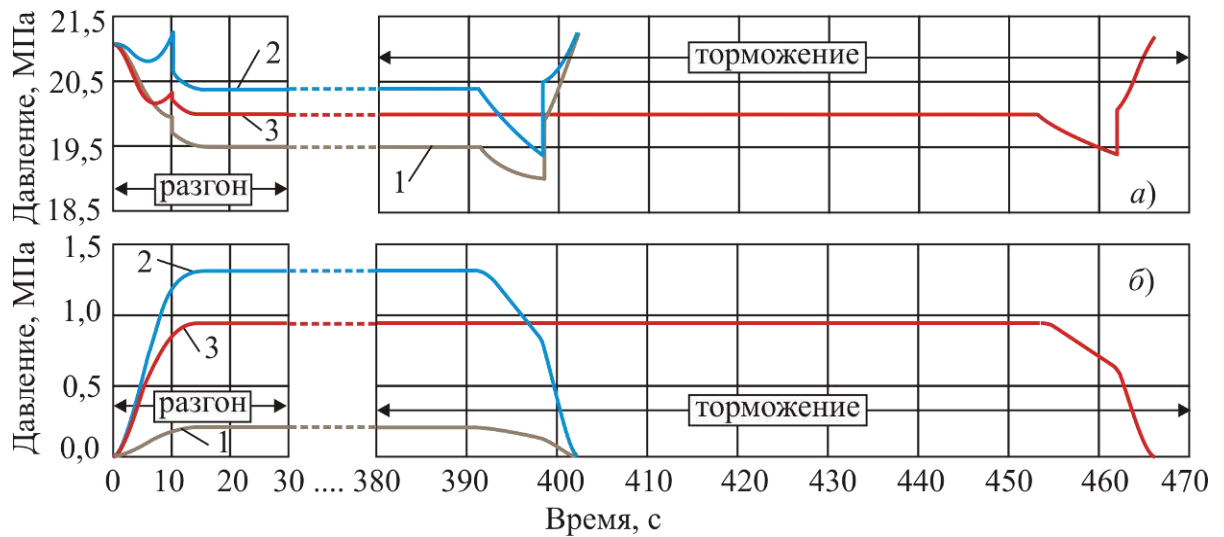


Рисунок 7.34 – Изменение гидравлического коэффициента полезного действия гидропривода механизма движения НТК



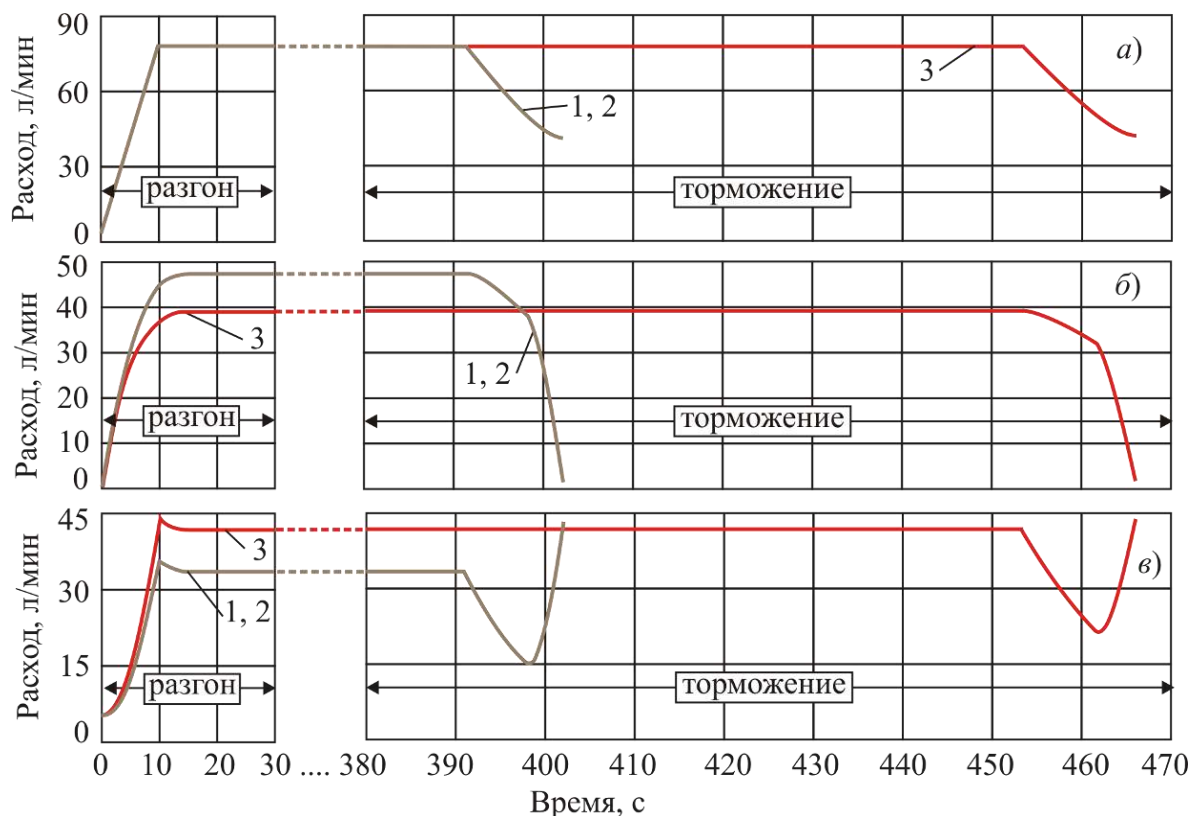
а – на входе гидромотора; *б* – на выходе гидромотора

Рисунок 7.35 – Изменение давления в характерных точках гидросистемы

Однако это не сказывается на изменении во времени перепада давления на гидромоторе, вследствие чего кинематические характеристики оказываются одинаковыми независимо от направления движения НТК. Заметные скачки давления на входе гидромотора объясняются гистерезисом характеристики напорного предохранительного клапана. Они соответствуют изменению режима работы клапана – с открытия на закрытие или наоборот. Большие их значения соответствуют меньшим значениям расхода рабочей жидкости ΔQ_v через предохранительный клапан.

На рисунке 7.36 показаны графики изменения объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы при разгоне и торможении НТКС. Для схем с односторонней установкой регулируемого дросселя графики изменения расхода для прямого и возвратного движения НТК полностью совпадают. Ха-

раκτηрной особенностью работы всех вариантов гидравлических схем с последовательной установкой регулируемых дросселей является непрерывная работа предохранительного клапана, обеспечивающего непрерывный слив части рабочей жидкости в обход гидромотора.



a – на выходе насоса; *б* – через гидромотор; *в* – через предохранительный клапан

Рисунок 7.36 – Графики изменения объемного расхода рабочей жидкости на стадиях разгона и торможения

Это является негативным свойством схем с последовательной установкой дросселей, так как снижает энергоэффективность работы гидропривода с частотно-дроссельным регулированием механизма перемещения НТК.

7.3 Выводы по разделу 7

1. Наиболее перспективным видом привода МКД является гидромеханическая трансмиссия, в которой насосы гидросистемы получают движение от механической трансмиссии БС через коробку отбора мощности.

2. Для оценки нагруженности самоходных колесных шасси МТПКК на этапе их проектирования эффективным является использование имитационного моделирования, так как такой подход позволяет прогнозировать характеристики нагруженности элементов МТПКК в вероятностном аспекте. Использование результатов имитационного моделирования режимов движения БС позволяет не только определить параметры законов изменения характеристик нагруженности (в частности, построить блоки циклических напряжений в опасных сечениях конструкции), но и оценить историю нагружения (процессы чередования высоких и низких значений амплитуд колебаний), что особенно важно при оценки живучести.

3. Экспериментальные исследования показали необходимость учета передаточных чисел передач, так как иначе при решении системы дифференциальных уравнений движения элементов трансмиссии энергия штатного ДВС базового шасси расходуется преимущественно на колебательные движения вращающихся частей относительно положения равновесия, а не на их разгон. В условиях эксплуатации МКД негативным следствием этого явления могут быть либо буксование сцепления, либо остановка ДВС. Погрешность моделирования динамики механической части трансмиссии привода механизма перемещения НТК с использованием предложенной математической модели составляет не более 1 % по перемещениям, не более 2 % по частоте процесса.

4. Анализ напряженно-деформированного состояния несущих рам многоосных колесных шасси стандартной конструкции показывает наличие в них зон перегрузки, в которых при работе МКД могут возникать пластические деформации. Предложенный вариант конструктивного усиления несущих рам в таких проблемных зонах позволяет обеспечить требуемый уровень прочности и жесткости. При расчете общей устойчивости колесного шасси во время работы МКД следует учитывать упругие деформации его несущей рамы. Это связано с относительно большой длиной рамы при сравнительно малой ее ширине, что обуславливает повышенные деформации и опасность нарушения устойчивости МТПКК.

5. Многоосные колесные полуприцепы стандартной конструкции, обладающие повышенной грузоподъемностью и проходимостью, пригодны для размещения

на них ОТО для обеспечения работы однопролетных МКД. Анализ напряженно-деформированного состояния несущих рам полуприцепов стандартной конструкции показал, что они удовлетворяют требованиям прочности и жесткости.

6. Комбинированное частотно-дрессельное регулирование гидропривода позволяет достаточно эффективно и гибко управлять работой НТКС, обеспечивая необходимые скоростные параметры перемещения НТК как на стадии разгона транспортируемого груза, так, что более важно, и на стадии торможения при подходе к конечной точке останова. Изменение частоты вращения вала насоса нерегулируемого типа позволяет обеспечивать плавный останов даже без использования дополнительных внешних тормозных устройств. Настройка регулируемых дросселей заметно влияет кинематические характеристики работы НТКС. При установке дросселя параллельно гидромотору с ростом создаваемого дросселем гидравлического сопротивления скорость перемещения НТК на всех стадиях движения груза увеличивается, а время перемещения сокращается. При последовательной установке дросселя и гидромотора наблюдается обратный эффект, причем при одинаковой настройке дросселей схема с односторонней установкой обеспечивает большую скорость стационарного движения по сравнению со схемой с двухсторонней установкой и меньшее время транспортировки груза. Важным преимуществом частотно-дрессельного регулирования также является возможность использования нерегулируемых объемных гидронасосов, что позволяет повысить надежность эксплуатации гидроприводов ОТО при одновременном снижении стоимости оборудования, запасных частей, технического обслуживания и ремонта.

8 ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ФОРМИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ СТРАТЕГИЙ РЕМОНТА И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Эксплуатация однопролетных одноканатных МКД маятникового типа, сформированных на базе сопряженных единой НТКС двух автономных МТПКК, связана с риском возникновения и развития аварийных ситуаций, приводящих к негативному воздействию на перевозимых людей или транспортируемые грузы. В основе расчета технического риска лежит количественная оценка вероятности наступления аварийных событий. Это требует разработки расчетных методик прогнозирования изменения во времени показателей надежности и, в первую очередь, вероятностей критических отказов при работе исследуемого технического устройства, с учетом конкретных особенностей его конструкции и режимов эксплуатации.

Сложные условия эксплуатации могут являться не только причиной ускоренного снижения количественных показателей работоспособного состояния МТПКК и МКД в целом, но и приводить к случайным критическим отказам структурных элементов ОТО. Это весьма нежелательно как с точки зрения перерыва в выполнении транспортно-перегрузочных операций в условиях возможного дефицита времени, так и усложнения проведения РВМ по сравнению с проведением ремонта специализированными эксплуатационно-ремонтными службами в стационарных условиях. Целесообразным выходом из указанной ситуации является эффективная стратегия проведения РВМ ключевых элементов ОТО. Ее формирование - актуальная инженерная задача, имеющая технико-экономический характер.

В данном разделе представлены методологические подходы и разработанные на их основе методы прогнозирования кинетики показателей надежности ключевых структурных элементов ОТО и МКД в целом [44, 50, 56, 245], планирования оптимальных стратегий проведения их РВМ [56, 98], и оценки общей устойчивости МТПКК против опрокидывания в процессе эксплуатации МКД [56, 58, 80, 242].

Указанные методы реализованы в зарегистрированных в Роспатенте России программах для ЭВМ [98, 99, 122], а также в разработанных составных частях МТПКК (приложение А).

8.1 Прогнозирование кинетики количественных показателей надежности основного технологического оборудования при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

При анализе надежности МТПКК в течение установленного срока его эксплуатации следует рассматривать только те конструктивные элементы ОТО приводной $\mathcal{E}_{\text{пкс}}$ или натяжной $\mathcal{E}_{\text{нкс}}$ БС, которые непосредственно связаны с возможными отказами при их работе. Они находятся в структуре (рисунок 2.4):

- механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении $\mathcal{E}_{\text{уф}}$;
- механизма перемещения НТК $\mathcal{E}_{\text{нк}}$;
- механизма пространственной ориентации канатного шкива $\mathcal{E}_{\text{по}}$;
- механизма натяжения НТК $\mathcal{E}_{\text{нк}}$;
- системы управления $\mathcal{E}_{\text{уп}}$;
- насосной системы $\mathcal{E}_{\text{нс}}$.

Анализ надежности других структурно-функциональных элементов (силовых установок $\mathcal{E}_{\text{су}}$ приводной и натяжной БС или самоходных шасси $\mathcal{E}_{\text{шп}}$) является задачей проектирования соответствующих технических устройств [6, 9, 94, 129-131], так в их качестве используются известные промышленные продукты.

Учитывая распределенность конструктивных элементов, которые должны рассматриваться при анализе надежности ОТО МТПКК, среди нескольких механизмов и систем, типовую структурно-функциональную схему целесообразно представить в виде совокупности трех структурных подсистем [44, 87]:

- гидравлической подсистемы, обеспечивающей гидравлический привод механизмов НТКС: механизма перемещения НТК, механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении, механизма пространственной ориентации канатного шкива и механизма натяжения НТК;

– механической подсистемы, обеспечивающей передачу и преобразование вращательного движения и крутящего момента на выходном валу гидромотора в линейное перемещение и тяговое усилие НТК;

– информационно-управляющей подсистемы, обеспечивающей управление работой структурных элементов НТКС, а также сбор, обработку, отображение и анализ в реальном режиме времени контролируемых параметров функционального состояния НТКС, формирование необходимых управляющих воздействий.

На рисунке 8.1 показана типовая структурно-функциональная схема МТПКК при анализе надежности, включающая структурные схемы указанных подсистем. При анализе надежности МКД в целом ее функционально-структурная схема включает функционально-структурные схемы обеих МТПКК, объединенных единой НТКС. В таблице 8.1 приведен примерный перечень структурных элементов этих подсистем и дана их нумерация, далее используемая в расчетных зависимостях математической модели. Структурные элементы разбиты на две подгруппы в зависимости от степени тяжести последствий их отказа на работоспособность МТПКК в целом:

- элементы, приводящие к критическому отказу;
- элементы, не приводящие к критическому отказу.

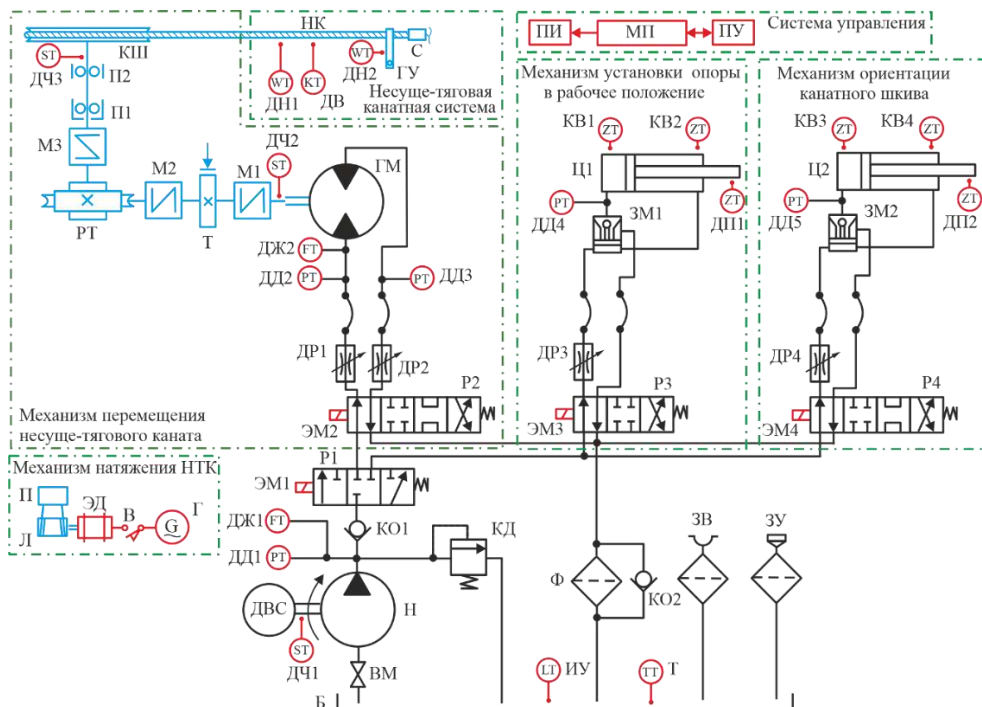


Рисунок 8.1 – Типовая функционально-структурная схема МТПКК

Таблица 8.1 – Перечень обозначений и нумерация элементов структурных подсистем

Обозначение	Номер	Описание структурного элемента
1	2	3
<i>Гидравлическая подсистема</i>		
<i>Элементы, приводящие к критическому отказу</i>		
Н	h1,1	Объемный нерегулируемый насос
ГМ	h1,2	Гидромотор механизма перемещения НТК
Ц1	h1,3	Поршневой гидроцилиндр механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении
Ц2	h1,4	Поршневой гидроцилиндр механизма ориентации канатного шкива
Б	h1,5	Гидробак для работы под атмосферным давлением
КД	h1,6	Предохранительный клапан прямого действия
Ф	h1,7	Сливной фильтр
P1	h1,8	Входной гидрораспределитель
P2	h1,9	Гидрораспределитель механизма перемещения НТК
P3	h1,10	Гидрораспределитель механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении
P4	h1,11	Гидрораспределитель механизма ориентации шкива
ДР1, ДР2	h1,12	Регулируемые дроссели механизма перемещения НТК
ЗМ1	h1,13	Гидрозамок фиксации опоры в рабочем положении
ЗМ2	h1,14	Гидрозамок фиксации канатного шкива
	h1,15	Гидролинии (металлические трубопроводы)
	h1,16	Гидролинии (гибкие рукава)
	h1,17	Устройства соединения гидролиний – частично
<i>Элементы, приводящие к некритическому отказу</i>		
ВМ	h2,1	Входной вентиль
КО1	h2,2	Клапан обратный в напорной гидролинии
КО2	h2,3	Клапан обратный в сливной гидролинии
ЗУ	h2,4	Заливное устройство
ЗВ	h2,5	Воздухозаборное устройство с фильтром
ДР3	h2,6	Регулируемый дроссель механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении
ДР4	h2,7	Регулируемый дроссель механизма ориентации шкива
	h2,8	Устройства соединения гидролиний (частично)
	h2,9	Рабочая жидкость
<i>Механическая подсистема</i>		
<i>Элементы, приводящие к критическому отказу</i>		
КШ	m1,1	Канатный шкив
НК	m1,2	Стальной НТК
ГУ	m1,3	ГЗУ для подвешивания груза
С	m1,4	Счалочное устройство

1	2	3
РТ	m1,5	Редуктор червячный или планетарный
Т	m1,6	Тормоз
М1, М2, М3	m1,7	Упругие соединительные муфты
П1	m1,8	Упорно-радиальный сферический роликоподшипник
П2	m1,9	Радиальный сферический шарикоподшипник
	m1,10	Передаточные валы
П	m1,11	Силовой полиспаст
Л	m1,12	Натяжная лебедка
Информационно-управляющая система		
<i>Элементы, приводящие к критическому отказу</i>		
МП	e1,1	Управляющий микропроцессор
ПУ	e1,2	Панель управления работой НТКС
ПИ	e1,3	Панель информации о количественных параметрах текущего состояния исполнительных подсистем НТКС
ЭМ1	e1,4	Электромагнит управления гидрораспределителем
ЭМ2	e1,5	Электромагнит управления гидрораспределителем
ЭМ3	e1,6	Электромагнит управления гидрораспределителем механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении
ЭМ4	e1,7	Электромагнит управления гидрораспределителем механизма ориентации канатного шкива
ДЧ1 (ST)	e1,8	Датчик частоты вращения входного вала насоса
ДЧ3 (ST)	e1,9	Датчик частоты вращения вала канатного шкива
ДН1 (WT)	e1,10	Датчик натяжения НТК
ДН2 (WT)	e1,11	Датчик веса транспортируемого груза
ДВ (КТ)	e1,12	Датчик отсчета времени движения НТК
Г	e1,13	Электрогенератор
ЭД	e1,14	Электродвигатель
<i>Элементы, приводящие к некритическому отказу</i>		
ДД1 (РТ)	e2,1	Датчик давления на выходе насоса
ДД2, ДД3 (РТ)	e2,2	Датчики давления в гидролиниях гидромотора
ДД4 (РТ)	e2,3	Датчик давления на входе гидроцилиндра установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении
ДД5 (РТ)	e2,4	Датчик давления на входе гидроцилиндра
ДЖ1 (FT)	e2,5	Датчик объемной подачи насоса
ДЖ2 (FT)	e2,6	Датчик объемного расхода гидромотора
ДЧ2 (ST)	e2,7	Датчик частоты вращения выходного вала гидромотора
ДП1 (ZT)	e2,8	Датчик углового положения опоры
ДП2 (ZT)	e2,9	Датчик углового положения канатного шкива
КВ1 (ZT)	e2,10	Концевой выключатель

1	2	3
KB2 (ZT)	e2,11	Концевой выключатель для крайнего верхнего положения концевой опоры
KB3 (ZT)	e2,12	Концевой выключатель для крайнего нижнего положения канатного шкива
KB4 (ZT)	e2,13	Концевой выключатель для крайнего верхнего положения канатного шкива
ИУ (LT)	e2,14	Измеритель уровня жидкости в гидробаке
Т (ТТ)	e2,15	Датчик температуры жидкости в гидробаке
В	e2,16	Выключатель

Под критическим отказом понимается такой отказ, который приводит к потере работоспособности МТПКК (его переходу в неработоспособное состояние) и требует немедленной остановки работы. Некритический отказ не приводит к потере работоспособности МТПКК, а лишь обуславливает его переход в неисправное состояние, что не требует немедленной остановки работы комплекса. При дальнейшем анализе учитывались только те структурные элементы, которые приводят к критическим отказам. Считается, что восстановление элементов, приводящих к некритическим отказам, производится во время плановых ремонтов согласно периодичности, установленной эксплуатационной документацией, и не влияет на работоспособность МТПКК и МКД в целом при их непосредственной работе.

С точки зрения теории надежности в процессе своего функционирования МТПКК и МКД могут находиться в одном из трех возможных сочетаний состояний:

- 1) исправном и работоспособном состояниях;
- 2) неисправном и работоспособном состояниях;
- 3) неисправном и неработоспособном состояниях.

Первый случай полностью соответствует штатной работе МТПКК и МКД. Во втором случае их работа вполне возможна, хотя и требуется предусмотреть проведение во время одного из ближайших плановых перерывов в работе необходимых РВМ для тех элементов, у которых произошел некритический отказ (таблица 8.1). В третьем случае работа МТПКК или МКД оказывается невозможной и требует немедленной остановки и проведения РВМ, как минимум, для того элемента, у кото-

рого произошел критический отказ. Количественные показатели надежности, характеризующие переход ОТО в третье сочетание возможных состояний, должны быть использованы для оценки технического риска.

ОТО колесного МТПКК состоит из значительного числа элементов (таблица 8.1), потенциально опасных из-за возможности их отказа при эксплуатации. Гидравлическая подсистема включает $n_{h1} = 18$ элементов с критическим и $n_{h2} = 9$ элементов с некритическим отказом. Для механической подсистемы число элементов с критическим отказом составляет $n_{m1} = 11$. В состав информационно-управляющей подсистемы входят $n_{e1} = 11$ элементов с критическим и $n_{e2} = 17$ элементов с некритическим отказом. Таким образом, общее число элементов с критическим отказом составляет $N_1 = 40$, с некритическим отказом – $N_2 = 26$.

Для МКД число приводящих к отказу элементов будет больше, хотя при работе МКД используются не все структурные элементы обеих БС. У приводной БС не работает механизм натяжения НТК (т.е. не работают элементы П, Л, Г, ЭД, В), поэтому общее число элементов с критическим отказом составляет $N_1 = 36$, с некритическим – $N_2 = 25$. Для натяжной БС не работает механизм перемещения НТК (т.е. не работают элементы ГМ, ДР1, ДР2, М1 – М3, Т, РТ, ДД1 – ДД3, ДЖ2, ДЧ2), поэтому $N_1 = 29$, $N_2 = 20$. НТКС включает $n_{m1r} = 3$ и $n_{e1r} = 3$ элементов с критическим отказом. Таким образом, для МКД общее число элементов с критическим отказом составляет $N_1 = 68$, с некритическим – $N_2 = 48$.

Общий подход к моделированию кинетики надежности и структура расчетных формул независимы от того, какой объект рассматривается – отдельный самоходный МТПКК или МКД в целом. Поэтому далее под термином «мобильный объект» понимаются оба этих объекта. Количественные различия между ними учитываются с помощью специальных коэффициентов в расчетных формулах.

При анализе вероятности нахождения мобильного объекта в неработоспособном состоянии следует учитывать, что в произвольный момент времени он может находиться в одном из следующих возможных состояний [44, 50, 245]:

– одном работоспособном состоянии S_0 (оно характеризуется нахождением всех потенциально опасных элементов в работоспособном состоянии);

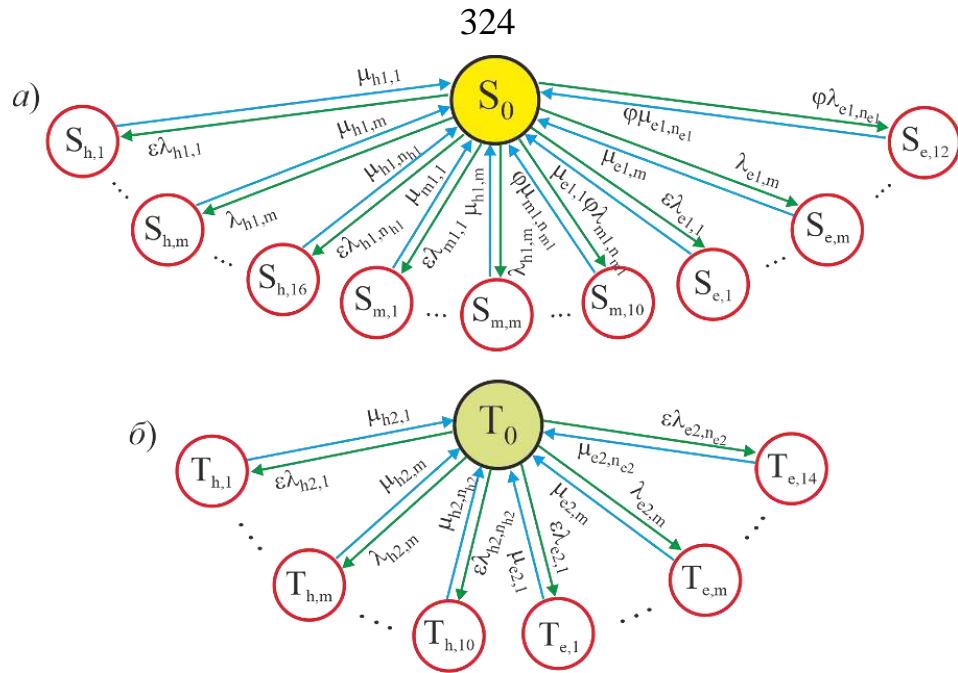
– одном из нескольких неработоспособных состояний $S_1, S_2, \dots, S_m, \dots, S_{N_1}$ (каждое состояние характеризуется нахождением одного m -го элемента в неработоспособном состоянии при работоспособном состоянии остальных $N_1 - 1$ элементов).

При анализе вероятности нахождения мобильного объекта в неисправном состоянии следует учитывать, что в произвольный момент времени он может находиться в одном из следующих возможных состояний [44, 50, 245]:

– одном исправном состоянии T_0 (оно характеризуется нахождением всех потенциально опасных элементов в исправном состоянии и соответствием свойств рабочей жидкости требованиям эксплуатационной документации);

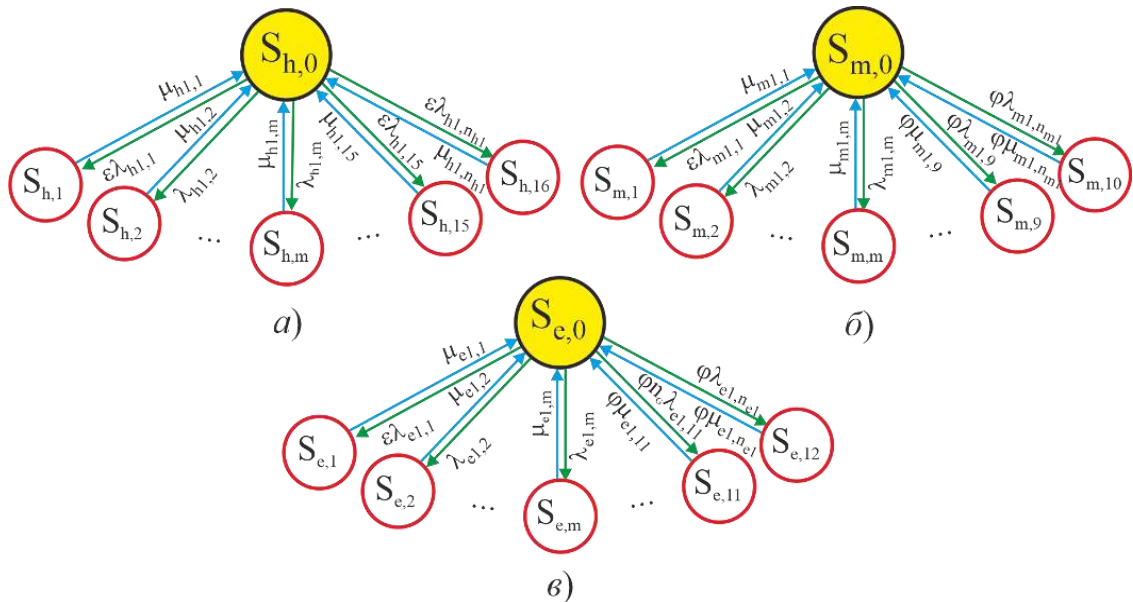
– одном из нескольких неисправных состояний $T_1, T_2, \dots, T_n, \dots, T_{N_2}$ (каждое состояние характеризуется нахождением одного m -го элемента в неисправном состоянии при исправном состоянии остальных $N_2 - 1$ элементов).

В качестве допущения примем, что вероятность наступления последующего отказа произвольного q -го элемента до момента восстановления произошедшего отказа m -го элемента является пренебрежимо малой величиной. Для критических отказов это допущение является полностью корректным. Для некритических отказов оно является приближенно корректным, так как при возникновении таких отказов мобильный объект может эксплуатироваться в течение еще какого-то промежутка времени до проведения РВМ во время планового перерыва в работе МКД. С учетом этого допущения на рисунке 8.2 построены графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации мобильного объекта. Они являются композицией аналогичных по структуре графов подсистем - периодически восстанавливаемых подсистем (они формируют граф на рисунке 8.2, а) и периодически ремонтируемых подсистем (они формируют граф на рисунке 8.2, б).

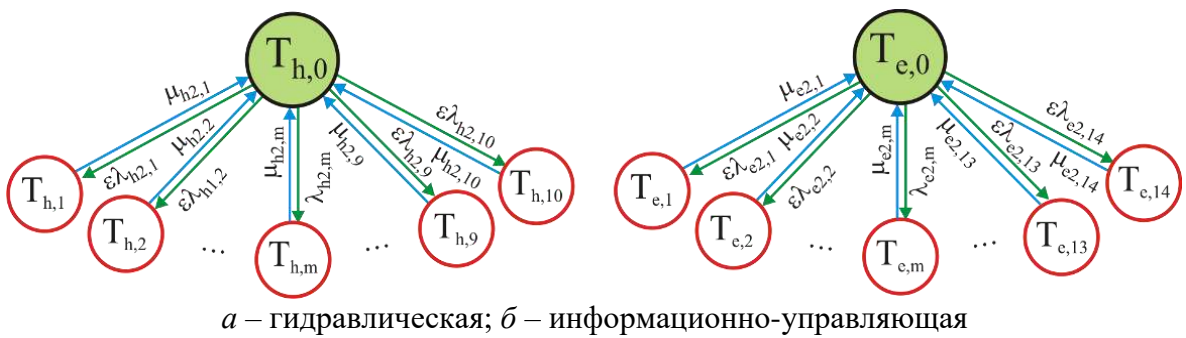


a – при критических отказах; *б* – при некритических отказах
Рисунок 8.2 – Графы возможных состояний и их переходов при эксплуатации мобильного объекта

Графы подсистем приведены на рисунках 8.3 и 8.4. Количественной характеристикой перехода v -й подсистемы из работоспособного состояния $S_{v,0}$ в неработоспособное $S_{v,m}$, вызванного отказом m -го элемента, является интенсивность отказов $\lambda_{v1,m}$ этого элемента. Количественной характеристикой обратного перехода из неработоспособного состояния $S_{v,m}$ в работоспособное $S_{v,0}$, вызванного восстановлением (заменой) ранее отказавшего m -го элемента, является интенсивность восстановления $\mu_{v1,m}$ этого элемента. Аналогично количественно характеризуются переходы из исправного состояния $T_{v,0}$ в неисправное $T_{v,m}$ - интенсивностью отказов $\lambda_{v2,m}$ и интенсивностью восстановления $\mu_{v2,m}$. Коэффициенты φ и ε зависят от мобильного объекта: для МТПКК $\varphi = 0$ и $\varepsilon = 1$, для МКД $\varphi = 1$ и $\varepsilon = 2$.



а – гидравлическая; б – механическая; в – информационно-управляющая
Рисунок 8.3 – Графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации периодически восстанавливаемых подсистем мобильного объекта



а – гидравлическая; б – информационно-управляющая
Рисунок 8.4 – Графы возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации периодически ремонтируемых подсистем мобильного объекта

Вероятности $P_0, P_1, \dots, P_m, \dots, P_{M_1}$ (или $U_0, U_1, \dots, U_m, \dots, U_{M_2}$) нахождения ОТО мобильного объекта в произвольный момент времени эксплуатации во всех возможных состояниях $S_0, S_1, \dots, S_m, \dots, S_{M_1}$ (или $T_0, T_1, \dots, T_m, \dots, T_{M_2}$) могут быть определены с помощью системы обыкновенных дифференциальных уравнений Колмогорова-Чепмена I порядка [26]. Для графов на рисунке 8.2 эта система выражается следующим образом:

– при анализе перехода мобильного объекта из работоспособного в неработоспособное состояние:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{P}_0 \\ \dot{P}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{h,n_{h1}} \\ \dot{P}_{m,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{m,n_{m1}} \\ \dot{P}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{e,n_{e1}} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccccccccccc} -\Lambda_1 & \mu_{h1,1} & \dots & \mu_{h1,n_{h1}} & \mu_{m1,1} & \dots & \mu_{m1,n_{m1}} & \mu_{e1,1} & \dots & \mu_{e1,n_{e1}} \\ \lambda_{h1,1} & -\mu_{h1,1} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h1,n_{h1}} & 0 & \dots & -\mu_{h1,n_{h1}} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{m1,1} & 0 & \dots & 0 & -\mu_{m1,1} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{m1,n_{m1}} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -\mu_{m1,n_{m1}} & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{e1,1} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & -\mu_{e1,1} & \dots & 0 \\ \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{e1,n_{e1}} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -\mu_{e1,n_{e1}} \end{array} \right] \cdot \left\{ \begin{array}{l} P_0 \\ P_{h,1} \\ \dots \\ P_{h,n_{h1}} \\ P_{m,1} \\ \dots \\ P_{m,n_{m1}} \\ P_{e,1} \\ \dots \\ P_{e,n_{e1}} \end{array} \right\}, \quad (8.1)$$

– при анализе перехода мобильного объекта из исправного в неисправное состояние

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{U}_0 \\ \dot{U}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{h,n_{h2}} \\ \dot{U}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{e,n_{e2}} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccccccc} -\Lambda_2 & \mu_{h1,1} & \dots & \mu_{h1,n_{h2}} & \mu_{e1,1} & \dots & \mu_{e1,n_{e2}} \\ \lambda_{h2,1} & -\mu_{h1,1} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,1} & 0 & \dots & -\mu_{h1,n_{h2}} & 0 & \dots & 0 \\ \lambda_{h2,1} & 0 & \dots & 0 & -\mu_{e1,1} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,1} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & -\mu_{e1,n_{e2}} \end{array} \right] \cdot \left\{ \begin{array}{l} U_0 \\ U_{h,1} \\ \dots \\ U_{h,n_{h2}} \\ U_{e,1} \\ \dots \\ U_{e,n_{e2}} \end{array} \right\}, \quad (8.2)$$

где $\Lambda_1 = \sum_{m=1}^{m=n_{h1}} \lambda_{h1,m} + \sum_{m=1}^{m=n_{m1}} \lambda_{m1,m} + \sum_{m=1}^{m=n_{e1}} \lambda_{e1,m}$; $\Lambda_2 = \sum_{m=1}^{m=n_{h2}} \lambda_{h2,m} + \sum_{m=1}^{m=n_{e2}} \lambda_{e2,m}$.

Аналогично вычисляются вероятности нахождения подсистем мобильного объекта в произвольный момент времени эксплуатации в возможных состояниях:

– при анализе перехода гидравлической подсистемы из работоспособного в неработоспособное состояние

$$\left\{ \begin{array}{c} \dot{P}_{h,0} \\ \dot{P}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{h,m} \\ \dots \\ \dot{P}_{h,n_{h1}} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccccc} -\sum_{m=1}^{m=n_{h1}} \lambda_{h1,m} & \mu_{h1,1} & \dots & \mu_{h1,m} & \dots & \mu_{h1,n_{h1}} \\ \lambda_{h1,1} & -\mu_{h1,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h1,m} & 0 & \dots & -\mu_{h1,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h1,n_{h1}} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{h1,n_{h1}} \end{array} \right] \cdot \left\{ \begin{array}{c} P_{h,0} \\ P_{h,1} \\ \dots \\ P_{h,m} \\ \dots \\ P_{h,n_{h1}} \end{array} \right\}; \quad (8.3)$$

– при анализе перехода гидравлической подсистемы из исправного в неисправное состояние

$$\left\{ \begin{array}{c} \dot{U}_{h,0} \\ \dot{U}_{h,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{h,m} \\ \dots \\ \dot{U}_{h,n_{h2}} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccccc} -\sum_{m=1}^{m=n_{h2}} \lambda_{h2,m} & \mu_{h2,1} & \dots & \mu_{h2,m} & \dots & \mu_{h2,n_{h2}} \\ \lambda_{h2,1} & -\mu_{h2,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,m} & 0 & \dots & -\mu_{h2,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{h2,n_{h2}} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{h2,n_{h2}} \end{array} \right] \cdot \left\{ \begin{array}{c} U_{h,0} \\ U_{h,1} \\ \dots \\ U_{h,m} \\ \dots \\ U_{h,n_{h2}} \end{array} \right\}; \quad (8.4)$$

– при анализе перехода механической подсистемы из работоспособного в неработоспособное состояние

$$\left\{ \begin{array}{c} \dot{P}_{m,0} \\ \dot{P}_{m,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{m,m} \\ \dots \\ \dot{P}_{m,n_{m1}} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccccc} -\sum_{m=1}^{m=n_{m1}} \lambda_{m1,m} & \mu_{m1,1} & \dots & \mu_{m1,m} & \dots & \mu_{m1,n_{m1}} \\ \lambda_{m1,1} & -\mu_{m1,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{m1,m} & 0 & \dots & -\mu_{m1,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{m1,n_{m1}} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{m1,n_{m1}} \end{array} \right] \cdot \left\{ \begin{array}{c} P_{m,0} \\ P_{m,1} \\ \dots \\ P_{m,m} \\ \dots \\ P_{m,n_{m1}} \end{array} \right\}; \quad (8.5)$$

– при анализе перехода информационно-управляющей подсистемы из работоспособного в неработоспособное состояние

$$\begin{Bmatrix} \dot{P}_{e,0} \\ \dot{P}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{P}_{e,m} \\ \dots \\ \dot{P}_{e,n_{e1}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^{m=n_{e1}} \lambda_{e1,m} & \mu_{e1,1} & \dots & \mu_{e1,m} & \dots & \mu_{e1,n_{e1}} \\ \lambda_{e1,1} & -\mu_{e1,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e1,m} & 0 & \dots & -\mu_{e1,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e1,n_{e1}} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{e1,n_{e1}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} P_{e,0} \\ P_{e,1} \\ \dots \\ P_{e,m} \\ \dots \\ P_{e,n_{e1}} \end{Bmatrix}; \quad (8.6)$$

– при анализе перехода информационно-управляющей подсистемы из исправного в неисправное состояние

$$\begin{Bmatrix} \dot{U}_{e,0} \\ \dot{U}_{e,1} \\ \dots \\ \dot{U}_{e,m} \\ \dots \\ \dot{U}_{e,n_{e2}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^{m=n_{e2}} \lambda_{e2,m} & \mu_{e2,1} & \dots & \mu_{e2,m} & \dots & \mu_{e2,n_{e2}} \\ \lambda_{e2,1} & -\mu_{e2,1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e2,m} & 0 & \dots & -\mu_{e2,m} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{e2,n_{e2}} & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{e2,n_{e2}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_{h,0} \\ U_{h,1} \\ \dots \\ U_{h,m} \\ \dots \\ U_{h,n_{e2}} \end{Bmatrix}. \quad (8.7)$$

Для решения систем дифференциальных уравнений (8.1) – (8.7) необходимо задать начальные условия, включающие значения вероятностей P_m или U_m в момент ввода мобильного объекта и его подсистем в эксплуатацию (при $\tau = \tau_0 = 0$).

Векторы начальных условий для систем дифференциальных уравнений (8.1) – (8.7) имеют соответственно следующий вид:

$$\begin{Bmatrix} P_0(\tau=0) \\ P_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{h,n_{h1}}(\tau=0) \\ P_{m,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{m,n_{m1}}(\tau=0) \\ P_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{e,n_{e1}}(\tau=0) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \quad \begin{Bmatrix} U_0(\tau=0) \\ U_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{h,n_{h2}}(\tau=0) \\ U_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{e,n_{e2}}(\tau=0) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix};$$

$$\begin{aligned}
& \left\{ \begin{array}{l} P_{h,0}(\tau=0) \\ P_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{h,m}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{h,n_{h1}}(\tau=0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}; \quad \left\{ \begin{array}{l} U_{h,0}(\tau=0) \\ U_{h,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{h,m}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{h,n_{h2}}(\tau=0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}; \quad \left\{ \begin{array}{l} P_{m,0}(\tau=0) \\ P_{m,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{m,m}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{m,n_{m1}}(\tau=0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}; \\
& \left\{ \begin{array}{l} P_{e,0}(\tau=0) \\ P_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{e,m}(\tau=0) \\ \dots \\ P_{e,n_{e1}}(\tau=0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}; \quad \left\{ \begin{array}{l} U_{e,0}(\tau=0) \\ U_{e,1}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{e,m}(\tau=0) \\ \dots \\ U_{e,n_{e2}}(\tau=0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right\}. \quad (8.8)
\end{aligned}$$

Системы уравнений (8.1), (8.3), (8.5) и (8.6) позволяют прогнозировать кинетику вероятности безотказной работы мобильного объекта $P_{rs}(\tau)$ и его подсистем $P_h(\tau)$, $P_m(\tau)$ и $P_e(\tau)$, так как

$$P_{rs}(\tau) = P_0(\tau); \quad P_h(\tau) = P_{h,0}(\tau); \quad P_m(\tau) = P_{m,0}(\tau); \quad P_e(\tau) = P_{e,0}(\tau). \quad (8.9)$$

Сумма всех остальных вероятностей выражает вероятность нахождения мобильного объекта $Q_{rs}(\tau)$ и его подсистем $Q_h(\tau)$, $Q_m(\tau)$ и $Q_e(\tau)$ в неработоспособном состоянии:

$$\begin{aligned}
Q_{rs}(\tau) &= 1 - P_{rs}(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{h1}} P_{h,m}(\tau) + \sum_{m=1}^{m=n_{m1}} P_{m,m}(\tau) + \sum_{m=1}^{m=n_{e1}} P_{e,m}(\tau); \quad (8.10) \\
Q_h(\tau) &= 1 - P_h(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{h1}} P_{h,m}(\tau); \quad Q_m(\tau) = 1 - P_m(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{m1}} P_{m,m}(\tau); \\
Q_e(\tau) &= 1 - P_e(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{e1}} P_{e,m}(\tau).
\end{aligned}$$

Отношение $P_m(\tau)/Q_{rs}(\tau)$ можно рассматривать как относительный индивидуальный вклад критического отказа m -го элемента в снижение общего уровня надежности мобильного объекта в произвольный момент времени τ . Соответственно, отношения $P_{h,m}(\tau)/Q_h(\tau)$, $P_{m,m}(\tau)/Q_m(\tau)$ и $P_{e,m}(\tau)/Q_e(\tau)$ можно рассмат-

ривать как относительный индивидуальный вклад критического отказа m -го элемента подсистемы в снижение общего уровня надежности этой подсистемы в произвольный момент времени τ .

Системы уравнений (8.2), (8.4) и (8.7) позволяют прогнозировать кинетику вероятности исправной работы мобильного объекта $U_{rs}(\tau)$ и его подсистем $U_h(\tau)$, $U_m(\tau)$ и $U_e(\tau)$, так как

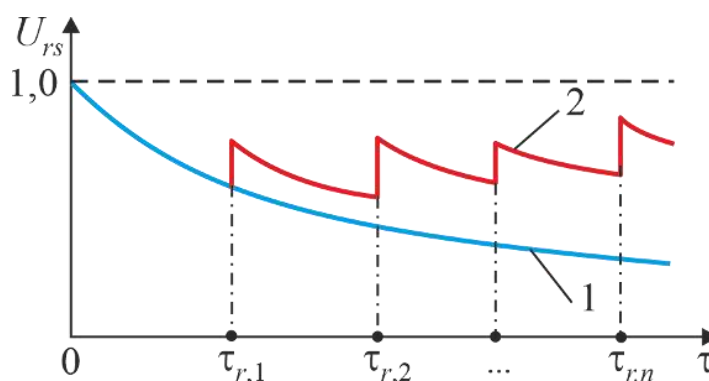
$$U_{rs}(\tau) = U_0(\tau); \quad U_h(\tau) = U_{h,0}(\tau); \quad U_e(\tau) = U_{e,0}(\tau). \quad (8.11)$$

Сумма всех остальных вероятностей выражает вероятность нахождения мобильного объекта $V_{rs}(\tau)$ и его подсистем $V_h(\tau)$ и $V_e(\tau)$ в неисправном состоянии:

$$V_{rs}(\tau) = 1 - U_{rs}(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{h2}} U_{h,m}(\tau) + \sum_{m=1}^{m=n_{e2}} U_{e,m}(\tau); \quad (8.12)$$

$$V_h(\tau) = 1 - U_h(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{h2}} U_{h,m}(\tau); \quad V_e(\tau) = 1 - U_e(\tau) = \sum_{m=1}^{m=n_{e2}} U_{e,m}(\tau).$$

Решение систем (8.1) – (8.7) при начальных условиях (8.8) адекватно характеризует изменение во времени показателей надежности до момента первого планового ремонта или технического обслуживания $\tau_{r,1}$. Моменты плановых ремонтов и технических обслуживаний $\tau_{r,n}$ устанавливаются еще на этапе проектирования МТПКК и, таким образом, связаны с ремонтом тех структурных элементов ОТО и его подсистем, которые не приводят к критическому отказу, влекущему за собой немедленную остановку работы и проведение РВМ. На рисунке 8.5 приведен график изменения во времени вероятности исправной работы мобильного объекта $U_{rs}(\tau)$ при проведении периодических ремонтов и их отсутствии.



1 – без проведения ремонтов; 2 – с проведением ремонтов

Рисунок 8.5 – Кинетика вероятности исправной работы мобильного объекта

Аналогичные формы имеют графики изменения во времени вероятностей исправной работы гидравлической и информационно-управляющей подсистем.

В момент времени $\tau_{r,1}$ производится ремонт (или замена) одного или нескольких структурных элементов. Вероятность нахождения m -го элемента в неисправном состоянии скачкообразно уменьшается от $U_m(\tau_{r,1} - 0) = U_m(\tau_{r,1})$ до $U_m(\tau_{r,1} + 0) = 0$. Вероятность нахождения мобильного объекта и его подсистем в исправном состоянии скачкообразно увеличивается с $U_0(\tau_{r,1} - 0) = U_0(\tau_{r,1})$ на величину суммы вероятностей $U_m(\tau_{r,1})$ отремонтированных элементов. Поэтому с момента времени $\tau_{r,1}$ интегрирование систем дифференциальных уравнений (8.2), (8.4) и (8.7) проводится при новых векторах начальных условий:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_0(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} U_0(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h2,r,1}} U_{h,m}(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e2,r,1}} U_{e,m}(\tau_{r,1}) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1}) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1}) \end{array} \right\}; \quad (8.13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{h,0}(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} U_{h,0}(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h2,r,1}} U_{h,m}(\tau_{r,1}) \\ U_{h,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{h,9}(\tau_{r,1}) \end{array} \right\}; \quad \left\{ \begin{array}{l} U_{e,0}(\tau_{r,1} + 0) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,m}(\tau_{r,1} + 0) \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} U_{e,0}(\tau_{r,1}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e2,r,1}} U_{e,m}(\tau_{r,1}) \\ U_{e,1}(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ U_{e,15}(\tau_{r,1}) \end{array} \right\},$$

где $n_{h2,r,1}$, $n_{e2,r,1}$ – число элементов гидравлической и информационно-управляющей подсистем, планово отремонтированных в момент времени, соответствующего моменту планового ремонта $\tau_{r,1}$.

Необходимость ремонта m -го элемента v -й подсистемы во время i -го планового ремонта $\tau_{r,i}$ определяется устанавливаемой эксплуатационной документацией периодичностью его ремонта или настройки $\Delta T_{v,m}$.

Аналогично изменяются векторы начальных условий (8.13) для других моментов времени $\tau_{r,n}$. Таким образом, процесс прогнозирования кинетики показателей надежности мобильного объекта и его подсистем, определяющих их нахождение в исправном или неисправном состояниях, при проведении плановых РВМ элементов после некритического отказа (кривая 2 на рисунке 8.5) сводится к поочередному интегрированию систем дифференциальных уравнений (8.2), (8.4) и (8.7) в пределах последовательно расположенных временных интервалов $\tau_{r,n} \leq \tau \leq \tau_{r,n+1}$ при периодическом переформировании векторов начальных условий (8.13) в начальной точке каждого такого интервала $\tau_{r,n}$.

Подходом, обеспечивающим безопасность работы МТПКК и МКД при возможных критических отказах, является упреждающая замена структурных элементов с критическими отказами в моменты плановых ремонтов. В качестве критерия необходимости восстановления или замены потенциально опасного элемента в момент времени $\tau_{r,i}$ целесообразно принять достижение произвольным m -м элементом предельно допустимой вероятности отказа:

$$P_{h,m}(\tau_{r,i}) \geq [P_{h,m}], \quad P_{m,m}(\tau_{r,i}) \geq [P_{m,m}] \quad \text{или} \quad P_{e,m}(\tau_{r,i}) \geq [P_{e,m}], \quad (8.14)$$

где $[P_{v,m}]$ – предельно допустимая вероятность отказа m -го элемента v -й подсистемы.

Величины $[P_{v,m}]$ индивидуальны для каждого структурного элемента. Их меньшие значения должны соответствовать наиболее ответственным и дорогостоящим элементам, критический отказ которых способен привести к большому ущербу как вследствие повышенной длительности, так и вследствие повышенных затрат на проведение РВМ. Задание малых значений $[P_{v,m}]$ будет приводить к необходимости более частого восстановления структурных элементов и, таким образом, к повышенным трудовым и материально-финансовым затратам, хотя величина технического риска R_t для мобильного объекта будет низкой. В противном случае, при допущении более высоких значений $[P_{v,m}]$ затраты на РВМ будут снижаться,

однако величина технического риска будет возрастать. Таким образом, обоснованное задание предельных вероятностей $[P_{v,m}]$ является важной технической задачей и требует оценки на основе технико-экономической оптимизации.

Учет факта восстановления ряда структурных элементов, приводящих к критическим отказам, во время планового ремонта $\tau_{r,i}$ требует выявления тех элементов, которые удовлетворяют критериям (8.14), и выполнения корректировки векторов начальных условий для дальнейшего интегрирования дифференциальных уравнений (8.1), (8.3), (8.5) и (8.6) на очередной межремонтный период $\tau \in (\tau_{r,i}; \tau_{r,i+1}]$. Корректировка выполняется аналогично рассмотренной применительно к учету ремонта структурных элементов с некритическими отказами.

Таким образом, векторы начальных условий принимают следующий вид (в них принято, что восстанавливаются m -е элементы):

$$\left\{ \begin{array}{l} P_0(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,n_{h1}}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,n_{m1}}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,n_{e1}}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} P_0(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h1,r,i}} P_{h,m}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{m1,r,i}} P_{m,m}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e1,r,i}} P_{e,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{h,17}(\tau_{r,i}) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{m,10}(\tau_{r,i}) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{e,1}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\};$$

$$\begin{aligned}
& \left\{ \begin{array}{c} P_{h,0}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{h,n_{h1}}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} P_{h,0}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{h1,r,i}} P_{h,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{h,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{h,n_{h1}}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\}; \left\{ \begin{array}{c} P_{m,0}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{m,n_{m1}}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} P_{m,0}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{m1,r,i}} P_{m,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{m,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{m,n_{m1}}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\} \\
& \qquad \qquad \qquad ; \\
& \left\{ \begin{array}{c} P_{e,0}(\tau_{r,i} + 0) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,m}(\tau_{r,i} + 0) \\ \dots \\ P_{e,n_{e1}}(\tau_{r,i} + 0) \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} P_{e,0}(\tau_{r,i}) + \sum_{m=1}^{m=n_{e1,r,i}} P_{e,m}(\tau_{r,i}) \\ P_{e,1}(\tau_{r,i}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_{e,n_{e1}}(\tau_{r,i}) \end{array} \right\}, \qquad (8.15)
\end{aligned}$$

где $n_{v1,r,i}$ – число элементов с критическими отказами v -й подсистемы, которые были восстановлены в момент времени эксплуатации мобильного объекта, соответствующего моменту времени i -го планового ремонта $\tau_{r,i}$.

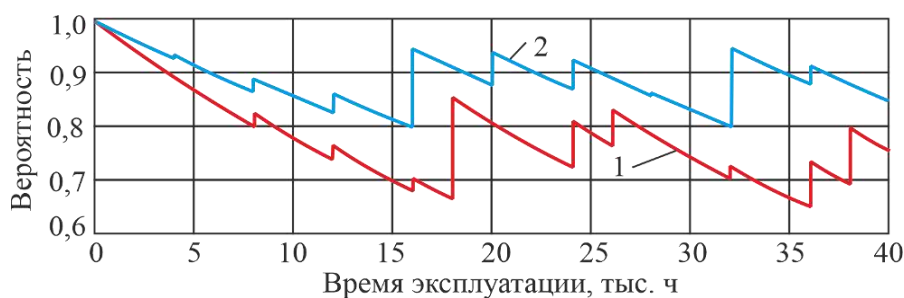
Графики изменения во времени вероятности безотказной работы мобильного объекта и его отдельных подсистем аналогичны показанному на рисунке 8.5.

Разработанная методика прогнозирования кинетики показателей надежности реализована в зарегистрированных в Роспатенте России программах для ЭВМ: применительно к МТПКК – в [98], применительно к МКД – в [99]. Тестовая оценка особенностей ее использования для анализа надежности и адекватность получаемых результатов были проведены применительно к конструкции МТПКК с гидравлическим частотно-дрессельным регулированием скорости перемещения груза (подраздел 7.2). Периодичность плановых ремонтов принята в размере 4000 ч при заданном сроке эксплуатации МТПКК 40000 ч. Значения интенсивности отказов λ_m структурных элементов приведены в таблице 8.2. Используемые для расчета данные приняты с учетом рекомендаций [26, 141, 203, 208, 212].

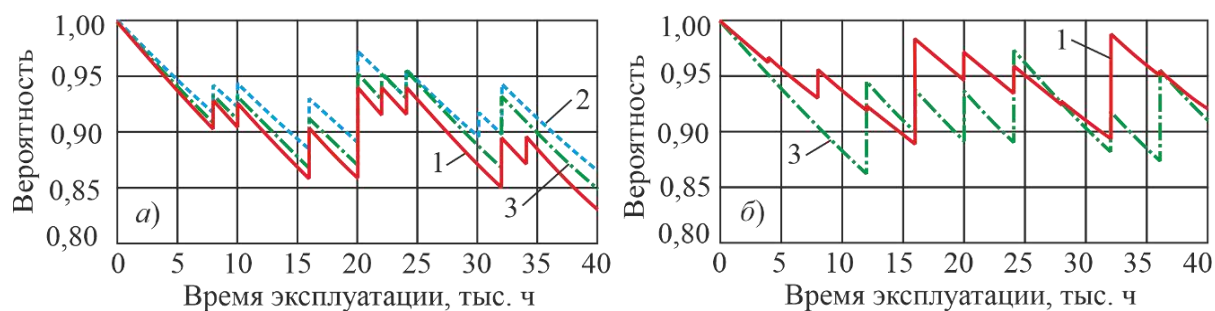
Таблица 8.2 – Интенсивность отказов структурных элементов МТПКК

Номер	Интенсивность от-каза $\lambda_m \cdot 10^6, \text{ч}^{-1}$	Номер	Интенсивность от-каза $\lambda_m \cdot 10^6, \text{ч}^{-1}$	Номер	Интенсивность от-каза $\lambda_m \cdot 10^6, \text{ч}^{-1}$
<i>Гидравлический привод механизмов движения канатной системы</i>					
<i>h1,1</i>	3,3	<i>h1,12</i>	0,1	<i>h2,4</i>	0,02
<i>h1,2</i>	1,45	<i>h1,13 ; h1,14</i>	0,2	<i>h2,5</i>	0,1
<i>h1,3 ; h1,4</i>	0,005	<i>h1,15</i>	0,06	<i>h2,6 ; h2,7</i>	0,1
<i>h1,5</i>	0,48	<i>h1,16</i>	0,157	<i>h2,8</i>	0,056
<i>h1,6</i>	2,24	<i>h1,17</i>	0,056	<i>h2,9</i>	30,0
<i>h1,7</i>	0,045	<i>h2,1</i>	1,33		
<i>h1,8 - h1,11</i>	1,12	<i>h2,2 ; h2,3</i>	3,2		
<i>Механический привод механизма движения несуще-тягового каната</i>					
<i>m1,1</i>	0,01	<i>m1,5</i>	0,011	<i>m1,9</i>	0,07
<i>m1,2</i>	1,5	<i>m1,6</i>	1,7	<i>m1,10</i>	0,3
<i>m1,3</i>	1,0	<i>m1,7</i>	0,06		
<i>m1,4</i>	1,5	<i>m1,8</i>	0,02		
<i>Информационно-управляющая система</i>					
<i>e1,1</i>	0,4	<i>e1,10</i>	1,4	<i>e2,7</i>	1,4
<i>e1,2</i>	0,02	<i>e1,11</i>	1,4	<i>e2,8 ; e2,9</i>	1,4
<i>e1,3</i>	0,01	<i>e1,12</i>	1,5	<i>e2,10 - e2,13</i>	0,5
<i>e1,4 - e1,7</i>	0,42	<i>e2,1 - e2,4</i>	1,41	<i>e2,14</i>	1,7
<i>e1,8 ; e1,9</i>	1,4	<i>e2,5 ; e2,6</i>	1,0	<i>e2,15</i>	0,52

Графики изменения во времени вероятности нахождения МКД, отдельных МТПКК и их подсистем в работоспособном состоянии аналогичны графику на рисунке 8.5. Как пример, указанные графики применительно к МТПКК и его гидравлической, механической и информационно-управляющей подсистемам представлены на рисунках 8.6 и 8.7 [44]. Наличие в составе ОТО МТПКК большого числа структурных элементов с критическими отказами, а также достаточно большие значения интенсивности отказов отдельных из них обуславливают более низкие показатели надежности для безотказной работы.



1 – вероятность безотказной работы; 2 – вероятность исправной работы
Рисунок 8.6 – Кинетические кривые показателей надежности МТПКК



a – вероятность безотказной работы; *б* – вероятность исправной работы
 1 – гидравлическая; 2 – механическая; 3 – информационно-управляющая
Рисунок 8.7 – Кинетические кривые показателей надежности подсистем МТПКК

Применительно к анализу отдельных подсистем такая тенденция не проявляется, так как для каждой из них характерно собственное соотношение структурных элементов, вызывающих критические и некритические отказы. Кинетические кривые имеют сложную геометрическую форму. На общую закономерность монотонного снижения вероятностей безотказной или исправной работы мобильного объекта с течением времени эксплуатации накладываются периодические скачкообразные изменения их величины в моменты проведения ремонтов.

Предложенный подход позволяет прогнозировать кинетику количественных показателей надежности отдельных МТПКК и МКД в целом и обеспечивать требуемый уровень надежности на основе упреждающей замены во время плановых ремонтов тех структурных элементов, которые достигли предельно допустимого значения вероятности критического отказа. Данный подход целесообразно использовать на стадии проектирования ОТО самоходных МТПКК с целью прогнозирования надежности и проведения риск-анализа эксплуатации однопролетных МКД, образованных с помощью указанных канатных установок.

8.2 Формирование эффективных стратегий технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов основного технологического оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Первостепенной инженерной задачей, которую необходимо решать при формировании эффективной стратегии ремонтов ОТО МТПКК и НТКС, является взаимная увязка как технического аспекта данной задачи, т.е. обеспечение приемлемо

высокого уровня надежности и технического риска, так и ее экономического аспекта – обеспечения приемлемо низкого уровня суммарной стоимости и числа ремонтов в течение всего заданного срока эксплуатации МТПКК.

Анализ математической модели (подраздел 8.1) позволяет сделать вывод, что исходными факторами, определяющими эффективность стратегии ремонтов МТПКК или МКБ, являются два фактора:

- число плановых ремонтов N_{rp} в течение заданного срока эксплуатации T_{op} ;
- предельно допустимая вероятность критического отказа $[P_{v,m}]$.

При рассмотрении этих факторов были введены следующие допущения:

- в течение срока эксплуатации T_{op} моменты времени проведения плановых ремонтов $\tau_{r,i}$ распределены равномерно с периодичностью $\Delta T_{op} = T_{op} / N_{rp}$;
- все критически опасные структурные элементы мобильного объекта имеют одинаковую предельно допустимую вероятность критического отказа $[P_{v,m}] = [P]$.

Так как показатели надежности мобильных объектов весьма переменны во времени (их кинетические кривые имеют пилообразную форму с резкими скачками в моменты проведения ремонтов), в качестве исследуемых параметров, характеризующих эффективность стратегии ремонтов, целесообразно использовать следующие технические параметры:

- минимальную вероятность безотказной работы в течение срока эксплуатации:

$$(P_0)_{\min} = \min_{0 \leq \tau \leq T_{op}} [P_0(\tau)]; \quad (8.16)$$

- среднее значение вероятности безотказной работы в течение срока эксплуатации:

$$(P_0)_{av} = T_{op}^{-1} \int_0^{T_{op}} P_0(\tau) d\tau, \quad (8.17)$$

где $\min_{\Delta B}(A)$ – операция поиска минимального значения параметра A в интервале ΔB .

Ни один из этих параметров не может вследствие своей ограниченной информативности единолично отразить техническую составляющую критерия эффективности стратегии ремонтов мобильного объекта. Так, параметр $(P_0)_{av}$ интегрально

характеризует средний уровень надежности объекта в течение заданного срока эксплуатации T_{op} без учета возможного снижения уровня надежности в область малых значений. Наоборот, параметр $(P_0)_{\min}$ локально характеризует наименьший возможный уровень надежности, достигаемый один или несколько раз в течение всего срока эксплуатации. Параметр S_P интегрально характеризует отклонение локального уровня надежности в произвольный момент времени от его среднего значения. Таким образом, при разработке эффективной стратегии ремонтов необходимо учитывать все эти параметры. Для эффективной стратегии параметры $(P_0)_{av}$ и $(P_0)_{\min}$ должны принимать максимальные возможные значения, а параметр S_P – минимальное возможное значение.

Для количественной оценки экономической составляющей критерия эффективности стратегии ремонтов целесообразно использовать параметры:

– суммарная стоимость ремонтов в течение срока эксплуатации

$$C_{rp} = \sum_{i=1}^{i=N_{rp}} c_{rp,i} ; \quad (8.18)$$

– относительная суммарная стоимость ремонтов в течение срока эксплуатации

$$\bar{C}_{rp} = C_{rp} / C_{1set} , \quad (8.19)$$

где C_{1set} – стоимость одного комплекта потенциально опасных структурных элементов мобильного объекта.

Оценку экономических факторов C_{rp} и \bar{C}_{rp} можно выполнять как в абсолютных, так и относительных (условных) единицах стоимости, однако при этом важно соблюсти правильное соотношение между стоимостями отдельных структурных элементов.

На рисунке 8.8 приведены графики изменения вероятности безотказной работы МТПКК $P_0(\tau)$ в течение срока эксплуатации $T_{op} = 40$ тыс. ч в зависимости от принятой предельно допустимой вероятности критического отказа $[P]$ и числа ремонтов N_{rp} . Они свидетельствуют о существенном и неоднородном влиянии исходных факторов на кинетику показателей надежности мобильных объектов.

Наблюдается тенденция повышения неоднородности графиков $P_0(\tau)$ и расширения диапазона значений, в пределах которого происходят колебания вероятности безотказной работы, при уменьшении N_{rp} и увеличении $[P]$. Однако при равных значениях $[P]$ наибольший диапазон колебаний $P_0(\tau)$ характерен для промежуточных значений N_{rp} : по данным рисунка 8.8 он максимален при $N_{rp} = 10$ и снижается для $N_{rp} = 5$ и $N_{rp} = 20$.

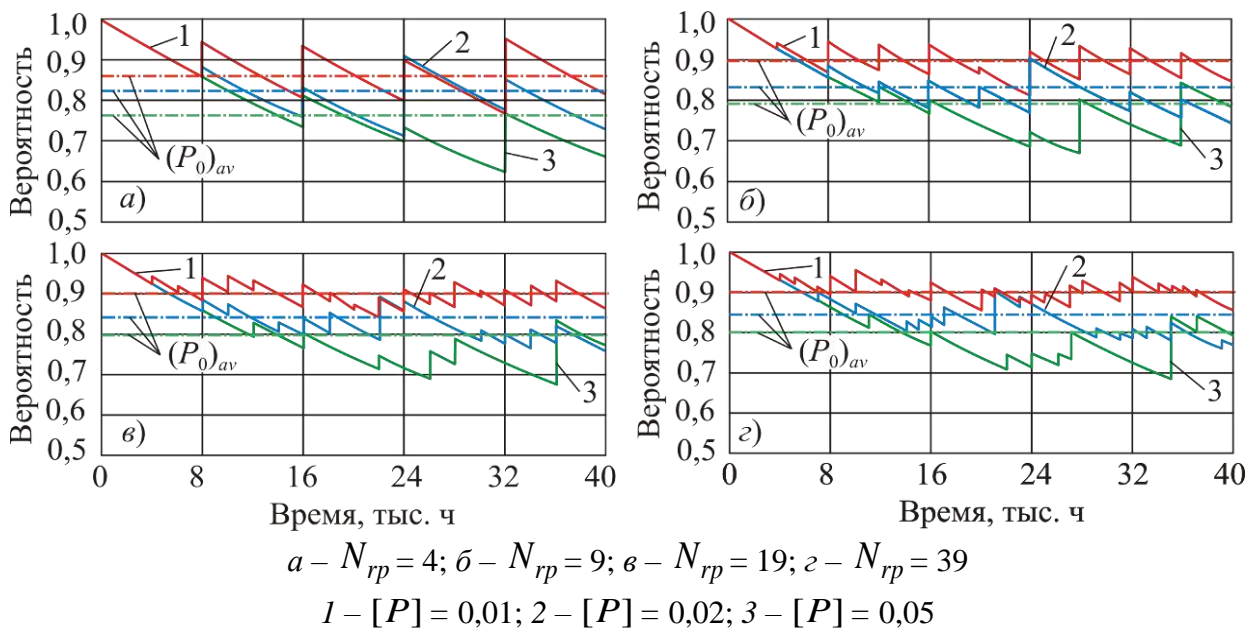
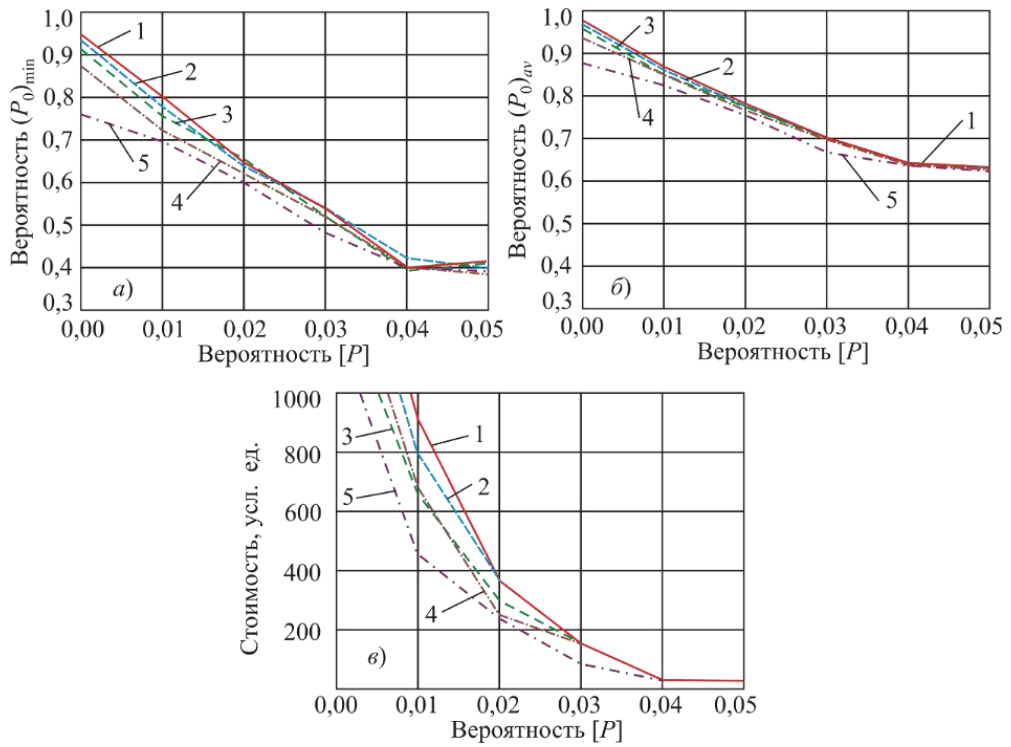


Рисунок 8.8 – Изменение вероятности безотказной работы МТПКК в течение заданного срока эксплуатации

Рисунки 8.9 и 8.10 показывают влияние предельно допустимой вероятности критического отказа $[P]$ и числа ремонтов N_{rp} на параметры различных стратегий ремонтов – $(P_0)_{\min}$, $(P_0)_{av}$ и C_{rp} .

Видна четкая тенденция снижения этих параметров с ростом значения $[P]$. Графики $(P_0)_{\min}$ и $(P_0)_{av}$ (рисунок 8.10, а, б) для $[P] = 0$ не имеют практического значения, так как предусматривают полную замену всех критически опасных структурных элементов при каждом плановом ремонте, что является чрезмерно затратным и нереальным. Однако они служат ориентиром того, какие максимальные значения минимальной $(P_0)_{\min}$ и средней $(P_0)_{av}$ вероятности безотказной работы теоретически можно получить при том или ином числе ремонтов.



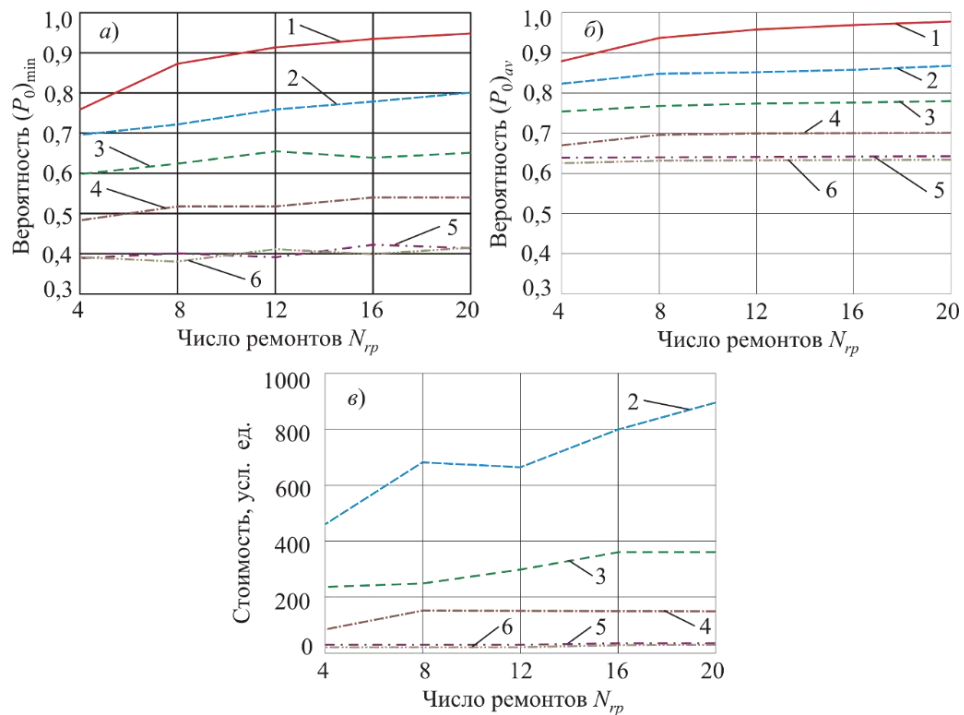
a – минимальная вероятность безотказной работы за весь срок эксплуатации;

б – средняя вероятность безотказной работы за весь срок эксплуатации;

в – суммарная стоимость ремонтов

1 – $N_{rp} = 19$; 2 – $N_{rp} = 15$; 3 – $N_{rp} = 11$; 4 – $N_{rp} = 7$; 5 – $N_{rp} = 3$

Рисунок 8.9 – Параметры различных стратегий ремонтов



a – минимальная вероятность безотказной работы за весь срок эксплуатации;

б – средняя вероятность безотказной работы за весь срок эксплуатации;

в – суммарная стоимость ремонтов

1 – $[P] = 0$; 2 – $[P] = 0,01$; 3 – $[P] = 0,02$; 4 – $[P] = 0,03$; 5 – $[P] = 0,04$;

6 – $[P] = 0,05$

Рисунок 8.10 – Параметры различных стратегий ремонтов

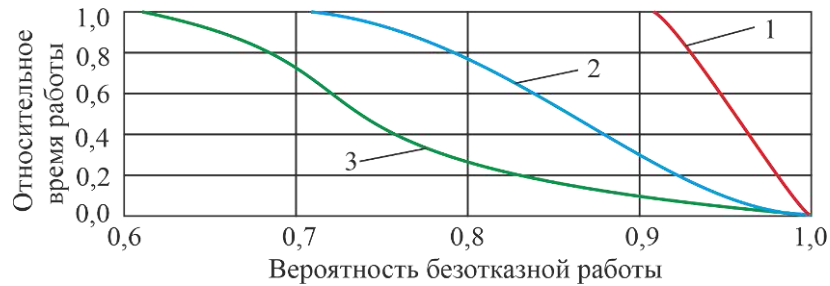
С увеличением числа ремонтов наблюдается некоторый рост величин $(P_0)_{\min}$ и $(P_0)_{av}$. Однако их постоянный рост характерен для малых значений $[P] \leq 0,01 \dots 0,02$. При больших значениях наблюдается практически равные значения $(P_0)_{\min}$ и $(P_0)_{av}$ при числе ремонтов $N_{rp} \geq 4 \dots 8$.

На рисунке 8.11 показаны графики $\bar{\tau} = \bar{\tau}(P_0)$, характеризующие относительную продолжительность времени эксплуатации МТПКК $\bar{\tau} = \Delta\tau(P_0) / T_{op}$ с вероятностью безотказной работы выше P_0 (в интервале $P_0 \dots 1,0$).

Точки P_0 , удовлетворяющие условию $\bar{\tau}(P_0) = 1$ (крайние левые точки графиков), соответствуют минимальной вероятности безотказной работы за весь срок эксплуатации. Очевидно, та стратегия восстановления работоспособности МКД, при которой она большую часть времени работает с повышенными значениями вероятности безотказной работы, является более благоприятной. Поэтому график 2 на рисунке 8.11, имеющий более выпуклую форму кривой $\bar{\tau} = \bar{\tau}(P_0)$, более благоприятен, чем график 3.

В качестве технико-экономического критерия эффективности стратегии ремонтов мобильного объекта принято условие получения минимально возможной суммарной C_{rp} или относительной суммарной \bar{C}_{rp} стоимости ремонтов за весь срок эксплуатации при обеспечении средней вероятности безотказной работы $[P_{av}]$, нормируемой в техническом задании на проектирование МТПКК. Задание требуемого значения $(P_0)_{av}$ более предпочтительно, чем нормирование минимальной вероятности безотказной работы $(P_0)_{\min}$, так как в первом случае обеспечивается приемлемый уровень надежности МТПКК или МКД в течение всего срока эксплуатации, а во втором случае – только для локального момента времени.

Формирование эффективной стратегии ремонтов на основе принятого критерия эффективности основано на нахождении наилучшего сочетания двух исходных факторов – числа плановых ремонтов N_{rp} и предельно допустимой вероятности критического отказа $[P]$. Этот процесс построен на переборе нескольких значений N_{rp} из интервала $N_{rp,\min} \leq N_{rp} \leq N_{rp,\max}$.



$$1 - (P_0)_{av} = 0,95; 2 - (P_0)_{av} = 0,85; 3 - (P_0)_{av} = 0,75$$

Рисунок 8.11 – Относительная продолжительность эксплуатации с произвольной вероятностью безотказной работы

Для каждого значения N_{rp} выполняются следующие расчетные действия.

1. Определение порогового (максимального) значения $[P]$, при котором соблюдается условие

$$(P_0)_{av} = [P_{av}]. \quad (8.20)$$

2. Построение кинетической кривой вероятности безотказной работы мобильного объекта в течение заданного срока эксплуатации, аналогичной кривым на рисунке 8.8, с помощью изложенного в подразделе 8.1 метода, и определение стоимости ремонтов C_{rp} или \bar{C}_{rp} по зависимостям (8.17) и (8.18).

3. Сравнение характеристик C_{rp} или \bar{C}_{rp} , соответствующих кинетическим кривым $P_0(\tau)$ для разных значений числа плановых ремонтов, и выбор той стратегии, которая имеет наименьшую величину C_{rp} или \bar{C}_{rp} . Такая стратегия ремонтов мобильного объекта является наиболее эффективной, а характеризующее ее сочетание исходных факторов N_{rp} и $[P]$ является наилучшим.

4. Уточняющий расчет наиболее эффективной стратегии ремонтов. Он необходим в связи с тем, что для определения порогового значения $[P]$ использовалась процедура приближенного представления функции $(P_0)_{av} = (P_0)_{av}([P])$.

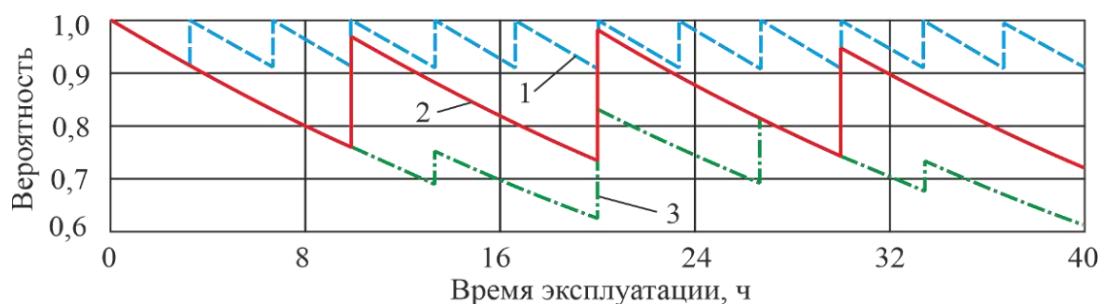
В основе уточняющего расчета лежит процедура построения с помощью метода (подраздел 8.1) кинетической кривой изменения вероятности безотказной работы $P_0(\tau)$ мобильного объекта в течение заданного срока эксплуатации при установленном наилучшем сочетании исходных факторов N_{rp} и $[P]$.

При этом выполняется определение моментов времени проведения плановых ремонтов $\tau_{rp,i}$ ($1 \leq i \leq N_{rp}$), минимальной $(P_0)_{\min}$ и фактической средней $(P_0)_{av}$ вероятности безотказной работы, суммарной C_{rp} и относительной суммарной \bar{C}_{rp} стоимости всех плановых ремонтов и стоимости отдельных ремонтов $c_{rp,i}$ ($1 \leq i \leq N_{rp}$), а также для каждого планового ремонта определяется перечень критически опасных структурных элементов, подлежащих восстановлению во время его проведения.

Разработанная методика формирования эффективной стратегии ремонтов реализована в зарегистрированной в Роспатенте России программе для ЭВМ [122].

Тестовая оценка особенностей ее использования для формирования эффективной стратегии ремонтов МКД и адекватность получаемых результатов были проведены применительно к конструкции МТПКК с гидравлическим частотно-дрессельным регулированием скорости перемещения груза (подраздел 7.2). Периодичность плановых ремонтов принята в размере 4000 ч при заданном сроке эксплуатации МТПКК 40000 ч. Расчеты проводились для трех уровней нормированной вероятности безотказной работы $[P_{av}]$: 0,95; 0,85 и 0,75. Значения интенсивности отказов λ_m структурных элементов приведены в таблице 8.2. Использованные для расчета данные приняты с учетом рекомендаций [26, 141, 203, 208, 212].

На рисунке 8.12 показаны кинетические кривые вероятности безотказной работы МТПКК в течение заданного срока эксплуатации при наиболее эффективных стратегиях ремонта в зависимости от нормированного значения $[P_{av}]$. В таблице 8.3 и на рисунке 8.13 приведены значения параметров, характеризующих эти стратегии.



$$1 - [P_{av}] = 0,95; 2 - [P_{av}] = 0,85; 3 - [P_{av}] = 0,75$$

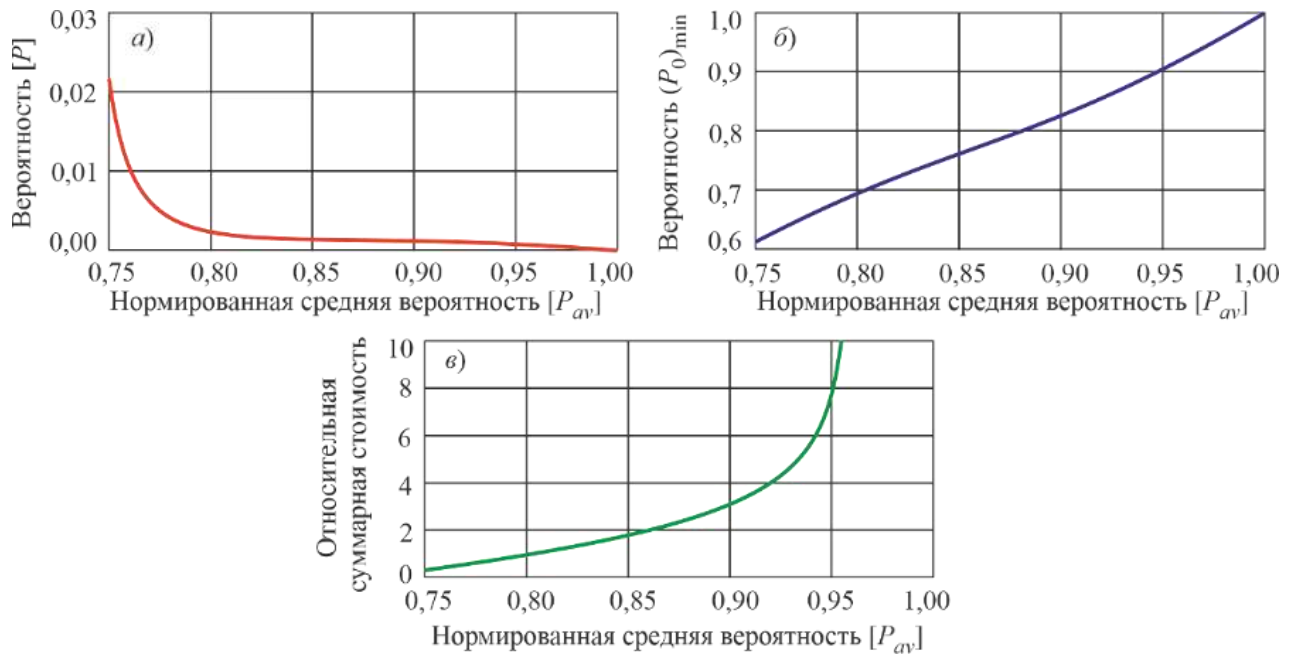
Рисунок 8.12 – Изменение вероятности безотказной работы МТПКК в течение заданного срока эксплуатации при наиболее эффективных стратегиях ремонта

Видно (рисунок 8.13, в), что до нормированного значения $[P_{av}] \sim 0,92$ имеет место линейный рост суммарной стоимости ремонтов, а затем он сменяется резко нелинейным ростом. Вследствие этого для рассматриваемой МКД при принятой интенсивности отказов и стоимости критически опасных структурных элементов достижение более высокого уровня надежности является экономически неприемлемой задачей. При использовании в составе МТПКК структурных элементов с другими интенсивностями отказов это значение вероятности $[P_{av}]$ может сдвигаться.

Таблица 8.3 – Расчетные параметры наиболее эффективных стратегий ремонтов МТПКК

Наименование параметра	Значение параметра при $[P_{av}]$				
	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75
Число плановых ремонтов N_{rp}	11	11	11	10	5
Предельно допустимая вероятность критического отказа $[P]$	0,0005	0,0005	0,0099	0,0155	0,0214
Фактическая средняя вероятность безотказной работы $(P_0)_{av}$	0,9524	0,9003	0,8517	0,8050	0,7547
Минимальная вероятность безотказной работы $(P_0)_{\min}$	0,9066	0,8204	0,7588	0,6998	0,6109
Относительная суммарная стоимость ремонтов \bar{C}_{rp}	7,62	3,14	1,72	1,08	0,53
Разброс относительной суммарной стоимости ремонтов \bar{C}_{rp}	7,62... 9,44	3,14... 3,86	1,72... 2,08	1,08... 1,08	0,53... 0,60

В таблице 8.4 приведены расчетные данные по структуре и объему каждого i -го планового ремонта для эффективной стратегий ремонтов МКД, соответствующих трем заданным значениям средней вероятности безотказной работы $[P_{av}] = 0,95; 0,90$ и $0,85$. Для каждого m -го ключевого элемента, критический отказ которого вызывает остановку МКД, показано, к каким моментам времени проведения плановых ремонтов $\tau_{rp,i}$ их вероятность нахождения в неработоспособном состоянии увеличивается до значения $(P_0)_m(\tau_{rp,i}) \geq 1 - [P_{av}]$.



a – предельно допустимая вероятность критического отказа $[P]$;

δ – минимальная вероятность безотказной работы $(P_0)_{\min}$;

ϵ – относительная суммарная стоимость ремонтов \bar{C}_{rp}

Рисунок 8.13 – Характеристики наиболее эффективных стратегий ремонта в зависимости от нормированной вероятности $[P_{av}]$

Во время этих ремонтов соответствующие конструктивные элементы должны быть восстановлены.

Это позволяет для каждого i -го планового ремонта определить структуру ремонта (т.е. составить перечень восстанавливаемых элементов), оценить объем и стоимость ремонта, а также сформировать заявку на потребность в запасных частях.

Таблица 8.4 – Объем плановых ремонтов для наиболее эффективной стратегии ремонтов МТПКК при различных нормированных значениях $[P_{av}]$

Элемент	Номер планового ремонта										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$H(h1,1)$	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/-
$ГМ(h1,2)$	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
$Ц1(h1,3)$	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
$Ц2(h1,4)$	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
$Б(h1,5)$	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/-/-	x/-/-
$КД(h1,6)$	x/x/-	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/-	x/x/x	x/x/-
$Ф(h1,7)$	-/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
$P1(h1,8)$	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x

Элемент	Номер планового ремонта										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P2(<i>h1,9</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x
P3(<i>h1,10</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x
P4(<i>h1,11</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x
ДР1(<i>h1,12</i>)	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-
ДР2(<i>h1,13</i>)	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-
ЗМ1(<i>h1,14</i>)	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/-/-
ЗМ2(<i>h1,15</i>)	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/-/-
<i>h1,16</i>	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-
<i>h1,17</i>	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-
<i>h1,18</i>	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-
КШ(<i>m1,1</i>)	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
НК(<i>m1,2</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/x
ГУ(<i>m1,3</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/-
С(<i>m1,4</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
РТ(<i>m1,5</i>)	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
Т(<i>m1,6</i>)	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x
М1-3(<i>m1,7</i>)	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-
П1(<i>m1,8</i>)	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
П2(<i>m1,9</i>)	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-
<i>m1,10</i>	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-
МП(<i>e1,1</i>)	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
ПУ(<i>e1,2</i>)	-/-/-	-/-/-	-/-/x	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
ПИ(<i>e1,3</i>)	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-	x/-/-	-/-/-	-/-/-	-/-/-
ЭМ1(<i>e1,4</i>)	x/-/-	x/-/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/-/-	x/-/-
ЭМ2(<i>e1,5</i>)	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/-/-	x/-/-
ЭМ3(<i>e1,6</i>)	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/-/-	x/-/-
ЭМ4(<i>e1,7</i>)	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/-	x/-/-	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/-/-	x/-/-
ДЧ1(<i>e1,8</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
ДЧ3(<i>e1,9</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
ДН1(<i>e1,10</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
ДН2(<i>e1,11</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
ДВ(<i>e1,12</i>)	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-	x/x/x	x/-/-	x/x/-	x/-/x	x/x/-	x/-/-
Число элементов, шт.	25/3/ 1	28/15/ 2	29/3/1 3	29/20/ 3	25/4/ 1	32/15/ 10	25/3/ 4	31/20/ 5	29/5/1 3	28/16/ 2	28/4/ 5
Относительная стоимость ремонта	0,667/ 0,086/ 0,064	0,699/ 0,453/ 0,022	0,689/ 0,086/ 0,394	0,711/ 0,495/ 0,115	0,667/ 0,209/ 0,007	0,721/ 0,446/ 0,301	0,667/ 0,086/ 0,108	0,744/ 0,495/ 0,147/	0,689/ 0,120/ 0,370	0,699/ 0,569/ 0,079	0,699/ 0,093/ 0,115

Примечание: 1. «x» – элемент подлежит ремонту, «-» – элемент не подлежит ремонту; 2. В обозначении «x/x/x» первый символ соответствует $[P_{av}] = 0,95$; второй – $[P_{av}] = 0,90$; третий – $[P_{av}] = 0,85$.

Совместный анализ структуры и объемов всех ремонтов, входящих в эффективную стратегию плановых ремонтов МКД, позволяет на уже этапе проектирования МТПКК планировать распределение во времени эксплуатации канатной дороги материальных и финансовых ресурсов для проведения необходимых РВМ.

8.3 Расчетная оценка и обеспечение общей устойчивости против опрокидывания мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов

Применительно к однопролетным МКД на базе колесных МТПКК общая устойчивость против опрокидывания БС определяется действием значительных эксплуатационных нагрузок на оголовки концевых опор со стороны НТКС, складывающихся из усилий натяжения НТК, весовых нагрузок от собственного веса НТК и веса транспортируемого груза с учетом веса ГЗУ, инерционных и ветровых нагрузок. Проведенный в подразделе 3.3 анализ показывает (рисунок 3.14), что при малых углах наклона трассы МКД эти нагрузки являются преимущественно горизонтально приложенными, а с ростом угла α_{sl} заметную роль начинает играть вертикальная составляющая при уменьшении роли горизонтальной составляющей эксплуатационных нагрузок.

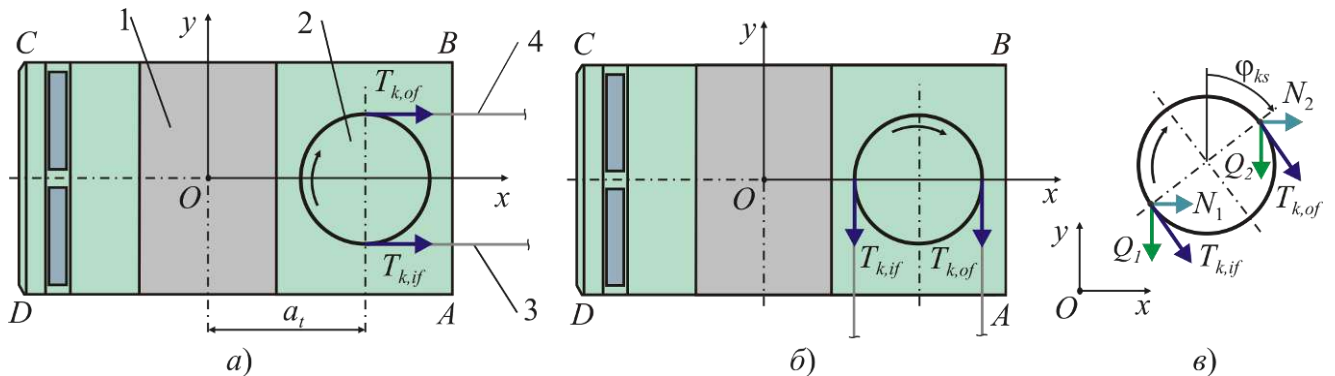
В общем случае следует различать два крайних положения, отличающихся положением ребра опрокидывания и распределением нагрузок на выносные опоры БС (рисунок 8.14):

- положение I (НТКС ориентирована вдоль продольной оси БС);
- положение II (НТКС ориентирована вдоль поперечной оси БС).

В условиях эксплуатации также возможно промежуточное положение НТКС относительно оси БС, которое определяется углом φ_{ks} (рисунок 8.14, в).

В штатной ситуации развертывания МКД на базе колесных МТПКК предусмотрено (подраздел 2.2), что расположение БС должно соответствовать положению I и поэтому на этапе проектирования обязательная оценка общей устойчивости против опрокидывания БС должна выполняться применительно к этому положению. Однако учитывая потенциальное возникновение необходимости в развертывании МКД с

нарушением штатной ситуации, также целесообразно проводить оценку и для других возможных положений БС относительно НТКС.



a – положение I; b – положение II; c – промежуточное положение
1 – БС; 2 – канатный шкив; 3 – набегающая ветвь НТК; 4 – сбегающая ветвь НТК

Рисунок 8.14 – Усилия со стороны НТКС на БС

Со стороны НТКС на БС через канатный шкив и концевую опору действуют усилия натяжения ветвей НТК $T_{k,if}$ и $T_{k,of}$, определяемые в результате тягового расчета МКД (подраздел 3.2). При произвольном положении НТКС указанные эксплуатационные нагрузки удобно раскладывать по осям системы координат, центр которой расположен в центре тяжести БС, на продольные (N_1, N_2) и поперечные (Q_1, Q_2) усилия (рисунок 8.14, в). Продольные усилия стремятся опрокинуть БС станцию относительно ребра опрокидывания AB , поперечные – относительно ребра опрокидывания AD .

Рассмотрим систему из приводной и не приводной БС (рисунок 8.15). Глобальная система координат Oxy совпадает с локальной системой координат $O_1x_1y_1$, связанной с центром тяжести приводной БС. Локальная система координат $O_2x_2y_2$, связанная с центром тяжести не приводной БС, повернута на угол φ_{12} .

В общем случае следует отличать усилия, действующие на приводную ($T_{k,if}$ и $T_{k,of}$) и на не приводную ($T_{k,1}, T_{k,2}$) БС, а также их компоненты по осям указанных систем координат – $Q_{11}, Q_{21}, Q_{12}, Q_{22}, N_{11}, N_{21}, N_{12}, N_{22}$ (рисунок 8.15).

На мобильные шасси БС действуют большие горизонтальные нагрузки (рисунок 8.16), поэтому требуется применение специальных опор, создающих гори

горизонтальные силы реакции R . Это могут быть гибкие оттяжки с помещенным в землю анкерным элементом (рисунок 8.16, а), винтовые анкеры (рисунок 8.16, б) или иные анкерные опоры.

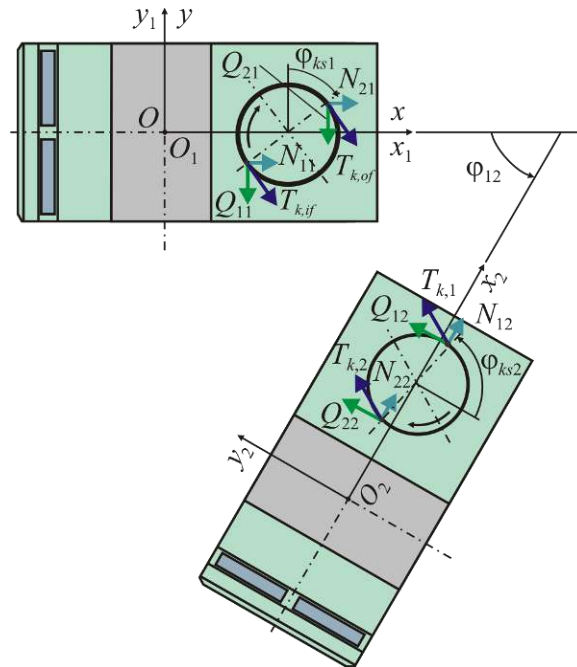
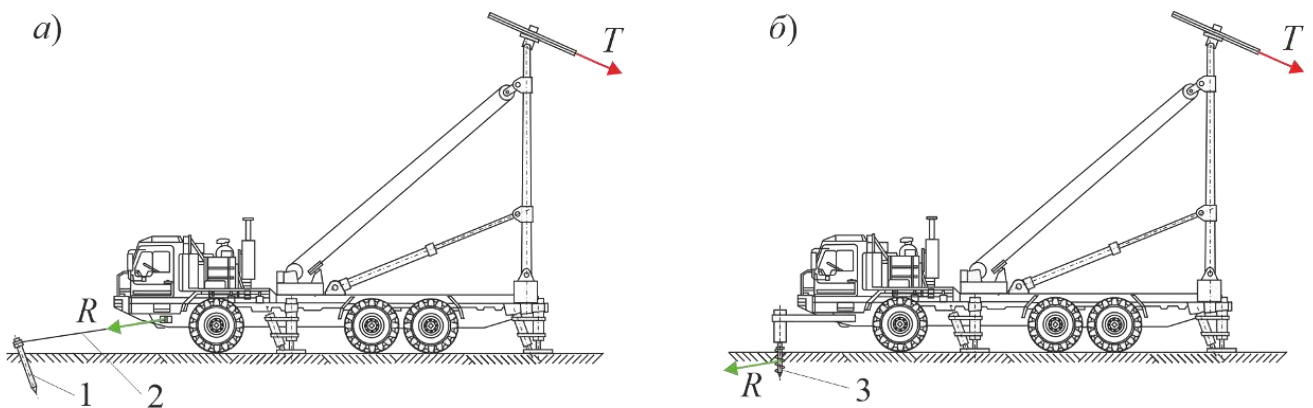


Рисунок 8.15 – Пространственное положение БС и действующих на них усилий

Тем не менее, должны быть предусмотрены традиционные аутригеры, воспринимающие вес МТПКК транспортной системы и вертикальные нагрузки от НТКС.



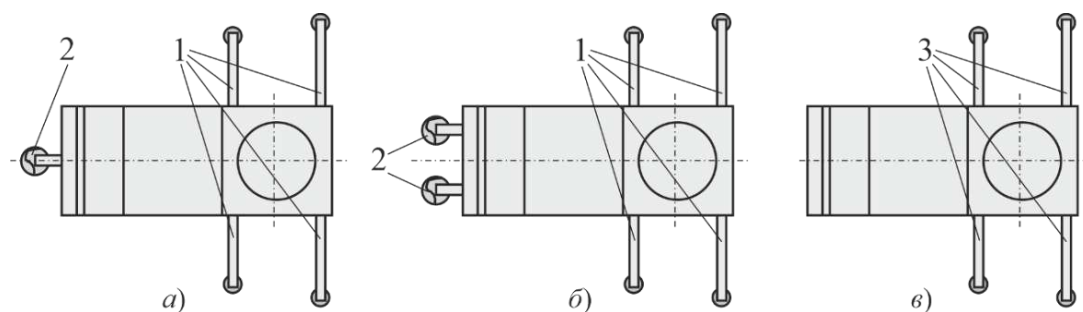
а – гибкие оттяжки; б – винтовые анкеры

1 – анкерный элемент; 2 – оттяжка; 3 – винтовой анкер

Рисунок 8.16 – Внешние анкеры для восприятия горизонтальных нагрузок

Так как в передней части колесного шасси располагается двигатель и кабина, а ОТО, включая концевую опору с канатным шкивом, располагаются за ними, то

при эксплуатации МКД действующие эксплуатационные нагрузки при установке приводной БС в положении I стремятся поднять передний мост БС, а при установке в положении II и в промежуточном положении – дополнительно опрокинуть на бок. Таким образом, наиболее целесообразно размещать винтовые анкеры или оттяжки в передней части мобильного шасси, так как это приводит к увеличению плеча их действия и, следовательно, к повышению эффективности анкеровки. Возможны различные варианты размещения аутригеров БС (рисунок 8.17). Существующие технические решения предлагают дополнить традиционные аутригеры, воспринимающие вертикальные нагрузки, аутригером с винтовым анкером (рисунок 8.17, а). Для повышения устойчивости БС в условиях произвольной ориентации НТКС возможно использование пары аутригеров с винтовым анкером (рисунок 8.17, б). Возможно отказаться от винтовых анкеров при условии установки на традиционные аутригеры анкерных элементов, конструкция которых приведена в [85] (рисунок 8.17, в). Таким образом, при проектировании устройств безопасности против опрокидывания БС важной задачей является рациональный выбор схемы размещения аутригеров и анкерных элементов.



а – со стандартными аутригерами и аутригером с винтовым анкером; *б* – с парой аутригеров с винтовым анкером и со стандартными аутригерами; *в* – с аутригерами с анкерровкой
 1 – стандартный аутригер; 2 – аутригер с винтовым анкером; 3 – аутригер с анкерровкой [85]

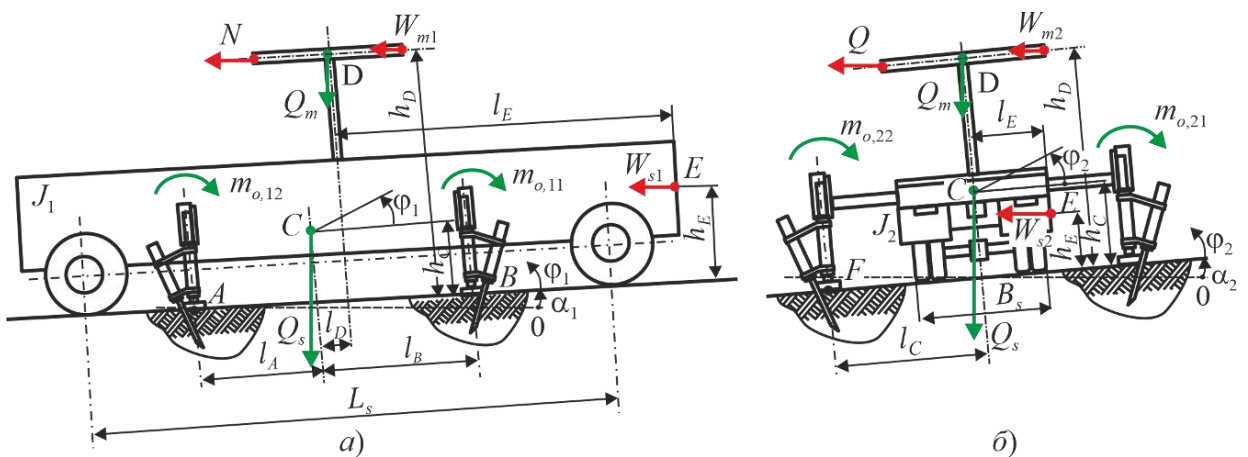
Рисунок 8.17 – Варианты размещения аутригеров

Расчетная схема для оценки общей продольной и поперечной устойчивости против опрокидывания БС с анкерными опорами показана на рисунке 8.18. Продольная устойчивость БС нарушается воздействием продольных усилий $N = N_1 + N_2$ (рисунок 8.18, а), поперечная устойчивость – поперечных усилий $Q = Q_1 + Q_2$ (рисунок 8.18, б). Расчетная схема для оценки поперечной устойчивости является модификацией известных схем [77, 85].

Условие общей продольной устойчивости мобильной машины, установленной на негоризонтальной поверхности с помощью аутригеров с дополнительными анкерными устройствами (рисунок 8.17, в), в общем случае имеет вид:

$$(k_{G1}N + W_{m1})[h_D \cos \alpha_1 + (l_A + l_D) \sin \alpha_1] + W_{s1}[h_E \cos \alpha_1 + (l_A + l_E) \sin \alpha_1] = \\ = Q_s(l_A \cos \alpha_1 - h_C \sin \alpha_1) + Q_m[(l_A + l_D) \cos \alpha_1 - h_D \sin \alpha_1] + \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,li}, \quad (8.21)$$

где k_{G1} – коэффициент перегрузки, учитывающий влияние случайных и инерционных нагрузок; Q_m – вес металлоконструкции канатного шкива и приведенный вес НТКС; Q_s – вес базового шасси; W_{m1} , W_{s1} – ветровая нагрузка на НТКС и БС в продольном направлении; l_A , l_B – расстояния до центров опирания аутригеров; l_D – горизонтальная координата оси шкива; l_E – горизонтальное расстояние до точки E ; h_C , h_D , h_E – высотные координаты характерных точек МТПКК; L_s – база шасси; α_1 – угол отклонения опорной поверхности грунта от горизонтальной плоскости в продольном направлении; n_o – число используемых аутригеров с анкерровкой; $m_{o,11}$, $m_{o,12}$ – удерживающие моменты аутригеров с анкерровкой, расположенных у противоположного ребра опорного контура БС и вдоль ребра опрокидывания.



a – продольная устойчивость; *б* – поперечная устойчивость
Рисунок 8.18 – Расчетная схема для оценки устойчивости БС

Условие общей поперечной устойчивости против опрокидывания БС с аутригерами и дополнительными анкерными устройствами (рисунок 8.18, б), установленной на негоризонтальной поверхности, в общем случае имеет вид:

$$\begin{aligned}
& (k_{G2}Q + W_{m2})[h_D \cos \alpha_2 + l_C \sin \alpha_2] + W_{s2}[h_E \cos \alpha_2 + (l_C + B_s / 2) \sin \alpha_2] = \\
& = Q_s(l_C \cos \alpha_2 - h_C \sin \alpha_2) + Q_m[l_C \cos \alpha_2 - h_D \sin \alpha_2] + \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,2i}, \quad (8.22)
\end{aligned}$$

где k_{G2} – коэффициент перегрузки; B_s – колея базового шасси; l_C – полуширина опорного контура; W_{m2} , W_{s2} – ветровая нагрузка на НТКС и БС в поперечном направлении; α_2 – угол отклонения опорной поверхности грунта от горизонтальной плоскости в поперечном направлении; $m_{o,21}$, $m_{o,22}$ – удерживающие моменты аутригеров с анкерровкой, расположенных у противоположного ребра опорного контура БС и вдоль ребра опрокидывания.

При установке на БС аутригеров с винтовыми анкерами (рисунок 8.17, а) используется расчетная схема на рисунке 8.19, а уравнение (8.21) принимает следующий вид:

$$\begin{aligned}
& (k_{G1}N + W_{m1})[h_D \cos \alpha_1 + (l_V + l_D) \sin \alpha_1] + W_{s1}[h_E \cos \alpha_1 + (l_V + l_E) \sin \alpha_1] = \\
& = Q_s(l_V \cos \alpha_1 - h_C \sin \alpha_1) + Q_m[(l_V + l_D) \cos \alpha_1 - h_D \sin \alpha_1] + \sum_{i=1}^{i=n_o} m_{o,1i}, \quad (8.23)
\end{aligned}$$

где l_V – горизонтальная координата винтового анкера (анкеров).

При моделировании динамического поведения БС угол наклона меняется во времени t , поэтому в выражении (8.21) вместо угла α_1 необходимо подставить переменный угол $\phi_1 = \alpha_1 + \varphi_1(t)$, а в выражении (8.22) вместо угла α_2 – переменный угол $\phi_2 = \alpha_2 + \varphi_2(t)$.

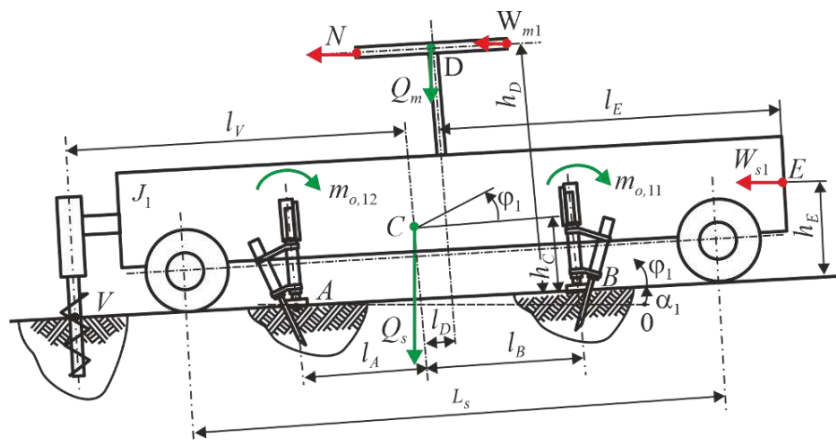


Рисунок 8.19 – Расчетная схема для оценки продольной устойчивости БС с аутригерами и винтовыми анкерами

Динамика потери устойчивости моделируется с помощью подходов, изложенных в работе [77]. Уравнения (8.21) и (8.22) записываются для продольного и поперечного направления. При этом следует отличать моменты инерции в продольном J_1 и поперечном J_2 направлениях.

Для оценки эффективности использования различных вариантов размещения аутригеров были выполнены расчеты продольной и поперечной устойчивости БС однопролетной МКД, созданной на базе трехосного колесного шасси (рисунок 4.1). Были рассмотрены следующие варианты:

Вариант I – наличие одной опоры с винтовым анкером и обычных аутригеров без анкеровки (рисунок 8.17, а). Вариант отличается тем, что винтовой анкер плохо противостоит потере устойчивости в поперечном направлении.

Вариант II – наличие двух опор с винтовыми анкерами и обычных аутригеров без анкеровки (рисунок 8.17, б). Вариант отличается тем, что пара винтовых анкеров активно препятствует потере устойчивости в поперечном направлении.

Вариант III – наличие аутригеров с анкеровкой (рисунок 8.17, в) [85].

Удерживающие моменты вычислены согласно методике [210]: $m_{o,11}=2,5$ кН·м, $m_{o,12}=1,48$ кН·м, $m_{o,21}=4,1$ кН·м, $m_{o,22}=2,03$ кН·м. Удерживающий момент винтового анкера вычислен согласно методике [93]: $m_V = 0,75$ кН·м. Значения моментов могут отличаться в зависимости от типа грунта, угла внедрения анкерного элемента в опорную поверхность и других условий [77]. Однако для выполнения сравнительного анализа ряда вариантов это не существенно. Были приняты следующие параметры расчетной схемы: $N = 30$ кН; $Q = 30$ кН; $Q_m = 45$ кН; $Q_s = 152,5$ кН; $W_{s1} = W_{s2} = 0,5$ кН; $W_{m1} = W_{m2} = 0,5$ кН; $\alpha_1 = \alpha_2 = 1^\circ$; $l_A = 1,1$ м; $l_B = 2,7$ м; $l_C = 2,4$ м; $l_D = 3,595$ м; $l_E = 6,12$ м; $l_V = 5,75$ м; $h_C = 1,1$ м; $h_D = 4,5$ м; $h_E = 0,5$ м; $L_s = 6,57$ м; $B_s = 2,22$ м, $k_{G1} = k_{G2} = 1,2$.

Полученные расчетные значения коэффициентов запаса общей устойчивости против опрокидывания БС приведены в таблице 8.5). Коэффициенты запаса рассчитывались как отношение правой и левой частей выражений (8.21) – (8.23).

Таблица 8.5 – Расчетные значения коэффициентов запаса устойчивости базовой станции

Вариант	Коэффициент запаса общей устойчивости	
	продольной	поперечной
I	7,57	2,82
II	7,58	2,83
III	2,27	2,89

Анализ полученных результатов показывает, что использование опор с винтовыми анкерными элементами, расположенными в передней части БС (варианты I, II) обеспечивает большой запас продольной устойчивости (до 7,58). Вариант III не предполагает использование винтовых анкеров. Анкерные опоры конструкции [15] обеспечивают меньший, но удовлетворительный запас устойчивости, поэтому этот вариант также может применяться. Запас поперечной устойчивости примерно одинаков для всех вариантов, так как в большей степени определяется вылетом аутригеров. Однако с конструктивной точки зрения использование опор с винтовыми анкерами проще, чем использование четырех опор с анкерными элементами типа [15]. Следует также отметить, что значительного увеличения поперечной устойчивости при использовании двух опор с винтовыми анкерами не происходит (рост составляет 2 %). Таким образом, вариант I оказывается наиболее эффективным для использования в конструкции БС с целью обеспечения общей устойчивости против опрокидывания. Он предусматривает использование одной опоры с винтовым анкером и четырех обычных аутригеров без анкерки (рисунок 8.17, а).

8.4 Анализ аварийных ситуаций при эксплуатации несуще-тяговой канатной системы с помощью цифрового двойника

Одной из наиболее серьезных аварийных ситуаций, потенциально возможных при эксплуатации однопролетных МКД, является нарушение работоспособности НТКС. Для отслеживания возникновения условий, являющихся предпосылками к наступлению указанных аварийных ситуаций, и своевременного их предотвращения целесообразно использовать диагностику на основе цифрового двойника МТПКК [172].

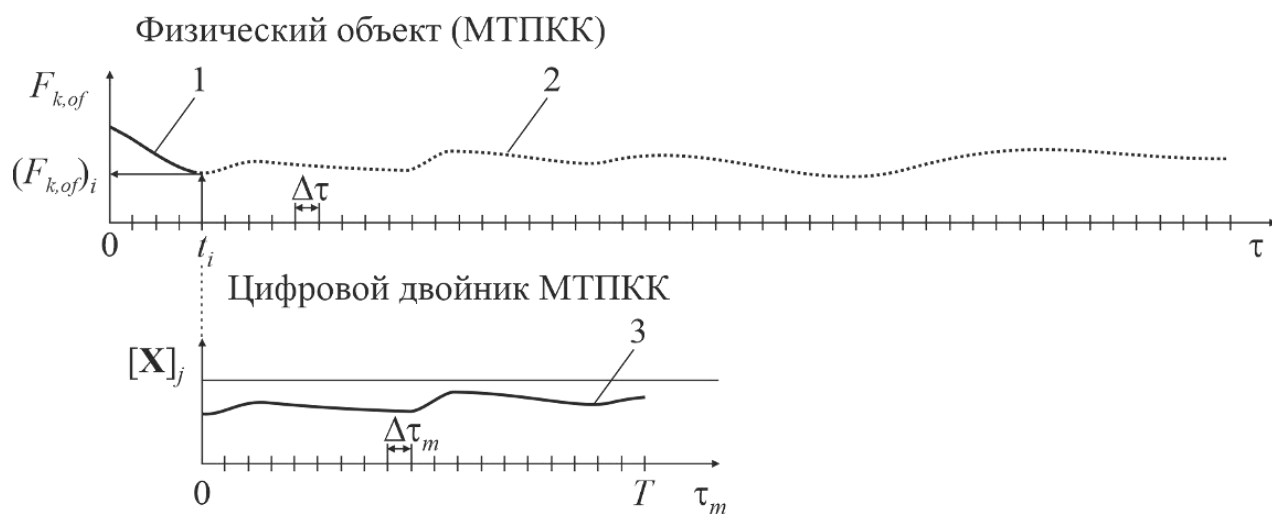
Пусть $\{\mathbf{a}\}$ – вектор параметров реального МТПКК, получаемых с помощью средств объективного контроля, т.е. датчиков, подключенных к измерительным подсистемам системы управления МТПКК $\mathcal{E}_{уп}$ (подраздел 8.1, таблица 8.1). Эти параметры описывают текущее состояние МТПКК, включая состояние НТКС в частности, и характер протекающих рабочих процессов в текущий момент времени τ_i . Значения параметров $\{\mathbf{a}\}$ определяются дискретно через равные промежутки времени $\Delta\tau$. Параметрам, получаемым от датчиков МТПКК, соответствуют параметры $\{\mathbf{x}\}$, вычисляемые с помощью математической модели. Результаты моделирования рабочих процессов записываются в матрицу $[\mathbf{X}]$, которая содержит информацию об изменении моделируемых параметров во времени. Моделирование параметров выполняется различными пошаговыми численными методами, при этом величина шага вычисления по модельному времени τ_m равна $\Delta\tau_m$.

В качестве математической модели, на которой базируется алгоритмическое обеспечение цифрового двойника МТПКК, целесообразно использовать комплексную математическую модель однопролетной МКД маятникового типа на базе колесных МТПКК (подраздел 2.3).

Параметры $\{\mathbf{a}\}$ в каждый текущий момент времени τ_i передаются на вход математической модели, с помощью которой выполняется моделирование рабочих процессов МТПКК на заданный период времени T . Также при расчете используется информация о конструкции и основных технических характеристиках НТКС. В результате расчета в режиме реального времени определяются значения матрицы $[\mathbf{X}]$, по результатам анализа которых происходит оценка (прогноз) возможности наступления аварийной ситуации для НТКС. Если по результатам моделирования прогнозируется наступление аварийной ситуации, то работа МТПКК подлежит незамедлительной остановке или принимаются иные меры по предотвращению аварии. Взаимосвязь МТПКК и его цифрового двойника иллюстрирует рисунок 8.20. Один из параметров вектора $\{\mathbf{a}\}$, например, минимальная сила натяжения

НТК, соответствующая натяжению НТК в точке его сбега с приводного канатного шкива $T_{k,of}$, определяется с помощью силоизмерительного датчика с периодичностью $\Delta\tau$.

В текущий момент времени сила натяжения имеет значение $(T_{k,of})_i$. Аналогичным образом определяются и другие компоненты a_i вектора $\{\mathbf{a}\}$, которые передаются для анализа с помощью цифрового двойника.



1 – фактическое изменение параметра до момента τ_i ; 2 – фактическое изменение параметра реального объекта в будущем; 3 – результат моделирования изменения параметра в будущем с помощью цифрового двойника

Рисунок 8.20 – Реализации изменения параметра рабочего процесса, полученные с помощью средств объективного контроля за реальным объектом и с помощью цифрового двойника

Минимальной силе натяжения НТК соответствует j -я строка матрицы $[\mathbf{X}]$. Если по результатам моделирования рабочих процессов МТПКК не выявлена возможность аварийной ситуации, то работа МТПКК не прекращается. На следующей итерации в момент времени $\tau_i + \Delta\tau$ определяются новые значения вектора $\{\mathbf{a}\}$, после чего выполняется следующий сеанс моделирования. В случае негативного прогноза, например, если расчетная минимальная сила натяжения НТК окажется меньше своего порогового значения, работа МТПКК прекращается до выяснения причин и устранения угрозы аварийной ситуации.

Для повышения точности прогноза необходимо использовать адекватные математические модели. Критерием точности может служить отклонение результата

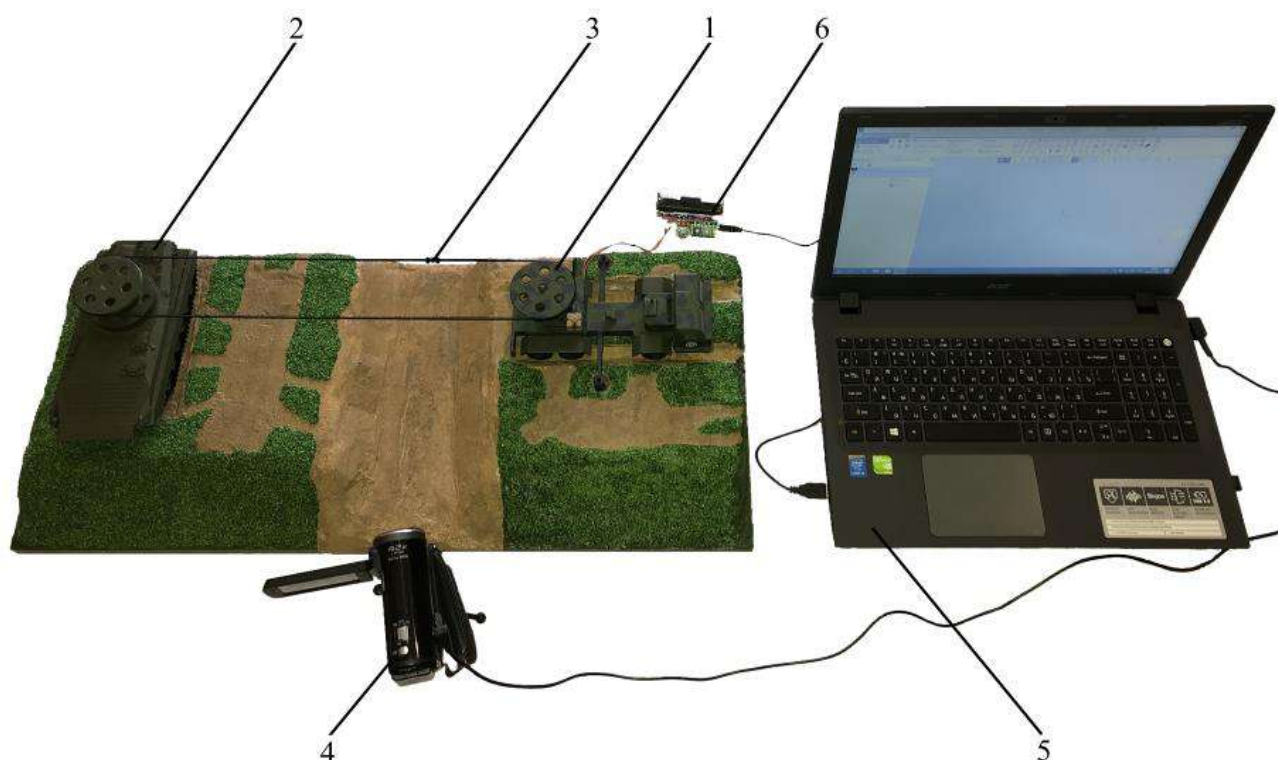
моделирования (участок 3 на рисунке 8.20) от реального поведения объекта (участок 2 на рисунке 8.20). В идеальном случае экстраполяционный прогноз по изменению параметров должен совпадать с фактически наблюдаемым изменением параметров в последующие моменты времени эксплуатации МКД.

Рассмотренный подход позволяет спрогнозировать и предотвратить наступление следующих аварийных ситуаций, возможных при работе НТКС:

- обрыв НТК из-за превышения максимальным натяжением НТК (натяжением в точке набегания НТК на приводной канатный шкив $T_{k,if}$) агрегатной прочности (разрывного усилия) НТК R_k ;
- опасность задевания транспортируемым грузом посторонних объектов на поверхности грунта из-за недопустимо большого провисания НТК в пролете МКД при снижении минимального натяжения НТК (натяжения в точке сбегания НТК с приводного канатного шкива $T_{k,of}$) ниже порогового значения;
- сход НТК с канатного шкива приводной или натяжной БС;
- опрокидывание БС из-за потери общей устойчивости;
- остановка работы привода механизма перемещения НТК с возникновением явления самораскачивания транспортируемого груза;
- буксование НТК из-за недостаточной величины тягового фактора;
- разрушение конструктивных элементов ГЗУ, приводящих к отцеплению транспортируемого груза или его скатыванию по НТК;
- соударение транспортируемого груза с несущими элементами МТПКК;
- значительное поперечное раскачивание транспортируемого груза при воздействии ветра недопустимой интенсивности

Для экспериментальной отработки разработанной методики создания цифрового двойника для отслеживания возникновения указанных аварийных ситуаций, и своевременного их предотвращения была изготовлена масштабная модель МТПКК [103], данные о работе которой передавались на вход цифрового двойника. Модель МТПКК, изготовленная с помощью сертифицированного оборудования на базе Инжинирингового научно-образовательного центра цифровых технологий Индустрии

4.0 ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И. Г. Петровского», показана на рисунке 8.21.



1 – приводная БС; 2 – натяжная БС; 3 – груз на подвесе; 4 – видеокамера;
5 – ноутбук для обработки сигналов и моделирования; 6 – система управления моделью на базе микроконтроллера

Рисунок 8.21 – Масштабная модель МТПКК

В качестве контролируемого параметра выбрана координата точки подвеса модельного груза z . Центр координат расположен на оси вращения приводного шкива, а ось координат соединяет центры шкивов модели. Текущее значение координаты определялось с помощью программного обеспечения Kinovea, позволяющего анализировать данные видеосъемки.

Прогнозируемая координата точки подвеса модельного груза вычислялась с помощью расчетной схемы, представленной на рисунке 8.22. На стадии разгона модельного груза, когда фактическая модельная скорость каната $v_{k,m}$ меньше модельной установившейся скорости $v_{k,st,m}$, уравнения движения элементов модели выглядят следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{p,m} \ddot{\varphi}_1 + c_{k1,m} \left(\varphi_1 - \frac{2x}{D_{p,m} \cos \alpha_1} + 2(\delta(x) - y) \frac{\sin \alpha_1}{D_{p,m}} \right) \cos \alpha_1 = M_D(\dot{\varphi}_1); \\ J_{p,m} \ddot{\varphi}_2 - c_{k2,m} \left(\varphi_2 - \frac{2x}{D_{p,m} \cos \alpha_2} + 2(\delta(x) - y) \frac{\sin \alpha_2}{D_{p,m}} \right) \cos \alpha_2 = -M_S(\dot{\varphi}_2); \\ (G_{c,m} / g)_c \ddot{x} - c_{k1,m} \left(0,5D_{p,m} \varphi_1 - \frac{x}{\cos \alpha_1} + (\delta(x) - y) \sin \alpha_1 \right) \cos \alpha_1 - \\ - c_{k2,m} \left(0,5D_{p,m} \varphi_2 - \frac{x}{\cos \alpha_2} + (\delta(x) - y) \sin \alpha_2 \right) \cos \alpha_2 = 0; \\ (G_{c,m} / g) \ddot{y} + c_{k1,m} \left(0,5D_{p,m} \varphi_1 - \frac{x}{\cos \alpha_1} + (\delta(x) - y) \sin \alpha_1 \right) \sin \alpha_1 - \\ - c_{k2,m} \left(0,5D_{p,m} \varphi_2 - \frac{x}{\cos \alpha_2} + (\delta(x) - y) \sin \alpha_2 \right) \sin \alpha_2 = -G_{c,m}; \end{array} \right. \quad (8.24)$$

где φ_1, φ_2 – углы поворота приводного и натяжного канатных шкивов модели; $J_{p,m}$ – момент инерции канатного шкива модели; $G_{c,m}$ – вес модельного груза; $c_{k1,m}, c_{k2,m}$ – жесткости левой и правой частей ветви каната модели; $D_{p,m}$ – диаметр канатного шкива модели; α_1 и α_2 – углы наклона ветвей каната модели; $L_{rp,m}$ – расстояние между осями канатных шкивов модели.

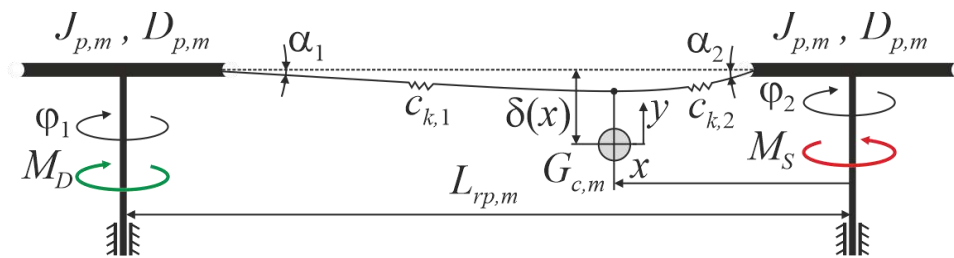


Рисунок 8.22 – Расчетная схема для исследования рабочих процессов модели

Углы наклона ветвей каната модели составляют:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_1(x) = a \sin[\delta(x) / x] \text{ при } x \neq 0, & \alpha_1 &= 0 \text{ при } x = 0; \\ \alpha_2 &= \alpha_2(x) = a \sin[\delta(x) / (L_{rp} - x)] \text{ при } x \neq 0, & \alpha_2 &= 0 \text{ при } x = L_{rp}, \end{aligned} \quad (8.25)$$

где стрела прогиба каната в зависимости от положения груза в пролете между осями канатных шкивов модели

$$\delta(x) = 0,003 \sin(\pi x / L_{rp,m}). \quad (8.26)$$

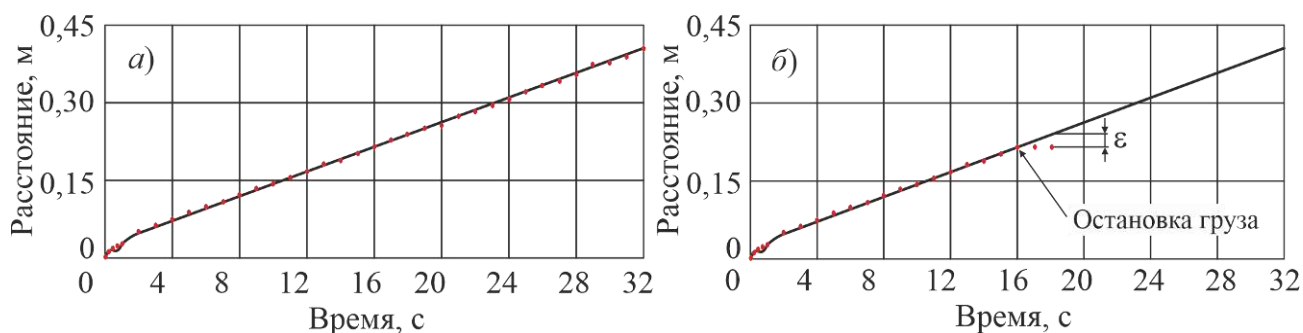
Расчетные параметры модели: $J_{p,m} = 0,059$ кг·м; $G_{c,m} = 0,25$ кг; $D_{p,m} = 0,06$ м; $c_{k,m} = 3333$ Па; $L_{rp,m} = 0,395$ м; $M_D = 34,3 \cdot 10^{-3}$ Н·м; $M_S = 0,15 \cdot 10^{-3}$ Н·м.

На стадии установившегося движения используется закон движения:

$$x = x_0 + v_{k,st} \tau, \quad (8.27)$$

где x_0 – координата положения груза, соответствующая окончанию стадии разгона НТК (началу установившегося движения НТК).

На рисунке 8.23 показана реальная траектория движения точки подвеса модельного груза и результаты ее определения с помощью цифрового двойника. В случае принудительной остановки канатной системы путем удержания модельного груза происходило отклонение реального положения груза от прогнозируемого с использованием цифрового двойника. Этот факт фиксировался системой управления натурной модели (определялось отклонение ε), что позволяло выявить аварийную ситуацию типа «буксование НТК».



а – штатное движение; б – случай принудительной остановки каната

— — результат моделирования; ■ — экспериментальные значения

Рисунок 8.23 – Результаты моделирования с использованием цифрового двойника

Применение рассмотренного подхода к созданию цифрового двойника МТПКК позволило на примере масштабной модели МКД выявлять в реальном режиме времени отклонения от нормальной работы натурной МКД с целью предотвращения нештатных и аварийных ситуаций без использования дорогостоящих экспертных систем диагностики и мониторинга.

8.5 Выводы по разделу 8

1. Разработанные математическая модель и метод прогнозирования кинетики количественных показателей надежности ОТО при эксплуатации МКД целесообразно использовать на стадии проектирования МТПКК с целью проведения риск-анализа эксплуатации однопролетных МКД маятникового типа, образованных с помощью указанных канатных установок. Это позволяет решать ряд важных технико-экономических задач, связанных с дальнейшей эксплуатацией спроектированных МТПКК и МКД:

- оценить максимальное снижение вероятности безотказной работы в течение нормативного срока службы МТПКК при заданном графике проведения их плановых ремонтов;

- оценить влияние периодичности плановых ремонтов на снижение показателей надежности МТПКК и его отдельных подсистем с целью обеспечения требуемого уровня вероятности безотказной работы;

- оценить эффективность операций по периодической замене или восстановлению структурных элементов МКД в целом и отдельных МТПКК;

- определить для каждого планового ремонта объем необходимых РВМ и перечень подлежащих восстановлению структурных элементов МТПКК, приводящих к критическим отказам ОТО;

- получить исходные данные для расчета и оптимизации технического риска эксплуатации МКД и МТПКК.

2. Формирование уже на этапе проектирования эффективной стратегии ремонтов МТКПП и МКД в целом является перспективным направлением совершенствования их эксплуатационных показателей. При этом решается двуединая технико-экономическая задача: обеспечение приемлемо высокого уровня надежности и технического риска при одновременном обеспечении минимально возможной суммарной стоимости и числа ремонтов в течение всего заданного срока эксплуатации МТПКК.

3. Разработанный метод формирования эффективных стратегий плано-предупредительных ремонтов МТПКК и НТКС позволяет поддерживать исходно заданный при проектировании уровень их надежности на основе упреждающей замены во время планового ремонта в стационарных условиях тех ключевых структурных элементов, у которых вероятность потери работоспособного состояния достигает к моменту такого ремонта определенного, заданного на этапе проектирования предельно допустимого значения вероятности критического отказа. Практическая ценность метода заключается в том, что он позволяет для каждого планового ремонта определить структуру ремонта, включая перечень подлежащих восстановлению элементов, объем и стоимость ремонта, перечень и объем потребных запасных частей. Совместный анализ структуры и объемов всех ремонтов позволяет на этапе проектирования МТПКК планировать распределение во времени работы МКД материальных и финансовых ресурсов для проведения необходимых РВМ.

4. Общая устойчивость против опрокидывания (включая продольную и поперечную) БС при работе однопролетных МКД на базе колесных МТПКК в значительной степени определяется действием горизонтальной составляющей эксплуатационных нагрузок со стороны НТКС, хотя при повышенных углах наклона трассы МКД существенную роль играет также и вертикальная составляющая эксплуатационных нагрузок. Как следствие, базовые шасси МТПКК должны дополнительно иметь кроме аутригеров также и анкерные опоры, предназначенные для уравнивания горизонтальных нагрузок. В общем случае наиболее эффективной конструктивной схемой является использование одной опоры с винтовым анкером и четырех аутригеров традиционной конструкции без анкеровки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам диссертационного исследования получены следующие итоги, рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы.

1. Сформирована концепция самоходных колесных МТПКК как интегрированной подсистемы однопролетных одноканатных МКД маятникового типа, функционирование которой происходит в комплексном взаимодействии с другими значащими подсистемами шестикомпонентной системы «НТКС – ОТО МТПКК – базовое шасси – система управления – опорное основание – окружающая среда», характеризующимся наличием развитой совокупности обратных связей между подсистемами.

2. Разработан с единых методологических позиций комплекс взаимоувязанных математических моделей подсистем комплексной математической модели МКД: модель НТКС (модель пространственной конфигурации ветвей НТК, тяговый расчет НТКС и модель построения диаграммы натяжения НТК, модель оценки функциональных возможностей МКД, модели влияния основных параметров МКД и МТПКК на ГПХ МКД, модель массовой производительности МКД, модель оценки оптимальных параметров грузовых КД с различной проектной производительностью, модель быстроразъемного соединения концов НТК); модель ОТО (модели силового расчета ОТО при установке концевой опоры в рабочее положение, модели силового расчета ОТО при эксплуатации МТПКК, модели гидродинамических процессов в гидросистемах с частотно-дрессельным регулированием МТПКК, модели прогнозирования кинетики показателей надежности ОТО при эксплуатации МТПКК, модели формирование оптимальных стратегий технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов ОТО); модель базового шасси (модели предварительной компоновки ОТО с учетом габаритных ограничений транспортного положения, модели компоновки ОТО на базовом шасси, модели динамических процессов в несущих конструкциях и механических передачах базовых

шасси, модели нагруженности и напряженно-деформированного состояния несущих конструкций базовых шасси, имитационная модель режимов движения базового шасси, модели прогнозирования общей и поперечной статической устойчивости МТПКК против опрокидывания); модель опорного основания (модель оценки деформирования грунта при эксплуатации МКД); модель окружающей среды (модель ветрового воздействия на транспортируемый груз, модель аэродинамического сопротивления движению МТПКК).

3. Выполнен анализ функциональных возможностей однопролетных одноканатных МКД маятникового типа на базе самоходных колесных МТПКК определяются ГПХ, выраженными в трехмерном пространстве параметров «пролет МКД-угол наклона МКД-вес груза». Грузо-пространственные характеристики представлены набором двумерных сечений пространства параметров «пролет МКД-угол наклона МКД» для нескольких дискретных значений веса транспортируемого груза. Установлены следующие предельные значения ГПХ для рассматриваемого типа МКД в диапазоне углов наклона линии НТК до 60° : при длине концевой опоры 10 м диапазон допустимых пролетов составляет 170...700 м при транспортировании груза весом 10 кН и 100...180 м при транспортировании груза весом 40 кН; при длине концевой опоры 16 м соответственно 230...760 м и 130...200 м. Обеспечение предельных функциональных возможностей МКД для заданной длины концевой опоры достигается при максимально возможном отборе мощности от штатного ДВС путем использования при проектировании МТПКК максимально возможного тягового фактора приводного канатного шкива и минимально возможного условного поверхностного давления НТК на поверхность футерованного приводного канатного шкива за счет выбора максимального диаметра приводного шкива и минимального вертикального габарита приближения транспортируемого груза к поверхности, а также использованием пороговых значений предельного расчетного изгибающего момента в корневом сечении концевой опоры и максимального диаметра принятого типа НТК.

4. Определены наихудшие условия работы МКД соответствуют горизонтальному положению линии НТК и при малых углах наклона линии каната (до

3...7°), когда реализуется форма I провисания НТК. Для углов наклона свыше 7...10° реализуется исключительно форма II провисания НТК, что не требует его значительного натяжения. Тяговые и кинематические характеристики МКД, силовое воздействие НТКС на концевые опоры снижаются с ростом угла наклона НТК. У приводной БС концевая опора всегда испытывает сжимающую осевую нагрузку от действия эксплуатационных нагрузок, а у натяжной БС – растягивающую осевую нагрузку, снижающую нагруженность несущей рамы МТПКК. В условиях значительных перепадов высот (углы наклона линии НТК более 30...35°) использование МТПКК с концевыми опорами повышенной длины является малоэффективным для снижения усилий натяжения в НТКС и нагруженности МТПКК.

5. Установлено, что специальные многоосные колесные самоходные шасси российского производства и полуприцепы стандартной конструкции, обладающие повышенной грузоподъемностью и проходимостью, по своим техническим характеристикам пригодны для размещения на них ОТО для обеспечения работы однопролетных МКД маятникового типа. Перспективными вариантами конструктивного исполнения МТПКК для формирования таких МКД являются варианты с центральным, концевым и выносным расположением концевой опоры, с гидравлическим, канатным, канатно-гидравлическим и штанговым типами фиксации концевой опоры в рабочем положении, с установкой концевой опоры непосредственно подъемным гидроцилиндром, с помощью складывающейся штанги и двухэтапным подъемом. Конструкция и принцип действия ключевых узлов, механизмов и систем ОТО МТПКК во многом сходны для всех разработанных вариантов конструктивного исполнения МТПКК, что позволяет применять модульный принцип проектирования, моделирования и создания цифровых двойников, а также обеспечивать глубокую унификацию проектных решений, технологических и эксплуатационных процессов на всех стадиях жизненного цикла МТПКК.

6. Установлено, что каждый из разработанных вариантов конструктивного исполнения МТПКК имеет как существенные технические преимущества, так и существенные технические недостатки по сравнению с альтернативными вариантами. Для различных вариантов МТПКК при установке концевой опоры в рабочее

положение разница в опорных реакциях, воздействующих на несущие металлоконструкции БС, может достигать до 2...15 раз, а необходимые усилия привода – до 2...8 раз. При работе МКД – до 1...5 раз и 1,4...2 раза соответственно. На этапе разработки технического задания на проектирование МТПКК решение о выборе конструктивного варианта должно выполняться с учетом требуемых режимов и ожидаемых условий эксплуатации после предварительного силового анализа возможных вариантов конструктивного исполнения МТПКК.

7. Определено, что компоновка ОТО на самоходном шасси МТПКК в транспортном положении должна выполняться исходя из нормативных требований по допустимому вертикальному габариту приближения по высоте с целью безопасного автономного проезда МТПКК под мостовыми сооружениями и путепроводами при движении по автомобильным дорогам общего пользования или исходя из вертикальных габаритных ограничений на размещение в грузовых отсеках авиационных или морских транспортных средств доставки. Для МТПКК вариантов К и С выявлены интервалы углов допустимого наклона концевой опоры в транспортном положении, обеспечивающие возможность использования опоры максимальной длины. Для МТПКК варианта К ширина интервала достаточно мала, составляя не более 5° , для варианта С она составляет $18...25^\circ$. Для МТПКК варианта В выявлено наличие оптимального сочетания углов наклона и отклонения концевой опоры в транспортном положении, при котором наблюдается наименьший возможный вертикальный габарит установленного ОТО в транспортном положении. На базовых шасси российского производства с числом осей от 3 до 6 возможно размещение концевых опор длиной от 6 до 18 м (без телескопирования).

8. Установлено, что для МТПКК с установкой концевой опоры в рабочее положение непосредственно подъемным гидроцилиндром имеются зоны недопустимого присоединения его штока к металлоконструкции концевой опоры в связи с невозможностью обеспечить поворот в требуемое рабочее положение. Протяженность этих зон может достигать до 70...90 % длины концевой опоры. Зоны допустимого присоединения для МТПКК вариантов К и С примыкают к шарниру креп-

ления концевой опоры на несущей раме БС и имеют относительно небольшую протяженность - 10...30 % длины концевой опоры. Для МТПКК варианта В указанные зоны оказываются заметно короче из-за Z-образной конструкции поворотной платформы - 5...20 % длины концевой опоры. Это ограничивает возможности компоновки механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении и требует использования подъемного гидроцилиндра повышенной мощности и типа-размера.

9. Установлено, что требуемая длина подъемного гидроцилиндра, являющегося ключевым элементом при компоновке механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении, в значительной степени определяется вариантом конструктивного исполнения МТПКК. При установке концевой опоры непосредственно подъемным гидроцилиндром для МТПКК вариантов К и С его длина составляет 1...2,5 м в зависимости от длины опоры, для варианта В – 1,5...4 м. Для установки концевой опоры с помощью складывающейся штанги необходима длина подъемного гидроцилиндра в 1,5...2 раза меньше, чем при использовании только подъемного гидроцилиндра.

10. Разработанный метод формирования эффективных стратегий плано-предупредительных ремонтов МТПКК и МКД в целом является перспективным направлением совершенствования их эксплуатационных показателей, так как решается двуединая технико-экономическая задача: обеспечение приемлемо высокого уровня надежности и технического риска при одновременном обеспечении минимально возможной суммарной стоимости и числа ремонтов в течение всего заданного срока эксплуатации МТПКК. Исходно заданный при проектировании уровень надежности поддерживается путем упреждающей замены во время плановых ремонтов в стационарных условиях тех элементов ОТО, у которых вероятность потери работоспособного состояния достигает предельно допустимой вероятности критического отказа. Для каждого планового ремонта метод позволяет определить структуру ремонта, включая перечень подлежащих восстановлению элементов, объем и стоимость ремонта, перечень и объем потребных запасных частей. Сов-

местный анализ структуры и объемов всех ремонтов позволяет планировать распределение во времени работы МКД материальных и финансовых ресурсов для проведения необходимых РВМ.

11. Установлено, что общая устойчивость против опрокидывания БС при работе однопролетных МКД на базе колесных МТПКК в значительной мере определяется действием горизонтальной составляющей эксплуатационных нагрузок со стороны НТКС, хотя при повышенных углах наклона трассы МКД существенную роль играет также и вертикальная составляющая эксплуатационных нагрузок. Базовые шасси МТПКК должны дополнительно иметь кроме аутригеров также и анкерные опоры, предназначенные для уравнивания горизонтальных нагрузок. Наиболее эффективной конструктивной схемой является использование одной опоры с винтовым анкером и четырех аутригеров традиционной конструкции без анкеровки.

12. Результаты исследований использованы АО «Северо-Западный региональный центр Концерна воздушно-космической обороны «Алмаз-Антей» - Обуховский завод» (г. Санкт-Петербург) при разработке проекта тактико-технического задания на опытно-конструкторскую работу «Разработка мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов»; АО «Брянский автомобильный завод» (г. Брянск) при разработке и изготовлении подъемно-мачтовых устройств машин ОАМ-32, трансмиссии стартового пожарно-спасательного автомобиля БАЗ-8080 и полуприцепа-шасси БАЗ-9828; ФГБУ «ЦНИИ инженерных войск» при оценке модернизационного потенциала переносных горных дорог ГЛКД-100 и ГЛКД-1000; АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения» (г. Курган) при создании гидромеханической коробки передач 667-000-сб1; АО «Конструкторское бюро специального машиностроения» (г. Санкт-Петербург) при создании электрогидравлической системы управления мобильной антенной опоры; ПАО «Тутаевский моторный завод» (г. Тутаев) по созданию дизельного двигателя 854.10-01 мощностью 600 л.с.; АО «Научно-конструкторское бюро вычислительных систем» (г. Таганрог) при создании встраиваемых комплексов бортового оборудования и информа-

ционно-управляющих систем мобильных транспортно-технологических машин нового поколения; Инжиниринговым научно-образовательным центром цифровых технологий Индустрии 4.0 при ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» (г. Брянск) при разработке цифровых двойников транспортных систем и в учебном процессе.

13.Рекомендуется применение разработанных технических и технологических решений для формирования технических требований, предъявляемых к однопролетным МКД маятникового типа.

14.Перспективой дальнейшей разработки темы исследования является разработка эффективных конструкций механизмов ОТО, ориентированных на учет конструктивных особенностей МТПКК в корпусном или контейнерном исполнении; развитие методов имитационного моделирования стадии эксплуатации однопролетных МКД маятникового типа; развитие подходов и методов создания и применения в эксплуатационных условиях цифровых двойников и цифровых теней МТПКК и МКД; развитие методов диагностики и мониторинга работы ключевых механизмов ОТО и НТКС с учетом современного уровня развития средств диагностики; развитие методов принятия решений в области проектирования однопролетных МКД маятникового типа различного конструктивного исполнения.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

БС	– базовая станция;
ВТ	– воздушный трамвай;
ГДКД	– гондольные двухканатные канатные дороги;
ГЗУ	– грузозахватное устройство;
ГКД	– грузовая канатная дорога;
ГМКД	– гондольные моноканатные канатные дороги;
ГПХ	– грузо-пространственные характеристики;
ГТКД	– гондольные трехканатные канатные дороги;
ДВС	– двигатель внутреннего сгорания;
ДВТ	– двухканатный воздушный трамвай;
КД	– канатная дорога;
КЭ	– конечный элемент;
КЭМ	– конечноэлементная модель;
МКД	– мобильная канатная дорога;
МКУ	– мобильная канатная установка;
МКЭ	– метод конечных элементов;
МТПКК	– мобильный транспортно-перегрузочный канатный комплекс;
НДС	– напряженно-деформированное состояние;
НК	– несущий канат;
НТК	– несущо-тяговый канат;
НТКС	– несущо-тяговая канатная система;
ОТО	– основное технологическое оборудование;
ПКД	– пассажирская канатная дорога;
РВМ	– ремонтно-восстановительные мероприятия;
СКД	– стационарная канатная дорога;
ТК	– тяговый канат;
ШРУС	– шарнир равных угловых скоростей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акционерное общество «Концерн ВКО «Алмаз-Антей» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.almaz-antey.ru/> (дата обращения 10.04.2023).
2. Александров, М.П. Грузоподъемные машины [Текст]: монография / М.П. Александров. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высш. шк., 2000. – 552 с.
3. Анцев, В.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин [Текст] / В.Ю. Анцев, П.В. Витчук, К.Ю. Крылов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. - 2015. - № 10. - С. 121-128.
4. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы [Текст]: монография / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – Москва: Машиностроение, 1982. – 423 с.
5. Белецкий, Б.Ф. Строительные машины и оборудование [Текст]: монография / Б.Ф. Белецкий, И.Г. Булгакова. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. – 608 с.
6. Белоусов, Б.Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности [Текст]: монография / Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.
7. Беркман, М. Б. Подвесные канатные дороги [Текст]: монография / М.Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г.Г. Куйбида, Ю.С. Леонтьев. – Москва: Машиностроение, 1984. – 264 с.
8. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]: монография / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Р.М. Шнейдерович. – Москва: Машиностроение, 1966. – 616 с.
9. Бочаров, Н.Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости [Текст]: монография / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полунгян, В.М. Семенов, В.С. Цыбин, Л.Ф. Жеглов. – Москва: Машиностроение, 1983. – 299 с.
10. Брянский автомобильный завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://baz32.ru/company/> (дата обращения 10.04.2023).
11. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины [Текст]: монография / А.А. Вайнсон. – Москва: Машиностроение, 1989. – 536 с.

12. Васильченко, В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник [Текст]: монография / В.А. Васильченко. – Москва: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. – 271 с.

13. Веселов, Н.Б. Вездеходные транспортно-технологические машины. Конструкции. Конструирование и расчет [Текст]: монография / Н.Б. Веселов. – Нижний Новгород: РИ «Бегемот», 2010. – 320 с.

14. Вишняков, Я.Д. Общая теория рисков [Текст]: монография / Я.Д. Вишняков, Н.Н. Радаев. – Москва: Академия, 2008. – 320 с.

15. Вопросы теории и расчета подъемно-транспортных машин [Текст]: монография / Под общ. ред. А.И. Дукельского. – Москва-Ленинград: Машгиз, 1957. – 181 с.

16. ГОСТ 1451–77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения [Текст]. Введ. 1978–01–01. – Москва: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 16 с.

17. ГОСТ 12447–80. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Нормальные диаметры [Текст]. Введ. 1980–07–01. – Москва: Издательство стандартов, 1985. – 4 с.

18. ГОСТ Р 52748–2007. Дороги автомобильные общего пользования. Нормативные нагрузки, расчетные схемы нагружения и габариты приближения [Текст]. Введ. 2008–01–01. – Москва: Стандартинформ, 2008. – 16 с.

19. Динамика грузоперевозок в России [Текст]. – Москва: Аналитический центр при Правительстве Российской Федерации, 2015. – 22 с.

20. Дукельский, А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны [Текст]: монография / А.И. Дукельский. – Москва-Ленинград: Машиностроение, 1966. – 484 с.

21. Дулич, Д.В. Боевой опыт применения отечественных военных канатных дорог [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://mto.ric.mil.ru/Stati/item/422302/?print=1> (дата обращения 20.04.2023).

22. Земсков, А.Н. Вторая жизнь грузовых подвесных канатных дорог в горнодобывающей промышленности России и Средней Азии [Текст] / А.Н. Земсков,

А.А. Оверин, А.В. Бехер // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 3. – С. 175–183.

23. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта [Текст]: монография / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 432 с.

24. Иванченко, Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин [Текст]: монография / Ф.К.Иванченко, В.С. Бондарев, Н.П. Колесник, В.Я. Барабанов. – Киев: Вища школа, 1978. – 518 с.

25. Имангулов, А.Р. Об упрощении динамической модели трансмиссии гибридного легкового автомобиля [Текст] / А.Р. Имангулов, Н.М. Филькин // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 2. – С. 55-57.

26. Интенсивность отказов элементов: справочник [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://areliability.com/intensivnost-otkazov-elementov-spravochnik/> (Дата обращения 15.03.2023).

27. Исаев, Ф.В. Программный комплекс для имитационного моделирования канатных дорог [Текст] / Ф.В. Исаев, Т.В. Девятков, Ю.Г. Исаева // Вестник ЦН БЖД. – 2016. - № 1. – С. 33-39.

28. Казак, С.А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин [Текст]: монография / С.А.Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов. – Москва: Высш. шк., 1989. – 319 с.

29. Канатная дорога [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Канатная_дорога (дата обращения 10.04.2023).

30. Канатная дорога LARIX 3T [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.slpkrtiny.cz/ru/eieel-lner-al-nleuiinnu/elni-l-errci/elni-l-erric/larix-3t/> (дата обращения: 16.03.2023).

31. Канатная дорога MOZ 300 [Электронный ресурс]. - Режим доступа: [https://docviewer.yandex.ru/view/91983459\(D_Lite_13_1d_page80_82.pdf\)](https://docviewer.yandex.ru/view/91983459(D_Lite_13_1d_page80_82.pdf)) (дата обращения: 16.03.2023).

32. Кинжибалов, А.В. Повышение безопасности пассажирских канатных дорог на основе оценки риска и резервирования привода: дисс. ... канд. техн. наук. – Новочеркасск: 2008. - 175 с.

33. Кнут, Д. Искусство программирования. Т. 2. Получисленные алгоритмы [Текст]: монография / Д. Кнут. – Москва: Диалектика, 2019. – 832 с.

34. Компоновка и анализ штангового механизма подъема и фиксации концевой опоры мобильного канатного комплекса [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2021617498; заявл. 27.04.21; опубл. 14.05.21.

35. Компоновка и расчет комбинированного механизма подъема и фиксации концевой опоры мобильного канатного комплекса: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2021617351; заявл. 27.04.21; опубл. 13.05.21.

36. Компоновка и силовой анализ технологического оборудования мобильного канатного комплекса [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А., Перминова Д.И.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2021614929; заявл. 23.03.21; опубл. 31.03.21.

37. Короткий, А.А. Канатный транспорт (канатные дороги и лифты) [Текст]: монография / А.А. Короткий. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2018. – 114 с.

38. Короткий, А.А. Крановые канаты [Текст]: монография / А.А. Короткий, Б.Ф. Иванов, В.П. Папирняк. – Новочеркасск: Ю-РГПУ, 2015. – 127 с.

39. Короткий, А.А. Магистральная пассажирская канатная дорога в городе Сочи / А.А. Короткий, В.С. Котельников, А.В. Панфилов // Вестник Владикавказского научного центра. – 2008. - № 8. – С. 64-69.

40. Короткий, А.А. Метод проектирования и анализа трассы канатного метро [Текст] / А.А. Короткий, В.Б. Маслов, Д.В. Маслов, А.В. Панфилов // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. - 2011. - № 3. – С. 68-73.

41. Короткий, А.А. О перспективах применения канатного транспорта [Текст] / А.А. Короткий, В.Б. Маслов // Безопасность труда в промышленности. – 2005. – № 6. – С. 30-34.

42. Короткий, А.А. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро [Текст]: монография /

А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, И.А. Лагерев, А.В. Панфилов. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2017. – 344 с.

43. Короткий, А.А. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды [Текст]: монография / А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, И.А. Лагерев, А.В. Панфилов, В.И. Таричко; Под общ. ред. А.В. Лагерев. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. – 268 с.

44. Лагерев, А.В. Вероятностно-временной анализ кинетики показателей надежности на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – № 2. – С. 256-275.

45. Лагерев, А.В. Влияние параметров рельефа на выбор оптимального шага промежуточных опор вдоль линии канатного метро [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - № 3. – С. 253-272.

46. Лагерев, А.В. Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №3. – С. 388-403.

47. Лагерев, А.В. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [Текст]: монография / А.В.Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко. – Брянск: РИСО БГУ, 2020. – 207 с.

48. Лагерев, А.В. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой [Текст] / А.В. Лагерев, Е.Н. Толкачев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. - № 3. - С. 44-52.

49. Лагерев, А.В. Моделирование гидродинамических и кинематических процессов при работе мобильного грузового комплекса [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко // Сборник материалов VII Международной научно-практической конференции «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2020». – С.-Пб.: Санкт-Петербургский горный университет, 2020. – С. 349-353.

50. Лагерев, А.В. Моделирование изменения показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко // Сборник материалов VI Международной научно-технической конф. «Пром-Инжиниринг». – Челябинск, 2020. – С. 175-180.

51. Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев [Текст] / А.В.Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – № 4. – С. 355-379.

52. Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при совместном движении звеньев [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – № 2. – С. 187-209.

53. Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов: монография [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев. – Брянск: РИСО БГУ, 2021. – 202 с.

54. Лагерев, А.В. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дроссельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – № 4. – С. 462-480.

55. Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники [Текст]: монография / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2010. – 180 с.

56. Лагерев, А.В. Надежность и безопасность эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов: монография [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко. – Брянск: РИСО БГУ, 2022. – 207 с.

57. Лагерев, А.В. Обеспечение вертикального габарита самоходной машины со штанговым механизмом установки и фиксации концевой опоры для мобильной канатной дороги [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 2. – С. 141-152.

58. Лагерев, А.В. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, С.П. Солдатчиков // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – № 2. – С. 210-220.

59. Лагерев, А.В. Общий подход к созданию цифровых двойников мобильных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [Текст] / А.В.Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 1. – С. 38-60.

60. Лагерев, А.В. Определение оптимальных параметров грузовых подвесных канатных дорог с различной проектной производительностью [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2019. – № 10. – С. 443-451.

61. Лагерев, А.В. Определение усилий натяжения канатов при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 3. – С. 194-210.

62. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линии канатного метро [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2015. – № 2. – С. 406-415.

63. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линии канатного метро с унифицированными промежуточными опорами [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - № 4. – С. 400-414.

64. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин [Текст]: монография / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. – Москва: Издательство Юрайт, 2021. – 293 с.

65. Лагерев, А.В. Оптимальное управление техническим риском при проектировании гидропривода грузоподъемных машин [Текст] / А.В. Лагерев, Е.А. Лагерев // Известия МГТУ «МАМИ». - 2015. - Т.1. - № 3 (25). - С. 60-66.

66. Лагерев, А.В. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро [Текст] / А.В.Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного университета. – 2014. – № 4. – С. 22-30.

67. Лагерев, А.В. Перспективы внедрения инновационной технологии надземных пассажирских перевозок на основе подвесных пассажирских канатных дорог для модернизации системы общественного транспорта города Брянска [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. – № 2. – С. 163-177.

68. Лагерев, А.В. Прогнозирование кинетики показателей надежности гидроприводов подъемно-транспортной техники на основе имитационного моделирования потока отказов элементов [Текст] / А.В. Лагерев, В.И.Аверченков, Е.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2012. - № 2. - С. 8-16.

69. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники [Текст]: монография А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2006. – 232 с.

70. Лагерев, А.В. Производительность грузовых мобильных канатных дорог на базе сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 4. – С. 310-321.

71. Лагерев, А.В. Работа гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных канатных комплексов при последовательной установке дресселей [Текст] / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – № 1. – С. 73-92.

72. Лагерев, А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода [Текст]: монография / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2019. – 201 с.

73. Лагерев, А.В. Ускоренная оптимизационная оценка основных технических характеристик пассажирской подвесной канатной дороги [Текст] / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. - № 3. – С. 261-271.

74. Лагерев, И.А. Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных ком-

плексов и их сравнительный анализ [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, В.И. Таричко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 3. – С. 236-250.

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

76. Лагерев, И.А. Компоновка оборудования мобильной канатной дороги на базе колесного шасси [Текст] / И.А. Лагерев, В.И. Таричко // Сборник материалов XXV Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы». – Москва: РУТ, 2021. – С. 73-75.

77. Лагерев, И.А. Компьютерное моделирование процесса потери общей устойчивости мобильной машины, оснащенной стреловой манипуляционной системой [Текст] / И.А. Лагерев, И.О. Остроухов, А.В. Химич // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – № 1. – С. 83-94.

78. Лагерев, И.А. Методика создания и применения цифрового двойника мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / И.А. Лагерев, В.И. Таричко, А.В. Панфилов // Advanced Engineering Research. – 2020. – Т. 20. – № 3. – С. 243-251.

79. Лагерев, И.А. Моделирование динамики пассажирской кабины транспортной системы «Канатное метро» [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, А.В. Панфилов, Э.В. Марченко // Вестник Донского государственного технического университета. – 2018. – Т. 18. – № 1. – С. 16-21.

80. Лагерев, И.А. Моделирование раскачивания мобильных кранов-манипуляторов с анкерными аутригерами при работе на слабонесущих грунтах [Текст] / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, В.И. Таричко // Сборник материалов VIII Международной научно-практической конференции «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2021». – С.-Пб.: Санкт-Петербургский горный университет, 2021. – С. 213-217.

81. Лагерев, И.А. Моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана на основе сетевой имитационной модели [Текст] /

И.А. Лагерев // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. – № 2 (26). – С. 74-81.

82. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин [Текст]: монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.

83. Лагерев, И.А. Проектирование канатных дорог нового поколения [Текст] / И.А. Лагерев, В.И. Таричко // Сборник материалов XXI международной научно-практической конференции «Кулагинские чтения: техника и технологии производственных процессов». – Чита: ЗабГУ, 2021. – С. 168-174.

84. Лагерев, И.А. Разработка научных основ исследования и проектирования многоцелевых канатных систем нового поколения [Текст] / И.А. Лагерев, В.И. Таричко // Сборник материалов Национальной научно-практической конференции с международным участием «Университет на пути к новому качеству науки и образования». – Брянск: РИСО БГУ, 2020. – С. 461-465.

85. Лагерев, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации [Текст]: монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с.

86. Лагерев, И.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати [Текст] / И.А.Лагерев, В.И. Таричко, С.П. Солдатченков, Д.А. Игнатов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – № 2. – С. 221-230.

87. Лагерев, И.А. Формирование стратегии восстановления канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса в процессе эксплуатации [Текст] / И.А. Лагерев, В.И. Таричко, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №2. – С. 276-293.

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

89. Лагерева, Е.А. Вероятностная оценка надежности гидропривода кранов-манипуляторов путем имитационного моделирования потока отказов элементов [Текст] / Е.А.Лагерева, А.В.Лагерев, И.А. Лагерев // Приводы и компоненты машин. - 2012. - № 2-3. - С. 2-5.

90. Лелиовский, К.Я. Исследование вибраций трансмиссии при движении автомобиля по дорогам различного микропрофиля [Текст] / К.Я. Лелиовский, В.С. Макаров // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2013. – № 4. – С. 98-103.

91. 106. Логвинов, А.С. Пассажирские одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация [Текст]: монография / А.С. Логвинов, А.А. Короткий. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2016. – 210 с.

92. Макурин, А.Н. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-спасательных работ [Текст] / А.Н. Макурин, В.П. Обрядин // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. – 2015. – № 4. – С. 73-77.

93. Мартюченко, И.Г. К вопросу повышения эффективности винтовых анкерных устройств для крепления строительных машин к грунту [Текст] / И.Г. Мартюченко, А.Ю. Колесников // Научное обозрение. – 2014. – № 11. – С. 24-30.

94. Машиностроение. Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т. IV-15 [Текст]: монография / Под. общ. ред. В.Ф. Платонова. – Москва: Машиностроение, 1997. – 688 с.

95. Месхи, Б.Ч. Концепция развития сети канатного метро в Ростове-на-Дону [Текст] / Б.Ч. Месхи, А.А. Короткий, В.Б. Маслов // Вестник Донского государственного технического университета. – 2011. – Т. 11. - № 8. – С. 1348-1355.

96. Мехренцев, А.В. Канатные трелевочные установки [Текст]: монография / А.В. Мехренцев, Э.Ф.Герц, Я.Мартинек, Л. Новак. – Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. – 19 с.

97. Моделирование гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса с частотно-дрессельным регулированием [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2020615888; заявл. 12.05.20; опубл. 03.06.20.

98. Моделирование кинетики показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2020615868; заявл. 20.05.20; опубл. 03.06.20.

99. Моделирование надежности гидрофицированной мобильной канатной дороги на базе самоходных шасси: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2021661113; 28.06.21; опубл. 06.07.21.

100. Моделирование режимов движения колесной мобильной транспортно-технологической машины [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2020616786; заявл. 12.05.20; опубл. 22.06.20.

101. Моделирование частотно-регулируемого гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Таричко В.И., Лагерев А.В., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель Таричко В.И. – № 2020610757; заявл. 13.11.19; опубл. 20.01.20.

102. Обозов, А.А. Математическое имитационное моделирование рабочего процесса автомобильного ДВС в целях получения диагностической информации [Текст] / А.А. Обозов, В.И. Таричко // Двигателестроение. – 2013. – № 2. – С. 21–25.

103. Обозов, А.А. Математическое имитационное моделирование рабочего процесса автомобильного ДВС в целях получения диагностической информации [Текст] / А.А. Обозов, В.И. Таричко // Информационные технологии, энергетика и экономика: Сб. тр. X Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов; В 3 т. – Смоленск, 2013. – Т. 1. – С. 270–273.

104. Панфилов, А.В. Оценка возможных аварий канатных дорог по компетенциям работников с использованием нейронных сетей [Текст] / А.В.Панфилов, Н.Н. Николаев, Р.В. Хван, А.А. Короткий // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2023. - № 1. – С. 79-86.

105. Пат. 121376 Рос. Федерация: МПКО 12-13. Корпусное колесное шасси [Текст] / Колесников Д.В., Константинов В.А., Левковец Н.Р., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель АО «Брянский автомобильный завод». – № 2019502703; заявл. 26.06.19; опубл. 31.08.2020, Бюл. № 9. – 3 с.

106. Пат. 200206 Рос. Федерация: МПК F16G 11/06, B66B 7/06. Быстроразъемное устройство для соединения канатов мобильных канатных комплексов маятникового типа [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2020121057; заявл. 17.06.2020; опубл. 13.10.2020, Бюл. № 29. – 2 с.

107. Пат. 200827 Рос. Федерация: МПК B61B 7/06. Самоходная концевая станция [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2020117118; заявл. 12.05.2020; опубл. 12.11.2020, Бюл. № 32. – 2 с.

108. Пат. 204003 Рос. Федерация: МПК B61B 7/00. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – № 2020140506; заявл. 08.12.20; опубл. 04.05.2021, Бюл. № 13. – 2 с.

109. Пат. 204005 Рос. Федерация: МПК B61B 7/00. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – № 2020141677; заявл. 16.12.20; опубл. 04.05.2021, Бюл. № 13. – 2 с.

110. Пат. 206299 Рос. Федерация: МПК B61B 7/00. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – № 2021112278; заявл. 27.04.21; опубл. 03.09.2021, Бюл. № 25. – 2 с.

111. Пат. 2247671 Рос. Федерация: МПК E04H 3/14. Подвесная канатная дорога [Текст] / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Котельников В.С.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. – № 2003125033/11; заявл. 11.08.2003; опубл. 10.03.2005, Бюл. 7. – 2 с.

112. Пат. 2324613 Рос. Федерация: МПК7 B61B 7/04. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б., Козловский А.Е., Бондаренко Б.И., Кинджибалов А.В., Коваленко О.А., Потерухина А.А.,

Есаулов А.А.; заявитель и патентообладатель ООО «ИКЦ «Мысль» НГТУ. – № 2006119608; заявл. 05.06.2006; опубл. 20.05.2008, Бюл. 14. – 2 с.

113. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога [Текст] / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. – № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30. – 2 с.

114. Пат. 2400384 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/02, В61В 12/10. Мобильная подвесная канатная дорога / Лазуренко Д.С.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Южно-Российский государственный технический университет». – № 2009135850; заявл. 25.09.2009; опубл. 27.09.2010, Бюл. 27. – 2 с.

115. Пат. 2506182 Рос. Федерация: МПК В61В 7/00. Транспортная система («Канатное метро») [Текст] / Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Приходько В.М., Кустарев Г.В., Маслов В.Б., Короткий Д.А., Кирсанов М.В., Панфилов А.В., Лагерев И.А.; заявитель и патентообладатель ООО «ИКЦ «Мысль» НГТУ. – № 2012121358/11; заявл. 23.05.12; опубл. 10.02.14.

116. Пат. 2738871 Рос. Федерация: МПК В60К 17/34. Трансмиссия пожарно-спасательного автомобиля [Текст] / Таричко В.И., Левковец Н.Р., Киселев О.В., Полехин Д.Э.; заявитель и патентообладатель АО «Брянский автомобильный завод». – № 2020117459; заявл. 27.05.2020; опубл. 17.12.2020, Бюл. № 35. – 2 с.

117. Пат. 2780877 Рос. Федерация: МПК В61В 7/00. Быстромонтируемая мобильная канатная дорога [Текст] / Лагерев А.В., Лагерев И.А. – № 2022117303; заявл. 24.06.22; опубл. 04.10.2022, Бюл. № 28. – 2 с.

118. Патарая, Д.И. Расчет и проектирование канатных систем на примере подвесных дорог / Д.И. Патарая. – Тбилиси: Мецниереба, 1991. – 102 с.

119. Передвижная канатная установка МЛ-139 [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.baitekmachinery.ru/lesovozi/920/3999/> (дата обращения: 29.03.2023).

120. Передвижные и самоходные канатные установки [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://lektsii.org/1-88050.html> (дата обращения: 29.01.2021).

121. Пищов, С.Н. Обоснование параметров мобильной канатной трелевочной машины [Текст] / С.Н. Пищов, С.П. Мохов, А.Р. Гороновский // Труды Белорусского государственного технического университета. – 2012. - № 2, - С. 49-50.

122. Планирование стратегии ремонтов канатной системы мобильного канатного комплекса [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» – № 2020664273; заявл. 11.11.20; опубл. 11.11.20.

123. Подъемно-транспортная техника: словарь-справочник: в 2-х т. Т.1 [Текст]: монография / Под ред. К.Д. Никитина, Л.Н. Горбунова. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. – 578 с.

124. Пойченко, В.В. Современные грузовые автотранспортные средства: Справочник [Текст]: монография / В.В. Пойченко, П.В. Кондрашов, С.В. Потемкин, О.В. Пойченко, Т.С. Хабарова. – М.: Агентство «Доринформсервис», 2004. – 592 с.

125. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов [Текст]: монография / Д.Н. Попов. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

126. Пособие по проектированию канатно-подвесного транспорта (к СНиП 2.05.07-85) [Текст]. – Москва: Стройиздат, 1988. – 40 с.

127. Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог [Текст]: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 22.11.2013 № 563. – Москва: Стандартинформ, 2014. – 35 с.

128. Приходько, В.М. Повышение эффективности управления канатным транспортом [Текст] / В.М. Приходько, А.А. Короткий, Г.В. Кустарев // Инновации и инвестиции. – 2013. - № 7.- С. 251-253.

129. Проектирование полноприводных колесных машин: в 3-х т. Т.1 [Текст]: монография / Под ред. А.А. Полунгяна. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.

130. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2-х т. Т. 1 [Текст]: монография / Под общ. ред. А.А. Полунгяна. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 488 с.

131. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2-х т. Т. 2 [Текст]: монография / Под общ. ред. А.А. Полунгяна. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.

132. Разведчики ЮВО протестировали новую мобильную канатную дорогу [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://1big.ru/army/2506-razvedchiki-yuvo>

protestirovali-novuyu-mobilnuyu-kanatnuyu-dorogu.html (дата обращения 10.04.2023).

133. Свойкин, Ф.В. Мобильная канатно-рельсовая трелевочная установка [Текст] / Ф.В. Свойкин // Леса России и хозяйство в них. – 2012. – № 1-2. – С. 88-90.

134. Синтез оптимального закона частотно-дрессельного регулирования гидропривода мобильного канатного комплекса [Текст]: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского». – № 2021660927; заявл. 28.06.2021; опубли. 05.07.2021. Бюл. № 7.

135. Смоляков С.Л. Упругие свойства канатов. <http://repo.uipa.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/890/3/Smolyakov%20S.L.pdf> (дата обращения 10.04.2023).

136. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий [Текст]: монография / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко, И.В. Запенин, Е.Е. Шешко. – Москва: МГГУ, 2005. – 543 с.

137. СП 20.13330 «СНиП 2.01.07-85* Нагрузки и воздействия» [Текст]. Введ. 04–06–2017. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293747/4293747667.html> (дата обращения: 05.12.2022).

138. Справочник проектировщика промышленных, жилых и гражданских зданий и сооружений. Промышленный транспорт [Текст]: монография. – Москва: Стройиздат, 1984. – 231 с.

139. Степченко, Т.А. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в сфере мобильных транспортно-перегрузочных канатных систем и комплексов [Текст] / Т.А. Степченко, О.В. Бабич // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2021. - № 1. - С. 9-29.

140. Степченко, Т.А. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в 2019 году в сфере транспортно-логистических технологий и машин для урбанизированной среды [Текст] / Т.А. Степченко, О.В. Бабич // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2020. - №1. - С. 120-135.

141. Сырицин, Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов [Текст]: монография / Т.А. Сырицин. – Москва: Машиностроение, 1990. – 248 с.

142. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля [Текст]: монография / В.П. Тарасик. – С-Пб.: БВХ-Петербург, 2006. – 478 с.

143. Таричко, В.И. Анализ альтернативных вариантов однопролетных мобильных канатных дорог на базе самоходных шасси [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2023. – № 1. – С. 101-111.

144. Таричко, В.И. Анализ подходов к моделированию динамики механических передач транспортных машин [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов Международной научно-технической конференции «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях». – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2019. – С. 261-265.

145. Таричко, В.И. Исследование рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [Текст] / Таричко В.И., Лагерев И.А. // Сборник материалов XXVI Международной научно-технической конференции "ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2022". – Ярославль: ЯГТУ. – 2022. – С. 78-82.

146. Таричко, В.И. К вопросу о динамической нагруженности несущих конструкций специальных колесных шасси [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Вестник Концерна ВКО «Алмаз – Антей». – 2019. – № 4. – С. 73-83.

147. Таричко, В.И. К вопросу об оптимизации элементов направляющего аппарата подвески специальных колесных шасси [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина, Ю.В. Рагулина // Сборник материалов XIII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – Т. 2. – С. 62-65.

148. Таричко, В.И. К вопросу об оценке поперечной статической устойчивости специальных колесных шасси [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина, Ю.В. Рагулина // Сборник материалов XIII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – Т. 2. – С. 66-69.

149. Таричко, В.И. Классификация подвесных канатных дорог с целью построения математических моделей [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов

Международной научно-технической конференции молодых ученых «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности». – Могилев: БРУ, 2019. – С. 107.

150. Таричко, В.И. Комплексная математическая модель для исследования рабочих процессов мобильных канатных дорог [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Сборник материалов XII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. – С. 770-774.

151. Таричко, В.И. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, А.В. Химич // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №4. – С. 523-532.

152. Таричко, В.И. Компьютерное моделирование нагруженности канатной системы мобильной канатной дороги [Текст] / В.И. Таричко, И.А.Лагерев // Ученые записки Брянского государственного университета. – 2020. – № 1. – С. 11-15.

153. Таричко, В.И. Компьютерное моделирование режимов движения мобильной транспортно-технологической машины [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев, А.А. Черных // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – № 1. – С. 136-143.

154. Таричко, В.И. Конструктивные варианты расположения концевой опоры мобильного канатного транспортно-перегрузочного комплекса [Текст] / В.И. Таричко // Научному прогрессу – творчество молодых: сб. научн. тр. Международ. молодежной научн. конф.: в 2 ч. – Йошкар-Ола: ПГТУ, 2021. – Ч. 1. – С. 109-111.

155. Таричко, В.И. Конструкция и анализ технических характеристик быстроразъемного устройства для соединения концов канатов мобильных канатных дорог [Текст] / В.И. Таричко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 2. – С. 131-141.

156. Таричко, В.И. Концепция применения ленточных конвейеров для загрузки мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Материалы Всероссийской научно-практической

конференции «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники». – Брянск: БГТУ, 2020. – С. 84-87.

157. Таричко, В.И. Концепция создания мобильных канатных дорог на базе специальных колесных шасси [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагереv // Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники». – Брянск: БГТУ, 2019. – С. 84-87.

158. Таричко, В.И. Моделирование динамики гидромеханической трансмиссии мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов 24-й московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы». – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – С. 159-162.

159. Таричко, В.И. Моделирование динамики зубчатой передачи при наличии люфта [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов XV Международной молодежной научной конференции по естественнонаучным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу – творчество молодых»: в 3 ч. – Йошкар-Ола: ПГТУ, 2020. – Ч. 1. – С. 103-105.

160. Таричко, В.И. Моделирование нагруженности водоотражающего щита плавающей мобильной машины [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина, Г.А. Емельянова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 4. – С. 389-395.

161. Таричко, В.И. Моделирование нагруженности полуприцепа мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса с размещением мачты на платформе [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 1. – С. 73-81.

162. Таричко, В.И. Моделирование нагруженности рамы базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 2. – С. 166-175.

163. Таричко, В.И. Моделирование рабочих процессов канатных транспортных систем нового поколения [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Сборник материалов XIII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – Т. 2. – С. 59-62.

164. Таричко, В.И. Нагруженность несущей конструкции базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники». – Брянск: БГТУ, 2021. – С. 137-140.

165. Таричко, В.И. Основные результаты разработки трансмиссии перспективного шасси для размещения мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, Д.И. Перминова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 1. – С. 66-72.

166. Таричко, В.И. Применение цифровых двойников и цифровых теней на различных этапах жизненного цикла мобильных канатных дорог [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Сборник материалов Международной научно-технической конференции «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях». – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2022. – С. 246-249.

167. Таричко, В.И. Разработка конструкции приводной станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Сборник материалов XIII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – С. 770-774.

168. Таричко, В.И. Расчет нагрузок на выходной вал гидромотора подвесной канатной дороги [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов XV Международной молодежной научной конференции по естественнонаучным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу – творчество молодых»: в 3 ч. – Йошкар-Ола: ПГТУ, 2020. – Ч. 1. – С. 106-108.

169. Таричко, В.И. Расчетно-экспериментальные исследования динамики механической трансмиссии базовой станции мобильной канатной дороги [Текст] /

В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2020. – №2. – С. 318-326.

170. Таричко, В.И. Создание базовых станций мобильных канатных дорог [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов Международной научно-технической конференции «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях». – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2021. – С. 250-255.

171. Таричко, В.И. Создание канатных транспортных систем нового поколения [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов XXV Всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения». – Новокузнецк: СиБГИУ, 2021. – Ч. I. – С. 113-117.

172. Таричко, В.И. Создание цифрового двойника мобильной канатной дороги [Текст] / В.И. Таричко // Ученые записки Брянского государственного университета. – 2020. – № 2. – С. 28-32.

173. Таричко, В.И. Сравнение вариантов размещения оборудования мобильного канатного комплекса на шасси грузового автомобиля [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Сборник материалов Международной научно-технической конференции «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства». – Тюмень: ТИУ, 2020. – С. 240-244.

174. Таричко, В.И. Сравнительный анализ силы натяжения каната мобильных канатных дорог различного исполнения [Текст] / В.И. Таричко // Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта». – Екатеринбург: УрФУ, 2019. – С. 148-150.

175. Таричко, В.И. Структура системы внеуличного городского пассажирского канатного транспорта [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Сборник материалов Междунар. научн.-техн. конф. «Материалы, технологии и ресурсосберегающие технологии» – Могилев: БРУ, 2020. – С. 188-189.

176. Таричко, В.И. Удаленная диагностика канатной транспортной системы с использованием нейросетей [Текст] / В.И. Таричко, А.А. Черных // Сборник ма-

териалов Международной научно-технической конференции «Энерго-ресурсо-сберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях». – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2020. – С. 381-384.

177. Таричко, В.И. Удаленная диагностика мобильной канатной дороги с использованием цифрового двойника [Текст] / В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Сборник материалов Национальной научно-практической конференции с международным участием «Университет на пути к новому качеству науки и образования». – Брянск: РИСО БГУ, 2020. – С. 473-477.

178. Таричко, В.И. Уточнение характеристик аэродинамического сопротивления движению специальных колесных шасси и тягачей на основе применения методов вычислительной газодинамики [Текст] / В.И. Таричко, П.И. Шалупина // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2021. – № 3. – С. 270-279.

179. Таричко, В.И. Силовой расчет механизма канатной фиксации концевой опоры мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [Текст] / В.И. Таричко, А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2023. – № 2.

180. Транспорт в России 2018: сб. статей [Текст]. – Москва: Росстат, 2018. – 101 с.

181. Хастингс, Н. Справочник по статистическим распределениям [Текст]: монография / Н. Хастингс, Дж. Пикок. – Москва: Статистика, 1980. – 95 с.

182. Холин, К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы [Текст]: монография / К.М. Холин, О.Ф. Никитин. – Москва: Машиностроение, 1989. – 264 с.

183. Шадрин, С.С. Идентификация параметров сопротивления движению колесных транспортных средств в эксплуатации [Текст] / С.С. Шадрин, А.М. Иванов // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т.1. – №2. – С. 248-251.

184. Шелгунов, Ю.В. Лесозаготовка и транспорт леса [Текст]: монография / Ю.В. Шелгунов, А.К. Горюнов, И.В. Ярцевю Москва: Лесная промышленность, 1989. – 520 с.

185. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики. Ч. I. Статика. Кинематика [Текст]: монография / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – Москва: Высшая школа, 1977. – 368 с.

186. Alamoreanu, M. Study of gravitational displacements of a mobile load on ropeway cable [Text] / M. Alamoreanu, A. Vasilescu // Acta tehnica napocensis. – 2017. - №4. – P. 445-450.

187. Alshalalfah, B. Aerial Ropeway Transportation Systems in the Urban Environment: State of the Art [Text] / B. Alshalalfah, A. Shalaby, S. Dale, F. Othman // J. of Transportation Engineering. 2012. – Vol. 138. - № 3. – P. 253-262.

188. Alshalalfah, B. Experiences with Aerial Ropeway Transportation Systems in the Urban Environment [Text] / B. Alshalalfah, A. Shalaby, S. Dale, F. Othman // Journal of Urban Planning and Development. - 2014. - № 1.

189. Alshalalfah, B. Improvements and Innovations in Aerial Ropeway Transportation Technologies: Observations from Recent Implementations [Text] / B. Alshalalfah, A. Shalaby, S. Dale, F. Othman // J. of Transportation Engineering. – 2013. – Vol. 139. – No. 8. – P. 814-821.

190. Alshalalfah, B.W. Feasibility Study of Aerial Ropeway Transit in the Holy City of Makkah [Text] / B. Alshalalfah, A.S. Shalaby, S. Dale, F.M.Y. Othman // Transportation Planning and Technology. – 2015. - № 4. – P. 392-408.

191. Arcay, A.O. Transporte por cable [Text] / A.O. Arcay, M.N. Ordax, M.R. Bugarin. – A Coruna (Spain). Universidade da Coruna. 2003. – 144 p.

192. Baral, L.B. Gravity and muscle force operated surface ropeway: an efficient, cheap, and eco-friendly transport mode for mountainous countries / L.B. Baral, J.J. Nakarmi, Kh.N. Poudya, N.R. Karki, D. Nalmpantis [Text] // The European Physical Journal Plus.- 2019. - № 55.

193. Baruah, P. HMMs for diagnostics and prognostics in machining processes [Text] / P. Baruah, R.B. Chinnam // International Journal of Production Research. – 2005. - № 6. – P. 1275-1293.

194. Beňo, P. The Analysis of the New Conception Transportation Cableway System Based on the Tractor Equipment [Text] / P. Beňo, J.Krilek, J.Kováč, D. Kozak, C. Fragassa // FME Transactions. – 2018. – № 46. – P. 17-22.

195. Bergerhoff, J. The Role of Ropeways to Reshape Urban Mobility in Developing Countries [Text] / J. Bergerhoff, J. Perschon // Journeys-Sharing Urban Transport Solutions. - Singapore: Land Transport Authority Academy, 2013. - P. 13-21.

196. Bernold, L.E. Cable Based Lunar Transportation System [Text] / L.E. Bernold // *Journal of Aerospace Engineering*. – 1994. - № 1.
197. Bethlehem Wire Rope [Text]. Williamsport: Wirerope Works, Inc. – 36 p.
198. Bont, L. Optimum geometric layout of a single cable road [Text] / L. Bont, H.R. Heinemann // *European Journal Forest Research*. - 2012. - № 131. – P. 1439–1448.
199. Booth, W.G. The Design and Application of Aerial Ropeways [Text]: Master of Engineering Thesis / W.G. Booth. – Hamilton: McMaster University, 1965. – 248 p.
200. Bryja, D. Computational model of an inclined aerial ropeway and numerical method for analyzing nonlinear cable-car interaction [Text] / D. Bryja, M. Knawa // *Computers and Structures*. – 2011. - № 89. – P. 1895–1905.
201. Code of Practice on the Design, Manufacture and Installation of Aerial Ropeways [Text] // Hong Kong: EMSD, 2018. – 44 p.
202. Cordoba, D.Z. Reducing Social Exclusion in Highly Disadvantaged Districts in Medellín, Colombia, through the Provision of a Cable-Car [Text] / D.Z. Cordoba, J. Stanley, J. Stanley // *Social Inclusion*. – 2014. - №4. - P. 1-13.
203. Dávila, Ju.D. A gobernanza del transporte público urbano. Indagaciones alrededor de los Metrocables de Medellín / Ju.D. Dávila, P.Ch. Brand // *Bitacora Urbano-Territorial*. 2012. - №2. – P. 85-96.
204. Denson, W. Nonelectronic Parts Reliability Data [Text] / W. Denson, G. Chandler, W. Crowell, R. Wanner. – Chicago: IIT Research Institute, 1991. – 632 p.
205. Dhillon, B.S. Engineering maintenance: a new approach [Text] / D.S. Dhillon. Boca Raton: CRC Press, 2002.
206. Diwakar, K.C. Effectiveness of Gravity Goods Ropeways in market participation of smallholder farmers in uplands [Text] / K.C. Diwakar, T. Maraseni, C. Jamir, R.T. Magar, F. Tuladhar // *Transportation*. – 2020. № 47. - P. 1393–1414.
207. Duglio, S. Environmental Management and Sustainable Labels in the Ski Industry: A Critical Review [Text] / S. Duglio // *Sustainability*. – 2016. – № 8. – P. 851.
208. Duvillard, P.-A. Recent Evolution of Damage to Infrastructure on Permafrost in the French Alps / P.-A. Duvillard, L. Ravel, M. Marcer, P. Schoeneich // *Regional Environmental Change*. - 2019. - № 5. - P. 1281-1293.
209. Electronic reliability design handbook (MIL-HDBK-338B) [Text]. New York: Air Force Research Laboratory Information, 1999. – 865 p.

210. El-JouZou H. A Comparative Study of Aerial Ropeway Transit (ART) Systems. Advantages and Possibilities [Text] / H. El-JouZou // Master of Science in Urban Agglomerations Thesis, Frankfurt University of Applied Sciences. – 2016. – 210 p.

211. Elrayies, G.M. Aerial Ropeways as Catalysts for Sustainable Public Transit in Egypt [Text] / G.M. Elrayies // Int. J. of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. – 2017. – Vol. 6. - № 8. – P. 15542-15555.

212. Escobar D.A. The impact of a new aerial cable-car project on accessibility and CO2 emissions considering socioeconomic stratum. A case study in Colombia [Text] / D.A. Escobar, G.W. Sarache, E. Jimenez-Riano // Journal of Cleaner Production. – 2022. - № 340. – P. 130802.

213. Failure rate of elements: handbook (online), available: <https://areliability.com/intensivnost-otkazov-elementov-spravocnik/> (дата обращения 10.04.2023).

214. Fedorko, G. Discrete model simulation of a passenger cable car operation [Text] / G. Fedorko, H. Neradilová, Ju. Jackanin // Advances in Science and Technology Research Journal. – 2018. - № 2. – P. 170–179.

215. Feyrer, K. Wire ropes. Tension, Endurance, Reliability [Text] / K. Feyrer. – Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015. – 336 p.

216. Finkelstein, M. Failure Rate Modelling for Reliability and Risk [Text] / M. Finkelstein. – London: Springer-Verlag London Limited, 2008. - 296 p.

217. Fistola, R. The City from the Wire the Aerial Cable Transport for the Urban Mobility [Text] / R. Fistola // Journal of Land Use, Mobility and Environment. – 2020. - № 3. – P. 59-65.

218. Flessler, M. Are We Taking Off? A Critical Review of Urban Aerial Cable Cars as an Integrated Part of Sustainable Transport [Text] / M. Flessler, B. Friedrich // Sustainability. – 2022. - № 14. - P. 13560.

219. Fontanari, V. Study of the lightning damage produced in a full-locked wire rope of an aerial cableway [Text] / V. Fontanari, C. Menapace, E. Pedrotti // Engineering Failure Analysis. - 2019. - № 103. - P. 530-539.

220. Fruhstuck, H. Die Anwendung des RopeCon® Systems für den Transport von Bauxit [Text] / H. Fruhstuck // Berg- und Hüttenmännische Monatshefte. – 2013. № 8. – P. 339–342.

221. Garsous, G. Cable cars in urban transport: Travel time savings from La Paz-El Alto (Bolivia). *Transport Policy* / G. Garsous, A. Suárez-Alemán, T. Serebrisky. – Washington: Banco Inter-Americano de Desarrollo, 2017.

222. Gatti, M.P. The Roads, Tracks, Paths, and Ropeways of the First World War: An Opportunity to Preserve, Maintain, and Valorize Alpine Landscape [Text] / M.P. Gatti, A. Indrigo // *Sustainability*. – 2020. - № 12. – P. 1157.

223. Guan, X.-W. An Interpretation of a Shui Lun Fu (Rhapsody on Waterwheel) [Text] / X.-W. Guan // *Proceedings of International Symposium on History of Machines and Mechanisms*. – Heidelberg: Springer, 2009. – P. 215–224.

224. Guide to managing risks in cable logging. - Canberra: Safe Work Australia, 2013. - 59 p.

225. Guštinčič, J. (2013) Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects [Text] / J. Guštinčič, L.M.G. Raffi // *Modeling in Science Education and Learning*. -2013. - №11. – P. 145-155.

226. Haibo, J. An optimal maintenance strategy for multi-state systems based on a system linear integral equation and dynamic programming [Text] / J. Haibo, L. Hai, X. Tang // *Journal of industrial and management optimization*. – 2020. - № 2. – P. 965-990.

227. Heinimann, H.R. Forest Road Network and Transportation Engineering – State and Perspectives / H.R. Heinimann // *Croatian J. Forestry Engineering*. - 2017. - № 2. - P. 155-173.

228. Hoffmann, K. A Contribution on the History of Ropeways [Text] / K. Hoffmann, N. Zrnić // *Explorations in the History of Machines and Mechanisms. History of Mechanism and Machine Science*. – Dordrecht: Springer. – 2012. - Vol. 15. - P. 381–394.

229. Hoffman, K. Simulation of vortex excited vibrations of a bicable ropeway [Text] / K. Hoffman, R. Petrova // *Engineering Review*. – 2009. - № 1. – P. 11-23.

230. Huang, X. Surface damage detection for steel wire ropes using deep learning and computer vision techniques / X. Huang, Z. Liu, X. Zhang, J. Kang, M. Zhang, Y. Guo // *Measurement*. – 2020. - № 161. P. 107843.

231. Jardine, A.K.S. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance [Text] / A.K.S. Jardine, D. Lin, D. Banjevic // *Mechanical Systems and Signal Processing*. - 2006. - № 7. - P. 1483-1510.

232. Khorshidi, H.A. Reliability centered maintenance using system dynamics approach [Text] / H.A. Khorshidi, I. Gunawan, M.Y. Ibrahim // Proceeding of 2015 IEEE International Conference on Industrial Technology. – 2015. – P. 1932-1936.
233. Knawa-Hawryszkówna M. Influence of motion parameters on incidence of resonant track rope vibrations in a bi-cable ropeway system [Text] / M. Knawa-Hawryszkówna // Procedia Engineering. – 2017. - № 199. – P. 2549–2554.
234. Knawa-Hawryszkówna, M. Multipurpose nonlinear cable model for dynamic response of structures under moving load [Text] / M. Knawa-Hawryszkówna, D. Prokopowicz, D. Bryja // Computers and Structures. – 2021. - №257. – P. 106642.
235. Kravets, Yu.D. The concept of creating and applying the combined cable car system in the Arctic region [Text] / Yu.D. Kravets, K.A. Shcherbakov, A.V. Kirichenko // AIP Conference Proceedings. – 2023. – Vol. 2700. – P. 060019.
236. Lagerev, A.V. Design of Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev // Urban Rail Transit. – 2019. – Vol.5. – No.1. – P. 17-28.
237. Lagerev, A.V. Designing Supporting Structures of Passenger Ropeways of Minimum Cost Based on Modular Intermediate Towers of Discretely Variable Height [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev // Urban Rail Transit. – 2020. № 4. P. 265-277.
238. Lagerev, A.V. Impact of design capacity on optimal parameters of freight aerial mono-cable cableways [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, V.I. Tarichko // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 2019. – № 378. – 012063.
239. Lagerev, A.V. Kinematic and force analysis of the end tower positioning mechanism at mobile ropeway [Text] / A.V. Lagerev, V.I. Tarichko, I.A. Lagerev // ICIE-2021: Proc. 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2021). – 2022. – P. 394-404.
240. Lagerev, A.V. Modelling of a Vertical Loop Conveyor with Suspended Belt and Distributed Drive [Text] / A.V. Lagerev, E.N Tolkachev, I.A. Lagerev // International Review on Modelling and Simulations. – 2016. – № 4. – P. 271-279.
241. Lagerev, A.V. Modeling of hydrodynamic and kinematic processes during the operation of a mobile cargo rope complex [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, V.I. Tarichko // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol.1753. – P. 012022.

242. Lagerev, A.V. Modeling the Reliability Indicators' Kinetics of a Mobile Ropeway Formed by the Self-Propelled Units [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev // Communications - Scientific Letters of the University of Zilina. – 2022. – Vol. 24. - № 2. P. B106-B119.

243. Lagerev, I.A. Modeling the swing of mobile loader cranes with anchor outriggers when operating on weak soils [Text] / I.A. Lagerev, A.V. Lagerev, V.I. Tarichko // E3S Web of Conferences – 2021. – № 326. – P. 00011.

244. Lagerev, A.V. Prospects for the use of mobile ropeways in the elimination of the consequences of natural and man-made disasters [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev // Proceedings of the 8th Congress on Scientific Researches and Recent Trends. - Zambales, Philippines. - 2021. - P. 58.

245. Lagerev, A.V. Reducing labor intensity when computing optimal technical characteristics of aerial ropeways [Text] / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev // FME Transactions. – 2021. – № 1. – P. 72-77.

246. Lagerev, A.V. Simulation of the change in the reliability of rope system motion mechanism in mobile ropeway complex [Text] / A.V. Lagerev, V.I. Tarichko, I.A. Lagerev // Lect. Notes Mechanical Engineering. Proceedings of the 6th Int. Conf. on Industrial Engineering (ICIE 2020). – 2020. – Vol. II.

247. Lepidi M. Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects [Text] / M. Lepidi, V. Gattulli // International Journal of Solids and Structures. – 2012. - № 49. – P. 1103–1116.

248. Liu, H.-L. Framework for assessing cable car construction investment projects: Examining investment projects in Taiwan / H.-L. Liu, W.-L. Hsu // Advances in Mechanical Engineering. – 2015. - № 11. – P. 1-9.

249. Liu, Q. A dynamic predictive maintenance model considering spare parts inventory based on hidden semi-Markov model [Text] / Q. Liu, M. Dong, Y. Peng // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. - 2013. - № 9. - P. 2090-2103.

250. Martinod, R. Journey Safety Assessment to Urban Aerial Ropeways Transport Systems Based on Continuous Inspection During Operation [Text] / R. Martinod, D. Estepa, C. Paris, A. Trujillo, F. Pineda, L. Castañeda, J. Restrepo // Journal of Transportation Safety and Security. – 2015. - № 4. – P. 279-290.

251. Martinod, R.M. Maintenance policy optimization for multi-component systems considering degradation of components and imperfect maintenance actions [Text] / R.M. Martinod, O. Bistorin, L.F. Castañeda, N. Rezg // *Computers and Industrial Engineering*. – 2018. - № 124. - P. 100-112.

252. McGuire, P.M. *Conveyors. Application, Selection, and Integration* [Text] / P.M. McGuire. – Boca Raton: CRC Press, 2010. – 182 p.

253. Mjema, E.A.M. An analysis of personnel capacity requirement in the maintenance department by using a simulation method [Text] / E.A.M. Mjema. // *Journal of Quality in Maintenance Engineering*. – 2002. - № 3. - P. 253-273.

254. Nguyen, D.Q. Optimization of preventive maintenance in chemical process plants [Text] / D.Q. Nguyen, M. Bagajewicz // *Comput. Aided Chemical Engineering*. – 2008. № 25. – P. 319–324.

255. Nguyen, D.Q. Optimization of Preventive Maintenance in Chemical Process Plants [Text] / D.Q. Nguyen, M. Bagajewicz // *Industrial and Engineering Chemistry Research*. – 2010. № 9. – P. 4329-4339.

256. Nikšić, M. Geographic and Traffic Aspects of possibilities for implementing ropeway systems in passenger transport [Text] / M. Nikšić, S. Gašparović // *Promet-Traffic and Transportation*. -2010. - № 5. – P. 389-398.

257. Nordin, A.S. Air rights - A study of urban ropeways from a real estate law perspective [Text]: Master of Sciences Thesis / A.S. Nordin. Stockholm: Royal Institute of Technology, 2016. 66 p.

258. Nuessgen, M. Success-Factors for urban ropeways in Africa [Text] / M. Nuessgen, J. Bergerhoff, Ju. Perschon. – Humburg: EURIST, 2014. – 58 p.

259. Nuessgen, M. Urban ropeways in Europe. Creating opportunities in urban development [Text] / M. Nuessgen. – Humburg: EURIST, 2015. – 26 p.

260. Panfilov, A.V. Development of transport infrastructure of urban mobility based on cable metro technology [Text] / A.V. Panfilov, A.A. Korotkiy, E.A. Panfilova, I.A. Lagerev // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. – 2020. – Vol. 786. – P. 012067.

261. Patent CN108791318A, China A kind of mobile shipping cable car suitable for complicated landform. 2018.

262. Pestal, E. Seilbahnen und Seilkrane in Holz und Materialtransport [Text] / E. pestal. Wien: Fromme, 1961. - 410 p.
263. Petrova, R.V. Modelling and simulation of bicable ropeways under cross-wind influence [Text] / R.V. Petrova, K. Hoffmann, R. Liehl // Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems: Methods, Tools and Applications in Engineering and Related Sciences. - 2007. - № 1. – P. 63-81.
264. Pintelon, L. Maintenance: An Evolutionary Perspective [Text] / L. Pintelon, A. Parodi-Herz // Complex System Maintenance Handbook. - London: Springer, 2008. – P. 21-48.
265. Qin, J. Analysis of the Working Cable System of Single-span Circulating Ropeway [Text] / J. Qin, L. Qiao, J. Chen, J. Wan, M. Jiang, Ch. Hu // MATEC Web of Conferences. – 2017. - № 136. – P. 02003.
266. Rao, S.S. Engineering Optimization. Theory and Practice [Text] / S.S. Rao. – John Wiley & Sons, Inc., 2009. – 437 p.
267. Reichenbach, M. Struggling with inertia: Regime barriers opposing planning and implementation of urban ropeways [Text] / M. Reichenbach, M. Puhe // J. of Urban Mobility. – 2022. – № 2. – P. 100023.
268. Reklaitis, G.V. Engineering optimization. Methods and applications [Text] / G.V. Reklaitis, A. Ravindran, K.M. Ragsdell. – NY: John Wiley & Sons, Inc., 1983.
269. Roleneć, O. Possible Ways of Evaluation of Industrially Manufactured Means for Low-Bearing Terrain Strengthening Usable in Military Operations / O. Roleneć, T. Palasiewicz, Ja. Zalesky, Ja. Kyjovsky // International Journal Advanced Science Engineering. Information Technology. – 2021. - № 5. - P. 1772-1779.
270. Ross, Sh.M. Introduction to Probability Models [Text] / Sh.M. Ross. - New York: Academic Press, 2014. 200 p.
271. Ruijters, E. Fault maintenance trees: Reliability centered maintenance via statistical model checking [Text] / E. Ruijters, D. Guck, P. Drolenga, M. Stoelinga // Proceeding of 2016 Annual Reliability and Maintainability Symposium. – 2016. - P. 1-6.
272. Ruijters, E. Maintenance Analysis and Optimization via Statistical Model Checking [Text] / E. Ruijters, D. Guck, P. Drolenga, M. Peters, M. Stoelinga // Quantitative Evaluation of Systems. – 2016. - № 9826. – P. 331-347.

273. Scheingert, Z. Aerial Ropeways and Funicular Railways [Text] / Z. Scheingert. – London, 1966. – 555 p.
274. Schmoll, H.D. Weltseilbahngeschichte [Text] / H.D. Schmoll. – Eugendorf: Steidl Verlag, 2000. – 240 s.
275. Shoop, S.A. Finite element modeling of tire–terrain interaction. Technical Report ERDC/CRREL TR-01-16 / S.A. Shoop. - Hanover: Cold Regions Research and Engineering Laboratory, 2001. - 59 p.
276. Sirtori, S. Finite element static analysis of stretched ropes on winded spans [Text] / S. Sirtori // *Meccanica*. – 1975. - № 10. – P. 289–299.
277. Sofi, A. Nonlinear in-plane vibrations of inclined cables carrying moving oscillators [Text] / A. Sofi // *Journal of Sound and Vibration*. – 2013. - № 332. – P. 1712–1724.
278. Special machines – Valentini Teleferiche [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.valentini-teleferiche.it/en/soluzioni/special-machines> (Дата обращения: 20.03.2023).
279. Szabo, I. Geschichte der Mechanischen Prinzipien [Text] / I. Szabo. – Basel: Birkhäuser Basel, 1977. – 572 p.
280. Tarichko, V.I. General principles of creating mobile cable cars based on self-propelled wheeled chassis [Text] / V.I. Tarichko // Congress book of the 1 International Marmara Scientific Research and Innovation Congress. – Istanbul, Türkiye, 2021. – P. 704.
281. Tarichko, V.I. Functional capabilities and areas of effective application of single-span mobile ropeways based on self-propelled wheeled chassis [Text] / V.I. Tarichko, A.V. Lagerev // Congress book of the 9 International Zeugma Conference on Scientific Research. – Gaziantep, Türkiye, February 19-21, 2023. – P. 239, 264.
282. Težak, S. Modern Cableways - The Base of Mountain Sports Tourism [Text] / S. Težak // *Strategies for tourism industry*. - 2012. - P. 297-312.
283. Težak, S. Reliability analysis of operation for cableways by fta (fault tree analysis) method [Text] / S. Težak, Z.vToš // *Promet – Traffic&Transportation*. – 2010. - № 3. – P. 163-173.

284. Thaler, H. Numerical Optimization in Ropeway Planning [Text] / H. Thaler, M. Wenin, J. Brunner, D. Reiterer, M.L. Bertotti, G. Modanese, E. Oberhuber // Properties and Characterization of Modern Materials, Advanced Structured Materials. – 2017. № 33. – P. 113-124.

285. Tiessler, M. Integration of an Urban Ropeway into Munich's Transit System Demand Modeling / M. Tiessler, R. Engelhardt, R. Bogenberger, C. Hessel, M. Serwa-Klamouri // Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board. – 2019. - № 10. – P. 47-57.

286. Villa, L.F. Fuzzy Inference System for Modelling Failure Modes in a Ropeway for Massive Transportation [Text] / L.F. Villa, O.L.Q. Montoya, L. Castañeda, G. Mejía // International Conference on Artificial Intelligence and Industrial Engineering. – 2015. - P. 113-116.

287. Visser, R. Automation and Robotics in Forest Harvesting Operations: Identifying Near-Term Opportunities / R. Visser, O.F. Obi // Croatian Journal of Forest Engineering. - 2017. - № 1. - P. 13-24.

288. Visser, R. Cable extraction of harvester felled thinnings: An Austrian case study / R. Visser, K. Stampfer // J. of Forest Engineering. - 1998. - № 1. - P. 39–46.

289. Vuchic, V.R. Urban Transit Systems and Technology [Text] / V.R. Vuchic. – NY: John Wiley & Sons, Inc., 2007. – 614 p.

290. Wallis-Tayler, A.J. Aerial or Wire-Ropes Tramways. Their Construction and Management [Text] / A.J. Wallis-Tayler. – London: Crosby Lockwood, 1881. – 200 p.

291. Wagner, H. Seilbahnen als innovatives Beförderungsmittel im urbanen Bereich [Text] / H. Wagner, S. Lenz, S. Stratmann, R. Beha // Mobilität 4.0 – neue Geschäftsmodelle für Produkt- und Dienstleistungsinnovationen. Schwerpunkt Business Model Innovation. – Wiesbaden: Springer Gabler, 2018. – P. 73-96.

292. Wenin, M. Cable ropeway simulation: computation and visualization of complex mechanical system [Text] / M. Wenin, M. Irschara, S. Obexer, M.L. Bertotti, G. Modanese // OITAF Congress 2017. Bozen/Bolzano.

293. Wenin, M. Quasi-Static Ropeway Simulation Using Parallel Computing [Text] / M.Wenin, M.L. Bertotti, G. Modanese // Engineering Design Applications IV. Advanced Structured Materials. – 2022. - № 172. – P. 103-111.

294. Winter, J. A Case Study of Cable-Propelled Transit to Be an Alternative Application to Conventional Means of Public Transportation [Text] / J. Winter, I. Sesma, M. Funda // Proc. 15th Int. Conf. on Automated People Movers and Automated Transit Systems. - Toronto, 2016. – P. 262-277.

295. Zub, I. The coefficient of technical readiness as an indicator of the effectiveness of the strategy of technical operation of lifting and transport equipment of terminals [Text] / I. Zub, Yu. Yezhov, N. Stenin // E3S Web of Conference. - 2021. 244. - P. 08009.

296. Lagerev, A.V. Force Analysis of the Hydraulic Mechanism for Moving the End Tower of a Transport Unit for a Mobile Ropeway [Text] / A.V. Lagerev, V.I. Tarichko, I.A. Lagerev // AIP Conference Proceedings. – 2023. – Vol.2476. – P. 020017.

Документы о внедрении результатов работы



**АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ РЕГИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
КОНЦЕРНА ВКО «АЛМАЗ – АНТЕЙ» – ОБУХОВСКИЙ ЗАВОД»**

192012, Россия, Санкт-Петербург, вкл.тер.л. муниципальный округ Рыбачское, пр-кт Обуховской Обороны, д. 120, стр. 19, помещ. 1-Н, №708
тел.: (812) 363-93-40, тел./факс: (812) 363-98-11, e-mail: dou@goz.ru
ОКПО 07513234, ОГРН 1037825058732, ИНН/КПП 7811144648/785050001

КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО СПЕЦИАЛЬНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

03.05.2023, № 14178/234

На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора -
Генеральный конструктор
АО «Северо-Западный региональный центр
Концерн воздушно-космической обороны
«Алмаз-Антей» - Обуховский завод»

А.В. Васильев

_____ 20__ г.



**Акт внедрения результатов диссертационных исследований
на соискание учёной степени доктора технических наук Таричко Вадима Игоревича**

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационных исследований Таричко Вадима Игоревича, посвященных научным основам проектирования и моделирования рабочих процессов однопролётных мобильных канатных дорог на базе самоходных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, были использованы при разработке проекта Тактико-технического задания на опытно-конструкторскую работу «Разработка мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов».

Начальник расчётно-исследовательского отдела, кандидат технических наук		В.В. Типаев
Начальник проектно-комплексного отдела		К.А. Мефед
Главный специалист		В.А. Славецкий

008157

АО «КОНЦЕРН ВКО «АЛМАЗ-АНТЕЙ»



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«БРЯНСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»

АО «БАЗ»

241050, г. Брянск, ул. Сталелитейная, д. 1, Тел. (4832) 22-15-00, Факс (4832) 22-14-80,

E-mail: post@baz32.ru, <http://www.baz32.ru>

ИНН 3255502838, КПП 325701001, ОГРН 1083254005141

№ _____

УТВЕРЖДАЮ

Технический директор АО «БАЗ»


_____ В.В. Степаненко

_____ 2021 г.



Акт внедрения результатов научных исследований

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационных исследований к.т.н. Таричко Вадима Игоревича, посвященных созданию научных основ проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов (МТПКК), выполненных на базе Акционерного общества «Брянский автомобильный завод», были использованы при разработке и изготовлении подъемно-мачтовых устройств машин ОАМ-32, трансмиссии стартового пожарно-спасательного автомобиля БАЗ-8080, полуприцепа-шасси БАЗ-9828.

1. На основе анализа возможных вариантов компоновки мачт канатной дороги МТПКК была выбрана научно обоснованная рациональная конструкция подъемно-мачтового устройства машины ОАМ-32. Это позволило на практике подтвердить теоретические выводы и рекомендации, сделанные В.И. Таричко.

2. Разработанные математические модели силового и кинематического анализа мачтовых устройств, а также методика анализа напряженно-деформируемого состояния методом конечных элементов использованы для проверочных расчетов на прочность и жесткость элементов несущей металлоконструкции подъемно-мачтового устройства машины ОАМ-32 и несущей металлоконструкции полуприцепа-шасси БАЗ-9828. С их использованием сделаны научно обоснованные рекомендации по усилению опасных зон металлоконструкции.

3. Разработанные математические модели для исследования рабочих процессов гидропривода МТПКК позволили скорректировать проект гидросистемы машины ОАМ-32 и снизить ее энергоемкость.

4. Разработанная комплексная математическая модель в части анализа взаимодействия базового шасси и деформированного опорного основания при рабочем положении мачты использована при выработке конструктивных решений по обеспечению общей устойчивости машины ОАМ-32.

5. Натурными испытаниями машин ОАМ-32 подтверждены заданные тактико-технические характеристики, спрогнозированные на этапе

проектирования с помощью методик и математических моделей, разработанных В.И. Таричко.

6. Математические модели двигателя и трансмиссии МТПКК были использованы при разработке трансмиссии стартового пожарно-спасательного автомобиля БАЗ-8080.

Машины ОАМ-32, оснащенные подъемно-мачтовыми устройствами, а также полуприцепы-шасси БАЗ-9828 могут использоваться при создании базовых станций МТПКК.

Экономический эффект от внедрения результатов исследований В.И. Таричко за счет снижения металлоемкости, уменьшения мощности и энергоемкости гидропривода, установки гидроцилиндров меньшего типоразмера составил 3 млн. руб. на одну машину ОАМ-32.

Исполнитель НИР

 В.И. Таричко

От предприятия:

Первый зам. главного конструктора



В.П. Прахов

Зам. главного конструктора по НИР и ОКР



Д.В. Колесников

Начальник КБ расчётов и надёжности, к.т.н.



П.И. Шалупина

Ведущий инженер-конструктор



В.А. Славецкий

Начальник организационно-планового бюро



К.А. Мефед

АО «КОНЦЕРН ВКО «АЛМАЗ-АНТЕЙ»



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО
СПЕЦИАЛЬНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ»
(АО «КБСМ»)



пр. Обуховской Обороны, д.120, лит. Е4, Санкт-Петербург, 192012
Тел.: (812) 665-56-00; Факс: (812) 665-57-99, E-mail: office@kbsm.su
ОКПО 07560280, ОГРН 1037804017140, ИНН/КПП 7802205799/781101001

На № _____ от _____

[_____]

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора -
генеральный конструктор



А.В. Васильев
2022 г.

АКТ

о реализации научных результатов, полученных в диссертации
Таричко Вадима Игоревича на соискание ученой степени
доктора технических наук

Комиссия в составе:

председателя – начальника расчетно-исследовательского отделения,
кандидата технических наук, доцента Щеглова Д.К.;

членов комиссии: начальника сектора, доктора технических наук,
профессора Марченко Б.И.,
начальника отдела, кандидата технических наук
Королева А.В.,
начальника лаборатории, кандидата технических наук
Федорова Д.А.

составила настоящий акт в том, что результаты диссертационных исследований кандидата технических наук Таричко Вадима Игоревича, посвященных созданию научных основ проектирования мобильных транспортно-

перегрузочных канатных комплексов (МТПКК), были использованы при проведении составной части опытно-конструкторской работы АО «КБСМ» по созданию электрогидравлической системы управления (ЭГСУ) опоры антенной мобильной (изделие ОАМ-32).

В частности, на основе разработанной математической модели («Моделирование гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса с частотно-дрессельным регулированием»), реализованной в программе для ЭВМ и представленной свидетельством о государственной регистрации № 2020615888, скорректирован проект гидросистемы с целью повышения её энергетической эффективности и повышения плавности работы ЭГСУ. Подобраны оптимальные параметры работы предохранительных клапанов гидросистемы ЭГСУ.

Электрогидравлическая система управления может использоваться при создании базовых станций МТПКК.

Председатель:

Начальник расчетно-исследовательского отделения,
кандидат технических наук, доцент

Д.К. Щеглов

Члены комиссии:

Начальник сектора,
доктор технических наук, профессор

Б.И. Марченко

Начальник отдела,
кандидат технических наук

А.В. Королев

Начальник лаборатории,
кандидат технических наук

Д.А. Федоров

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель начальника ФГБУ «ЦНИИИ ИВ»
Минобороны России по научной работе

В. Петров

« — » 2022 г.



МИНИСТЕРСТВО ОБОРОНЫ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
(МИНОБОРОНЫ РОССИИ)
ФЕДЕРАЛЬНОЕ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ
«ЦЕНТРАЛЬНЫЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРНЫХ ВОЙСК
имени Героя Советского Союза
генерал-лейтенанта инженерных войск
Д.М. Карбышева»
МИНИСТЕРСТВА ОБОРОНЫ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
р.п. Нагатино, г.о. Красногорск,
Московская обл., 143432
«И» 05 2022 № 837
На № _____

АКТ №

реализации результатов диссертационного исследования на тему «Развитие теории проектирования и моделирования рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на подвижных шасси» докторанта, кандидат технических наук, заместителя генерального конструктора-главного конструктора АО «Конструкторское бюро специального машиностроения» В.И. Таричко

Комиссия в составе: председателя комиссии: заместителя начальника управления - начальника отдела кандидата технических наук О.П. Гуришкина, ведущего научного сотрудника кандидата технических наук старшего научного сотрудника С.А. Крицкого; старшего научного сотрудника В.П. Тыденя, начальника отделения ВТИ С.В. Малина составили настоящий акт о том, что основные положения и рекомендации диссертационного исследования докторанта В.И. Таричко были внедрены в Федеральном государственного бюджетном учреждении «Центральный научно-исследовательский испытательный институт инженерных войск имени Героя Советского Союза генерал-лейтенанта инженерных войск Д.М. Карбышева» Министерства обороны Российской Федерации при оценке модернизационного потенциала переносных горных канатных дорог ГЛКД-100 и ГЛКД -1000. Разработанная методика создания комплексных математических моделей транспортных систем и отдельные математические модели (колесного шасси, движителя,



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
КУРГАНСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
СПЕЦИАЛЬНОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО
МАШИНОСТРОЕНИЯ



УТВЕРЖДАЮ

Исполнительный директор –
Главный конструктор, кандидат технических наук
АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения»



С.В. Абдулов

2021 г.

Акт внедрения результатов диссертационных исследований на соискание учёной степени доктора технических наук Таричко Вадима Игоревича

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационных исследований Таричко Вадима Игоревича, посвященных созданию научных основ проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов (МТПКК), были использованы при проведении опытно-конструкторской работы АО «СКБМ» по созданию гидромеханической коробки передач 667-000-сб1 с применением математических моделей трансмиссии МТПКК.

Специальные колёсные шасси, оснащенные гидромеханическими коробками передач 667-000-сб1, могут использоваться при создании базовых станций МТПКК.

От АО «СКБМ»

Зам. главного конструктора _____ С.Г. Чирков

Ведущий инженер-конструктор _____ С.Л. Нечухин

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ТУТАЕВСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД»

ОГК

Ул. Строителей, д. 1, г. Тутаев,
Ярославская область, Россия, 152303
Тел / факс (48533) 2-13-98
e-mail: info@paotmz.ru; www.paotmz.ru
ОКПО 00233218, ОГРН 1027601272082,
ИНН/КПП 7611000399/761101001

УТВЕРЖДАЮ

Главный конструктор –
Заместитель генерального директора
ПАО «Тутаевский моторный завод»

О.Г. Прохоров



» _____ 2022г.

**Акт внедрения результатов диссертационных исследований на соискание
учёной степени доктора технических наук Таричко Вадима Игоревича**

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационных исследований кандидата технических наук Таричко Вадима Игоревича, посвященных созданию научных основ проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов (МТПКК), были использованы при проведении опытно-конструкторской работы ПАО «ТМЗ» по созданию дизельного двигателя 854.10-01 мощностью 600 л.с. с применением математических моделей двигателя МТПКК.

Специальные колёсные шасси, оснащенные дизельными двигателями 854.10-01, могут использоваться при создании базовых станций МТПКК.

От ПАО «ТМЗ»

Заместитель главного конструктора

А.П. Шутов

Начальник КБ ОГК

Д.В. Королев

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«НАУЧНО-КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО
ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ»

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор,
главный конструктор АО НКБ ВС,
кандидат технических наук



С.А. Сивцов

2021 г.

А К Т

об использовании результатов диссертационной работы Таричко Вадима Игоревича
на соискание ученой степени доктора технических наук на тему
«Развитие теории проектирования и моделирования рабочих процессов мобильных
транспортно-перегрузочных канатных комплексов на подвижных шасси»
в АО «Научно-конструкторское бюро вычислительных систем»

Настоящий акт подтверждает использование в АО НКБ ВС методов и программ-
ных моделей, разработанных В. И. Таричко в диссертационной работе «Развитие тео-
рии проектирования и моделирования рабочих процессов мобильных транспортно-
перегрузочных канатных комплексов на подвижных шасси».

В частности, разработанные подходы по созданию цифровых двойников мо-
бильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, реализованные в програм-
мах для ЭВМ, и представленные свидетельствами о государственной регистрации
№№ 2020610757, 2020615888, 2020616786, 2021660927, были использованы при созда-
нии встраиваемых комплексов бортового оборудования и информационно-
управляющих систем мобильных транспортно-технологических машин нового поколе-
ния для моделирования изменений во времени основных характеристик приводов, ки-
нематических и силовых параметров движения механизмов, построения оптимальных
законов регулирования, расчета количественных характеристик движения, оценки ди-
намической нагруженности колесных машин и др.

Разработанные в диссертационной работе В. И. Таричко цифровые двойники используются также для прогнозирования критических нагрузок и предотвращения информационно-управляющей системой мобильных транспортно-технологических машин аварийных ситуаций в режиме реального времени.

Технический директор, к.т.н.



С.А. Бачило

Заместитель генерального директора
по автоэлектронике



М.В. Грибанов

Ведущий программист



Д.В. Черемушкин

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

21.09.21 № 99-10-256

АКТ О ВНЕДРЕНИИ

Результаты научных работ к.т.н. Таричко Вадима Игоревича, полученные в 2019-2020 г.г., внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»:

- при изучении обучающимися дисциплин «Компьютерные технологии в рекламе и PR», «Информационные технологии в медиаиндустрии», «Сквозные цифровые технологии в рекламе и связях с общественностью» используются разработанные подходы к созданию выставочных макетов (на примере макетов мобильных канатных дорог и мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов);

- при изучении обучающимися дисциплин «Системы автоматизированного проектирования» и «Геометрическое и компьютерное моделирование» используются разработанные методики конечноэлементных расчетов несущих металлоконструкций мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов;

- при подготовке выпускных квалификационных работ по направлениям: 01.04.02 Прикладная математика и информатика, профиль Прикладные Интернет технологии; 01.03.02 Прикладная математика и информатика, профиль Системное программирование и компьютерные технологии; 02.03.02 Фундаментальная информатика и информационные технологии, профиль Сетевые технологии.

Результаты научных исследований В.И. Таричко также используются в деятельности Инжинирингового научно-образовательного центра цифровых технологий Индустрии 4.0 при разработке цифровых двойников транспортных систем и организации НИРС в студенческом конструкторско-технологическом бюро.

Проректор по научно-исследовательской работе
и международным связям, д. пед. н, профессор

Т.А. Степченко

Исполнитель, к.т.н.

В.И. Таричко



Документы на объекты интеллектуальной собственности

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 200206

**БЫСТРОРАЗЪЕМНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ
СОЕДИНЕНИЯ КАНАТОВ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ
КОМПЛЕКСОВ МАЯТНИКОВОГО ТИПА**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского" (RU)*

Авторы: *Лагерев Александр Валерьевич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU), Таричко Вадим Игоревич (RU)*

Заявка № 2020121057
Приоритет полезной модели 17 июня 2020 г.
Дата государственной регистрации в
Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 13 октября 2020 г.
Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 17 июня 2030 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Нишев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 200827

Самоходная концевая станция

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского" (RU)*

Авторы: *Лагерев Александр Валерьевич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU), Таричко Вадим Игоревич (RU)*

Заявка № 2020117118

Приоритет полезной модели 12 мая 2020 г.

Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 12 ноября 2020 г.

Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 12 мая 2030 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Иашин

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 204003

**САМОХОДНАЯ КОНЦЕВАЯ СТАНЦИЯ
МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского" (RU)*

Авторы: *Лагерев Александр Валерьевич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU), Таричко Вадим Игоревич (RU)*

Заявка № 2020140506

Приоритет полезной модели 08 декабря 2020 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 04 мая 2021 г.Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 08 декабря 2030 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 204005

**САМОХОДНАЯ КОНЦЕВАЯ СТАНЦИЯ
МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского" (RU)*

Авторы: *Лагерев Александр Валерьевич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU), Таричко Вадим Игоревич (RU)*

Заявка № 2020141677

Приоритет полезной модели 16 декабря 2020 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 04 мая 2021 г.Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 16 декабря 2030 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ильин

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 206299**САМОХОДНАЯ КОНЦЕВАЯ СТАНЦИЯ
МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского" (RU)*

Авторы: *Лагерев Александр Валерьевич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU), Таричко Вадим Игоревич (RU)*

Заявка № 2021112278

Приоритет полезной модели 27 апреля 2021 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 03 сентября 2021 г.Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 27 апреля 2031 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивашев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11) **2 738 871** (13) **C1**(51) МПК
B60K 17/34 (2006.01)
B60K 17/36 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
B60K 17/34 (2020.08)

(21)(22) Заявка: 2020117459, 27.05.2020

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
27.05.2020

Дата регистрации:
17.12.2020

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 27.05.2020

(45) Опубликовано: 17.12.2020 Бюл. № 35

Адрес для переписки:
107045, Москва, Сретенский б-р, 5, а/я 97 (для
Мазур Н.З.), Мазур Наталья Зиновьевна

(72) Автор(ы):
Таричко Вадим Игоревич (RU),
Левковец Николай Романович (RU),
Киселев Олег Васильевич (RU),
Полехин Денис Эдуардович (RU)

(73) Патентообладатель(и):
Акционерное общество «Брянский
автомобильный завод» (АО "БАЗ") (RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2570978 C2, 20.12.2015. DE
3403883 A1, 26.09.1985. RU 9418 U1, 16.03.1999.
RU 67929 U1, 10.11.2007. RU 2297337 C2,
20.04.2007. EP 180374 A1, 07.05.1986.

(54) ТРАНСМИССИЯ ПОЖАРНО-СПАСАТЕЛЬНОГО АВТОМОБИЛЯ

(57) Реферат:

Изобретение относится к области автомобильного машиностроения, а именно к размещению узлов и агрегатов трансмиссии автомобиля, и может быть использовано в схемах трансмиссии полноприводного аэродромного пожарно-спасательного автомобиля. Техническая проблема заявленного изобретения заключается в создании схемы трансмиссии, обеспечивающей возможность работы насосной установки (с подачей водопенных компонентов) от двигателя на ходу, в том числе при маневрировании с малой скоростью и на стоянке, получить необходимые разгонные характеристики и высокую скорость движения, увеличение количества вывозимых средств тушения и интенсивности подачи водопенных компонентов. Технический результат заключается в решении указанной проблемы и достигается в трансмиссии пожарно-спасательного автомобиля, содержащей коробку передач, раздаточную коробку, карданную передачу, карданные валы, передний и два задних

моста. Коробка передач представляет собой автоматическую коробку передач (АКПП) и объединена с раздаточной коробкой единым корпусом, размещенным в средней части автомобиля. Вторичный вал раздаточной коробки соединен с редукторами переднего и заднего мостов посредством карданных валов. Компоновка элементов трансмиссии выполнена с возможностью размещения двигателя в задней части рамы автомобиля за вторым задним мостом, при этом упомянутый двигатель дополнительно содержит установленный на картере моховика гидротрансформатор, передающий крутящий момент от двигателя посредством выходного вала через карданную передачу на первичный вал АКПП, а также коробку отбора мощности для передачи мощности насосному оборудованию потребителя. Двигатель, гидротрансформатор и коробка отбора мощности образуют вместе единый силовой агрегат. 2 ил.

RU 2 738 871 C1

RU 2 738 871 C1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ(19) **RU** (11) **121376** (51) МКПО¹² **12-13**

(15) Дата регистрации: 31.08.2020

(21) Номер заявки: [2019502703](#)

(22) Дата подачи заявки: 26.06.2019

(24) Дата, с которой исчисляется срок действия патента: 26.06.2019

(45) Дата публикации: [31.08.2020](#) Бюл. № 9**(12) СВЕДЕНИЯ О ПАТЕНТЕ НА ПРОМЫШЛЕННЫЙ ОБРАЗЕЦ**

Статус: может прекратить свое действие (последнее изменение статуса: 16.02.2022)

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 26.06.2019

(73) Патентообладатель(и):

Акционерное общество "БРЯНСКИЙ
АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД" (RU)

(72) Автор(ы):

Колесников Дмитрий Владиславович (RU),
Константинов Валерий Альбертович (RU),
Левковец Николай Романович (RU),
Таричко Вадим Игоревич (RU)

Адрес для переписки:

107045, Москва, Сретенский бул., д. 5, а/я 97,
для Мазур Н.З.

(54) КОРПУСНОЕ КОЛЕСНОЕ ШАССИ

(55) Корпусное колесное шасси



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020610757

«Моделирование частотно-регулируемого гидропривода
мобильного транспортно-перегрузочного канатного
комплекса»

Правообладатель: *Таричко Вадим Игоревич (RU)*Авторы: *Таричко Вадим Игоревич (RU), Лагерев Александр
Валерьевич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU)*

Заявка № 2019664505

Дата поступления 13 ноября 2019 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 20 января 2020 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020615868

«Моделирование кинетики показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса»

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» (RU)*

Авторы: *Лазарев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим Игоревич (RU), Лазарев Игорь Александрович (RU)*

Заявка № 2020615054

Дата поступления 20 мая 2020 г.

Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ 03 июня 2020 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО
о государственной регистрации программы для ЭВМ
№ 2020615888

**«Моделирование гидропривода мобильного
транспортно-перегрузочного канатного комплекса с
частотно-дрессельным регулированием»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования «Брянский
государственный университет имени академика
И.Г.Петровского» (RU)*

Авторы: *Лазерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лазерев Игорь Александрович (RU)*

Заявка № **2020614786**
Дата поступления **12 мая 2020 г.**
Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ **03 июня 2020 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 **Г.П. Ивлиев**



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020616786

**«Моделирование режимов движения колесной мобильной
транспортно-технологической машины»**

Правообладатель: **Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования «Брянский
государственный университет имени академика И.Г.
Петровского» (RU)**

Авторы: **Лагерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU), Черных
Александр Андреевич (RU)**

Заявка № 2020614860

Дата поступления 12 мая 2020 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 22 июня 2020 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020664273

**«Планирование стратегии ремонтов канатной системы
мобильного канатного комплекса»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования «Брянский
государственный университет имени академика И.Г.
Петровского» (RU)*

Авторы: *Лазерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лазерев Игорь Александрович (RU)*

Заявка № 2020663436

Дата поступления 02 ноября 2020 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 11 ноября 2020 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Излиев Г.П. Излиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021614929

**«Компоновка и силовой анализ технологического
оборудования мобильного канатного комплекса»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Брянский государственный университет имени
академика И.Г.Петровского» (RU)*

Авторы: *Лазерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лазерев Игорь Александрович (RU),
Перминова Диана Игоревна (RU)*



Заявка № 2021613883

Дата поступления 23 марта 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 31 марта 2021 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021617351

**«Компоновка и расчет комбинированного механизма
подъема и фиксации концевой опоры мобильного
канатного комплекса»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Брянский государственный университет имени
академика И.Г.Петровского» (RU)*

Авторы: *Лагерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU)*

Заявка № 2021616545

Дата поступления 27 апреля 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 13 мая 2021 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Иевлев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021617498

**«Компоновка и анализ штангового механизма подъема
и фиксации концевой опоры мобильного канатного
комплекса»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Брянский государственный университет имени
академика И.Г. Петровского» (RU)*

Авторы: *Лагерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лагерев Игорь Александрович (RU)*

Заявка № 2021616506

Дата поступления 27 апреля 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 14 мая 2021 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021660927

**«Синтез оптимального закона частотно-дрессельного
регулирования гидропривода мобильного канатного
комплекса»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Брянский государственный университет имени
академика И.Г. Петровского» (RU)*

Авторы: *Лазерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лазерев Игорь Александрович (RU)*

Заявка № 2021660194

Дата поступления 28 июня 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 05 июля 2021 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021661113

**«Моделирование надежности гидрофицированной
мобильной канатной дороги на базе самоходных шасси»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Брянский государственный университет имени
академика И.Г. Петровского» (RU)*

Авторы: *Лазерев Александр Валерьевич (RU), Таричко Вадим
Игоревич (RU), Лазерев Игорь Александрович (RU)*



Заявка № 2021660110

Дата поступления 28 июня 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 06 июля 2021 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

**Результаты расчета основных геометрических характеристик
механизма установки и фиксации концевой опоры мобильного
транспортно-перегрузочного канатного комплекса**

Таблица В.1 – Основные характеристики механизма установки и фиксации концевой опоры при ее концевом расположении с опиранием на несущую раму шасси

Наименование характеристики	Значение характеристики для варианта							
	К-3/10	К-3/8	К-4/12	К-4/10	К-5/14	К-5/12	К-6/14	К-6/12
Длина концевой опоры L_t , мм	10000	8000	12000	10000	14000	12000	14000	12000
Максимальный размер между точками опирания опоры и гидроцилиндра $l_{ab,max}$, мм:	4600	4600	5300	5300	6200	6200	6500	6500
Размер до точки крепления опоры и гидроцилиндра l_{Bc} , мм:								
- максимальный $l_{Bc,max}$	1690	1690	1940	1940	2270	2270	2380	2380
- минимальный $l_{Bc,min}$	520	520	660	660	790	790	790	790
Длина гидроцилиндра L_{hc} , мм								
- максимальная $L_{hc,max}$	2900	2900	3350	3350	3940	3940	4120	4120
- минимальная $L_{hc,min}$	900	900	1130	1130	1370	1370	1370	1370
Ход штока гидроцилиндра Δ_{hc} , мм								
- максимальный $\Delta_{hc,max}$	2610	2610	3020	3020	3540	3540	3710	3710
- минимальный $\Delta_{hc,min}$	810	810	1020	1020	1230	1230	1230	1230

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

Таблица В.2 – Основные характеристики механизма установки и фиксации концевой опоры при ее центральном расположении с опиранием на несущую раму шасси

Наименование характеристики	Значение характеристики для варианта			
	С-3/6	С-4/6	С-5/7	С-6/7
Длина концевой опоры L_t , мм	6000	6000	7000	7000
Максимальный размер между точками опирания опоры и гидроцилиндра $l_{ab,max}$, мм:	4600	5300	6200	6500
Размер до точки крепления опоры и гидроцилиндра l_{Bc} , мм:				
- максимальный $l_{Bc,max}$	1680	1940	2270	2380
- минимальный $l_{Bc,min}$	370	370	450	450
Длина гидроцилиндра L_{hc} , мм				
- максимальная $L_{hc,max}$	2910	3350	3940	4120
- минимальная $L_{hc,min}$	670	670	780	780
Ход штока гидроцилиндра Δ_{hc} , мм				
- максимальный $\Delta_{hc,max}$	2620	3020	3540	3710
- минимальный $\Delta_{hc,min}$	610	610	700	700