

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Санкт-Петербургский горный университет»

На правах рукописи

АВДЕЕВ АЛЕКСЕЙ МИХАЙЛОВИЧ



**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ И
СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА С
ТЯГОВЫМ УСТРОЙСТВОМ НАКЛОННОГО СКИПОВОГО
ПОДЪЕМНИКА**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
д.т.н., профессор
Тимофеев И.П.

Санкт-Петербург – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА КАРЬЕРАХ	10
1.1 Основные виды карьерного транспорта	10
1.1.1 Железнодорожный транспорт.....	12
1.1.2 Автомобильный транспорт	15
1.1.3 Конвейерный транспорт.....	19
1.1.4 Комбинированный транспорт.....	22
1.2 Наклонные скиповые подъемники.....	24
1.3 Самоходные транспортные средства	35
1.4 Выводы по первой главе.....	39
ГЛАВА 2 АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА СЦЕПЛЕНИЯ ГЛАДКОГО КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ. АНАЛИЗ И ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ ФРИКЦИОННОГО ТИПА	40
2.1 Режимы реализации коэффициента сцепления	40
2.2 Способы увеличения допустимых уклонов рельсовых путей.....	45
2.3 Основные уравнения, описывающие процессы создания силы тяги	48
2.4 Анализ кинематических схем тяговых устройств с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс.....	53
2.5 Анализ влияния основных геометрических размеров тягового устройства на передаточное число рычажной системы.....	66
2.6 Выводы по второй главе.....	71
ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ РЫЧАЖНОГО ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА САМОХОДНОГО СКИПА	72
3.1 Составление динамической модели самоходного скипа	72
3.2 Уравнение движения самоходного скипа.....	74
3.3 Условие устойчивой работы самоходного скипа	77

3.4 Компьютерное моделирование процесса движения самоходного скипа.....	78
3.5 Выводы по третьей главе	83
ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УГЛА НАКЛОНА РЕЛЬСОВОГО ПУТИ И МАССЫ ПЕРЕМЕЩАЕМОГО ГРУЗА НА ИЗМЕНЕНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДА САМОХОДНОГО СКИПА ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ С ЗАДАННОЙ СКОРОСТЬЮ	84
4.1 Задачи исследования и описания экспериментального стенда.....	84
4.2 Характеристика основных элементов экспериментального стенда	87
4.3 Последовательность проведения эксперимента	88
4.4 Анализ экспериментальных данных	92
4.5 Анализ сходимости результатов экспериментальных и теоретических исследований	95
4.6 Выводы по четвертой главе	98
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	99
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	101

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Ведущее место в горнодобывающей промышленности занимает открытый способ разработки полезных ископаемых. По мере развития открытых горных работ наблюдается четко выраженная тенденция увеличения глубины карьеров, что ведет к значительному повышению суммарных затрат на добычу и транспортировку горной массы.

В настоящее время как в глубоких, так и в нагорных карьерах широко применяется канатный скиповой подъем, существенным недостатком которого является недопустимость углов, больших, чем 50° при ограниченной глубине карьера (не более 450 метров).

Одним из возможных технических решений, позволяющих расширить область применения скипового подъема, является создание горных машин, способных перемещаться без ограничения по углам наклона. Этим условиям отвечают самоходные скипы с фрикционным приводом и регулируемым давлением приводных колес на рельс. Однако такие горнотранспортные машины не нашли широкого применения из-за ряда нерешенных вопросов, связанных со снижением силы тяги из-за некомпенсированного износа их фрикционных элементов. Создание же самоходных скипов, лишенных этого недостатка, является актуальной задачей, что требует для своего решения проведения дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

Степень разработанности темы исследования

Большой вклад в вопросы модернизации и совершенствования рельсовых транспортных средств, в том числе, наклонных скиповых подъемников внесли Яковлев В.Л., Шешко Е.Ф., Спиваковский Н.С. и др.

Развитием теории и практики процесса сцепления колеса горных транспортных машин с рельсом, а также тяговых устройств фрикционного типа горных машин занимались известные ученые: Берсенев В.С., Беляев Н.М., Вдовиченко В.И., Глаголев Н.И., Денегин В.В., Керопян А.М., Лужнов Ю.М.,

Меншутин Н.Н., Минов Д.К., Наумкин О.В., Никифоров И.В., Петров Н.П., Рейнольдс О., Тимофеев И.П. и др.

Однако в их работах недостаточно освещен круг теоретических вопросов, связанных с закономерностями изменений параметров фрикционного привода наклонного самоходного скипа, что требует формирования конструктивных решений подобного привода, обеспечивающих компенсации износа элементов привода в межремонтный период эксплуатации самоходного скипа без снижения тяговых усилий.

Целью работы является выявление закономерностей изменения тягового усилия фрикционного привода самоходного скипа с учетом износа его элементов в процессе эксплуатации для научно обоснованного технического решения привода самоходного скипа с регулируемым давлением на тяговый рельс и компенсацией износа привода в межремонтный период, обеспечивающего доставку горной массы по крутонаклонным выработкам без использования канатной тяги, что вносит значительный вклад в развитие горной отрасли страны.

Идея работы заключается в снижении нагрузок в элементах привода самоходного скипа на основе комплексного учета взаимосвязи конструктивных и силовых параметров фрикционного тягового привода, адаптированных к изнашиванию его ходовых частей и к различным условиям эксплуатации путем формирования приводной рычажной системы скипа так, что длины прямых рычагов пропорциональны диаметру ведущих колес, а плечи угловых рычагов установлены друг к другу под углом, большим, чем 90° , что повышает стабильность сцепления при изнашивании ходовых частей привода самоходного скипа.

Основные задачи исследований

1. Обзор и анализ конструкций и параметров основных видов транспортных средств на карьере.

2. Анализ теоретических и экспериментальных исследований процесса сцепления гладкого колеса с рельсом. Анализ и выбор конструктивных схем

тяговых устройств фрикционного типа.

3. Теоретическое обоснование конструктивных решений рычажного фрикционного привода самоходного скипа. Разработка математической модели механизма привода тягового устройства самоходного скипа. Компьютерное моделирование процесса движения самоходного скипа по рельсовым направляющим с углом наклона от 20° до 50° к горизонту.

4. Экспериментальные исследования влияния угла наклона рельсового пути и массы перемещаемого груза на изменение полезной мощности привода самоходного скипа, потребной для его движения с заданной скоростью.

5. Рекомендации по выбору конструктивных и силовых параметров тягового фрикционного привода наклонного самоходного скипа.

Научная новизна

Разработана математическая модель механизма тягового рычажного привода самоходного скипа, учитывающая изменение силы тяги привода от геометрических параметров его рычажной системы и фрикционного взаимодействия ведущих колес привода с центральным тяговым рельсом по траектории движения самоходного скипа.

Теоретическая и практическая значимость работы:

Установлено, что изменение полезной мощности привода самоходного скипа, приходящейся на единицу перемещаемого груза, от угла наклона рельсового пути и неизменной скорости движения описывается квадратичной функцией с достаточной для инженерных расчетов точностью.

Разработана конструктивная схема регулируемого тягового устройства, защищенная патентом на полезную модель №165910.

Предложена конструктивная схема тягового устройства, позволяющая уменьшить габариты скипа, защищенная патентом на полезную модель №185909.

Установленная зависимость полезной мощности, приходящейся на единицу перемещаемого груза, от угла наклона рельсового пути позволяет оценить мощность привода самоходного скипа для различных масс

насыпного груза и углов наклона траектории движения.

Методология и методы исследований

Используется комплекс методов анализа возможностей совершенствования системы привода самоходного скипа в рамках теории горной механики, триботехники, трибофатики, имитационного и компьютерного моделирования в сочетании с теорией экспериментальных исследований, методов экспериментальной механики и методов оптимизации.

Соответствие паспорту специальности: работа соответствует области исследования паспорта специальности 05.05.06 – Горные машины: п. 3 «Обоснование и оптимизация параметров и режимов работы машин и оборудования и их элементов»; п. 4 «Обоснование и выбор конструктивных и схемных решений машин и оборудования во взаимосвязи с горнотехническими условиями, эргономическими и экологическими требованиями».

Положения, выносимые на защиту

1. Установлено, что в предложенной конструктивной схеме тягового привода самоходного скипа при уменьшении длины прямого рычага рычажной системы от $4D$ до $2D$, где D – диаметр ведущих колес, передаточное число увеличивается от 6,3 до 6,8, а при пропорциональном уменьшении длины короткого плеча углового рычага с $0,25D$ до $0,125D$ при постоянной длине прямого рычага $2D$ передаточное число возрастает от 6,8 до 12,5, при этом плечи углового рычага расположены по отношению друг к другу под углом $\gamma=97,0\pm0,5^\circ$.

2. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено, что зависимость изменения полезной мощности привода самоходного скипа, приходящейся на единицу перемещаемого груза, от угла наклона рельсового пути достоверно описывается квадратичной функцией и при этом составляет 1,1 кВт/т для угла 20° и 2,5 кВт/т для угла 50° при неизменной скорости движения, установленных условиях эксплуатации и фиксированных конструктивных параметрах скипа.

Степень достоверности и апробация результатов работы

Научные положения, выводы и рекомендации, разработанные в диссертации, соответствуют классическим положениям теоретической механики и основам математического моделирования и подтверждены удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Основные положения и результаты работы в целом и отдельные ее разделы докладывались и получили положительную оценку на международных и всероссийских конференциях: 2015: 56th STUDENTS SCIENTIFIC SESSION (MINING SECTION) (г. Краков, Польша); 2016: IV Международная научно-практическая конференция «Инновации на транспорте и в машиностроении» (г. Санкт-Петербург, Горный университет); 2018: Санкт-Петербургский международный научно-образовательный салон (г. Санкт-Петербург); 2019: Международный семинар «Круглый стол молодых ученых «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2019» (г. Санкт-Петербург, Горный университет), а также на заседаниях кафедры машиностроения Горного университета (Санкт-Петербург, 2015-2019 гг.).

Личный вклад автора

Включенное участие на всех этапах процесса; участие в получении исходных данных и научных экспериментах; анализ особенностей работы тягового устройства фрикционного привода самоходного скипа с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс; разработка алгоритма и обоснование комплекса методов для исследования особенностей работы тягового устройства привода самоходного скипа на наклонном рельсе; разработка прикладной компьютерной программы исследования процесса движения тягового устройства привода самоходного скипа на наклонном рельсе; формулировка научных положений, выносимых на защиту, основных выводов и рекомендаций.

Публикации

Результаты диссертационной работы в достаточной степени освещены в 4 печатных работах, в том числе в 2 статьях – в изданиях из перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (далее – Перечень ВАК) (из них в 1 статье – в издании, входящем в международную базу данных и систему цитирования Scopus), в 1 статье – в издании, входящем в международную базу данных и систему цитирования Scopus; получено 2 патента на полезную модель.

Структура и объем диссертации

Диссертационная работа состоит из оглавления, введения, 4 глав с выводами по каждой из них, заключения, списка литературы, включающего 117 наименований. Диссертация изложена на 116 страницах машинописного текста и содержит 51 рисунок и 16 таблиц.

ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА КАРЬЕРАХ

Открытый способ разработки и добычи полезных ископаемых занимает одно из ведущих мест в горнодобывающей промышленности, являясь наиболее производительным, экономичным и безопасным в сравнении с другими способами. По состоянию на сегодняшний день 75 % железной руды, около 60 % руд цветных металлов и почти 100 % добывается открытым способом [2, 9, 89, 113] нерудных строительных материалов. Развитие открытого способа добычи предполагает разработку сложных по геологическому строению месторождений полезных ископаемых, освоение которых связано со строительством карьеров большой мощности и значительной глубины, требующих высокой степени механизации. При этом особое значение в связи ростом глубины карьеров приобретают вопросы транспортирования полезного ископаемого. [30]. На особенности работы карьерного транспорта оказывают влияния факторы, зависящие от условий залегания месторождений полезных ископаемых [31, 110].

По оценкам Яковлева В.Л. [109], расходы на транспорт повышаются на 60-70 % от общих затрат на добычу, а также растет трудоемкость работ на 40-50 % по причине увеличения глубины разработки месторождений. С ростом глубины горных работ все более возрастает длина наклонных участков и снижается длина горизонтальных участков [111]. Кроме того, имеет место неоднородность горно-геологических условий залегания месторождений полезных ископаемых, разрабатываемых открытым способом. Как правило, ведется разработка наклонных и крутопадающих залежей. От общего объема добытой горной массы в карьерах большой глубины 65-70 % – это крепкие породы [6]. Автомобильный, железнодорожный и конвейерный транспорт представляет основную группу транспорта для перемещения породы внутри карьеров и за его пределами.

1.1 Основные виды карьерного транспорта

Становление транспорта на карьере – это долгий путь от ручных тачек,

конных колымаг до железнодорожного транспорта [103]. Принципиальные положения развития железнодорожного карьерного транспорта изложены в фундаментальных работах Е.Ф. Шешко, П.Э. Зуркова, В.В. Ржевского [4, 43-44, 85, 102].

Вопросами создания научных основ проектирования, развития и совершенствования карьерного транспорта, в том числе созданию новых транспортных средств, посвятили свои работы ученые-исследователи: доктора техн. наук М.Г. Новожилов, Б.Н. Тартаковский, М.Г. Потапов, Б.А. Носырев, чл.-кор. АН СССР А.О. Спиваковский и др. Большой вклад в исследование проблем обоснования и выбора транспортных систем глубоких карьеров внес чл.-кор. РАН - В.Л. Яковлев [68, 70, 81, 91].

В Институте горного дела им. А.А. Сковородина (М.Г. Потапов) [90-91], в Свердловском горном институте (С.А. Волотковский) [26] проведен большой объем научно-исследовательских работ по созданию и внедрению электрифицированного карьерного транспорта. Работы М.Г. Потапова, М.В. Васильева и др. обеспечили внедрение на карьерах мощных тяговых агрегатов сцепной массой до 360 т. [22, 81, 90].

Быстрому развитию автомобильного карьерного транспорта способствовало появление автосамосвалов МАЗ-235 грузоподъемностью до 25 т. (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Автотранспорт в забое карьера

Быстрому развитию автомобильного карьерного транспорта поспособствовали фундаментальные научные исследования, направленные на

совершенствование автотранспорта, в том числе большой грузоподъемности, которые были проведены в ИГД Министерства чёрной металлургии СССР совместно с БелАЗом, в ИГД им. А.А. Скочинского, в Свердловском горном институте, в Уральском филиале Академии Наук СССР [88].

Целесообразность создания и применения на карьере троллейвоза теоретически обоснована в работах А.С. Фиделева (ИГД Академии Наук СССР) [97]. На БелАЗе был изготовлен первый дизель-троллейвозов.

Научные основы теории и расчета карьерных ленточных конвейеров были заложены в трудах чл.-кор. АН СССР А.О. Спиваковского, Н.С. Полякова [78, 90]. Благодаря их работам СССР стал первопроходцем в применении конвейерного транспорта для перемещения горных масс на карьерах.

1.1.1 Железнодорожный транспорт

Наиболее экономичным видом транспорта является железнодорожный (рисунок 1.2), однако одним из его недостатков являются большие капитальные затраты [8, 38].



Рисунок 1.2 – Применение железнодорожного транспорта в отработке железистых кварцитов и скальной породы

Средний продольный уклон трассы железнодорожного транспорта меньше по сравнению с автомобильным и конвейерным соответственно в 1,8 и 6 раз, что является его основным недостатком и определяет главное направление дальнейшего развития и совершенствования, а именно увеличение уклонов путей до 60-80 %. [64, 77, 100].

Электровозы и тепловозы являются основными типами локомотивов при разработке современных карьеров.

Сцепная масса карьерных электровозов меняется от 94 до 180 т. Мощность лежит в диапазоне 1635-2480 кВт. Сила тяги, развиваемая электровозами на карьере, составляет 196-311 кН. Скорость движения составляет около 30 км/ч. Длина по осям автосцепок изменяется в пределах 16400-21470.

В зависимости от способа питания электродвигателей известны три вида современных карьерных электровозов (рисунок 1.3): контактные, контактно-дизельные, контактно-аккумуляторные. Наибольшее применение в карьерах получили контактные электровозы сцепной массой до 200т, мощностью – 2500 кВт, которые питаются от контактной сети переменного или постоянного тока. Они способны преодолевать подъемы в 40-45 %.



Рисунок 1.3 – Электровоз EL21-062 на путях Горбуновского карьера

Оборудованные двигателями внутреннего сгорания тепловозы (рисунок 1.4) делятся на три вида по способу передачи крутящего момента на колесные пары – с механической (мотовозы), электромеханической и гидромеханической передачей.

Наибольшее применение на карьерах получили тепловозы с

электромеханической передачей [11, 65]. Основным преимуществом тепловозов является их автономность.



Рисунок 1.4 – Тепловоз 2ТЭ10М-3148, ЦГОК, Кривой Рог

Сцепная масса карьерных тепловозов меняется от 120 до 138 т. Мощность лежит в диапазоне 735-2206 кВт. Сила тяги, развиваемая электровозами на карьере, составляет 200-245 кН. Скорость движения тепловозов определяется диапазоном 9-25 км/ч. Длина по осям автосцепок изменяется в пределах 16060-16970.

Передвижение железнодорожного карьерного транспорта осуществляется по стационарным или временным, периодически перемещаемым железнодорожным путям.

Установлена стандартная ширина колеи, применяемая на открытых горных работах, равная 1524 мм. Возможно так же применение ширины колеи 1000, 900 и 750 мм, а в ряде стран колеи 1435 мм. При этом минимально допустимый радиус кривых для колеи 1435мм составляет для постоянных путей порядка 200 м и 100-120 м для временных железнодорожных путей.

Масса 1-го погонного метра рельса определяет его тип. Рельсы Р75, Р65, Р50 и Р43 применяются для нормальной колеи, для узкой – Р24, Р18 [29].

Так как сцепной вес подвижного состава через рельсы передается на

шпалы, то на карьерных путях применяются широкоподошвенные рельсы с шириной подошвы 0,8-0,9 высоты рельса, обладающие большей устойчивостью.

Приняты следующие значения длины рельса для нормальной колеи 12,5 и 25 м и 7 и 8 м - для узкой колеи. С целью уменьшения числа стыков длина рельсов 25 м является предпочтительной.

В сравнении с другими видами карьерного транспорта железнодорожный транспорт обладает рядом достоинств, главными из которых являются:

- высокая надежность работы, не зависящая от условий эксплуатации, в частности, от климатических условий;
- высокая производительность, достигаемая увеличением массы состава;
- относительно низкая энергоемкость транспортирования грузов;
- в сравнении с автомобильным транспортом более низкие эксплуатационные затраты на тонну перемещаемого груза.

Наряду с достоинствами следует отметить ряд недостатков железнодорожного транспорта:

- ограниченный угол наклона рельсовых путей, порядка 40 ‰;
- значительные радиусы кривых железнодорожных путей, увеличивающие общую протяженность трассы;
- высокие капитальные затраты на строительство;
- сложная организация движения составов.

1.1.2 Автомобильный транспорт

В настоящее время автотранспорт занимает лидирующее положение в транспортировании горных пород на открытых горных работах, около 80 % всего объема перевозимых грузов приходится на автотранспорт (рисунок 1.5). При этом значительная доля общих затрат в карьере (порядка 40-60 %) приходится на транспортировку полезного ископаемого [30, 89].

Расходы на топливо и масла, шины, сменные агрегаты, поддержание

дорог и т.д. являются неотъемлемой частью применения автомобильного транспорта. В свою очередь автотранспорт уступает железнодорожному и конвейерному по размеру капитальных затрат [24, 106].

Грузоподъемность автосамосвалов БелАЗ в зависимости от модели варьируется от 30 до 320 т. Вместимость кузова составляет 15-139 м³. Максимальная скорость автосамосвалов составляет 40-60 км/ч. Масса различных моделей автосамосвалов лежит в диапазоне 23-240 т. Мощность двигателей, установленных в автосамосвалы БелАЗ составляет 309-2610 кВт.



а)



б)

Рисунок 1.5 – Автомобильный карьерный транспорт: а) БелАЗ 75600, б) Сложные развороты автомобильного транспорта на карьерных работах

Грузоподъемность автосамосвалов зарубежных производителей в зависимости от модели варьируется от 30 до 363 т. Вместимость кузова составляет 21-220 м³. Зарубежные автосамосвалы могут развивать максимальную скорость 50-80 км/ч. Масса различных моделей автосамосвалов лежит в диапазоне 24-260 т. Мощность двигателей, установленных в автосамосвалы составляет 300-2800 кВт.

Значительный интерес вызывают разработки гусеничных самосвалов RubberCrawlerCarrier (рисунок 1.6). Применение для тяжелых самосвалов гусеничного хода позволяет увеличить значение преодолеваемого уклона и общую проходимость, но пока остается весьма далекой перспективой. Основными видами трансмиссий карьерных самосвалов являются гидромеханическая (ГМТ) и электромеханическая (ЭМТ). Самосвалы с ГМТ обладают лучшими динамическими характеристиками, поэтому для уклонов

12-15 % их применение предпочтительней.



Рисунок 1.6 – Гусеничный самосвал RubberCrawlerCarrier

Создание самосвалов грузоподъемностью свыше 500 т считается экономически целесообразным в случае транспортировки свыше 40 млн. м³ горной массы в год [60]. Так, увеличение грузоподъемности рамных самосвалов в 3 раза (от 100 до 300 т) снижает стоимость транспортировки, в среднем на 25 %.

Автомобильный транспорт обладает следующими достоинствами:

- высокая эксплуатационная производительность, на 20-25 % превышающая производительность железнодорожного транспорта;
- автономность, высокая маневренность и взаимная независимость в работе;
- небольшие радиусы разворота (от 8,7 до 17,2 м) и возможность движения по крутым подъемам (до 80-100 % и более);
- организация работы более простая;
- небольшие по сравнению с остальными видами транспорта затраты на

организацию коммуникаций на непостоянных частях путей трассы в карьере;

- возможность обслуживания экскаваторов, работающих в сложных, стесненных условиях.

Основные недостатки автомобильного транспорта:

- высокая стоимость перевозок, в 1,5-2 и более раз превышающая стоимость перевозок железнодорожным транспортом;
- высокий уровень затрат на приобретение машин, горюче-смазочных материалов, резину, обслуживание и т.п.;
- зависимость эффективности и безопасности работы от климатических условий эксплуатации, в частности от интенсивности осадков, обледенения дорог, уровня видимости;
- значительные объемы вредных выбросов, загрязняющих атмосферу.

Преимущества автомобильного транспорта становятся особенно значимыми в условиях возрастания глубины карьеров, перехода на эксплуатацию мощных экскаваторов, работа которых возможна только в комплексе с автосамосвалами соответствующей грузоподъемности.

Значительна роль автомобильного транспорта на угольных разрезах России. Так, в общих показателях перемещения горной породы удельный вес автотранспорта составляет около 55 %, а при разработке крупных месторождений, например, «Нерюнгринский» в Якутии, «Бачатский» в Кузбассе и др. этот показатель достигает 85-100 %.

Доля горной массы, перемещающейся автомобильным транспортом на больших карьерах страны в настоящее время, достигает до 70 % [59].

На некоторых карьерах Ковдорского ГОКа, Михайловского ГОКа, ОАО «Карельский окатыш» и других годовой объем перевозок достигает 65-75 млн т при усредненных расстояниях перевозок 1,1-3,2 км.

В настоящее время и в ближайшем будущем автосамосвалы останутся практически единственным видом транспорта на карьерах строительных горных пород.

Весьма эффективно применение в качестве основного вида транспорта

автосамосвалов при строительстве карьеров в условиях сложной топографии поверхности, на проходке капитальных траншей и т.п.

1.1.3 Конвейерный транспорт

Конвейеры являются наиболее перспективным видом транспорта для перемещения горной породы с горизонтов карьеров большой глубины [82, 110]. Технические характеристики ленточных конвейеров для открытых горных работ имеют большой диапазон значений. Забойные карьерные ленточные конвейеры (КЛКЗ) имеют ширину конвейерной ленты 1,2 и 1,8 м. Их длина става составляет 250, 400, 500 и 800 м. Скорость движения ленты изменяется в пределах 3,56-4,35 м/с. Отвальные карьерные ленточные конвейеры (КЛКО) имеют ширину ленты 1,2, 1,8 и 2,0 м. Длина става составляет 250, 400, 500, 700, 800 и 1900 м. Скорость движения ленты меняется в диапазоне чисел 3,15-4,35 м/с. Магистральные карьерные ленточные конвейеры (КЛКМ), ширина ленты которых составляет 1,2 и 2,0 м, имеют длину става конвейера 250, 400, 500, 800, 1750 м, а скорость движения ленты составляет 3,15-3,56 м/с. Производительность карьерных ленточных конвейеров по разрыхленной горной массе варьируется от 500 до 4000 м³/ч.

Ленточные конвейеры обычного типа, как правило, имеют углы наклона не более 18° (32 %) [21, 37]. При необходимости работы на больших углах наклона используют специальные крутонаклонные конвейеры, которые не требуют протяженной пологой трассы (рисунок 1.7, 1.8).



Рисунок 1.7 – Крутонаклонный конвейер КНК-270

Сочетание различных видов транспорта на карьерах, например,

автомобильного и конвейерного, носит перспективный характер [61], когда доставка горной массы от забоя до приемного устройства конвейера на нижних горизонтах осуществляется самосвалами, а затем подъем на поверхность – конвейером.



Рисунок 1.8 – Крутонаклонный конвейер в Оленегорском карьере
Достоинствами конвейерного транспорта являются:

- высокая производительность;
- возможность подъема породы под углом до $18-22^\circ$, а при использовании крутонаклонных конвейеров – до $45-55^\circ$ и более;
- возможность увеличения производительности выемочно-погрузочного оборудования, работающего в комплексе с конвейерным;
- снижение трудоемкости работ, сокращение количества обслуживающего персонала;
- повышение безопасности работ за счет снижения влияния «человеческого фактора».

К основным недостаткам конвейерного транспорта следует отнести:

- потерю производительности вследствие интенсивного налипания на ленту влажных глинистых пород с последующим их намерзанием.

В отдельных развитых странах объем перемещаемой конвейерами горной массы составляет до 50 %, что свидетельствует о широком их применении.

Использование крутонаклонных конвейеров (КНК) позволяет резко сократить как расстояние транспортирования до поверхности, так и длину конвейеров [3]. Это позволяет стационарно размещать КНК на борту карьера практически без выполнения горно-капитальных работ.

Принципиальная схема крутонаклонного конвейера и его основные элементы представлены на рисунке 1.9. В настоящее время создано несколько видов крутонаклонных конвейеров, различающихся по способу удержания груза на ленте от сползания.

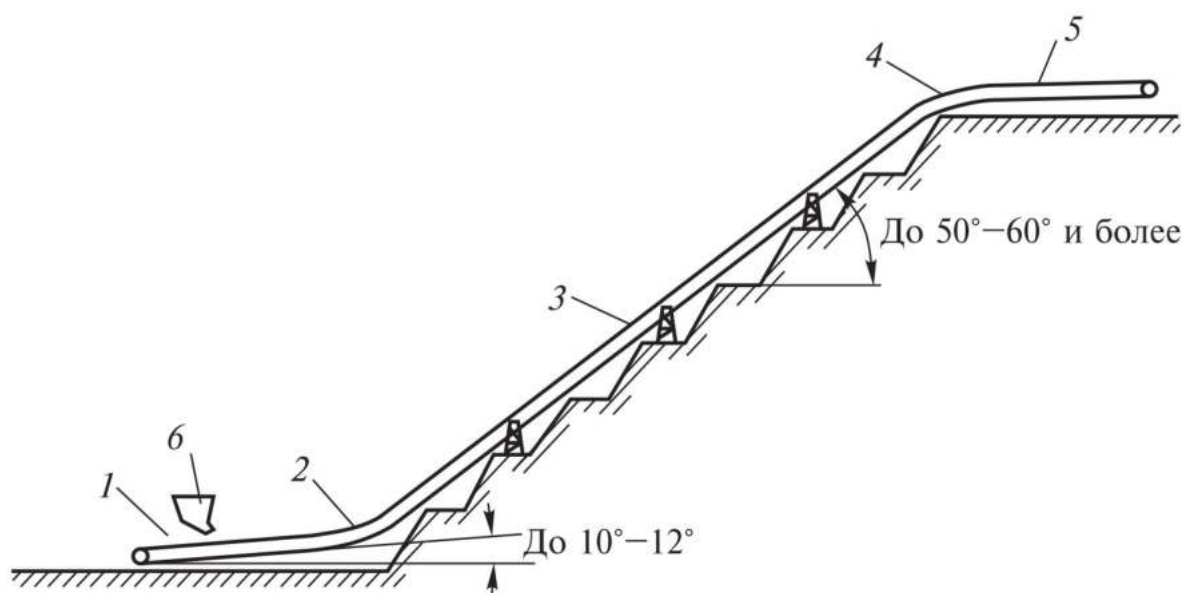


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема крутонаклонного конвейера

1 - загрузочная часть, 2 - нижний переходный участок, 3 - основная крутонаклонная часть, 4 - верхний переходный участок, 5 - разгрузочная часть, 6 - загрузочное устройство

Применение крутонаклонного комплекса КНК-270 на карьере «Мурунтау» (рисунок 1.10) привело к сокращению численности персонала, к уменьшению на 3,5 км расстояния транспортирования руды автосамосвалами, снижению удельных капитальных и эксплуатационных затрат соответственно на 20 и 50 %, а также значительному снижению количества вредных выбросов в атмосферу.

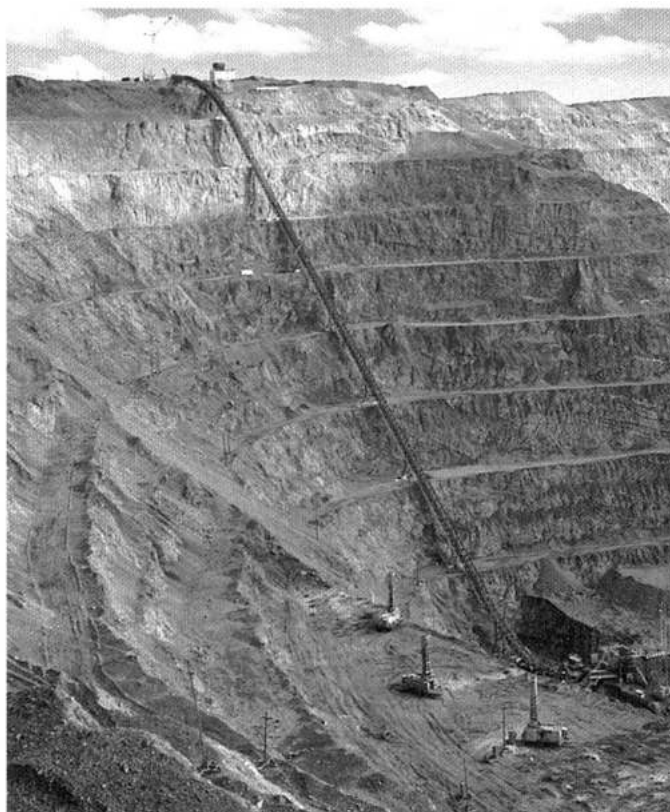


Рисунок 1.10 – Общий вид КНК-270 на борту карьера «Мурунтау»

Основные технические характеристики крутонаклонного конвейера КНК-270 представлены следующим образом: высота подъема – 270 м; техническая производительность по объему 2000 м³/ч, а по массе – 3500 т/ч; суточная эксплуатационная производительность достигает 54 т, а годовая – 16 млн. т; угол наклона крутонаклонной части конвейера равен 37 градусов; ширина грузонесущей и прижимной лент – 2000 мм; скорость движения ленты составляет 3,15 м/с; мощность приводов – 5040 кВт.

Крутонаклонные конвейеры стали основным типом транспорта на карьере «Мурунтау», по причине предполагаемого увеличения глубины (до 1000 м) разработки месторождения.

1.1.4 Комбинированный транспорт

Одним из важнейших направлений, лежащих в основе развития открытых горных работ, стало применение комбинированного [61, 82].

Трасса любого грузопотока карьера включает три участка. Формирование грузопотока начинается на первом участке, который располагается на рабочих

площадках уступов и обслуживается забойным транспортом или транспортом первого звена. Второй участок – участок подъема горной массы, обслуживается подъемным транспортом или транспортом второго звена, третий участок располагается между точкой выхода грузопотока на поверхность и конечным пунктом разгрузки и обслуживается транспортом третьего звена.

Автомобильный, железнодорожный или конвейерный транспорт обслуживает каждый из трех участков трассы. Чем больше глубина открытых горных работ, чем сложнее условия перемещения горной массы, тем ярче выражена необходимость использовать тот вид транспорта, который способен обеспечить наибольшую эффективность. Сочетание двух или более видов транспорта в одном грузопотоке позволяет формировать так называемый комбинированный транспорт, что повышает общую эффективность, снижает затраты на транспортирование породы и общие затраты на ведение горных работ.

Комбинирование автомобильного и железнодорожного, конвейерного и автомобильного (реже автомобильного и скипового) транспорта является наиболее рациональным способом перемещения горной массы на карьерах, разработка месторождений на которых ведется существенно ниже преобладающего уровня поверхности. Автомобильно-гравитационно-железнодорожный транспорт применяется, как правило, при разработке месторождений нагорного или высокогорного типа.

При этом в качестве транспорта первого звена (сборочного) во всех указанных вариантах комбинированного транспорта, используется автомобильный транспорт [99].

Специально сооружаемые перегрузочные пункты, которые в течении длительного времени могут не менять свое расположение, позволяют перегружать горную массу с одного вида карьерного транспорта на другой [69].

Перегрузочные пункты располагают вблизи борта карьера на дневной поверхности (рисунок 1.11, а) или внутри карьера ближе к рабочим уступам

(рисунок 1.11, б) с целью сокращения пути транспортирования, т.е. длины откатки.

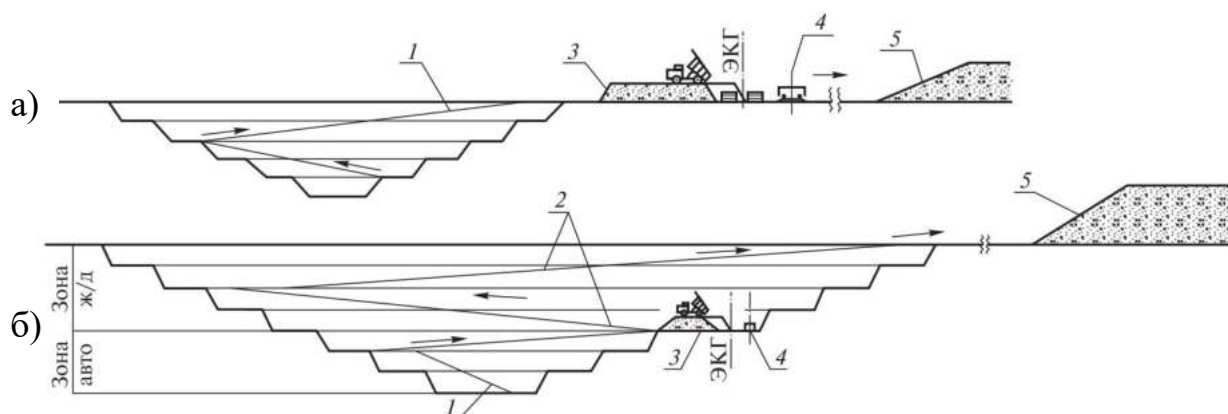


Рисунок 1.11 – Варианты расположения перегрузочных пунктов при автомобильно-железнодорожном транспорте:

а – на поверхности; б – на концентрационном горизонте внутри карьера;
1 – автосъезды; 2 – железнодорожные съезды; 3 – промежуточный склад горной массы; 4 – думпкары; 5 – внешний отвал

По мере того, как мероприятия по разработке месторождения перемещаются на большую глубину, перегрузочные пункты периодически переносят на нижележащие горизонты таким образом, что средняя дистанция между перегрузочным пунктом и забоем не превышает 0,7-1,5 км.

Значительные дополнительные затраты на сооружение, содержание и перенос перегрузочных пунктов, зависящих от их размеров и конструкции, окупаются повышением общей экономической эффективности работы карьерного транспорта.

Скиповые и клетевые наклонные подъемные установки являются важным элементом современного комбинированного транспорта.

1.2 Наклонные скиповые подъемники

Помимо конвейерных подъемников перемещать отработанную горную массу с горизонта разработки месторождений на поверхность карьера по кратчайшему пути позволяет применение скипового подъема [80].

Карьерные скиповые подъемы имеют в своем составе следующие основные элементы конструкции: подъемные сосуды (скипы и клетки), подъемные и уравновешивающие канаты, концевые шкивы, загрузочные

устройства внутри карьера, перегрузочные устройства на поверхности, копер, эстакада, натяжное устройство, путевые ролики.

Горная масса из забоев транспортируется автосамосвалами и при ограниченном рабочем пространстве на нижнем горизонте – фронтальными погрузчиками [23]. На рисунке 1.12 представлена схема скипового подъема.

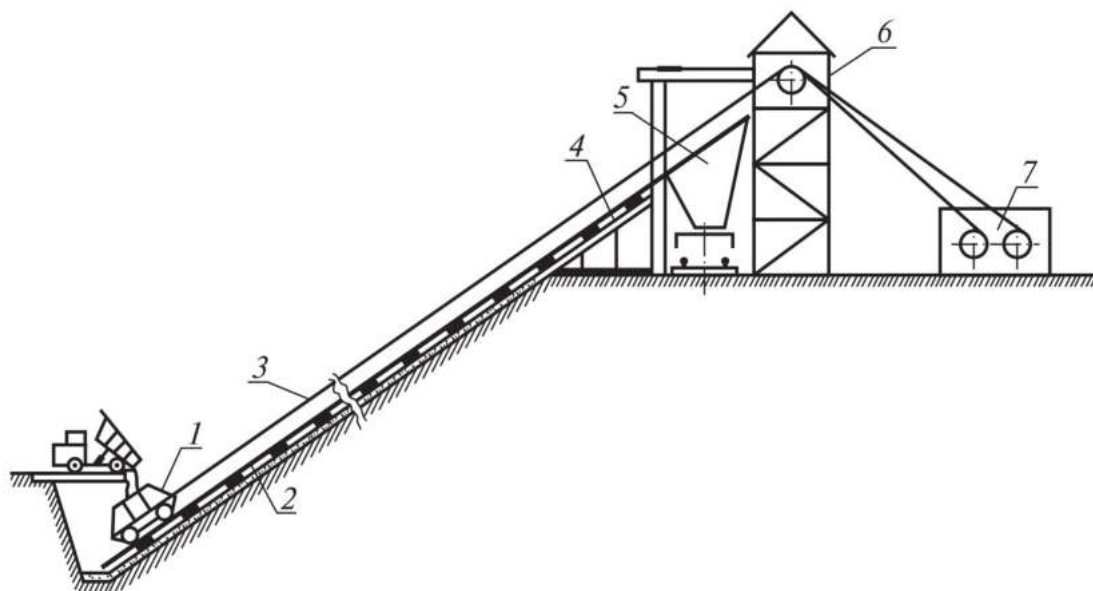


Рисунок 1.12 – Схема скипового подъема

1 – скип; 2 – рельсовый путь; 3 – тяговый канат; 4 – эстакада;
5 – бункер; 6 – копер; 7 – подъемная машина

Для двух-четырех одновременно обрабатываемых горизонтов используется одно загрузочное устройство. Расстояние до приемных загрузочных устройств не должно превышать 0,5-0,8 км при транспортировании автосамосвалами и 200 м – при транспортировании погрузчиками. При этом разгрузка автосамосвалов может производиться непосредственно в скип или в бункер – дозатор.

Грузоподъемность скипов современных скиповых установок, как правило, соответствует грузоподъемности обслуживающих их автосамосвалов и достигает 60-75 т. При скорости движения скипов от 7 до 11 м/с производительность одного скипового подъема составляет соответственно 8 и 14 млн. т в год. Для бесперебойной работы карьера необходимо, помимо основного, иметь резервное загрузочное устройство, а шаг переноса нижней загрузочной станции не должен превышать 60 м.

Подъем скипов на поверхность осуществляется по рельсовому пути [25] с помощью подъемной машины. Карьер может иметь один или несколько (два-три) подъемника, обслуживающих свою группу горизонтов. Подъемники устраиваются на временно законсервированном борту карьера или на одном первоначально отрабатываемом.

На поверхности карьера размещена верхняя перегрузочная станция, в бункера которой разгружают поднятые скипы [54]. Объем бункеров должен соответствовать 15-ти минутной производительности скипового подъемника. Выданная на поверхность горная масса от верхней перегрузочной станции до места назначения транспортируется автосамосвалами или железнодорожным транспортом.

Скиповые подъемники целесообразно применять:

- при разработке карьеров с крепкими вмещающими породами глубиной до 400 м;
- при разработке наклонных и крутопадающих залежей;
- при наличии скальных вмещающих пород, позволяющих размещать подъемные наклонные рельсовые пути.

Комбинированный автомобильно-скиповой подъем имеет ряд преимуществ:

- простота конструкции и возможность полной автоматизации подъема;
- возможность работы на больших углах наклона;
- сокращение капитальных работ по устройству пути движения скипа;
- возможность транспортировать крупные куски отработанной горной массы без необходимости предварительного дробления;
- возможность поднимать с горизонтов разработки месторождений полезные ископаемые и вскрышные породы отдельно;
- значительное сокращение парка автосамосвалов;
- улучшение внутрикарьерной атмосферы, особенно при отработке глубоких горизонтов;

- малая энергоемкость.

Применение наклонных подъемников в качестве карьерного транспорта позволяет:

- уменьшить количество автосамосвалов за счет снижения времени подъема;
- снизить расходы топлива и уменьшить количество отработанных выхлопных газов;
- повысить глубину разработки карьеров
- сократить затраты, связанные с приобретением, доставкой и установкой запасных частей и деталей.

Недостатки наклонных подъемников:

- высокие затраты на организацию скипового подъема;
- значительная металлоемкость подъемного комплекса;
- необходимость формирования траншеи;
- значительная массивность конструкции, включающей строительные узлы и бетонные включения;
- необходимость в организации перегрузочного пункта большой вместительности.

Скиповой подъем наиболее рационально использовать с глубины разработки карьера $H=150$ м и более (рисунок 1.13). Особую эффективность они имеют при организации их на глубине $H=300-350$ м при относительно недалекой дистанции между отвалами и обогатительными фабриками. Но при расположении скипового подъема на глубине больше $H=400$ м конструкции оказываются металлоемкими, с канатами значительного диаметра в сечении, что делает скиповой подъем как способ доставки горной массы с горизонтов разработки на поверхность карьера по энергетическим затратам не конкурентоспособным по сравнению с автомобильно-конвейерным транспортом. Наблюдается резкое снижение производительности скиповых установок. Таким образом, эффективное применение скипового подъема на

глубоких карьерах ограничивается глубиной $H=400$ м [23].

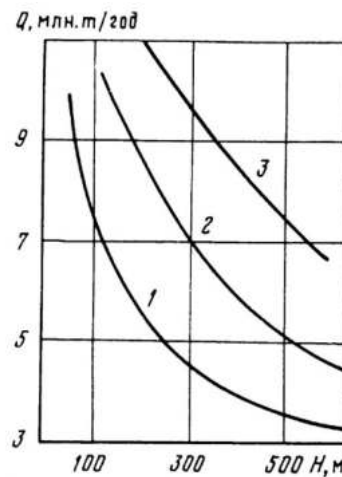


Рисунок 1.13 – Зависимость производительности скипового подъемника от глубины карьера H :

1, 2, 3 – при грузоподъемности скипа 27, 40, и 75 т соответственно

Применение скиповых подъемников в указанных выше условиях позволяет значительно снизить затраты на транспортирование по сравнению с железнодорожным и автомобильным транспортом. Недостатками автомобильно-скипового транспорта, кроме указанных выше, являются необходимость устройства специальных автомобильных съездов или вспомогательной клетевой установки для перевозки людей и оборудования; расположение отвалов на одном борту карьера, а обогатительной установки на другом, что вызывает необходимость постройки двух скиповых установок.

С увеличением глубины карьера и удлинении пути подъема наблюдается снижение производственной мощности карьера при сохранении той же грузоподъемности скипов. Поэтому на карьерах глубиной 200-250 м некоторые скиповые установки были демонтированы и заменены другими видами транспорта. В некоторых случаях была произведена трансформация в подземные горные работы.

Диапазон изменения угла трассы скипового подъема (рисунок 1.14) изменяется от 18 до 45°. Иногда, при разработке карьеров открытым способом, трасса скипового подъема подъемников имеет переменный угол. Производительность скиповых подъемников изменяется от 180 до 1500 т/ч.

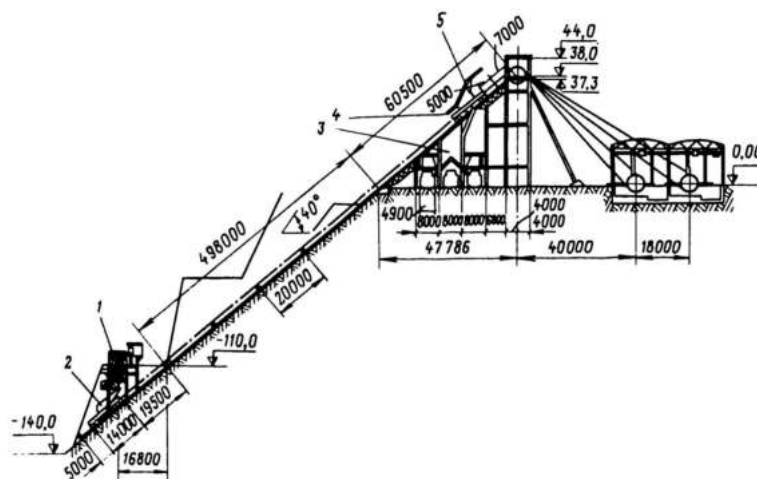


Рисунок 1.14 – Скиповой подъемник на Костомукшском карьере

1 – бункер вместимостью 40 м³; 2 – положение скипа при загрузке;
3 – бункер вместимостью 300 м³; 4 – разгрузочные кривые; 5 – положение
скипа при разгрузке

Устройство наклонных трасс подъемных наземных установок является достаточно трудоемким и сложным процессом. Проходка траншеи для подъемника в действующем карьере затруднена из-за пересечения трассой разрабатываемых уступов и проложенных транспортных коммуникаций. В мягких породах траншея для наклонных подъемников обычно проходится экскаваторами (драглайнами) и бульдозерами.

Основными особенностями устройства трасс для наклонных подъемников с рельсовой колеей является укладка железнодорожного пути [25].

Для сооружения верхнего строения пути скиповых подъемников рельсы могут укладываться на деревянных и железобетонных шпалах, на продольных железобетонных лежнях и на сплошном железобетонном основании. В зарубежной практике известны различные виды верхнего строения пути скиповых подъемников.

На меднорудном карьере Либерти при угле наклона скипового пути 19° рельсы массой 45 кг были укреплены на деревянных шпалах длиной 4,2 м. Шпалы уложены с интервалом 0,75 м, каждая четвертая шпала имела длину 5,4 м, шпалы были уложены на балласт и закреплены в почве специальными костылями. Длина рельсового пути составляла 376 м.

На руднике Чино (США) при угле наклона скипового пути 27° рельсы

массой 59,8 кг были уложены на шпалы. При ширине колеи 3880 мм использовались шпалы размером 178x228x4880 мм.

На руднике Колвези (Республика Конго) при угле наклона скипового пути 35° и максимальной скорости движения скипа 8,2 м/с рельсы массой 50 кг укладывались и закреплялись на стальной раме стандартной конструкции, которая в свою очередь помещалась на бетонных блоках. Бетонное основание использовано также при устройстве рельсового пути на руднике Пима. На асбестовом руднике Джеффри для удержания балласта, покрывающего дно траншеи, пройденной под углом 38° , был применен обычный рельсовый путь.

Для устройства наклонных трасс наиболее перспективным является применение шпал и продольных лежней, произведенных из железобетона, срок службы которых составляет 50-60 лет. Их недостатками являются повышенная чувствительность к трещинообразованию и высокая стоимость (в 2 раза больше, чем деревянных). При длительной эксплуатации скиповых подъемников затраты на их первоначальные сооружения окупаются. В случае применения железобетонных оснований снижаются и эксплуатационные расходы.

Применение сплошного железобетонного основания целесообразно при больших углах наклона пути, превышающих 35° , т.е. в тех случаях, когда появляется угроза сползания балласта. Для предохранения балластного слоя от сползания может быть применена битумизация и пропитка его синтетическими смолами.

Основные признаки классификации наклонных канатных скиповых подъемников для глубоких карьеров:

1. По количеству подъемных емкостей: с двумя, с одним подъемным сосудом и противовесом.
2. По типу привода.
3. По числу головных канатов: одноканатные, многоканатные.
4. По способу передачи канату движущей силы: барабанные, бобинные, с канатодвижущим шкивом.

5. По числу слоев навивки каната: с одинарной и многослойной навивкой.
6. По наличию канатного уравновешивания: без уравновешивающего каната, с уравновешивающим канатом.
7. По способу разгрузки подъемных сосудов: с разгрузкой при движении, с разгрузкой после остановки.

Транспортный сосуд - скип (рисунок 1.15) является важным элементом скипового подъемника

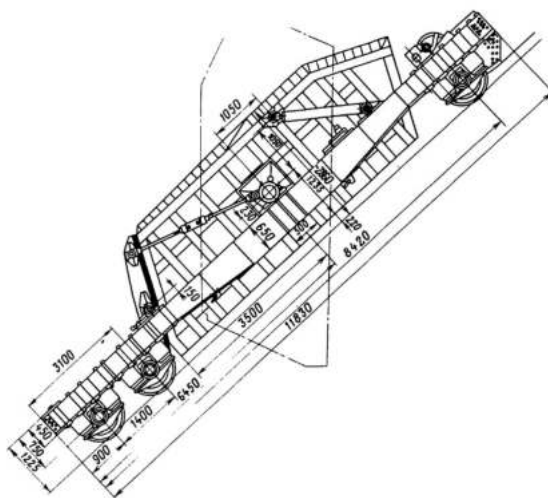


Рисунок 1.15 – Конструкция скипа грузоподъемностью 75 т

На технико-эксплуатационные характеристики подъемных установок существенное влияние оказывают конструктивные особенности скипов.

Разгрузка скипов может производиться на ходу или после полной остановки. При этом возможна разгрузка без поворота и с поворотом кузова (вперед, назад и в бок) скипа.

При разгрузке скипов используют две группы механизмов: пассивные и активные [34, 39, 45]. К пассивным относят разгрузочные кривые на копре и разгрузочные ролики на сосудах, а к активными - пневматические, гидравлические, электрические двигатели (стационарные, смонтированные на копре и встроенные в сам сосуд).

Конструкции скипов, как правило, снабжены пружинными, рессорными или гидравлическими амортизаторами. Известны конструкции скипов и без амортизаторов.

В зависимости от типа транспортируемых пород выбирается материал

скипа. Так скипы для перемещения тяжелых скальных пород выполняют из низколегированных сталей, а для подъема мягких пород, руд и угля - из легких алюминиево-магниевых сплавов.

Скиповые подъемники с разгрузкой после остановки скипа целесообразно выполнять с поворачивающимся кузовом.

Для спокойного движения скипа и восприятия ударных нагрузок в стационарных положениях рамы скипов подвешивают на упругих элементах. Предпочтение отдается пружинным подвескам с установкой на поворотной тележке.

Рассмотренные конструкции скипов должны отвечать следующим требованиям: при минимальной собственной массе быть прочными и надежными в эксплуатации, иметь высокий коэффициент заполнения кузова и по возможности низкое расположение центра тяжести сосуда с грузом, предотвращающее возможность опрокидывания, надежную систему подвески сосуда.

Установлены рациональные размеры скипов различной грузоподъемности, предназначенных для транспортирования тяжелых пород и руд, разработаны технические требования к проектированию скиповых подъемников. Так размеры скипа грузоподъемностью 75 т должны соответствовать значениям: высота - 1800-2000 мм, ширина – 3300-3700 мм, длина – 7000-9000 мм. Рекомендуемая ширина рельсового пути для скипов составляет 4300 - 4700 мм.

Важными элементами скипового подъемника являются загрузочные устройства, размещенные на нижних горизонтах карьера. При их проектировании необходимо обеспечить рациональное соотношение между объемами транспортных средств, подъемных сосудов и загрузочных бункеров.

На скиповых подъемах внутри карьера используются бункерные и безбункерные перегрузочные пункты, что подтверждает и мировая практика применения скипового подъема грузов.

Основным достоинством безбункерного перегрузочного пункта является

простота конструкции и относительно малая металлоемкость, что позволяет осуществлять перенос всего устройства на ниже расположенный горизонт и обеспечивать работу скреперной установки с нескольких горизонтов. Однако работа пункта зависит, во-первых, от синхронности работы автотранспорта, а во-вторых длительность загрузки скипов может существенно меняться в зависимости от времени года (сырая погода, заморозки и т.п.), что может нарушить режим работы установки. Кроме того, надежность и долговечность скипа снижается от действия ударных нагрузок от падающих кусков горной массы.

Наибольшее распространение на карьерах получили бункерные перегрузочные пункты.

В состав скиповых установок входит ряд сооружений, расположенных на поверхности – копры, помещения подъемной машины, устройства перегрузки породы в другой вид транспорта и др.

Копры наклонных скиповых подъемников предназначены только для размещения копровых шкивов, при этом направляющие шкивы диаметром более 4 м изготавливают велосипедного типа. Эстакада предназначена для размещения всего оборудования и перегрузки.

Конструкция копров и эстакад зависит от того вида транспорта, который используется для дальнейшей транспортировки поднятой на поверхность скипа горной массы. Это может быть автомобильный, реже железнодорожный, а если горная масса по кусковатости отвечает применяемым конвейерам, то и конвейерный транспорт. При значительных расстояниях транспортирования целесообразно применение железнодорожного транспорта. Возможно использование комбинаций различных видов. Например, с усилиями железнодорожного вида карьерного транспорта транспортируется руда, а автосамосвалы перевозят породу в отвал.

Бункерные устройства должны обеспечивать:

- бесперебойную и независимую работу скипового подъема;
- бесперебойную работу транспорта на поверхности;

- порционную выдачу горной массы;
- наименьшую высоты падения кусковой горной породы при разгрузке.

Предпочтительными являются бункеры, выполненные из металлоконструкций, так как они в несколько раз дешевле бункеров, выполненных из бетона. В качестве материала металлоконструкции применяют конструкционные стали общего назначения. Внутренняя поверхность бункера футеруется специальными съемными плитами толщиной 40-60 мм из марганцовистой стали, предотвращающими износ внутренней поверхности бункера.

Немецкой фирмой «Цемаг», поставившей оборудование подъемника для Сибайского карьера БМСК [36] предложено выполнять футеровку бункеров железнодорожными рельсами. В зависимости от применяемого на поверхности вида транспорта определяется емкость бункера, от которой зависит металлоемкость, а, следовательно, и стоимость бункерного устройства. Практика показывает, что металлоемкость бункерного устройства составляет 70-80 % металлоемкости всего комплекса. При использовании автотранспорта емкость бункера принимается кратной вместимости двух (редко трех) автосамосвалов, а при железнодорожном – не более вместимости одного состава.

Возможны два способа выпуска горной массы из бункера – пассивный, под действием собственного веса и активный с применением вибраторов, специальных питателей и т. п. На обогатительных фабриках рудной промышленности широко применяются мощные цепные питатели при выпуске руды из бункеров.

Однако при погрузке горной массы во внешний транспорт более целесообразно применение вибраторов, которыми оснащают выпускные отверстия бункеров. Создаваемая вибратором сила способствует движению материала по вертикали на значительные расстояния. С целью уменьшения высоты падения кусков породы на дно автосамосвала или думпкара используют специальные качающиеся лотки. Бункерное устройство на поверхности,

оснащенное вибраторами и цепными питателями эксплуатируется, в частности, на Сибайском карьере.

1.3 Самоходные транспортные средства

Перспективным техническим решением, позволяющим расширить область применения рельсового транспорта на горнодобывающих предприятиях, является создание специальных транспортных средств на основе механизмов фрикционного типа или механизмов с зубчатым зацеплением [10, 19, 20, 67]. Перемещение транспортных средств, благодаря используемым на них тяговым устройствам, возможно на монорельсовом или двурельсовом пути, на напочвенной или подвесной дороге (рисунок 1.16, 1.17).



Рисунок 1.16 – Подвесной монорельс



Рисунок 1.17 – Напочвенная зубчатая железная дорога

Мировыми лидерами в производстве данных транспортных средств являются компании Ferrit s.r.o. (Чехия) и SMT Scharf Gruppe (Германия). В России наиболее известна продукция компании Ferrit s.r.o. [101, 108], которая с успехом эксплуатируется на предприятиях угледобывающей отрасли.

Шахтный подвесной локомотив DLZ110F (рисунок 1.18) применяется в качестве тягового устройства монорельсовых подвесных дорог шахтных выработок с углом наклона пути до 25°.



Рисунок 1.18 – Шахтный локомотив DLZ110F для подвесного монорельса

Шахтный подвесной локомотив состоит из двух кабин и моторной части, включающей дизельный четырехтактный, четырехцилиндровый двигатель и гидравлический привод.

Моторная часть снабжена двумя парами приводных роликов с полиуретановым фрикционным слоем и от одной до четырех дополнительных приводных пар. Движение локомотива осуществляется по монорельсу, выполненному в виде балки определенного профиля.

Электрогидравлический тягач типа ЕНТ180 (рисунок 1.19) используется в качестве тягового средства для перемещения на ограниченное расстояние тяжелых грузов и материалов по напочвенным зубчатым дорогам в подземных горных выработках при угле наклона пути до 35°.



Рисунок 1.19 – Электрогидравлический тягач типа ЕНТ180 для напочвенной зубчатой дороги

Электрогидравлический тягач включает приводную секцию, моторную секцию, предохранительный механический тормоз и тяги с предохранительными канатами. Напочвенная зубчатая дорога состоит из отдельных сегментов пути с приваренными к ним зубчатыми рейками, обеспечивающими передачу тягового усилия. В приводной секции размещены планетарный редуктор или гидродвигатель Poclain MS18, передающие крутящий момент на цевочное колесо, входящее в зацепление с зубчатыми рейками сегментов пути. Отдельные части состава соединены между собой тягами и предохранительными стальными канатами.

В тяговых устройствах с механизмами фрикционного типа, производства Ferrit s.r.o. и SMT Scharf Gruppe, усилие прижатия ведущих колес создается гидравлической системой, требующей достаточно громоздкой маслостанции и систем гидравлических магистралей, что в ряде случаев ограничивает возможность их применения.

Наряду с рассмотренными конструкциями существуют тяговые устройства фрикционного типа, в которых усилие прижатия ведущих колес к рельсу создается системой рычагов и автоматически регулируется сопротивлением перемещаемого груза. Их принципиальная схема впервые была предложена профессором Ленинградского горного института В.С. Берсеневым [13, 14, 74]. Для условий карьеров пильного камня разработана конструкция

самоходной клетки (рисунок 1.20) для транспортирования блоков из забоя карьера.



Рисунок 1.20 – Самоходная клеть для блоков пильного камня

Ведущие колеса тягового устройства 1 (рисунок 1.21) взаимодействуют с тяговым рельсом 6 расположенным по середине рельсового пути 5. Вращающий момент на ведущие колеса передается от асинхронного двигателя 4 через червячный редуктор 3 расположенные на раме 2. Тяговое устройство связано с рамой системой рычагов.

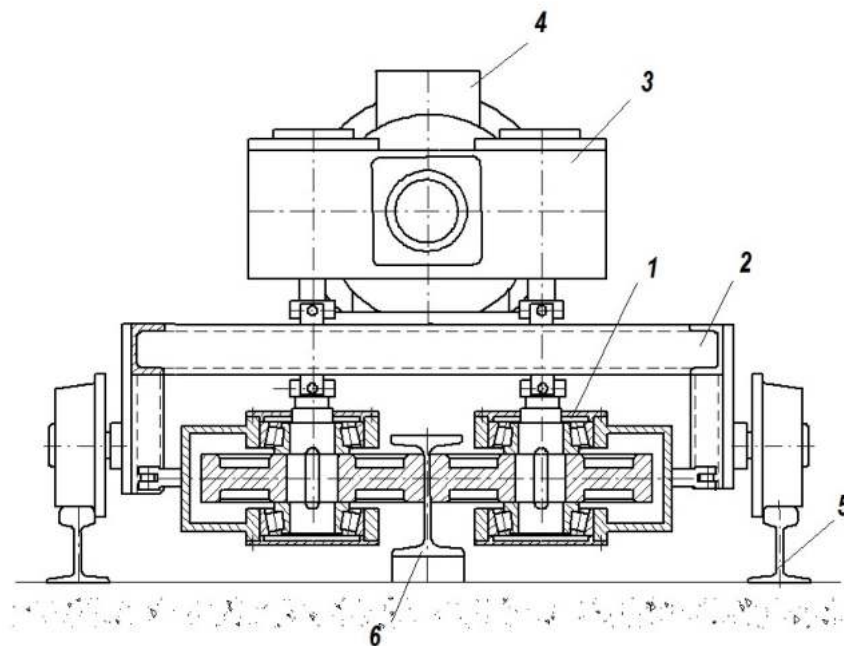


Рисунок 1.21 – Схема взаимодействия основных элементов клетки

1 – тяговое устройство, 2 – рама, 3 – червячный редуктор, 4 – асинхронный двигатель, 5 – рельсовый путь, 6 – тяговый рельс

Тяговые устройства автоматически регулируют давление приводных колес на рельс в зависимости от профиля трассы, состояния поверхности рельса, сопротивления клети или требуемого тормозного усилия. Тяговые устройства способны создавать движущие и тормозные усилия в несколько раз превышающие силу тяжести оборудованного ими локомотива, что позволяет расширить область применения рельсового транспорта при разработке месторождений полезных ископаемых, а в некоторых случаях изменить существующую технологию ведения горных работ.

Серьезным недостатком любого канатного подъема является недопустимость больших углов перелома трассы, а также ограничение глубины карьера. Таким требованиям отвечает самоходный скиповый подъемник, имеющий в качестве привода тяговое устройство с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс, сила тяги которого не зависит от сцепного веса скипа и тем самым снимаются ограничения по углам наклона скипового пути.

1.4 Выводы по первой главе

Приведенный обзор и анализ современного состояния карьерного транспорта позволяет сделать следующие выводы:

1. По мере развития открытых горных разработок наблюдается четко выраженная тенденция увеличения глубины карьеров.
2. Одной из основных тенденций развития транспортных систем карьеров является переход на комбинированный вид транспорта.
3. С ростом глубины карьеров возникает необходимость создания технических средств для перемещения горной массы, работающих на углах наклона до 50° .
4. Одним из возможных технических решений является создание самоходного скипа с фрикционным приводом на основе тяговых устройств с регулируемым в функции сопротивления движению давлением ведущих колес на рельс.

ГЛАВА 2 АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА СЦЕПЛЕНИЯ ГЛАДКОГО КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ. АНАЛИЗ И ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ ФРИКЦИОННОГО ТИПА

2.1 Режимы реализации коэффициента сцепления

Основным процессом самоходной рельсовой транспортной машины, в частности самоходного скипа, является взаимодействие гладкого ведущего колеса и рельса. Физическая картина процесса сцепления колеса с рельсом является основой, на которой базируются все работы в области самоходного рельсового транспорта.

Вопросам фрикционного взаимодействия тел в случае реализации тягового и тормозного усилия посвящено значительное количество теоретических и экспериментальных работ, выполненных как у нас в стране, так и за рубежом.

Базой современных представлений о процессе реализации ведущим колесом тягового или тормозного усилия явились работы О. Рейнольдса [114], Н.П. Петрова [77], Н.И. Глаголева [32], И.В. Крагельского [53], Н.М. Беляева [12], А.В. Андреева [4], Д.К. Минова [65-66], В.С. Щедрова [107], Н.Н. Меншутина [62-63], В.С.Берсенева [13-14] и многих других.

Для перемещения самоходной рельсовой транспортной машины (самоходного скипа) вдоль рельсового пути необходимо наличие внешней силы. Этой силой является сила сцепления ведущих колес тягового механизма с рельсом, возникающая в результате реализации крутящего момента, приложенного к ведущим колесам со стороны привода. Сила сцепления является результирующей касательных напряжений в зоне контакта ведущего колеса и рельса.

Величиной, определяющей процесс реализации ведущим колесом тягового или тормозного усилия, является коэффициент сцепления ψ колеса с рельсом, определяемый отношением силы сцепления к величине нормального

давления колеса на рельс (2.1).

$$\psi = F/N, \quad (2.1)$$

где ψ – коэффициент сцепления;

F – сила сцепления колеса с рельсом, Н;

N – сила нормального давления колеса на рельс, Н.

Коэффициент сцепления принимает текущее значение в зависимости от величин F и N , однако, его величина ограничивается реализуемым значением ψ_0 , определяемым предельной силой сцепления F_{max} при данном давлении N ведущего колеса на рельс и для данных условий сцепления.

Скольжение ведущего колеса относительно рельса является важнейшим фактором при реализации тягового и тормозного усилия. С одной стороны, величина скольжения при определенном касательном усилии зависит от состояния рельса, удельного давления, скорости и т.д., с другой стороны, скольжение имеет решающее значение в процессе сцепления, определяя величину реализуемого коэффициента сцепления ψ .

Режимы реализации коэффициента сцепления при постоянном давлении ведущих колес и постоянной скорости транспортного средства изучены достаточно полно. Основная часть этих исследований проведена учеными железнодорожниками применительно к условиям взаимодействия стального колеса со стальным рельсом. В литературных источниках имеются данные по результатам исследования особенностей режимов реализации коэффициента сцепления между стальным колесом и рельсом.

Согласно исследованиям Д.К. Минова [65-66], Н.Н. Меншутина [62], М.Р. Барского [7], С.М. Андриевского [5] и других, коэффициент сцепления стального колеса со стальным рельсом непостоянный режим, зависящий от величины скольжения ведущего колеса и рельса. Скольжение колеса относительно рельса – функция от величины реализуемого колесом окружного усилия при заданных условиях движения поезда.

Д.К. Миновым [66] предложена функциональная зависимость для режима

реализации тягового усилия, называемая характеристикой сцепления, которая позволяет оценивать реальный коэффициент сцепления в зависимости от скольжения ведущего колеса, представленная на рисунке 2.1.

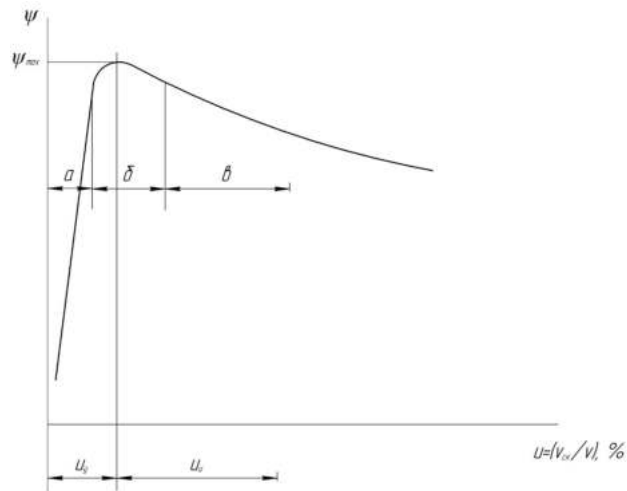


Рисунок 2.1 – Зависимость величины коэффициента сцепления ψ от относительного скольжения u ведущего колеса

$v_{\text{ск}}$ – скорость скольжения, v – окружная скорость

Согласно зависимости $\psi = f(u)$ в пределах значений относительного скольжения от нуля до 100 % характер изменения коэффициента сцепления подчиняется законам двух качественно различных зон.

В начальной области характеристики колесо работает в режиме упругого скольжения, которое определяется упругими деформациями поверхностей колеса и рельса. При этом скорость скольжения u_y пропорциональна коэффициенту сцепления (2.2), то есть

$$u_y = C\psi, \quad (2.2)$$

где C – коэффициент пропорциональности.

Первая зона – зона упругого скольжения располагается между началом координат и точкой максимума зависимости $\psi = f(u)$ и характеризуется достаточно четко выраженной пропорциональностью между величиной скольжения u и коэффициентом сцепления ψ .

Величина физического коэффициента сцепления зависит от степени относительного проскальзывания (или относительной скорости проскальзывания $v_{\text{ск}}/v$) колеса по рельсу в точке контакта (рисунок 2.1).

В первой зоне (зона а) при небольших значениях величины скорости упругого относительного проскальзывания (в диапазоне $v_{ск}/v$ от 0,5-0,8 %) значение коэффициента сцепления возрастает пропорционально величине упругих деформаций.

В зоне б (в диапазоне скоростей относительного скольжения от 0,5-0,8 до 1,5-2 %) эта пропорциональность не сохраняется, но величина коэффициента сцепления остается достаточно большой: она возрастает до максимума при значениях ($v_{ск}/v$ порядка 1-1,2 %), а после уменьшается. Дальнейшее возрастание величины относительного проскальзывания влечет снижение величины коэффициента сцепления (зона в на рисунке 2.1). Результатом данного явления может стать процесс значительной потере сцепления, который станет причиной интенсивного проскальзывания – буксования.

По данным железнодорожников [64, 62-63] зона упругого скольжения, в которой наблюдается близкая к линейной зависимость ψ от u , располагается в пределах относительного скольжения от нуля до 2 %. Для всей зоны упругого скольжения характерно устойчивое сцепление колеса с рельсом. Упругое скольжение связано с упругими деформациями соприкасающихся поверхностей колеса и рельса, которые возникают при реализации силы сцепления. Так как скольжение колеса в этой зоне не превышает 2 %, то процесс создания силы тяги в этой зоне характеризуется наиболее высоким значением коэффициента сцепления. В зоне упругого скольжения зарождается избыточное скольжение.

При некотором значении ψ на упругое скольжение u_y накладывается избыточное $u_{и}$, пропорциональность между u и ψ нарушается и скольжение колеса становится комбинированным (2.3).

$$u = u_y + u_{и} \quad (2.3)$$

При относительном скольжении u более 2 % преобладающим становится избыточное скольжение $u_{и}$ и характер скольжения становится комбинированным. Избыточное скольжение приводит к резкому падению коэффициента полезного действия системы и ускоренному износу ходовых частей (ведущих колес, рельса).

В зоне комбинированного скольжения в пределах относительного скольжения от 2 до 100 % при скоростях движения более 10 км/ч величина реализуемого коэффициента сцепления падает. По данным Д.К. Минова [64] максимальное значение коэффициента сцепления ψ соответствует скольжению 0,25 %.

Величина реализуемого коэффициента сцепления зависит от следующих факторов:

- состояния поверхностей колеса и рельса;
- скорости движения;
- удельного давления ведущего колеса на рельс;
- температуры окружающей среды;
- материалов и качества контактирующих поверхностей;
- конструкции ходовых частей.

Реализуемый коэффициент сцепления колеблется в весьма широких пределах в зависимости от условий, от 0,07 до 0,40 и больших значений, причем меньшие значения относятся к влажным поверхностям, поверхностям, покрытым пятнами смазки, грязью, изморозью, большие значения – к сухим поверхностям. [49].

Величина реализуемого коэффициента сцепления зависит, главным образом, от загрязненности рельсового пути [55-56]. Зависимость коэффициента сцепления от скорости движения носит убывающий характер при движении со скоростью свыше 10 км/час. Коэффициент сцепления падает при увеличении удельного давления ведущего колеса, увеличивается при увеличении его диаметра. Коэффициент сцепления несколько растет при увеличении температуры [46]. Указанные зависимости, в основном относятся к сухим и чистым контактирующим поверхностям. При рельсах покрытых пятнами смазки, изморозью, грязью зависимость реализуемого коэффициента сцепления от удельного давления, скорости движения, температуры почти не проявляется [94].

По данным ЦНИИ МПС [40], практически может быть реализован коэффициент сцепления в пределах 0,12-0,14 в зоне скоростей до 50 км/ч, 0,1-0,12 для скоростей от 50 до 150 км/ч и 0,07-0,08 для скоростей свыше 150 км/ч. При этом высшие значения расчетных коэффициентов относятся к нагрузкам на ось менее 10 т, а низшие – к нагрузкам более 10 т. При применении песка этот коэффициент возрастает до 0,2.

Коэффициент сцепления колеса с рельсом, имеющим на поверхности следы смазки, оледенение и т.п., находится в пределах 0,05-0,06 и менее.

Таким образом, для каждого тягового механизма фрикционного привода самоходного скипа должны быть установлены соответствующие соотношения между тяговой, тормозной силой и давлением ведущих колес на рельс, соответствующие реализуемому во всем диапазоне условий эксплуатации коэффициенту сцепления.

2.2 Способы увеличения допустимых уклонов рельсовых путей

Прижатие тяговых колес современных локомотивов, подъемников и т.п. осуществляется силой тяжести массы локомотива (сцепной вес) [75, 79, 84, 98], что связано с ограничением допустимых углов наклона рельсовых путей.

Тяговое или тормозное усилие F с учетом движения по наклонным рельсовым путям в этом случае ограничивается величиной (2.4)

$$F = \psi_0 P_{\text{сц}} \cos \alpha, \quad (2.4)$$

где $P_{\text{сц}}$ – сцепной вес транспортного средства, Н;

α – угол наклона рельсового пути, град,

ψ_0 – реализуемый (по условиям работы) коэффициент сцепления.

С увеличением уклона пути предельное значение тягового или тормозного усилия уменьшается, а сопротивление движению увеличивается за счет роста составляющей веса транспортного средства, направленной вдоль пути. Установлено, что допустимый уклон пути самоходных экипажей обычного типа, если все его колеса выполнены приводными ($P_{\text{сц}} = P$), составляет весьма малый угол порядка 40 ‰ [52].

Расширение возможностей рельсового транспорта в пределах максимально возможного для него наклона транспортных путей идет в двух направлениях [39, 41, 101]. Первое направление связано с увеличением доли сцепного веса в общем весе поезда [50], второе – с увеличением реализуемого коэффициента сцепления. Возможности второго направления ограничены существующими в настоящее время методами стабилизации коэффициента сцепления на высоком его значении (подсыпка песка, механическая и химическая очистка рельсов) [41, 48, 52], которые не могут надежно обеспечить высокий коэффициент сцепления, в особенности при переходе поезда в юз при движении вниз по уклону [104]. Поэтому допустимый уклон рельсового пути по условию безопасности движения определяется по минимальному значению реализуемого коэффициента сцепления $\psi_p = 0,07-0,08$ [83].

Увеличение давления ведущих колес за счет увеличения веса локомотива – наиболее распространенный метод расширения возможностей рельсового транспорта по углу транспортирования [27, 47]. Однако с увеличением уклона до 70-80 ‰ требуемый сцепной вес локомотива приближается к весу прицепной части поезда и поэтому значительно возрастает вес бесполезно перемещаемого груза. Применение моторных вагонов способствует увеличению доли веса груза в общем весе поезда, так как часть его сцепного веса в этом случае создается за счет веса транспортируемого материала, и позволяет расширить область применения рельсового транспорта по углу наклона путей до 80 ‰. Наряду с этим, данный способ увеличения силы тяги обуславливает усложнение подвижного состава. Некоторое расширение тяговых возможностей локомотивов и моторных вагонов получают более полным использованием их сцепного веса приведением характеристик приводных электродвигателей в соответствие с распределением сцепного веса на движущие оси [105].

Известны работы по увеличению силы тяги с помощью электромагнитного взаимодействия ведущих колес экипажа с рельсом [112]. Установлено, что электромагнитное взаимодействие между колесами и рельсами ограничивается магнитной проницаемостью области контакта, и

поэтому может быть достигнуто конечное, относительно небольшое, увеличение тяговой силы локомотива и, следовательно, относительно небольшое расширение его возможностей по углу транспортирования.

Передача веса транспортного средства на приводные колеса через множительные рычаги позволяет при неизменном его весе существенно увеличить развиваемую им силу тяги и увеличить наклон транспортного пути.

Рассматриваемый метод увеличения силы тяги предложен для монорельсового подвижного состава. Однако, и здесь не устраняется противоречие между уменьшающимся с увеличением уклона пути прижатием ведущих колес к рельсу и одновременно увеличивающимся сопротивлением, что и ведет к ограничению угла транспортирования.

Значительное увеличение углов транспортирования возможно только при частичной или полной замене сцепного веса принудительным прижатием ведущих колес к рельсу. Особого внимания заслуживают тяговые устройства, основанные на применении двух ведущих колес, взаимодействующих с тяговым рельсом во встречных направлениях, у которых приложенные к ведущим колесам реакции рельсов взаимно уравновешены. Ведущие колеса прижимаются в этом случае к рельсу силой, не зависящей от веса экипажа, что позволяет создать устройства способные развивать силу тяги, превышающую их собственный вес и, таким образом, снять ограничения по углу транспортирования.

В транспортной технике известны тяговые механизмы, гладкие ведущие колеса которых прижимаются к рельсам создаваемой серводвигателями или пружинами постоянной силы, величина которой определяется работоспособностью и безопасностью при неизбежных в эксплуатации пиковых нагрузках при наименьшем значении реализуемого коэффициента сцепления. Однако транспортные средства, на основе указанных систем, отличаются сложностью конструкции, значительными габаритами прижимных устройств и позволяют развивать относительно небольшие тяговые усилия при углах транспортирования в пределах 15-20°.

2.3 Основные уравнения, описывающие процессы создания силы тяги

На базе теоретических разработок проф. В.С. Берсенева [13, 14, 71, 74] созданы образцы тяговых механизмов с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс, которые могут быть использованы для создания самоходных скипов, обеспечивающих перемещение грузов по рельсовым путям, укладываемым под углом наклона, определяемым принятой на карьере технологией горных работ (от 20 до 45° и более) и способных развивать тяговое усилие, независимое от сцепного веса скипа. При этом скиповые рельсовые пути располагают в траншее с прямолинейным или ломаным продольным профилем на постоянном или временном нерабочем борту карьера.

Тяговое устройство, используемое в качестве основного элемента фрикционного привода самоходного скипа должно отвечать следующим требованиям:

- тяговое устройство должно быть основано на применении стальных гладких ведущих колес и стального рельса;
- создаваемая сила тяги не должна иметь прямой зависимости от силы тяжести скипа;
- режимы реализации коэффициента сцепления должны определяться расчетной точкой на восходящей ветви $\psi = f(u)$ зоны упругого скольжения.

Ранее проведенные исследования [13, 16-20, 71, 76, 95-96, 115] тяговых устройств фрикционного типа позволили установить, что для обеспечения его надежной работы необходимо выполнение ряда условий.

Расчетной точке на ветви зоны упругого скольжения соответствует уравнение [13], устанавливающее взаимосвязь между силой сцепления и давлением ведущих колес на рельс (2.5)

$$\psi = \frac{F}{\sum N} \leq \psi_0, \quad (2.5)$$

где F – сила сцепления, в зоне контакта ведущих колес с рельсом, Н;

$\sum N$ – суммарное давление ведущих колес на рельс, Н;

ψ_0 – расчетный коэффициент сцепления.

Если считать, что при работе тягового колеса реализуется постоянный по величине коэффициент сцепления, то необходимо при работе привода обеспечить прямую пропорциональность между силой F и суммарным давлением ведущих колес на рельс $\sum N$. Кроме того, для устойчивой работы тягового устройства на всем диапазоне качения ведущих колес по рельсу (чистый сухой рельс, возможные следы смазки, загрязнения, оледенение и т.п.) необходимо принимать расчетный коэффициент сцепления ψ меньше наименьшего значения реализуемого коэффициента, соответствующего наихудшим условиям работы ψ_0 , т.е. $\psi \leq \psi_0$.

Сопротивление движению, сила сцепления ведущих колес и их давление на рельс связаны между собой системой уравнений (2.6, 2.7, 2.8) [13-14].

$$F = \sum W, \quad (2.6)$$

$$F \leq \psi_0 \sum N, \quad (2.7)$$

$$\sum N = u (W + N_H), \quad (2.8)$$

где $\sum W$ – суммарное сопротивление движению самоходного скипа, включающее сопротивление грузовой рамы, вагонетки и тягового устройства, Н;

u – передаточное число рычажной системы тягового устройства;

N_H – приведенное к оси ведущего колеса усилие начального затяга, Н.

Сила тяги F в соответствии с уравнением (2.6) уравнивается суммарным сопротивлением $\sum W$ самоходного скипа, включающим сопротивление грузовой рамы, вагонетки и тягового устройства.

Уравнение (2.7) является условием реализации тягового усилия в режиме работы, соответствующем зоне упругого скольжения ведущих колес. Полное сопротивление скипа должно быть меньше потенциальной силы сцепления, определяемой реализуемым в данных условиях коэффициентом сцепления ψ_0 и суммарным давлением $\sum N$ ведущих колес на рельс.

Уравнение (2.8) отражает особенности регулирования давления ведущих

колес на рельс рычажным механизмом тягового устройства, имеющего передаточное число рычажной системы u , воспринимающего исходный сигнал в виде полного сопротивления $\sum W$ и преобразующего его в требуемое давление $\sum N$ ведущих колес на рельс. Суммарное сопротивление $\sum W$ движению грузовой рамы и тягового механизма включает как статические, так и динамические составляющие.

Статическое сопротивление определяется составляющей веса самоходного скипа, направленной вдоль пути, и сопротивлением поддерживающих и направляющих опор. Так как при отсутствии внешнего сопротивления ($\sum W = 0$) давление ведущих колес на рельс $\sum N$, согласно уравнению (2.8), также будет равно нулю, что может привести к выходу ведущих колес из контакта с рельсом, то в уравнение (2.8) вводится усилие начального затяга N_H , принимаемое в пределах 2-3 % от максимальной силы тяги [13, 35]. При недостаточном усилии N_H , создаваемом приспособлениями начального затяга, имеет место пробуксовка ведущих колес в период пуска при нулевых сопротивлениях, передаваемых на чувствительные элементы тягового устройства со стороны грузовой рамы. Для исключения пробуксовки ведущих колес в этот период должно быть обеспечено начальное прижатие ведущих колес к тяговому рельсу, обеспечивающее преодоление сопротивления тягового устройства, в том числе его инерционной составляющей.

Совместное решение уравнений (2.6), (2.7), (2.8) позволяет получить передаточное число u рычажной системы тягового устройства, необходимое для его устойчивой работы в различных условиях эксплуатации самоходного скипа (2.9) [94]

$$u \geq \frac{1}{\psi_0} \quad (2.9)$$

Следует заметить, что передаточное число рычажной системы u будет отличным от передаточного числа, определяемого идеальными рычагами, так как не учитывается способ передачи крутящего момента на колеса (напрямую на ведущие колеса или через встроенный в корпус устройства редуктор).

Величина реализуемого коэффициента сцепления ψ_0 , как было указано ранее, зависит от многих причин: состояния поверхности рельсов, скорости движения грузового состава, удельного давления ведущих колес, температуры окружающей среды, материалов и качества контактирующих поверхностей и т.д. По данным экспериментальных исследований коэффициент сцепления ψ_0 изменяется от 0,07-0,12 при загрязненном рельсе и до 0,15-0,30 – при чистом рельсе [40].

На рисунке 2.2 представлена зависимость передаточного числа u рычажного механизма тягового устройства от реализуемого в различных условиях работы коэффициента сцепления ψ_0 .

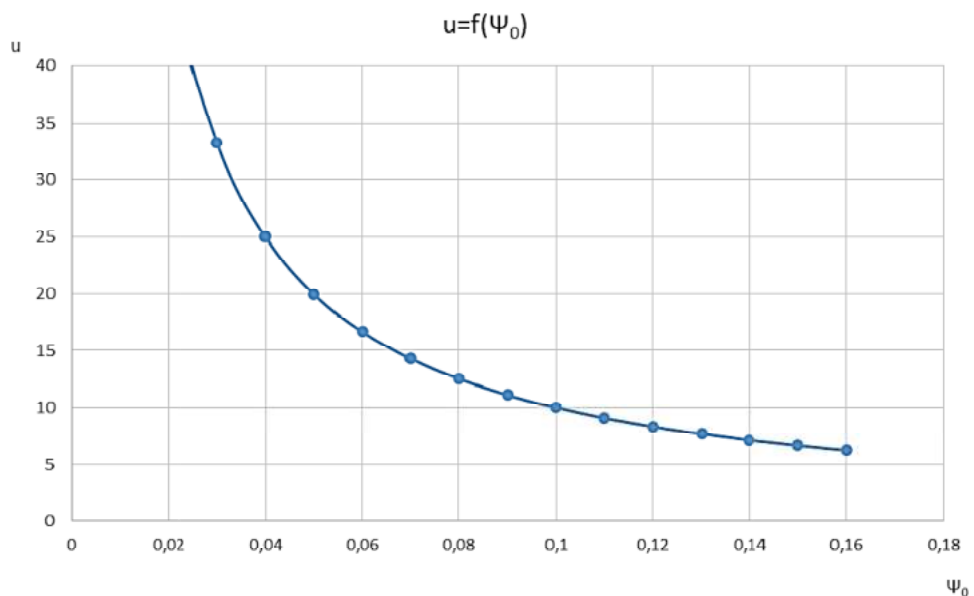


Рисунок 2.2 - Зависимость передаточного числа u рычажного механизма тягового устройства от реализуемого в различных условиях работы коэффициента сцепления ψ_0

Анализ представленных результатов позволяет сделать вывод о диапазоне изменения передаточного числа рычажного механизма тягового устройства в зависимости от реализуемого в данных условиях эксплуатации самоходного скипа коэффициента сцепления. Так при изменении реализуемого (физического) коэффициента сцепления от значения 0,16 (чистый сухой рельс) до 0,06 (оледенение, следы смазки) передаточное число рычажного механизма должно быть увеличено практически в 3 раза, т.е. от значения 5,5 до 16,5.

Для тяговых механизмов, работающих в закрытых помещениях в условиях положительных температур и отсутствия загрязнений рельса и ведущих колес реализуемый коэффициент сцепления ψ_0 равен 0,2 [35]. Для обеспечения устойчивой работы в данных условиях передаточное число u должно быть не меньше 5.

Для тяговых устройств работающих в условиях карьеров при температуре окружающей среды от +10 до -30°C получены значения реализуемого коэффициента сцепления от 0,23 до 0,11 [35]. Для устойчивой работы в данных условиях необходимо обеспечить передаточное число рычажной системы не менее 10.

Для получения достаточно полной картины процесса работы тягового устройства привода самоходного скипа необходимо учитывать также сопротивления, возникающие при взаимодействии ведущих колес с рельсами, которые включают:

- сопротивления трения качения ведущих колес по рельсу;
- сопротивления от поперечного скольжения ведущих колес при перекосах тягового устройства;
- сопротивления от геометрического скольжения ведущих колес с цилиндрической поверхностью катания, в случае их неравномерного износа;
- сопротивления продольного скольжения ведущих колес с жесткой кинематической связью катящихся по закругленному участку пути.

Все виды сопротивлений в области взаимодействия ведущих колес с рельсом могут быть определены по известным расчетным зависимостям [13]. Тогда уравнение (2.6) можно представить в виде уравнения (2.10)

$$F = \sum W + \sum k \sum N, \quad (2.10)$$

где $\sum k$ – сумма коэффициентов сопротивлений в области взаимодействия ведущих колес с рельсом.

Таким образом, если в процессе работы тягового устройства фрикционного привода обеспечить соответствие процесса создания силы тяги

уравнениям (2.6), (2.7), (2.8), (2.9), то будет устранена зависимость создаваемой силы тяги от веса скипа и обеспечена надежная работа самоходного скипа на горизонтальных и наклонных рельсовых путях с углом наклона до 90° .

2.4 Анализ кинематических схем тяговых устройств с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс

Одной из основных задач настоящей работы является обоснование и выбор конструктивных и силовых параметров фрикционного привода с тяговым устройством наклонного самоходного скипа, способного работать на рельсовых путях с большими углами наклона (до 50°).

Для обеспечения высоких эксплуатационных качеств самоходного скипа основные элементы тягового устройства, при относительной простоте конструкции, должны обладать способностью:

- воспринимать значительные нагрузки и передавать их в заданном направлении, не деформируясь;
- преобразовывать (увеличивать) полученный сигнал (внешнее сопротивление) до требуемой величины.

В соответствии с уравнением (2.7) чувствительные элементы тягового устройства должны воспринимать исходный сигнал в виде полного сопротивления $\sum W$ и преобразовывать его в требуемое давление $\sum N$ ведущих колес на рельс.

Для передачи рабочих усилий в качестве чувствительных элементов тягового устройства могут быть использованы стержни и угловые рычаги, а для получения плоского механизма, расположенного в плоскости головки рельса и лежащего по обе стороны рельса – хомуты.

На рисунке 2.3 представлена кинематическая схема реверсивного тягового устройства, чувствительные элементы которого выполнены в виде наклонных по отношению к рельсу стержней 1 [59].

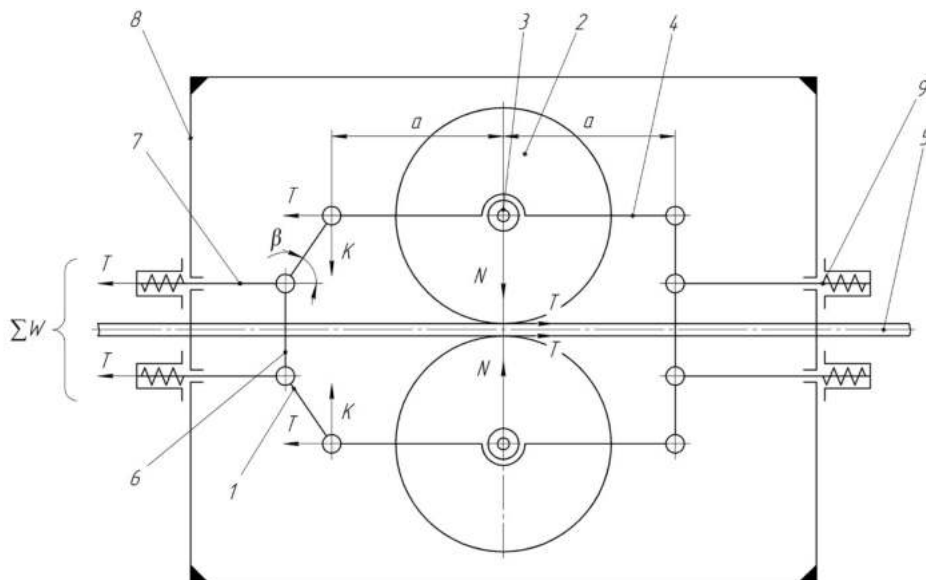


Рисунок 2.3 – Схема тягового устройства с нестабильным передаточным числом рычажной системы

Ведущие колеса 2 тягового устройства установлены в подшипниках 3 на рычагах 4 и зажимают тяговый рельс 5 во встречных направлениях. Концы рычагов 4 шарнирными стержнями 1 соединены с огибающими головку рельса хомутами 6 и тягами 7 связаны с рамой 8 устройства. Прижатие ведущих колес 2 к тяговому рельсу 5, в отсутствии внешнего сопротивления, обеспечивают приспособления начального натяга 9 пружинного типа.

В рассматриваемой схеме использованы два вида стержней – горизонтальные тяги 7 и наклонные по отношению к рельсу стержни 1. Тяги 7 воспринимают внешнее сопротивление T и передают его на наклонные стержни 1. При этом правые шарнирные стержни 1 и хомуты 6 расположатся перпендикулярно рельсу, а левые установятся под углом β .

Схема сил, действующих на указанные элементы тягового устройства, представлена на рисунке 2.4.

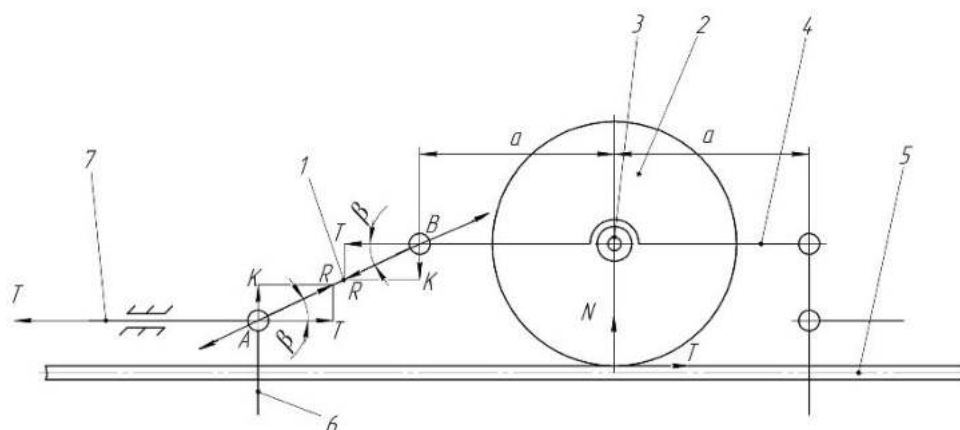


Рисунок 2.4 – Схема сил, действующих на стержни рычажного механизма тягового устройства

Если каждая левая тяга 7 нагружена усилием T , то стержни 1 будут растянуты силами R , составляющие которой – параллельная рельсу сила T и перпендикулярная – K . Стержень 1 не только передает усилие T на рычаг 4, но и выполняет роль чувствительного элемента, создавая усилия прижатия K . Усилие прижатия N , увеличиваясь на рычаге 4 до значения N , воздействует по нормали на рельс через колеса 2.

Уравнение равновесия стержня 1 относительно центра шарнира А (2.11)

$$\sum M_A = K \cdot AB \cdot \cos \beta - T \cdot AB \cdot \sin \beta = 0, \quad (2.11)$$

Перпендикулярная рельсу сила K определяется выражением (2.12)

$$K = \frac{T \cdot AB \cdot \sin \beta}{AB \cdot \cos \beta} = T \tan \beta. \quad (2.12)$$

Передающее число стержня 1, равное $u = \frac{K}{T} = \tan \beta$, зависит от угла наклона по отношению к рельсу, поэтому тяговые устройства, основанные на применении стержней, расположенных под углом β к оси рельса, весьма чувствительны к процессу изнашивания ходовых частей, ведущих колес и тягового рельса. Если в результате изнашивания уменьшается диаметр ведущих колес или толщина рельса, то уменьшается угол наклона стержней 1, а следовательно передающее число стержня u и, как следствие, усилие K_1 в новом положении стержня станет равным (2.13-2.14):

$$u_1 = \frac{K_1}{T} = \tan \alpha, \quad (2.13)$$

$$K_1 = T \tan \alpha, \quad (2.14)$$

где α – угол наклона стержня 1 в новом положении.

Коэффициент изменения передаточного числа стержня (2.15):

$$\Delta = \frac{u_1}{u} = \frac{\tan \alpha}{\tan \beta}. \quad (2.15)$$

На рисунке 2.5 представлена зависимость изменения передаточного числа стержня Δ от угла β .

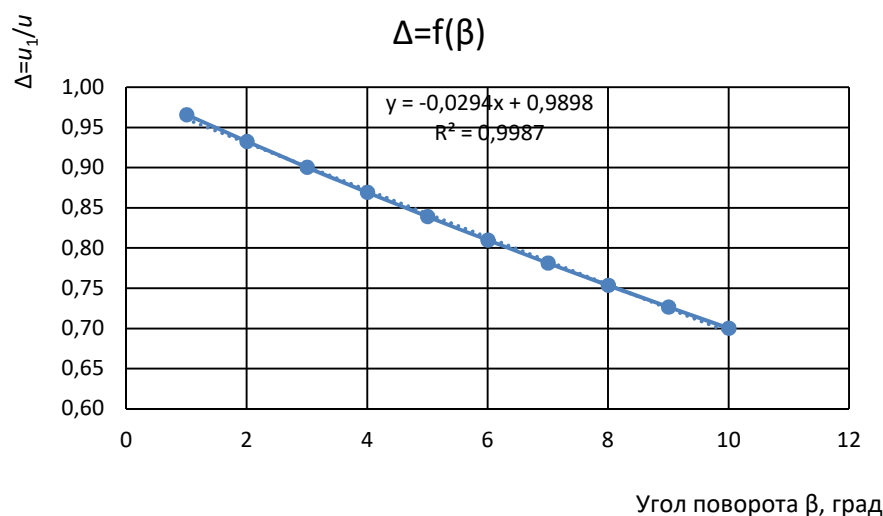


Рисунок 2.5 – Зависимость коэффициента изменения передаточного числа стержня Δ от угла наклона β

Анализ полученной зависимости изменения передаточного числа стержня от угла наклона β показывает, что с увеличением угла наклона стержня, вызванного износом ходовых частей устройства, наблюдается линейное уменьшение значения Δ , а, следовательно, уменьшение передаточного числа стержня и обобщенного передаточного числа рычажной системы.

Таким образом, тяговые устройства с наклонными по отношению к оси рельса стержнями, будут иметь нестабильное передаточное число рычажной системы, что снижает надежность работы самоходного скипа в целом.

На рисунке 2.6 представлена кинематическая схема реверсивного тягового устройства, чувствительные элементы которого выполнены в виде прямоугольных угловых рычагов 1 [13, 71], т.е. рычагов, плечи которых

расположены по отношению друг к другу под углом 90° , что обеспечивает постоянство (стабильность) передаточного отношения рычажной системы.

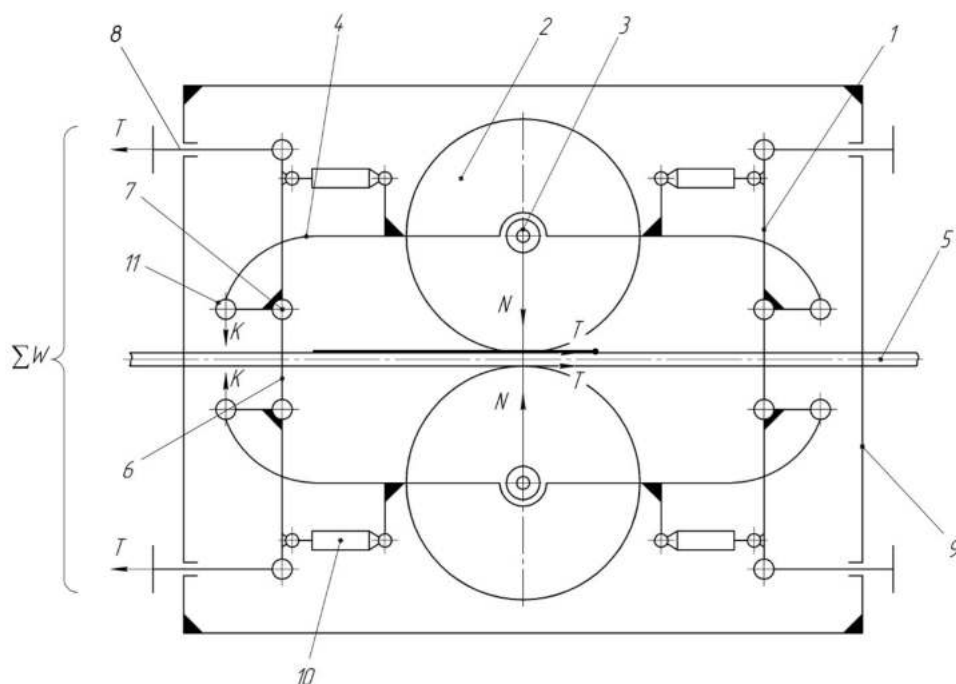


Рисунок 2.6 – Схема тягового устройства со стабильным передаточным числом рычажной системы

Ведущие колеса 2, зажимающие с двух сторон тяговый рельс 5, посредством подшипников 3 монтируются на рычагах 4, концы которых шарнирно соединены с концами коротких плеч угловых рычагов 1. Вершины каждой пары угловых рычагов соединены с огибающими рельс хомутами 6 шарнирами 7. Концы длинных плеч рычагов 1 тягами 8 связаны с рамой тележки 9. Поворот угловых рычагов 1 в сторону ведущих колес 2 ограничен, установленными по параллельной схеме, устройствами предварительного затяга 10.

На тяги 8 действуют реакции T рамы тележки 9, равные суммарному сопротивлению ΣW . При передаче реакций рамы T через угловые рычаги 1 будут выработаны перпендикулярные рельсу 5 силы K , которые при передаче их через шарниры 11 на рычаги 4 будут увеличены до значения N .

Износ ведущих колес 2 и тягового рельса 5 приведет к тому, что произойдет сближение шарниров 11 той половины тягового устройства, через которую передается сила тяги. Так как расстояние между шарнирами 7 хомута

6 остается постоянным, угловые рычаги повернутся на некоторый угол в сторону от ведущих колес 2. В процессе поворота углового рычага 1 со взаимно перпендикулярными плечами геометрическое передаточное число рычага остается постоянным.

Тяговые устройства данного типа обеспечивают стабильность сцепления ведущих колес с рельсами, так как при износе ходовых частей сохраняются неизменными параметры, определяющие характер сцепления, в том числе передаточное число углового рычага.

Надежность системы возрастает, если в процессе износа ходовых частей передаточное число обратной связи будет увеличено. Указанная особенность может быть достигнута применением угловых рычагов с углом между плечами, большим, чем 90° .

На рисунке 2.7 представлена кинематическая схема шарнирно-рычажного механизма тягового устройства, плечи углового рычага 1 которого расположены по отношению друг к другу под углом $\gamma=97,0^\circ\pm 0,5^\circ$.

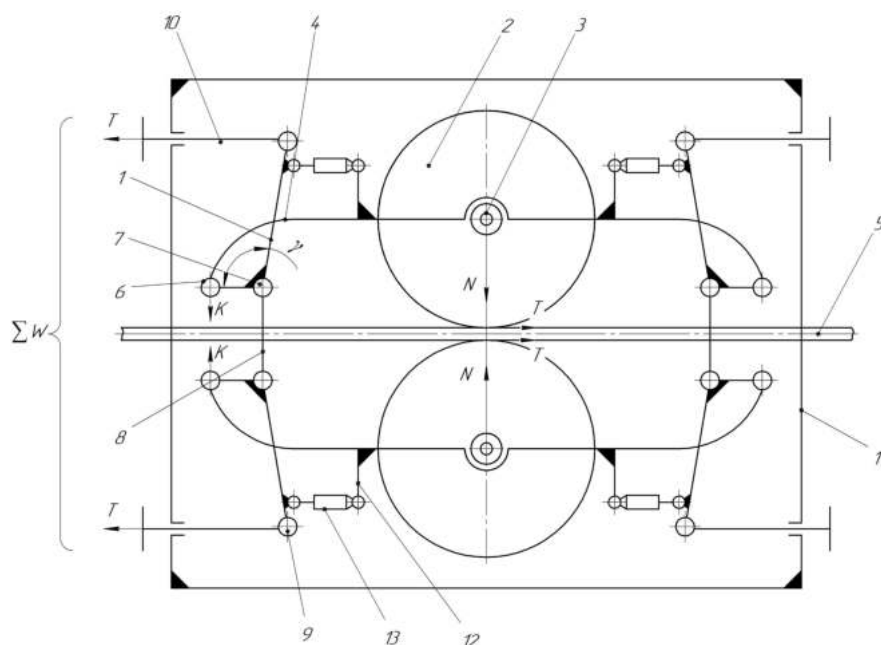


Рисунок 2.7 – Схема тягового устройства с угловыми рычагами, плечи углового рычага расположены под углом $\gamma=97,0^\circ\pm 0,5^\circ$

Ведущие колеса 2, зажимающие рельс 5, посредством подшипников 3 установлены на рычагах 4, концы которых шарнирами 6 соединены с концами коротких плеч угловых рычагов 1. Вершины каждой пары угловых рычагов шарнирами 7 соединены с огибающими рельс хомутами 8. Концы длинных плеч угловых рычагов 1 шарнирами 9 и тягами 10 соединены с рамой тележки 11.

Между кронштейнами 12 рычагов 4 и угловыми рычагами 1 по параллельной схеме установлены устройства предварительного затяга 13, ограничивающие также поворот угловых рычагов 1 в сторону ведущих колес 2.

На тяги 10 действуют реакции рамы тележки T , равные сумме сопротивлений $\sum W$. При передаче реакции рамы T через рычаги 1 будут выработаны перпендикулярные рельсу силы K , которые при передаче их на ведущие колеса 2 через рычаги 4 будут увеличены до значения N .

Схема сил, действующих на угловой рычаг тягового устройства представлена на рисунке 2.8.

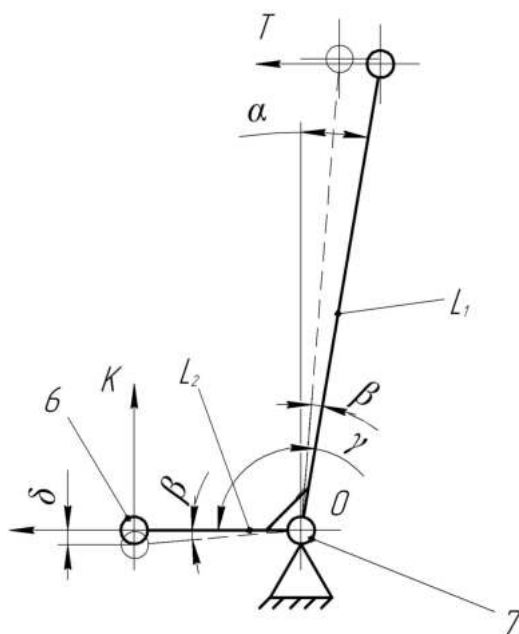


Рисунок 2.8 – Схема сил, действующих на угловой рычаг

Уравнение равновесия углового рычага 1, представленного на рисунке 2.8, относительно центра O шарнира 7 в исходном положении (износ ходовых частей отсутствует) (2.16-2.17):

$$\sum M_O = T L_1 \cos \alpha - K L_2 = 0, \quad (2.16)$$

$$K = T \frac{L_1 \cos \alpha}{L_2}, \quad (2.17)$$

где L_1, L_2 – плечи углового рычага;

α – угол отклонения плеча углового рычага от вертикали.

Передаточное число углового рычага в исходном положении (2.18):

$$u = \frac{K}{T} = \frac{L_1 \cos \alpha}{L_2}. \quad (2.18)$$

В результате износа ведущих колес и рельса произойдет перемещение левого шарнира б углового рычага на величину $\delta = L_2 \sin \beta$.

Для сохранения контакта ведущих колес и рельса угловой рычаг повернется относительно центра шарнира O в сторону от ведущих колес на некоторый угол $\beta = \arcsin \frac{\delta}{L_2}$.

Уравнение равновесия углового рычага относительно центра шарнира O после поворота на угол β (износ ходовых частей) (2.19-2.20):

$$\sum M_O = T L_1 \cos (\alpha - \beta) - K_1 L_2 \cos \beta, \quad (2.19)$$

$$K_1 = T \frac{L_1 \cos (\alpha - \beta)}{L_2 \cos \beta}. \quad (2.20)$$

Передаточное число углового рычага в новом положении, после поворота на угол β (2.21)

$$u_1 = \frac{K_1}{T} = \frac{L_1 \cos (\alpha - \beta)}{L_2 \cos \beta}. \quad (2.21)$$

Коэффициент изменения передаточного числа углового рычага при повороте его на угол β (2.22)

$$\Delta = \frac{u_1}{u} = \frac{\cos (\alpha - \beta)}{\cos \beta \cos \alpha}. \quad (2.22)$$

Анализ полученной зависимости показывает, что если угол $\beta > 0$, то величина $\Delta > 1$. Величина Δ достигает наибольшего значения при $\beta = \alpha$ (2.23).

$$\Delta_{max} = \frac{1}{\cos^2 \alpha}. \quad (2.23)$$

Зависимости коэффициента изменения передаточного числа углового рычага Δ в зависимости от угла β представлен на рисунке 2.9.

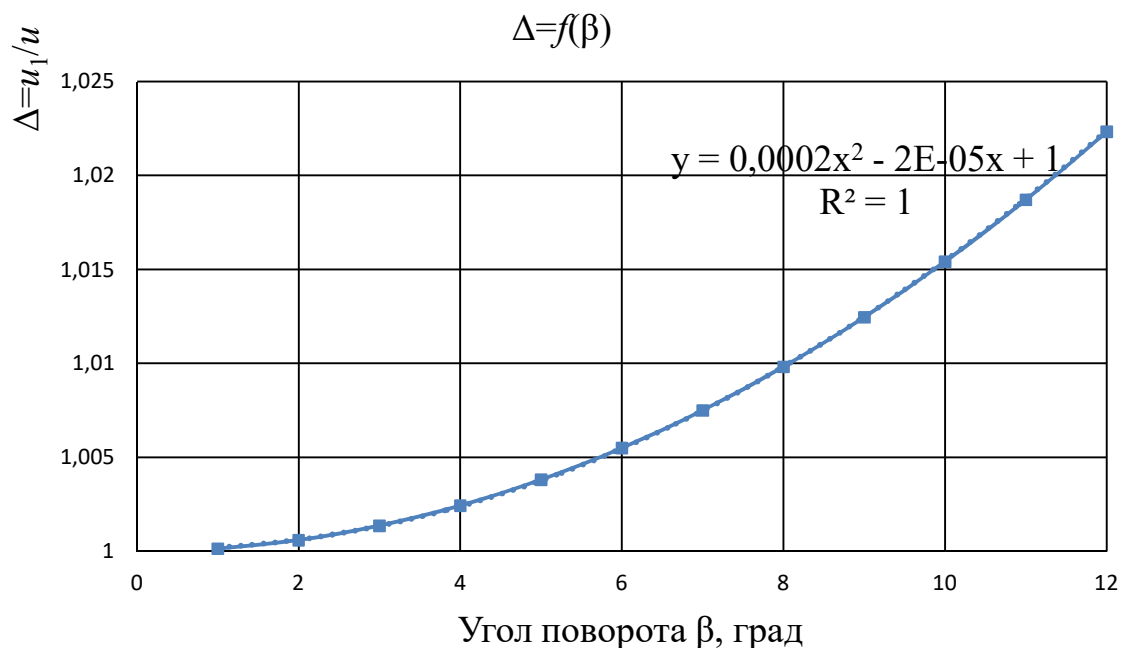


Рисунок 2.9 – Зависимости коэффициента Δ от угла поворота углового рычага

Полученная зависимость описывается следующей функцией (2.24):

$$\Delta = 2 \cdot 10^{-4}\beta^2 - 2 \cdot 10^{-5}\beta + 1. \quad (2.24)$$

Анализ зависимости показывает, что при любом значении угла $\beta > 0$ наблюдается параболическое возрастание передаточного числа углового рычага. Так при максимально допустимом суммарном износе колеса и рельса равном 10 мм произойдет поворот углового рычага на угол (2.25):

$$\beta = \arcsin \frac{\delta}{l_2} = \arcsin \frac{10}{80} = 7,18^\circ \quad (2.25)$$

Передаточное число углового рычага при повороте на угол $7,18^\circ$ автоматически возрастает до значения $u_1 = 1,008u$.

Автоматическое изменение значения передаточного числа рычажной системы механизма при изменении условий сцепления вследствие износа тягового рельса и ведущих колес повышает надежность работы самоходного скипа [1].

Для уменьшения габаритов тяговой тележки с установленным на ней тяговым устройством может быть использована схема, представленная на рисунке 2.10 (Патент №185909 от 24 апреля 2018 г) [73].

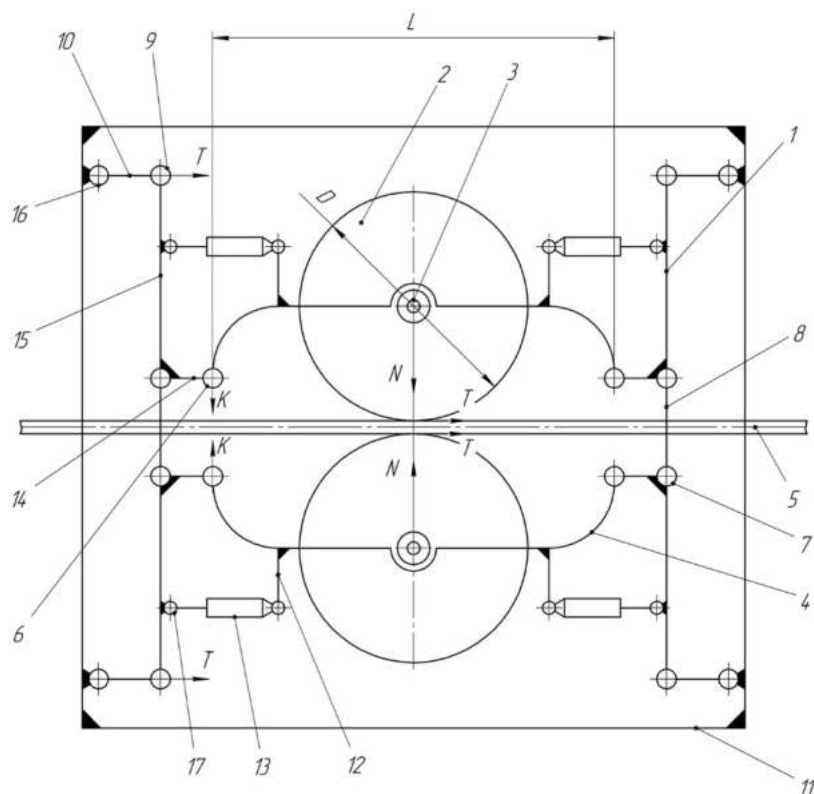


Рисунок 2.10 – Схема тягового устройства с угловыми рычагами, размещенными с внешней стороны прямых рычагов

По этой схеме ведущие колеса 2 тягового устройства установлены на рычагах 4 при помощи подшипников 3 и взаимодействуют с тяговым рельсом 5. Короткие плечи 14 угловых рычагов 1 расположены с внешней стороны прямых рычагов 4, т.е. зеркально по отношению к расположению этих элементов в тяговом устройстве, (рисунок 2.6), что позволяет уменьшить длину L прямых рычагов до значения $L=(1,1-1,2)D$, (где D – диаметр ведущих колес), а следовательно габариты самоходного скипа. Посредством шарниров 6 рычаги 4 соединены с короткими плечами 14 угловых рычагов 1.

Вершины каждой пары угловых рычагов 1 шарнирами 7 соединены с огибающими рельс 5 хомутами 8. Концы длинных плеч 15 угловых рычагов 1 шарнирами 9 связаны с тягами 10, выполненными в виде коротких стержней, противоположные концы которых шарнирами 16 соединены с рамой 11 транспортного средства.

На рычагах 4 жестко закреплены кронштейны 12, ограничивающие поворот угловых рычагов 1 в сторону ведущих колес 2. Между кронштейнами

12 и шарнирами 17 угловых рычагов установлены пружинные приспособления начального затыга 13.

При движении самоходного скипа, оборудованного данным тяговым устройством, вверх по наклонному рельсовому пути на тяги 10 тягового устройства, шарнирно соединенные с рамой 11, передается усилие T от рамы, равное суммарному сопротивлению движения транспортного средства $\sum W$. Усилие T воздействует на длинные плечи 15 угловых рычагов 1, расположенных справа от ведущих колес 2. Угловые рычаги 1 являются чувствительными элементами, регулирующими силу прижатия ведущих колес 2 тягового устройства к рельсу 5 в зависимости от усилий, приложенных к длинным плечам 15 угловых рычагов 1. При передаче усилий T через угловые рычаги 1 будут выработаны перпендикулярные рельсу 5 силы K , которые при передаче их на ведущие колеса 2 через прямые рычаги 4 будут увеличены до значения N , нормального давления ведущих колес на рельс.

Исследования показали, что расположение угловых рычагов 1 с внешней стороны прямых рычагов 2 позволяет уменьшить их длину до значения $L=(1,1-1,2)D$, (где D – диаметр ведущих колес), при этом уменьшается и длина тяг, соединяющих тяговое устройство с рамой транспортного средства. В результате значительно сокращаются габаритные размеры тягового устройства, упрощается взаимосвязь между тяговым устройством и рамой транспортного средства.

На рисунке 2.11 представлена схема тягового устройства с возможностью регулирования рычажной системы (Патент № 165910 от 19 октября 2016 г) [105].

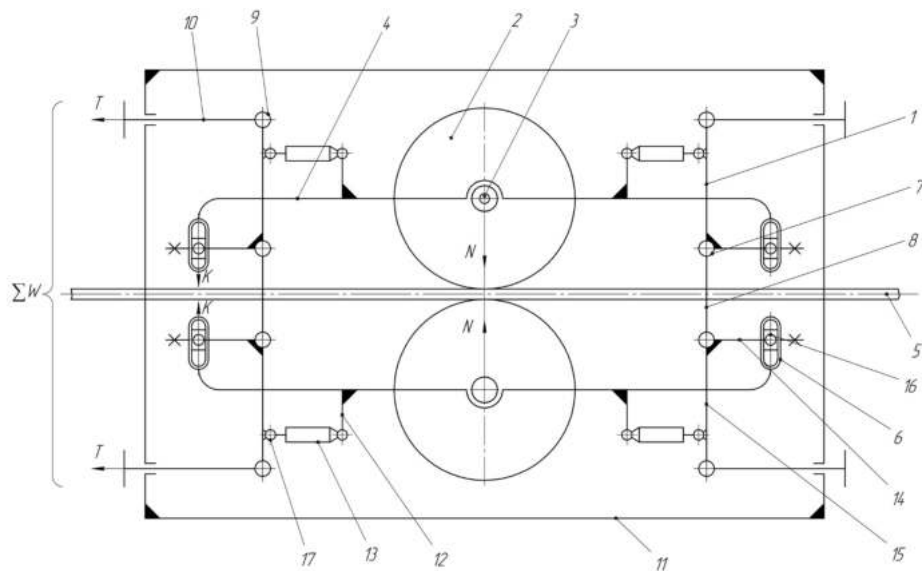


Рисунок 2.11 – Схема регулируемого тягового устройства

Ведущие колеса 2 монтируются на рычагах 4 при помощи подшипников 3. Рычаги 4 выполнены с проушинами 6, имеющими продольные пазы. Внутри проушин 6 размещены ползуны 16, снабженные стопорными винтами и шарнирно связанные с короткими плечами 14 угловых рычагов 1. При этом рычаги 1 с проушинами 6 имеют возможность осевого перемещения относительно оси ползун 16.

Вершины каждой пары угловых рычагов 1 шарнирами 7 соединены с огибающими рельс 5 хомутами 8. Концы длинных плеч 15 угловых рычагов 1 шарнирами 9 и тягами 10 соединены с рамой 11 транспортного средства.

На рычагах 4 жестко закреплены кронштейны 12, ограничивающие поворот угловых рычагов 1 в сторону ведущих колес 2. Между кронштейнами 12 и шарнирами 17 угловых рычагов 1 установлены приспособления начального затяга 13.

Работа регулируемого тягового устройства осуществляется следующим образом.

На тяги 10 тягового устройства передается усилие T от рамы 11, равное суммарному сопротивлению движения транспортного средства $\sum W$. При передаче усилий T через угловые рычаги 1 будут выработаны перпендикулярные рельсу 5 силы K , которые при передаче их на ведущие

колеса 2 через прямые рычаги 4 будут увеличены до значения N , нормального давления ведущих колес 2 на рельс 5.

В тяговом устройстве возможна регулировка рычажной системы с целью компенсации износа его ходовых частей.

Так, в результате износа первоначальный диаметр D ведущих колес 1 уменьшается до значения D_1 (рисунок 2.12).

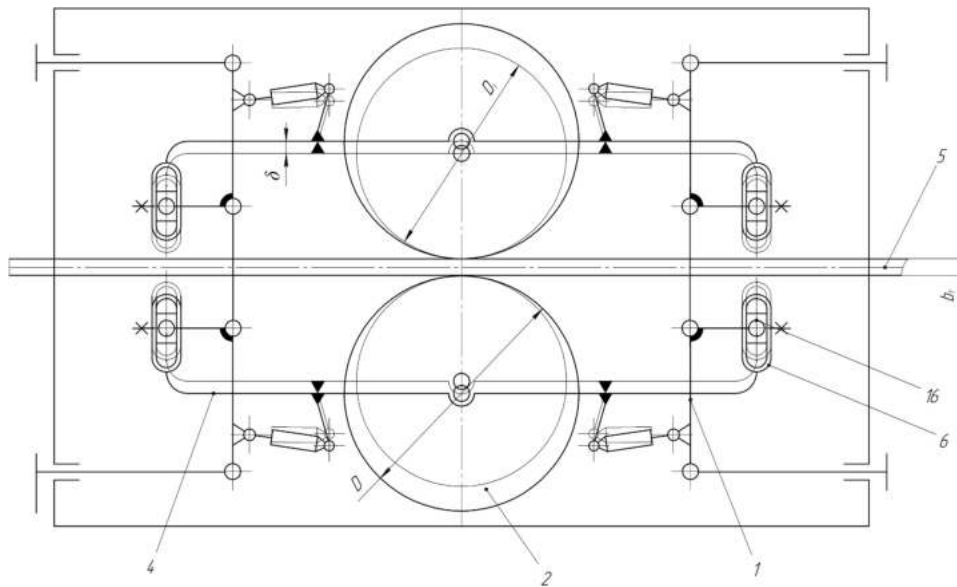


Рисунок 2.12 – Схема расположения звеньев (или элементов) тягового устройства при износе ходовых частей

Для компенсации износа освобождают стопорные винты ползунов 16 на обеих частях тягового устройства. Рычаги 4 с проушинами 6 вместе с закрепленными на них ведущими колесами 2 сдвигают к центру, т.е. в сторону оси рельса 5 на величину $\delta = \frac{D - D_1}{2}$, соответствующую износу. При этом проушины 6 рычагов 4 перемещаются относительно шарнирно закрепленных на угловых рычагах 1 ползунов 16.

Тяговое устройство, выполненное по рассмотренной схеме, обеспечивает надежное сцепление колеса с рельсом и при изменении толщины ходовой части рельса. Движение возможно как по головке рельса, так и по ножке рельса, а также по специальному рельсу, например, двутавру. Тяговое устройство при изменении конструкции рельсового пути легко перенастроить на различные размеры ходовой части тягового рельса указанным ранее способом.

Таким образом регулируемое тяговое устройство с одними и теми же параметрами может быть использовано как на рельсовых путях различной конструкции, так и в случае износа его ходовых частей (рельса или ведущих колес), однако процесс наладки тягового устройства связан с дополнительными временными затратами и капиталовложениями.

Стабильность работы самоходного скипа возрастает, если в процессе изнашивания ходовых частей тягового устройства передаточное число обратной связи будет увеличено. Этого можно добиться, применив тяговое устройство с угловым рычагом с углом между плечами $\gamma=97\pm 0,5^\circ$, схема которого представлена на рисунке 2.7.

2.5 Анализ влияния основных геометрических размеров тягового устройства на передаточное число рычажной системы

Передаточное число рычажной системы тягового устройства характеризует соотношение между давлением $\sum N$ гладких ведущих колес на рельс и преодолеваемым сопротивлением $\sum W$ самоходного скипа [13, 16-20, 71, 76, 95-96]. При этом следует различать теоретическое u_0 и расчетное u передаточные числа рычажной системы. Расчетное передаточное число u равно отношению $\sum N$ и $\sum W$, которое обеспечивает работу ведущего колеса в зоне упругого скольжения при известном реализуемом коэффициенте сцепления. Теоретическое передаточное число определяется по следующей зависимости (2.26):

$$u_0 = \frac{1}{\psi_0}. \quad (2.26)$$

Расчетное передаточное число u зависит от геометрических размеров рычагов механизма и определяет соотношение сил на входе и выходе. Расчетное и теоретическое передаточные числа связаны зависимостью (2.27)

$$u_0 = u \cdot \eta_\Sigma. \quad (2.27)$$

Расчетное передаточное число тягового устройства равно (2.28):

$$u = u_1 \cdot u_4, \quad (2.28)$$

где u_1 – передаточное число углового рычага; u_4 – передаточное число прямого рычага.

Прямые рычаги 4 (рисунок 2.13) при работе тягового устройства выполняют не только роль конструктивных элементов, на которых установлены ведущие колеса, но и являются частью механизма обратной связи, влияющей на общее передаточное число механизма.

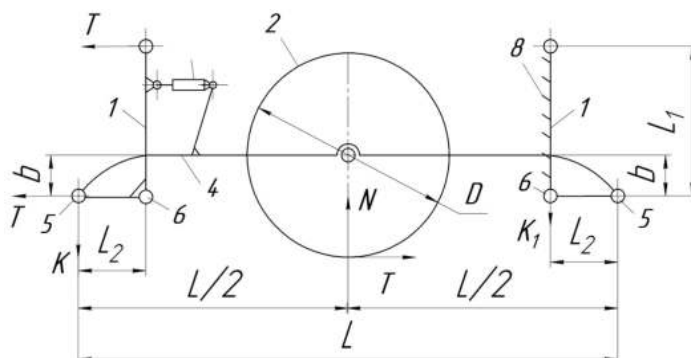


Рисунок 2.13 – Схема силовой загрузки прямого рычага

Передаточные числа u_1 и u_4 назначаются конструктивно с учетом геометрических параметров отдельных элементов тягового устройства.

Основные геометрические размеры прямого рычага: L – длина прямого рычага; L_2 – короткое плечо углового рычага 1 (Рисунок 2.13); b – расстояние от центра ведущего колеса до центра шарнира 5. На прямой рычаг 4 действуют следующие усилия: K – усилие, приложенное к рычагу 4 со стороны углового рычага 1; N – нормальная реакция рельса, по модулю равная нормальному давлению колеса на рельс; T – касательная реакция рельса.

Передаточное число прямого рычага равно (2.29):

$$u_4 = \frac{N}{K}. \quad (2.29)$$

Величина u_4 зависит от соотношения размеров рычага L, L_2, b .

При передаче усилия T через левый шарнир 5 правый угловой рычаг 1 опускается на приспособление начального затяга (Рисунок 2.13) как на упор. Поэтому оно заменено жесткой связью 8.

Уравнение равновесия рычага 4 относительно центра правого шарнира 6 имеет вид (2.30):

$$\sum M_{(6)} = -K \cdot (L - L_2) + N \cdot (0,5L - L_2) - T \cdot b = 0. \quad (2.30)$$

Так как $T = \psi \cdot N$, а $u_4 = \frac{N}{K}$, то окончательно передаточное число прямого рычага равно (2.31):

$$u_4 = \frac{L - L_2}{0,5L - L_2 + \psi b}. \quad (2.31)$$

В свою очередь передаточное число углового рычага 1 равно (2.32):

$$u_1 = \frac{L_1}{L_2}. \quad (2.32)$$

Тогда расчетное передаточное число рычажной системы тягового устройства (2.33):

$$u = \frac{L_1(L - L_2)}{L_2(0,5L - L_2 + \psi b)}. \quad (2.33)$$

Полученное выражение позволяет исследовать влияние основных геометрических размеров тягового устройства на передаточное число рычажной системы.

Характер и величина изменения передаточного числа рычажной системы тягового устройства u представлены на рисунке 2.14.

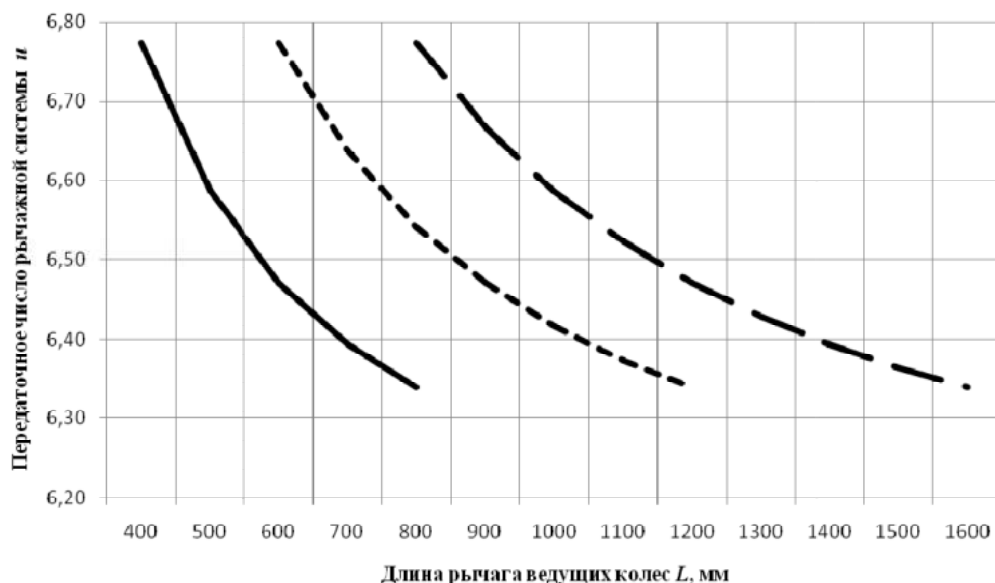


Рисунок 2.14 – Зависимость передаточного числа рычажной системы привода самоходного скипа u от ее основных геометрических параметров при $L_2 = 0,25D$:

— — — — — $D = 200$ мм; $D = 300$ мм; - - - - - $D = 400$ мм

Анализ полученных зависимостей позволяет утверждать, что диапазон изменения передаточного числа рычажной системы тягового устройства u при максимальных значениях L_1 , L_2 и b не зависит от диаметра ведущих колес D и меняется в пределах $6,3 \div 6,8$. С увеличением длины прямого рычага L уменьшается передаточное число рычажного механизма тягового устройства u для всех рассматриваемых диаметров значений ведущих колес D .

Анализ влияния геометрических размеров элементов рычажного механизма на передаточное число u показал, что наибольшее влияние на величину передаточного числа u оказывает соотношение размеров длинного L_1 и короткого L_2 плеча углового рычага. При этом максимальное значение соотношения $L_1 / L_2 = 6$, достигается при $L_1 = 0,75D$, а $L_2 = 0,125D$, что обеспечивает передаточное число u в диапазоне $12,2 \div 12,5$ (рисунок 2.15) [117].

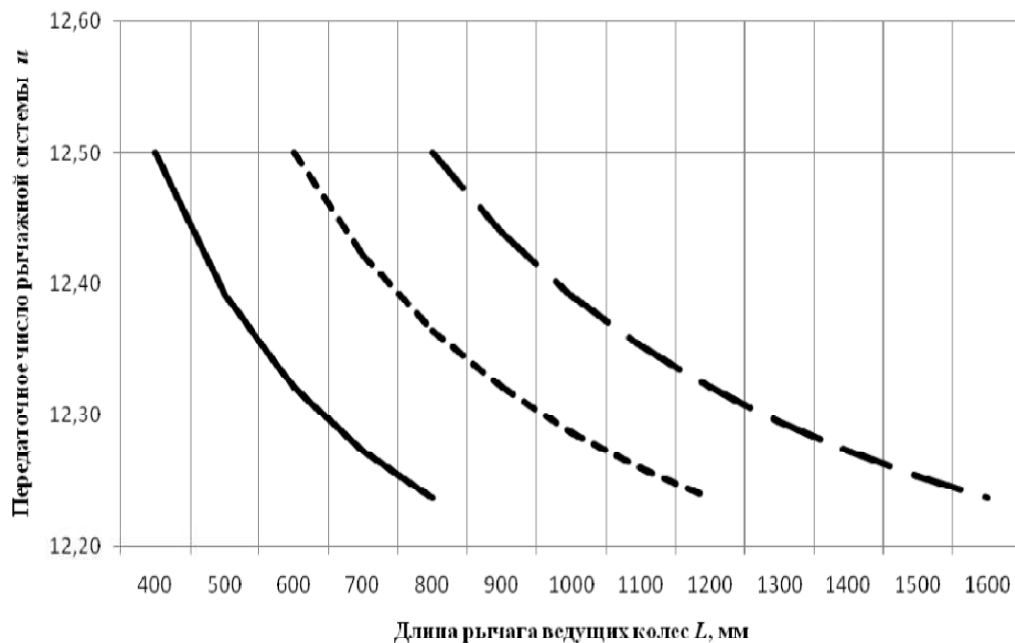


Рисунок 2.15 – Зависимость передаточного числа рычажной системы тягового устройства u от ее основных геометрических параметров при $L_2 = 0,125D$:

— — — — — $D = 200$ мм; $D = 300$ мм; - - - - - $D = 400$ мм

В диссертационной работе также рассматривались некоторые теоретические вопросы стабилизации сцепления ведущих колес тяговых механизмов с рельсом при движении по криволинейным участкам рельсового пути, в частности при входе самоходного скипа в поворот (рисунок 2.16).

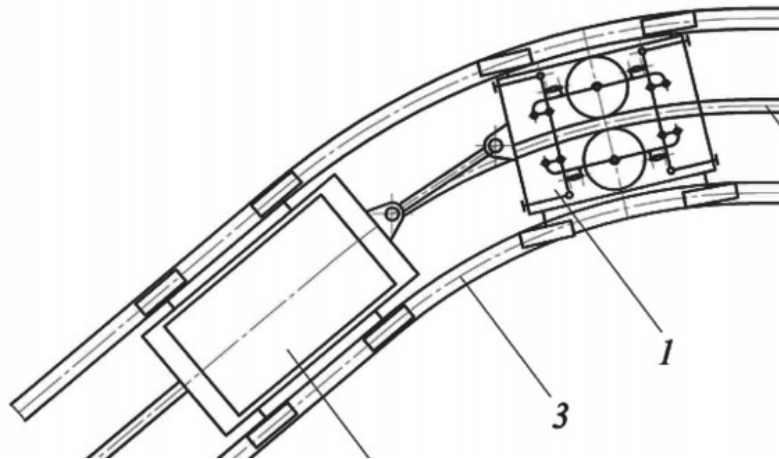


Рисунок 2.16 – Самоходный скип на криволинейном участке рельсового пути:

1 – самоходный скип, 2 – грузовая тележка; 3 – рельсовый путь; 4 –
центральный рельс

При движении тягового устройства по криволинейным участкам рельсового пути или при входе в поворот [19, 93, 116] имеет место сложное взаимодействие внешних и внутренних сил, связанных с геометрическими параметрами механизма. При несовпадении по направлению вектора, создаваемой тяговым устройством силы тяги, и внешним сопротивлением, передающимся от рамы машины, возникает момент, вызывающий перекося тягового устройства. Кроме того, при несоответствии окружных скоростей тяговых колес длинам окружностей внутренней и наружной рабочих поверхностей головки кольцевого рельса возникает их продольное скольжение [15, 98], также являющееся причиной перекося.

В ходе решения обозначенных проблем была разработана методика расчета углов перекося тягового устройства привода самоходного скипа относительно оси центрального рельса [93, 116], которая может быть использована при расчете геометрических размеров рычажных механизмов тяговых устройств, работающих на криволинейных участках рельсового пути, в частности, при входе в поворот.

Угол поворота тягового устройства в плоскости вращения ведущих колес необходимо учитывать при проектировании огибающих головку рельса

хомутов, с целью устранения контакта внутренней поверхности хомута с головкой рельса.

Анализ полученных зависимостей [15, 19, 93, 98, 116] показал, что увеличение диаметра D ведущих колес и ширины головки центрального рельса способствует уменьшению угла перекоса тягового устройства.

2.6 Выводы по второй главе

1. Передаточное число рычажного механизма тягового устройства принимается обратно пропорциональным значению наименьшего реализуемого коэффициента сцепления, соответствующего наихудшим условиям эксплуатации.

2. С целью компенсации износа ходовых частей привода самоходного скипа следует использовать тяговое устройство с угловыми рычагами, плечи которых расположены по отношению друг к другу под углом $\gamma=97,0^\circ\pm 0,5^\circ$.

3. Анализ влияния основных геометрических размеров на передаточное число рычажной системы показал, что наибольшее влияние на передаточное число u оказывает длина короткого плеча углового рычага L_2 . При этом максимальное значение соотношения $L_1/L_2=6$, достигается при $L_1=0,75D$, а $L_2=0,125D$, что обеспечивает передаточное число u в диапазоне $12,2\div 12,5$

ГЛАВА 3 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ РЫЧАЖНОГО ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА САМОХОДНОГО СКИПА

3.1 Составление динамической модели самоходного скипа

Самоходный скип является механической системой, включающей приводное тяговое устройство, связанное с вагонеткой, нагруженное внешними силами и моментами

При составлении динамической модели самоходного скипа приняты следующие допущения:

- не учитывается упругость звеньев;
- не учитываются зазоры в кинематических парах.

На рисунках 3.1 и 3.2 показаны схемы для составления динамической модели самоходного скипа

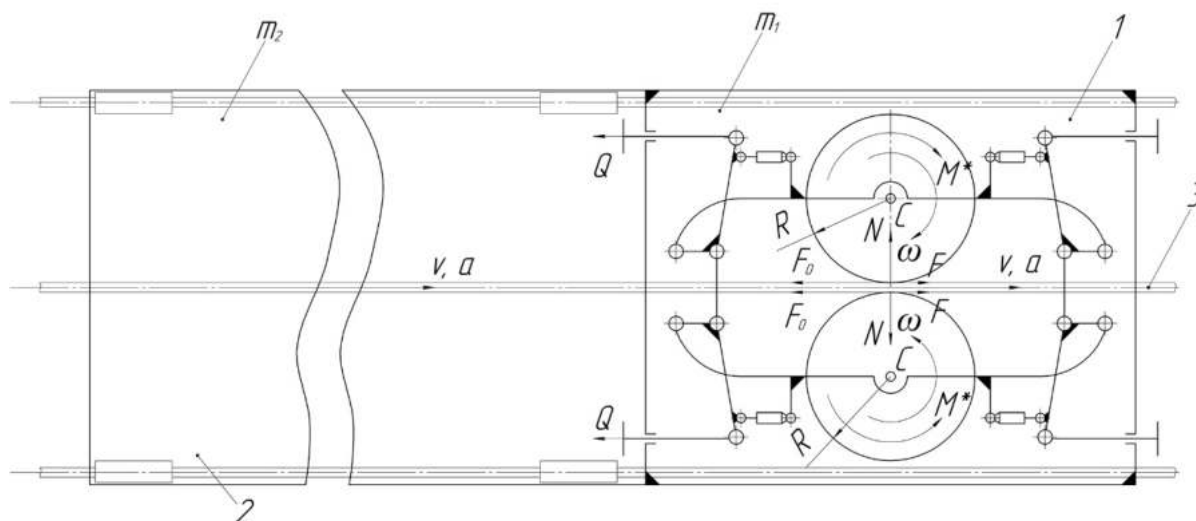


Рисунок 3.1 – Схема к составлению динамической модели самоходного скипа

1 – тяговое устройство; 2 – скип; 3 – тяговый рельс.

m_1 – масса тягового устройства, включая массы ведущих колес;

m_2 – масса вагонетки с грузом;

v, a – соответственно линейные скорость и ускорение поступательного движения системы;

ω – угловая скорость ведущего колеса.

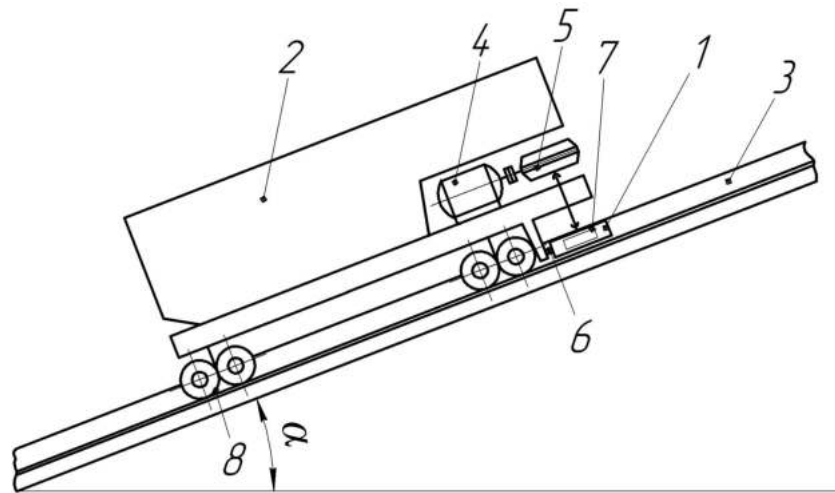


Рисунок 3.2 – Схема самоходного скипа

Самоходный скип (рисунок 3.2) включает тяговое устройство 1 с регулируемым в функции сопротивления давлением ведущих колес 7 на тяговый рельс 3. Момент на ведущие колеса 7 тягового устройства передается от асинхронного двигателя 4 через червячный редуктор 5. Тяговое устройство 1 тягами 6 связано с рамой вагонетки скипа 2. Вагонетка скипа 2 опирается колесами 8 на рельсы основного рельсового пути.

На звенья механизма фрикционного привода самоходного скипа действуют следующие внешние силы:

$m_1 g$ – сила тяжести масс тягового устройства, включая массы ведущих колес, Н;

$m_2 g$ – сила тяжести массы вагонетки скипа, Н;

M^* – приведенный к ведущему колесу момент двигателя, Н×м;

Q – тяговое усилие, Н;

F – сила сцепления ведущего колеса с рельсом, Н.

Условные обозначения к механико-математической модели самоходного скипа:

$m = m_1 + m_2 + 2m_c$ – масса системы;

m_c – масса ведущего колеса;

R – радиус ведущего колеса;

J_C – момент инерции ведущего колеса относительно центра вращения;

α – угол наклона рельсового пути;

u – передаточное число рычажного механизма тягового устройства;

u_p – передаточное число редуктора привода;

f_0 – коэффициент трения скольжения;

f – расчетный коэффициент трения;

g – ускорение свободного падения;

ω – угловая скорость ведущего колеса;

φ – угол поворота ведущего колеса;

v – скорость поступательного движения системы;

a – ускорение поступательного движения системы.

Приведенный момент асинхронного двигателя вычисляется по формуле Клосса (3.1):

$$M^* = \frac{2M_{кр}^*}{\frac{S}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{S}}, \quad (3.1)$$

где $M_{кр}^*$ – приведенный критический момент двигателя, Н×м;

$S_{кр}$ – критическое скольжение двигателя;

S – номинальное скольжение двигателя;

Номинальный момент двигателя вычисляется по формуле (3.2):

$$\frac{M_{кр}^*}{M_n} = 1,6 \div 2,5; \quad M_n = \frac{P_n}{\omega_0}, \quad (3.2)$$

где M_n – номинальный момент двигателя, Нм;

P_n – номинальная мощность двигателя, кВт;

ω_0 – приведенная номинальная угловая скорость двигателя, с⁻¹.

3.2 Уравнение движения самоходного скипа

Для реализации расчетного режима движения, при котором отсутствует проскальзывание ведущих колес тягового устройства относительно тягового рельса, необходимо и достаточно чтобы сила сцепления колеса с рельсом F не

превосходила силу трения скольжения F_0 [92]. В качестве независимой обобщенной координаты принят угол поворота ведущего колеса φ . Движение системы описывается уравнением Лагранжа второго рода в обобщенной координате φ (3.3).

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad (3.3)$$

где T – кинетическая энергия системы, Дж;

Q_φ – обобщенная сила по обобщенной координате φ , Н;

$\frac{\partial T}{\partial \omega}$ – частная производная кинетической энергии по угловой скорости ω ;

$\frac{\partial T}{\partial \varphi}$ – частная производная кинетической энергии по обобщенной

координате φ ;

$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega}$ – производная по времени от частной производной.

Кинетическая энергия системы равна сумме кинетической энергии скипа и двух тяговых колес (3.4).

$$T = \frac{1}{2} m v^2 + 2 \frac{1}{2} J_c \omega^2, \quad (3.4)$$

где $m = 2m_c + m_1 + m_2$; $v = \omega R$; $J = 2J_c + mR^2$.

Кинетическая энергия системы (3.5):

$$T = \frac{1}{2} J \omega^2. \quad (3.5)$$

Частная производная кинетической энергии по обобщенной скорости ω (3.6)

$$\frac{dT}{d\omega} = \frac{\partial(\frac{1}{2} J \omega^2)}{\partial \omega} = J \omega. \quad (3.6)$$

Производная кинетической энергии по времени t от частной производной (3.7)

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega} = \frac{d(J \omega)}{dt} = J \frac{d\omega}{dt}. \quad (3.7)$$

Частная производная кинетической энергии по обобщенной координате φ (3.8).

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\partial(\frac{1}{2}J\omega^2)}{\partial\varphi} = 0. \quad (3.8)$$

Элементарная работа внешних сил, приложенных к рассматриваемой системе (3.9)

$$\delta A = (M^* - mgR\sin\alpha)d\varphi. \quad (3.9)$$

Обобщенная сила Q_φ по обобщенной координате φ (3.10)

$$Q_\varphi = M^* - mgR\sin\alpha. \quad (3.10)$$

Дифференциальное уравнение движения системы (3.11)

$$J \frac{d\omega}{dt} = M^* - mgR\sin\alpha. \quad (3.11)$$

Для работы системы в расчетном режиме с постоянной угловой скоростью необходимо выполнение условия (3.12):

$$M^* = mgR\sin\alpha \equiv M_0. \quad (3.12)$$

Для реализации расчетного режима движения, при котором отсутствует проскальзывание ведущих колес тягового устройства относительно рельса, необходимо выполнение условия (3.13):

$$F < F_0, \quad (3.13)$$

где F – полная сила сцепления, действующая в зоне контакта ведущих колес с рельсом, Н. $F = \sum W$;

F_0 – сила трения скольжения, Н (3.14);

$\sum W$ – суммарное сопротивление движению.

$$F_0 = \psi_0 N, \quad (3.14)$$

где N – нормальное давление ведущего колеса на рельс, Н;

N_H – сила предварительного прижатия колес к рельсу, Н.

Дифференциальное уравнение ведущего колеса тягового устройства относительно оси вращения (3.15):

$$J\varepsilon = M^* - FR, \quad (3.15)$$

где J – приведенный момент инерции системы относительно оси вращения;

ε – угловое ускорение ведущего колеса, рад/с²

Угловое ускорение ведущего колеса тягового устройства (3.16):

$$\varepsilon = \frac{M^* - mgR \sin \alpha}{m_0 R^2}. \quad (3.16)$$

Расчетная сила сцепления ведущего колеса с рельсом (3.17):

$$F = \frac{M^* - m_0 R^2 \varepsilon}{R}. \quad (3.17)$$

Принимаем отношение массы колеса m_c к массе системы m_0 равным $\lambda = \frac{m_c}{m_0}$, а массы вагонетки m_2 к массе системы m_0 $\mu = \frac{m_2}{m_0} (< 1)$.

Окончательно, получаем (3.18):

$$F = \frac{1}{2R} [(1 - \lambda)M^* + \lambda mgR \sin \alpha] = \frac{1}{2R} [(1 - \lambda)M^* + \lambda M_0]. \quad (3.18)$$

3.3 Условие устойчивой работы самоходного скипа

Для реализации устойчивой работы самоходного скипа необходимо обеспечить движение без проскальзывания ведущих колес относительно рельса.

Условие отсутствия проскальзывания ведущего колеса относительно рельса (3.19-3.20):

$$\psi < \psi_0, \quad (3.19)$$

$$\psi = \frac{F}{N} = \frac{\frac{1}{2R} [(1 - \lambda)M^* + \lambda M_0]}{N_H + u \frac{\mu}{2R} [(1 - \lambda)M^* + \lambda M_0]}. \quad (3.20)$$

Величина ψ монотонно возрастает с увеличением M^* и достигает наибольшего значения при $M^* = M_{кр}^*$ (3.21).

$$\psi_{max} = \frac{\frac{1}{2R} [(1 - \lambda)M_{кр}^* + \lambda M_0]}{N_H + u \frac{\mu}{2R} [(1 - \lambda)M_{кр}^* + \lambda M_0]}. \quad (3.21)$$

Условие $\psi < \psi_0$ выполняется для всех значений угловой скорости ω , если выполняется условие $\psi_{max} < \psi_0$.

При движении самоходного скипа с проскальзыванием ведущих колес относительно рельса система имеет две степени свободы.

Положение системы определяется двумя обобщёнными координатами: x – перемещение центра масс самоходного скипа; φ – угол поворота ведущего колеса относительно оси вращения.

Движение системы при этом описывается двумя дифференциальными уравнениями (3.22):

$$\begin{cases} J \frac{d\omega}{dt} = M^* - FR; \\ m \frac{dv}{dt} = F - mgsin\alpha. \end{cases} \quad (3.22)$$

3.4 Компьютерное моделирование процесса движения самоходного скипа

На основании полученных уравнений движения системы проведено компьютерное моделирование процесса движения самоходного скипа в оригинальной программе (A_PULL) в зависимости от параметров кинематической схемы фрикционного привода, реализуемого по условиям эксплуатации коэффициента сцепления и углов наклона рельсового пути.

В соответствии с поставленной задачей составлен набор исходных данных, используемых при компьютерном моделировании процесса движения самоходного скипа, представленных на рисунке 3.3.

```

УГОЛ НАКЛОНА(ГРАД) ALFA=0.5...90

МАССА ВАГОНЕТКИ(Т) M2=2, 5, 10, 20
МАССА ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА(Т) M1=2
МАССА КОЛЕСА(Т) MC=0.2
РАДИУС КОЛЕСА(М) R=0.2
ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЕДУКТОРА KAP=46
ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ ETA=6
КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ КОЛЕСА О РЕЛЬС F0=0.2

      ДВИГАТЕЛЬ
МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ(КВТ) NE=100
КРИТИЧЕСКОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ SKR=0.1
НОМИНАЛЬНАЯ ЧАСТОТА(ОБ/МИН) N0=1470
КПД KPD=0.925
ОТНОШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО МОМЕНТА К НОМИНАЛЬНОМУ REL=2.2

      СЧЕТ
ШАГ ИНТЕГРИРОВАНИЯ(СЕК) DT=0.01
ВРЕМЯ СЧЁТА(СЕК) TMAX=0.2

```

Рисунок 3.3 – Исходные данные к компьютерному моделированию процесса движения самоходного скипа

В результате моделирования были получены значения мощности привода, затрачиваемой на перемещение насыпного груза для углов наклона рельсового пути 3-90° и удельной мощности привода самоходного скипа на единицу перемещаемого груза. Полученные данные представлены в таблицах 3.1, 3.2.

Таблица 3.1 – Мощность привода самоходного скипа, затрачиваемая на перемещение насыпного груза массой m

Угол подъема α , град	Мощность N , кВт			
	($m=2$ т)	($m=5$ т)	($m=10$ т)	($m=20$ т)
3	0,370	0,930	1,850	3,740
10	1,230	3,080	6,160	12,330
20	2,430	6,070	12,140	24,280
30	3,550	8,870	17,750	35,490
40	4,560	11,410	22,810	45,630
50	5,440	13,590	27,190	54,380
60	6,150	15,370	30,740	61,470
70	6,670	16,680	33,350	66,700
80	6,990	17,480	34,950	69,900
90	7,100	17,750	35,490	70,980

Таблица 3.2 – Удельная мощность привода самоходного скипа

Угол подъема α , град	Мощность N , кВт			
	($m=2$ т)	($m=5$ т)	($m=10$ т)	($m=20$ т)
3	0,167	0,168	0,168	0,168
10	0,554	0,555	0,555	0,555
20	1,095	1,094	1,094	1,094
30	1,599	1,598	1,599	1,599
40	2,054	2,056	2,055	2,055
50	2,450	2,449	2,450	2,450
60	2,770	2,769	2,769	2,769
70	3,005	3,005	3,005	3,005
80	3,149	3,150	3,149	3,149
90	3,198	3,198	3,197	3,197

На рисунке 3.4 представлены зависимости мощности привода самоходного скипа от углов подъема от 3° до 90° для скипов грузоподъемностью 2, 5, 10 и 20 т.

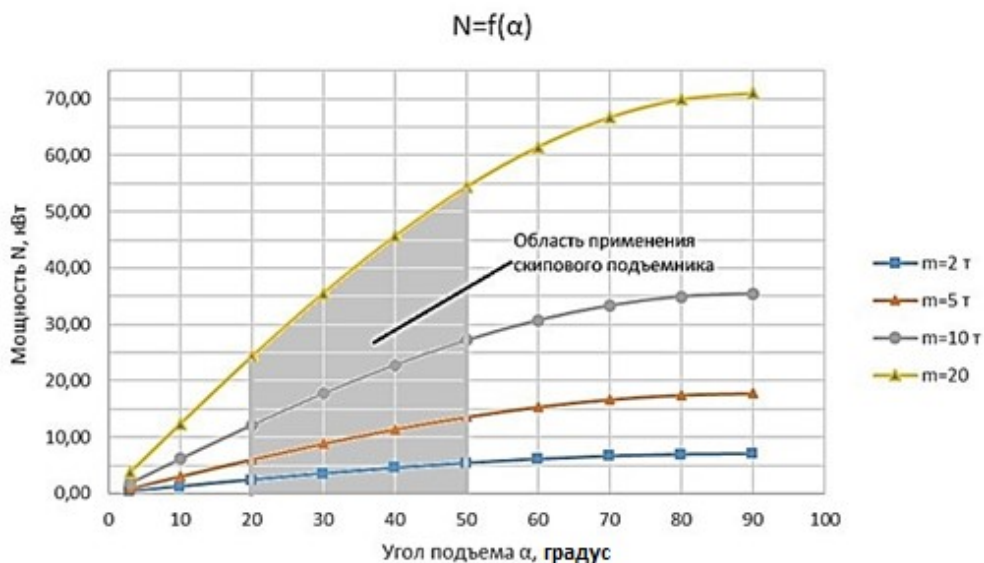


Рисунок 3.4 – Зависимость мощности привода от угла наклона рельсового пути при различных массах насыпного груза

На рисунке 3.5 представлены зависимости удельной мощности привода самоходного скипа при углах подъема от 3° до 90° для грузоподъемностей 2, 5, 10 и 20 т.

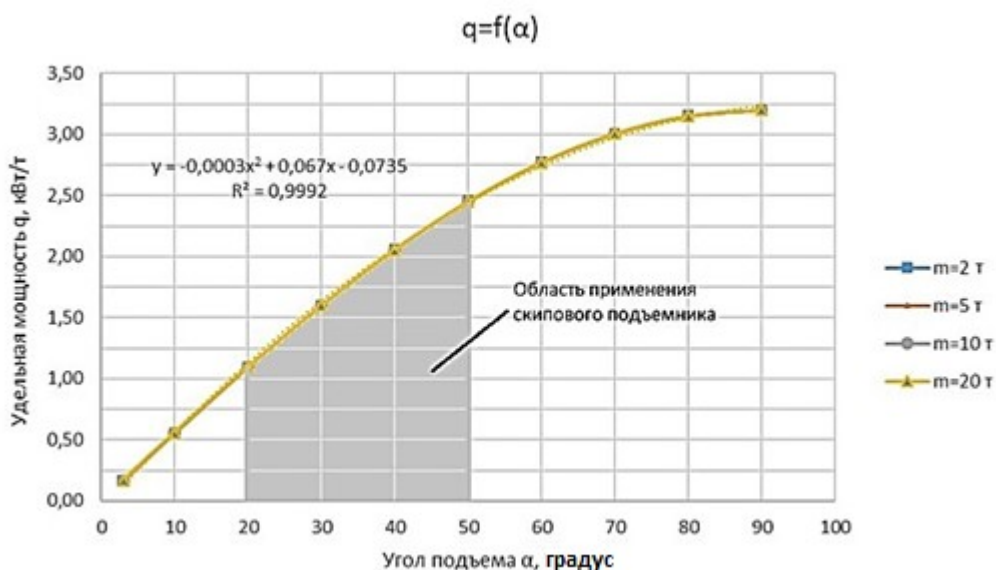


Рисунок 3.5 – Зависимость удельной мощности привода от угла наклона рельсового пути при различных массах насыпного груза

Зависимость удельной мощности привода, необходимой для перемещения

горной массы самоходным скипом, от угла наклона рельсового пути описывается степенной функцией (3.23):

$$q = -3 \cdot 10^{-4} \alpha^2 + 6,7 \cdot 10^{-2} \alpha - 7,4 \cdot 10^{-2}. \quad (3.23)$$

Для подъема горной массы от 2 т до 20 т на угол 20° удельная мощность составляет 1,1 кВт/т, на угол 50° – 2,5 кВт/т.

Также в результате моделирования были установлены минимально допустимые значения передаточного числа рычажной системы тягового устройства, обеспечивающего отсутствие проскальзывания ведущих колес привода самоходного скипа относительно рельса для значений реализуемых коэффициентов сцепления, определяемых условиями эксплуатации самоходного скипа.

В таблице 3.3 представлены результаты расчета минимально допустимых значений передаточного числа рычажной системы тягового привода скипа для значений реализуемых коэффициентах сцепления 0,071- 0,17.

Таблица 3.3 – Минимально допустимые значения передаточного числа рычажной системы тягового устройства привода самоходного скипа при реализуемых коэффициентах сцепления

Реализуемый коэффициент сцепления, ψ	Передаточное число рычажной системы, u
0,170	6
0,150	7
0,131	8
0,117	9
0,105	10
0,096	11
0,088	12
0,082	13
0,076	14
0,071	15

По полученным значениям построен график изменения минимально допустимых значений передаточного числа рычажной системы тягового устройства привода самоходного скипа для реализуемых коэффициентов сцепления 0,071-0,170, представленный на рисунке 3.6.

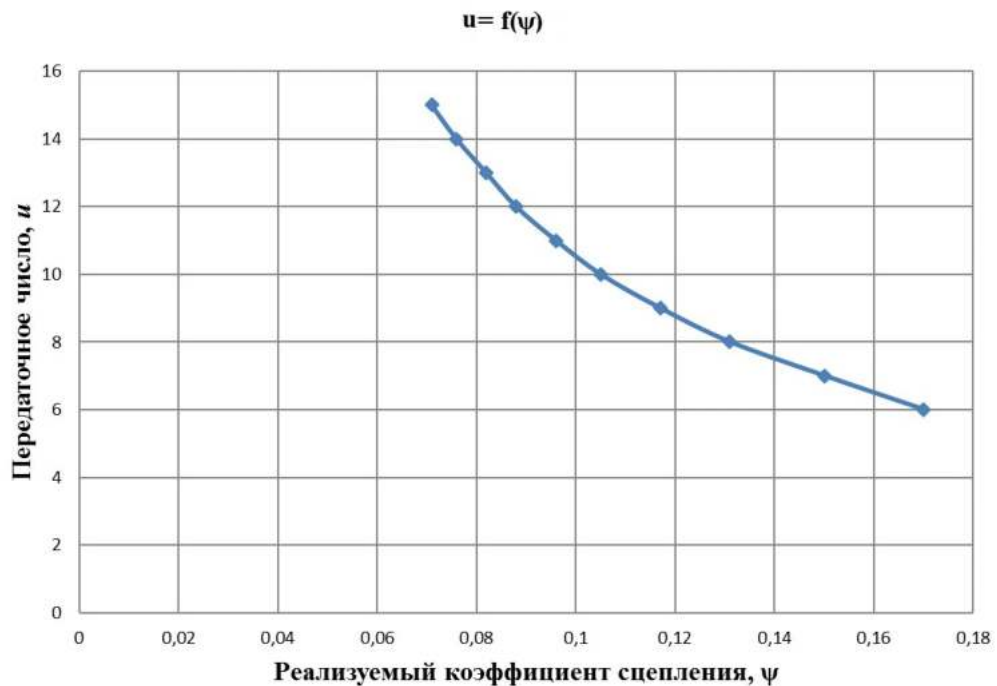


Рисунок 3.6 – График изменения минимально допустимых значений передаточного числа рычажной системы тягового устройства привода самоходного скипа от реализуемых коэффициентов сцепления

Полученная зависимость позволяет определять минимально допустимое значение передаточного числа рычажной системы тягового устройства по условию отсутствия проскальзывания ведущих колес относительно рельса для различных условий эксплуатации самоходного скипа.

Так, например, при движении самоходного скипа по сухому гладкому рельсу, что соответствует коэффициенту сцепления $\psi=0,12$, минимальное допустимое передаточное число рычажной системы, гарантирующее отсутствие проскальзывания, должно быть $u=9$, а при движении по загрязненному рельсу (масляные пятна, наледь, грязь и т.д.), что соответствует коэффициенту сцепления $\psi=0,07$, минимальное допустимое передаточное число рычажной системы $u=15$.

3.5 Выводы по третьей главе

По результатам проведенного математического моделирования процесса движения самоходного скипа по наклонному рельсовому пути сделаны следующие выводы:

1. Математическая модель привода самоходного скипа с тяговым устройством с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс описывается дифференциальным уравнением второго рода, устанавливающим зависимость углового ускорения ведущего колеса тягового устройства от массы системы, угла наклона рельсового пути и приведенного момента двигателя.

2. Установлена зависимость удельной мощности привода самоходного скипа на единицу перемещаемого груза от угла наклона рельсового пути, описываемая квадратичной функцией.

3. Определена расчетная сила сцепления ведущих колес с рельсом, сформулировано условие отсутствие проскальзывания ведущих колес относительно рельса

4. Установлены значения мощности привода самоходного скипа в диапазоне углов наклона рельсового пути от 3° до 90° для массы перемещаемого насыпного груза 2, 5, 10 и 20 т.

5. Установлены значения удельной мощности привода самоходного скипа в диапазоне углов наклона рельсового пути от 3° до 90° для массы перемещаемого насыпного груза 2, 5, 10 и 20 т.

6. Установлены минимально допустимые значения передаточного числа рычажной системы тягового устройства, обеспечивающие отсутствие проскальзывания ведущих колес привода самоходного скипа для значений реализуемых коэффициентов сцепления 0,07-0,170, определяемых условиями эксплуатации самоходного скипа.

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УГЛА НАКЛОНА РЕЛЬСОВОГО ПУТИ И МАССЫ ПЕРЕМЕЩАЕМОГО ГРУЗА НА ИЗМЕНЕНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДА САМОХОДНОГО СКИПА ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ С ЗАДАННОЙ СКОРОСТЬЮ

4.1 Задачи исследования и описания экспериментального стенда

Задача исследования – определение величины мощности электродвигателя при перемещении массы в зависимости от угла наклона рельсового пути и геометрических параметров рычажной системы тягового устройства.

Исследования проводились на экспериментальном стенде, представленном на рисунке 4.1. Экспериментальная модель самоходного скипа представляет собой макет рельсового пути (1) с расположенным на нем тяговым агрегатом (2) и вагонеткой (3). Тяговый агрегат включает в себя электродвигатель АОЛ 11-4 (4), соединенный с тяговым устройством (5) посредством червячного редуктора (6) и карданных валов (7).

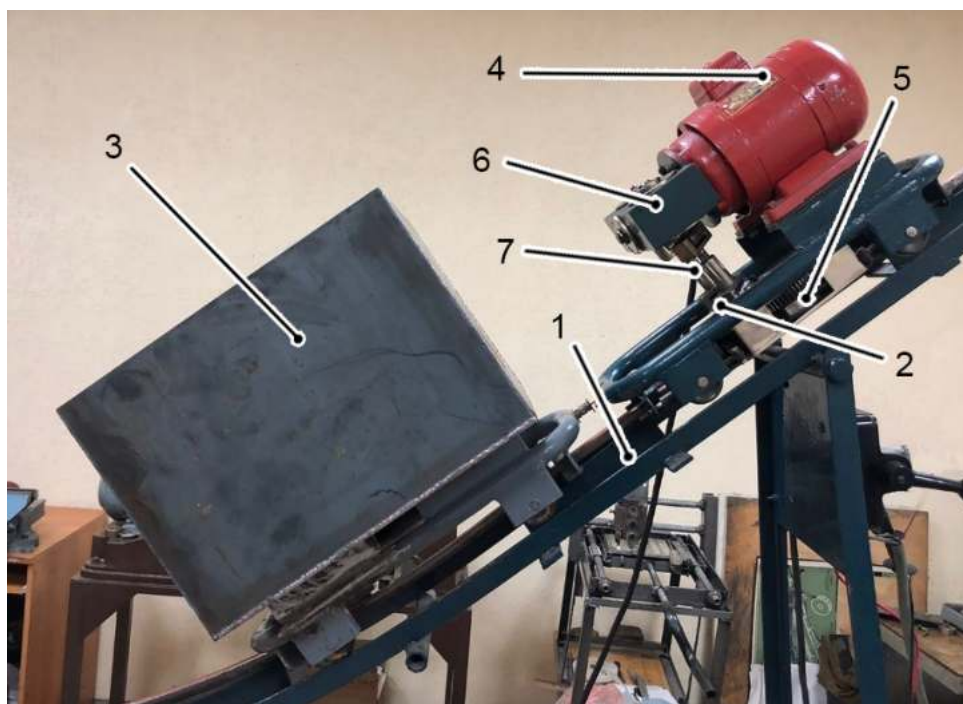


Рисунок 4.1 – Экспериментальный стенд имитационной модели самоходного скипа



Рисунок 4.2 – Тяговое устройство фрикционного типа

Рельсовый путь для перемещения тягового агрегата 2 включает два участка – горизонтальный 1,1 м, и наклонный – 1,1 м, с возможностью регулирования угла наклона последнего от 20° до 40° .

Структурная схема тягового устройства представлена на рисунке 4.3, а основные элементы тягового устройства – в таблице 4.1. Тяговое устройство выполнено в виде плоского симметричного рычажного механизма, ведущие колеса которого зажимают с двух сторон тяговый рельс (1)

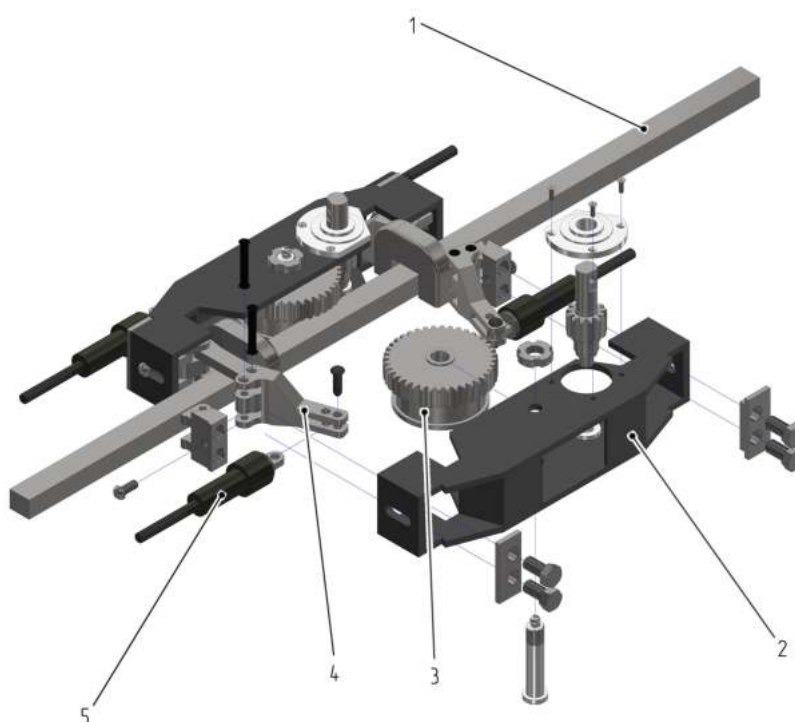


Рисунок 4.3 – Структурная схема тягового устройства

Таблица 4.1 – Основные элементы тягового устройства

Номер позиции	Наименование	Кол-во	Внешний вид
1	Тяговый рельс	1	
2	Прямой рычаг	2	
3	Ведущее колесо	2	
4	Угловой рычаг	4	
5	Тяга с приспособлением начального затяга	4	

Крутящий момент от электродвигателя АОЛ 11-4 через червячный редуктор 6 с раздвоенной ступенью и карданные валы 7 передается на ведущие колеса тягового устройства 5 через встроенную зубчатую передачу. Каждое

ведущее колесо закреплено на прямом рычаге, выполненном в виде корпуса, внутри которого размещены угловые рычаги, хомуты, тяги. Рама тягового агрегата шарнирной сцепкой соединена с рамой вагонетки 3.

Скорость движения самоходного скипа составляла 0,05 м/с и не зависела от угла подъема рельсового пути и состояния поверхности рельса (сухой рельс, силиконовая смазка, литол, моторное масло).

4.2 Характеристика основных элементов экспериментального стенда

Ключевые характеристики тягового устройства представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Ключевые характеристики тягового устройства

Параметр	Значение
Масса	4 кг
Передаточное число углового рычага	5
Передаточное число прямого рычага	2
Передаточное число рычажной системы	10
Диаметр ведущих колес	50 мм
Передаточное число встроенной зубчатой передачи	3,07

В таблице 4.3 приведены механические характеристики электродвигателя АОЛ 11-4.

Таблица 4.3 – Характеристики электродвигателя АОЛ 11-4

Параметр	Значение
Мощность	0,12 кВт
Частота вращения	1400 об/мин
КПД	58 %
Частота	50 Гц

Продолжение таблицы 4.3

Напряжение	220/380 В
Скольжение	10 %
$\cos \varphi$	0,72
Масса	4,2 кг

Основные параметры червячного редуктора с двумя выходными валами представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Основные параметры червячного редуктора

Параметр	Значение
Число зубьев червячного колеса	24
Число заходов червяка	1
Передаточное число	24
Масса	2,1 кг
КПД	58 %

В таблице 4.5 представлены технические характеристики тягового агрегата.

Таблица 4.5 – Технические характеристики тягового агрегата

Параметр	Значение
Передаточное число привода	73,7
Частота вращения ведущих колес тягового устройства	19 об/мин
Скорость движения тягового агрегата	0,05 м/с
Масса тягового агрегата	14,8 кг

4.3 Последовательность проведения эксперимента

В процессе проведения эксперимента производились замеры мощности

электродвигателя тягового агрегата при движении по горизонтальному и наклонному участкам рельсового пути.

Фиксируемыми параметрами являлись:

- угол наклона рельсового пути, град;
- мощность электродвигателя, кВт;
- масса перемещаемого груза, кг.

Внешняя нагрузка на привод тягового устройства создавалась калиброванными грузами (рисунок 4.4) массой $5 \pm 0,05$ кг [208], укладываемыми в вагонетку 3. Максимальная масса перемещаемого груза составила 82 кг.



Рисунок 4.4 – Калиброванный стальной блок

Для измерения мощности электродвигателя использовался анализатор энергии (FLUKE 43B) (рисунок 4.5) со встроенным осциллографом, технические характеристики которого представлены в таблице 4.6 (Свидетельство о проверке №7 от 16.02.2018).



Рисунок 4.5 – Измерительный прибор FLUKE 43B

Таблица 4.6 – Технические характеристики измерителя качества напряжения питания Fluke 43B

Параметр	Значения
НАПРЯЖЕНИЕ	
Пределы измерений	5, 50, 500 и 1250 В True RMS
Погрешность	$\pm (1 \% + 10 \text{ ед. мл. разр.})$
ТОК	
Пределы измерений	50, 500 А, 5, 50 кА
Погрешность	$\pm (1 \% + 10 \text{ ед. мл. разр.})$
ЧАСТОТА	
Диапазон измерений	10 Гц ... 15 кГц
Погрешность	$\pm (0,5 \% + 2 \text{ ед. мл. разр.})$
МОЩНОСТЬ (ВТ, ВАР, ВА)	
Диапазон измерений	50 Вт ... 1,56 ГВт
Погрешность	$\pm (4 \% + 4 \text{ ед. мл. разр.})$

Продолжение таблицы 4.6

КОЭФФИЦИЕНТ МОЩНОСТИ (PF, DPF)	
Диапазон измерений	0 ... 1
Погрешность	$\pm 0,04$
БРОСКИ ПУСКОВОГО ТОКА	
Время измерений	1 с ... 5 мин (по выбору)
Диапазон измерений	1 А ... 1000 А
Погрешность	$\pm 5 \%$ полной шкалы
СОПРОТИВЛЕНИЕ	
Диапазон измерений	500 Ом ... 30 МОм
Погрешность	$\pm (0,6 \% + 5 \text{ ед. мл. разр.})$
ЕМКОСТЬ	
Диапазон измерений	50 нФ ... 500 мкФ
Погрешность	$\pm (2 \% + 10 \text{ ед. мл. разр.})$
ТЕМПЕРАТУРА	
Диапазон измерений	-100 °C ... 400 °C; - 200 °F ... 800 °F
Погрешность	$\pm (0,5 \% + 5 \text{ ед. мл. разр.})$
ЦИФРОВОЙ ОСЦИЛЛОГРАФ	
Частота дискретизации	25 МВывб/с
Полоса пропускания канала	20 МГц
Коэффициент отклонения	5 мВ/дел ... 500 В/дел.
Коэффициент развертки	20 нс/дел ... 60 с/дел.
ОБЩИЕ ДАННЫЕ	
Габаритные размеры	232 x 115 x 50 мм
Масса	1,1 кг
Источник питания	NiCd аккумуляторы, 4 часа непрерывной работы

В процессе эксперимента производились замеры мощности электродвигателя тягового агрегата при движении по горизонтальному и

наклонному участкам рельсового пути [33, 42, 58]. Угол наклона изменялся через 5° и составлял 20° , 25° , 30° , 35° и 40° .

Помимо изменения углов наклона менялась масса перемещаемого груза. Она составила 52, 62, 72 и 82 кг.

4.4 Анализ экспериментальных данных

Результаты измерений мощности электродвигателя при углах наклона рельсового пути $20-40^\circ$ и массах перемещаемого груза 52-82 кг представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Мощность электродвигателя при разных углах наклона рельсового пути и массах груза

Угол подъема $\alpha, ^\circ$	Масса $m, \text{ кг}$	Мощность, кВт					Среднее значение мощности, кВт
		N_1	N_2	N_3	N_4	N_5	
0	52	0,026	0,026	0,028	0,026	0,026	0,026
	62	0,030	0,030	0,028	0,028	0,028	0,028
	72	0,029	0,030	0,028	0,028	0,030	0,029
	82	0,034	0,032	0,034	0,032	0,032	0,033
20	52	0,045	0,045	0,046	0,047	0,045	0,046
	62	0,054	0,053	0,052	0,055	0,053	0,053
	72	0,062	0,060	0,062	0,058	0,06	0,060
	82	0,066	0,066	0,070	0,068	0,066	0,067
25	52	0,053	0,055	0,053	0,055	0,053	0,054
	62	0,062	0,06	0,062	0,06	0,061	0,061
	72	0,072	0,071	0,071	0,07	0,071	0,071
	82	0,081	0,083	0,083	0,08	0,082	0,082
30	52	0,058	0,058	0,06	0,06	0,06	0,059
	62	0,066	0,068	0,068	0,066	0,066	0,067
	72	0,078	0,078	0,080	0,080	0,082	0,080
	82	0,093	0,094	0,096	0,094	0,095	0,094

Продолжение таблицы 4.7

35	52	0,06	0,061	0,062	0,06	0,062	0,061
	62	0,070	0,071	0,070	0,072	0,072	0,071
	72	0,087	0,088	0,087	0,087	0,088	0,087
	82	0,099	0,101	0,101	0,101	0,101	0,101
40	52	0,062	0,062	0,062	0,060	0,062	0,062
	62	0,073	0,074	0,074	0,075	0,074	0,074
	72	0,091	0,092	0,092	0,09	0,092	0,091
	82	0,104	0,110	0,108	0,104	0,106	0,106

По полученным значениям построен график зависимости мощности электродвигателя от угла наклона рельсового пути при различных массах груза (рисунок 4.6).

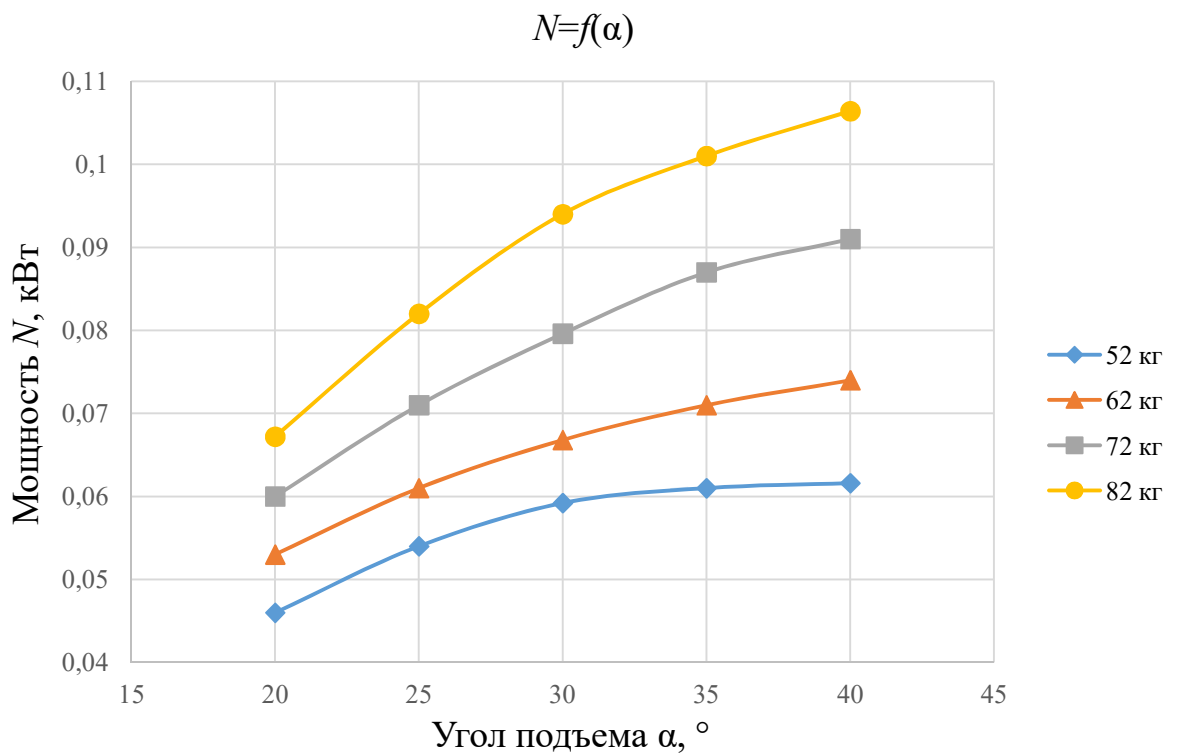


Рисунок 4.6 – Зависимость мощности электродвигателя от угла наклона рельсового пути при различных массах груза

Анализ полученных результатов показал, что при увеличении массы перемещаемого груза от 52 до 82 кг для угла наклона 20° мощность

электродвигателя изменяется от 0,046 кВт до 0,067 кВт; для угла наклона 30° - от 0,059 кВт до 0,094 кВт; для угла наклона 40° - от 0,062 кВт до 0,106 кВт. При движении по горизонтальному участку пути мощность изменяется от 0,026 кВт до 0,033 кВт.

Таким образом, установлено, что максимальное значение мощности соответствует подъему груза массой 82 кг на угол 40° и составляет 0,106 кВт. Минимальное значение мощности получено при движении по горизонтальному участку пути. Диапазон изменения мощности составил 0,026 кВт – 0,033 кВт.

По результатам, полученным в ходе проведения эксперимента, была рассчитанная удельная мощность электродвигателя, приходящаяся на единицу перемещаемой массы (таблица 4.8), а также получена зависимость удельной мощности электродвигателя от угла наклона рельсового пути при различных массах перемещаемого груза (рисунок 4.7).

Таблица 4.8 – Удельная мощность электродвигателя, приходящаяся на единицу перемещаемой массы

Угол подъема α , град	Удельная мощность $q_{\text{э}} \cdot 10^{-4}$, кВт/кг				Средняя удельная мощность, $q_{\text{э. ср}} \cdot 10^{-4}$ кВт/кг
	m=52 кг	m=62 кг	m=72 кг	m=82 кг	
0	5,2	4,7	4,0	4,0	4,5
20	8,9	8,6	8,4	8,3	8,6
25	10,4	9,8	9,9	10,0	10,0
30	11,4	10,8	11,1	11,5	11,2
35	11,7	11,6	12,1	12,3	11,9
40	11,9	12,0	12,6	12,9	12,4

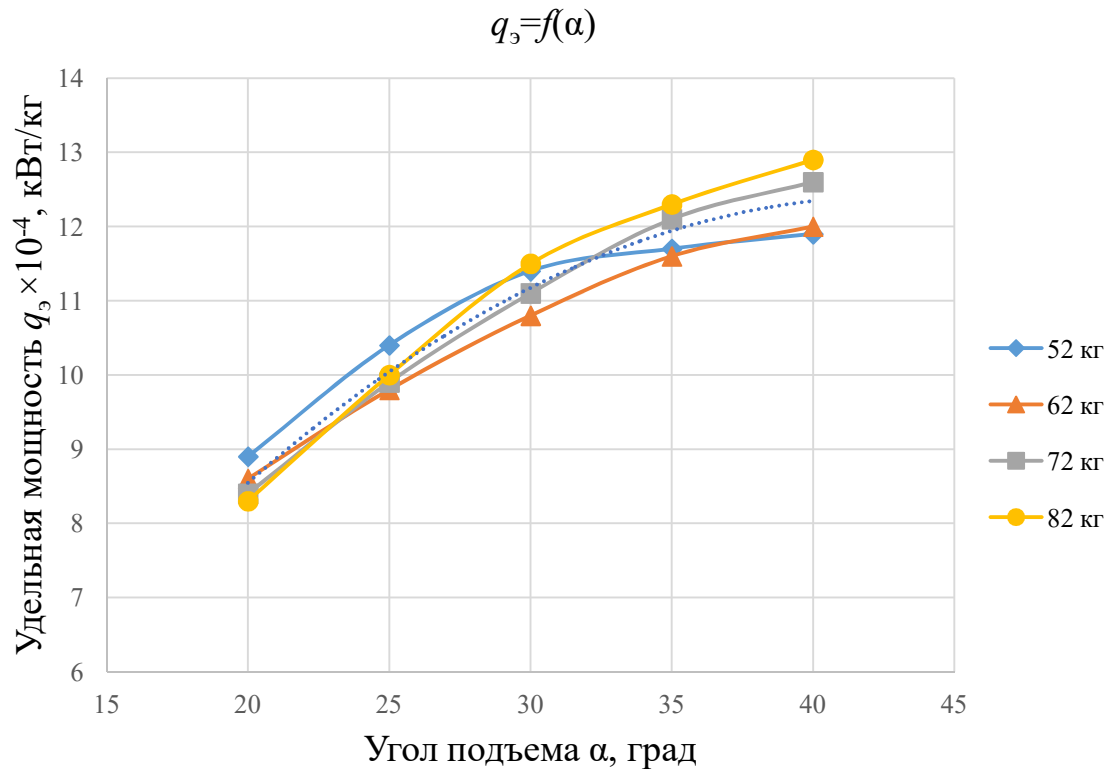


Рисунок 4.7 - Зависимость удельной мощности электродвигателя от угла наклона рельсового пути при различных массах перемещаемого груза

Установлено, что зависимость удельной мощности электродвигателя на единицу перемещаемой массы от угла наклона рельсового пути описывается степенной функцией (4.1).

$$q_{э. ср} = -7,3 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 0,63 \alpha - 1,08. \quad (4.1)$$

4.5 Анализ сходимости результатов экспериментальных и теоретических исследований

Для оценки сходимости результатов экспериментальных исследований с теоретическими проведено компьютерное моделирование, с исходными данными, соответствующими параметрам экспериментального стенда.

В результате моделирования получены значения мощности для фиксированных углов (20° , 25° , 30° , 35° , 40°) наклона рельсового пути при разных массах груза, представленные в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Мощность электродвигателя при разных углах наклона рельсового пути и массах груза, полученная в результате моделирования

Угол подъема α , град	Мощность N , кВт			
	($m=52\text{кг}$)	($m=62\text{кг}$)	($m=72\text{кг}$)	($m=82\text{кг}$)
20	0,047	0,056	0,065	0,074
25	0,055	0,065	0,075	0,086
30	0,060	0,071	0,083	0,094
35	0,063	0,075	0,087	0,099
40	0,065	0,075	0,090	0,103

По результатам компьютерного моделирования рассчитана удельная мощность электродвигателя, приходящаяся на единицу перемещаемой массы (таблица 4.10), и построен график зависимости удельной мощности электродвигателя от угла наклона рельсового пути при различных массах перемещаемого груза (рисунок 4.8, а).

Таблица 4.10 – Удельная мощность электродвигателя, приходящаяся на единицу перемещаемой массы, полученная в результате моделирования

Угол подъема α , град	Удельная мощность $q_{\text{т}} \cdot 10^{-4}$, кВт/кг				Средняя удельная мощность, $q_{\text{т. ср}} \cdot 10^{-4}$ кВт/кг
	$m=52\text{ кг}$	$m=62\text{ кг}$	$m=72\text{ кг}$	$m=82\text{ кг}$	
20	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
25	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5
30	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
35	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1
40	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5

На рисунке 4.8 представлены зависимости удельной мощности электродвигателя от угла наклона рельсового пути при различных массах груза по результатам теоретических (а) и экспериментальных (б) исследований.

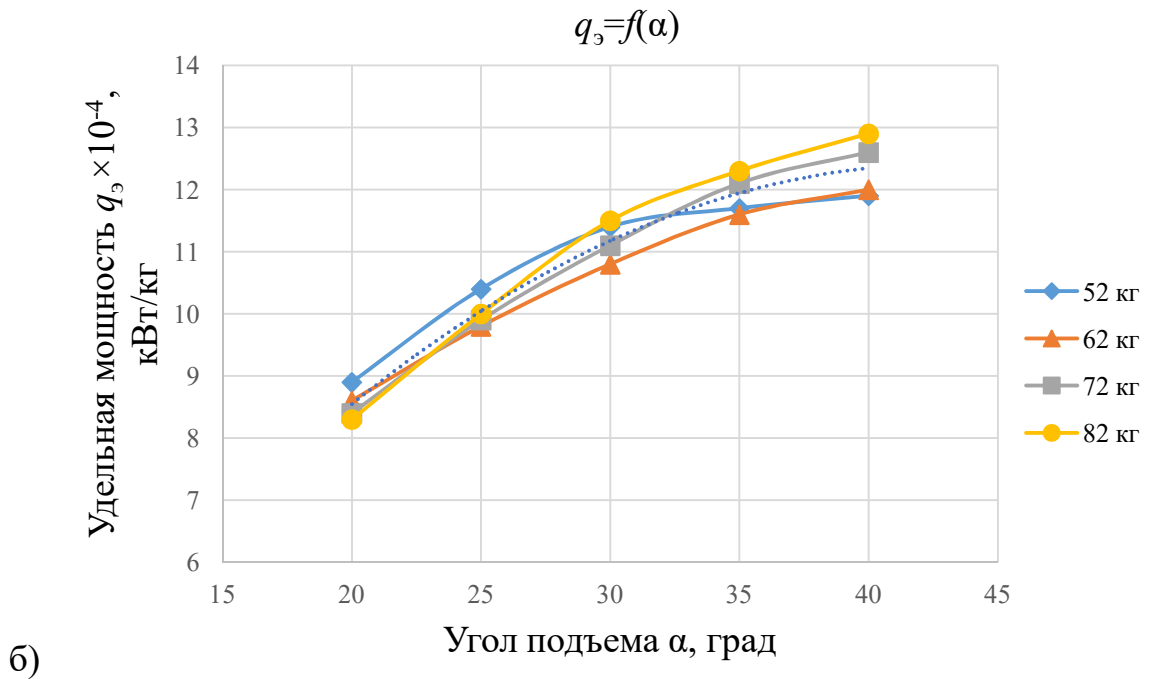
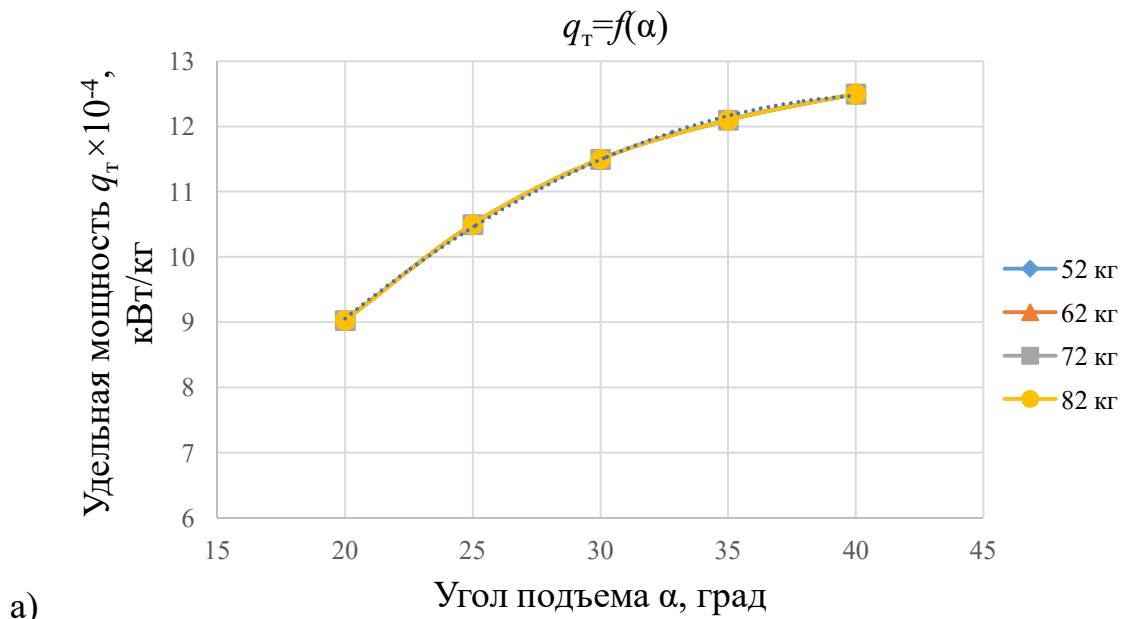


Рисунок 4.8 – Зависимость удельной мощности электродвигателя от угла наклона рельсового пути при различных массах груза по результатам теоретических (а) и экспериментальных (б) исследований

Результаты теоретических исследований показали, что зависимость удельной мощности привода, необходимой для перемещения горной массы самоходным скипом, от угла наклона рельсового пути описывается степенной функцией (4.2):

$$q_{T. \text{ ср}} = -7,3 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 0,61 \alpha - 0,17 \quad (4.2)$$

На основе сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований установлена их удовлетворительная сходимость. Так, для угла наклона 20° расхождение результатов составило 0,77 %, для угла 30° – 2,67 %, для угла 40° – 1,25 % соответственно.

Результаты эксперимента показали, что значения удельной мощности остаются постоянной величиной во всем диапазоне масс перемещаемого груза. С увеличением угла наклона рельсового пути удельная мощность возрастает параболически. Так при движении по участку рельсового пути, угол которого равен 20° , удельная мощность составила $q_3=8,6 \cdot 10^{-4}$ кВт/кг, при движении по участку рельсового пути, угол которого 30° удельная мощность составила $q_3=11,2 \cdot 10^{-4}$ кВт/кг, при движении по участку рельсового пути, угол которого 40° удельная мощность составила $q_3=12,4 \cdot 10^{-4}$ кВт/кг.

4.6 Выводы по четвертой главе

По результатам экспериментальных исследований сделаны следующие выводы:

1. Экспериментально подтверждена параболическая зависимость изменения удельной мощности электродвигателя, приходящейся на единицу массы перемещаемого груза, от угла наклона рельсового пути.
2. Экспериментально подтверждено, что минимальное значение удельной мощности соответствует движению по горизонтальному участку пути.
3. Установлено, что величина удельной мощности электродвигателя не зависит от массы перемещаемого груза и составляет: для угла 20° – $q_3=8,6 \cdot 10^{-4}$ кВт/кг, для угла 30° – $q_3=11,2 \cdot 10^{-4}$ кВт/кг, для угла 40° – $q_3=12,4 \cdot 10^{-4}$ кВт/кг. Передаточное число рычажной системы тягового устройства экспериментального стенда, равное 10, обеспечивает стабильное сцепление ведущих колес с рельсом при движении тягового агрегата на углах наклона от 0° до 40° градусов при различном состоянии поверхностей качения (наличие и отсутствие смазки).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация представляет собой законченную научно-квалификационную работу, в которой приведены разработанные автором теоретические и практические положения, которые в совокупности можно классифицировать как решение научной задачи по созданию привода фрикционного типа на основе тягового устройства с регулированием в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс, выбору конструктивных и силовых параметров тягового фрикционного привода наклонного самоходного скипа.

По результатам выполнения диссертационной работы сделаны следующие выводы и рекомендации:

1. Обзор и анализ конструкций и параметров основных видов транспортных средств на карьере показал, что с ростом глубины карьеров возникает необходимость создания технических средств для перемещения горной массы по выработкам с углом наклона до 50° . Одним из возможных технических решений является создание самоходного скипа с фрикционным приводом на основе тяговых устройств с регулируемым в функции сопротивления движению давлением ведущих колес на рельс.

2. В результате анализа теоретических и экспериментальных исследований процесса сцепления гладкого колеса с рельсом установлен диапазон изменения передаточного числа рычажного механизма тягового устройства в зависимости от реализуемого в данных условиях эксплуатации самоходного скипа коэффициента сцепления. Компенсация износа ходовых частей привода самоходного скипа обеспечивается применением тягового устройства с угловыми рычагами, плечи которых расположены по отношению друг к другу под углом $\gamma=97,0^\circ\pm 0,5^\circ$.

3. Наибольшее влияние на передаточное число рычажной системы привода самоходного скипа *и* оказывает длина короткого плеча углового рычага. Максимальное значение соотношения длин плеч углового рычага, равное 6, обеспечивает передаточное число $u=12,5$.

4. Разработана математическая модель механизма привода тягового устройства самоходного скипа, устанавливающая зависимость углового ускорения ведущего колеса тягового устройства от массы системы, угла наклона рельсового пути и приведенного момента двигателя, описываемая дифференциальным уравнением второго рода.

5. Теоретически установлена зависимость изменения мощности привода самоходного скипа, приходящейся на единицу перемещаемого груза, от угла наклона рельсового пути описывается квадратичной функцией. Диапазон изменения удельной мощности привода для углов наклона рельсового пути 20° - 50° , соответствующих области применения самоходных скипов, составляет 1,1-2,5 кВт/т.

6. Экспериментально подтверждено, что зависимость изменения полезной мощности привода самоходного скипа, приходящейся на единицу перемещаемого груза, от угла наклона рельсового пути описывается квадратичной функцией. Величина удельной мощности привода самоходного скипа не зависит от массы перемещаемого груза и составляет: для угла 20° – $8,6 \times 10^{-4}$ кВт/кг, для угла 30° – $11,2 \times 10^{-4}$ кВт/кг, для угла 40° – $12,4 \times 10^{-4}$ кВт/кг.

7. Установлены конструктивные и силовые параметры тягового фрикционного привода наклонного самоходного скипа.

8. Научные положения диссертации и технические разработки обеспечивают дальнейшее развитие теории и технологии горных работ. Диссертационное исследование может получить продолжение при совершенствовании существующих методов разработки месторождений полезных ископаемых открытым способом.

6. Основные результаты исследований могут быть использованы научными, проектными и производственными организациями при проектировании наклонных скиповых подъемников, способных перемещаться без ограничений по углам наклона рельсового пути.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдеев, А.М. Анализ кинематических схем тягового устройства фрикционного привода скипового подъемника / А.М. Авдеев. – Текст : непосредственный // Строительные и дорожные машины (научно-технический и производственный журнал). – Москва : СДМ-Пресс, – 2019. – № 10. – С. 37-40.

2. Авдеев, П.Б. Выбор оптимальной области применения определенного вида карьерного транспорта при отработке месторождений Забайкалья / П.Б. Авдеев – Текст : непосредственный // Вестник Читинского государственного университета. – Чита : ЧитГУ, 2010. – № 3 – С. 109-115.

3. Айрапетян, А.Г. Применение крутонаклонных конвейеров на карьерах за рубежом. / А.Г. Айрапетян, Т.Н. Орешкина. – Текст : непосредственный. // Цветная металлургия. – Москва : 1987. – №2. – С.82-85.

4. Андреев, А.В. Транспортные машины и комплексы для открытой добычи полезных ископаемых. / А.В. Андреев, Е.Е. Шешко. – Москва : Недра, 1970. – 430 с. : а-ил ; 2 з-табл. - Библиогр.: с. 425-426 (33 назв.) в пер.). – Текст : непосредственный.

5. Андриевский, С.М. Базовый износ рельсов на кривых. / С.М. Андриевский. – Текст : непосредственный. // Труды ЦНИИ МПС. Москва : Трансжелдориздат, 1961. – Вып.220. – С. 4-32.

6. Анистратов, Ю.И. Справочник по открытым горным работам. / Ю.И. Анистратов, К.Ю. Анистратов, М.И. Щадов – Москва : Горное дело, 2010. – 725 с. : ил., табл., цв. ил.; 25 см. – ISBN 978-5-904463-01-4 – Текст : непосредственный.

7. Барский, М.Р. Экспериментальное исследование процессов боксования и юза электровозов. / М.Р. Барский, И.Н. Сердинова. – Текст : непосредственный. // Проблемы повышения эффективности работы транспорта. – Москва : АН СССР, 1953. – Вып. 1. – С. 130-187.

8. Бахтурин, Ю.А. Актуальные вопросы железнодорожного транспорта и карьеров. / Ю.А.Бахтурин. – Текст : непосредственный. // Журнал «Проблемы

недропользования». – Москва : 2014. – С. 145-153.

9. Бахтурин, Ю.А. Современные тенденции развития карьерного транспорта / Ю.А. Бахтурин. – Текст : непосредственный // Горный информационно-аналитический бюллетень. – Москва : МГГУ, 2009. – № 7 – С. 403-414.

10. Белобров, В.И. Механико-гидравлический фрикционный подъёмник для карьеров. / В.И. Белобров. – Текст : непосредственный. // Изв. вузов. Горный журнал. – Екатеринбург : 1988. – № 4. – С. 9-14.

11. Белозеров, В.И. Целесообразность создания и эффективность применения нового локомотива – тепловозного агрегата. / В.И. Белозеров. – Текст : непосредственный. // Горная промышленность. – Москва : 2012. – №3 – С. 33-34.

12. Беляев, Н.М. Вычисление наибольших расчётных напряжений при сжатии соприкасающихся тел. / Н.М. Беляев. – Санкт-Петербург : 1929. – 24 с. – Текст : непосредственный.

13. Берсенев, В.С. Тяговые устройства с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс. / В.С. Берсенев. – Текст : непосредственный. // Записки ЛГИ. 1970 – том LX, – вып. 1, – С. 3-20.

14. Берсенев, В.С. Монорельсовые тяговые устройства с упругим скольжением приводных колес. / В.С. Берсенев. – Текст : непосредственный. // Проектирование промышленного транспорта. – Санкт-Петербург : 1968 – №5 – С. 3-15.

15. Богданов, В.М. Относительное проскальзывание в точках контакта колеса с рельсом. / В.М. Богданов, Д.П. Марков, И.А. С.М. Захаров. – Текст : непосредственный. // Вестник ВНИИЖТ. – Москва : – 1999. – № 3. – С. 6-10.

16. Большунов А.В. Тяговые механизмы с непрерывным регулированием передаточного отношения. / А.В. Большунов, Г.В. Соколова. – Текст : непосредственный. // VII Международная научно-техническая конференция «Проблемы исследования и проектирование машин». Сборник статей. – Пенза : 2011. – С. 11-13.

17. Большунов, А.В. Исследование условий устойчивой работы тяговых механизмов фрикционного типа. / А.В. Большунов, Г.В. Соколова. – Текст : непосредственный. // «Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики» - 8-я Международная Конференция по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. Материалы конференции. – Тула : ТулГУ, 2012 – С. 249-252.

18. Большунов, А.В. Обоснование и выбор параметров рычажного механизма тягового устройства. / А.В. Большунов, Г.В. Соколова. – Текст : непосредственный. // Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения. Труды 10-й международной научно-практической конференции. – Воркута : 2012. – С. 326-328.

19. Большунов, А.В. Перспективы использования тяговых устройств фрикционного типа в приводах горных, транспортных и технологических машин. / А.В. Большунов, Г.В. Соколова, А.М. Авдеев. – Текст : непосредственный. // «Записки Горного института». – Санкт-Петербург : Том. 209, – 2014. – С.9-12.

20. Большунов, А.В. Рельсовые транспортные средства для сложных горно-геологических условий. / А.В. Большунов, Соколова Г.В. А.М. Авдеев. – Текст : непосредственный. // Международная научно-техническая конференция «Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов». Сборник научных статей. – Новокузнецк : 2013. – С.50-54.

21. Васильев, М.В. Конвейеры большой протяженности на открытых работах. / М.В. Васильев, В.С. Волотковский, Г.Д. Крамаев. – Москва : Недра, 1977. – 248 с. – Текст : непосредственный.

22. Васильев, М.В. Транспорт глубоких карьеров. / М.В. Васильев. – Москва : Недра, 1983. – 296 с. – Текст : непосредственный.

23. Васильев, М.В. Устройство, опыт эксплуатации и перспективы карьерного скипового подъема / М.В. Васильев – Текст : непосредственный. // Тр. ИГД МЧМ СССР. – 1975. – Вып. 46. – С. 14-25.

24. Васильев, М.В. Эксплуатация карьерного автотранспорта. / М.В.

Васильев, В.П. Смирнов, А.А. Нуликов. – Москва : Недра, 1979. – 200 с. – Текст: непосредственный.

25. Волков, Г.М. Рельсовые пути карьерных наклонных скиповых подъемников / Г.М. Волков – Текст : непосредственный. // Материалы к Всесоюзной науч.-техн. конф. по карьерному транспорту II. М-во черной металлургии СССР; Ин-т горного дела. – Екатеринбург : 1966. – С. 149-151.

26. Волотковский, С.А. О технических параметрах рудничных электровозов. / С.А. Волотковский, – Текст : непосредственный. // В сб. «Вопросы рудничного транспорта». – Москва : Госгортехиздат. – Вып. 6. – 1952. – С.180-192.

27. Воробьев, А.А. Контактное взаимодействие колеса и рельса. / А.А. Воробьев. – Текст : непосредственный. //Журнал «Вестник ИрГТУ», – Москва: – 2009 – №3 (39). – С. 42-47.

28. ГОСТ 8.417-2002. Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Единицы величин = State system for ensuring the uniformity of measurements. Units of quantities: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации от 06 ноября 2002 г. № 22 : введен взамен ГОСТ 8.417-81 / разработан Федеральным государственным унитарным предприятием "Всероссийский научно-исследовательский институт метрологии им. Д.И.Менделеева" (ФГУП "ВНИИМ им.Д.И.Менделеева"). – М.: Стандартиформ, 2002. – Текст: непосредственный.

29. ГОСТ Р 51685-2013. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия = Railway rails. General specifications: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 декабря 2013 г. № 1155-ст : введен взамен ГОСТ Р 51685-2000 / разработан Открытым акционерным обществом "Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ОАО "ВНИИЖТ)". – Москва : Стандартиформ, 2014. – Текст: непосредственный.

30. Галкин, В.И. Направления развития транспортных систем горных предприятий. / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко. – Текст : непосредственный // Каталог – справочник «Горная техника». – Москва : 2012. – С. 54-58.

31. Галкин, В.И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности России. / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко. – Текст : непосредственный // Горный-информационно-аналитический бюллетень. – Москва : МГГУ, 2011. –Т1. (№ 7) – С. 485-507.

32. Глаголев, Н.И., Трение качения, тяга, напряженное состояние и износ пар качения. / Н.И. Глаголев, Э.А. Томило. – Москва : ИПЦ «Финпол», 1996. – 187 с. ил. 29 см. – Текст : непосредственный.

33. Горлач, В.В. Обработка, представление, интерпретация результатов измерений: Учебное пособие. / В.В. Горлач, В.Л. Егоров, Н.А. Иванов. – Омск : СиБАДИ, 2006. – 83 с. : табл. 6., ил. 9. Библиогр.: с. 82 – ISBN 5-93204-265-6 – Текст: непосредственный.

34. Демидов, Ю.В. Использование наклонных подъёмников для транспортирования крупнокусковой горной массы на глубоких карьерах Заполярья / Ю.В. Демидов, Н.К. Трубецкой, С.С. Наумов, О.С. Головатая. – Текст : непосредственный. // Изв. вузов. Горный журнал. – Москва : 1998. – № 7. – С. 13-18.

35. Денегин, В.В. Исследование процесса сцепления гладкого колеса с рельсом в условиях мраморных карьеров с целью создания самоходных клеток для наклонных путей : специальность 05.05.06 «Горные машины» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Денегин Владимир Валентинович ; ЛПИ. – Ленинград, 1971. – 153 с. – Библиогр.: 134-149. – Текст : непосредственный.

36. Долинин, К.А. Опыт проектирования и строительства на Сибайском карьере первого в СССР наклонного скипового подъёмника / К.А. Долинин. – Текст : непосредственный. // Материалы к III Всесоюз. научно-технич. конф. по карьерному транспорту. – Екатеринбург : 1973. – С. 337–341.

37. Дьяков, В.А. Ленточные конвейеры в горной промышленности. /

В.А. Дьяков, Л.Г.Шихмейстер, В.Г.Дмитриев. – Под ред. чл.-кор. АН СССР А.О.Спиваковского. – Москва : Недра, 1982. – 349 с. – Текст : непосредственный.

38. Евдокимов, Б.А. Железнодорожный транспорт открытых разработок. / Б.А. Евдокимов, Г.Д. Забелин. – Москва : Недра, 1984. – 181 с. – Текст : непосредственный.

39. Жуков, Л.И. Карьерные наклонные скиповые подъёмники с выпуклым профилем пути. / Л.И. Жуков. – Текст : непосредственный. // Материалы к Всесоюзной науч.-техн. конф. по карьерному транспорту II. М-во черной металлургии СССР; Ин-т горного дела. – Екатеринбург : 1966. – С. 144-145.

40. Завьялов, Г.Н. Управление тормозами и обслуживание в поездах. / Г.Н. Завьялов. – Москва : Транспорт, 1973. – 224 с. : 1 отд. л. схем. : ил.; 21 см – Текст : непосредственный.

41. Загитов, Э.Д. Влияние реальных скольжений колеса по рельсу на взаимодействие пути и подвижного состава : специальность 05.22.06 «Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог» : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Загитов Эльдар Данилович ; Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта. – Москва, 2007. – 177 с. : ил. – Библиогр.: с. 157-172. – Место защиты: Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта. – Текст : непосредственный.

42. Зайдель, А.Н. Погрешности измерений физических величин. / А.Н. Зайдель. – Ленинград : Наука, 1985. – 112 с. – Текст: непосредственный.

43. Зурков, П.Э. Новые схемы транспорта для разработки глубоких карьеров Соколовского карьера ССГОКа. / П.Э. Зурков. – Текст : непосредственный // Горный журнал. – Москва : 1961 – №4 – С. 22-25.

44. Зурков, П.Э. Разработка рудных месторождений открытым способом. / П.Э. Зурков. – Екатеринбург : Металлургиздат, 1953. 527с. – Текст : непосредственный.

45. Кальницкий, Я.Б. Самоходное погрузочное и доставочное оборудование на подземных рудниках. / Я.Б. Кальницкий, А.Т. Филимонов. – Москва : Недра, 1974. – 302 с. – Текст : непосредственный.

46. Керопян, А.М. Исследование влияния температуры и состава поверхностных загрязнений в зоне контакта колес карьерных локомотивов на их тяговую способность. / А.М. Керопян, К.И. Шахова. – Текст : непосредственный. // Журнал «Горное оборудование и электромеханика». – Москва : Новые технологии, – 2013. – № 9. – С. 187-196.

47. Керопян, А.М. Определение рациональных значений коэффициентов трения и шероховатостей рабочих поверхностей рельсов и бандажей локомотивов. / А.М. Керопян. – Текст : непосредственный. // Неделя горняка – 2014, 27 – 31 января 2014 г. Сборник научных трудов семинара «Современные технологии в горном машиностроении». – Москва : 2014. – С. 344-352.

48. Керопян, А.М. Развитие теории взаимодействия и обоснование рациональных параметров системы колесо-рельс карьерных локомотивов в режиме тяги : специальность 05.05.06 «Горные машины» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Керопян Амбарцум Мкртичевич ; Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»». – Екатеринбург, 2015. – 233с. – Библиогр.: с. 208-223. – Текст : непосредственный.

49. Керопян, А.М. Теоретические исследования условий обеспечения конформного контакта системы «колесо-рельс» карьерного железнодорожного транспорта. / А.М. Керопян. – Текст : непосредственный. – Москва : / Журнал «Трение и смазка в машинах и механизмах», 2013. – № 2. – С. 11-16.

50. Керопян, А.М. Условия обеспечения рациональных геометрических характеристик рабочих профилей пары колесо-рельс карьерных локомотивов. / А.М. Керопян. – Текст : непосредственный. // Научные труды III Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». – Москва : ИМАШ РАН, 2014. – С.117-119.

51. Керопян, А.М. Взаимодействие тяговых колес карьерных локомотивов с рельсами в зависимости от условий работы. / А.М. Керопян, П.Я. Бибилов. – Текст : непосредственный. // Журнал «Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)» - Москва: 2015. – С. 143-150.

52. Костюкевич, А.И. Экспериментальные исследования характеристик сцепления в контакте «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды. / А.И. Костюкевич, И.А. Таран, М.В. Ковтанец, В.С. Ноженко. – Текст : непосредственный. //Журнал «Вестник НТУ» – Москва : 2012. – С. 56-62.

53. Крагельский, И.В. Усталостный механизм и краткая методика аналитической оценки величины износа поверхностей трения при скольжении. / И.В. Крагельский, Е.Ф. Непомнящий, Г.М. Харач. – Москва : АН СССР, – 1967. – 19 с. – Текст : непосредственный.

54. Кубарев, С.М. Перегрузочные пункты карьерных наклонных скиповых подъёмников / С.М. Кубарев. – Текст : непосредственный. // Материалы к Всесоюзной науч.-техн. конф. по карьерному транспорту II. – Екатеринбург : 1966. – С. 149-151.

55. Лужнов, Ю.М. Методика и аналитические исследования состава поверхностных загрязнений рельсов. / Ю.М. Лужнов. – Текст : непосредственный. // В сб. «Физико-химическая механика сцепления». – Москва : Труды МИИТа, 1973. – Вып. 445, – С. 25–32.

56. Лужнов, Ю.М. О механизме образования слоев загрязнений на поверхностях трения железнодорожных колес и рельсов. / Ю.М. Лужнов. – Текст : непосредственный. // В сб. «Физико-химическая механика сцепления». – Москва : Труды МИИТа, 1973. – Вып. 445, – С. 39–46.

57. Лужнов, Ю.М. Сцепление колес с рельсами. / Ю.М. Лужнов. – Природа и закономерности. – Москва : Итекст, 2003. – 144 с. – Текст : непосредственный.

58. МИ 2083-90 ГСИ. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценка их погрешностей. Типовой ряд: национальный стандарт

Российской Федерации : издание официальное : утвержден НПО «ВНИИМ им. Д.И. Менделеева» 1989. – Текст: непосредственный.

59. Мариев, П.Л. БелАЗ – горному производству. / П.Л. Мариев, А.Н. Егоров, В.И. Клименюк. – Текст : непосредственный. // Горный журнал. – Москва : 2000. – С. 10-13.

60. Мариев, П.Л. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы. / П.Л. Мариев, А. А. Кулешов. – Санкт-Петербург, Наука, 2004. – 429 с. – Текст: непосредственный.

61. Медведев, М.Л. Способ вскрытия и эффективное применение автомобильно-конвейерного транспорта при разработке месторождений глубокими карьерами. / М.Л. Медведев, Ю.И. Колдырев. – Текст : непосредственный. // II Международная конференция по открытым горным работам. Сб. докл. – Москва : 1996. – С.129-136.

62. Меншутин, Н.Н. Зависимость между силой сцепления и скоростью скольжения колесной пары локомотива. / Н.Н. Меншутин. – Текст : непосредственный. // Вестник ВНИИЖТ. – Москва : Трансжелдориздат, 1960. – № 7. – С. 12-16.

63. Меншутин, Н.Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях. / Н.Н. Меншутин. – Текст : непосредственный. // Труды ВНИИЖТ. – Москва : Трансжелдориздат, 1960. – Вып. 166. – С. 113-132.

64. Минов, Д.К. Механическая часть электрического подвижного состава. / Д.К. Минов. – Москва : Госэнергоиздат, 1959. – 384 с. – Текст : непосредственный.

65. Минов, Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. / Д.К. Минов. – Москва : Транспорт, 1965. – 267 с. – Текст : непосредственный.

66. Минов, Д.К. Теория процесса реализации сил сцепления при электрической тяге и способы повышения их использования. / Д.К. Минов. – Текст : непосредственный. // Проблемы повышения эффективности работы

транспорта. – Москва : АН СССР, 1953. – Вып. 1 – С. 7-129.

67. Наумкин, О.В. Фрикционный привод перемещения выемочных и породопогрузочных машин. / О.В. Наумкин, В.Н. Васин. – Известия ТулГУ. – Тула : 2010. – 178 с. – Текст : непосредственный.

68. Новожилов, М.Г. Вскрытие и системы открытой разработки глубоких горизонтов карьеров. / М.Г. Новожилов. // Техника и технология открытых горных работ. – Москва : Углетехиздат, 1959. – С. 89-111.

69. Новожилов, М.Г. Глубокие карьеры. / М.Г. Новожилов, В.Г. Селяин, А.Е. Троп. – Москва : Углетехиздат, 1960. – 267 с. – Текст : непосредственный.

70. Носырев, Б.А. Основные технологические параметры карьерных наклонных скиповых установок. / Б.А. Носырев. – Текст : непосредственный. // Материалы к Всесоюзной науч.-техн. конф. по карьерному транспорту II / Министерство черной металлургии СССР; Институт горного дела. – Екатеринбург, 1966. – С. 145-149.

71. Патент № 152245 СССР, МПК В61С 15/02 (1995.01). Тяговое устройство : № 749414/27-11 : заявл. 26.10.1961 : опубл. 30.11.1966 / Берсенев В.С. – 2 с. : ил. – Текст : непосредственный.

72. Патент № 165910 Российская Федерация, МПК В61С 15/00 (2006.01). Регулируемое тяговое устройство : № 2016114592 : заявл. 14.04.2016 : опубл. 10.11.2016 / Тимофеев И.П., Соколова Г.В., Колтон Г.А., Большунов А.В., Авдеев А.М., Столярова М.С. ; заявитель Санкт-Петербургский горный университет. – 9 с. : ил. – Текст : непосредственный.

73. Патент № 185909 Российская Федерация, МПК В61С 13/08 (2006.01). Тяговое устройство : № 2018115496 : заявл. 24.04.2018 : опубл. 24.12.2018 / Тимофеев И.П., Габов В.В., Авдеев А.М. ; заявитель Санкт-Петербургский горный университет. – 6 с. : ил. – Текст : непосредственный.

74. Патент № 2281870 Российская Федерация, МПК В61С 13/08 (2006.01). Монорельсовый тягач : № 2005108887/11 : заявл. 28.03.2005 : опубл. 20.08.2006 / Берсенев В.С., Денегин В.В., Кухзнецов Е.С., Соколова Г.В. ; заявитель Санкт-Петербургский горный университет. – 6 с. : ил. – Текст : непосредственный.

75. Патент № 2489286 Российская Федерация, МКП В61С15/08 (2006.01). Устройство для обнаружения начала процесса буксования колесных пар локомотива : № 2011105769/11 : заявл. 17.02.2011 : опубл. 10.08.2013 / Керопян А.М., Бабичев Ю.И. ; заявитель МГГУ. – 7 с. : ил. – Текст : непосредственный.

76. Патент № 333087 СССР, МПК В61G 9/00 (1995.01), В61В 13/04 (1995.01). Тяговое устройство для подвесных тягачей горизонтальных и наклонных монорельсовых дорог : № 1241791/27-11 : заявл. 30.04.1968 : опубл. : 21.03.1972. / Берсенев В.С., Федоров Ю.С., Альтшулер С.Б., Пртичин Н.П. ; заявитель ЛГУ. – 2 с. : ил. – Текст : непосредственный.

77. Петров, Н. П. Сопротивление поезда на железной дороге. / Н.П. Петров. – Санкт-Петербург : Тип. В. Демакова, 1889. – 394 с. – Текст : непосредственный.

78. Поляков, Н.С. Нормативные данные для выполнения тяговых расчетов по рудничной электрической тяге и проектирования шахтного подвижного состава. / Н.С. Поляков, А.А Ренгевич, Б.А. Кузнецов. – Текст : непосредственный. // В сб. «Вопросы рудничного транспорта». – Москва : Госгортехиздат. – Вып. 6. – 1952. – С. 163- 179.

79. Попов, В.А. Влияние фрикционных процессов на реализацию сцепления колесных пар локомотивов с рельсами : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Попов Владимир Александрович ; Российский Университет Транспорта. – Москва, 1984. – 206 с. – Библиогр. : с. 185-201. – Текст : непосредственный.

80. Попов, Г.И. Многоканатные скиповые наклонные карьерные подъёмные установки грузоподъёмностью 30-180 т. / Г.И. Попов, А.Н. Хавро, В.И. Белобров, В.А. Дзержинский. – Текст : непосредственный. // Проблемы карьерного транспорта. – Екатеринбург : УрО РАН, 2005. – С. 154-158.

81. Потапов, М.Г. Карьерный транспорт. / М.Г. Потапов. – Москва : Недра, 1980. – 296 с. – Текст : непосредственный.

82. Пухов, Ю.С. Рудничный транспорт. / Ю.С. Пухов. – Горная кинга. –

Москва : МГГУ, 1991. – 257 с. – Текст : непосредственный.

83. Ренгевич, А.А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов. / А.А. Ренгевич. – Текст : непосредственный. // В сб. «Вопросы рудничного транспорта» под ред. чл.-корр. АН УССР проф. Н.С. Полякова. – Москва : ГНТИЛГД, – 1961. – Вып. 5. – С. 227-246.

84. Ренгевич, А.А. Реализация рудничным электровозом силы тяги и силы торможения. / А.А. Ренгевич. – Текст : непосредственный. // В сб. «Вопросы рудничного транспорта». – Москва : Госгортехиздат, – 1952. – Вып. 6. – С. 204–226.

85. Ржевский, В.В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ. / В.В. Ржевский. – Текст : непосредственный // Горный журнал. – Москва : 1989 – С. 18-21.

86. СНиП 32-01-95. Железные дороги колеи 1520 мм = Railways with 1520 mm track : Строительные нормы и правила Российской Федерации : издание официальное : утверждены и введен в действие постановлением Минстроя России от 18 октября 1995 г. № 18-94 : введен взамен СНиП II-39-76, СНиП III-38-75 и СН 468-74 : дата введения 1996-01-01 / подготовлен институтом ЦНИИС с участием ВНИИЖТ, ПромтрансНИИпроект, Мосгипротранс, Ленгипротранс, МИИТ, ЛИИЖТ, ДИИТ, НИИЖТ, ТашИИТ, ВЗИИТ – Москва : Госстрой России, 1996. – 21 с. – Текст : непосредственный.

87. Самме, Г.В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. / Г.В. Самме. – Монография. – Москва : Маршрут, 2005. – 80 с. – Текст : непосредственный.

88. Сироткин, З.Л. Автомобили-самосвалы и автомобили-тягачи БелАЗ. / З.Л. Сироткин. – Москва : Транспорт, 1973. – 304 с. – Текст : непосредственный.

89. Скрыль, А.И. Итоги работы угольной промышленности в 2013 г / А.И. Скрыль. – Текст : непосредственный // Журнал : Минеральные ресурсы России. Экономика и управление. – Москва : 2014. – № 4 – С 53-58.

90. Спиваковский, А.О. Транспортные машины и комплексы открытых

горных разработок. / А.О. Спиваковский, М.Г.Потапов. – Москва : Недра, 1983. – 383 с. – Текст : непосредственный.

91. Спиваковский, А.О. Транспорт на открытых разработках. / А.О. Спиваковский, М.Г. Потапов, А.В. Андреев. – Москва : Госгортехиздат, 1962. – 392 с. – Текст : непосредственный.

92. Тимофеев, И.П. Влияние угла наклона рельсового пути на мощность привода фрикционного тягового устройства. / И.П. Тимофеев, А.М. Авдеев. – Текст : непосредственный // Инновации на транспорте и в машиностроении. Материалы 4 Международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург : – 2016. – С. 119-121.

93. Тимофеев, И.П. Особенности работы тягового устройства на криволинейных участках рельсового пути. / И.П. Тимофеев, А.В. Большунов, М.С. Столярова, А.М. Авдеев. – Текст : непосредственный. // Горный информационно-аналитический бюллетень. – Москва : – 2019. – № 1. – С. 171-178.

94. Тимофеев, И.П. Проблемы создания монорельсового транспорта с тяговыми механизмами. / И.П. Тимофеев, Г.В. Соколова, Н.А. Белоус. – Текст : непосредственный. // V Международная научно-техническая конференция «Проблемы исследования и проектирования машин». Сборник статей. – Пенза : 2009. – С. 48-51.

95. Тимофеев, И.П. Проблемы создания монорельсового транспорта с тяговыми механизмами. / И.П. Тимофеев. – Текст : непосредственный. // Проблемы исследования и проектирования машин: сборник статей V Международной научно-технической конференции. – Пенза : Приволжский дом знаний, 2009. – С.48-51.

96. Тимофеев, И.П. Тяговые механизмы с регулируемым передаточным отношением рычажной системы. / И.П. Тимофеев, А.В. Большунов, Г.В. Соколова. – Текст : непосредственный. // Народное хозяйство Республики Коми. – Сыктывкар : 2011. – С. 147-151.

97. Фиделев, А.С. Подъемно-транспортные машины. / А.С. Фиделев. –

Киев : Вища школа, 1975. – 220 с. – Текст : непосредственный.

98. Харрис, Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса. / Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне Х, В. Эберсен. – Международная ассоциация тяжеловесного движения 2808 Форест-Хилл-корт. Перевод с английского. – Москва : Интекст, 2002. – 408 с. – Текст : непосредственный.

99. Чендырев, М.А. Особенности конструкции автомобильной карьерной наклонной подъемной установки. / М.А. Чендырев, А.Г. Журавлев. – Текст : непосредственный. // Сборник научных трудов форума «Проблемы недропользования». – Екатеринбург : 2017. – №2. – С. 133-142.

100. Шахтарь, П.С. Рудничные локомотивы (динамика и расчет). / П.С. Шахтарь. – Москва : Недра, 1982. – 295 с. – Текст : непосредственный.

101. Шахтный подвесной локомотив DLZ110F. – Текст : электронный // Ferrit Global Mining Solutions [сайт]. – 2013. – URL: <http://www.ferrit.cz/ru/producty/dlz110f> (дата обращения: 30.04.2013).

102. Шешко, Е.Ф. Некоторые вопросы открытых разработок глубоких месторождений. / Е.Ф. Шешко. – Текст : непосредственный // Горный журнал. – Москва : 1950. – № 11. – С. 8-13.

103. Шешко, Е.Ф. Транспорт на глубоких карьерах. / Е.Ф. Шешко. – Текст : непосредственный // Горный журнал. – Москва : 1952. – № 8. – С. 12-17.

104. Шор, Г.Ю. Повышение эффективности торможения карьерных составов в условиях севера : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Шор Геннадий Юрьевич ; МГГУ. – Москва, 1972. – 174 с. – Библиогр.: с. 156-168.: – Текст : непосредственный.

105. Шорин, В.Г. Влияние разгрузки осей на использование сцепного веса рудничных электровозов. / – Текст : непосредственный. // В сб. «Вопросы рудничного транспорта». – Москва: Госгортехиздат, – Вып. 3. – 1959. – С. 315-319.

106. Щадова, В.М. Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ: каталог-справочник. / В.М. Щадова. – Москва : Горная

книга, 2010. – 534 с. – ISBN 978-5-98672-170-5. – Текст: непосредственный.

107. Щедров, В.С. Исследование процессов трения и изнашивания на скользящем контакте машин : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Владимир Сергеевич Щедров ; ИМАШ. – Москва, 1953. – 19 с. : ил. – Библиогр. : с.17-19. – Место защиты: ИМАШ. – Текст : непосредственный.

108. Электрогидравлический тягач ЕНТ180. – Текст : электронный // Ferrit Global Mining Solutions [сайт]. – 2013. – URL: <http://www.ferrit.cz/ru/producty/ehl180> (дата обращения: 30.04.2013).

109. Яковлев, В.Л. Состояние, проблемы и пути совершенствования открытых горных разработок. / В.Л. Яковлев. – Текст : непосредственный // Горный журнал. – Москва : 2009. – №11. – С. 11-14.

110. Яковлев, В.Л. Теория и практика выбора транспорта глубоких карьеров. / В.Л. Яковлев. – Новосибирск : Наука, 1989. – 240 с. – ISBN 5-02-028750-4. – Текст : непосредственный.

111. Яковлев, В.Л. Некоторые перспективные направления исследований в области карьерного транспорта. / В.Л. Яковлев, Ю.А. Бахтурин, В.Ф. Столяров. – Текст : непосредственный // Материалы международной научно-технической конференции по карьерному транспорту. – Екатеринбург : 2002. – С. 15-20.

112. Янсон, О.М. К вопросу электромагнитного способа улучшения условий сцепления колес электровоза с рельсом / О.М. Янсон. – ЛГИ. – 1960. – Т. 32. – вып. № 1. – 75 с. – Текст : непосредственный.

113. Bakhturin, Yu.A. Current trends in development of open-cut transport / Yu.A. Bakhturin. // Mining informational and analytical bulletin. – 2009.– pp. 403-414.

114. Reynolds O. On rolling-friction // Phil. Trans. Roy. Soc. London, 1876, – pp. 155-177.

115. Bolshunov, A.V. Lever-Type Traction Mechanisms With Controlled Traction Wheel Pressure as the Function of Resistance / A.V. Bolshunov, N.A.

Belous, G.V. Sokolova, I.P. Timofeev. // Proceedings of Mining Institute. – 2012. – pp. 231-237.

116. Timofeev, I. Features of pulling equipment operation in curved railroad sections/ I. Timofeev, A. Bolshunov, M. Stolyarova, A. Avdeev. // Mining Informational and Analytical Bulletin. – 2019. – pp. 171-178.

117. Timofeev, I. Justification of Lever Arrangement Parameters for Friction-Type Traction Gear / I. Timofeev, A. Bolshunov, A. Avdeev. // Procedia Engineering. – 2016. – Pp. 1329–1334.