

На правах рукописи

РОДИОНОВА Марина Сергеевна



**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И
СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ ПОДАЧИ
ФРИКЦИОННОГО ТИПА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГОРНО-
ОБОГАТИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПО
КРИВОЛИНЕЙНЫМ ТРАЕКТОРИЯМ**

Специальность 05.05.06– Горные машины

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Санкт-Петербург –2019

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет».

Научный руководитель

доктор технических наук, профессор

Тимофеев Игорь Парфенович

Официальные оппоненты:

Бардовский Анатолий Данилович

доктор технических наук, профессор, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», кафедра инжиниринга технологического оборудования, профессор

Шишлянников Дмитрий Игоревич

кандидат технических наук, доцент, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», кафедра горной электромеханики, доцент

Ведущая организация – федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет»

Защита состоится 30 декабря 2019 г. в 11 ч 00 мин на заседании диссертационного совета ГУ 212.224.07 Горного университета по адресу: 199106, г. Санкт-Петербург, В.О., 21-я линия, д.2, ауд. 1171 а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Горного университета и на сайте www.spmi.ru.

Автореферат разослан 30 октября 2019 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета



ЗВОНАРЕВ
Иван Евгеньевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В настоящее время в горной промышленности применяются тяговые устройства фрикционного типа в качестве приводов механизмов подачи буровых и камнерезных машин, механизмов перемещения скиповых подъемников по крутонаклонным выработкам, транспортных средств для перемещения грузов при ведении горных работ, электровозной откатке при увеличенном уклоне. Подобными приводами оснащен ряд агрегатов горно-обогатительного производства, в частности сгустители смесей закладных комплексов и сгустителей пульпы горно-обогатительного производства. Однако возможности подобных подающих механизмов горных машин ограничены сцепным весом перемещаемого груза, что требует загрузки дополнительного балласта таких механизмов и ведет к дополнительным затратам средств, снижает энергоэффективность, повышает риски аварий.

Создание механизма подачи фрикционного типа с повышенной тяговой способностью, не зависящей от сцепного веса, устраняет данный недостаток, а их создание для горной отрасли, безусловно, является актуальной задачей.

Степень разработанности темы исследования

Большой вклад в вопросы модернизации и совершенствования агрегатов, использующих механизмы подачи фрикционного типа, в том числе для горной промышленности, внесли ученые Бауман А.В., Бардовский А.Д., Беляев Н.М., Берсенов В.С., Васильев В.П., Вирабов Р.В., Глаголев Н.И., Денегин В.В., Керопян А.М., Крагельский И.В., Кряжев Н.М., Лужнов Ю.М., Медведев А.С., Меншутин Н.Н., Мелюшин В.М., Минов Д.К., Наумкин О.В., Никифоров И.В., Петров Н.П., Рейнольдс О., Тимофеев И.П., Ульянов Е.М., Федоров Ю.С., Фромм Н., Шилинский В.И. и др.

Отсутствие закономерностей, выявляющих геометрические и силовые параметры механизма подачи фрикционного типа, в условиях работы на криволинейных траекториях предопределило актуальность настоящего исследования.

Цель работы заключается в выявлении закономерностей изменения силовых и геометрических параметров механизма подачи фрикционного типа в функции параметров траектории движения для научно обоснованного технического решения, обеспечивающего надежное перемещение горной машины по заданной траектории в изменяющихся условиях скольжения приводных колес, что имеет существенное значение для развития горно-обогатительной отрасли страны.

Идея работы заключается в применении механизма подачи горной машины в виде тягового устройства фрикционного типа с приводными колесами разного диаметра на кольцевом рельсе и учете условий эксплуатации, посредством введения поправочного коэффициента, учитывающего изменение силы тяги механизма подачи отличной от номинальных условий эксплуатации.

Основные задачи исследования

1. Обзор и анализ литературных источников приводов агрегатов горно-обогатительного производства и формулировка задач исследования;
2. Теоретические исследования параметров тягового устройства механизма подачи с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на кольцевом рельсе;
3. Проведение экспериментальных исследований, подтверждающих результаты теоретических исследований, влияния геометрических параметров тягового устройства механизма подачи и условий эксплуатации на величину продольного скольжения приводных колес и тяговую способность привода;
4. Математическое и компьютерное моделирование процесса движения механизма подачи фрикционного типа горно-обогатительного оборудования;
5. Рекомендации по выбору геометрических и силовых параметров механизмов подачи фрикционного типа.

Научная новизна работы заключается в определении влияния относительного скольжения приводных колес на тяговую способность механизмов подачи фрикционного типа горно-

обогащительного оборудования и установлении функциональной зависимости изменения величины расчетного коэффициента сцепления приводных колес с рельсом в зависимости от создаваемого внешнего сопротивления на основе разработанной математической модели.

Теоретическая и практическая значимость работы:

Установлено влияние относительного скольжения приводных колес на тяговую способность механизмов подачи фрикционного типа горно-обогащительного оборудования.

Определена функциональная зависимость расчетного коэффициента сцепления приводного колеса с рельсом в зависимости от создаваемого внешнего сопротивления.

Методология и методы исследований

Кинематическое и силовое исследование фрикционного механизма на основе комплексного метода, включающего теоретические исследования с использованием метода аналитического синтеза, метода расчета контактных напряжений, метода математического анализа, а также экспериментальные исследования, проведенные на стенде.

Соответствие паспорту специальности: работа соответствует п. 7 области исследования паспорта специальности 05.05.06 – Горные машины «Разработка научных основ создания средств комплексной механизации производственных процессов с применением систем горных машин и оборудования».

Защищаемые положения

1. Установлена гиперболическая зависимость коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса и ширины головки кольцевого рельса для механизма подачи фрикционного типа, при этом изменение радиуса кольцевого рельса от 7,5 до 50 м приводит к снижению коэффициента изменения диаметров приводных колес для данного диапазона радиусов рельса, на 4,2% для колес диаметром 0,3 м, на 5,3% для колес диаметром 0,4 м и на 7,7% для колес диаметром 0,6 м при движении по головке рельса.

2. Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что отсутствие продольного скольжения приводных колес тягового устройства фрикционного привода обеспечивается рычажной системой тягового устройства с неравными передаточными числами внутренней и наружной его частей, отношение которых прямо пропорционально радиусам внутренней и наружной рабочих поверхностей кольцевого рельса с учетом компенсации смещения продольной оси тягового устройства механизма подачи к центру кольцевого рельса, характеризуемой отношением квадрата ширины головки рельса к радиусу наружной рабочей поверхности рельса, при этом значение общего передаточного числа рычажной системы $U \leq 21$ для коэффициента сцепления $\psi \geq 0,12$ и $U \geq 9$ для коэффициентов сцепления $\psi \leq 0,22$.

Степень достоверности и апробация результатов работы

Научные положения, выводы и рекомендации, разработанные в диссертации, соответствуют классическим положениям теории механизмов и машин и основам математического моделирования и подтверждены удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований, которая составляет 0,96.

Основные положения и результаты работы в целом и отдельные ее разделы докладывались и получили положительную оценку: на IV Международной научно-практической конференции «Инновации на транспорте и в машиностроении» г. Санкт-Петербург, 2016; на 67TH BERG-UNDHUTTENMANNISCHER TAG – Фрайберг, 2016; на V Международной научно-практической конференции «Инновации на транспорте и в машиностроении» – Санкт-Петербург, 2017; на Санкт-Петербургском международном научно-образовательном салоне – Санкт-Петербург, 2018; на Международном семинаре «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики IPDME-2019», Санкт-Петербург, 2019; на Международной научно-практической конференции «ИННОВАЦИОННОЕ РАЗВИТИЕ НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ» – Пен-

за, 2019; на IX Международной научно-практической конференции «OPENINNOVATION» – Пенза, 2019.

Личный вклад автора

Включенное участие на всех этапах процесса; непосредственное участие в получении исходных данных и научных экспериментах; анализ особенностей работы тягового устройства механизма подачи с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс; анализ результатов производственных наблюдений за работой агрегатов горно-обогатительного производства П-30 обогатительной фабрики АНОФ-2 Кировского филиала АО «Апатит» ФосАгро; разработка алгоритма и обоснование комплекса методов для исследования особенностей работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе без перекоса тягового устройства механизма подачи, снижения относительного скольжения приводных колес, износа тяговых элементов привода; разработка прикладной компьютерной программы процесса движения тягового устройства механизма подачи фрикционного типа на кольцевом рельсе; формулировка научных положений, основных выводов и рекомендаций.

Публикации

Основные результаты исследований содержатся в 8 печатных работах, в том числе в двух изданиях, входящих в перечень, рекомендованный ВАК Министерства науки и высшего образования Российской Федерации, а также одной – в издании, индексируемом в международной базе Scopus, получен патент на изобретение, получены три патента на полезную модель; свидетельство о государственной регистрации программы ЭВМ.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении сформулированы актуальность работы, цель и задачи исследования, основные защищаемые положения, а также научная и практическая значимость полученных результатов исследований.

В первой главе рассмотрена классификация агрегатов горно-обогатительного производства, конструкции и основные техни-

ческие параметры эксплуатируемых серийных агрегатов, механизмов подачи фрикционного типа, их достоинства и недостатки; проанализированы результаты ранее проведенных научно-исследовательских работ и изобретательской деятельности.

Во второй главе предложена кинематическая схема механизма подачи фрикционного типа агрегатов горно-обогатительного производства на основе тягового устройства с регулируемым в функции сопротивления движению давлением приводных колес на рельс, проведен анализ и сделан вывод о влиянии основных геометрических параметров тягового устройства механизма подачи на передаточное число рычажной системы; исследованы особенности работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе.

В третьей главе составлена математическая модель агрегата горно-обогатительного производства, описываемая линейным уравнением Лагранжа II рода в обобщенной координате, устанавливающая условия движения механизма подачи фрикционного типа без скольжения относительно кольцевого рельса. На основе математической модели разработана программа «THICKENER», позволяющая определить кинематические параметры механизма подачи фрикционного типа. Установлена функциональная зависимость расчетного коэффициента сцепления приводных колес от параметров привода.

В четвертой главе отражены результаты экспериментального определения относительного скольжения в паре фрикционных роликов в зависимости от величины нормального давления и межосевого расстояния с использованием различных типов смазочных материалов (сухое трение, силиконовая смазка); произведена количественная оценка влияния относительного скольжения на величину создаваемой силы тяги.

В заключении даны выводы по результатам диссертационного исследования, предложены рекомендации по дальнейшему изучению данной тематики.

Основные результаты исследований отражены в защищаемых положениях:

1. Установлена гиперболическая зависимость коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса и ширины головки кольцевого рельса для механизма подачи фрикционного типа, при этом изменение радиуса кольцевого рельса от 7,5 до 50 м приводит к снижению коэффициента изменения диаметров приводных колес для данного диапазона радиусов рельса, на 4,2% для колес диаметром 0,3 м, на 5,3% для колес диаметром 0,4 м и на 7,7% для колес диаметром 0,6 м при движении по головке рельса.

В качестве основного элемента механизма подачи фрикционного типа агрегатов горно-обогатительного производства использовано тяговое устройство с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс, представленное на рисунке 1.

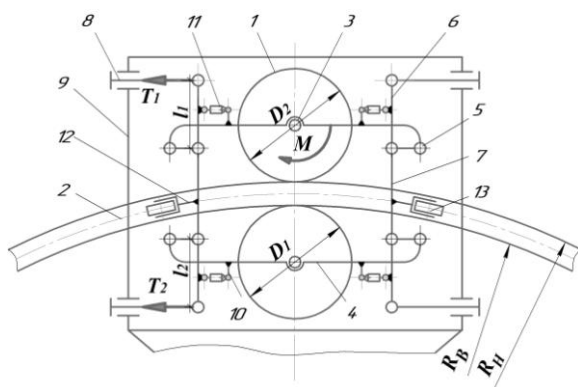


Рисунок 1 – Кинематическая схема тягового устройства механизма с регулированием давления приводных колес на рельс

1 – приводные колеса; 2 –рельс; 3 – ось приводного колеса; 4 – рычаг приводного колеса; 5 – шарниры; 6 – угловой рычаг; 7 – хомут; 8 – тяги; 9 – опорная тележка; 10 – кронштейн; 11 – приспособления начального затяга; 12 – кронштейн опорного ролика; 13 – опорный ролик

При передаче крутящего момента непосредственно на вал приводного колеса передаточное число рычажной системы механизма:

$$U = \frac{L - l_2}{0,5L - l_2 + \psi b + 0,5\mu d} \frac{l_1}{l_2} \quad (1)$$

где L – длина рычага приводных колес, мм; l_2 – короткое плечо углового рычага, мм; b – плечо рычага приводных колес, мм; μ – коэффициент трения качения, d – диаметр подшипника приводного колеса, мм.

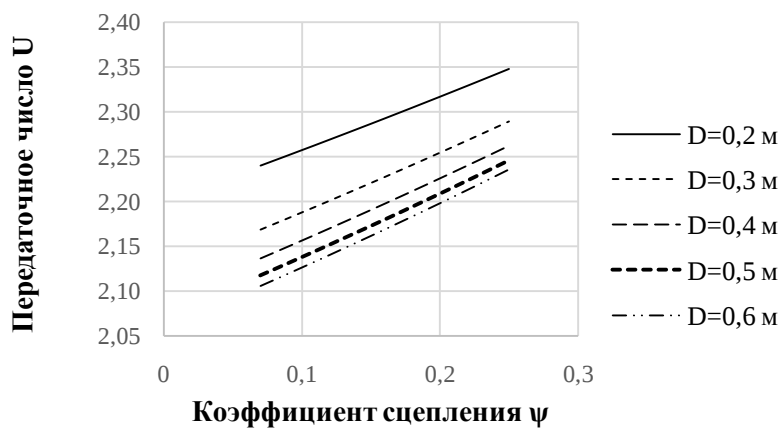
При передаче крутящего момента через встроенную в корпус тягового устройства зубчатую передачу.

$$U = \frac{L - l_2}{0,5L - l_2 - \psi(0,5D - b) + \frac{\psi D}{2i\eta} l_2} \frac{l_1}{l_2} \quad (2)$$

где D – диаметр приводного колеса, мм; i – передаточное число встроенной зубчатой передачи; η – к. п. д. встроенной зубчатой передачи.

Влияние основных геометрических параметров тягового устройства механизма подачи на передаточное число рычажной системы представлено графиками на рисунке 2.

а



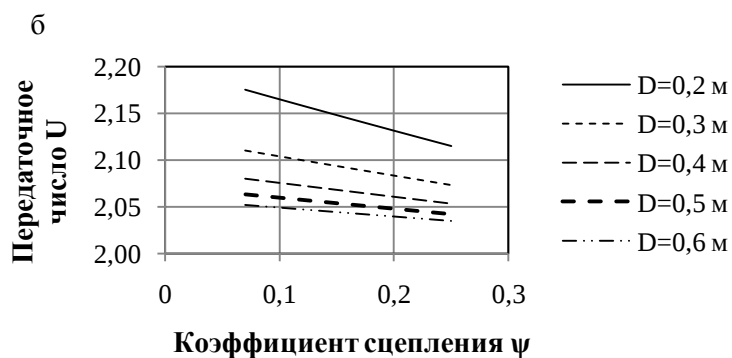


Рисунок 2 – График изменения передаточного числа в зависимости от коэффициента сцепления при
 а – передаче крутящего момента непосредственно на вал колеса; б – передаче крутящего момента через встроенную зубчатую передачу

При несовпадении по направлению создаваемой тяговым устройством механизма подачи силы тяги и внешним сопротивлением возникает момент, вызывающий перекося устройства, а также продольное скольжение приводных колес, обоснованное несовпадением их окружных скоростей.

На рисунке 3 представлена схема к расчету коэффициента изменения диаметров приводных колес.

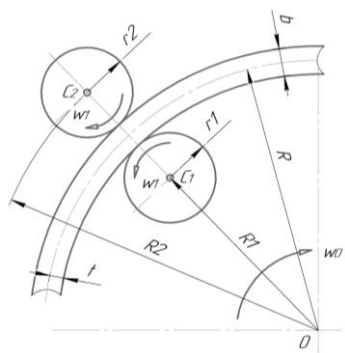


Рисунок 3 – Схема к расчету коэффициента изменения диаметров приводных колес

При рассмотрении особенностей работы тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе принято, что на приводные колеса при равенстве угловых скоростей $\omega_1 = \omega_2$ действуют равные крутящие моменты при использовании привода с жесткой кинематической связью.

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 R_1}{r_1}, \omega_2 = \frac{\omega_0 R_2}{r_2} \quad (3)$$

Соотношение радиусов приводных колес

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{r_2}{r_1} = K \quad (4)$$

Поправочный коэффициент K в зависимости от радиусов приводных колес и радиусов внутренней и наружной рабочих поверхностей головки рельса.

$$K = \frac{1 + \frac{t}{R}}{1 - 2\frac{r_1}{R} - \frac{t}{R}} = \frac{R + t}{R - 2r_1 - t} \quad (5)$$

$$D_2 = K D_1 \quad (6)$$

Зависимости коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса кольцевого рельса при постоянных значениях диаметрах приводных колес от 0,3 до 0,6 м при радиусе кольцевого рельса от 7,5 до 50 м представлены на рисунке 4.

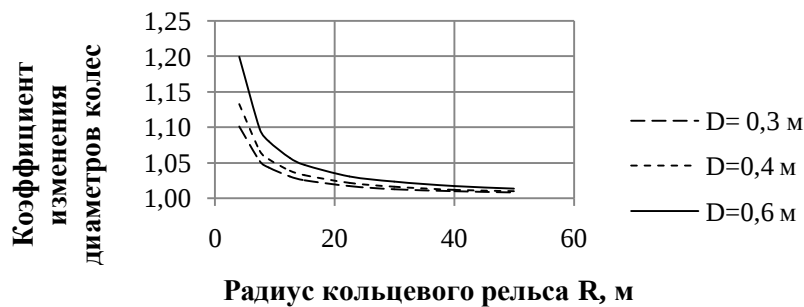


Рисунок 4 – Зависимости коэффициента изменения диаметров приводных колес от радиуса кольцевого рельса для ряда диаметров колес

На основании экспериментальных исследований, выполненных на стенде, установлена область изменения коэффициента сцепления, не превышающая зону упругого скольжения $\psi \leq 2\%$.

Влияние нормального давления пары приводных колес с диаметром 0,3/0,3 м на величину продольного скольжения при наличии силиконовой смазки и для сухих колес представлено на рисунке 5.

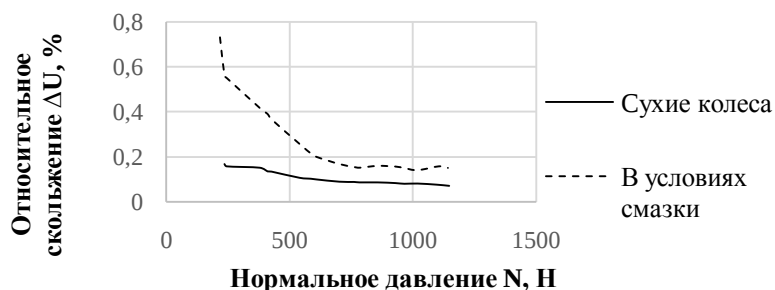


Рисунок 5 – Зависимость изменения относительного скольжения от нормального давления для пары колес с диаметром 0,3 м

При исследовании относительного скольжения для пары приводных колес 0,15/0,3 м установлен выход из зоны упругого скольжения (рисунок 6).

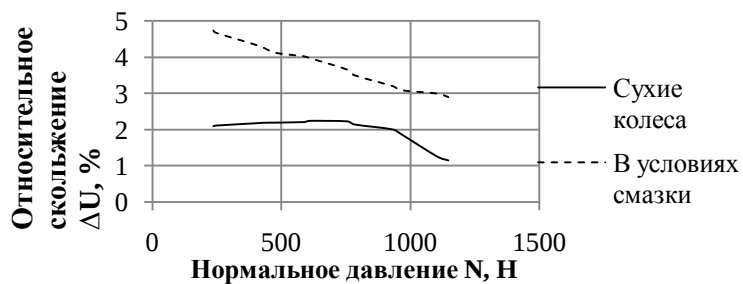


Рисунок 6 – Зависимость изменения величины относительного скольжения от нормального давления для фрикционной пары колес с диаметрами 0,15/0,3 м

Установлено, что изменение радиуса кольцевого рельса от 7,5 до 50 м приводит к снижению коэффициента изменения диаметров приводных колес для данного диапазона радиусов рельса, на 4,2% для колес диаметром 0,3 м, на 5,3% для колес диаметром 0,4 м и на 7,7% для колес диаметром 0,6 м при движении по головке рельса.

2. Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что отсутствие продольного скольжения приводных колес тягового устройства фрикционного привода обеспечивается рычажной системой тягового устройства с неравными передаточными числами внутренней и наружной его частей, отношение которых прямо пропорционально радиусам внутренней и наружной рабочих поверхностей кольцевого рельса с учетом компенсации смещения продольной оси тягового устройства механизма подачи к центру кольцевого рельса, характеризуемой отношением квадрата ширины головки рельса к радиусу наружной рабочей поверхности рельса, при этом значение общего передаточного числа рычажной системы $U \leq 21$ для коэффициента сцепления $\psi \geq 0,12$ и $U \geq 9$ для коэффициентов сцепления $\psi \leq 0,22$.

В соответствии с кинематической схемой тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе (рисунок 7), на внутреннюю и наружную части устройства действуют усилия $T_H \neq T_B$, вызывающие перекося устройства относительно рельса.

Величина поправки, вносимой в передаточное число внутренней половины рычажной системы:

$$\Delta m = \frac{2 T_B}{T_H + T_B} = \frac{2}{1 + K}, \quad (7)$$

где T_H и T_B – тяговые усилия наружной и внутренней частей тягового устройства механизма подачи соответственно, Н.

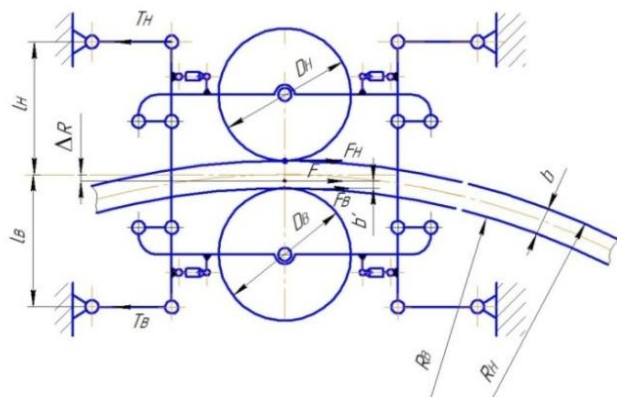


Рисунок 7 – Схема сил, действующих на тяговое устройство механизма подачи

Зависимость поправки передаточного числа Δm от радиуса кольцевого рельса R представлена на рисунке 8.

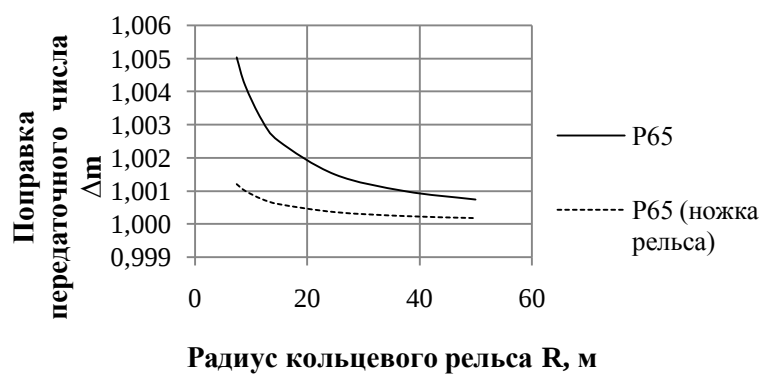


Рисунок 8 – Зависимость изменения величины поправки передаточного числа от радиуса кольцевого рельса

Смещение силовой оси тягового устройства от оси головки рельса к центру кольцевого рельса составляет:

$$\Delta R = \frac{b^2}{2R_H} \quad (8)$$

Зависимость смещения силовой оси ΔR от радиуса кольцевого рельса R для значений ширины головки рельса от 20 до 80 мм представлена на рисунке 9.

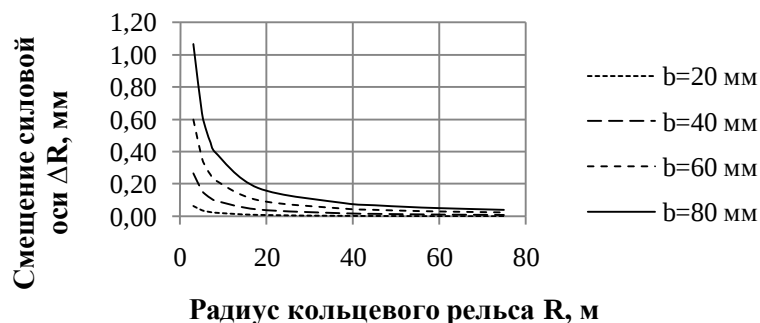


Рисунок 9 – Зависимость смещения силовой оси тягового устройства механизма подачи от радиуса кольцевого рельса

Установлено наименьшее значение смещения силовой оси на рельсе с шириной головки 20 мм и радиусе кольцевого рельса равном 75 м, что определяет область рационального использования тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе $R \geq 30$ м и $b \leq 20$ мм.

Для установления функциональной зависимости расчетного коэффициента сцепления приводного колеса с рельсом в зависимости от создаваемого внешнего сопротивления разработана математическая модель агрегата горно-обогатительного производства.

Движение механической системы описывается дифференциальным уравнением Лагранжа второго рода

$$\frac{dw}{dt} = \frac{1}{MR^2} \left(\frac{R_1}{r_1} M_e - M_R \right), \quad (9)$$

где ω – угловая скорость фермы, c^{-1} ; t – время, с; M – приведенная масса системы, Н; R – радиус кольцевого рельса по оси рельса, м;

r_1 – радиус приводного колеса, мм; M_e – приведенный к приводному колесу момент двигателя, Нм; M_R – момент сил сопротивления вращению гребковой фермы, Нм.

Условие отсутствия проскальзывания приводных колес:

$$\psi_{1,2} = \frac{\frac{M_e}{2r_i} - m_i \rho_i^2 \varepsilon \frac{R_1}{r_i^2}}{\pm m_i R_i \omega^2 + U Q_i + N_n} \leq \psi_0, i = 1, 2 \quad (10)$$

Произведено компьютерное моделирование процесса движения механизма подачи фрикционного типа в оригинальной программе THICKENER (рисунок 10).

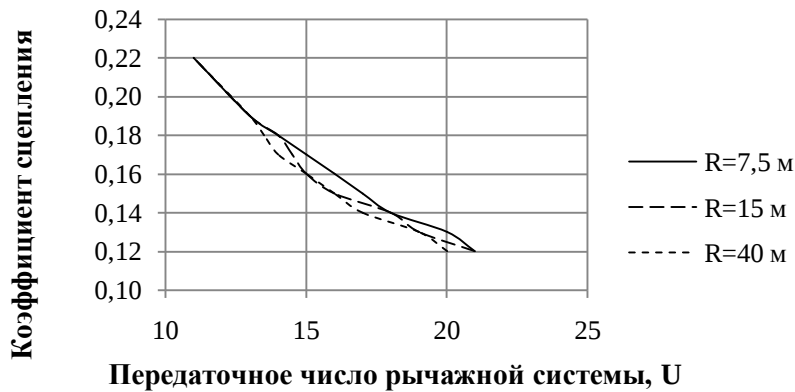


Рисунок 10 – Зависимость передаточного числа рычажной системы от коэффициента сцепления при постоянном значении диаметра приводного колеса 0,3 м

Установлено, значение общего передаточного числа рычажной системы $U \leq 21$ для коэффициента сцепления $\psi \geq 0,12$ и $U \geq 9$ для коэффициентов сцепления $\psi \leq 0,22$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. На основании анализа существующих конструкций приводов агрегатов горно-обогатительного производства выявлен основной недостаток, заключающийся в необходимости загрузки дополнительного балласта. Обосновано три направления исследования: аналитическое, компьютерное моделирование и экспериментальное.

2. Установлена зависимость передаточного числа рычажной системы механизма подачи фрикционного типа от его основных геометрических параметров, установлены значения поправочных коэффициентов, учитывающих особенности работы на кольцевом рельсе.

3. Составлена математическая модель и разработана программа исследования характера движения тягового устройства механизма подачи, устанавливающая функциональную зависимость расчетного коэффициента приводных колес от внешнего сопротивления.

4. Экспериментально подтверждены результаты теоретических исследований, обеспечивающих работу тягового устройства механизма подачи на кольцевом рельсе без перекоса, обеспечивающего снижение относительного продольного скольжения приводных колес.

5. Установлены геометрические и силовые параметры механизма подачи фрикционного типа при работе на кольцевом рельсе диаметром от 7,5 до 75 м.

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в следующих работах:

В изданиях, рекомендуемых ВАК Министерства науки и высшего образования Российской Федерации:

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

2. Тимофеев, И.П. Обоснование параметров фрикционного привода агрегатов горно-обогатительного производства / И.П. Тимофеев, **М.С. Родионова** // Известия Уральского государственного горного университета. – 2019. № 1. – С. 136-142.

3. Timofeev, I.P. Specific Features of Friction-Type Traction Gear of Rotating Machines Drives / I.P. Timofeev, A.V. Bolshunov, **M.S. Stoliarova** // Procedia Engineering. – 2017. – pp. 1654-1660.

В прочих изданиях:

4. Тимофеев, И.П. Особенности работы фрикционных тяговых устройств для приводов стационарных горных машин / И.П. Тимофеев, **М.С. Столярова** // Инновации на транспорте и в машиностроении: Труды IV международной научно-практической конференции. Санкт-Петербург. .

5. **Stoliarova, M.** Features of the Friction Traction Circular Rail Devices for Stationary Mining Machines // Scientific Reports on Resource Issues. – 2016. – V. 1. – pp. 252–256.

6. **Столярова, М.С.** Выбор конструкции приводов горных транспортных машин // Инновации на транспорте и в машиностроении: Труды V международной научно-практической конференции. Санкт-Петербург. – 2017. – С. 95-97.

7. **Родионова, М.С.** Оценка эффективности рычажной системы тягового устройства / М.С. Родионова, И.П. Тимофеев // Труды IX международной научно-практической конференции. Пенза. – 2019. – С. 72-74.

8. **Родионова, М.С.** Математическая модель агрегата горно-обогатительного производства / М.С. Родионова, И.П. Тимофеев // Инновационное развитие науки и образования: Труды VI международной научно-практической конференции. Пенза. – 2019. – С. 76-80.

Патенты:

9. Патент РФ № 2684269, 26.07.2018 Иванов С.Л., Тимофеев И.П., Родионов Е.А., **Столярова М.С.** Способ добычи торфа и устройство для его реализации // заявитель и патентообладатель Санкт-

Петербургский горный университет. – № 2018123253; заявл. 26.06.2018; опубл. 04.04.2019, Бюл. №10

10. Патент РФ № 184927, 08.06.2018. Тимофеев И.П., **Столярова М.С.** Тяговое устройство // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2018121363; заявл. 08.06.2018; опубл. 14.11.2018, Бюл. № 32.

11. Патент РФ № 165910, 14.04.2016. Тимофеев И.П., Соколова Г.В., Колтон Г.А., Большунов А.В., Авдеев А.М., **Столярова М.С.** Регулируемое тяговое устройство // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2016114592/11; заявл. 14.04.2016; опубл. 10.11.2016, Бюл. № 31.

12. Патент РФ № 184329, 12.03.2018. Тимофеев И.П., **Столярова М.С.** Тяговое устройство для работы на кольцевом рельсе // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2018108762; заявл. 12.03.2018; опубл. 22.10.2018, Бюл. № 30

13. Патент РФ № 2019615785, 24.04.2019. **Родионова, М.С.**, Тимофеев И.П. Программа для динамического исследования фрикционного привода агрегатов горно-обогатительного производства // заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский горный университет. – № 2019.