

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МИСИС»

*На правах рукописи*

**Белов Николай Владимирович**

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА  
ПРИВОДА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ**

**2.8.8 – «Геотехнология, горные машины»**

Диссертация

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель: доцент, кандидат технических наук

Бородина Марина Борисовна

Москва – 2024 г.

## Оглавление

<b>Введение</b> .....	4
<b>Глава 1. Обоснование выбора типа предохранительных устройств для защиты приводов конусных дробилок</b> .....	10
1.1. Конструкция конусных дробилок, типоразмеры и принцип работы.....	10
1.2. Анализ причин отказов элементов конусных дробилок.....	12
1.3. Обзор способов снижения отказов элементов конусных дробилок .....	23
1.4. Обзор работ по снижению отказов и защите приводов горного и металлургического оборудования .....	432
1.5. Цели и задачи исследований, объект, методика .....	45
<b>Глава 2. Моделирование работы привода конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством.....</b>	<b>47</b>
2.1. Конструкция гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом и принцип его работы.....	47
2.2. Расчетная схема и принятые допущения.....	50
2.3. Моделирование нагрузок, действующих на привод дробилки .....	54
2.4. Математическая модель гидромеханического предохранительного устройства.....	59
2.5. Исследование работы гидромеханического предохранительного устройства привода в режиме демпфирования кратковременных нагрузок .....	68
2.6. Исследование работы привода дробилки с гидромеханическим устройством в режиме дробления материала .....	74
<b>Глава 3. Экспериментальные исследования гидромеханического предохранительного устройства в приводе дробилки.....</b>	<b>77</b>
3.1. Постановка цели и задач .....	77
3.2. Описание конусной дробилки, представленной для испытаний, технические характеристики и используемые средства измерений .....	78
3.3. Экспериментальное исследование работы конусной дробилки без предохранительного устройства.....	84
3.4. Описание опытного образца предохранительного устройства, его технические характеристики.....	86
3.5. Экспериментальное исследование работы конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством в приводе.....	90
3.6. Фиксация, обработка и представление результатов экспериментов .....	94

3.7. Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований .....	96
<b>Глава 4. Расчёт и выбор рациональных параметров гидромеханического предохранительного устройства конусной дробилки.....</b>	<b>97</b>
4.1. Выбор исходных параметров предохранительного устройства.....	97
4.2. Обоснование выбора типа гидромашины предохранительного устройства.....	99
4.3. Расчет параметров элементов гидросистемы предохранительного устройства... ..	104
4.3.1. Расчёт параметров гидромашины.....	104
4.3.2. Расчёт внутреннего диаметра гидрочиний.....	106
4.3.3. Расчет параметров гидроаккумулятора.....	107
4.4. Выбор рациональных параметров и проектирование опытного образца гидромеханического предохранительного устройства .....	109
4.5. Разработка комбинированного предохранительного устройства.....	111
4.6. Выводы по главе.....	117
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ.....</b>	<b>118</b>
<b>Список литературы .....</b>	<b>120</b>
<b>Приложение А .....</b>	<b>131</b>
<b>Приложение Б .....</b>	<b>132</b>
<b>Приложение В .....</b>	<b>133</b>
<b>Приложение Г .....</b>	<b>135</b>
<b>Приложение Д.....</b>	<b>138</b>

## Введение

**Актуальность работы.** Особенностью горнодобывающей промышленности является поточность производства. Поэтому выход из строя одного из участков технологических машин приводит к остановке всего производственного процесса. Внеплановый ремонт дробильных агрегатов является причиной остановки всего технологического процесса, что влияет на объём производства. Эта проблема характерна как для горно-обогатительных предприятий, так и для карьеров строительных материалов, где используется процесс дробления. В связи с этим, снижение простоев дробильного оборудования приводит к высокопроизводительной и надёжной работе всего горного предприятия, поэтому является актуальной научной задачей [7].

Одним из основных и имеющих значительную важность процессов горной промышленности является дробление железистых кварцитов в дробильных агрегатах, которые эксплуатируются в тяжелых условиях, ввиду того что дробимая порода обладают высокой крепостью (по шкале Протодяконова составляет 17-18 единиц). Для измельчения породы в карьерах и на обогатительных фабриках применяются конусные дробилки в зависимости от технологии применяются различные стадии дробления: крупного, среднего и мелкого [7,12,20].

В процессе анализа способов защиты горного оборудования от динамических нагрузок и случайных перегрузок, возникающих при попадании негабаритов и недробимых тел [7] в дробилку, выявлена необходимость установки в систему привода самовосстанавливающегося предохранительного устройства с гидроупругими элементами, способного снижать воздействие динамических нагрузок на её узлы. С учётом анализа конструкций установлено, что для привода конусной дробилки подходит гидромеханическое предохранительное устройство с зубчатым дифференциалом, передающее заданные крутящие моменты, способное адаптироваться к режиму работы дробилки путём изменения своих параметров. На данный момент работа привода конусной дробилки с установленным новым гидромеханическим предохранительным устройством не исследована, что не

позволяет изучить все его возможности и является сдерживающим фактором для внедрения в производство в виде зубчатого дифференциала [7]. Это подтверждает, что исследование привода конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством новой конструкции, способным эффективно защитить привод от возникающих в процессе работы динамических нагрузок и перегрузок, является необходимым и актуальным [7].

**Степень научной проработанности темы исследования.** Защита элементов конусных дробилок от попадания не дробимого элемента путём автоматического регулирования разгрузочной щели рассмотрена авторами: Масленников В.А., Лагунова Ю.А., Калянов Е.А., Шаталов В.П., Толстов С.Г., Кочетов Е.В. и другие.

Вопросы защиты металлургического и горного оборудования, от характерных для этого типа производств динамических нагрузок исследовали в своих работах: Артюх В.Г., Большаков В.И., Булавин К.А., Веренев В.В., Кель В.Я., Корнеева Е.Н., Крутик А.В., Нижник А.В., Решетов Д.Н., Сопилкин Г.В., Шишкарёв М.П., Яременко О.В., Мироненко С.В. и другие [7].

**Цель работы:** разработка рациональных параметров гидромеханического предохранительного устройства для привода конусной дробилки с целью повышения эффективности защиты привода от перегрузок.

**Идея работы:** состоит в разработке такой методики расчета параметров гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом, которая позволит рассчитывать и настраивать рациональные параметры гидросистемы устройства под заданные требования в условиях максимальных динамических нагрузках при эксплуатации конусных дробилок.

**Задачи исследования:**

1. Выполнить выбор конструкции на основании анализа существующих предохранительных систем и устройств, с целью использования для защиты привода конусной дробилки от воздействия высоко динамичных и интенсивных пиковых нагрузок, возникающих в процессе дробления материалов.

2. Математически смоделировать нагрузки, действующие на элементы привода дробилки в процессе её эксплуатации.

3. Путём математического моделирования работы гидромеханического предохранительного устройства получить зависимости, которые позволят охарактеризовать работу привода конусной дробилки от параметров гидросистемы устройства с дифференциалом на всех этапах её работы.

4. Создать экспериментальный образец гидромеханического предохранительного устройства и провести комплекс испытаний на работающей дробилке, подтверждающих его работоспособность, а также получить информацию, подтверждающую результаты математического моделирования, на основании исследований, полученных экспериментальным путем.

5. Разработать методику расчета параметров гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом, которая позволит рассчитывать и настраивать рациональные параметры гидросистемы устройства под заданные требования в условиях максимальных динамических нагрузках при эксплуатации конусных дробилок.

#### **Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Созданная математическая модель отражает динамику работы гидромеханического предохранительного устройства в приводе конусной дробилки, отражает: приведенные к валу двигателя конусной дробилки его механические характеристики и позволяет определять параметры работы привода при разных конструктивных и эксплуатационных параметрах предохранительного устройства в условиях воздействия динамических нагрузок.

2. Математическая модель системы привода конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством, позволяющая обеспечить снижение воздействия динамических и ударных нагрузок различной частоты и амплитуды на элементы привода дробилки.

3. Математическая модель работы привода конусной дробилки с предохранительным устройством в режиме воздействия динамических и ударных нагрузок различной частоты и амплитуды, заключающаяся в выявлении влияния

величины начального давления в гидропневмоаккумуляторе гидросистемы предохранительного устройства на величину нагрузок, действующих на привод.

**Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждается статистической информацией, фундаментальными положениями теоретической механики и гидравлики, дифференциального и интегрального исчисления, использованием при расчетах сертифицированных программ, экспериментальных данных, подтверждающих теоретические исследования с применением поверенного измерительного оборудования.

**Научная новизна работы** состоит в разработке математической модели привода конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством защиты привода от воздействия пиковых динамических нагрузок, исследование и обоснование его рациональных параметров.

**Методы исследования.** Нелинейные дифференциальные уравнения математической модели решались численными методами Рунге-Кутты 4-го, 5-го порядка с использованием комплекса MatLab Simulink, точность вычислений которого составляет 0,001 [7]. Экспериментальные исследования изготовленного опытного образца проводились в приводе работающей конусной дробилки. Фиксация и обработка тока электродвигателя проведена на современной цифровой аппаратуре обработки данных, с использованием соответствующего программного обеспечения [7].

**Научное значение работы** состоит в разработке методики позволяющей рассчитать рациональные параметры гидромеханического предохранительного устройства привода конусной дробилки, позволяющей определять его конструктивные параметры, и осуществлять настройку гидросистемы в соответствии с требованиями условий эксплуатации.

#### **Практическое значение работы:**

1. Разработана методика расчета параметров гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом в приводе конусной дробилки, позволяющая определять его

конструктивные параметры и обеспечивать эффективную защиту элементов привода.

2. Разработан, изготовлен и испытан опытный образец конструкции гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом в приводе конусной дробилки, увеличивающий эффективность защиты элементов привода и способный само восстанавливаться после срабатывания в процессе передачи больших крутящих моментов, а также с возможностью регулирования параметров при работе привода дробилки.

3. Изготовленный образец внедрён в работу дробилки КСД-1200 на предприятии ООО «ПромМашКомплект».

4. На разработанную конструкцию предохранительного устройства конусной дробилки, подана заявка и оформлен патент РФ на изобретение № 2792483 23 марта 2023 г.

**Личный вклад автора.** Автор провел теоретические и экспериментальные исследования, математическое моделирование работы конусной дробилки с установленным гидромеханическим предохранительным устройством, разработал методику расчета рациональных параметров начального давления в гидроаккумуляторе и создал новую схема комбинированного гидромеханического предохранительного устройства связанного с механизмом регулирования щели дробилки исключающего остановку дробилки под завалом, способного снижать влияние динамических нагрузок на элементы привода и предохранять привод от перегрузок .

#### **Реализация результатов диссертационной работы.**

Разработанная в процессе диссертационной работы конструкция реализована и приняты к использованию в ООО «ПромМашКомплект», результаты научных и практических исследований используются в учебном процессе СТИ НИТУ «МИС и С» при подготовке студентов.

**Апробация работы.** Материалы научной работы докладывались, обсуждались и были положительно оценены:

Всероссийской научно – практической конференции студентов и аспирантов, Старый Оскол, 2018;

Региональной научно-практической конференции студентов и аспирантов, Старый Оскол, 2018;

XVI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Современные проблемы горно-металлургического комплекса. Наука и производство», Старый Оскол, 2019;

XVII международной научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение – XXI век», Орёл, 2019;

XXVII Международном научном симпозиуме «НЕДЕЛЯ ГОРНЯКА», Москва 2020;

XVII Всероссийской научно-практической конференции студентов и аспирантов «СТИ НИТУ МИС и С», Старый Оскол, 2020;

Первой международной научно-практической конференции «Современные материалы и технологии восстановления и упрочнения деталей промышленного оборудования», Старый Оскол, 2021;

XIX Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Современные проблемы горно-металлургического комплекса. Наука и производство», Старый Оскол, 2023.

**Публикации.** По теме диссертационной работы опубликовано 17 научных работах, из них 3 — в журналах, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ, 1 – в журнале, индексируемом в базе данных Scopus, а также получено 2 патента РФ на изобретение.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа представлена на 138 страницах основного текста и состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка, использованных литературных источников из 108 наименований, 6 приложений, включает 61 рисунок и 5 таблиц.

# Глава 1. Обоснование выбора типа предохранительных устройств для защиты приводов конусных дробилок

## 1.1. Конструкция конусных дробилок, типоразмеры и принцип работы.

Конусные дробилки широко применяют в горнодобывающей промышленности. Например, при производстве рудного концентрата на начальных этапах используются дробилки крупного (ККД), среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления. Поэтому отказы в конусных дробилках влияют на всё производство, так как питание последующих стадий производства рудного концентрата осуществляется продуктом, переработанным дробилками [7].

Подробное описание конструкций и принципа работы конусных дробилок представлено в литературе [39, 53, 57].

Основные узлы конусной дробилки крупного дробления ККД представлены на рисунке 1.1.

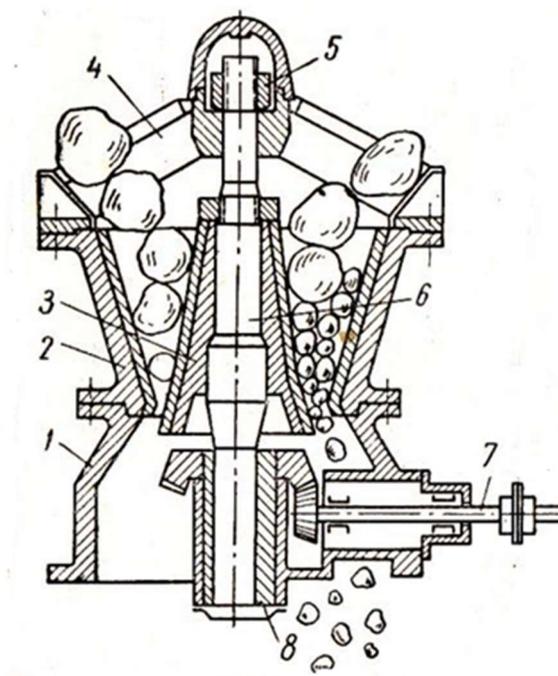


Рисунок 1.1 – Дробилка конусная крупного дробления.

Станина 1 установлена на фундамент. В станину установлен приводной вал 7 передающий вращение от электродвигателя через коническую шестерню на эксцентрик, вал которого опирается на опорный подшипник 8 находящийся в

центре к нижней части станины. На валу 6 находится дробящий конус 3, зафутерованный по наружной рабочей поверхности износостойкой бронёй. Вал дробящего конуса 6 в нижней части проходит сквозь эксцентриковый узел, в верхней части проходит сквозь втулку 5 траверсы 4. Дробящая чаша 2 зафутерованная по внутренней поверхности износостойкой бронёй, закреплена к верхней части станины. Траверса 4 закреплена к верхней части дробящей чаши, в центре траверсы расположена втулка 5, удерживающая вал 6.

Принцип работы дробилки ККД. Электродвигатель через муфту передаёт вращение на приводной вал, который в свою очередь через коническую зубчатую передачу вращает эксцентрик, через масляный клин, образовавшегося в зазоре с внутренней поверхностью эксцентрика и валом вовлекается во вращение дробящий конус. За счёт эксцентриситета расположения конуса в дробилке он совершает вращательно-гирационное движение, приближаясь с одной стороны и удаляясь с противоположной стороны по отношению к чаше дробилки. Материал загружается в верхнее приёмное отверстие по обеим сторонам траверсы. За счет образования между бронями конуса и чаши дробилки зажатия кусков горной породы в камере дробления происходит процесс дробления. В месте приближения дробящего конуса к дробящей чаше происходит сжатие кусков породы, а в противоположной стороне за счёт максимального увеличения зазора происходит разгрузка камеры дробления и куски руды под действием гравитации падают в поддробильную камеру.

Конусные дробилки КСД, представленная на рисунке 1.2, и КМД очень похожи, различаются только углом наклона броней конуса и кольца регулирующего, в остальном имеют одинаковые названия узлов, деталей и идентичный принцип работы.

Конструктивно дробилки КСД и КМД незначительно отличаются от дробилок ККД. В станине 1, установленной на фундамент, смонтирован приводной вал 8, передающий вращение от электродвигателя через коническую шестерню на эксцентрик 9. Дробящий конус 6 опирается на сферический подпятник при этом его вал 2 проходит сквозь эксцентрик 9. Рабочие поверхности дробящего конуса

защищены сменной износостойкой бронёй. На опорной чаше 7 смонтирован сферический подшипник. Кольцо опорное 4 расположено на станине 1 через совмещённые отверстия в корпусе кольца опорного и станины пакетами пружинных амортизаторов 3 кольцо опорное прижато к станине. По внутреннему диаметру кольца опорного выполнена внутренняя резьба, в которую вкручивается кольцо регулирующие 5 имеющее соответствующую наружную резьбу на внешнем диаметре, внутренняя поверхность, кольца регулирующего образует внешнюю часть камеры дробления и защищена сменной износостойкой бронёй.

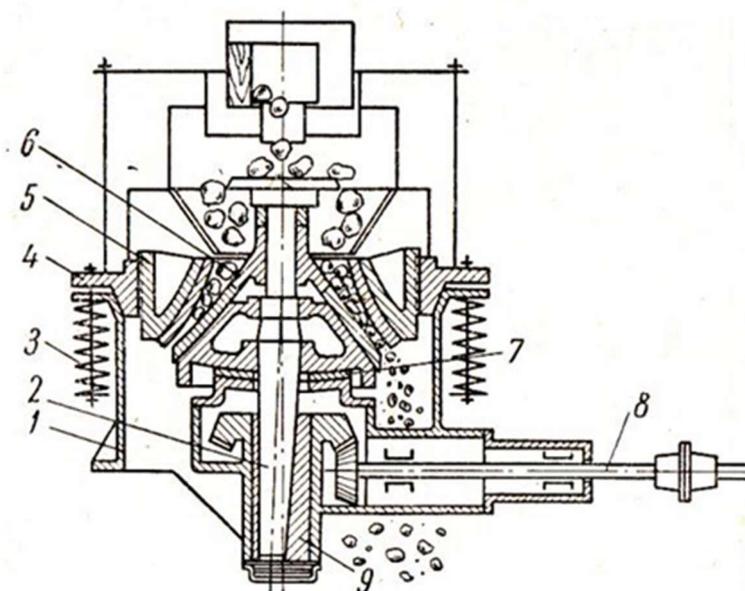


Рисунок 1.2 – Конусная дробилка среднего дробления

Принцип работы дробилок КСД и КМД аналогичен принципу работы дробилок ККД.

## 1.2. Анализ причин отказов элементов конусных дробилок.

С целью выявления основных типов отказов элементов конусных дробилок и формулировки причин, которые приводят к выходу из строя оборудования, были собраны и изучены материалы по статистике отказов работы дробилок на АО

«Стойленский ГОК», а также неисправности дробилок щебня на предприятиях региона.

Сбор и анализ статистических данных позволил выявить типичные отказы оборудования, приводящие к длительным простоям [20]:

- разрушения броней конуса и чаши дробилки;
- излом шейки конуса;
- излом вала конической шестерни;
- разрушения баббитовой поверхности эксцентрика;
- поломка зубьев конической шестерни;
- трещины и разрушения в траверзе;
- разрушение подшипников скольжения;
- выход из строя двигателя;
- разрушение втулочно-пальцевой муфты привода.

С целью определения причин отказов и разработки мероприятий по своевременному предотвращению выявленных причин, был проведен подробный анализ каждого типа отказа [7,12].

#### **Разрушения броней конуса и чаши дробилки.**

Целесообразно выделить три вида разрушения броней:

- 1) Износ поверхности футеровочных броней конусных дробилок;
- 2) Трещины в броне;
- 3) Вмятины на бронях конусных дробилок от не дробимых тел.

В рассматриваемых дробилках материал разрушается в камере дробления, образованной бронями дробящего конуса и неподвижной чаши. Материал дробится в результате действия сжимающих, истирающих и изгибающих нагрузок, причем последние достигают значительной величины благодаря круговой поверхности камеры дробления. Во время процесса дробления горной породы рабочие поверхности элементов дробилки подвержены значительным нагрузкам, приводящим преимущественно к наклепу (упрочнению поверхностного слоя), интенсивному абразивному износу, и выкрашиванию [7,60,79,80, 92, 105].

Немаловажным является тот факт, что появление положительного эффекта от упрочнения поверхностного слоя характерно только при размоле таких материалов, твердость которых ниже твердости упрочненного слоя [20,79,80].

Выкрашивание поверхностного слоя под воздействием ударно-абразивного изнашивания может привести к сквозному износу, как показано на рисунке 1.3.



а)

б)

а) критический износ футеровки чаши среднего дробления в нижней части;

б) сквозной износ футеровочного кольца чаши мелкого дробления

Рисунок 1.3 – Виды износа броней

Важной причиной ограничения технологических параметров эксцентриковых дробилок является их высокая чувствительность к неравномерности загрузки исходным материалом, как по массе, так и по гранулометрическому составу. В таких условиях дробилка работает неравномерно с пиковыми напряжениями в деталях и узлах привода, а износ броней носит волнообразный характер, в местные выработки которых проваливаются крупные куски руды. Во избежание этого на ряде фабрик осуществляют механическую обработку броней (один-два раза за срок их службы), удорожающую эксплуатацию дробилок, но обеспечивающую рентабельность благодаря повышению производительности [7,59,79,80].

Появление трещин в бронях, зачастую, не позволяло дорабатывать им положенный ресурс. Например, в таблице 1.1 представлены данные наработки броней дробилки ККД 1500/180, установленных на ОАО «Стойленский ГОК», на дробилке №1[7].

Из таблицы видно, что кроме плановых замен брони за период 1,5 года были 3 внеплановые замены брони конуса по причине возникновения в ней трещин и один внеплановый ремонт дробилки по причине поломки шейки конуса.

Таблица 1.1 – Нарботка броней дробилки №1 (в часах) до замены

Нарботка брони конуса, час.	Примечания
2655,5	
1438,672	трещина брони
2197,149	
2334,283	
2282,812	
2342,516	
2250,387	
1900,976	трещина брони
1293,829	трещина брони
955,771	сломана шейка конуса
1779,727	
880,231	
1975,365	

Трещины, возникающие в условия работы футеровок конусов на дробилках, работающих в условиях АО «Стойленский ГОК» делятся на два вида: вертикальные и горизонтальные, характерные примеры которых представлены на рисунке 1.4.

В результате подробного анализа условий работы футеровок был сформулирован вывод о том, что возникновение вертикальных трещин происходит в результате прохождения через рабочую камеру дробилки не дробимых тел. Процесс возникновения горизонтальных трещин целесообразно классифицировать на два типа: нарушение технологии сборки футеровки и базовой детали дробилки;

разрушение поверхности футеровки не дробимым материалом, формирующим царапины и сколы, что в свою очередь приводит к снижению прочности и последующему разрушению футеровки.



а)

б)

Рисунок 1.4 – Трещины в броне конуса: а) вертикальная; б) горизонтальная

В последние годы получили распространение дробилки с гидравлическим регулированием разгрузочной щели, что позволяет упростить настройку размера продукта на выходе (фракции), а также использовать гидравлику в качестве предохранителя (компенсатора) перегрузок, возникающих при попадании в рабочую полость трудно дробимого (не дробимого) продукта [7,39]. При попадании не дробимого тела, нагрузка увеличивается до тех пор, пока гидравлический механизм, регулирующий размер разгрузочной щели, не опустит дробящий конус, увеличивая разгрузочную щель до тех пор, пока не дробимое тело не выпадет из зоны дробления. За это время двигатель, трансмиссия и основные элементы дробилки испытывают значительные перегрузки, так как избавление от не дробимого тела происходит при работающем двигателе. За счет нарастающего давления между бронями дробилки и не дробимым телом, до его выхода из разгрузочной щели создаются вмятины на поверхностях броней, показанные на рисунке 1.5.

Наличие дефектов на поверхностях футеровки в виде вмятин от не дробимых тел способствуют интенсивному износу и зачастую является основной причиной формирования трещин [7,20].

### **Изломы шейки конуса и вала конической шестерни.**

Разрушения такого типа связаны с потерей прочности валов при кручении. В свою очередь, потеря прочности делится на два типа: потеря статической прочности и потеря сопротивления усталости [80, 106].



Рисунок 1.5 – Вмятины от не дробимого тела

Исчерпание запаса статической прочности происходит в следствие попадания не дробимого материала в рабочую зону дробилки. В свою очередь, крутящие моменты, оказывающие воздействие на валы конусной дробилки, могут достичь критических крутящих моментов, а в некоторых случаях и превысить их [7,46].

Потеря сопротивления усталости возникает по причине длительного воздействия интенсивных динамических нагрузок, вплоть до ударных [7,12]. В этом случае предотвращают внезапные отказы своевременной плановой заменой элементов.

Но в случае внезапного излома шейки конуса, показанного на рисунке 1.6, конус не доработал до плановой замены.



Рисунок 1.6 – Излом шейки конуса.

Химический анализ материала в месте излома показал, что качество материала соответствует требованиям. Причиной отказа признали повышенную интенсивность динамических нагрузок и кратковременные ударные перегрузки, которые привели к потере сопротивления усталости раньше планируемого срока.

#### **Разрушения баббитовой поверхности эксцентрика.**

Тип отказов в виде разрушения баббитовой поверхности эксцентрика, показанный на рисунке 1.7, преимущественно возникает в условиях значительного увеличения температуры смазки в узле и разрушения масляной пленки из зоны контакта путем выдавливания [7,89].



Рисунок 1.7 – Разрушенный слой эксцентрика.

Активное разрушение баббитовой поверхности происходит в следствие контакта поверхностных слоев баббита и стали, за счет схватывания (адгезии).

Как правило, такие явления возникают в следствие перегрузки или серии значительных динамических нагрузок, зачастую связанных с попаданием в зону дробления не дробимых тел [7,40].

### **Разрушение зубьев конической шестерни.**

На зубья шестерен конической передачи в процессе работы действуют силы от передаваемого крутящего момента и силы трения. Напряжения каждого зуба колеса изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу [7,44, 89]. Усталостное разрушение и выкрашивание зубьев колес конической передачи происходит в следствие повторяющегося циклического знакопеременного воздействия. Силы трения являются причиной изнашивания рабочих поверхностей зубьев и их заедания. Разрушение и излом зубьев передачи, представленный на рисунке 1.8, преимущественно происходит в следствие возникновения повторяющегося циклического знакопеременного воздействия напряжений изгиба, что приводит к потере сопротивления усталости, и последующей перегрузки.



Рисунок 1.8 – Излом зубьев шестерни.

### **Трещины и разрушения траверзы.**

Отказы траверзы, представленные на рисунке 1.9, происходят в следствие следующих причин:

- 1) нахождение крупных кусков породы в верхней зоне камеры дробления, что приводит к перегрузке ребер траверзы в непредназначенной для дробления зоне;
- 2) абразивное изнашивание наружных поверхностей траверзы в следствие попадания в пространство между валом конуса, гайкой крепления броней конуса и нижней частью прилива верхнего подвеса в траверзе частиц рудной массы и пыли при загрузке породы в дробилку [7].



а)

б)

а) излом траверзы; б) износ наружной поверхности траверзы

Рисунок 1.9 – Разрушения траверзы

Отказ первого типа стремятся предупредить, контролируя крупность кусков дробимого материала, загружаемых в дробилку [20].

#### **Разрушение подшипников скольжения.**

Одной из основных причин, по которой выходят из строя подшипники скольжения конусных дробилок является перегрев. Стоит отметить, что в результате воздействия знакопеременных нагрузок, происходит прижатие вала к поверхности вкладыша с выдавливанием масляного клина и трением без смазки,

из-за чего в свою очередь происходит повышенный износ с термическим прожогом рабочей поверхности и является причиной простоя для замены вкладыша [104].

### **Выход двигателя из строя.**

Продолжительная передача моментных динамических нагрузок от дробилки приводит через соединительную муфту на электродвигатель приводит к его выходу из строя. Перегрузки такого характера возникают по причине прохождения не дробимого материала через зону дробления. Преимущественно, избежать этого отказа стремятся путём установки более мощного двигателя, что не отвечает современным требованиям энергосбережения.

### **Разрушение предохранительного элемента втулочно-пальцевой муфты привода.**

Одним из распространенных способов защиты приводов от перегрузок применяют предохранительные муфты со срезными элементами, которые способны передавать высокие крутящие моменты. Основным недостатком такого типа муфт является необходимость восстановления после срабатывания [16]. Разрушение элемента муфты обычно происходит в момент долговременной передачи моментных нагрузок от дробилки, защищая при этом привод. Но иногда происходят так называемые «ложные» срабатывания, происходящие вследствие ударной нагрузки высокой интенсивности, происходящей, чаще всего, в момент загрузки материала в зону дробления, или в результате потери усталостной прочности срезных элементов.

На основании выполненных исследований разработана классификационная схема отказов элементов дробилки, представленная на рисунке 1.10, где штрих-пунктирной линией показаны прогнозируемые отказы, сплошной – слабо прогнозируемые отказы, а штриховой – внезапные отказы [7].

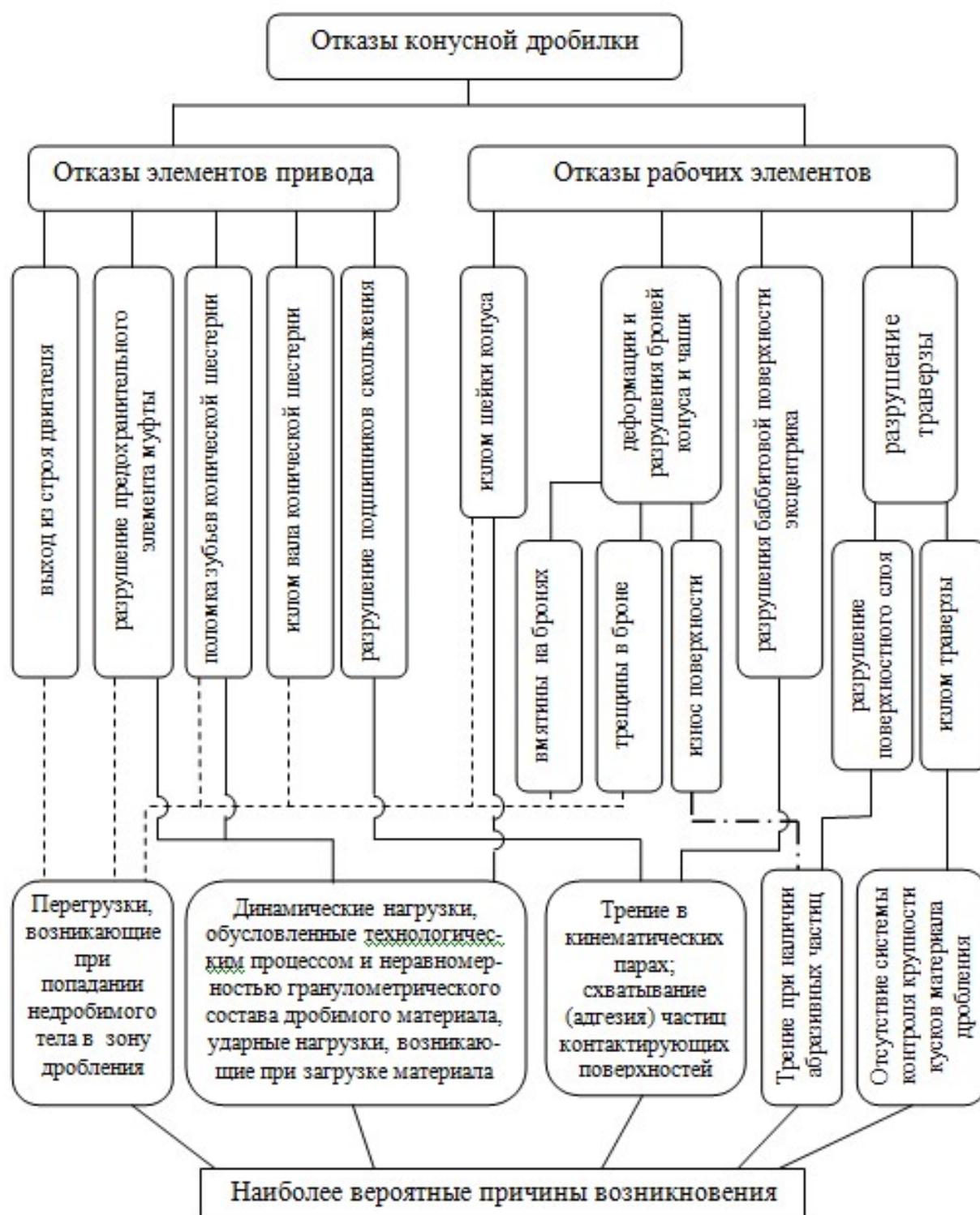


Рисунок 1.10 – Схема отказов элементов конусных дробилок и причин их возникновения

В результате анализа разрушений элементов конусной дробилки определены три типа отказов от степени их прогнозируемости [7,8,12]:

- прогнозируемые отказы (износ футеровки броней) происходят с одинаковой периодичностью при условии постоянства качества поставляемых броней, предупреждаются своевременной заменой во время плановых ремонтов оборудования;

- слабо прогнозируемые отказы происходят вследствие потери усталостной прочности под действием динамических нагрузок, предупредить которые можно периодическим контролем состояния элементов дробилки, а также снижением амплитуды динамических нагрузок;

- внезапные отказы возникают либо при перегрузках, причиной которых чаще всего становится попадание не дробимого материала в зону дробления, либо при ударных нагрузках, чаще всего возникающих в момент загрузки дробимого материала [7].

### **1.3. Обзор способов снижения отказов элементов конусных дробилок**

Появление первого типа отказов предотвращается только своевременной заменой броней, так как их износ обусловлен технологическим процессом дробления. Увеличение межремонтного интервала конусных дробилок, за счет повышения качества отливки броней, разработки новых форм геометрии броней и новых износостойких материалов, обеспечивающих продолжительное время работы и сопротивление износу, является одной из приоритетных задач [7,11, 85, 104].

Футеровочные брони конусных дробилок больше всего подвергаются износу из-за постоянного контакта с абразивной породой и имеют наименьший ресурс по сравнению с другими узлами [13].

В процессе эксплуатации деталей в механизмах и агрегатах происходит их изнашивание, что определяет срок службы всего узла.

Среди видов износа различают износ скольжения и износ качения, каждый при жидком, газообразном или твердом промежуточном веществе. При

воздействии часто повторяющихся ударов наблюдается износ от перенаклепа. Разные виды износа часто протекают одновременно.

Из двенадцати разновидностей изнашивания, наибольший интерес представляют абразивное, ударно-абразивное и гидроабразивное изнашивания, возникающие при эксплуатации технологического оборудования для дробления и размола железосодержащих руд, являющимися основополагающими в технологии производства железорудных окатышей и брикетов [13,39].

Обычно оценка материала производится на основании некоторых его свойств, связанных с устойчивостью против истирания [95]. Такими свойствами в первую очередь являются, несомненно, твердость и способность материала к наклёпываемости. С этой точки зрения изучение износа материалов от трения, при наличии абразивных частиц между трущимися поверхностями и вопросов обрабатываемости и стойкости инструмента при резании, также способствуют пониманию физической природы изнашивания.

Кроме скорости взаимного перемещения контактирующих сред, удельной нагрузки и грануляции частиц породы или руды необходимо учитывать пульсирующий или ударный характер изменения прилагаемой нагрузки, т.е. учитывать влияние динамических факторов [7].

Крагельский И.В. различает изнашивание при упругом контакте, при пластическом оттеснении и при микрорезании, и считает критерием перехода от пластического оттеснения к скалыванию отношение глубины внедрения  $h$  к радиусу контактирующего выступа  $R$  [64]. Значение  $\frac{h}{R} \leq 0,3$  соответствует оттеснению, при большем значении происходит скалывание. П.Н. Львов [69] дополняет теорию Крагельского И.В. гипотезой, что при царапании происходит «выламывание» хрупких составляющих из пластической основы.

Кашеев В.Н. установил, что у некоторых материалов при взаимодействии с потоком абразивных материалов происходит наклеп, образующий в поверхностном слое износостойкие структуры в результате специфических фазовых превращений [56].

Экспериментально установлено, что чем меньше различаются твердость абразивных частиц и металла, тем ниже интенсивность изнашивания. Однако, механический наклеп металлов и сплавов не повышает сопротивление абразивному изнашиванию. Это объясняется тем, что в самом механизме абразивного изнашивания происходит предварительно возможный наклеп, предшествующий разрушению.

Обобщая теоретические и экспериментальные исследования, М.М. Тененбаум, пришел к выводу, что изнашивание происходит путем среза, отрыва, усталостного разрушения при фрикционных контактах в упругой области при многократном передеформировании [91].

Экспериментально установлено, что высокое сопротивление истиранию получается у материала, обладающего высокой способностью к наклёпываемости. Эта зависимость была доказана экспериментально Р. Гадфильдом для аустенитной марганцовистой стали, которая, как хорошо известно, считается наиболее пригодным материалом для рабочих деталей камнедробилок, рельсовых крестовин и аналогичных конструкций [13,81].

При абразивном изнашивании с возможностью возникновения микрорезания доминирующими параметрами вероятнее всего будут способности материала к упрочняемости и высокие прочностные характеристики.

Можно считать установленным, что при взаимодействии абразивных частиц, обладающих твердостью, превосходящей твердость материала технологического оборудования, происходит процесс микрорезания, интенсивность которого пропорциональна твердости и пределу прочности материала оборудования.

Отказы, возникающие вследствие интенсивного износа броней, стимулировали проведение исследований по изучению процессов изнашивания, установления их зависимостей от новых комплексов физико-механических свойств материалов и поиск наиболее эффективных мер повышения межремонтных сроков эксплуатации, включая конструктивные изменения, изменяющие кинематические и динамические параметры дробления и помола [13].

Недостаток формы броней известных дробилок заключается в том, что контакт рабочих поверхностей дробильной камеры с материалом носит линейный характер, вместо точечного, который является наиболее оптимальным для снижения энергозатрат на измельчение материала и повышения производительности. Кроме того, при дроблении преобладают усилия раздавливания материала, а это способствует спрессовыванию материала в дробящем пространстве и вызывает активный абразивный износ броней [13].

Возникла идея разработать такой профиль брони, чтобы в процессе помола руды увеличилась интенсивность ударных процессов, приводящих к наклёпу материала броней, и снижалась интенсивность процессов микрорезания. Для того, чтобы брони испытывали больше ударных воздействий, приводящих к наклёпу и упрочнению броней, необходимо создать в камере дробления зоны сжатия-разрушения.

Задача решается тем, что на внутренней поверхности дробильной чаши в кольцевых поясах равномерно по окружности установлены брони, выполненные с разницей толщины противоположных боковых сторон и образующие при установке в кольцевой пояс выступы с примыкающими бронями, при этом отношение толщины противоположных боковых сторон броней увеличивается от нижних кольцевых поясов к верхним [9].

Отношение толщины противоположных боковых сторон броней составляет  $b_2/b_1=1.6 - 1.75$  [9,13] (стороны  $b_1$  и  $b_2$  показаны на рисунке 1.11).

Выявление технического эффекта возможно при рассмотрении двух случаев: действие силы по нормали к руде и касательно руды. В случае, когда действие силы расположено по нормали к руде, разрушение породы происходит от удара и давления конуса, которое создается от вращательно-поступательного (гирационного) движения в момент работы дробилки. В случае, когда действие силы расположено по касательной к руде, основная работа затрачивается на деформирование поверхностного слоя. Таким образом, происходит проскальзывание кусков материала между рабочими элементами конусной дробилки, при этом эффект разрушения отсутствует [9].

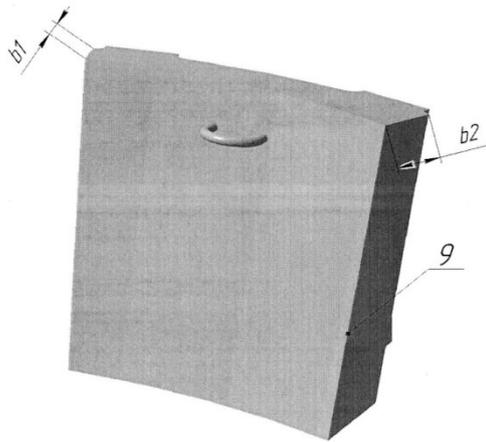


Рисунок 1.11 – Броня конусной дробилки по патенту РФ №2744272.

Дробление материала осуществляется путем сближения рабочих поверхностей конуса и чаши дробилки. При опускании вниз и разгрузке дробильной камеры от дробленного материала, происходит удаление материала, который по размерам меньше ширины разгрузочной щели [9]. Таким образом, куски породы с пограничными размерами, которые при проскальзывании получили поверхностную деформацию, оказывают влияние на процесс дробления. Влияние на процесс дробления осуществляется за счет заполнения камеры дробления и путем сдерживания от прохода измельченного материала над породой с пограничными размерами. Транспортирование руды в дробилке осуществляется путем давления поступающего материала и выгрузки дробленого материала из разгрузочной щели. Производительность дробилки определяется скоростью прохождения и проходимого объема рудного материала через зону дробления. Таким образом, основываясь на вышеизложенном и учитывая наблюдения за процессом эксплуатации при дроблении рудной массы, было установлено, что конструктивные параметры камеры дробления значительно оказывают влияние на протекание процесса. Такое утверждение связано с тем, что в процессе дробления в рабочей зоне должны соблюдаться следующие условия: транспортировка рудной массы к разгрузочному отверстию и обеспечение отсутствия проскальзывания кусков породы пограничных размеров. Предлагаемое изменение камеры дробления путем образования граней, в виде выступов на рабочей поверхности дробильной

чаши для зон сжатия - разрушения позволит обеспечить увеличение производительности за счет дополнительного зажатия в зоне дробления материала и тем самым увеличит скорость разгрузки материала из дробильной камеры.

В зависимости от свойств дробимого материала, количество зон сжатия и разрушения на одном поясе и остальных поясах может меняться. Оптимальное количество подбирается опытным путем в зависимости от свойств материала и его класса крупности при поступлении в дробилку.

Согласно проведенным исследованиям установлено, что оптимальным количеством выступов для образования зон сжатия-растяжения является четыре, расположенных равномерно по окружности кольцевого пояса брони.

Для наиболее эффективного использования данных зон в нашем примере выполнения изобретения брони с разницей толщины боковых сторон и образованием выступов с гранями расположены на втором и третьем кольцевых поясах чаши камеры дробления. Это обусловлено тем, что основная зона разрушения породы приходится эти кольцевые пояса броней дробилки.

Данная конструкция позволяет увеличить интенсивность разрушения породы, повысить стойкость броней и производительность дробилки [13].

Применение броней с углом подъема является одной из задач, позволяющих сократить затраты на эксплуатацию оборудования [9]. Разная степень износа броней за период одного цикла эксплуатации привела к тому, что многие предприятия стали производить промежуточную замену футеровки [9]. Промежуточная замена заключается в демонтаже и монтаже футеровки нижнего кольца чаши. Количество промежуточных замен по соотношению к полной замене футеровки находится в соотношении 3/1. Стыковка нижнего кольца с установленными новыми бронями со старыми изношенными бронями на среднем кольце приводит к образованию ступеней ввиду разности диаметров колец. Формирование такого элемента в рабочей зоне дробилки позволяет задерживать куски пограничных размеров в камере дробления. Решение этой проблемы эффективно можно решить за счет формирования зон сжатия и разрушения. Таким

образом, создавая ударно-волновую нагрузку между бронями и дробимым материалом, тем самым создаем наклёп, упрочняя рабочую поверхность.

Предотвращение большинства отказов второго и третьего типа достигается путём защиты элементов дробилки от внезапных перегрузок и динамических нагрузок предохранительными устройствами с упругими элементами, снижающими амплитуду динамических нагрузок в процессе загрузки материала и дробления, а также размыкающими связь привода с дробящим конусом при перегрузках [10, 11, 12, 13]. Упругие элементы, защищающие от динамических нагрузок, часто устанавливаются в предохранительной муфте, но податливость таких элементов невысокая, а также нет возможности её регулировать [13].

Защита конусных дробилок от перегрузок, связанных с попаданием не дробимых элементов (элементы металлоконструкций, зуб ковша экскаватора и пр.) в зону дробления, является устройством регулирования щели между дробящей чашей и конусом дробилки является перспективным направлением [58].

Например, в дробилке предусмотрена разгрузка дробящего пространства гидродомкратами при заклинивании его не дробимым телом и при запрессовке рудой (рисунок 1.12).

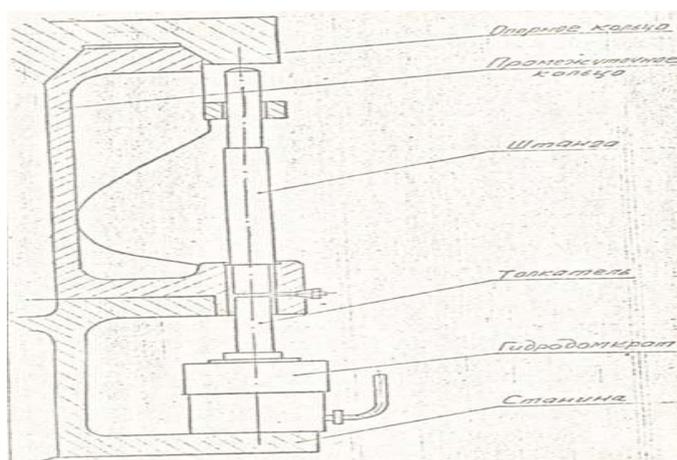


Рисунок 1.12 – Устройство по разгрузке регулируемой щели

В случае попадания в дробилку не дробимого тела опорное кольцо в месте зажатия этого тела необходимо поднять на 10 ... 20 мм. Для этого на участке, где произошло заклинивание, подать давление в 5 гидродомкратов (в зависимости от

места попадания не дробимого тела) от насосной установки. Необходимо открыть краны этих домкратов, соответствующий напорный кран на насосной установке и включить насос. Предохранительный клапан на насосной станции должен быть настроен на 40 МПа.

При необходимости удержать опорное кольцо в поднятом положении нужно закрыть напорный кран на насосной установке, после чего закрыть краны на домкратах и выключить насос.

Опускание опорного кольца производится открыванием кранов домкратов, находящихся под нагрузкой, а затем плавным открыванием сливного крана на насосной установке. Насосная установка при этом должна быть выключена.

Следует отметить, что обратная последовательность открывания кранов категорически запрещается.

В случае необходимости разгрузки дробящего пространства от запрессованной руды опорное кольцо поднять всеми домкратами. Последовательность открывания кранов такая же, как при разгрузке от не дробимых тел.

Перед каждым подъемом опорного кольца из системы следует выпустить воздух. Эксплуатацию насосной установки производить в соответствии с инструкцией завода-изготовителя.

На данный момент, существует большое количество конструктивных решений по регулированию разгрузочной щели и освобождению от не дробимого материала. Однако, в процессе освобождения зоны дробления от не дробимого материала путём увеличения разгрузочной щели, привод продолжает работать, резко увеличивая давление на брони. Следствием такого процесса, являются деформации рабочих поверхностей брони.

Анализ предохранительных муфт выявил, что в случае аварийного срабатывания механических муфт, передающих высокие крутящие моменты, требуются высокие трудозатраты на восстановление. В свою очередь процесс восстановления приводит к продолжительным простоям оборудования [14, 82]. К

таким муфтам относятся фланцевые муфты со срезными элементами, часто используемые на данный момент в приводах конусных дробилок.

Для защиты узлов дробилок Sandvik CH-880, CH-890, CH895 применяется муфта ограничения крутящего момента Safeset, показанная на рисунке 1.13.

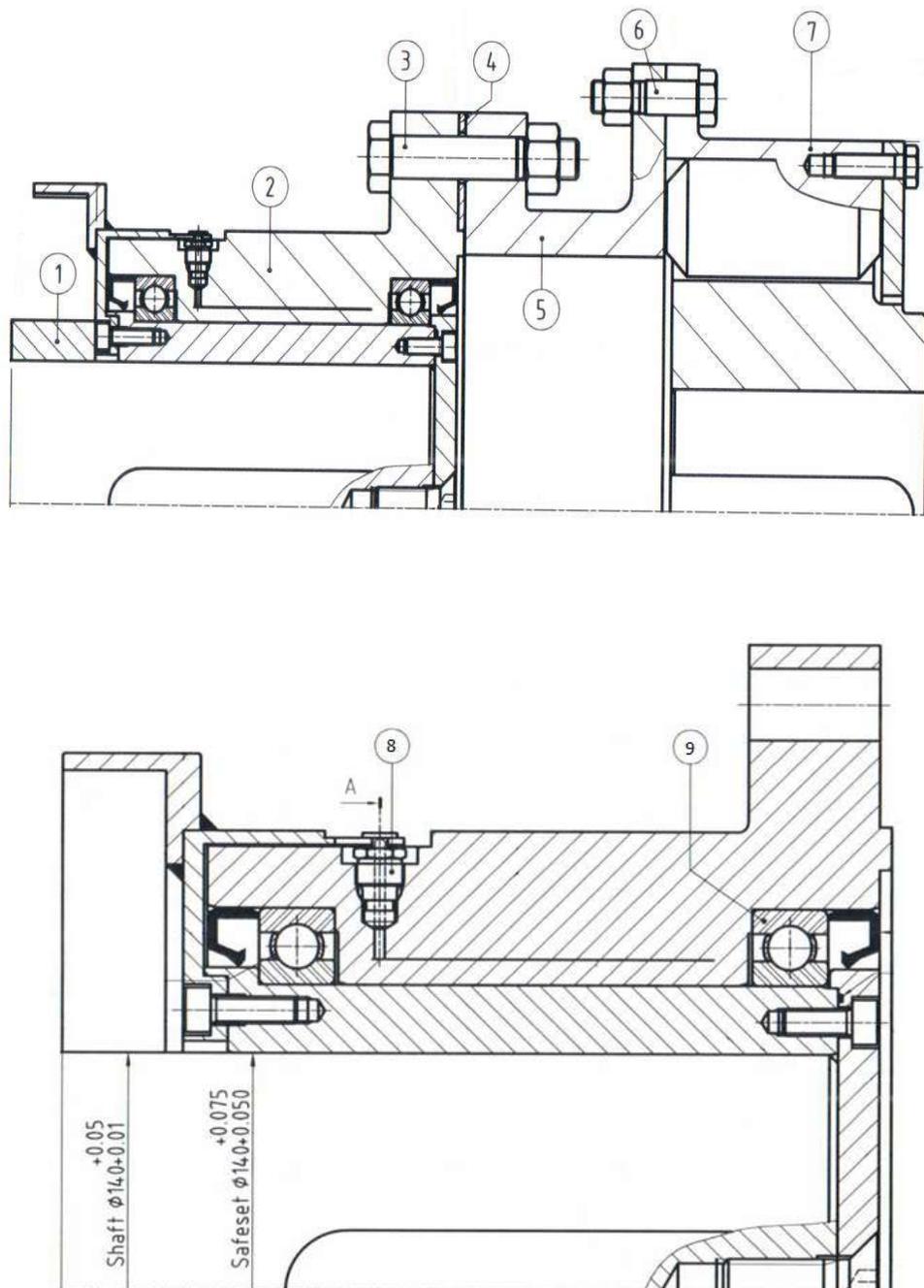


Рисунок 1.13 – Муфта Safeset

Она состоит из внешней детали 2 и внутренней монтажной втулки 1. Внешняя деталь соединяется служит для соединения с полумуфтой 7 электродвигателя посредством промежуточного кольца 5, в полумуфте 7

установлены эластичные элементы, через которые она соединена с втулкой установленной на вал электродвигателя. Внутренняя монтажная втулка 1 установлена на приводной вал дробилки во внешней детали 2 выполнена кольцевая полость [107]. Между внешней и внутренней деталью установлены два подшипника 9. Сцепление внешней и внутренней детали и достигается путем закачивания смазки под высоким давлением во внутреннюю кольцевую канавку внешней детали за счет чего внешнюю деталь вжимает во внутреннюю монтажную втулку таким образом, что обе детали действуют как одна жесткая муфта. Отверстие для подачи давления перекрывается срезными трубками 1 и имеющими в верхней (срезной) части обратный клапан, удерживающий давление в муфте.

Как описано выше, муфта ограничения крутящего момента Safeset включает в себя гидравлическую систему настройки крутящего момента. Путем регулировки гидравлического давления можно установить требуемый уровень момента расцепления.

При превышении предварительно установленного значения крутящего момента муфта Safeset соскальзывает, и сдвижное кольцо срезает верхушки срезных трубок, сбрасывая давление масла в муфте и свободно пропуская масло на вал.

Из-за своей конструкции муфта Safeset имеет ограниченную возможность нагрузки других типов, такие как нагрузка изгибающего момента и радиальная нагрузка. Поэтому муфта Safeset не может воспринимать неисправности центрирования. Муфта Safeset, используется в дробилке Sandvik, устанавливается вместе с эластичной муфтой, которая может воспринимать эти неисправности.

К недостаткам такой конструкции можно отнести необходимость проведения ремонтных работ по восстановлению муфты и высокие требования к центровке соосности валов.

Такое сочетание не должно приводить к силам противодействия, таким как нагрузки или изгибающий момент в муфте Safeset.

Опыт использования предохранительных муфт Safeset в приводах конусных дробилок Sandvik CH-880, CH-890, CH895 на Стойленском ГОКе показывает, что

при интенсивных кратковременных ударных нагрузках происходят ложные срабатывания таких муфт, что приводит к недопустимому простоему оборудования.

В конусных дробилках российского производства основным решением для передачи крутящего момента от электродвигателя на приводной вал дробилки используются два варианта: 1) муфта с упругими лепестками, которые также выполняют функцию предохранительного устройства и разрушаются в момент заклинивания дробилки; 2) дисковые упругие полужёсткие муфты. Данный выбор обусловлен необходимостью компенсации угловых смещений приводного вала и вала электродвигателя, а также частичной компенсации динамических нагрузок происходящих при дроблении материалов высокой прочности [1]. В большинстве случаев данное исполнение является не очень эффективным так как его необходимо каждый раз восстанавливать в процессе срабатывания, что опять же приводит к трудозатратам и простоям, а также существует опасность, что упругая муфта войдёт в резонансный режим и сама станет источником повышенных крутильных колебаний, разрушая элементы привода.

В конструкциях дробилок среднего и мелкого дробления импортного производства используются высокотехнологичные решения с индивидуальными конструкции комбинированных муфт, одно из таких решений муфта предельного момента Safeset [3] фирмы «Voith» для дробилки Sandvik CH -890/895. Для компенсации угловых отклонений валов на муфте со стороны электродвигателя установлена упругая муфта с эластичными роликами, показанная на рисунке 1.14, а на приводном валу установлена муфта предельного момента (рисунок 1.13), представляющая собой полумуфту имеющую внутреннюю полость для закачивания смазки насосом создающим высокое давление за счёт чего, происходит деформация внутренней поверхности полумуфты и тем самым осуществляется её жесткое прижатие к валу и внешней части муфты, обеспечивающие передачу крутящего момента. В момент перегрузки происходит смещение внешней оболочки муфты и обламывается верхняя часть срезных трубок в следствии чего происходит сброс давления в муфте, внешняя оболочка муфты продолжает вращение за счёт подшипниковых узлов при этом она не передаёт

крутящий момент приводному валу дробилки. Недостатком данного решения является высокая стоимость и необходимость восстановления после срабатывания.

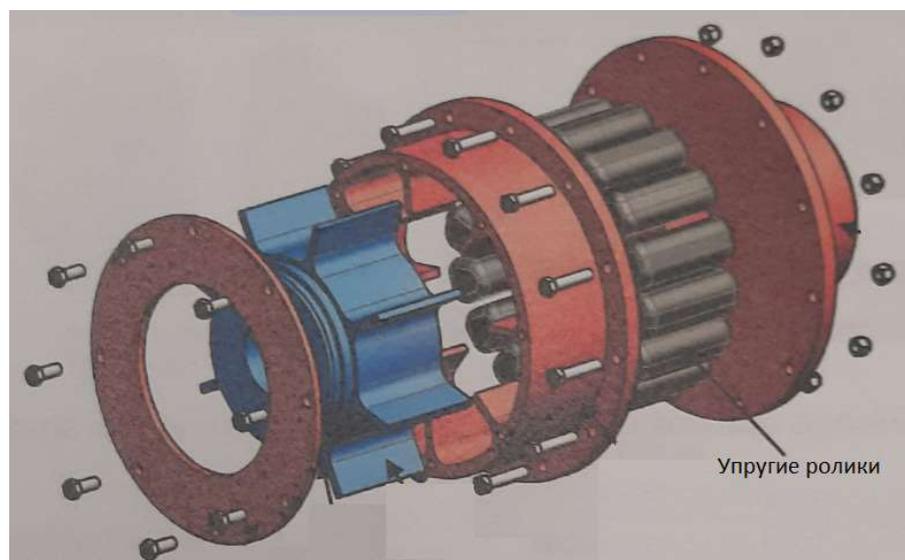


Рисунок 1.14 – Упругая муфта с эластичными роликами

При использовании в дробилке электродвигателей постоянного тока с прямым приводом, применяемых, в динамичных условиях эксплуатации частые разгоны и остановки не защищают электромашину от действия динамических моментов, возникающих при дроблении материала, так же необходимо отметить, что от воздействия перегрузок в случае применения большой единичной мощности электродвигателя необходима защита элементов дробилки от воздействия привода, так как будут происходить разрушения зубчатых передач, валов и других деталей дробилки от нагрузок, превышающих предельные, передаваемых со стороны двигателя.

Особый интерес представляют предложения известных мировых производителей «Voith» и «Flender» – постоянно заполненные гидродинамические муфты (турбомуфты), основанные на принципе Феттингера способные одновременно решать комплекс задач: ненагруженный пуск двигателя и его разгон; плавность при ускорении самых тяжелых масс; ограничение крутящего момента при запуске; возможность применения недорогих электродвигателей с короткозамкнутым ротором; отсутствует необходимость в модификации

двигателя; эффективное демпфирование ударных нагрузок; защита от перегрузки двигателя и рабочей машины; выравнивание нагрузки на многодвигательных приводах.

Ведущая и ведомая полумуфты турбомуфты не имеют механического соединения друг с другом [108]. Момент от ведущей к ведомой полумуфте передается посредством масла низкой вязкости, вращающего муфту за счет жидкостного трения и проходящего по радиальным лопастям, поэтому при передаче момента происходит механический износ значительно меньший, чем в механических передачах.

У турбомуфты FLUDEX фирмы «Flender», представленной на рисунке 1.15, имеется вал, к которому крепится рабочее колесо 2, они расположены в корпусе, который содержит крышку 3 и кожух рабочего колеса 4 [108].

В их соединении установлена уплотнительная прокладка, а фланец прикручен болтами. Опорой 1 внешнего корпуса является подшипник с уплотнениями валов.

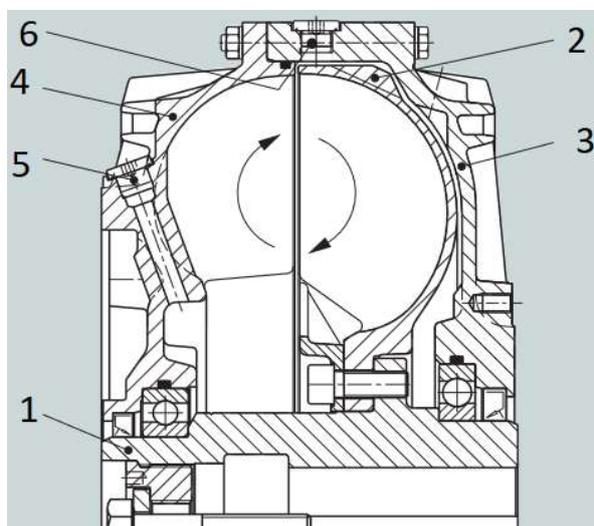


Рисунок 1.15 – Турбомуфта

В турбомуфте встроен перепускной клапан, имеются специальные заливные каналы с пробками 5 для защиты от повышенной температуры использованы плавкие предохранители в виде пробок 6 установленные на корпусе турбомуфты.

Выполняя функцию сливных пробок плавкие предохранители дополнительно могут быть использованы как указатели уровня [108].

В дополнительных опциях реализована «камера замедления заполнения» которая уменьшает объём рабочей жидкости в момент запуска и тем самым позволяет запуститься двигателю в ненагруженном состоянии. После разгона двигателя рабочая жидкость поступает в рабочий контур из камеры замедления, так реализуется плавное ускорение рабочего механизма. В случаях необходимости обеспечения безопасности использованием воды в качестве рабочей жидкости. Турбомуфты не могут компенсировать смещение валов в связи с чем они часто комплектуются дополнительной муфтой способной компенсировать такие отклонения.

Для защиты от перегрева используются плавкие предохранители, контроль температуры осуществляется бесконтактным -термическим устройством, передающим сигнал на отключение привода или механическим –термическим устройством у которого при достижении температуры срабатывания активируется стержень, воздействующий на выключатель.

От повышенных крутящих моментов происходит проскальзывание муфты FLUDEX, в связи с чем крутящие моменты с частотой  $>5$  Гц сглаживаются муфтой полностью без передачи. [108]. Исследования динамики работы дробилки показали, что привод в процессе дробления испытывает динамические загрузки с частотой порядка  $0,25 - 1$  Гц. То есть турбомуфта не сможет поглощать динамические нагрузки такой частоты. Кроме того, энергия колебаний даже частично не возвращается в систему, как это происходит в упругих муфтах, а тратится на нагрев рабочей жидкости. Поэтому, из-за достаточно низкой частоты и высокой амплитуды динамических нагрузок, возникающих в процессе дробления рудного материала в дробилке, компенсация данной энергии происходит в рабочем органе турбомуфты и будет вызывать нагрев рабочей жидкости. При длительных динамических нагрузках работая в режиме проскальзывания FLUDEX, рабочая смазка и корпус турбомуфты перегреются [108].

Именно температура является характеристикой, ограничивающей рабочие параметры турбомуфты и в случае перегрева, происходит срабатывание плавких предохранителей и выпуск нагретой рабочей жидкости от 190 градусов и выше, что может привести к возгоранию рабочей жидкости в случаях использования минерального масла. Кроме того, перегрев турбомуфты может привести к остановке дробилки под завалом, что приведёт к трудозатратам по освобождению дробилки от завала и простоям.

Дополнительным ограничивающим критерием применения турбомуфт является высокая технологичность изготовления и как следствие высокая стоимость самой турбомуфты.

В результате анализа существующих конструкций выявлена необходимость разработки предохранительного устройства для привода конусной дробилки способного демпфировать динамические нагрузки и эффективно защищать привод от перегрузок. Возможным решением которой является разработка гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным передаточным механизмом, снижающим динамические нагрузки, обеспечивающем защиту привода от перегрузки, способным само восстанавливаться и возвращать часть энергии колебательных нагрузок в систему, не входя в резонанс [5,16].

В приводах дробилок среднего и мелкого дробления иногда используются упругие муфты с торообразной оболочкой, податливость которых позволяет снижать воздействие на привод ударных нагрузок. Но долговечность и надёжность таких муфт невысокая, так как упругий элемент, передающий момент, быстро теряет сопротивление усталости, а также теряет свои прочностные характеристики под воздействием окружающей среды.

В последнее время, для снижения изнашиваемости элементов двигателей дробилок от действия динамических нагрузок увеличивают мощность двигателя или ставят второй двигатель той же мощности (рисунок 1.16). При этом потребляемая энергия увеличивается почти вдвое, большую часть времени двигатели работают недогруженными, а остальные элементы привода и механизма

испытывают повышенные нагрузки, что приводит к их ускоренному износу и потере усталостной прочности.

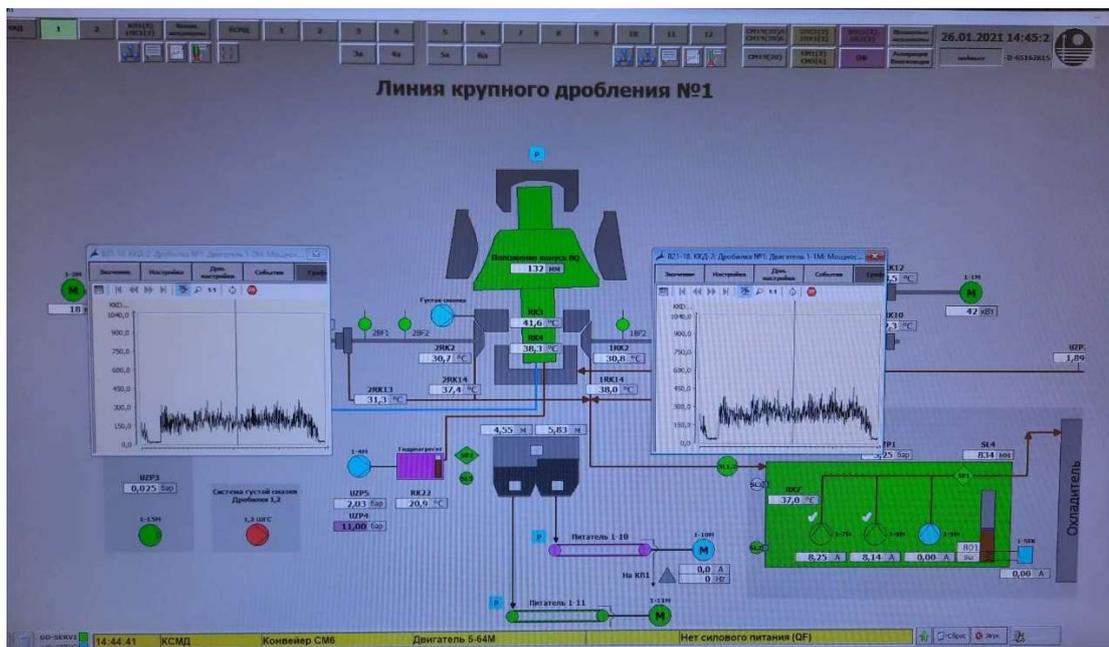


Рисунок 1.16 – Конусная дробилка с двумя приводами.

Из рисунка 1.17 видно, что двигатель номинальной мощностью 400 кВт воспринимает динамические нагрузки, пиковые значения которых иногда достигают номинальных значений привода. Остальное время двигатель работает недогруженным.

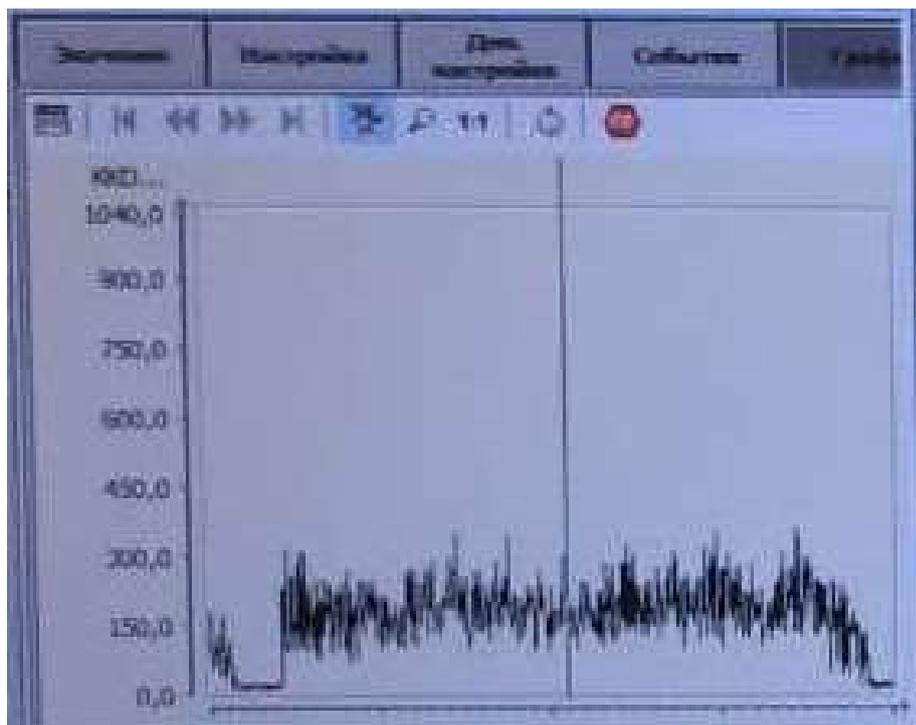


Рисунок 1.17 – Нагрузки в одном из приводов конусной дробилки

Следовательно, эти меры не являются эффективными и приводят к дополнительным затратам

Анализ электромагнитных, фрикционных муфт и гидромуфт, иногда используемых в приводах тяжело нагруженных машин и оборудования с целью их защиты, выявил, что данные устройства обладают рядом значительных недостатков, создающих определенные проблемы при их эксплуатации [26,51,61,101,102].

В связи с тем, что применение гидропривода в настоящее время является перспективным направлением развития промышленного оборудования, интерес представляют гидромеханические предохранительные устройства, осуществляющих передачу крутящего момента зацеплением [78, 84]. Поэтому для решения проблемы защиты узлов дробилки от влияния динамических нагрузок, предлагаем установить в привод конусной дробилки предохранительное устройство с гидромеханическим исполнительным механизмом [13,25, 30, 37, 77], отличающееся повышенной податливостью и наличием функции самовосстановления [13].

Изучение патентов дало возможность выявить устройства, конструкция которых может быть использована непосредственно в приводах конусных дробилок [27,29,76]. Большинство конструкций предохранительных устройств такого типа сложны в исполнении и имеют достаточно большие габариты. Необходимо отметить, что при работе дробильного оборудования рекомендуется обеспечивать герметичность работающих устройств, для защиты от абразивных частиц. Не все рассмотренные конструкции могут это обеспечить.

В настоящее время в СТИ НИТУ «МИСИС» спроектированы конструкции гидромеханических упругодемпфирующих муфт с передаточным механизмом типа винт-гайка и зубчатым дифференциальным передаточным механизмом [27,29]. Теоретические и экспериментальные исследования некоторых новых конструкций показали, что такие устройства позволяют достичь следующих положительных моментов при их эксплуатации:

- предохранение привода оборудования от случайных кратковременных ударных нагрузок;

- критических перегрузок в связи с заклиниванием исполнительных механизмов, обусловленных технологическим протеканием процесса работы оборудования;

- снижение расхода электроэнергии путем стабилизации режима работы электродвигателя.

По результатам исследований, проведенных в направлении разработанных гидромеханических муфт с передаточным винтовым механизмом, схема которого представлена на рисунке 1.18, выявлен недостаток, заключающийся в нестабильной работе муфты в момент срабатывания гидрораспределителя из-за утечек рабочей жидкости из замкнутой системы [31]. Данное явление способствует самопроизвольному повышению жесткости муфты и сокращению времени срабатывания муфты.

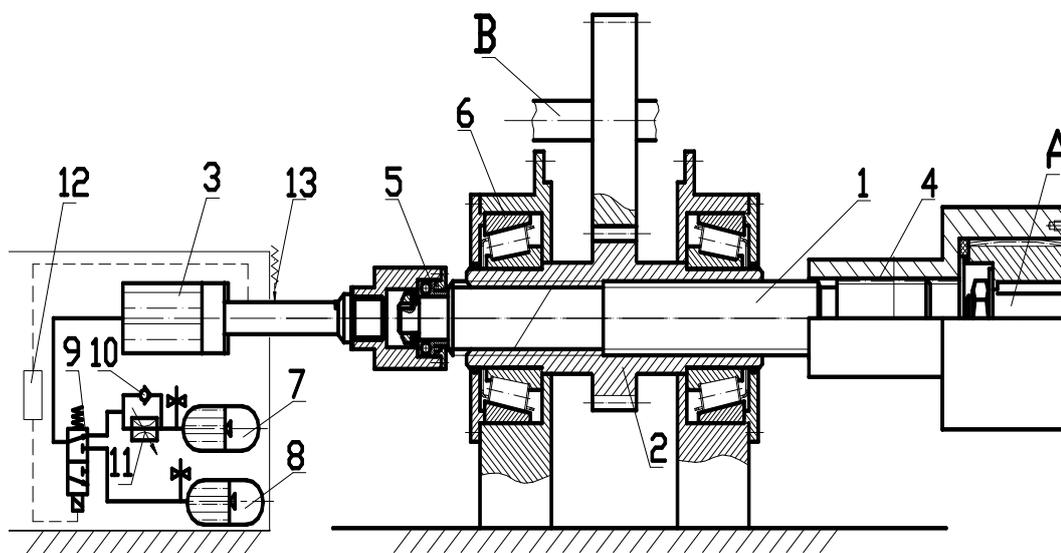


Рисунок 1.18 – Схема муфты с винтовым передаточным дифференциалом  
А – вал электродвигателя, В – вал исполнительного механизма; 1 – винт;  
2 – гайка; 3 – гидроцилиндр; 4 – шлицевая втулка; 5 – упорный подшипник;  
6 – опорные подшипники; 7, 8 – гидропневмоаккумулятор;  
9 – гидрораспределитель; 10 – обратный клапан; 11 – регулируемый дроссель; 12 – система управления; 13 – датчик момента

Проведенные исследования выявили появление еще одного негативного эффекта: при восстановлении муфты после срабатывания переключение гидрораспределителя резко увеличивало давление в полости гидроцилиндра, что приводило к удару шлицов друг о друга в шлицевом соединении. Следующим существенным выявленным недостатком данной муфты была установлена невозможность одновременного упругого демпфирования нагрузок и функции плавного пуска.

Существенным недостатком такой муфты является наличие трения скольжения в винтовой кинематической паре, что, как показали исследования, снижает точность срабатывания муфты, а также может привести к перегреву при высокой интенсивности динамических нагрузок [32]. Исследования динамики работы также показали, что момент срабатывания пропорционально зависит от коэффициента трения скольжения в винтовой кинематической паре [32]. Следовательно, для своевременного срабатывания при резко возрастающей нагрузке нужно снизить момент настройки срабатывания на 15% - 34%, что приведет к преждевременному срабатыванию при плавно возрастающей нагрузке.

При замене винтового передаточного механизма на зубчатый, трение в кинематической паре значительно снижается и, как показали исследования гидромеханической муфты с зубчатым дифференциалом, практически не оказывает негативного влияния на момент срабатывания. Анализ таких муфт выявил конструкцию, не имеющую недостатков предыдущих схем – муфту с коническим зубчатым дифференциальным передаточным механизмом, разработанную в двух исполнениях, одно из которых представлено на рисунке 1.20 [13,29].

В рассматриваемом устройстве от ведущего вала 1 вращение передается на колесо 5, связанное с водилом, на котором расположены сателлиты 6. От сателлитов 6 вращение передается на колеса 7 и 8. Колесо 7 передает вращение на ведомый вал 2, а от колеса 8 – вращение передается валу 3 связанному с гидравлической машины 9 [25].

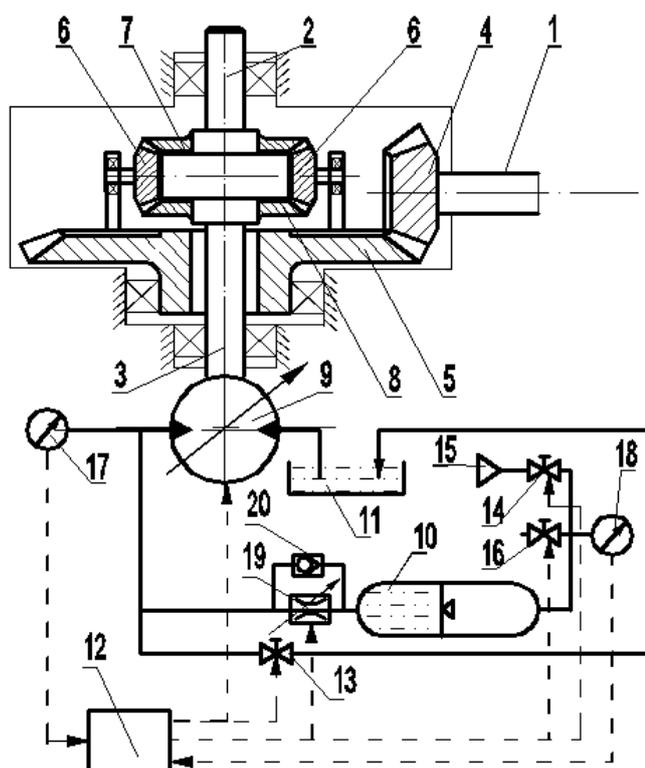


Рисунок 1.20 – Схема гидромеханического предохранительного устройства с зубчатым дифференциальным передаточным механизмом

Напорная линия гидромашины 9 связана с гидроаккумулятором 10 и сливной ёмкостью, управляется краном 13. Наибольшая податливость в конструкции у гидроаккумулятора, а значит является основным упругим элементом муфты, жесткость которого можно регулировать.

Кран 13 управляется системой 12 по давлению в напорной линии, измеряемому датчиком 17. Также система 12 управляя вентилями 14 и 16 может регулировать давление в гидроаккумулятора, измеряется датчиком 18, сбрасывается вентилем 16, подкачивается через вентиль 14 от источника газа высокого давления 15 [13,25].

В этом исполнении рассмотренного технического решения предполагается передаточное отношение между ведущим и ведомым валами, что нежелательно для установки в привод дробилки. Кроме того, вал, связанный с гидросистемой, фактически является не основным, а регулирующим. Поэтому момент на этом валу

должен быть по возможности наименьшим, что обеспечит конструкция предохранительного устройства во втором исполнении.

Так как ни теоретические, ни экспериментальные исследования исполнения подключения к регулирующему валу 1 гидромашины, а к валам 2 и 3 электродвигателя и оборудования соответственно не проводились, то исследование перспективной конструкции предохранительного устройства в приводе дробилки является актуальной задачей.

#### **1.4. Обзор работ по снижению отказов и защите приводов горного и металлургического оборудования**

Проблемы износа броней рассматриваются авторами: Крагельский И.В., Кощев В.Н., Тененбаум М.М, Гадфильд Р., Сергиев А.П. и другие [7]. В этих работах изучаются процессы, способствующие износу броней при дроблении, влияние свойств материала и формы броней на их износ.

Защита элементов конусных дробилок от попадания недробимого элемента путём автоматического регулирования разгрузочной щели рассмотрена авторами: Масленников В.А., Лагунова Ю.А., Калянов Е.А., Шаталов В.П., Толстов С.Г., Кочетов Е.В. и другие [7]. В диссертационной работе Калянова Е.А, выполненной под руководством Лагуновой Ю.А. была разработана система защиты конусных дробилок на основе гидропневматического действия, функционально защищающая от выхода из строя дробилку и снижала деформацию футеровки подвижного и неподвижного конусов, когда через зону дробления проходило не дробимое тело с одновременным исключением остановки дробилки в процессе работы для извлечения таких тел. Кроме того, обоснован выбор рациональных параметров этого устройства и разработана методика расчёта [54, 55]. Вопросы предохранения и защиты элементов приводных станций оборудования от воздействия пиковых динамических нагрузок и перегрузок разной частоты и амплитуды данных работах рассмотрены не были.

Подробно были изучены работы других авторов в направлении промышленного оборудования горного и металлургического производства, а также вопросы защиты приводных станций от динамических нагрузок и перегрузок. авторы Артюх Г.В., Большаков В.И., Веренев В.В., Кожевников С.Н., Кучеренко В.Ф., Житомирский Б.Е., Седуш В.Я., Яковлев Р.А. и другие.

В многочисленных работах Артюха Г.В. и Веренева В.В. подробно исследованы динамические нагрузки в механизмах металлургической промышленности [1, 2, 34, 35], которые приводили к усталостному разрушению деталей оборудования и внезапным поломкам составляющих узлов привода, а также предложен ряд устройств с упругими элементами, снижающими воздействие ударных и динамических нагрузок.

Исследования Кожевникова С.Н. и Большакова В.И. и ряда других авторов выявили влияние динамических нагрузок на надёжность металлургического и горного оборудования [10, 11, 47, 62].

Разработкой конструкций предохранительных устройств занимались такие учёные как: Барбаш И.Д., Горелик В.С., Дмитриев В.А., Дьяченко С.А., Иванов Е.А., Кель В.Я., Киркач Н.Ф., Корнеева Е.Н., Крутик А.В., Кудрявцев В.Н., Нижник А.В., Поляков В.С., Решетов Д.Н., Ряховский О.А., Сопилкин Г.В., Шишкарёв М.П., Яременко О.В. [38, 61, 81, 82, 101, 102]

Муфты, которые имеют элементы гидравлической системы в качестве упругого звена, показали высокую эффективность при их эксплуатации в приводах тяжело нагруженных механизмов. Разработки в области таких устройств велись такими авторами как Нижник А.В., Бородина М.Б., Булавин К.А., Шевченко Б.А., Нехорошев Д.А., Мироненко С.В. и другие.

Из результатов исследований, представленных в работах Бородиной М.Б. и Булавина К.А., была исследована динамика гидромеханической муфты с винтовым исполнительным механизмом, вследствие чего обоснованы рациональные параметры динамики работы новой конструкции муфты основным передаточным механизмом является винт и гайка [27, 28, 29].

В работах Нехорошева Д.А. были исследованы конструкции пневмогидравлической муфты реализующие плавный пуск и снижающие воздействие динамических нагрузок при передаче электродвигателем на вал исполнительного механизма [76,77]. Но исследовательская работа велась в направлении исследований исключительно сельскохозяйственной техники, и муфта позиционировалась лишь в качестве пускоразгонного устройства.

В работах Мироненко С.В. и Бородиной М.Б. рассмотрены новые конструкции, а также теоретические и экспериментальные исследования одной из конструкций гидромеханической муфты с зубчатым дифференциалом [25,70,71,72].

Из анализа наиболее известных технических решений, было установлено, что целесообразным для защиты привода конусной дробилки от динамических нагрузок и перегрузок является применение гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым механизмом, исходя из высокой нелинейной податливости, которой можно управлять в процессе работы привода [7,29].

Но литературный поиск показал, что исследования работы перспективной конструкции в приводе механизма не проводились. В связи с чем исследование новой конструкции предохранительного устройства в приводе конусной дробилки является актуальной задачей.

### **1.5. Цели и задачи исследований, объект, методика.**

Для определения рациональных параметров гидромеханического предохранительного устройства для защиты привода конусной дробилки, задача состоит в анализе существующих конструкций и поиске принципиально новой структурной схемы и конструкции предохранительного гидромеханического устройства, исследования этого устройства в приводе конусной дробилки.

Отсюда сформулирована цель исследования – разработка рациональных параметров гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом для привода конусной дробилки с целью повышения эффективности его защиты от перегрузок.

Объект исследования – привод конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом, обладающим свойствами демпфирования динамических нагрузок и защиты от перегрузок.

Предмет исследования – динамические процессы и закономерности работы привода конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом.

Для достижения поставленной цели были определены следующие задачи:

- 1) Провести анализ и выбор конструкции предохранительного устройства, подходящего для защиты привода конусной дробилки от воздействия пиковых нагрузок и внезапных перегрузок.
- 2) Разработать имитационную модель динамических нагрузок, действующих на привод конусной дробилки в процессе дробления.
- 3) Разработать математическую модель динамики работы гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом в приводе конусной дробилки, которая позволит установить зависимости параметров работы привода от параметров гидросистемы устройства на всех этапах работы привода конусной дробилки.
- 4) Создать экспериментальный образец предохранительного устройства и провести комплекс испытаний на работающей дробилке, подтверждающих работоспособность предохранительного устройства, а также получить информацию для проверки результатов математического моделирования, на основании зависимостей, полученных экспериментальным путем.

- 5) Разработать методику расчета параметров гидромеханического предохранительного устройства передаточным механизмом, позволяющую определять его рациональные параметры гидросистемы под определённые с возможностью изменения в соответствии с требованиями и условиями эксплуатации.

## **Глава 2. Моделирование работы гидромеханического предохранительного устройства в приводе конусной дробилки.**

### **2.1. Конструкция гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом и принцип его работы.**

Гидромеханическое устройство, показанное на рисунке 2.1, содержит ведущий 1 и ведомый 2 вал, которые, через конический дифференциал 4, кинематически связаны между собой и с регулировочным валом 3, на котором установлена гидромашина 5, выполненная в виде обращаемого гидравлического насоса-мотора [15]. Гидромашина 5 гидравлически связана с гидроаккумулятором 6 и через управляемый кран 9 со сливной ёмкостью 7. При этом положение крана 9 регулируется системой управления 10, которая срабатывает при заданном давлении в напорной линии гидромашин 5, измеряемом датчиком давления 8.

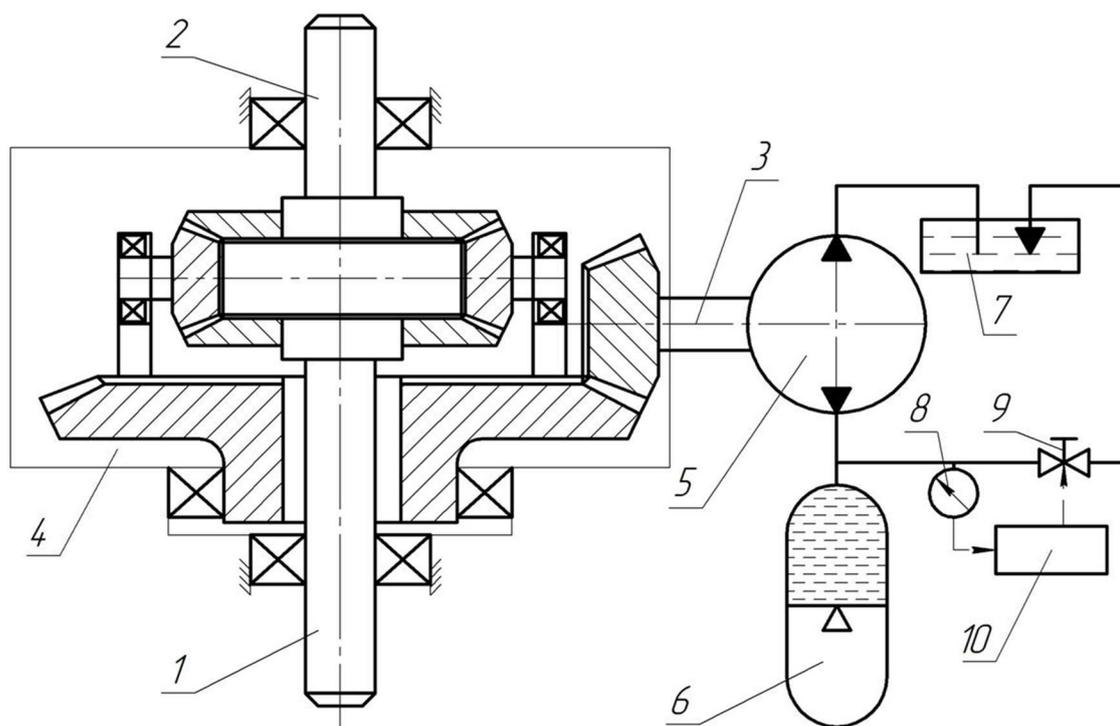


Рис. 2.1. Принципиальная схема гидромеханического предохранительного устройства с управляемыми элементами гидросистемы [7].

Работу предохранительного устройства целесообразно распределить на три основных режима.

*1. Пуск.* В момент включения приводного электродвигателя агрегата кран 9 открыт (в случае необходимости разогрева электродвигателя при разгоне). Вращение вала двигателя, который связан с ведущим валом 1 передаётся регулировочному валу 3 гидромашин 5, которая работает, в данном случае, как гидронасос, жидкость перемещается по трубопроводу холостого контура до момента разогрева двигателя. Система управления 10 закрывает кран 9, и гидронасос 5 накачивает жидкость в гидроаккумулятор 6, давление в гидроаккумуляторе растёт, пропорционально давлению происходит плавное увеличение момента сопротивления регулировочного вала 3 до уравнивания моментом сопротивления ведомого вала 2. Такая последовательность работы приводит к снижению частоты вращения вала 3 и увеличению частоты вращения вала 2. По достижении установившегося движения, регулировочный вал 3 останавливается и удерживается от поворота гидромашиной 5. В данном случае

гидромашина работает как тормоз, вращение от ведущего вала 1 передаётся на ведомый вал 2. Следовательно, происходит плавный пуск привода технологической машины.

*2. Эксплуатационный режим.* В момент роста сопротивления ведомого вала 2, гидромашина 5 работает как насос, жидкость закачивается в гидроаккумулятор 6. Давление в гидросистеме увеличивается до достижения момента сопротивления на регулировочном валу 3 величины момента сопротивления на ведомом валу 2. При падении величины момента на ведомом валу 2, гидромашина 5 начинает работать как мотор. При этом моменты регулировочного вала 3 и ведущего вала 1 суммируются и передаются на ведомый вал 2.

*3. Режим перегрузки.* При росте момента сопротивления ведомого вала 2 происходит превышение допустимого предельного значения времени, так давление в гидроаккумуляторе 6 растёт до критического значения, система управления 10 открывает кран 9. Рабочая жидкость из гидромашин 5 и гидроаккумулятора 6 сливается в ёмкость 7 [7]. Давление гидросистемы снижается, гидромашин 5 работает в режиме гидронасоса перекачивая рабочую жидкость по холостому контуру [7]. Так вращение от вала 1 передаётся только валу 3 связанному с гидромашин 5, а ведомый вал 2 останавливается, что является срабатыванием предохранительного устройства [7].

После срабатывания, гидромеханическое предохранительное устройство снова готово работать, как и при пуске привода. Ресурсы на восстановление работоспособности привода не затрачиваются, в то время как большинство предохранительных муфт не имеют функции самовосстановления.

Управление параметрами гидромеханического предохранительного устройства осуществляется путем изменения следующих параметров гидросистемы:

- давления газа в газовой камере гидроаккумулятора 6;
- производительностью регулируемого гидромотор - насоса 5 при изменении расхода жидкости в гидросистеме [7].

## 2.2. Расчётная схема и принятые допущения

При составлении расчётной схемы, показанной на рисунке 2.2, все моменты инерции, а также силы и моменты, действующие:

- со стороны двигателя, приведём к валу 1;
- со стороны дробилки, приведём к валу 2;
- со стороны гидросистемы, приведём к валу 3.

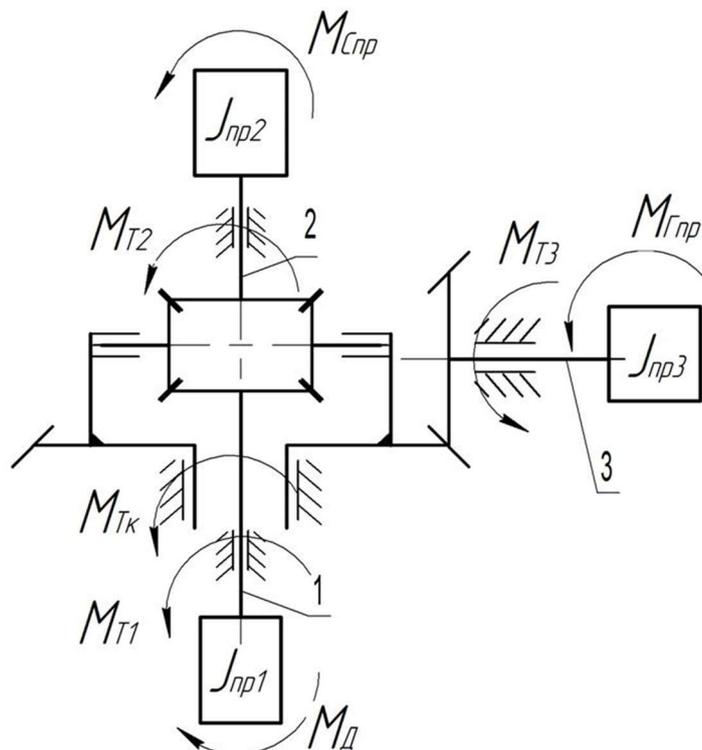


Рисунок 2.2 – Расчётная схема макета предохранительного устройства.

На вал 1 действует движущий момент, определяемый механической характеристикой асинхронного двигателя [17,58,59].

На вал 2 действует приведённый момент сопротивления со стороны конусной дробилки.

На вал 3 действует приведённый момент  $M_{Гпр}$  со стороны гидросистемы, который зависит от давления в гидроаккумуляторе и трения жидкости в гидравлических линиях гидросистемы.

Кроме того, в подшипниковых узлах передаточного механизма действуют моменты сопротивления от трения [17,90].

Коэффициент трения для шариковых подшипников принимаем постоянным и коэффициенты трения радиально-упорного подшипника при восприятии радиального и осевого усилий соответственно [17,90].

Момент инерции, приведённый к валу 1 равен моменту инерции ротора асинхронного двигателя.

Для определения момента инерции, приведённого к валу 2, определим суммарный запас кинетической энергии всех движущихся частей конусной дробилки [17,90].

$$T_{\Sigma} = T_{\text{кон}} + T_{\text{в-ш}}, \quad (2.1)$$

где  $T_{\text{кон}} = (J_{\text{кон}} + J_{\text{к}} + J_{\text{в}}) \cdot \frac{\omega_{\text{кон}}^2}{2}$  - кинетическая энергия дробящего конуса;

$T_{\text{в-ш}} = J_{\text{в-ш}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2}$  - кинетическая энергия вал-шестерни;

$J_{\text{кон}}$  - момент инерции дробящего конуса;

$J_{\text{к}}$  - момент инерции конического колеса;

$J_{\text{в}}$  - момент инерции вала-эксцентрика;

$J_{\text{в-ш}}$  - момент инерции вала-шестерни;

$\omega_{\text{кон}} = \omega_2 / i$  - угловая скорость вращения вала дробящего конуса;

$\omega_2$  - угловая скорость приводного вала;

$i$  - передаточное отношение конической передачи.

По принципу приведения, величина суммарного запаса кинетической энергии всех движущихся частей дробилки, приведённых к валу 2 остается неизменной [4, 17,42].

$$J_{\text{пр2}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} = (J_{\text{кон}} + J_{\text{к}} + J_{\text{в}}) \cdot \frac{\omega_2^2}{2j^2} + J_{\text{в-ш}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \quad (2.2)$$

Отсюда выразим приведённый момент инерции к валу 2:

$$J_{\text{пр2}} = (J_{\text{кон}} + J_{\text{к}} + J_{\text{в}}) \cdot \frac{1}{j^2} + J_{\text{в-ш}} \quad (2.3)$$

Момент инерции, который приведён к валу 3 равен моменту инерции ротора гидромашины.

Приведённый к валу 3 момент зависит от давления в гидросистеме и жидкостного трения в гидролиниях:

$$M_{Гпр} = M_p - M_{жид}^T, \quad (2.4)$$

где  $M_p$  – момент гидромашины, определяемый давлением в гидросистеме,

$M_{жид}^T$  – момент жидкостного трения при протекании рабочей жидкости по гидролиниям представим в виде:

$$M_{жид}^T = \mu \cdot \dot{\varphi}_3 + \nu \cdot \dot{\varphi}_3^2, \quad (2.5)$$

где  $\mu$  и  $\nu$  – параметры демпфирования, характеризующие соответственно рассеяние энергии при ламинарном и турбулентном течении жидкости через дроссельное отверстие и определяемые в зависимости от величины числа Рейнольдса [6, 17,43].

Следует учесть, что давление в гидросистеме определяется в основном давлением в газовой камере гидроаккумулятора. Учитывая высокую сжимаемость газа, допускается пренебречь сжимаемостью жидкости в гидросистеме и упругостью элементов передаточного механизма.

Можно принять допущение, что изменение состояния газа в гидроаккумуляторе представляет изотермический процесс, описываемый соотношением:

$$p \cdot V = p_0 \cdot V_0, \quad (2.6)$$

где  $p_0, V_0$  – начальные давление и объём, которые занимает газ в газовой камере гидроаккумулятора;  $p, V$  – текущие значения давления и объёма [17,41,75].

Текущий объём, который занимает газ,

$$V = V_0 - V_{ж}, \quad (2.7)$$

где  $V_{ж} = V_1 \cdot \varphi_3$  – объём жидкости, который накачан в гидроаккумулятор,  $\varphi_3$  – угол поворота вала 3,  $V_1 = Q/\Omega_n$  – объём жидкости, проходящий через гидромашину при повороте на один радиан,  $Q$  – производительность (расход) гидромашины при номинальной угловой скорости вращения вала  $\Omega_n$ .

Из (2.6) с учетом (2.7) выразим текущее давление в гидросистеме:

$$p = \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - V_G} = \frac{p_0 \cdot V_0}{V_0 - V_1 \cdot \varphi_3} = p_0 + \frac{p_0 \cdot V_1}{V_0 - V_1 \cdot \varphi_3} \cdot \varphi_3. \quad (2.8)$$

Тогда момент  $M_p$ , действующий на регулировочный вал гидромашины:

$$M_p = p \cdot V_1 = p_0 \cdot V_1 + \frac{p_0 \cdot V_1^2}{V_0 - V_1 \cdot \varphi_3} \cdot \varphi_3. \quad (2.9)$$

Формулу (2.9) можно представить в виде:

$$M_p = M_{p0} + c \cdot \varphi_3, \quad (2.10)$$

где  $M_{p0} = p_0 \cdot V_1$  - момент, создаваемый начальным давлением в гидросистеме;  $c$  - коэффициент крутильной жёсткости гидроупругого элемента гидросистемы:

$$c = \frac{p_0 \cdot V_1^2}{V_0 - V_1 \cdot \varphi_3}. \quad (2.11)$$

Из уравнения (2.11) следует, что жёсткость предохранительного устройства зависит как от угла поворота регулировочного вала гидромашины (то есть характеристика жёсткости не является линейной), так и от начального давления  $p_0$  в газовой камере гидроаккумулятора и расхода гидромашины, которые можно регулировать в процессе работы привода.

Кроме того, следует учесть, что если момент, действующий на вал 3 со стороны передаточного механизма меньше  $M_{p0}$ , то вал 3 не вращается и предохранительное устройство работает как жёсткая муфта. При этом передаточный механизм работает с одной степенью свободы.

Уравнение для полной механической характеристики асинхронного электродвигателя имеет вид [17,58,65]:

$$M_D = \frac{z_p \cdot m_1 \cdot R_2' \cdot U_1^2}{\omega_1 s [(R_1 + c_1 R_2' / s)^2 + (X_1 + c_1 X_2')^2]} \quad (2.12)$$

где  $X_1$  и  $X_2$  — первичное и вторичное приведенные реактивные сопротивления рассеяния, Ом;

$s$  — скольжение двигателя;

$\omega_1$  — синхронная угловая скорость двигателя, рад/с;

$R_1$  и  $R_2$  - первичное и вторичное приведенные активные сопротивления, Ом;

$U_1$  — фазное напряжение, Вт.

При составлении математической модели работы привода конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством были приняты следующие допущения:

1. Коэффициенты трения контактных поверхностей являются постоянными и пренебрежимо малыми;
2. Считаем, что сжимаемость жидкости в гидросистеме и упругость элементов передаточного механизма пренебрежимо малы;
3. Предполагается, что изменение состояния газа в гидроаккумуляторе характеризуется изотермическим процессом [17].
- 4.

### **2.3. Моделирование нагрузок, действующих на привод дробилки**

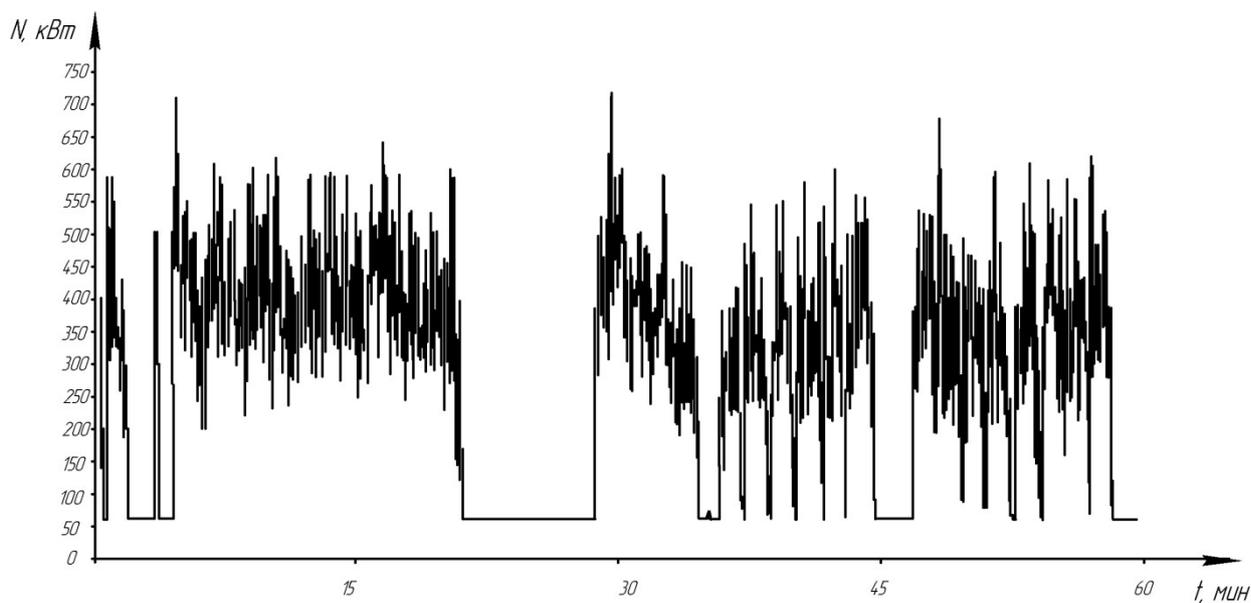
Исходя из того, что целью моделирования является исследование влияния динамических нагрузок на привод дробилки, в котором установлено предохранительное устройство, то для моделирования работы конусной дробилки достаточно все моменты сопротивления привести к ведомому валу 2 предохранительного устройства [8].

Момент сопротивления, приведённый к валу 2 должен обеспечивать необходимую мощность для совершения работы по разрушению породы в камере дробления.

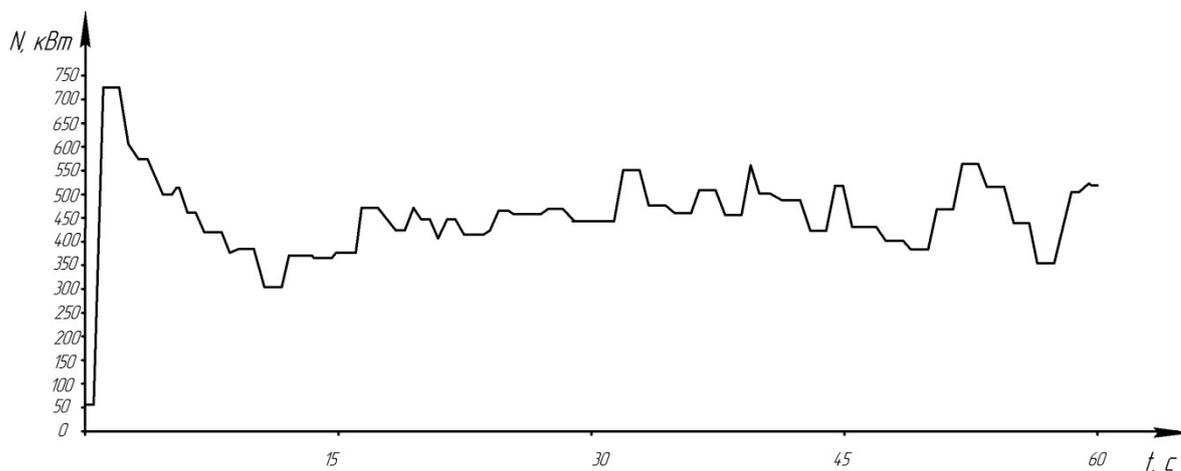
$$M_c \cdot \omega_2 = P \quad (2.13)$$

В связи с тем, что нет возможности с высокой точностью математически описать множество процессов одновременно происходящих при разрушении породы в камере дробления конусной дробилки в связи с большим количеством случайных величин, будем использовать статистические данные изменения мощности в виде графиков зависимостей мощности от времени в процессе работы конусной дробилки (рисунок 2.3), собранные при проведении контроля изменения

мощности электродвигателя в процессе работы дробилки ККД 1500/180 в режиме реального времени на комбинате[8].



а)



б)

Рисунок 2.3 – Графики изменения мощности двигателя дробилки:

а) в течение 1 часа работы; б) в течение 1 минуты работы.

При моделировании нагрузки принято допущение, что крутящий момент асинхронного двигателя пропорционален мощности при незначительном изменении частоты вращения вала [16].

Исследуя полученные зависимости определили, что работа дробилки состоит из нескольких этапов:

1. Холостой ход – мощность дробилки постоянная и составляет порядка 0,15 от номинальной;
2. Загрузка материала – резкий «всплеск» по мощности, который превышает в 1,8 – 2 раза номинальное значение (рисунок. 2.3, б) с последующим изменением мощности в колебательном режиме;
3. Дробление материала – мощность изменяется по характеру аperiodических колебаний, относительно (11) 0,85 - 0,95 от номинального значения [7,20].

Таким образом, динамические нагрузки, воздействуют на все элементы дробилки, тем самым снижая эксплуатационный ресурс, что в свою очередь приводит в потери усталостной прочности [7,20].

Анализ полученных данных показал, что при нормальной работе дробилки наибольшие кратковременные нагрузки вал привода будет испытывать в период загрузки материала – в этот момент происходит удар дробящего конуса, вращающегося на холостом ходу, с первым куском дробимого материала. В этот момент мощность на валу привода превышает номинальную в 1,8 – 2 раза. Продолжительность такой нагрузки 1-2 секунды.

Колебания по мощности двигателя в период дробления материала складываются из колебаний низкой частоты и колебаний высокой частоты. При этом, выяснили, что колебания низкой частоты зависят от неравномерности загружаемого материала, так как сразу после загрузки амплитуда и период этих колебаний максимальны. Колебания высокой частоты вызваны процессом дробления материала, их амплитуда зависит от гранулометрического состава и однородности дробимого материала [7]. На валу привода в этот момент мощность может увеличиваться в 1,5 – 1,7 раз от номинальной. Причём пиковые значения действуют не более 2 секунд.

Зададим время холостого хода порядка 120 секунд. Амплитуда колебаний низкой частоты в среднем равна 0,1 от номинального значения, а период не постоянный на всём этапе дробления, но в первые минуты от начала помола, он, в среднем, равен 240 секунд. Амплитуда колебаний высокой частоты достигает 0,8

от номинального значения. Примем на данном этапе расчётов период высокочастотных колебаний равным 2 секунды.

Тогда изменение мощности привода можно описать системой уравнений:

$$P = \begin{cases} 0,15P_H, & \text{при } 0 \leq t < 120 \\ 1,9P_H, & \text{при } 120 \leq t < 122 \\ 0,9P_H + 0,1P_H \cdot \sin(k_1 t) + 0,8P_H \cdot \sin(k_2 t), & \text{при } 122 \leq t < 150 \end{cases}, \quad (2.14)$$

где  $P_H$  - номинальное значение мощности привода дробилки;

$k_1, k_2$  – частоты колебаний мощности.

Если допустить, что изменения угловой скорости приводного вала незначительны, то нагрузку на приводном валу можно представить пропорциональной мощности:

$$M_C = \frac{P}{\omega_H} = \begin{cases} 0,15M_H, & \text{при } 0 \leq t < 120 \\ 1,9M_H, & \text{при } 120 \leq t < 122 \\ 0,9M_H + 0,1M_H \cdot \sin(k_1 t) + 0,8M_H \cdot \sin(k_2 t), & \text{при } t \geq 122 \end{cases} \quad [17] \quad (2.15)$$

Для повышения точности моделирования нагрузок, действующих на привод дробилки в процессе её работы, можно применить программный модуль Matlab Simulink, в котором строим модель, представленную на рисунке 2.4.

Подача напряжения на электродвигатель, запитанный тремя фазами смоделирована блоком Three-Phase Programmable Voltage Source, так же имеющим три фазы на выходе которые передаются на блок Asynchronous Machine SI Units моделирующий работу асинхронного электродаигателя, общее заземление представлено через блок подачи напряжения [67,97].

Приведённый момент инерции конусной дробилки к приводному валу задаётся в блоке Inertia. При моделировании момента сопротивления, нужно отметить, что конусные дробилки относятся к оборудованию, работу которого можно описать как кратковременные динамические импульсы случайного характера и частого повторения. На графиках такие динамические нагрузки в конусных дробилках, шаровых мельницах представляют собой широкополосную нагрузку высокой интенсивности – так называемый «белый шум» [23,24,53]. Момент сопротивления, в зависимости от задачи исследования, моделируется

блоком Pulse Generator, имитирующем серию импульсных нагрузок, или блоком Band-Limited White Noise, который генерирует нормально распределенные случайные числа, подходящие для использования в непрерывных или гибридных системах для имитации работы дробилки [7].

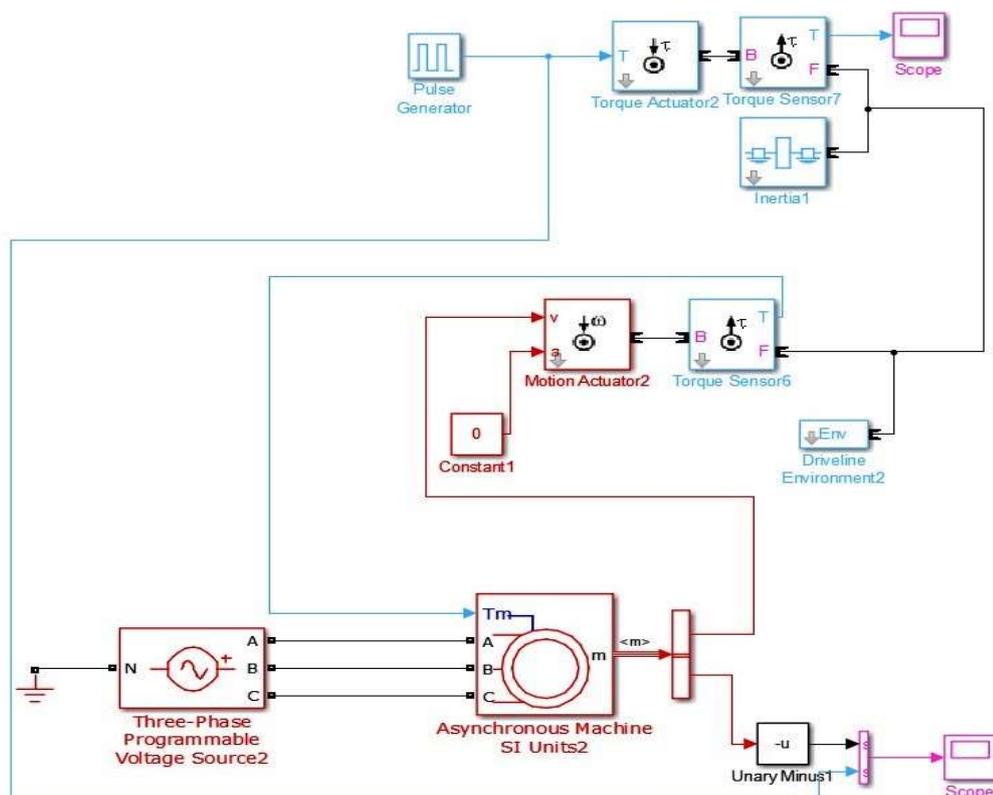


Рисунок 2.4 – Математическая модель привода дробилки

Сравнив график изменения мощности двигателя (рисунок 2.5), полученный при теоретическом исследовании математической модели в Matlab Simulink, с аналогичным графиком, полученным на производстве (рисунок 2.3), можно отметить адекватность полученной имитационной модели.

Для регистрации значений теоретических исследований математического моделирования используется блоки Scope, а для расчёта дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты 4-го, 5-го порядка будет использован модуль ode 45[5,36,75, 97]. Примем точность обработки равной 0,001.

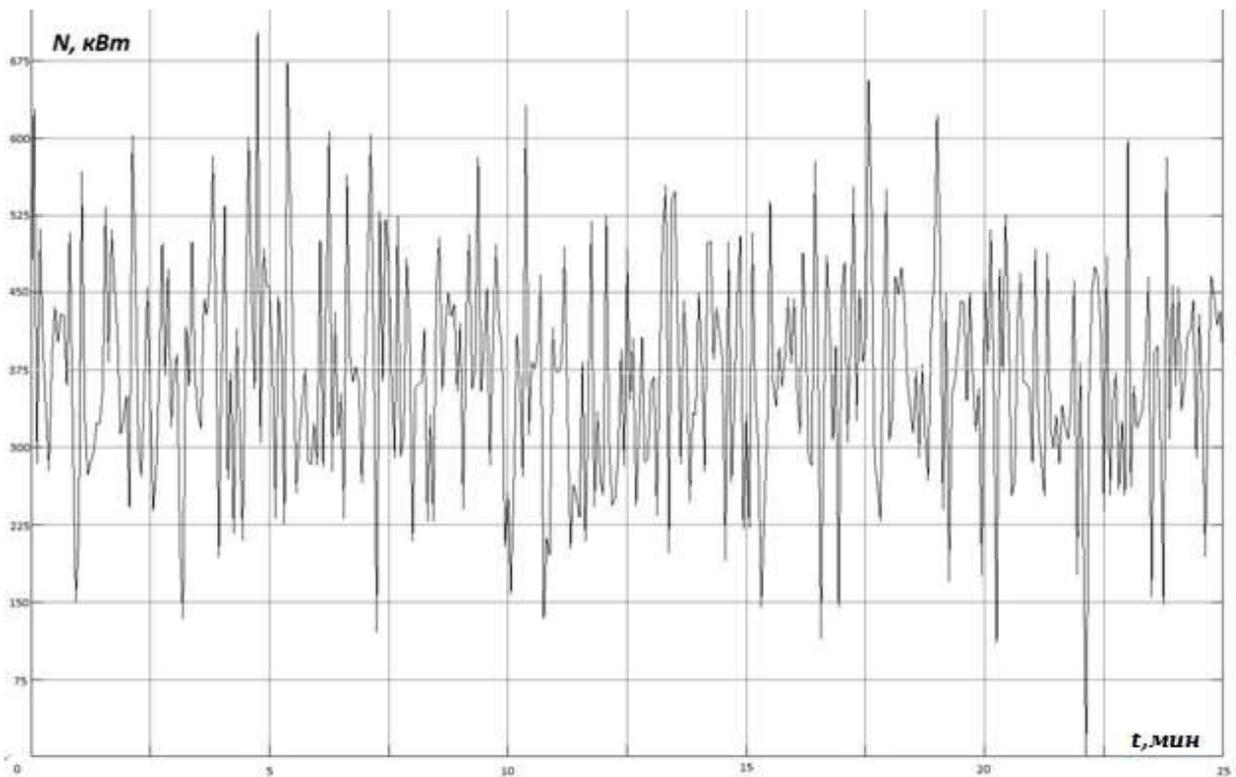


Рисунок 2.5 – Моделирование динамических нагрузок на привод конусной дробилки в Matlab Simulink

Разработанная математическая модель динамики работы конусной дробилки при различных режимах дробления и различной жёсткости соединения приводных элементов позволяет исследовать работу привода. Совместное решение математической модели работы любого предохранительного устройства с полученной моделью, можно исследовать работу этого устройства в приводе конусной дробилки и обосновать параметры его работы [8, 17].

#### 2.4. Математическая модель гидромеханического предохранительного устройства [7]

Математическая модель предохранительного устройства разработана с помощью уравнения Лагранжа 2-го рода [4, 21,42].

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (i = 1,2) \quad (2.16)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы,  $A\omega$  ;

$q_i$  - обобщённые координаты;

$\dot{q}_i$  - обобщённые скорости,  $i / \tilde{n}$  ;

$Q_i$  - обобщённые силы,  $\dot{I}$  ;

$t$  - время,  $\tilde{n}$ ;

При этом необходимо определить:

- число степеней свободы системы;
- обобщённые координаты;
- обобщённые силы;
- потенциальную и кинетическую энергию системы [21,22].

Зубчатый дифференциальный механизм предохранительного устройства имеет 2 степени свободы [17,93]. Ведущим звеном является приводной вал 1, угол поворота которого  $\varphi_1$  определяет угол поворота вала  $2\varphi_2$ , а также угол поворота вала 3 гидромашин  $\varphi_3$ :

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{\dot{\varphi}_3}{i} \quad (2.17)$$

где  $i$  - передаточное отношение планетарной передачи [17,52];

В качестве обобщённых координат принимаем угол поворота вала 2  $\varphi_2$  и угол поворота вала 3  $\varphi_3$ .

Кинетическая энергия системы складывается из совокупности кинетических энергий отдельных ее частей:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 \quad (2.18)$$

где  $T_1$  – кинетическая энергия приводных элементов;

$T_2$  – кинетическая энергия элементов, приведённых к валу 2;

$T_3$  – кинетическая энергия элементов, приведённых к валу 3; [17]

Кинетическая энергия системы приводных элементов состоит из кинетической энергии приводного вала 1  $T_{пр1}$ , кинетической энергии солнечного колеса  $T_{ск}$  и кинетической энергии сателлитов:

$$T_1 = T_{пр1} + T_{ск} + T_c \quad (2.19)$$

Кинетическая энергия приводного вала определяется по формуле:

$$T_{\text{пр1}} = J_{\text{пр1}} \frac{\omega_1^2}{2} \quad (2.20)$$

где  $J_{\text{пр1}}$  - момент инерции приводного вала;

$\omega_1 = \dot{\varphi}_1$  - угловая скорость приводного вала;

Кинетическая энергия конического солнечного колеса определяется по формуле:

$$T_{\text{ск}} = J_{\text{к}} \frac{\omega_1^2}{2} \quad (2.21)$$

где  $J_{\text{к}}$  - момент инерции солнечного колеса.

Кинетическая энергия спутников определяется по формуле:

$$T_{\text{с}} = n \cdot J_{\text{с}} \frac{\omega_1^2}{2 \cdot i_1^2} \quad (2.22)$$

где  $J_{\text{с}}$  - момент инерции спутника;

$i_1$  - передаточное отношение пары солнечное колесо - спутник;

$n$  - количество спутников;

Выразив угловую скорость приводного вала через обобщённые координаты, получаем:

$$T_1 = \frac{1}{2} \left( J_{\text{пр1}} + J_{\text{к}} + \frac{n}{i_1^2} J_{\text{с}} \right) \left( \dot{\varphi}_2 + \frac{\dot{\varphi}_3}{i} \right)^2 = \frac{1}{2} J_1 \left( \dot{\varphi}_2 + \frac{\dot{\varphi}_3}{i} \right)^2 \quad (2.23)$$

Кинетическая энергия элементов, приведённых к валу 2 состоит из кинетической энергии системы, приведённой к валу 2  $T_{\text{пр2}}$  и кинетической энергии коронного колеса  $T_{\text{кк}}$ .

$$T_2 = T_{\text{пр2}} + T_{\text{кк}} \quad (2.24)$$

Кинетическая энергия вала 2 определяется по формуле:

$$T_{\text{пр2}} = J_{\text{пр2}} \frac{\omega_2^2}{2} \quad (2.25)$$

где  $J_{\text{пр2}}$  - момент инерции системы, приведённой к валу 2;

$\omega_2 = \dot{\varphi}_2$  - угловая скорость вала 2;

Кинетическая энергия конического солнечного колеса определяется по формуле:

$$T_{\text{кк}} = J_{\text{к}} \frac{\omega_2^2}{2} \quad (2.26)$$

где  $J_{\text{к}}$  - момент инерции коронного колеса, равный моменту инерции солнечного колеса [17].

Подставив уравнения [15] (2.25) и (2.26) в (2.24) получим:

$$T_2 = \frac{1}{2} (J_{\text{пр2}} + J_{\text{к}}) \dot{\varphi}_2^2 = \frac{1}{2} J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \quad (2.27)$$

Кинетическая энергия элементов, приведённых к валу 3 состоит из кинетической энергии гидросистемы, приведённой к валу 3  $T_{\text{пр3}}$ , кинетической энергии шестерни  $T_{\text{ш}}$  и колеса, связанного с водилом,  $T_{\text{в}}$

$$T_3 = T_{\text{пр3}} + T_{\text{ш}} + T_{\text{в}} + T_{\text{с}} \quad (2.28)$$

Кинетическая энергия вала 2 определяется по формуле:

$$T_{\text{пр3}} = J_{\text{пр3}} \frac{\omega_3^2}{2} \quad (2.29)$$

где  $J_{\text{пр3}}$  - момент инерции системы, приведённой к валу 3;

$\omega_3 = \dot{\varphi}_3$  - угловая скорость вала 3;

Кинетическая энергия шестерни определяется по формуле:

$$T_{\text{ш}} = J_{\text{ш}} \frac{\omega_3^2}{2} \quad (2.30)$$

где  $J_{\text{ш}}$  - момент инерции шестерни.

Кинетическая энергия колеса, связанного с водилом, определяется по формуле:

$$T_{\text{в}} = J_{\text{в}} \frac{\omega_3^2}{2 \cdot i_2^2} \quad (2.31)$$

где  $J_{\text{в}}$  - момент инерции колеса, связанного с водилом;

$i_2$  - передаточное отношение конической передачи.

Тогда кинетическая энергия системы, приведённой к валу [15,17] 3:

$$T_3 = \frac{1}{2} \left( J_{\text{пр3}} + J_{\text{ш}} + \frac{1}{i_2^2} J_{\text{в}} \right) \dot{\varphi}_3^2 = \frac{1}{2} J_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \quad (2.32)$$

Тогда, для системы в целом:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} J_1 \left( \dot{\varphi}_2 + \frac{\dot{\varphi}_3}{i} \right)^2 + \frac{1}{2} J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 = \\ &= \frac{1}{2} \left( (J_1 + J_2) \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \left( \frac{J_1}{i^2} + J_3 \right) \cdot \dot{\varphi}_3^2 \right) + \frac{J_1}{i} \dot{\varphi}_2 \cdot \dot{\varphi}_3 \end{aligned} \quad (2.33)$$

Обобщённые силы определяются из уравнения возможных работ всех действующих на систему сил и моментов:

$$\begin{aligned} \delta A &= M_D \cdot \delta \varphi_1 - M_C \cdot \delta \varphi_2 - M_{ГС} \cdot \delta \varphi_3 = \\ &= (M_D - M_C) \cdot \delta \varphi_2 + \left( \frac{M_D}{i} - M_{Гпр} \right) \cdot \delta \varphi_3 \end{aligned} \quad (2.34)$$

Сообщая системе возможное перемещение, при котором  $\delta \varphi_2 \neq 0$ , а  $\delta \varphi_3 = 0$  найдём первую обобщённую силу:

$$Q_2 = M_D - M_C \quad (2.35)$$

Далее мысленно останавливаем вал 2 при вращающемся вале 3, тогда:

$$Q_3 = \frac{M_D}{i} - M_{Гпр} \quad (2.36)$$

Найдём частные производные кинетической энергии [10,15]:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = (J_1 + J_2) \cdot \dot{\varphi}_2 + \frac{J_1}{i} \dot{\varphi}_3 \quad (2.37)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} = \left( \frac{J_1}{i^2} + J_3 \right) \cdot \dot{\varphi}_3 + \frac{J_1}{i} \dot{\varphi}_2 \quad (2.38)$$

Продифференцируем уравнения для частных производных:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = (J_1 + J_2) \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_1}{i} \ddot{\varphi}_3 \quad (2.39)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) = \left( \frac{J_1}{i^2} + J_3 \right) \cdot \ddot{\varphi}_3 + \frac{J_1}{i} \ddot{\varphi}_2 \quad [15,17] \quad (2.40)$$

Согласно уравнения Лагранжа 2 рода получаем систему дифференциальных уравнений 2 порядка [21,22]:

$$\begin{cases} (J_1 + J_2) \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_1}{i} \ddot{\varphi}_3 = M_D - M_C \\ \left( \frac{J_1}{i^2} + J_3 \right) \cdot \ddot{\varphi}_3 + \frac{J_1}{i} \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_D}{i} - M_{Гпр} \end{cases} \quad (2.41)$$

Таким образом, система уравнений, описывающая работу гидромеханического предохранительного устройства в приводе конусной дробилки, примет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
(J_1 + J_2) \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_1}{i} \ddot{\varphi}_3 = M_D - M_C \\
\left(\frac{J_1}{i^2} + J_3\right) \cdot \ddot{\varphi}_3 + \frac{J_1}{i} \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_D}{i} - M_{Гпр} \\
M_D = \frac{z_p \cdot m_1 \cdot R_2' \cdot U_1^2}{\omega_1 s [(R_1 + c_1 R_2'/s)^2 (X_1 + c_1 X_2')^2]} \\
M_C = \begin{cases} 0,15M_H, & \text{при } 0 \leq t < 120 \\ 1,9M_H, & \text{при } 120 \leq t < 122 \\ 0,9M_H + 0,1M_H \cdot \sin(k_1 t) + 0,8M_H \cdot \sin(k_2 t), & \text{при } t > 122 \end{cases} \quad (2.42) \\
M_{Гпр} = M_p - M_{жид}^T \\
M_p = M_{p0} + c \cdot \varphi_3 \\
c = \frac{p_0 \cdot V_1^2}{V_0 - V_1 \cdot \varphi_3}
\end{array} \right.$$

Так как полученная математическая модель представляет собой систему, содержащую нелинейные неоднородные дифференциальные уравнения второго порядка, уравнения, описывающие электромагнитные процессы, происходящие в асинхронном электродвигателе, процессы, происходящие в гидравлической системе, то целесообразно решать её численными методами, моделируя процесс работы дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством в Matlab Simulink [17,58,83,67].

Работа двигателя и имитация нагрузки со стороны технологической машины, как видим на рисунке 2.6, задаётся аналогично построению имитационной модели работы привода без установленного в привод предохранительного гидромеханического устройства. Механическая часть предохранительного устройства состоит из дифференциального механизма и моделируется блоком Differential, который делит движение, передаваемое от двигателя на движение двух валов, один из которых связан с электродвигателем, моделируемым блоком Out1, а другой с гидродвигателем, моделируемым блоком Conn 1 [17,67].

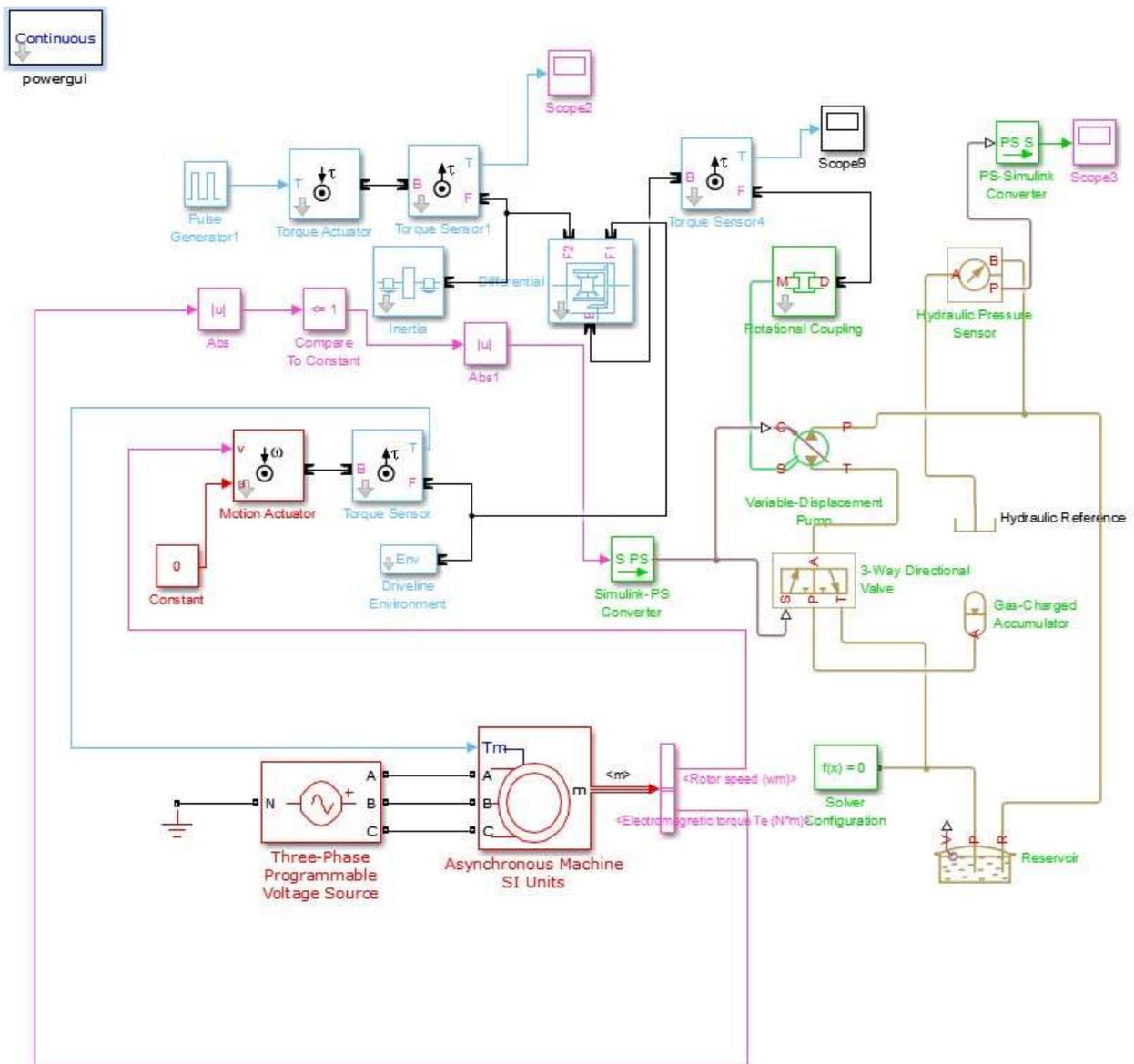


Рисунок 2.6 – Математическая модель работы привода дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством[17]

Гидравлическая система предохранительного устройства была собрана из базы стандартных блоков библиотеки [17,67] Matlab Simulink. Движущий момент передается с блока Rotational Coupling на блок аксиально-плунжерного гидравлического мотора, который моделируется блоком Hydraulic Motor, имеющего 2 гидрелинии: напорную (T) и всасывающую (P). Гидромотор соединяется с гидропневматическим аккумулятором по напорной линии. Гидропневматический аккумулятор моделируется блоком Gas-Charged Accumulator. Для сброса рабочей жидкости в случае достижения предельного

максимального значения по давлению предусмотрен предохранительный клапан его работа моделируется блоком Check Valve он сбрасывает рабочую жидкость в гидравлический бак, смоделированный блоком Reservoir [7]. Блоком Hydraulic Pressure Sensor моделируется датчик, установленный в нагнетательной линии, который фиксирует давление передает данные на блок PS Simulink Converter, в котором за счёт преобразования сигналов выводятся данные для просмотра на мониторе [67].

Для сравнения работы привода без гидромеханического предохранительного устройства и с ним, построили сравнительную имитационную модель, показанную на рисунке 2.7 [5].

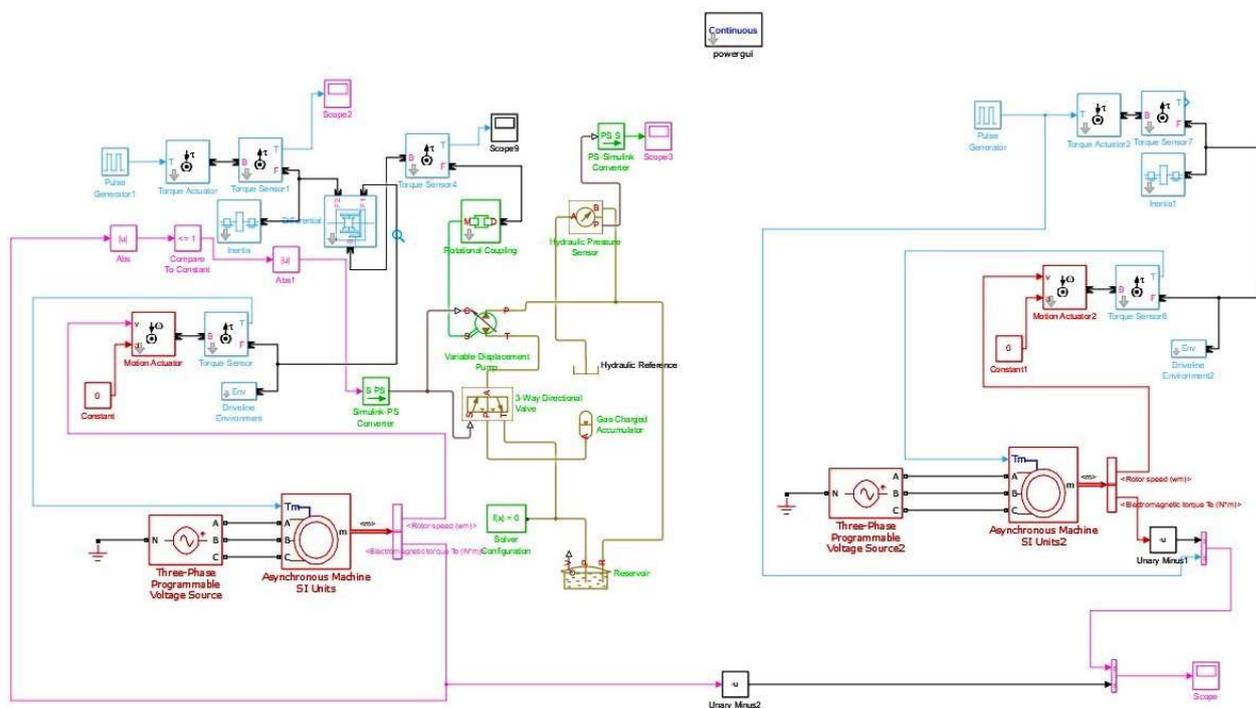


Рисунок 2.7 – Сравнительная имитационная модель.

В данной модели регистрируется нагрузка на валу электродвигателя, и выводятся на экран графики момента сопротивления и момента на валу двигателя привода с гидромеханическим предохранительным устройством и без него [5].

Для построения зависимостей, подставим в созданную математическую модель параметры гидромеханического устройства в приводе конусной дробилки и определим его рациональные параметры (таблица 2.1).

Таблица 2.1. Параметры привода дробилки и гидромеханического предохранительного устройства

Наименование параметра	Единица измерения	Величина
Производительность дробилки	м <sup>3</sup> /час	83-125
Привод дробилки:		
- тип электродвигателя		АИР280 М-
- мощность		8Б 01
- номинальный крутящий момент	кВт	75
- номинальная скорость вращения вала двигателя	Н/м	968
- максимальный момент	об/мин	740
	Н/м	1800
Предохранительное устройство:		
- момент срабатывания предохранительного устройства	Н/м	1800
- передаточное отношение дифференциала		5,94
- допустимое давление в гидросистеме	МПа	32
- гидравлическая жидкость		масло И-20
- рабочий объём гидромашины	см <sup>3</sup> /об	112
- максимальный объём гидроаккумулятора	литр	9.46
- диаметр трубопровода	мм	25

Работу конусной дробилки можно разбить на этапы:

- запуск дробилки и её работа на холостом ходу, который включает в себя пиковое значение при пуске и последующее достижение номинальных значений при работе без дополнительной нагрузки,

- работа под действием ударных динамических нагрузок, образующихся от загрузки первых кусков материала в дробилку и начале процесса дробления,

- работа под действием динамических нагрузок разной частоты и амплитуды, возникающих при дроблении материала,
- работа при попадании не дробимого материала в зону дробления и удаление его при помощи раскрытия регулируемой щели,
- аварийное срабатывание при попадании не дробимого тела в зону дробления и заклинивании,
- восстановление после аварийного срабатывания.

На первом этапе начальные условия имеют вид:

$$t = 0, \varphi_2 = 0, \varphi_3 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \dot{\varphi}_3 = 0.$$

## **2.5. Исследование работы гидромеханического предохранительного устройства привода в режиме демпфирования кратковременных нагрузок.**

В связи с тем, что упругие элементы устройств способны сами входить в резонанс и в случае работы в резонансных зонах являться источником динамических нагрузок при передаче крутильных колебаний предохранительное устройство должно работать на погашение этих колебаний. Демпфирование как эффективная защита приводного механизма от кратковременных нагрузок должно достигаться возможностью адаптации жёсткости устройства в случае изменения частоты динамических нагрузок таких как попадании дробимого материала разной твёрдости и гранулометрического состава в конусную дробилку, для снижения амплитуды динамических нагрузок и во избежание работы в резонансной зоне [3,22].

За счет управляемого изменения жесткости упругого устройства можно произвести адаптацию работы предохранительного устройства в зависимости от изменения режима работы.

Из формулы (2.11) видно, что жёсткость предохранительного устройства зависит от начального давления в гидропневмоаккумуляторе и его объёма. Объём

аккумулятора изменить в процессе работы или перед пуском не получится, а давление можно изменять, откачивая или закачивая газ в газовую полость аккумулятора [17].

Поэтому работу предохранительного устройства в приводе дробилки под действием серии импульсных нагрузок разной частоты будем исследовать при разных начальных давлениях в аккумуляторе [7].

Момент сил сопротивления  $M_c$  задаётся импульсной нагрузкой имеющей следующие периоды: 1 с, 2 с, 3 с и 4 с (график 1 на рис. 2.8 – 2.11). Выбор такого диапазона периодов колебаний обусловлен данными статистики (рис. 2.3).

Теоретические исследования зависимостей изменения амплитудного значения от воздействия серии импульсных нагрузок разными периодами в математической модели с предохранительным устройством, представленной на рисунке 2.6, будут показаны на графиках на рисунках 2.8. – 2.11.

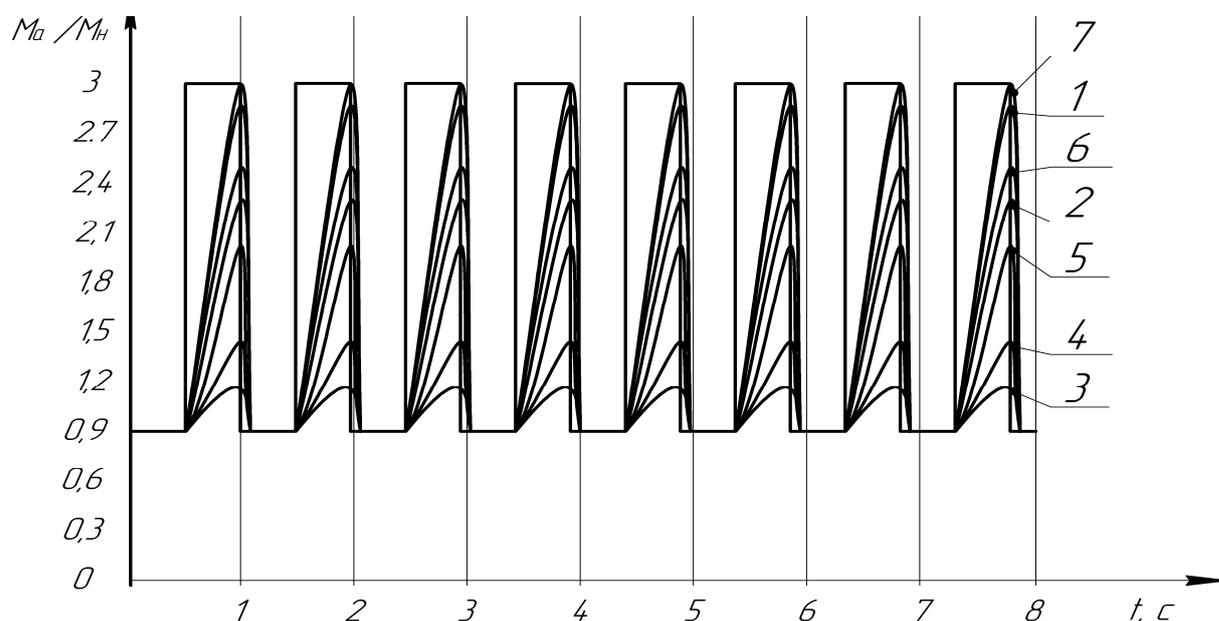


Рисунок 2.8 – Амплитудный момент на валу двигателя в режиме демпфирования серии импульсных нагрузок с периодом 1 с при начальных давлениях в гидроаккумуляторе предохранительного устройства: 1 – 3 атм.; 2 – 5 атм.; 3 – 70 атм.; 4 – 100 атм.; 5 – 120 атм.; 6 – 140 атм.; 7 – 150 атм.

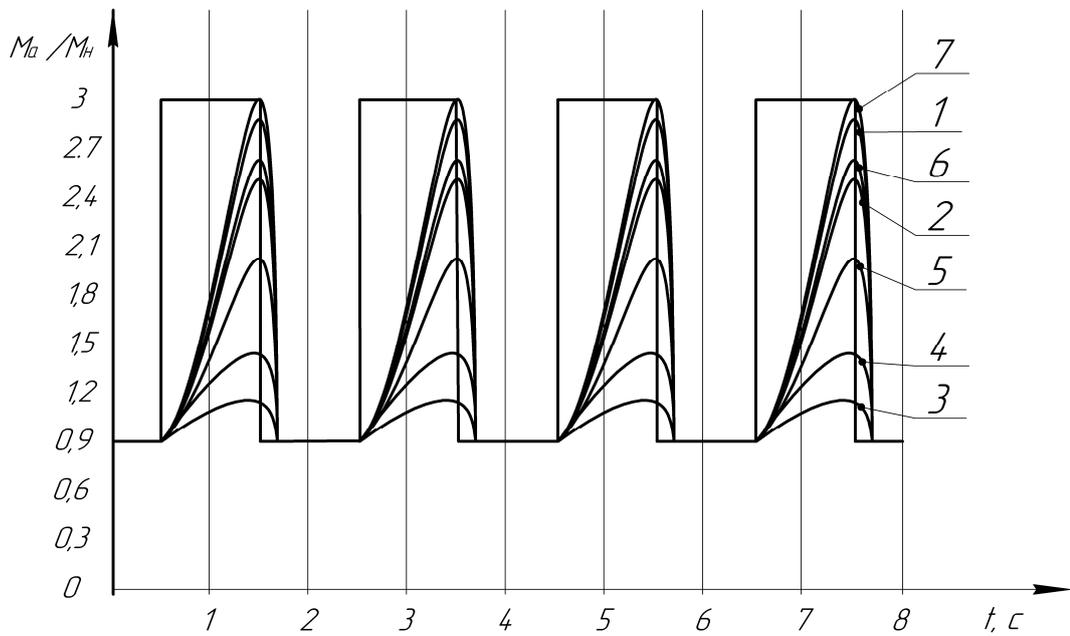


Рисунок 2.9 – Амплитудный момент на валу двигателя в режиме демпфирования серии импульсных нагрузок с периодом 2 с при начальных давлениях в гидроаккумуляторе предохранительного устройства: 1 – 3 атм.; 2 – 5 атм.; 3 – 70 атм.; 4 – 100 атм.; 5 – 120 атм.; 6 – 140 атм.; 7 – 150 атм.

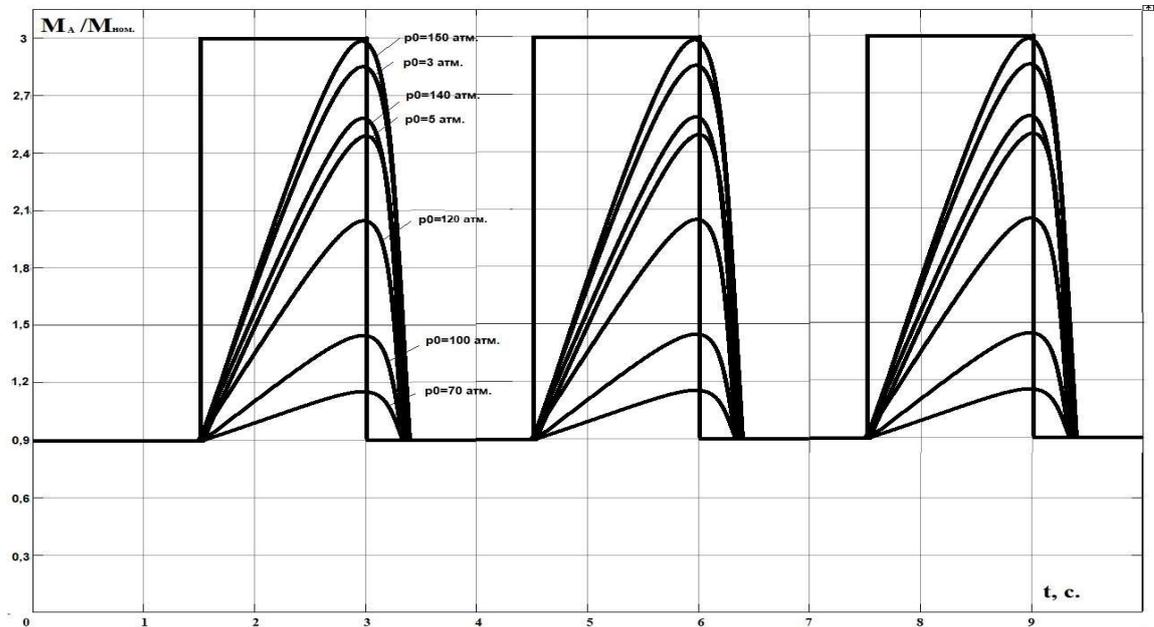


Рисунок 2.10 – Амплитудный момент на валу двигателя в режиме демпфирования серии импульсных нагрузок с периодом 3 с при начальных давлениях в гидроаккумуляторе предохранительного устройства: 1 – 3 атм.; 2 – 5 атм.; 3 – 70 атм.; 4 – 100 атм.; 5 – 120 атм.; 6 – 140 атм.; 7 – 150 атм.

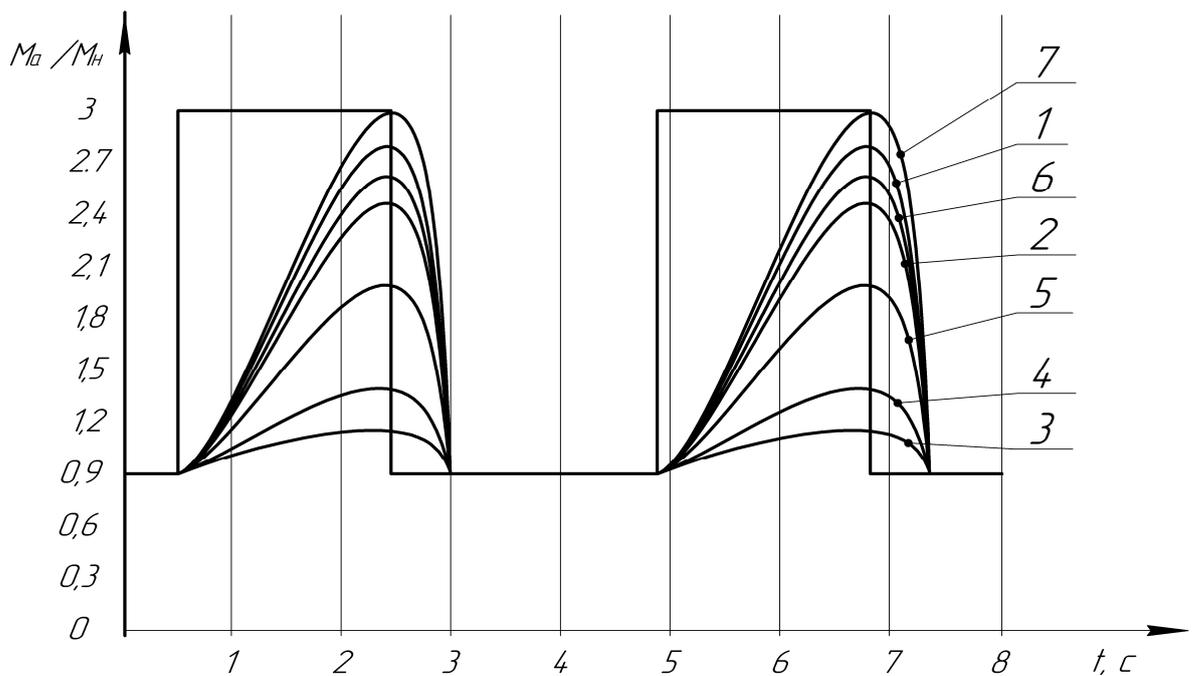


Рисунок 2.11 – Амплитудный момент на валу двигателя в режиме демпфирования серии импульсных нагрузок с периодом 4 с при начальных давлениях в гидроаккумуляторе предохранительного устройства: 1 – 3 атм.; 2 – 5 атм.; 3 – 70 атм.; 4 – 100 атм.; 5 – 120 атм.; 6 – 140 атм.; 7 – 150 атм.

Анализ полученных зависимостей позволил установить, что, при достаточно низком начальном давлении в гидропневмоаккумуляторе отношение амплитудного момента, передаваемого на вал электродвигателя, к номинальному моменту электродвигателя будет высоким из-за высокой податливости упругого элемента предохранительного устройства на этапе пуска и низкой податливости на рабочем этапе. А если начальное давление будет слишком высоким, то предохранительное устройство большую часть времени работает как жесткое, поэтому отношение амплитудного момента, передаваемого на вал электродвигателя, к номинальному моменту электродвигателя будет опять же высоким.

Для того, чтобы определить рациональное значение начального давления в гидроаккумуляторе, необходимо построить графики зависимости амплитуды динамической нагрузки, действующей на привод, от начального давления в гидроаккумуляторе. Построение такой зависимости при разных периодах серии импульсных нагрузок строим по показаниям, полученным на предыдущих

графиках (рисунки 2.8 – 2.11). Так как зависимости получаются почти одинаковыми при разных периодах серии импульсных нагрузок, то для наглядности представим на графике на рисунке 2.12 только две зависимости – при воздействии импульсных нагрузок с периодом 1 с и 4 с.

На графика 2.12 представлены оптимальные значения давления в гидроаккумуляторе гидромеханического предохранительного устройства, обеспечивающие наименьшее значение амплитудного момента к номинальному, которое достигается начальным давлением в гидроаккумуляторе  $P_0 \approx 70 \text{ атм}$ . Причём изменение периода колебаний практически не влияет на рациональную величину начального давления, при котором отношение амплитудного момента к номинальному будет минимальным, а влияет только на величину минимального отношения – при увеличении периода колебаний, она незначительно возрастает (от 1,12 до 1,2).

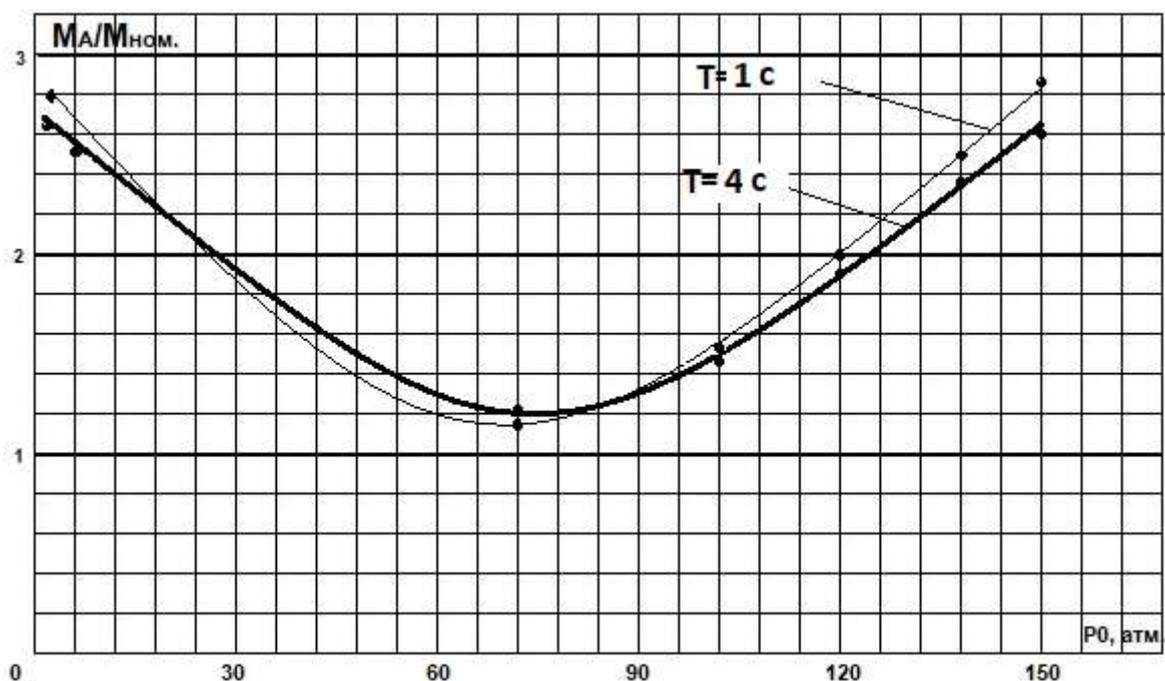


Рисунок 2.12 – Зависимость амплитудного момента на валу электродвигателя от начального давления в гидроаккумуляторе предохранительного устройства.

При исследовании работы предохранительного устройства при кратковременных перегрузках, в математической модели задавали момент

сопротивления, действующий время  $t = 0,5$  с и превышающий значение номинального момента двигателя от двух до пяти раз, как показано на рисунке 2.13.

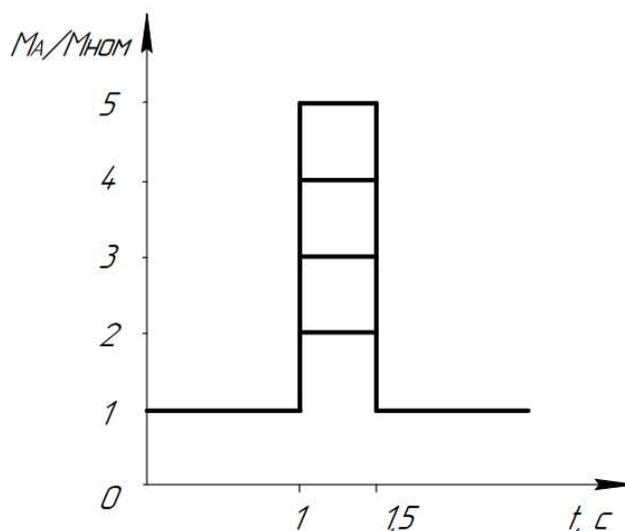


Рисунок 2.13 – Задаваемая кратковременная нагрузка

Исследования, результат которых представлен на рисунке 2.14, показали, что на амплитуду момента, передаваемого предохранительным устройством на вал двигателя практически не влияет амплитуда момента сопротивления. Предохранительное устройство снижает амплитуду динамического момента в 4-10 раз.

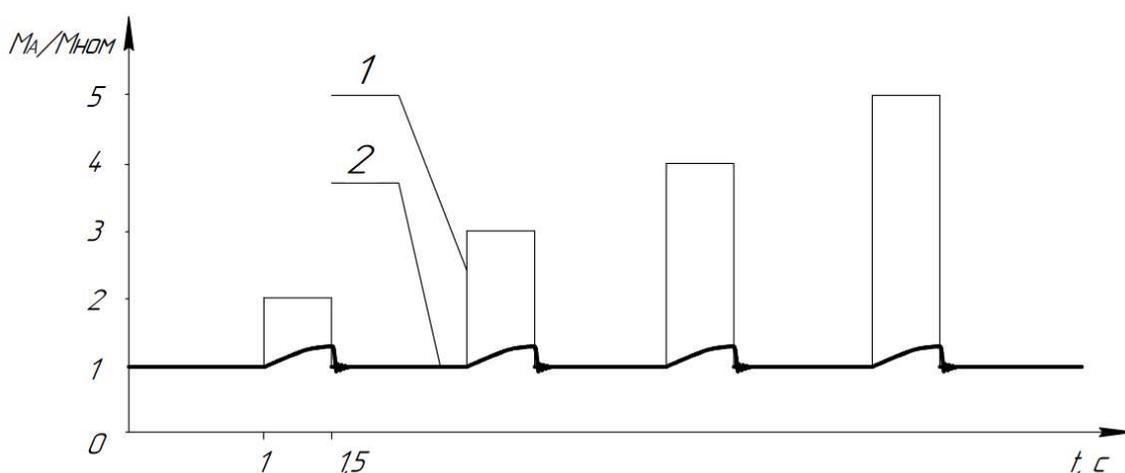


Рисунок 2.14 – Момент: 1 – на валу дробилки; 2 – на валу электродвигателя

Результаты теоретических исследований показали, что изменение амплитуды кратковременных нагрузок не влияет на амплитуду нагрузки, воздействующей на вал электродвигателя, а частота серии кратковременных нагрузок (в заданном диапазоне, основанном на результатах статистических данных) незначительно влияет на амплитуду нагрузки, воздействующей на вал электродвигателя. Кроме того, был определён рациональный параметр начального давления, при котором амплитуда нагрузки, воздействующей на вал электродвигателя минимальна [13].

## **2.6. Исследование работы привода дробилки с гидромеханическим устройством в режиме дробления материала**

Для того, чтобы изучить динамику работы привода с установленным в него предохранительным устройством в режиме, приближенном к рабочему (дробление материала), необходимо в разработанной математической модели привода нагрузку моделировать блоком белого шума с ограниченной полосой пропускания Band-Limited White Noise с параметрами, имитирующими дробление материала, как показано на рисунке 2.4 [13].

Подставив рациональный параметр начального давления в гидроаккумуляторе в математическую модель, была определена зависимость, которая представлена на рисунке 2.15.

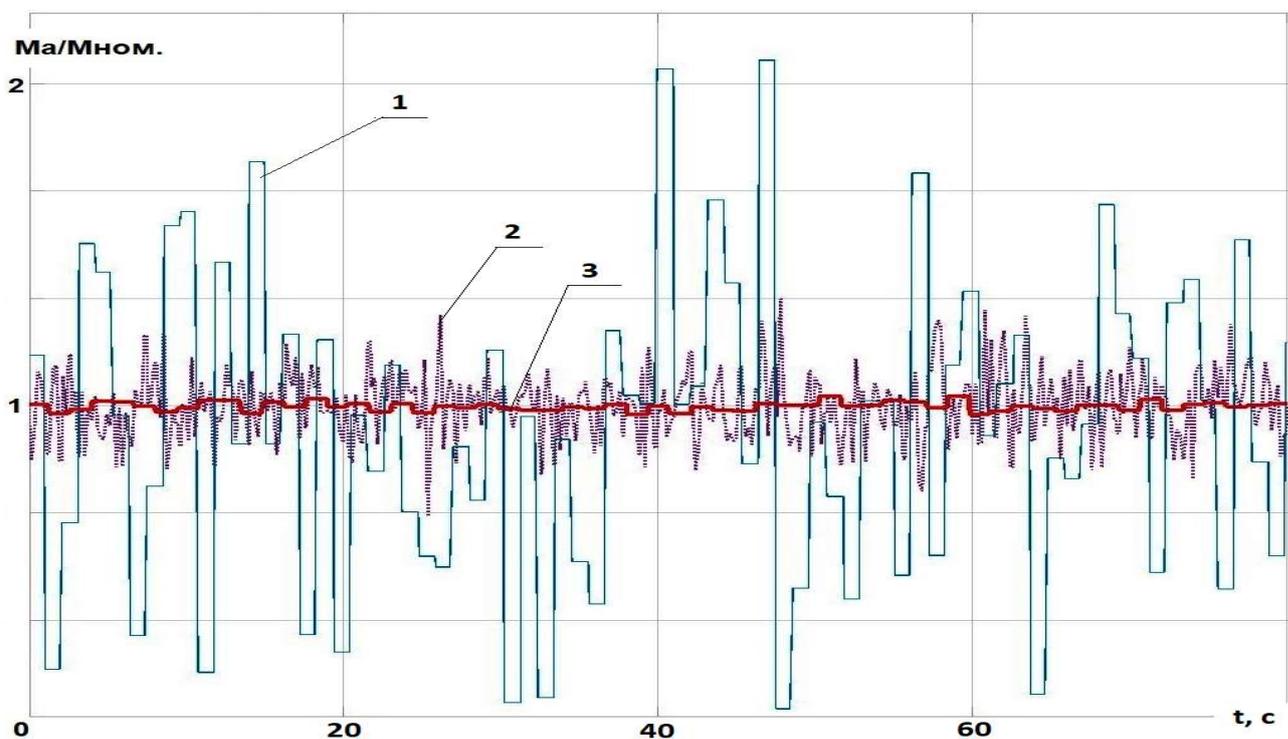


Рисунок 2.15 – Зависимости момента при нагрузке, имитирующей дробление материала: 1 – момент сопротивления со стороны дробилки; 2 – момент на валу двигателя с жёсткой трансмиссией; 3 – момент на валу двигателя с гидромеханическим предохранительным устройством.

Амплитуда кратковременных нагрузок, действующих на вал двигателя с жесткой трансмиссией, достигает величин, превышающих в среднем в 6 раз максимальные значения амплитуды при установленном в привод предохранительном устройстве [13].

В результате проведения теоретических исследований:

- построены зависимости, определяющие и позволяющие обосновать рациональное начальное давление в гидроаккумуляторе;
- определено для дробилки КСД-1200 (используемой при проведении опытных испытаний) начальное давление в гидроаккумуляторе 7 МПа является самым рациональным так как амплитуда момента передаваемого на вал электродвигателя при этом давлении минимальна;
- выявлено, что на рациональные параметры давления в гидроаккумуляторе 7Мпа не влияют кратковременные нагрузки разной частоты в диапазоне

(0,25 ... 1 Гц) и только незначительно изменяет амплитуду действующей динамической нагрузки;

- установлено, что изменение амплитуды кратковременной нагрузки (при одинаковой длительности её воздействия), действующей со стороны конусной дробилки, практически не оказывает воздействия на амплитуду момента, который поступает на вал электродвигателя. Таким образом, нагрузки, действующие в дробилке, являются кратковременными, иногда величиной, превышающей номинальную в два раза и более, то такое свойство предохранительного устройства очень важно;

- установлено, что предложенное демпфирующее устройство способно сглаживать значительные высокоинтенсивные нагрузки исполнительного органа механизма, позволяя снизить их амплитуду в 6 раз, а также защищать привод при кратковременных перегрузках.

## **Глава 3. Экспериментальные исследования гидромеханического предохранительного устройства в приводе дробилки**

### **3.1. Постановка цели и задач**

Так как исследуемая конструкция ни разу не устанавливалась в работающий привод, то первая цель экспериментальных исследований заключается в проверке функциональной работоспособности предохранительного гидромеханического устройства [16]. Вторая цель – получение результатов опытных испытаний, позволяющих оценить адекватность математического моделирования при сравнении с результатами теоретических исследований.

Реализация поставленных целей возможна по средствам решения следующих задач:

- подобрать оборудование для опытных испытаний исследуемой конструкции предохранительного устройства;
- получить экспериментальные зависимости, оценивающие динамические нагрузки на валу двигателя в процессе работы дробилки;
- разработать и изготовить опытный образец предохранительного устройства, удовлетворяющий параметрам выбранного оборудования;
- проверить функциональную работоспособность опытного образца предохранительного устройства и его элементов при пуске, работе дробилки и аварийном срабатывании;
- получить экспериментальные зависимости, позволяющие оценить динамические нагрузки на валу двигателя с установленным в приводе опытным образцом предохранительного устройства в процессе дробления;
- провести анализ сформированных зависимостей и сравнить их с теоретическими результатами.

Исходя из поставленных задач, экспериментальные исследования проходят в два этапа.

На первом этапе выбрана конусная дробилка, установлен датчик, измеряющий ток электродвигателя, проведен запуск дробилки и дробление материала, в процессе которого получены результаты, позволяющие оценить колебания тока электродвигателя.

На втором этапе изготовлен опытный образец, подготовлен фундамент для установки опытного образца в привод дробилки, проведена установка опытного образца и подготовка его к испытаниям, проведён запуск дробилки и оценка функциональной работоспособности устройства и его элементов, проведено дробление материала и сняты показатели тока двигателя, проведена имитация перегрузки и срабатывание устройства[16].

### **3.2. Описание конусной дробилки, представленной для испытаний, технические характеристики и используемые средства измерений**

Опытные данные, адекватно отражающие реальные условия эксплуатации предохранительного гидромеханического устройства в приводе конусной дробилки, могут быть получены при проведении опытных испытаний на реально действующем оборудовании дробильно-сортировочной установки – конусной дробилке КСД-1200 на предприятии ООО «ПромМашКомплект» [16].

Дробильно-сортировочная установка, представленная на рисунке 3.1, используется для дробления рудных и нерудных полезных ископаемых (кроме пластичных, липких и глинистых материалов) с временным сопротивлением сжатию дробимого материала до 300МПа содержанием влаги не более 4% [16]. Наиболее часто используемые материалы гранит и железистый кварцит с максимальным размером кусков в питании до 150мм. Дроблёный продукт разделяется на щебень фракции 0-20мм, 20-60мм и +60 мм.

Загрузка материала в приёмный бункер осуществляется автомобильным погрузчиком. В нижней части бункера расположено дозирующее устройство, позволяющее изменять скорость подачи материала на конвейер и тем самым

осуществлять регулировку производительности дробильно-сортировочной установки, состоящей из:

### Дробильно-сортировочная установка

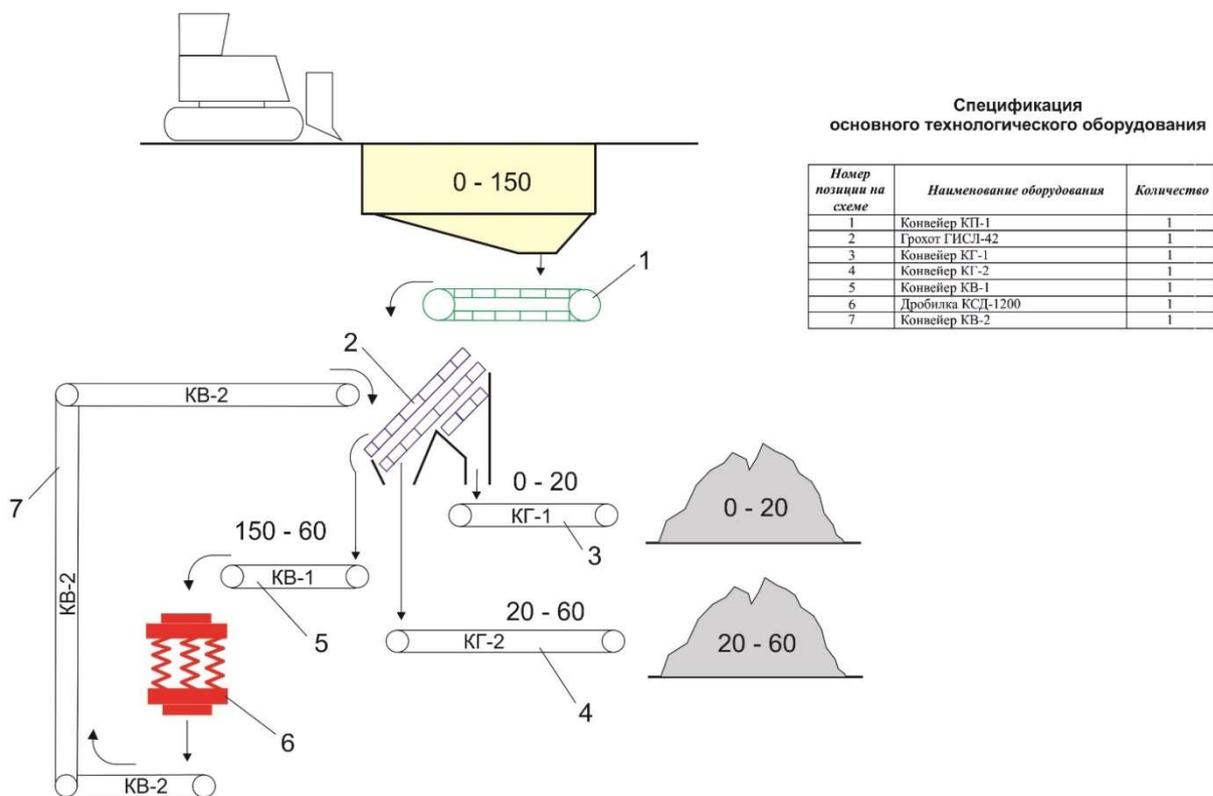


Рисунок 3.1 – Дробильно-сортировочная установка

1. Ленточный конвейер КП №1 подающий питание на грохот ГИСЛ -42, ширина ленты 800 мм, мощность привода 7.5 кВт, производительность 150 метров кубических в час.
2. Грохот ГИСЛ – 42, производительностью до 140 метров кубических в час, мощность привода 11кВт, верхняя дека укомплектована ситом с ячейкой 60\*60 мм, нижняя дека укомплектована ситом с ячейкой 20\*20 мм. Разделяет поступающий материал и выделяет готовый продукт по классу крупности. Разгрузочные устройства грохота позволяют осуществлять загрузку (подрешётного - продукта прошедшего сквозь просеивающую поверхность) готового класса, на ленточный конвейер КГ №1 и КГ №2 и отправку (надрешётного –продукта, не прошедшего через просеивающую

поверхность) на конвейер КВ №1 для дальнейшей технологической переработки.

3. Ленточный конвейер КГ №1 производительностью 100 метров кубических в час, мощность привода 4.5 КВт, ширина ленты 600мм.
4. Ленточный конвейер КГ №2 производительностью 100 метров кубических в час, мощность привода 4.5 КВт, ширина ленты 600мм.
5. Ленточный конвейер КВ №1 производительностью 100 метров кубических в час, мощность привода 4.5 КВт, ширина ленты 600мм.
6. Дробилка КСД-1200, показанная на рисунке 3.2, производительностью 83-125 метров кубических в час, мощность привода 75 КВт, укомплектована броням ГР, диапазон регулирования разгрузочной щели 20-50мм.
7. Ленточный конвейер КВ №2 производительность 100 метров кубических в час, мощность привода 4,5 КВт, ширина ленты 600мм.



Рисунок 3.2 – Дробилка конусная КСД-1200

Технология переработки осуществляется следующим образом: материал загружается в приёмный бункер, через дозирующее устройство подаётся на ленточный конвейер КГ №1 и разгружается в приёмное устройство грохота ГИСТ -42 на котором в процессе инертных колебаний подрешётный продукт через

просеивающую поверхность разделяется на готовые классы и разгружается на ленточные конвейера ГК №1 и ГК №2, а надрешетный продукт разгружается на ленточный конвейер КВ №1 и подаётся в качестве питания в ленточный конвейер КВ №2 и подаётся в приёмное устройство грохота ГИСЛ -42 смешиваясь там с продуктом питания подаваемым ленточным конвейером КП №1. Циркуляция материала в технологическом процессе происходит до полного выхода материала в готовый класс.

Предохранительное устройство будет установлено в привод конусной дробилки, показанный на рисунке 3.3, между электродвигателем и упругой муфтой с торообразной оболочкой. Принято решение упругую муфту не убирать, чтобы на изменение результатов измерений динамической нагрузки на привод влияла только установка предохранительного устройства [16].



Рисунок 3.3 – Привод дробилки конусной.

При изготовлении гидромеханического предохранительного устройства необходимо учесть основные характеристики дробилки, представленные в таблице 3.1. Особенно важно учитывать максимальный момент в приводе дробилки, чтобы провести расчёты на прочность элементов передаточного механизма предохранительного устройства и подобрать элементы гидросистемы.

Таблица 3.1 – Характеристики оборудования

Наименование характеристики	Размерность	Величина
Дробимый материал – щебень, крупностью	мм	0-150
Габаритные размеры дробилки:		
- длина	м	3,5
- ширина	м	2,5
- высота	м	3,1
Ширина разгрузочной щели	мм	20-50
Производительность	м <sup>3</sup> /час	83-125
Тип электродвигателя – АИР280 М-8Б 01		
Мощность электродвигателя	кВт	75
Номинальный крутящий момент вала электродвигателя	Нм	968
Номинальная частота вращения вала электродвигателя	об/мин	740
Характеристики соединительной муфты:		
- тип – Лепестковая		
- частота вращения, не более	об/мин	1500
- передаваемый момент	Нм	1000

Для того чтобы оценить, как изменит установленное предохранительное устройство с гидромеханическим исполнительным механизмом динамику(9) нагрузок на привод дробилки, проведём замеры нагрузки на привод дробилки без предохранительного устройства [74].

Для оценки динамических нагрузок, действующих на вал электродвигателя конусной дробилки, можно измерить ток электродвигателя, так как его изменение можно считать пропорциональным изменению мощности на валу электродвигателя [51,66]. Регистрацию изменения силы тока двигателя можно проводить

регистратором многоканальным технологическим РМТ 69L, показанным на рисунке 3.4 [16].



Рисунок 3.4 – Измерительное устройство РМТ 69L

Для подключения регистратора, откручиваем одну из трёх фазных жил кабеля, подающего питание на электродвигатель дробилки, и пропускаем её через сердечник трансформатора тока 150/5, вторичную обмотку трансформатора подключаем к преобразователю тока с выходом 0-5 мА к выходу преобразователя подключаем регистратор многоканальный технологический РМТ-69 [16,100].

Проведём настройку параметров измерительного прибора (рисунок 3.5). Диапазон измерений датчика – от 0 до 5 мА. Настраиваем прибор таким образом, чтобы максимальное значения датчика 5 мА соответствовало 200 А тока двигателя.

Номинальный ток двигателя АИР 280 М-8Б 01, мощностью 75кВт конусной дробилки – 150 А.

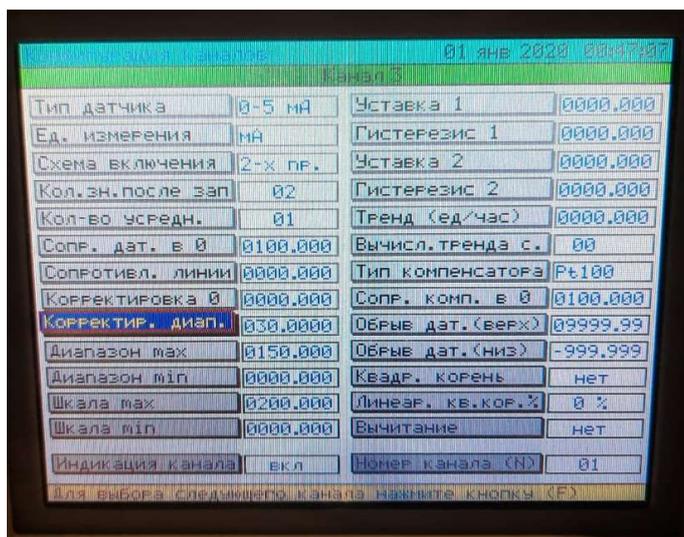


Рисунок 3.5 – Настройка параметров прибора PMT 69L

Работа двигателя в диапазоне силы тока выше номинального, приводит к отказам электродвигателя [16]. Кроме того, ток двигателя пропорционален нагрузкам, действующим на привод и элементы конусной дробилки. Следовательно, работа двигателя с током свыше 150 А соответствует перегрузкам [16].

### 3.3. Экспериментальное исследование работы конусной дробилки без предохранительного устройства

Для проведения исследований изменения мощности на валу электродвигателя так как изменение мощности можно считать пропорциональным изменению тока проводилась и регистрация колебаний тока электродвигателя в процессе работы дробилки. С целью исследований чистоты, проводимых для всего процесса, был выбран материал – щебень фракции 0 – 80 мм, на всех этапах исследования дробился материал одной партии.

Порядок проведения экспериментальных исследований работы конусной дробилки:

1. Присоединить датчик регистратора к кабелю, подающему питание на электродвигатель дробилки.
2. Проверить готовность к работе всех узлов дробильно-сортировочной установки.
3. Подать питание от вводного автомата.
4. Провести запуск дробилки
5. Оценить работу датчика на холостом ходу
6. Зафиксировать результаты показаний регистратора РМТ-69L.
7. Запустить конвейера КВ №1, КВ №2, КГ №1, КГ №2, Грохот ГИСЛ – 42 на холостом ходу.
8. Включить конвейер КП №1 и подать питание на грохот и дробилку
9. Зафиксировать показания регистратора РМТ-69L.
10. Дождаться выхода щебня и перехода дробилки на холостой ход
11. Выключить электродвигатель дробилки и остановить оборудование ДСУ.
12. Отключить вводной автомат.
13. Сохранить показатели с регистратора РМТ 69L для дальнейшей обработки.

В процессе помола измерялись колебания тока, возникающие в процессе работы конусной дробилки [13], как показано на рисунке 3.6.

С целью проверки работы датчиков, передающих показания для мониторинга и визуализации данных нагрузки на электродвигателе в приводе дробилки было проведено 2 цикла дробления без установленного в приводе опытного образца [74,79].

Предварительные результаты показали, что периодически в процессе дробления возникали кратковременные нагрузки, при которых ток электродвигателя достигал, а иногда и превышал 150 А, что говорит о кратковременных перегрузках двигателя [16].

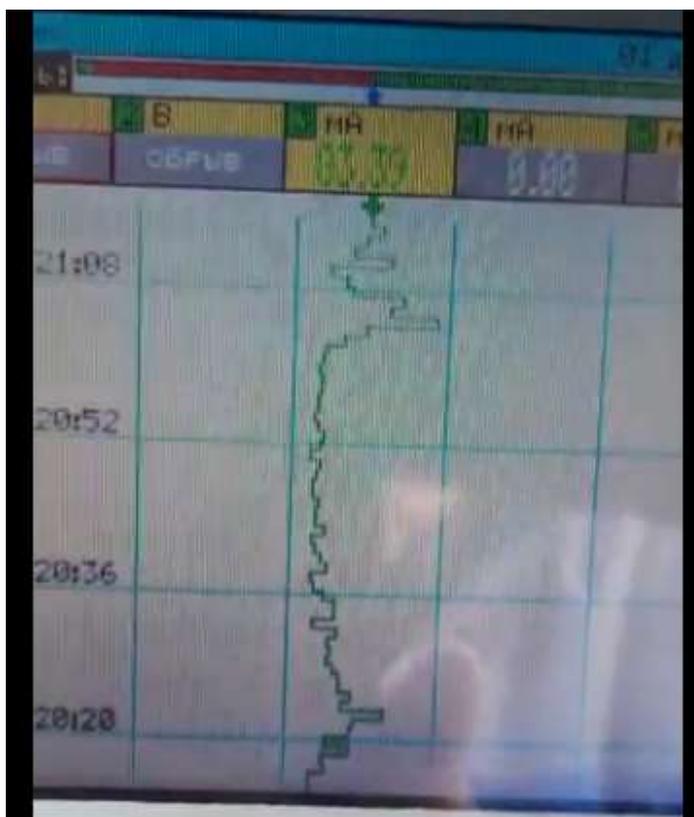


Рисунок 3.6 – Результаты измерения тока электродвигателя

Так как время перегрузок очень мало (порядка 1-3 секунд), то такие перегрузки допустимы в процессе дробления, но при этом значительно быстрее изнашиваются элементы привода и сам электродвигатель, что может привести техническую систему к внезапному выходу из строя [16].

### **3.4. Описание опытного образца предохранительного устройства, его технические характеристики**

В рамках проведения работ был спроектирован и изготовлен опытный образец, показанный на рисунке 3.7, предохранительного устройства с зубчатым дифференциальным механизмом, схема которого представлена на рисунке 2.1.

Полумуфта 1 устройства будет присоединена к полумуфте упругой лепестковой муфты со стороны электродвигателя, а полумуфта 2 – к полумуфте упругой лепестковой муфты со стороны приводного вала дробилки, передающего движение на дробящий конус дробилки [16]. Эти полумуфты установлены на валах конического симметричного дифференциала 3, передающих одинаковый крутящий

момент. Обрабатываемый гидромотор 4 установлен на валу, передающем крутящий момент, величина которого определяется передаточным числом конического дифференциала. Гидромотор 4 связан трубопроводами с гидроаккумулятором 5 и сливной ёмкостью 6. В гидрелинии между гидромотором и сливной ёмкостью, установлен управляемый кран 7 с реле давления 8. Все элементы устройства закреплены на раме [16].



Рисунок 3.7 – Опытный образец

Принцип действия опытного образца гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным передаточным механизмом описан в главе 2 [16].

В качестве передаточного устройства выбран дифференциал ведущего моста автомобиля КамаЗ-53215, мощность 225 л.с. при 2200 оборотах в минуту, 912 Нм при 1100-1500 оборотов в минуту [13].

В гидросистему установлен аксиально-плунжерный гидромотор 3102.112. Анализ существующих типов гидромоторов показал, что наиболее подходящим типом гидромотора для гидромеханического предохранительного устройства с

дифференциальным передаточным механизмом является аксиально-плунжерный гидромотор. Он может работать при высоких давлениях и оборотах, у него достаточно высокая надежность и меньшие габариты, чем у радиально-плунжерного гидромотора, а также высокая точность изготовления, что снижает количество утечек рабочей жидкости. Кроме того, аксиально-плунжерные машины могут работать как в режиме мотора, так и в режиме насоса в широком диапазоне частот вращения, в отличие, например, от более доступных шестерёнчатых гидромоторов [16].

Технические характеристики опытного образца гидромеханического устройства приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2. Технические характеристики опытного образца

Наименование параметра	Размерность	Величина
Габаритные размеры:		
- длина	м	2750
- ширина	м	0,7
- высота	м	0,45
Передаточное отношение дифференциала		5,94
Начальное давление в гидросистеме	атм	70
	МПа	7,09
Допустимое давление в гидросистеме	МПа	32
Гидравлическая жидкость	масло	И-20
Максимальный момент	Н/м	912

Для установки опытного образца гидромеханического предохранительного устройства была спроектирован фундамент и установлена дополнительная рама, представленные на рисунке 3.8.

Перед установкой гидромеханического предохранительного устройства необходимо зарядить гидроаккумулятор, закачав азот до достижения давления 7,09 МПа и перенести двигатель на дополнительную раму для подготовки места под опытный образец



Рисунок 3.8 – Фундамент и дополнительная рама

На рисунке 3.9 показана установка предохранительного устройства на дополнительную раму.



Рисунок 3.9 – Установка опытного образца в привод дробилки

Так как замеры тока привода были проведены с установленной изначально в приводе лепестковой полумуфтой, то принято решение при установке предохранительного устройства не демонтировать эту муфту. При этом входной и выходной валы предохранительного устройства крепятся к полумуфтам лепестковой муфты.

### **3.5. Экспериментальное исследование работы конусной дробилки с гидромеханическим предохранительным устройством в приводе**

В процессе монтажа изготовленного и собранного на промежуточной раме предохранительного устройства при установке в привод конусной дробилки необходимо выполнить подготовку к проведению испытаний.

Порядок подготовки к испытаниям:

1. Устанавливаем опытный образец на раму и закрепляем его.
2. Закачиваем гидробак гидравлическое масло, выполняем прокрутку за вал предохранительного устройства руками, тем самым прокачивая всю гидравлическую систему.
3. Осмотр соединений и элементов гидравлической системы на предмет отсутствия утечек.
4. Присоединяем полумуфту предохранительного устройства к полумуфте лепестковой муфты со стороны электродвигателя.
5. Подключаем питающий кабель, проверяем фазировку подключения и надежность крепления контактов и заземления.
6. Запускаем электродвигатель, проверяем направление вращения валов двигателя и предохранительного устройства в процессе работы визуально оцениваем герметичность соединений гидросистемы под давлением по отсутствию утечек масла из гидросистемы, а также надежности резьбовых соединений и нарушения геометрии элементов.
7. Останавливаем электродвигатель и отключаем питание.

8. Прикрепляем вторую полумуфту устройства к лепестковой полумуфте дробилки.
9. Предварительно измеряем и регулируем реле давления, устанавливаем момент срабатывания.
10. Устанавливаем положение предохранительного клапана на открытие под давлением рабочей жидкости, равным 7 МПа.
11. Проводим отладку работы измерительно-регистрирующей системы.
12. Включаем питание и электродвигатель, проводя визуальную оценку работы конусной дробилки без нагрузки на исполнительный механизм по пункту 6. Проверяется работа контрольно-измерительной аппаратуры – измерительное устройство передаёт адекватные данные на регистратор РМТ 69L. В случае наличия отклонений производятся соответствующие доработки и переход к пункту 1.
13. Останавливаем электродвигатель и отключаем питание.
14. Подготавливаем материал для дробления и проверяем готовность к работе конвейеров дробильно-сортировочной установки.

Порядок проведения испытаний опытного образца в режиме дробления щебня:

Для регистрации колебаний тока электродвигателя в процессе работы дробилки с установленным в приводе опытным образцом предохранительного устройства используется тот же материал – щебень фракции 0 – 80 мм.

1. Присоединить датчик регистратора к кабелю, подающему питание на электродвигатель дробилки.
2. Проверить готовность к работе всех узлов дробильно-сортировочной установки.
3. Подать питание от вводного автомата.
4. Провести запуск дробилки
5. Оценить работу датчика на холостом ходу
6. Зафиксировать результаты показаний регистратора РМТ-69L.

7. Запустить конвейера КВ №1, КВ №2, КГ №1, КГ №2, Грохот ГИСЛ – 42 на холостом ходу.
8. Включить конвейер КП №1 и подать питание на грохот и дробилку, постепенно увеличивая плотность подачи. При этом визуально контролировать работоспособность опытного образца.
9. Зафиксировать показания регистратора РМТ-69L
10. Увеличить плотность подачи щебня до условной перегрузки привода и зафиксировать срабатывание опытного образца.
11. Удостовериться, что на регистраторе зафиксирован момент перегрузки.
12. Дождаться выхода щебня и перехода дробилки на холостой ход.
13. Выключить электродвигатель дробилки и остановить оборудование ДСУ.
14. Отключить вводной автомат.
15. Сохранить показатели с регистратора РМТ 69L для дальнейшей обработки.
16. Визуально оценить самовосстановление предохранительного устройства при снятии нагрузки.
17. Проверить надежность всех элементов устройства.
18. При необходимости, освободить дробилку от завала.
19. Провести повторный запуск дробилки на холостом ходу, убедившись в сохранении устройством работоспособности.

Для испытания работы опытного образца провели 2 запуска конусной дробилки без нагрузки, которые подтвердили функциональную работоспособность системы. Далее, были проведены испытания опытного образца под нагрузкой и перегрузкой привода и сняты показания колебаний тока электродвигателя. Далее производится расчет средних значений исследуемых параметров по рекомендациям [16,87, 94].

Результаты экспериментальных исследований показали, что при установке опытного образца гидромеханического предохранительного устройства в процессе дробления максимальные кратковременные нагрузки значительно снизились, что видно из изменившегося графика тока электродвигателя на рисунке 3.10, ток

двигателя ни разу не превысил значение в 150 А. Что говорит о защите устройством привода от кратковременных перегрузок [16].

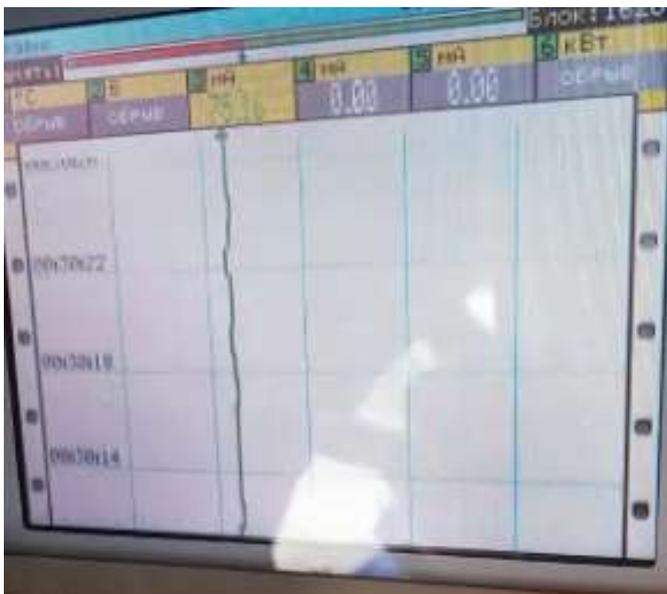


Рисунок 3.10 – Показания регистратора многоканального технологического РМТ 69L(8)

При пуске привода было отмечено, что разгон ведомого вала проходил плавно, показывая податливость устройства и его возможности плавного пуска. При перегрузке привода предохранительное устройство сработало, защитив привод от перегрузки. После снятия нагрузки, устройство восстановилось автоматически, и было готово к дальнейшему использованию. Это говорит о функциональной работоспособности гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным передаточным механизмом на всех этапах работы: пуск, холостой ход, режим дробления, режим перегрузки и срабатывания устройства, режим снятия нагрузки после срабатывания и восстановление [16].

Но при опытных испытаниях был выявлен один недостаток. При перегрузке предохранительное устройство плавно повышает момент до срабатывания, а устройство регулирования щели не успевает увеличивать разгрузочную щель, и дробилка останавливается под завалом. Для того, чтобы исключить этот недостаток, необходимо разработать комбинированное гидромеханическое

предохранительное устройство, в котором работа предложенного устройства и устройства регулирования щели будут работать согласованно [16].

### 3.6. Регистрация, обработка результатов экспериментальных исследований.

Для того чтобы сравнить результаты теоретических и экспериментальных исследований необходимо определить теоретически и экспериментально колебания мощности электродвигателя. Для построения экспериментального графика необходимо провести тарировку датчика регистратора РМТ-69L.

Тарировка датчика регистратора РМТ-69L проводилась при работе дробилки без предохранительного устройства. Определили показания регистратора при холостом ходе дробилки и при выходе на режим, при котором среднее значение потребляемой мощности соответствует 75кВт.

Тарировочный график, как видно на рисунке 3.11, получился линейным. По оси абсцисс указаны показания датчика регистратора РМТ-69L, а по оси ординат – мощность, соответствующая этим показаниям.

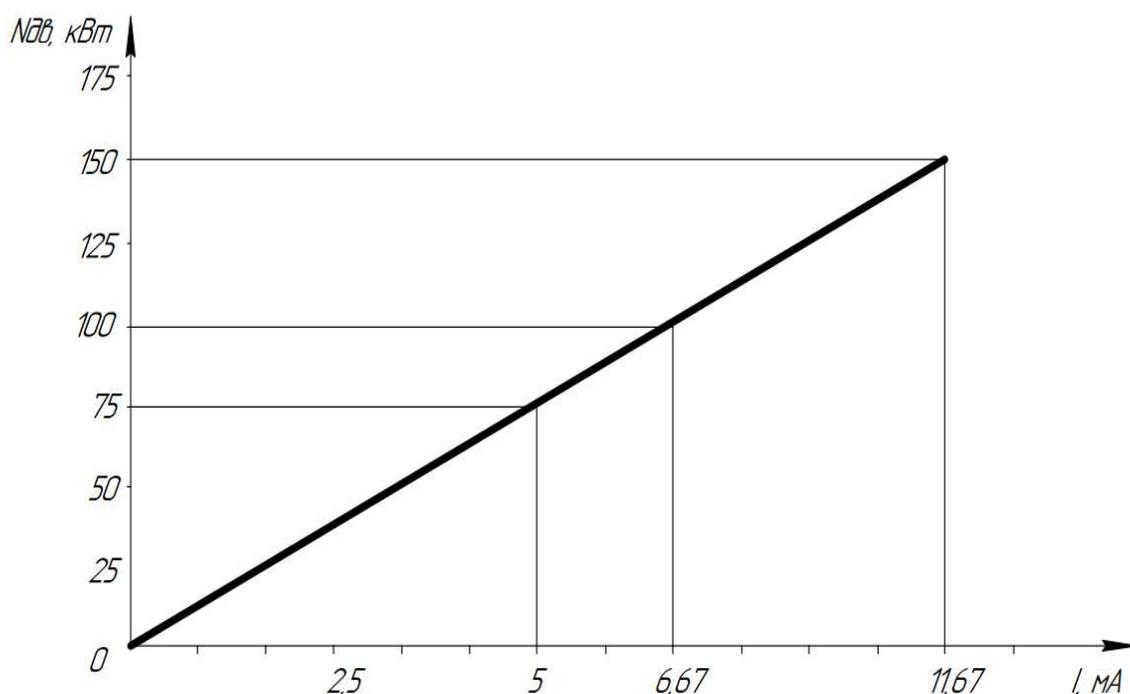


Рис. 3.11. Тарировочный график регистратора РМТ-69L.

При проведении экспериментов сняты показания и, при помощи тарифовочного графика построен график изменения мощности электродвигателя дробилки до установки предохранительного устройства в привод на рисунке 3.12 и график изменения мощности электродвигателя дробилки после установки предохранительного устройства в привод на рисунке 3.13 [16].

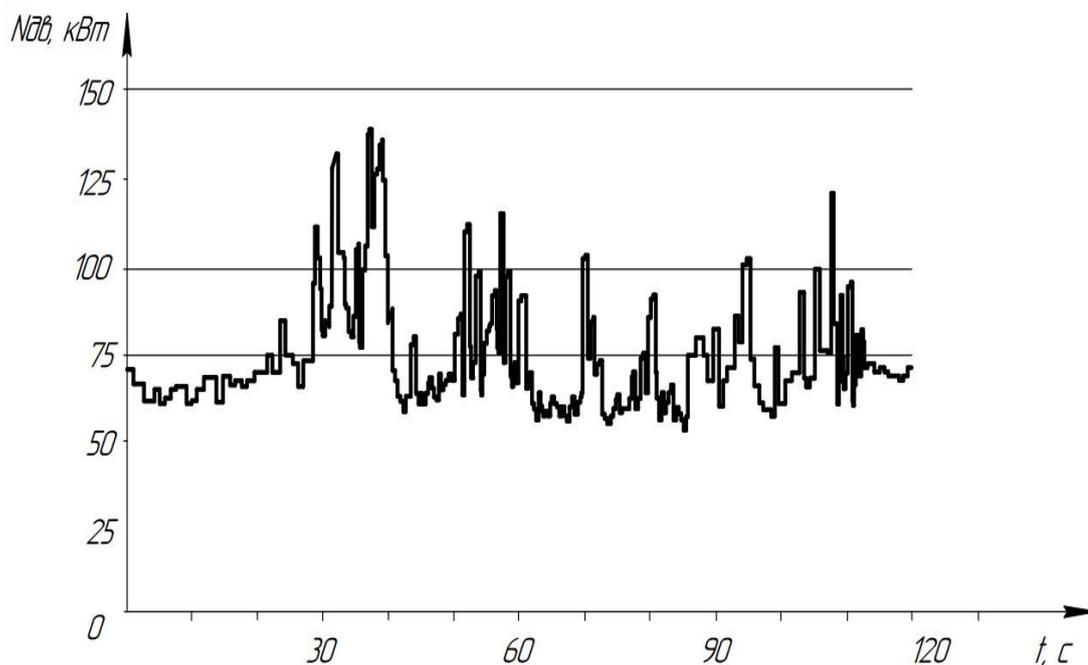


Рисунок 3.12 – График мощности двигателя дробилки без установки в привод предохранительного устройства.

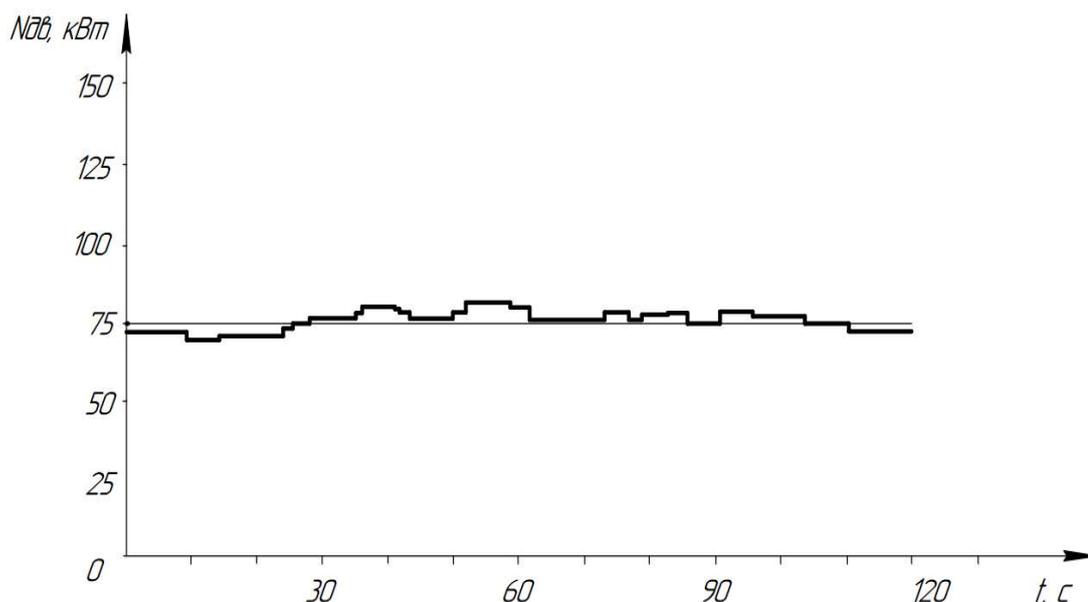


Рисунок 3.13 – График мощности двигателя дробилки с установленным в привод предохранительным устройством.

По изменению потребляемой мощности можно оценить характер нагрузки, действующей на привод дробилки. Опытные испытания показали значительное сглаживание динамических нагрузок при установке гидромеханического предохранительного устройства в привод дробилки.

### 3.7. Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований

Из сравнения полученных значений по результатам теоретических и экспериментальных исследований построим теоретический график изменения мощности электродвигателя на рисунке 3.14, подставив в математическую модель нагрузки, имитирующие дробление материала, параметры конусной дробилки, на которой проходили испытания, и опытного образца предохранительного устройства [16].

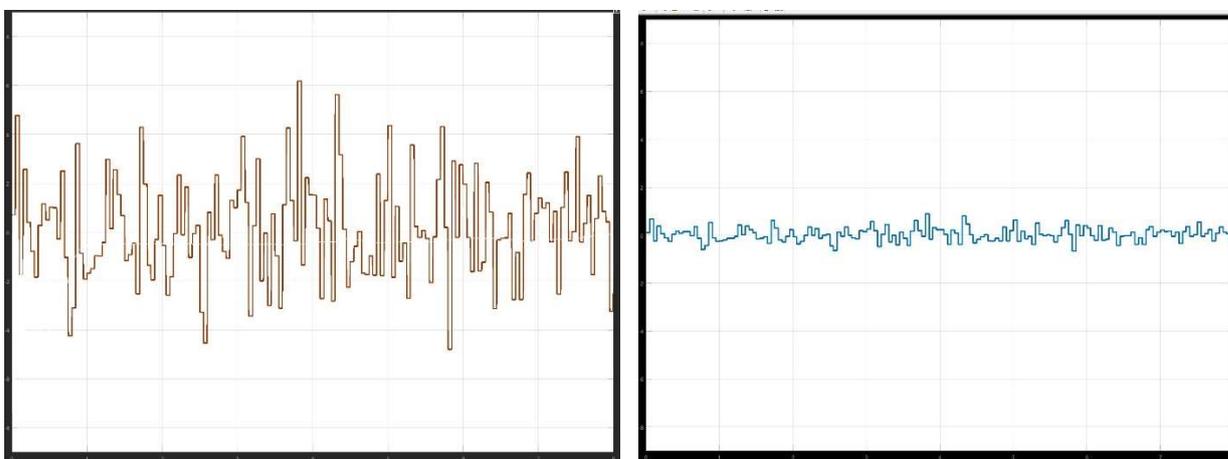


Рисунок 3.14 – Теоретические графики изменения напряжения в приводе: а) до установки предохранительного устройства в привод, б) с предохранительным устройством в приводе

На данном этапе сравнили характер изменений значений мощности электродвигателя до и после установки предохранительного устройства, полученных в результате теоретических исследований, на рисунке 3.14, и

экспериментальных исследований, на рисунках 3.12 и 3.13 [16]. Сравнение этих зависимостей подтверждает адекватность математической модели.

В результате проведения опытных испытаний было установлено:

- испытания опытного образца подтверждают работоспособность новой конструкции гидромеханического предохранительного устройства;

- предохранительное устройство эффективно снижает амплитуду кратковременных высокоинтенсивных нагрузок (крутящего момента), при теоретических и опытных испытаниях амплитудные значения потребляемой электродвигателем мощности снижается примерно в 6 раз по отношению к приводу без предохранительного устройства;

- графики значений мощности электродвигателя, полученные в результате теоретических исследований и опытных испытаний, подтверждают адекватность имитационной и математической моделей;

- при перегрузке предохранительное устройство плавно повышает момент до срабатывания, при этом устройство регулирования щели не успевает увеличивать разгрузочную щель, и дробилка останавливается под завалом [16]. Для того, чтобы исключить этот недостаток, необходимо разработать комбинированное гидромеханическое предохранительное устройство, в котором работа предложенного устройства и устройства регулирования щели будут работать согласованно [16].

## **Глава 4. Расчёт и выбор рациональных параметров гидромеханического предохранительного устройства конусной дробилки**

### **4.1. Выбор исходных параметров предохранительного устройства**

Основным исходным параметром предохранительного устройства является максимальный момент, который это устройство должно передать от двигателя к валу-шестерни конической передачи дробящего конуса [7].

Анализируя работу привода дробилки по статистическим данным, воспринимаемым приводом нагрузок (рис.2.5), отметим, что электродвигатель может работать при воздействии кратковременных нагрузок, превышающих номинальное значение почти в 2 раза. Поэтому исходное значение максимального значения передаваемого момента будет зависеть от номинального значения момента на валу электродвигателя, установленного в приводе дробилки:

$$M_{\max} = 2M_H \quad (4.1)$$

Необходимо учитывать, что на вал гидромашины будет действовать момент, уменьшенный в  $u$  раз, где  $u$  – передаточное отношение зубчатого дифференциала. В стандартном зубчатом дифференциале, используемом для опытного образца, передаточное отношение  $u=5,94$ .

Ещё одним исходным параметром является частота вращения валов, которая зависит от номинального значения частоты вращения вала электродвигателя.

При разработке методики расчёта гидромеханического предохранительного устройства конусной дробилки необходимо учитывать, что предложенное устройство включает в себя механическую часть – дифференциал и гидравлическую часть – гидросистему предохранительного устройства, связанную дифференциальным передаточным механизмом с гидромашиной [70]. При этом гидромашинка работает либо как гидронасос, накачивая жидкость в гидросистему при повышении момента на валу передаточного механизма, повышая давление в гидросистеме, либо как гидромотор, преобразуя избыточное давление в гидросистеме в момент на валу передаточного механизма.

Взаимосвязь между моментом, передаваемым устройством и давлением в гидросистеме описывается уравнением (2.9), выведенным в результате теоретического исследования предохранительного устройства:

$$M_p = M_3 \cdot u = u \cdot p \cdot V_1, \quad (4.2)$$

где  $M_3$  – момент на валу 3 (рис.2.1) передаточного механизма, Н · м;

$u$  – передаточное отношение зубчатого дифференциала;

$V_1 = Q/\Omega_n$  - объём жидкости, проходящий через гидромашинку при повороте

на 1 радиан  $\text{м}^3$ ;  $Q$  - производительность (расход) гидромашины при номинальной угловой скорости вращения вала  $\Omega_n$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ . [17,42].

На основании конструктивных параметров необходимо выполнить расчёт гидросистемы где определяющими будут параметры гидромашины зависящие от производительности: расхода жидкости, мощности, максимального и минимального давления в гидроаккумуляторе, а также диаметры гидролиний.

На основе стандартных методов при максимально допустимом значении передаваемого момента осуществляется определение и расчет параметров предохранительного устройства [33].

#### **4.2. Обоснование выбора типа гидромашины предохранительного устройства**

Одним из важнейших вопросов проектирования предлагаемого гидромеханического предохранительного устройства является подбор оборудования, и, в частности, выбор типа гидромашины (гидромотора-насоса), которая должна обладать следующими принципиально важными характеристиками: работать как гидронасос и как гидромотор при высоких давлениях и в разных диапазонах частот, иметь высокую надежность и высокий к.п.д., иметь возможность регулировки расхода жидкости.

На сегодня существуют четыре основных типа гидромашин: шестеренчатые, пластинчатые, аксиально-поршневые (плунжерные), радиально-поршневые [14].

Шестеренная гидромашина, показанная на рисунке 4.1, состоит из двух шестерен, расположенных в корпусе. При работе жидкость захватывается зубьями шестерен, отжимается к стенкам корпуса и перемещается со стороны всасывания на сторону нагнетания [18,68].

Основными преимуществами шестеренных типов гидромоторов являются: простота конструкции; высокая надёжность по сравнению с аксиально-плунжерными гидромашинными; низкая стоимость.

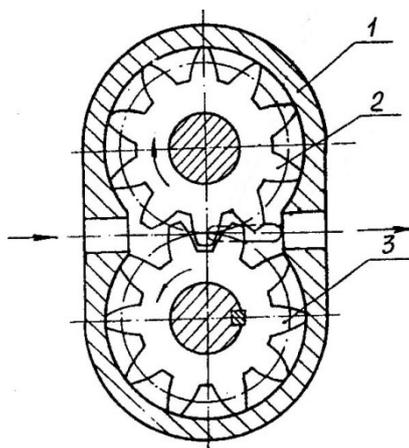


Рисунок 4.1 – Шестеренная гидромашина

1 – корпус, 2 – ведущая шестерня, 3 – ведомая шестерня [18].

Недостатками данных гидромашин являются: отсутствие регулирования рабочего объёма; отсутствие возможности работы при высоком давлении; отсутствие равномерности подачи; предъявление высоких требований к качеству изготовления рабочих органов гидромашин, которые образуют корпус; низкий к.п.д. из-за двукратного изменения направления движения жидкости в насосе.

В пластинчатой гидромашине, показанной на рисунке 4.2, вытеснителями являются две и более пластины (шиберы) [83]. Пластинчатые насосы в отдельных случаях используются в режиме гидромотора.

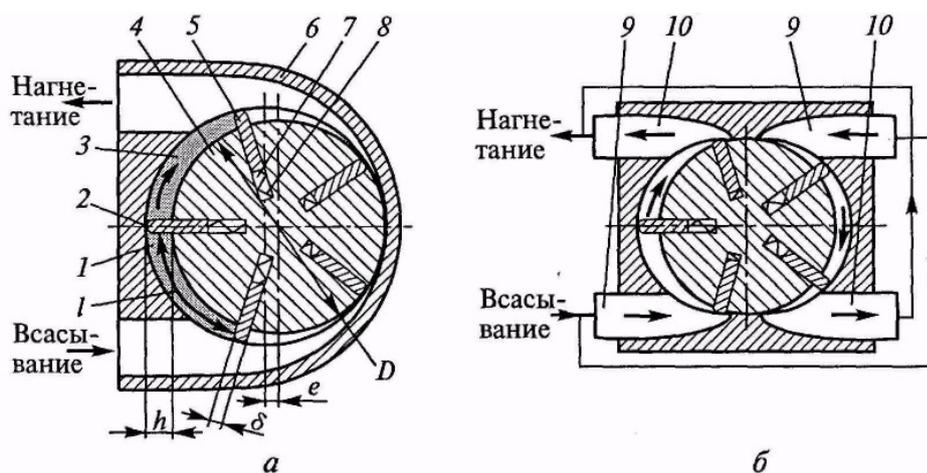


Рисунок 4.2 – Пластинчатые насосы:

однократного (а) и двукратного (б) действия

- 1, 3 – рабочие камеры; 2 – точка контакта; 4 – ротор; 5 – пластина;  
 6 – статор (корпус); 7 – паз; 8 – пружина; 9 – область всасывания;  
 10 – область нагнетания

Такое вариант использования пластинчатого насоса возможен в том случае, когда в пространстве под пластинами установлены специальные пружины, которые осуществляют прижим пластин к корпусу статора. Отсутствие вышеуказанных пружин позволяет сделать вывод, что такой насос не является обратимым.

Основными преимуществами пластинчатых насосов является: относительно низкая пульсация подачи (для насосов) и расхода (для гидромотора); сравнительно низкий уровень шума; наличие принципиальной возможности реализовывать регулирование рабочего объёма [18].

Недостатками пластинчатых насосов является: сложность конструкции и, как следствие, низкая ремонтпригодность; сравнительно низкие рабочие давления; наличие залипания пластин при низких температурах.

Пластинчатые и шестеренные гидромоторы рекомендуются при частоте вращения не менее 300 об/мин и сравнительно малом моменте ( $M_o < 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ) [90], поэтому для муфт, используемых в приводах тяжело нагруженных машин, такие гидромашины не подходят. Кроме того, гидромеханическое предохранительное устройство, при установившемся движении в приводе, работает таким образом, что частота вращения вала гидромашины снижается до нуля, а это противоречит рекомендациям по частоте вращения этих типов гидромашин.

В роторно-поршневой (плунжерной) гидромашине вытеснителями являются поршни или плунжеры. Роторно-поршневые гидромашины подразделяются на аксиально-поршневые (рисунок 4.3), у которых возвратно-поступательное движение поршней параллельно оси вращения насоса, и радиально-поршневые (рисунок 4.4), у которых возвратно-поступательное движение поршней происходит в радиальном направлении [68].

Выпускают аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском (шайбой) (рисунок 4, а) и с наклонным блоком цилиндров (рисунок 4.3, б).

Аксиально-поршневые гидромашины отличаются от ранее рассмотренных насосов сложностью изготовления и, как следствие, большей стоимостью, но имеют существенно лучшие эксплуатационные характеристики. Они создают

давления до 30...40 МПа, могут работать в широком диапазоне частот вращения от 500 до 4000 об/мин и более. Полные КПД этих насосов достигают 0,90...0,92, а объемные КПД – 0,95...0,98 [48].

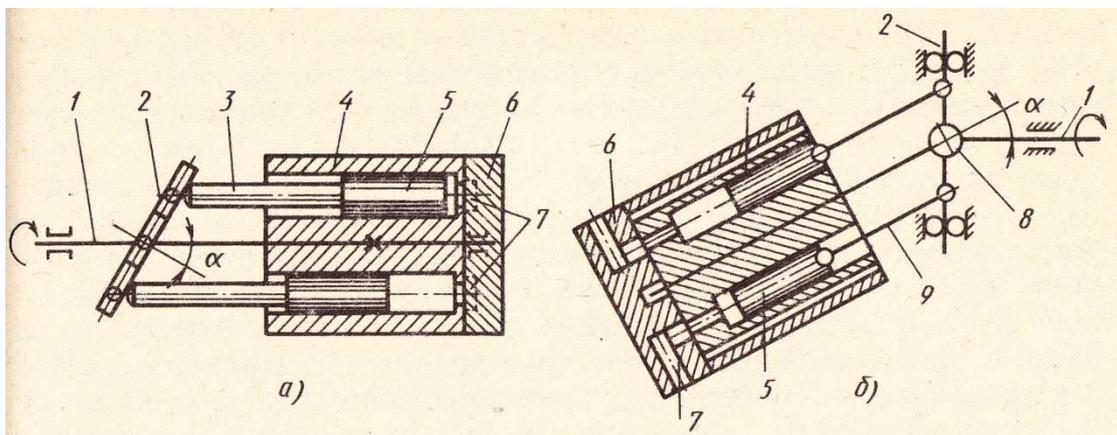


Рисунок 4.3 — Аксиально-плунжерные гидромашины

а) с наклонным диском, б) с наклонным блоком цилиндров

1 – ведущий вал, 2 – диск, 3 – шток, 4 – блок цилиндров, 5 – поршень,

6 – гидрораспределитель, 7 – пазы, 8 – шарнир, 9 – шатун [18].

Радиально-поршневые гидромашины выполняют как с поршнями, направленными от центра гидромашины (рис.4.4), так и поршнями, направленными к центру гидромашины [48]. Данный вид гидромашин чаще используется в режиме гидромотора, чем в режиме насоса.

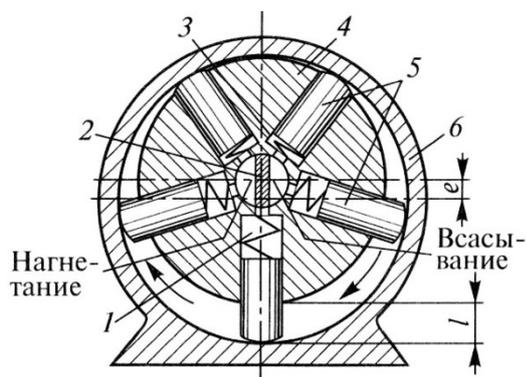


Рисунок 4.4 — Радиально-поршневой насос

1,3 –рабочие камеры; 2 –перемычка; 4 –ротор; 5 – плунжеры;

6 –корпус

Достоинства роторно-поршневых гидромашин: высокие создаваемые моменты (способность работать при высоких давлениях), принципиальная возможность регулировки рабочего объема, возможность реализации режима свободного вращения.

Недостатки: сложность конструкции, высокая пульсация расхода рабочей жидкости, высокая чувствительность к чистоте рабочей жидкости — она должна соответствовать классу чистоты 20/18/15 стандарта ISO 4406; высокая стоимость.

При этом у аксиально-поршневой гидромашины надежность выше, чем у радиально-плунжерной, а габаритные размеры меньше [18].

Анализ типов гидромашин показал, что для гидромеханического предохранительного устройства с зубчатым дифференциальным передаточным механизмом рекомендуется выбирать аксиально-плунжерный гидромотор-насос, так как он обладает всеми характеристиками, принципиально важными для использования гидромашин в предложенном устройстве.

Недостатки данного типа гидромашин, которые оказывают влияние на стабильную работу предохранительного устройства, компенсируются особенностями гидросистемы: пульсации в гидросистеме будут поглощаться гидроаккумулятором, а частую проверку чистоты рабочей жидкости можно проводить, не отключая агрегат, т.к. гидросистема в процессе работы привода остаётся неподвижной. Остальные недостатки влияют только на себестоимость предохранительного устройства. В отдельных случаях, для снижения себестоимости, можно использовать нерегулируемый гидромотор с наклонным корпусом и неподвижным (угол наклона) диском, что упростит конструкцию. Кроме того, на рынке представлен достаточно широкий перечень отечественных производителей аксиально-плунжерных гидромоторов, что приведет к относительному снижению затрат [18].

### 4.3. Расчет параметров элементов гидросистемы предохранительного устройства

При расчёте параметров гидрооборудования, входящего в гидросистему предохранительного устройства необходимо учитывать, что рациональнее использовать стандартные элементы гидросистем.

Основные элементы гидросистемы предохранительного устройства: гидромашина, гидроаккумулятор, датчик давления, управляемый кран и трубопроводы.

Основные параметры этих элементов – начальное, допускаемое давление и допускаемый расход жидкости.

Наиболее подходящие параметры можно подобрать, используя полученную в результате теоретических исследований зависимость, показанную на рисунке 2.12.

#### 4.3.1. Расчёт параметров гидромашин

Мощность гидромашин  $N_{\Gamma}$ , работающих в режиме гидромотора, определяют по формуле [98]:

$$N_{\Gamma} = \frac{\pi \cdot n_3}{30} \cdot M_{3max} \quad (4.3)$$

где  $M_{3max}$  – максимальный момент на валу 3 (рис. 2.1) реверсивного гидромотора, Н · м; [8,14,17].

$n_3$  – частота вращения вала 3 реверсивного гидромотора;

Чтобы произвести расчёт мощности гидромашин принимаем крутящий момент со стороны гидросистемы равный максимальному крутящему моменту привода (4.1), делённому на передаточное отношение зубчатого дифференциала:

$$M_{3max} = 2M_H / u \quad (4.4)$$

Вал реверсивного гидромотора вращается с максимальным числом оборотов. Предохранительное устройство в таком случае находится в режиме аварийного срабатывания. Исходя из того, что ведомый вал 2 (рис. 2.1) неподвижен, вращение от ведущего вала передаётся на вал гидромашины:

$$n_3 = u \cdot n_1 \quad (4.5)$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущего вала.

Мощность гидромашины, которая работает в режиме насоса, находят по формуле [6,8,14,17]:

$$N_{ГН} = k_{зу} \cdot k_{зс} \cdot N_{Г} = k_{зу} \cdot k_{зс} \cdot \frac{2\pi n_1 M_H}{30} \quad (4.6)(3)$$

где  $k_{зу}$  – коэффициент запаса по усилию, который учитывает гидравлические потери давления в местных сопротивлениях и по длине гидролиний, а также потери мощности на преодоление инерционных сил, сил механического трения в подвижных сопротивлениях (1,1...1,2);

$k_{зс}$  – коэффициент запаса по скорости, который учитывает утечки рабочей жидкости, уменьшение подачи насоса с увеличением давления в гидросистеме (1,1...1,3) [8,14,17].

На основании полученных значений мощности производится подбор стандартной гидравлической машины.

Проверить подобранные параметры гидромашины через формулу [6, 96]:

$$Q = N_{ГН} / p_{ном} \quad (4.7)$$

где  $p_{ном}$  – номинальное давление, МПа.

Необходимо учитывать, что номинальное давление обеспечивает номинальный момент на валу гидромашины, препятствует повороту вала гидромашины на установившемся режиме работы. Из уравнения 4.2 следует:

$$p_{ном} = \frac{M_H}{u \cdot V_1} \quad (4.8)$$

Если расчёт по формуле 4.7 показал, недостаточность мощности для обеспечения требуемого расхода жидкости при номинальном давлении, в таком случае мощность гидромашины следует увеличить [8,14,17].

Используя рассчитанные параметры, подбираем по ним гидромашину из стандартного ряда.

После выбора стандартной гидромашины уточняем технические характеристики действительной подачи насоса  $Q$ , по формуле [6]:

$$Q = q_d \cdot n_d \cdot \eta \quad (4.9)$$

где  $q_d$  – действительный рабочий объем насоса;

$n_d$  – действительная частота вращения насоса;

$\eta$  – объемный КПД насоса.

Если расход гидромашины регулируется, то рациональную величину расхода  $Q$  необходимо подбирать, используя графическую зависимость, (рис. 2.15), полученную в результате теоретических исследований так, чтобы значение амплитудного момента, воздействующего на вал электродвигателя была минимальным.

#### 4.3.2. Расчёт внутреннего диаметра гидролиний

Основными параметрами, необходимыми для выбора труб гидролиний гидросистемы предохранительного устройства являются внутренний диаметр труб и максимальное давление в гидросистеме [15,17].

Требуемый внутренний диаметр трубопроводов  $d_T$  определяется на основании рекомендуемого расхода рабочей среды  $Q$  в магистралях трубопровода [17,48,75]. Таким образом, внутренний диаметр трубопровода, который соответствует расходу рабочей жидкости  $Q$  и скорости  $u_T$  определяется по формуле:

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_T}} \quad (4.8)$$

Для напорных трубопроводов гидроприводов рекомендуемая средняя скорость жидкости  $u_T = 5 \text{ м/с}$  [17,75].

После расчета диаметра из ГОСТ 8734-75 выбираем подходящее значение прохода трубопровода  $d_y$ , в случае необходимости выбора из двух значений

предпочтение стоит отдавать по трубопроводу с большим внутренним диаметром.

Действительная скорость движения жидкости -  $V_{ж}$ , определяется по формуле [17,48]:

$$V_{ж} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot Q}{\pi \cdot d_T} \quad (4.10)$$

Тепловой расчёт и потери в гидролиниях проводим по стандартным методикам [17,44,96]. Также стоит учитывать тот факт, что диаметр проходных отверстий трубопровода не должен изменяться более чем на 15% от номинального трубопровода [17,96].

При выборе необходимо учитывать, что определяющим является давление зависящее от максимального момента в системе, который передается предохранительным устройством по следующей зависимости:

$$p_{max} = M_{3max} / V_1 \quad (4.11)$$

Расчётное значение максимального давления не должно превышать допустимого давления [p] для подобранных элементов гидросистемы.

На основании стандартных методик выполняется расчет тепловой расчёт гидропривода и потерь давления в гидролиниях, при этом необходимо учесть ранее полученные данные [17, 44, 96].

### 4.3.3. Расчет параметров гидроаккумулятора

Взаимосвязь между моментом, передаваемым устройством и давлением в гидросистеме описывается уравнением (2.9), выведенным в результате теоретического исследования предохранительного устройства. Момент действующий на вал гидромашины является определяющим давление в гидросистеме, из уравнения 4.2 следует:

$$p = M_3 / V_1 \quad (4.12)$$

Основные параметры гидравлического аккумулятора – максимальное давление и рабочий объём [17,48]. Для подбора гидроаккумулятора в гидросистему из имеющихся в стандартном ряду необходимо рассчитать его параметры.

Изменение состояний газа в гидроаккумуляторе его расширение изменяет его состояние на режимах, которые соответствуют политропному процессу:

$$V_1^n \cdot p_1 = V_2^n \cdot p_2 \quad (4.13)$$

Опытным путём определяем значение  $n$  показателя политропы в разных режимах работы гидравлической системы разрядка гидроаккумулятора происходит примерно за 0,5 мин., соответственно  $n \approx 1,3$  [26,43]. Но в случае работы гидросистемы в предохранительном устройстве конусной дробилки, разрядка гидроаккумулятора проходит под сопротивлением и показатель политропы стремится к 1 [70]. Для расчёта рабочих параметров гидроаккумулятора принимаем, что в газовой полости гидроаккумулятора изменение состояния газа представляет собой изотермический процесс  $p \cdot V = const$ :

$$V_1 \cdot p_{min} = V_2 \cdot p_{max} = V \cdot p$$

где  $V$  – текущий объём, занимаемый газом в гидроаккумуляторе, м<sup>3</sup>;

$V_1$  – первоначальный объём, занимаемый газом в гидроаккумуляторе, м<sup>3</sup>;

$V_2$  – объём, занимаемый газом в момент срабатывания устройства, м<sup>3</sup> [17].

Полезный объём жидкости являющийся определяющим максимальный объём- $V_{ж}$ , закачиваемой в гидроаккумулятор в процессе работы предохранительного устройства рассчитываем:

$$V_{ж} = V_1 - V_2 = V_1 - \frac{V_1 \cdot p_{min}}{p_{max}} = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_{min}}{p_{max}}\right)$$

Следовательно, вместимость гидроаккумулятора  $V_1$  определяем из формулы:

$$V_1 = \frac{V_{ж} \cdot p_{max}}{p_{max} - p_{min}}$$

Тогда начальный объём гидроаккумулятора при политропном процессе рассчитаем по формуле:

$$V_1 = \frac{V_{ж}}{1 - \sqrt[n]{p_{min}/p_{max}}} \quad [17].$$

Максимальный объём, который занимает рабочая жидкость в гидроаккумуляторе до момента срабатывания гидромеханического предохранительного устройства, выражаем по формуле:

$$V_{ж} = Q \cdot t_{срmax} \quad [3,17].$$

где  $t_{срmax}$  – время, затраченное на срабатывание устройства, если перегрузка дробилки происходит сразу после работы на холостом ходу. Это значение можно определить, исследуя динамику работы устройства при аварийном срабатывании.

Определив объём гидроаккумулятора, можно выбрать стандартный гидроаккумулятор, с учётом, что максимальное давление не превышает давления, допустимого в стандартном устройстве [15, 48].

#### **4.4. Проектирование опытного образца гидромеханического предохранительного устройства**

Выбор составляющих элементов гидравлической системы и расчёт рациональных параметров при проектировании предохранительного устройства, основан на подборе комплектующих и деталей из стандартных рядов.

При настройке предохранительного устройства на режим работы конусной дробилки потребуется настройка начального давления в гидроаккумуляторе устройства на наиболее вероятную частоту вынуждающей нагрузки, возникающей в зоне дробления. Для чего были определены этапы настройки гидромеханического предохранительного устройства:

1. Определяется частота воздействия динамических нагрузок из статистических данных работы конусной дробилки.
2. Закачивается азот в газовую полость для начального давления гидроаккумулятора  $P_0$ , равное 70 атмосфер при этом амплитуда динамического момента, действующего на элементы привода конусной дробилки со стороны гидромеханического предохранительного устройства будет минимальной, в соответствии с зависимостями амплитудного момента на валу электродвигателя от начального давления в гидроаккумуляторе предохранительного устройства (изображенных на рис.2.12).
3. Пробным запуском определяется оптимальность определённых ранее параметров, характеризующих работу гидросистему предохранительного

устройства в случае необходимости, давление в гидроаккумуляторе корректируется.

Используя разработанную методику расчёта предохранительного устройства, был сделан расчет конструкции опытного образца предохранительного устройства для привода конусной дробилки [8], параметры которого внесены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2. Габаритные и эксплуатационные параметры предохранительного устройства.

Параметры предохранительного устройства	Единица измерения	Величина
Общие габаритные размеры:		
Длина	м	2.2
Высота	м	0.9
Ширина	м	1.4
Номинальный передаваемый момент	Н/м	1000
Максимальный передаваемый момент	Н/м	1800
Номинальное давление в гидросистеме (по характеристике гидромашин)	МПа	20
Максимальное давление в гидросистеме	МПа	40
Диаметр основного трубопровода	мм	25
Производительность гидромашин максимальная	литр/мин	336.00
Производительность гидромашин номинальная	литр/мин	134.40
Объём гидроаккумулятора	литр	9.46
Начальное давление в гидроаккумуляторе	МПа	7,09
Число сателлитов передаточного механизма	шт	4

По полученным данным был спроектирован и изготовлен опытный образец, показанный на рисунке 3.7, предохранительного устройства для привода конусной дробилки КСД-1200 [13].

Таким образом, по разработанной методике представляется возможным расчет параметров гидромеханического предохранительного устройства с зубчатым передаточным механизмом для приводной станции конусной дробилки [7].

#### **4.5. Разработка комбинированного предохранительного устройства**

Экспериментальные исследования показали, что при срабатывании предохранительного устройства от перегрузки, дробилка останавливается под завалом, что приводит к дополнительным временным и трудовым затратам при восстановлении работоспособного состояния.

Известна конусная дробилка с устройством для разгрузки ее от недробимых тел, содержащая основание, дробящий конус с приводом, дробильную чашу, прижимаемую к основанию системой упругих элементов, гидродомкраты для подъема чаши, в случае попадания недробимого тела в зону дробления и заклинивания дробилки, с гидросистемой и системой управления ими[58].

Недостаток дробилки заключается в том, что работа домкратов по подъему чаши осуществляется только после заклинивания дробилки недробимым телом и остановке привода.

Получается, что при использовании предложенного гидромеханического предохранительного устройства в конусной дробилке с устройством регулирования щели зоны дробления в работе задействованы две автономные гидросистемы, что усложняет конструкцию устройства в целом и затрудняет эксплуатацию, так как по результатам экспериментов был выявлен риск остановки дробилки под завалом.

Исходя из этого возникает необходимость разработки комбинированного устройства, которое будет объединять в себе два автономных предохранительных устройства конусной дробилки, повышающее эффективность его эксплуатации

за счет снижения рисков заклинивания не дробимого тела и остановки дробилки под завалом.

Указанный технический результат достигается следующим образом.

Гидромеханическое предохранительное устройство конусной дробилки содержит передаточный механизм с зубчатым дифференциалом передаточный механизм в приводе дробилки, обращаемый гидравлический насос, который связан с одной из степеней свободы передаточного механизма и гидравлически соединенный с гидроаккумулятором, а через управляемый кран со сливной ёмкостью, систему управления [13,17,19].

Отличие устройства заключается в том, что в него введена гидролиния с управляемым краном, которая соединяет обращаемый гидравлический насос с гидроцилиндрами подъёма дробильной чаши дробилки, как показано на рисунке 4.5.

Комбинированное гидромеханическое предохранительное устройство конусной дробилки работает следующим образом.

Привод 1 вращения дробильного конуса 2 через дифференциальный передаточный механизм кинематический связан с обращаемым гидравлическим насосом 3 (мотор-насос). Дифференциальный передаточный механизм выполнен в виде конического дифференциала, причём привод 1 связан с солнечным колесом 4 (коническая шестерня), а обращаемый гидравлический насос 3 связан зубчатой передачей с водилом 5 [17,19].

Обращаемый гидронасос 3 гидравлически связан напорной линией 6 с гидродемпфером 7, а через управляемый кран 8 связан со сливной емкостью 9. Управляемый кран 8 связан с управляющей системой 10 по моменту на муфте. Момент на муфте находится через давление в напорной линии 6, которое регистрируется манометром 11 (датчик давления), сигнал с которого передается управляющей системе 10 [17,19].

В линии 6, которая связывает гидродемпфер 7 с обращаемым гидронасосом 3, смонтирован управляемый дроссель 12. Параллельно дросселю 12 смонтирован обратный клапан 13, имеющий возможность



Зубчатое колесо 14 входит в зацепление с колесом на водиле 5, которое связано с сателлитами 15, входящими в зацепление с коническим колесом 16, связанным с валом дробильного конуса 2 [17,19].

Зубчатые колеса 14, 16 и колесо на водиле 5 закреплены на неподвижном основании дробилки посредством подшипниковых узлов.

Напорная линия 6 через управляемый кран 17 и дроссель 18 связана с гидроцилиндрами 19 подъема дробильной чаши 20, которая системой упругих элементов 21 прижимается к основанию дробилки.

На установившемся режиме работы дробилки момент от привода 1 через колесо 4 (коническую шестерню), сателлиты 15 и колесо 16 передается на вал дробильного конуса 2. При этом колесо на водиле 5 удерживается от поворота обратным гидронасосом 3, т.к. момент, действующий на обратный гидронасос 3 со стороны передаточного механизма, уравнивается моментом, который создает давление в напорной линии 6, связанной с гидродемпфером 7. В этом случае управляемые краны 8 и 17 закрыты.

Рост момента на валу дробильного конуса 2 приводит к тому, что коническое колесо на водиле 5 начинает проворачиваться и обратный гидронасос 3, демпфирует нагрузку, таким образом начинается работа в режиме насоса. Жидкость закачивается через дроссель 12 в гидродемпфер 7 до момента уравнивания давления в обратном гидронасосе 3 с давлением в гидродемпфере 7. В гидродемпфере 7 происходит накопление части энергии. Степень дросселирования в дросселе 12 регулируется, это позволяет изменять демпфирующие свойства муфты во время наладки и в процессе работы.

При уменьшении момента вала конуса 2, обратный гидронасос 3 работает в режиме мотора. Колесо на водиле 5 начинает проворачиваться в обратную сторону и возвращать энергию, которая была накоплена в гидродемпфере 7, в привод 1 до момента уравнивания состояния. Ускоренный возврат жидкости в обратный гидронасос 3 происходит за счет обратного клапана 13. В линии 6

создается давление, которое пропорционально передаваемому крутящему моменту [17,19].

При кратковременном (ударном) росте рабочей нагрузки, выше допустимого значения, что говорит о попадании не дробимого предмета небольшого размера между конусом 2 и чашей 20, растет давление в напорной линии 6[17,19].

Система управления 10 открывает кран 17, жидкость при высоком давлении поступает в систему гидроцилиндров 19, которые приподнимают чашу 20, сжимая упругие элементы 21. Увеличивается зазор между дробильной чашей 20 и дробящим конусом 2 и не дробимый предмет удаляется из рабочей зоны дробилки. При этом дроссели 12 и 18 создают приостановку времени перехода некоторого объема жидкости в гидродемпфер 7 и гидроцилиндры 19. Наличие гидравлических сопротивлений в системе и в дросселях 12 и 18 рассеивает часть энергии и обеспечивает быстрое затухание возможного колебательного процесса. Кроме того, дроссель 12 обеспечивает временную приостановку перехода рабочей жидкости из обрабатываемого гидронасоса 3 в гидродемпфер 7, что увеличивает время отключения привода 1 без его перегрузки и позволяет исключить «ложное» отключение привода.

Быстрый возврат жидкости из гидродемпфера 7 происходит через обратный клапан 13. Это дает возможность уменьшить время перехода элементов устройства в равновесное состояние после уменьшения импульсной кратковременной пиковой нагрузки до номинальной, которое происходит из-за ликвидации не дробимого тела. Такая последовательность особенно важна в случаях, когда пиковые нагрузки следуют короткими сериями. Таким образом, замедление возврата элементов устройства в рабочее положение приводит к наложению относительных поворотов зубчатых колёс (путем временной задержки), это в свою очередь приводит к «ложному» отключению привода. Внедрение обратного клапана 13 в параллель дросселю 12 позволяет исключить такое развитие событий.

Если момент на муфте растет до значений предельно допустимых в течение продолжительного времени при открытом кране 17 (аварийная ситуация или заклинивание слишком большого фрагмента не дробимого тела[17,19].

Происходит рост давления в напорной магистрали 6 и управляющая система 10 перекрывает управляемый кран 17 и открывает управляемый кран 8. В таком случае рабочая жидкость из обращаемого гидронасоса 3 и гидродемпфера 7 переходит в емкость 9 для слива жидкости. Таким образом, происходит резкое падение давления в гидросистеме и обращаемый гидронасос 3 не способен удерживать коническое колесо на водиле 5 дифференциального передаточного механизма. Обращаемый гидронасос 3 начинает работать на холостом ходу насоса, происходит свободное вращение конического колеса на водиле 5. Такие действия обеспечивает остановку конического колеса 16, который связан с валом дробящего конуса 2, которое, в свою очередь, находится под нагрузкой. Резко падает момент на валу привода 1, и система управления 10 отключает его. Дробилка останавливается с максимально раскрытой разгрузочной щелью, что упрощает разгрузку дробилки от завала[17,19].

В момент ликвидации причины перегрузки привода 1, либо автоматически, либо по команде оператора происходит открытие управляемого крана 17, и дробильная чаша опускается до необходимого размера разгрузочной щели, после чего система управления закрывает кран 17, закрывается управляемый кран 8, происходит самовосстановление устройства и переход в исходное состояние.

Гидромеханическое устройство обладает пускозащитной функцией. При пуске двигателя привода управляемый кран 8 может быть закрыт. В этом случае обращаемый гидронасос 3 начинает работать в режиме насоса. Происходит накачка жидкости в гидродемпфер 7 до тех пор, пока давление в напорной линии 6 не станет пропорциональным моменту, необходимому для преодоления инерционности механизма, момента страгивания и начала движения колеса 16. Далее нагрузочный момент снижается до номинального значения, давление в напорной линии 6 снижается до значения, пропорционального номинальному моменту, приводя систему к установившемуся режиму работы. При этом обращаемый гидронасос 3 работает в режиме гидромотора, отдавая часть энергии, накопленной при пуске в систему[17,19].

Этим обеспечивается плавное повышение нагрузки на электродвигатель привода 1 в режиме пуска.

В тяжело нагруженных машинах целесообразно электродвигатель запускать на холостом ходу, тогда управляемый кран 8 может быть открыт. В этом случае обращаемый гидронасос 3 работает в режиме насоса, а жидкость свободно циркулирует, перетекая в сливную емкость 9 до тех пор, пока не завершится пусковой режим электродвигателя привода 1. Все это время колесо 16 остается неподвижным. Далее управляемый кран 8 закрывается и происходит процесс аналогичный первому случаю[17,19].

Использование в дробилке предлагаемого предохранительного устройства за счёт автоматического подъёма дробильной чаши при резком возрастании нагрузок позволит значительно снизить риск заклинивания не дробимого тела и остановки дробилки под завалом, а также позволит избежать влияния высоких динамических нагрузок и перегрузок на привод и элементы дробилки при освобождении от не дробимого тела.

Таким образом, новое комбинированное предохранительное устройство решает проблему остановки дробилки под завалом, выявленную при проведении экспериментальных исследований гидромеханического предохранительного устройства с зубчатым дифференциальным механизмом в приводе конусной дробилки [8].

По этой идее была подана заявка №2022129319 на патент РФ на изобретение и получен патент (Приложение Б).

#### **4.6. Выводы по главе**

- 1) На основании теоретических исследований динамики работы предохранительного устройства в приводе конусной дробилки и полученных зависимостей разработана методика, позволяющая подобрать рациональные параметры устройства под конкретные условия эксплуатации дробилки.

2) Проведён расчёт параметров предохранительного устройства по предложенной методике и изготовлен опытный образец, показавший свою работоспособность при проведении экспериментальных исследований в приводе конусной дробилки КСД-1200.

Выявленный в процессе экспериментальных исследований недостаток устройства устраняется разработкой новой конструкции, объединяющей два гидромеханических устройства конусной дробилки и согласующей параметры их работы.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ**

Диссертация является законченной научно-квалификационной работой, в которой на основе теоретических и экспериментальных исследований дано решение актуальной научной задачи повышения эффективности защиты привода конусной дробилки от динамических нагрузок и перегрузок путем внедрения нового гидромеханического предохранительного устройства с заданными рациональными параметрами, что способствует увеличению срока эксплуатации элементов приводов конусных дробилок и имеет важное научно-практическое значение для горной промышленности [7].

### **Основные научные результаты, выводы и рекомендации, полученные лично автором:**

1. Анализ отказов конусных дробилок и способов их предотвращения позволяет обосновать необходимость установки гидромеханического предохранительного устройства с зубчатым дифференциалом, способного снижать влияние динамических нагрузок на элементы привода и предохранять привод конусной дробилки от воздействия от перегрузок.

2. В результате математического моделирования получены зависимости, позволяющие определить и обосновать рациональные параметры гидромеханического предохранительного устройства [7]. Так, например, для

дробилки КСД-1200 (используемой при проведении опытных испытаний) рациональное значение начального давления в гидроаккумуляторе равно 70 атм, при этом амплитуда момента, действующего непосредственно на вал электродвигателя, является минимальной.

3. Установлено влияние частоты и амплитуды кратковременных нагрузок на параметры предохранительного устройства. Частоты кратковременных нагрузок и её изменение в интервале от 0,25 до 1 Гц не значительно меняет амплитуду динамической нагрузки, действующей на привод и не влияет на рациональное значение начального давления в гидроаккумуляторе. Изменение амплитуды кратковременной нагрузки (при одинаковой длительности её воздействия, действующей со стороны конусной дробилки, практически не влияет на амплитуду момента на валу электродвигателя [7]. Поскольку нагрузки, действующие в дробилке, являются кратковременными, но иногда превышающие номинальную величину в два и более раза, то такое свойство предохранительного устройства является важным.

4. Экспериментально подтверждена работоспособность гидромеханического предохранительного устройства. Графики изменения потребляемой мощности, полученные теоретическим и экспериментальным путём, подтверждают адекватность имитационной и математической модели.

5. Проведённые экспериментальные исследования подтверждают, что предохранительное устройство эффективно снижает амплитуду кратковременных интенсивных нагрузок - крутящего момента. Полученные теоретическим и экспериментальным путём амплитудные значения потребляемой электродвигателем мощности снижаются примерно в 6 раз по отношению к приводу без предохранительного устройства [16].

6. Разработана методика расчета параметров гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом, позволяющая рассчитать и настроить рациональные параметры гидросистемы устройства под заданные требования и условия эксплуатации конусных дробилок [7].

7. Разработана принципиально новое комбинированное гидромеханического предохранительного устройства, отличающаяся от ранее разработанных тем, что гидросистема предохранительного устройства связана с гидроцилиндрами подъёма чаши напорной линией с установленным в ней управляемым краном [8,19], позволяющая согласовать работу предохранительного устройства и устройства регулирования щели, для исключения останова работы дробилки под завалом и при попадании не дробимого тела в зону дробления. На разработанную схему подана заявка и выдан патент РФ на изобретение.

### Список литературы

1. Артюх, В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах / В.Г. Артюх. - Мариуполь: ПГТУ, 2008. - 246 с.
2. Артюх, В. Г. Основы защиты металлургических машин от поломок / В.Г. Артюх. - Мариуполь: Издат. группа «Университет», 2015. - 288 с.
3. Асташев, В.К., Бабицкий, В.И., Быховский, И.И. и др. Вибрации в технике: Справочник. В 6-и т. Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под.ред. Фролова К.В. - М.: Машиностроение, 1981 - 456 с.
4. Барботько, А. И. Основы теории математического моделирования / А. И. Барботько. - Старый Оскол: ТНТ, 2013. - 212 с.
5. Бахвалов, Н. С. Численные методы: учебное пособие / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М., Кобельков. - МГУ им. М. В. Ломоносова. - 3-е изд., доп. и перераб. - М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. - 636 с.
6. Башта, Т. М., Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов, О. В. Байбаков, Ю.Л. Кирилловский. - М.: Машиностроение, 1982. – 323 с.
7. Белов Н.В., Бородина М.Б., Смирнова О.А., Часовских А.С. Анализ отказов элементов конусных дробилок и причин их возникновения // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2021. - № 3. - С. 17-27

8. Белов Н.В., Бородина М.Б., Груздова О.А., Мироненко С.В. Моделирование нагрузок в приводе конусной дробилки // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2022. - № 12. - С. 93-102
9. Белов Н.В., Бородина М.Б., Андриюшенков Д.Н. Конусная дробилка. Патент РФ № 2744272, 04.03.2021. Заявка № 2020107419.
10. Белов Н.В., Бородина М.Б., Новоточинов А.П. Защита привода конусной дробилки ККД-1500/180 от ударных нагрузок. Сборник материалов Шестнадцатой Всероссийской научно-практической конференции студентов и аспирантов, СТИ НИТУ «МИСиС», Старый Оскол. 2019. С. 157-160.
11. Белов Н.В., Смирнова О.А., Бородина М.Б. Способы снижения отказов конусных дробилок. Сборник материалов Семнадцатой Всероссийской научно-практической конференции студентов и аспирантов, СТИ НИТУ «МИСиС», Старый Оскол. 2020. С. 169-173.
12. Белов Н.В., Бородина М.Б. Повышение энергоэффективности приводных систем дробильно-измельчительного оборудования. В сборнике: Энерго- и ресурсосбережение – XXI век. Материалов XVII международной научно-практической конференции. Орёл, 2019 С. 270-274.
13. Белов Н.В., Груздова О.А., Бородина М.Б. Надёжность конусных дробилок. Сборник материалов первой международной научно-практической конференции «Современные материалы и технологии восстановления и упрочнения деталей промышленного оборудования». Старый Оскол, 2021. С. 10-18.
14. Белов Н.В., Груздова О.А., Бородина М.Б. Повышение энергоэффективности приводных систем дробильно-измельчительного оборудования. В сборнике: Современные проблемы горно-металлургического комплекса. Наука и производство. XVII Всероссийской научно-практической конференция. Старый Оскол, 2021. С. 206-211
15. Белов Н.В., Бородина М.Б., Груздова О.А. Моделирование предохранительного устройства конусной дробилки. Сборник материалов XIX Всероссийской научно-практической конференции «Современные проблемы

горно-металлургического комплекса. Наука и производство». Старый Оскол, 2022. С. 216-222

16. Белов Н.В. Экспериментальные исследования гидромеханического предохранительного устройства в приводе конусной дробилки. Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. - 2023-№23-С.197-204

17. Белов Н.В., Бородина М.Б., Мироненко С.В. Моделирование динамики работы предохранительного устройства в приводе конусной дробилки. / Научно – технический вестник Поволжья. – 2023-№11 – С.26-32

18. Белов Н.В. Обоснование выбора типа гидромашины для предохранительного устройства конусной дробилки. В сборнике: Современные проблемы горно – металлургического комплекса. Наука и производство. Материалы девятнадцатой Всероссийской научно – практической конференции с международным участием. Старый Оскол.2023. С.210 – 215

19. Белов Н.В., Бородина М.Б., Груздова О.А, Часовских А.С., Гидромеханическое предохранительное устройство конусной дробилки. Патент РФ № 2792483, 22.03.2023.Заявка№2022129319.

20. Белов Н.В., Бородина М.Б., Смирнова О.А., Часовских А.С. Неисправности конусных дробилок ККД 1500/180. Сборник материалов XVI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Современные проблемы горно – металлургического комплекса. Наука и производство. СТИ НТУ «МИС и С». Старый Оскол.2019. С.157 – 160.

21. Белов Н.В., Исмоилова С.Г., Бойко П.Ф. Повышение сроков службы эксцентриков конусных дробилок. Сборник материалов XVI Всероссийской научно-практической конференции студентов и аспирантов, Том 1. Старый Оскол.2018. С.153 – 156

22. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. Учеб. пособие для ВТУЗов. М., изд «Высшая школа», 1972.

23. Большаков В.И. Исследование динамических нагрузок металлургических машин//Защита металлургических машин от поломок. Сборник научных трудов. Мариуполь. - 1999. - № 4. - С. 6-14.
24. Большаков В.И. Методика исследования динамики приводов металлургических машин. Металлургическая и горнорудная промышленность. М.: 2000. - №3 – С. 72-78.
25. Бородина М.Б. Адаптивные возможности гидромеханических муфт с дифференциальным передаточным механизмом. Вестник Брянского государственного технического университета. 2019. № 8 (81). С. 33-40
26. Бородина М.Б. Обоснование параметров предохранительных муфт с гидромеханическим исполнительным механизмом. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. - Тула, 2010. – 137 с.
27. Бородина М.Б., Булавин К.А., Савин Л.А., Шевченко Б.А. Гидромеханическая муфта. Патент РФ № 104264 на полезную модель. МПК F16D 31/00. Бюл. №13, Оpubл. 10.05.2011
28. Бородина М.Б., Булавин К.А., Мироненко С.В. Динамика работы гидромеханической муфты с передаточным механизмом винт-гайка при внезапно приложенной нагрузке. // Современные проблемы горно-металлургического комплекса. Энергосбережение. Экология. Новые технологии: материалы X Всероссийской НПК с международным участием, 25-27 ноября 2013 г. – Белгород: ИД «Белгород» НИУ «БелГУ», 2013. С. 264-268
29. Бородина М.Б., Мироненко С.В., Савин Л.А., Шевченко Б.А. Гидромеханическая муфта. Патент РФ № 2607493 на изобретение. МПК F16D 43/286, F16D 25/06, F16H 48/20. Бюл. № 1. Оpubл. 10.01.2017.
30. Бородина М.Б., Савин Л.А. Адаптивные гидромеханические устройства мехатронных роторных систем / Известия Юго-Западного Государственного Университета, №1, 2013 г., с.151-155.
31. Бородина М.Б., Савин Л.А. Комплексные исследования динамики предохранительной муфты с гидромеханическим исполнительным механизмом /

Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, №4, 2010 г. с. 20-27.

32. Бородина М.Б. Влияние трения в кинематических парах гидромеханической муфты с дифференциальным передаточным механизмом на динамику её работы / Вестник Брянского государственного технического университета, № 4 (52). 2016. с. 75-82

33. Буянкин А. В. и Ромашко В. Г. Расчет дифференциала [Электронный ресурс] - Кузбасс, 2015- Режим доступа: [http://life-prog.ru/2\\_9756\\_raschet-differentsiala.html](http://life-prog.ru/2_9756_raschet-differentsiala.html). Дата обращения: 05.09.2022

34. Веренев В. В. Учет динамических процессов при выборе места установки предохранительного устройства в главной линии от перегрузки // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – вып. 3, С. 25-29.

35. Веренев В.В. Исследование динамики главных линий непрерывных широкополосных станов горячей прокатки и влияние динамических процессов на продольную разнотолщинность полос: Автореф. дис. канд. техн. наук – Днепропетровск, 1975. - 20 с.

36. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. — М.: Астрель, 2005. - 991 с.

37. Гапонов В.С., Евменкин В.И., Киркач Н.Ф., Мондрус В.А. Планетарная муфта с изменяемой характеристикой. А.с. СССР № 684215 от 11.07.1977, МКИ F16D 43/20

38. Горелик В. С. Обеспечение безаварийности работы металлургического оборудования на основе мехатронного подхода // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. - вып. 2. - С. 7-10.

39. Горное оборудование Уралмашзавода / Коллектив авторов. Ответственный редактор-составитель Г. Х. Бойко. «Уральский рабочий», Екатеринбург. 2003. 240с.

40. Гребеник В. М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник. - М.: Металлургия, 1989. - 592 с.

41. Гудилин Н. С., Кривенко Е. М., Маховиков В.С. и др. Гидравлика и гидропривод: Учебное пособие / М.: Изд-во МГГУ, 2001. - 520 с.
42. Гурин В.В. Механика: учеб. для вузов–Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. - 366 с.
43. Гусев А. А. Гидравлика. Теория и практика: учебник для вузов /2-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство Юрайт, 2014. - 285 с.
44. Долгачев Ф. М., Лейко В. С. Основы гидравлики и гидропривод. М.: Стройиздат, 1981. 183 с.
45. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447с.
46. Жиркин. Ю. В. Надежность, эксплуатация и ремонт металлургических машин. Магнитогорск: МГТУ, 2002 - 330 с.
47. Житомирский Б. Е., Гарцман С.Д., Филатов А. А. и др. Повышение работоспособности прокатного оборудования за счет снижения динамических нагрузок // Металлургическое оборудование (ЦНИИТЭИтяжмаш). - М: -1982. -№ 33. – С. 47
48. Захарова Н.С. Гидравлика, гидравлические машины и основы гидропривода: Учебное пособие. - Череповец: Изд-во ЧГУ, 2004. - 215 с.
49. Задорожная Е.А. Теория планирования эксперимента: учебное пособие / – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – 92 с
50. Зусман В. Г. и Татур О. Н. Электромагнитные муфты и их применение в машиностроении // «Электричество» -1955 - №3 - С. 50-57
51. Иванов И. И., Соловьев Г. И., Фролов В. Я. Учебник. Электротехника и основы электроники: 7-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Издательство «Лань», 2012. - 736 с.
52. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для студентов ВТУЗов / Под ред. Финогенова В.А. - 6-е изд. - М.: Высшая школа, 2000. - 383 с.
53. Иванченко Ф.К., Красношарпа В.А., Динамика металлургических машин–М.: Металлургия, 1983. - 295 с.

54. Калянов А.Е., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Расчет параметров гидрофицированной конусной дробилки. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2017. Т. 16. № 1. С. 73-81.
55. Калянов А.Е., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Моделирование движения недробимого тела в камере дробления конусной дробилки. Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 2 (129). С. 23-29.
56. Кащеев В.Н. Закономерности абразивного изнашивания металлов и сплавов // Теория трения, износа и проблем стандартизации. Брянск, 1978. С. 181 – 192.
57. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. – Машиностроение, Москва, 1990 г., 320 стр
58. Ключев В.И. Теория электропривода: Учебник для ВУЗов. [Текст] - 2-е издание перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1998
59. Ковалёв Н.А. Устройство для разгрузки конусной дробилки от недробимых тел. Авторское свидетельство СССР №1162485 МПК В02 С 2/04, от 23.06.1985
60. Колокольцев В.М., Вдовин К.Н., Чернов В.П., Феоктистов Н.А., Горленко Д.А., Дубровин В.К. Исследование механизмов абразивного и ударно-абразивного изнашивания высокомарганцевой стали. Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2017. Т. 15. № 2. С. 54-62.
61. Корнеева Е. Н. Обоснование рациональных параметров пуска защитных - Автореф. дис. канд. техн. наук - Тула, 2008. - 3 с.
62. Кожевников С.Н., Большаков В.И. Динамические нагрузки главных линий прокатных станов и учет этих нагрузок при расчетах на прочность и выносливость // Тр. I Всесоюз. конф. по расчетам на прочность металлургических машин. – М.: ВНИИМетмаш, 1968. – С. 28-45.
63. Крагельский И.В, Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.

64. Кузнецов Б.В. Выбор электродвигателей к производственным механизмам. Минск: Беларусь, 1984. - 80 с.
65. Кузнецов М.И. Электротехника. Москва, 1964. - 561 с.
66. Кузовкин В. А., Филатов В. В. Электротехника и электроника: учебник для бакалавров - М: Юрайт, 2013. - 431 с.
67. Лазарев Ю.Ф. Начала программирования в среде MatLAB: Учебное пособие. - К.: НТУУ "КПИ", 2003. - 424 с.
68. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропривод: Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. / Под ред. А.А. Шейпака. – М.: 2005 - 352 с.
69. Львов П.Н. Износостойкость деталей строительных и дорожных машин. М.: Машгиз, 1962. 112 с.
70. Мироненко С.В., Бородина М.Б. К расчёту параметров гидромеханических муфт с дифференциальным планетарным передаточным механизмом. // Известия высших учебных заведений черная металлургия №7, Т.58. МИСиС, г. Москва, 2015. С. 501-505
71. Мироненко С.В., Шевченко Б.А., Бородина М.Б. Моделирование динамики работы гидромеханической муфты с планетарным дифференциальным передаточным механизмом. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. -№2. -2014 г. 39-45 с.
72. Мироненко С.В., Бородина М.Б., Савин Л.А. Демпфирование импульсных нагрузок гидромеханической муфтой с зубчатым дифференциальным исполнительным механизмом. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2015. № 3 (311). С. 53-58
73. Мусалимов В.М., Заморуев Г.Б. и др. Моделирование мехатронных систем в среде MATLAB (Simulink / SimMechanics). - СПб: НИУ ИТМО, 2013. - 114 с.
74. Мухачев В.А. Планирование и обработка результатов эксперимента: Учебное пособие. – Томск: Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники, 2007. - 118 с.

75. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение. - 1991- 384 с.
76. Нехорошев Д. А., Кузнецов Н. Г., Рогачев А. Ф., Нехорошев Д. Д. Патент РФ №2294850 МПК В60К17/10, от 10.03.2007, Муфта сцепления с пневмогидравлическим упругим элементом.
77. Нехорошев Д.А. Стабилизация режимов работы МТА использованием пневмогидравлической муфты сцепления Автореф. дисс. д.т.н. Волгоград, 2014.
78. Нижник А.В. Повышение надежности и эксплуатационных характеристик приводов металлургических машин с использованием предохранительно-демпфирующих муфт. Автореф. дисс. к.т.н. Донецк, 1999.
79. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. - Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отделение, 1985. – 248 с.
80. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов - 2-е изд., перераб. и доп. Киев: Наук. думка, 1988. - 736 с.
81. Поляков В.С., Барбаш И.Д. Новые стенды для экспериментального исследования упругих муфт. Л: изд. ЛПИ. 1959 – 16 с.
82. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / под ред. Полякова В.С. 2-е изд., испр. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1979. – 344 с.
83. Росляков, А.И. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: в 2 ч. Ч. 2: Гидромашины и гидроприводы: курс лекций для студентов механических специальностей. Изд-во Алт. гос. техн. ун-та БТИ. – г.Бийск, 2007. – 119 с.
84. Роганов Л.Л. О некоторых возможностях гидравлических предохранительных устройств для металлургических машин // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 2 – С. 89 – 91.
85. Сергиев А.П., Белов Н.В., Макаров А.В., Владимиров А.А. Тенденции совершенствования конусных дробилок. Сборник материалов Пятнадцатой Всероссийской научно-практической конференции «Современные проблемы

горно-металлургического комплекса. Наука и производство», СТИ НИТУ «МИСиС», Старый Оскол. 2018. С. 263-268.

86. Сергиев А.П., Макаров А.В., Владимиров А.А., Белов Н.В. К вопросу об износостойкости технологического оборудования в машиностроении и металлургии. RussianScientist. 2018. Т.2 №1: 13 – 22.

87. Сигов А.С., Нефёдов В.И. Метрология, стандартизация и технические измерения: Учебник для студентов высших учебных заведений. - М.: «Высшая школа», 2008. - 624 с.

88. Спицын Н. А., Машнев М. М., Красковский Е. Я. Опоры осей и валов машин и приборов. Л.: Машиностроение, 1970. 520 с.

89. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Суриков Д.Г., Толочка Р.-Т.А. Обзор возможных отказов редукторов электроприводов. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. № 5-2. С. 277-286

90. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. - М.: Высшая школа, 1995. - 416 с.

91. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение. 1976. 266 с.

92. Терехин Е.П., Тулинов Р.А. Модернизация футеровочных броней конусных дробилок мелкого дробления. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2019. № 2. С. 146-155

93. Тимофеев. Г. А. Теория механизмов и машин: учебник и практикум для прикладного бакалавриата / Г. А. Тимофеев. - 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательство Юрайт, 2014. – 429 с.

94. Тихонов А.М., Уфимцев М.В. Статистическая обработка результатов экспериментов: Учеб. Пособие. М.: Изд-во Моск. ун-та, 1988. – 174 с.

95. Ткачёв В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания / В.Н. Ткачёв. – М.: Машиностроение, 1995. – 335с.

96. Холин К. М., Никитин О.Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1989. - 264 с.

97. Черных. И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink. 1-е издание - Москва: ДМК Пресс, 2007. - 288 с.
98. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов. - 4-е изд., доп. и перераб. – Л.: Энергоиздат. 1982. - 672 с.
99. Шестаков В.С. Оптимизация параметров камер дробления конусных дробилок. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2003. № 3. С. 127-128
100. Ширяев В.В. Компьютерные измерительные средства (КИС): Учебное пособие / В.В.Ширяев - Томск, Изд. ТПУ, 2008. -190 с.
101. Шишкарев М.П., Лушик А.А., Угленко А.Ю. Адаптивные фрикционные муфты второго поколения. Исследование, конструкции и расчёт: монография. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2013. – 236 с.
102. Яременко О. В. Ограничивающие гидродинамические муфты. – Москва: Машиностроение, 1970. - 224 с.
103. Amanov A., Ahn B., Lee M.G., Jeon Y., Pyun Y.-S. Friction and Wear Reduction of Eccentric Journal Bearing Made of Sn-Based Babbitt for Ore Cone Crusher. *Materials* 2016, 9, 950.
104. Bengtsson M., Hulthén E., Evertsson C.M. Size and shape simulation in a tertiary crushing stage, a multi objective perspective. *Miner. Eng.* 2015, 77, 72–77.
105. Ma Y., Fan X., He Q. Prediction of Cone Crusher Performance Considering Liner Wear. *Applied Sciences*. 2016, 6, 404.
106. Ma Y., Fan X., He Q. Wear prediction of multi-material time-varying chamber of cone crusher. *Zhongnan Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban)/Journal of Central South University (Science and Technology)* 47, no. 4, 2016: 1121-1127
107. SAFESET. Torque limiting safety coupling. Maintenance Instructions. – Voith. 2010, 50.
108. Муфты FLENDER. Стандартные муфты. Каталог MD 10.1 Siemens AG, 2008, 276 с.

## Приложение А



## Приложение Б



## Приложение В

### Соглашение о намерениях

г.Старый Оскол

«20» 01 2020г.

Общество с ограниченной ответственностью «ПромМашКомплект» в лице директора Чекрыгина Игоря Сергеевича, действующего на основании Устава, с одной стороны «Сторона 1», и коллектива авторов в лице Белова Н.В., с другой стороны «Сторона 2», а вместе именуемые «Стороны», заключили настоящее соглашение о нижеследующем:

1. Стороны руководствуются по существу настоящего Соглашения действующим законодательством Российской Федерации, прямо или косвенно регламентирующим отношения Сторон, учредительным и внутренними документами Сторон, а также нормативно-правовыми актами, которые могут быть приняты компетентными органами в период действия настоящего соглашения.

2. Целью взаимного сотрудничества является - Выбор конструкции, разработка, исследование и опытные испытания промышленного образца гидромеханического предохранительного устройства для конусной дробилки.

3. Стороны пришли к соглашению, что их производственный и финансовый потенциал дает им основание установить долгосрочное и взаимовыгодное сотрудничество в области экспериментальных исследований гидромеханического предохранительного устройства на дробилке КСД-1200.

4. Основные направления сотрудничества Сторон:

Сторона 2

- разработка конструкторской документации на основании проведенных исследований для изготовления гидромеханического предохранительного устройства.

- изготовление промышленного образца, разработка конструктивных изменений действующего оборудования для монтажа гидромеханического предохранительного устройства в привод дробилки КСД -1200, с обязательным условием восстановления в проектное состояние.

- монтаж, экспериментальные исследования, промышленные испытания при работе в приводе дробилки и демонтаж гидромеханического предохранительного устройства с восстановлением проектного состояния привода.

Сторона 1

- предоставление оборудования на период проведения экспериментальных исследований и промышленных испытаний.

5. Для реализации основных направлений сотрудничества, предусмотренных пунктом 4 настоящего Соглашения, Стороны обязуются выполнить следующее:

Привлечь необходимое количество персонала для обеспечения выполнения основных направлений сотрудничества. Разработать конструкторскую документацию для изготовления гидромеханического устройства, изготовить промышленный образец и провести исследования.

6. Стороны обязуются не вмешиваться в оперативную деятельность друг друга.

7. Стороны назначают своих полномочных представителей для проведения консультаций и переговоров на предмет реализации предусмотренных настоящим Соглашением договоренностей.

8. Любые изменения и дополнения к настоящему Соглашению действительны при условии, если они совершены в письменной форме и подписаны уполномоченными представителями Сторон.

9. Настоящее Соглашение составлено в двух аутентичных экземплярах, по одному экземпляру для каждой из Сторон.

10. Подписи сторон:

От имени ООО «ПромМашКомплект»  
ИНН 3128123964, ОГРН 1173123016879, КПП 780101001

(наименование стороны)

директор

(должность)

Чекрыгин И.С.

(Ф.И.О.)

От имени коллектива авторов

(наименование стороны)

к.т.н., доцент, Бородина М.Б.

аспирант Белов Н.В.

(должность, Ф.И.О.)

## Приложение Г

УТВЕРЖДАЮ



Директор ООО «ПромМашКомплект»

Чекрыгин И.С.

« 24 » мая 2021г.

АКТ

Проведения испытаний гидромеханического предохранительного устройства  
« 24 » мая 2021г. г.Старый Оскол

В период с 20 октября 2020 года по 21 мая 2021 года на базе Открытого общества с ограниченной ответственностью «ПромМашКомплект» проведены: промышленные и экспериментальные исследования - гидромеханического предохранительного устройства, изготовленного и установленного в привод дробилки КСД-1200 на дробильно – сортировочной установке. В период проведения исследований регистрация показаний работы привода дробилки фиксировалась до внесения конструктивных изменений и после модернизации согласно разработанной конструкторской документации по установке гидромеханического предохранительного устройства в привод дробилки.

При разработке опытного образца гидромеханического предохранительного устройства с зубчатым дифференциалом для привода конусной дробилки использовались основные идеи:

1) Патента РФ RU 2744272 С1. Конусная дробилка, авторы Белов Н.В., Бородина М.Б., Андрюшенков Д.Н.

2) Статьи: «Повышение энергоэффективности приводных систем горного и металлургического оборудования», авторы: Белов Н.В., Бородина М.Б., издана в сборнике: Энерго- и ресурсосбережение – XXI век. Материалы XVII международной научно-практической конференции. 2019. С. 270-274.

Цель испытаний: исследование работы гидромеханического предохранительного устройства в приводе конусной дробилки при возникновении динамических нагрузок (ударно-импульсных) и случайных перегрузок, возникающих в процессе работы.

Результаты испытаний:

1) Выполнены замеры токовой нагрузки и моментных перегрузок, возникающих при работе конусной дробилки КСД-1200 с проектным приводом. Результаты испытаний фиксировались регистратором РМТ 69L.

2) Проведены замеры токовой нагрузки после монтажа гидромеханического предохранительного устройства в привод дробилки КСД – 1200 при дроблении материала, а также искусственно созданы условия перегрузки (прохождение не дробимого тела через зону дробления).

3) После обработки полученных данных построены графики изменения токовой нагрузки при работе конусной дробилки под нагрузкой с гидромеханическим предохранительным устройством и без него.

4) При возникновении перегрузки, предохранительное устройство сработало, защитив привод. Но это спровоцировало остановку дробилки под завалом. При этом устройство разгрузки дробилки от недробимых тел не успевало среагировать. Принято решение доработать конструкцию предохранительного устройства таким образом, чтобы согласовать его работу с устройством разгрузки дробилки от недробимых тел.

Выводы:

1) Опытный образец подтверждает работоспособность разработанного гидромеханического предохранительного устройства для защиты привода конусной дробилки, характерным отличием которого является: плавный пуск, повышенная податливость и возможность увеличивать угол относительного закручивания полумуфт, высокой точностью и стабильностью срабатывания, способного передавать большие крутящие моменты, с возможностью изменять параметры устройства даже в процессе работы.

2) Эффективно снижает негативное воздействие кратковременных высокоинтенсивных нагрузок в 3-4 раза (что подтверждает результаты теоретических испытаний);

3) Характер полученных в результате опытных испытаний значений тока электродвигателя подтверждает результаты теоретических исследований.

4) По результатам выявленного конструктивного недостатка принято решение доработать конструкцию, а результаты доработки защитить патентом.

Руководитель к.т.н., доцент



Бородина М.Б

Ответственный исполнитель, аспирант



Белов Н.В.

## Приложение Д

УТВЕРЖДАЮ

Директор



ООО «ПромМашКомплект»

*И.С. Чекрыгин* И.С.Чекрыгин

*5 декабря* 2022г.

### Акт

Научно-технической комиссии о реализации научных результатов кандидатской диссертации Белова Николая Владимировича на тему «Обоснование параметров гидромеханического предохранительного устройства привода конусной дробилки»

Научно-техническая комиссия в составе: директора Чекрыгина И.С., конструктора Перкиной Е.В., начальника цеха Лушников И.Н., составили настоящий акт о том, что были использованы на предприятии при расчёте и проектировании гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным передаточным механизмом для защиты привода конусной дробилки КСД – 1200 научные результаты диссертационной работы Николая Владимировича Белова:

1. Разработана методика расчета параметров, позволяющая проектировать гидромеханические предохранительные устройства с зубчатым передаточным механизмом для приводов конусных дробилок, эффективные с точки зрения минимизации динамических нагрузок на привод.

2. По методике разработан эскизный проект конструкции гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным зубчатым передаточным механизмом, обладающий свойствами демпфирования динамических нагрузок и защиты привода конусной дробилки от перегрузок.

3. Разработан, изготовлен и исследован в приводе дробилки КСД – 1200 опытный образец гидромеханического предохранительного устройства с дифференциальным передаточным механизмом, характерным отличием которого является: плавный пуск, повышенная податливость и возможность увеличивать угол относительного закручивания полумуфт, высокой точностью и стабильностью срабатывания, способного передавать большие крутящие моменты, с возможностью изменять параметры устройства даже в процессе работы привода и обладающего функцией самовосстановления после срабатывания.

4. Проведение испытаний опытного образца при возникновении перегрузки, показало, что устройство разгрузки дробилки от недробимых тел не успевало среагировать. Принято решение доработать конструкцию предохранительного устройства таким образом, чтобы согласовать его работу с устройством разгрузки дробилки от недробимых тел. (Заявка о выдаче патента на изобретение №2022129319(064210) Гидромеханическое предохранительное устройство конусной дробилки от 11.11.2022 года, авторы Белов Н.В., Бородина М.Б., Груздова О.А, Часовских А.С.).

На дробильном комплексе предприятия ООО «ПромМашКомплект» принято решение к будущему внедрению доработанного опытного образца в привод конусной дробилки КСД - 1200.

Конструктор



Перкина Е.В.

Начальник цеха



Лушников И.Н.