

На правах рукописи



**Коперчук Александр Викторович**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕХАНИЗМА БЛОКИРОВКИ  
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МУФТЫ**

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Юрга - 2013

Работа выполнена на кафедре механики и инженерной графики Юргинского технологического института (филиала) Национального исследовательского Томского политехнического университета и кафедре теоретической и прикладной механики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

**Научный руководитель:** доктор технических наук, профессор  
Саруев Лев Алексеевич

**Официальные оппоненты:** **Бурков Петр Владимирович**  
доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Томский государственный архитектурно-строительный университет», кафедра «Электротехника и автоматика», профессор;  
**Кобзов Дмитрий Юрьевич**  
кандидат технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Братский государственный университет», кафедра «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», доцент.

**Ведущая организация** Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт угля Сибирского отделения Российской академии наук.

Защита диссертация состоится «07» июня 2013 года в 14.00 на заседании диссертационного совета Д 212.265.03 при ФГБОУ ВПО Томский государственный архитектурно-строительный университет по адресу 634003, г.Томск, пл.Соляная 2, корпус 2, ауд. 303.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Томского государственного архитектурно-строительного университета

Автореферат разослан: « 07 » мая 2013 года

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью учреждения, просим направлять по адресу: 634003, г.Томск, пл.Соляная 2, корп. 1 на имя ученого секретаря диссертационного совета, e-mail: klopotovaa@tsuab.ru.

Ученый секретарь диссертационного совета д. физ.-мат. наук, профессор



Клопотов А.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность темы

Гидродинамические муфты (гидромуфты) широко применяются в приводах различных машин. При использовании гидромуфты привод машин приобретает ряд новых положительных свойств. Наиболее важными являются: достаточно плавное возрастание момента, ускорения и соответственно плавный разгон машин до рабочей скорости, предохранение приводного двигателя и механической трансмиссии от недопустимых перегрузок при резком торможении и пуске, возможность замены достаточно сложных электродвигателей с фазным ротором на более простые и надежные короткозамкнутые двигатели с обеспечением благоприятных условий их пуска под нагрузкой, в том числе и при большом моменте инерции машины; стабильность и автоматичность срабатывания при заданном значении предельного момента и самовосстанавливаемость защитного устройства при устранении перегрузки.

Существенным недостатком гидромуфт является потеря энергии на установившемся режиме из-за наличия скольжения, которое обусловлено тем, что циркуляция жидкости, обеспечивающая передачу энергии от насосного колеса к турбинному, невозможна без разницы в угловых скоростях этих колес. По данным фирмы Transfluid (Италия) при расчетной рабочей (номинальной) нагрузке скольжение может варьироваться от 1,5% (при больших мощностях) до 6% (при малых мощностях). Заявленное производителями скольжение в муфтах отечественного производства не более 3%.

Названный недостаток гидромуфт устраняется устройством блокировки, замыкающим ведущий и ведомый валы после достижения последним определенной угловой скорости. Существующие устройства блокировки представляют собой фрикционный, центробежный, зубчатый или кулачковый механизмы. Однако все эти конструкции в той или иной степени обладают существенными недостатками, основными из которых являются: сложность конструкции; наличие системы управления; значительные габариты; высокая стоимость изготовления и ремонта блокирующего устройства; снижение или полная потеря пусковых и предохранительных свойств гидромуфты.

На основании изложенного, создание конструктивно простого, самоуправляемого, компактного, технологичного механизма блокировки, который сохранил бы пусковые и предохранительные свойства обычной гидромуфты, не создавая при этом жесткой связи между ведущим и ведомым элементом, является актуальной задачей.

**Объектом исследования** является механизм блокировки предохранительной гидродинамической муфты.

**Цель работы:** повышение эксплуатационных свойств механизма блокировки предохранительных гидродинамических муфт на основе выявления закономерностей, отражающих взаимосвязи между его силовыми и геометрическими характеристиками.

Цель исследования, сформулированная в работе, достигнута решением следующих основных задач:

- 1) определить геометрические параметры плоских ведомых дисков с отверстиями и плоских дисков с выступами, обеспечивающие наибольшую нагрузочную способность механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты;
- 2) обосновать варианты повышения нагрузочной способности механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты;
- 3) разработать расчетные зависимости, устанавливающие связь между геометрическими параметрами внутренней полости механизма блокировки и его нагрузочной способностью, для не применявшихся ранее форм внутренней полости блокирующего устройства;
- 4) определить влияние геометрических параметров внутренней рабочей полости механизма блокировки на величину передаваемого им максимального момента и на внешние механические характеристики гидродинамической муфты;
- 5) разработать комплекс рекомендаций по расчету и конструированию механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты с повышенными эксплуатационными свойствами.

**Научную новизну** диссертационной работы составляют следующие результаты:

- 1) определены геометрические параметры более технологичного, чем используемые в подобных конструкциях, ведомого диска механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты, обеспечивающие максимальную нагрузочную способность устройства блокировки;
- 2) впервые получены расчетные зависимости, устанавливающие связь между геометрическими параметрами внутренней полости механизма блокировки и его нагрузочной способностью, для не применявшихся ранее в подобных устройствах форм внутренней полости;
- 3) впервые получены внешние механические характеристики механизмов блокировки для форм рабочих полостей, не применявшихся ранее в подобных устройствах, что позволяет осуществить выбор наиболее целесообразной формы полости.

**Практическая ценность** диссертационной работы заключается в следующем:

- 1) уменьшены потери энергии в предохранительной гидромуфте (за счет исключения скольжения при работе на установившемся режиме) и повышена производительность машины (за счет увеличения частоты вращения ведомого вала) без снижения защитных свойств гидромуфты на всех режимах работы в результате применения механизма блокировки с сыпучим рабочим телом;
- 2) определены геометрические параметры рабочей полости механизма блокировки, обеспечивающие повышение нагрузочной способности на 24% при неизменных габаритных размерах механизма;
- 3) снижена стоимость изготовления и ремонта деталей механизма блокировки предохранительной гидромуфты за счет их более технологичных форм;

4) получены результаты, показывающие возможность применения механизма блокировки с сыпучим рабочим телом не только в предохранительных, но и в пускопредохранительных гидромуфтах;

5) разработан комплекс рекомендаций для расчета и конструирования механизмов блокировки данного типа.

### **Методы решения задач**

Для решения поставленных задач в работе использованы теоретические и экспериментальные методы механики, математики, электротехники (дифференциальное и интегральное исчисление, математическое моделирование, измерение механических величин с помощью электрического оборудования, регистрация переходных механических процессов электронно-вычислительной техникой, экспериментальные исследования натуральных образцов, математическая обработка массивов экспериментальных данных), а также использовано следующее программное обеспечение: Mathcad, Компас 3D, PowerGraph 3.3 Professional, Microsoft Excel, Microsoft Word.

### **На защиту выносятся:**

1) расчетные зависимости, устанавливающие связь между геометрическими параметрами внутренней полости механизма блокировки и его нагрузочной способностью, для не применявшихся ранее форм внутренней полости блокирующего устройства;

2) результаты экспериментальных исследований влияния геометрических параметров ведомого диска и различных форм рабочей (внутренней) полости механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты на его нагрузочную способность;

3) комплекс рекомендаций для расчета и конструирования механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты с повышенными эксплуатационными свойствами.

**Достоверность и обоснованность результатов** обеспечена большим объемом экспериментальных исследований, сопоставлением оригинальных результатов с литературными данными, использованием аттестованных измерительных средств, а также воспроизводимостью результатов исследований.

**Реализация результатов работы.** Результаты проведенных исследований используются при проектировании приводов ленточных конвейеров, конвейеров скребковых шахтных, перегружателей скребковых шахтных в Особом Конструкторском Бюро (ОКБ) ООО «Юргинский машиностроительный завод». Рекомендации для расчета и конструирования механизма блокировки предохранительной гидромуфты используются в Юргинском технологическом институте Национального исследовательского Томского политехнического университета в учебном процессе по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов специальностей «Горные машины и оборудование», «Технология машиностроения».

**Апробация работы.** Основные результаты исследований докладывались и обсуждались на III и IV Международных научных симпозиумах имени академика

М. А. Усова «Проблемы геологии и освоения недр» (г. Томск, 2000, 2001 г.); VIII и XIV Международных научно-практических конференциях «Современные техника и технологии» (г. Томск, 2002, 2009 г.); I и III Международных научно-практических конференциях с элементами научной школы для молодых ученых "Инновационные технологии и экономика в машиностроении" (г. Юрга, 2010, 2012 г.); VIII Международной научно-практической конференции «Прикладные научные разработки – 2012» (г. Прага, Чехия).

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность проведенных исследований, сформулирована цель диссертационной работы, поставлены основные задачи, раскрыты научная новизна и практическая ценность исследования, представлены основные положения, выносимые на защиту. Указан личный вклад автора и реализация результатов работы в производстве и учебном процессе. Приведены сведения о степени достоверности полученных результатов, сведения об апробации работы и публикациях автора.

**В первой главе** дается анализ известных технических решений, позволяющих осуществить блокировку гидродинамической муфты. Рассмотрены не только образцы серийной продукции производителей России, Украины (ВНИИ Стройдормаш, ВНИИМетмаш, ОАО Харьковский машиностроительный завод "Свет шахтера") и ведущих зарубежных производителей («Турбомотор Италиана», Voith GmbH), но и конструкции, защищенные авторскими свидетельствами, информации о промышленном производстве которых нет в литературных источниках.

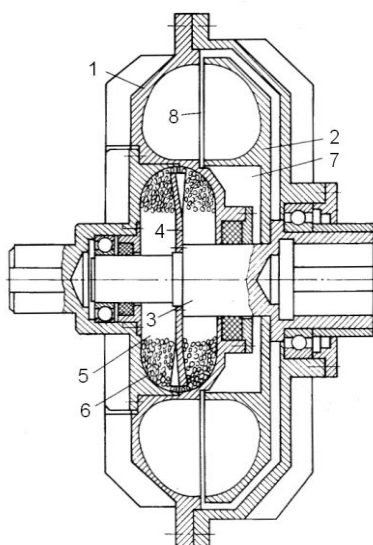
Выявлено, что опыт использования блокируемых гидромуфт в основном положительный. Например, модель TurboSyn 750 TV-Syn производства Voith GmbH в приводе угольной мельницы на бурогольной ТЭС «Фриммерсдорф» (Германия) экономит около 3% энергии при работе на номинальном режиме при мощности приводного асинхронного электродвигателя 450 кВт и частоте вращения 1480 мин.<sup>-1</sup>.

Установлено, что примеры использования блокируемых гидродинамических муфт в настоящее время достаточно редки. Основной причиной этого, на наш взгляд, является более высокая стоимость блокируемых гидродинамических муфт и изменение характеристик обычных гидромуфт при внедрении в конструкцию устройства блокировки.

Проведенный анализ показал, что из рассмотренных известных вариантов конструкции блокирующих механизмов наиболее простой, компактной и технологичной конструкцией отличается разработка А.В. Мурина и В.А. Осипова (рисунк 1). Предложенное ими устройство блокировки представляет собой дробовую центробежную муфту с гладкой поверхностью внутренней полости, размещенную во вспомогательной полости предохранительной гидромуфты. Конструкция такой дробовой муфты в заблокированном состоянии не снижает предохранительных свойств гидромуфты на всех режимах работы привода.

Однако информация, представленная авторами разработки, не позволяет всесторонне оценить влияние устройства блокировки данного типа на механические характеристики гидромуфты, а отсутствие рекомендаций для конструирования

механизма блокировки затрудняет проектирование. Для получения ответов на эти вопросы возникла необходимость в проведении теоретических и экспериментальных исследований механизма блокировки как самостоятельного устройства, так и при совместной работе с предохранительной гидродинамической муфтой.



- 1 - насосное колесо;
- 2 - турбинное колесо;
- 3 - ведомый вал;
- 4 - ведомый диск блокирующего устройства;
- 5 - рабочая полость блокирующего устройства;
- 6 - сыпучий материал;
- 7 - вспомогательная полость гидромуфты;
- 8 - рабочая полость гидромуфты.

Рисунок 1 - Гидродинамическая предохранительная блокируемая муфта конструкции А.В. Мурина и В.А. Осипова

Во второй главе описаны объект исследования, методика проведения исследования, рассмотрена конструкция экспериментальной установки, определена погрешность выполненных измерений.

Объектом исследования являлся механизм блокировки с сыпучим рабочим телом предохранительной гидродинамической муфты. Для проведения экспериментов была использована предохранительная гидромуфта с активным диаметром  $D_a = 280$  мм и втулочным отношением  $D_b/D_a = 0,635$  (рисунок 2).

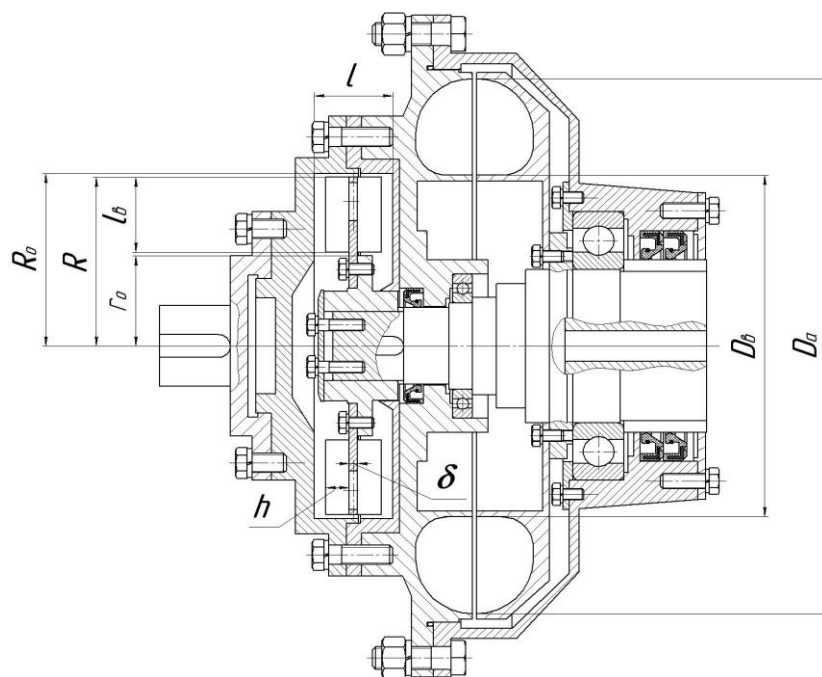
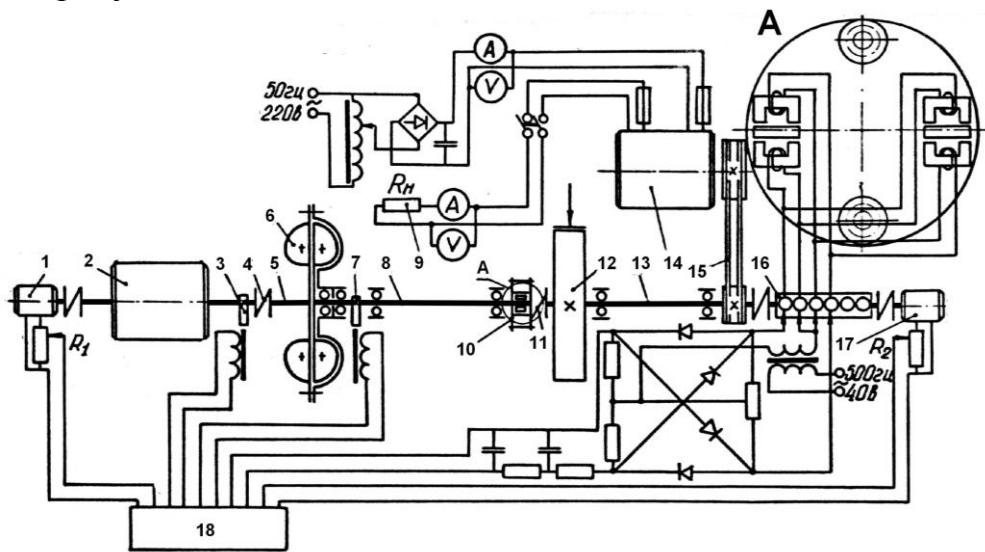


Рисунок 2 - Конструкция гидромуфты с механизмом блокировки цилиндрической формы

Схема установки для проведения экспериментальных исследований муфт приведена на рисунке 3.



1,17 - тахогенераторы ЭТ-7; 2 - электродвигатель А72-4; 3,7 - индуктивные отметчики оборотов; 4,11 - упругие муфты; 5 - входной вал муфты; 6 - исследуемая муфта; 8 - выходной вал муфты; 9 - нагрузочное сопротивление электрического тормоза; 10 - индуктивный динамометр; 12 - фрикционный тормоз; 13 - вал фрикционного тормоза; 14 - электрический тормоз (генератор постоянного тока ПН-145); 15 - клиноременная передача; 16 - токосъемник РАТ-12; 18 - регистрирующий комплекс.

Рисунок 3 - Схема установки для экспериментальных исследований муфт

В качестве приводного использовался асинхронный короткозамкнутый электродвигатель А72-4 мощностью 28 кВт. Частота вращения входного вала муфты находилась в пределах  $1460 \dots 1500 \text{ мин.}^{-1}$ . В качестве рабочей жидкости гидромуфты использовалось масло индустриальное И-20А ГОСТ 20799-88. Известно, что нагрузочная способность дробовых муфт стабилизируется после приработки, т.е. нескольких циклов разгона и торможения под нагрузкой. В этот период на поверхности, по которой происходит проскальзывание сыпучего материала, образуются концентрические канавки, в связи с чем, результаты испытаний фиксировались после появления следов приработки.

Механические характеристики муфт определялись при разгоне с инерционной нагрузкой и плавном торможении. Перед каждым испытанием производилась тарировка моментоизмерительного устройства.

Определение геометрических параметров ведомого диска, исключающего проскальзывание по его поверхности наполнителя в стоповом режиме муфты, выполнялось с корпусом, внутренняя полость которого выполнена в форме тора. Для определения геометрических параметров внутренней полости, обеспечивающих наибольшую нагрузочную способность блокирующего устройства, были изготовлены 4 корпуса механизма блокировки с различными геометрическими параметрами внутренней полости (рисунок 6). В заключительной серии экспериментов были проведены испытания предохранительной гидромуфты с рабочим наполнением 86% при совместной работе с механизмом блокировки с конической внутренней полостью и углом  $\beta=30^\circ$ .

Регистрация данных выполнялась комплексом, состоящим из аналого-



цифрового преобразователя USB3000 и компьютера с программным обеспечением PowerGraph 3.3 Professional. Точность регистрации крутящего момента  $T_2$  на выходном валу блокируемой предохранительной гидродинамической муфты оценивалась по общепринятой методике. Относительная погрешность измерений равна  $\pm 3,3 \%$ .

**В третьей главе** приводятся результаты исследования влияния геометрических параметров ведомого диска блокирующего устройства на его нагрузочную способность.

В известных конструкциях дробовых муфт с торовой рабочей полостью на внутренней поверхности рабочей полости корпуса находятся выступы, предназначенные для повышения пускового и максимального моментов. Исследуемый механизм блокировки не имеет таких выступов, т.к. при совместной работе запуск ведомого элемента осуществляется в основном гидромуфтой. Поскольку значение момента трения, возникающего на гладких стенках рабочей полости при контакте с сыпучим наполнителем, будет в этом случае несколько меньшим, возникает вопрос об упрощении формы и технологии изготовления ведомого диска, который обычно выполняют гофрированным. По этой причине проверена возможность использования плоского ведомого диска с отверстиями и плоского диска с выступами.

Момент, передаваемый диском с отверстиями, теоретически определить трудно, так как он формируется не только за счет сил трения прижатых к нему элементов сыпучего материала, но и за счет сопротивления движению, которое оказывают шарики, попавшие в отверстия и образовавшие выступы и впадины в этих зонах. Поэтому нагрузочная способность устройства блокировки с дисками различных геометрических параметров определялась экспериментально. Были изготовлены 3 диска: с 40 отверстиями диаметрами 8,5 мм; с 20 отверстиями диаметрами 17 мм; с 10 отверстиями диаметрами 34 мм (рисунок 4а). Общая площадь отверстий была одинаковой на всех дисках. Кроме того, были испытаны 2 диска с радиальными выступами высотой 3 мм и 12 мм (рисунок 4б).

Длина выступов принималась равной толщине кольцевого слоя сыпучего наполнителя  $l_6$  (рисунок 1) при рабочем заполнении устройства блокировки. С каждой стороны диска было выполнено по шесть выступов.

При проведении испытаний диски устанавливались в корпус с наиболее часто используемой в дробовых муфтах торовой формой внутренней полости (рисунок 6 а) с наибольшим радиусом внутренней полости  $R_0 = 90$  мм и радиусом торовой полости  $\rho = 20$  мм. Диски имели толщину  $\delta = 3$  мм и высоту выступов 3 и 12 мм. В качестве наполнителя использовались закаленные полированные шарики для подшипников диаметрами 3,175 и 4,763 мм, изготовленные из стали ШХ15 ШХ15 ГОСТ 801-78. Масса наполнителя  $Q = 2,2$  кг. Материалом корпуса и дисков являлась сталь 20 ГОСТ 1050 – 88 без термической обработки.

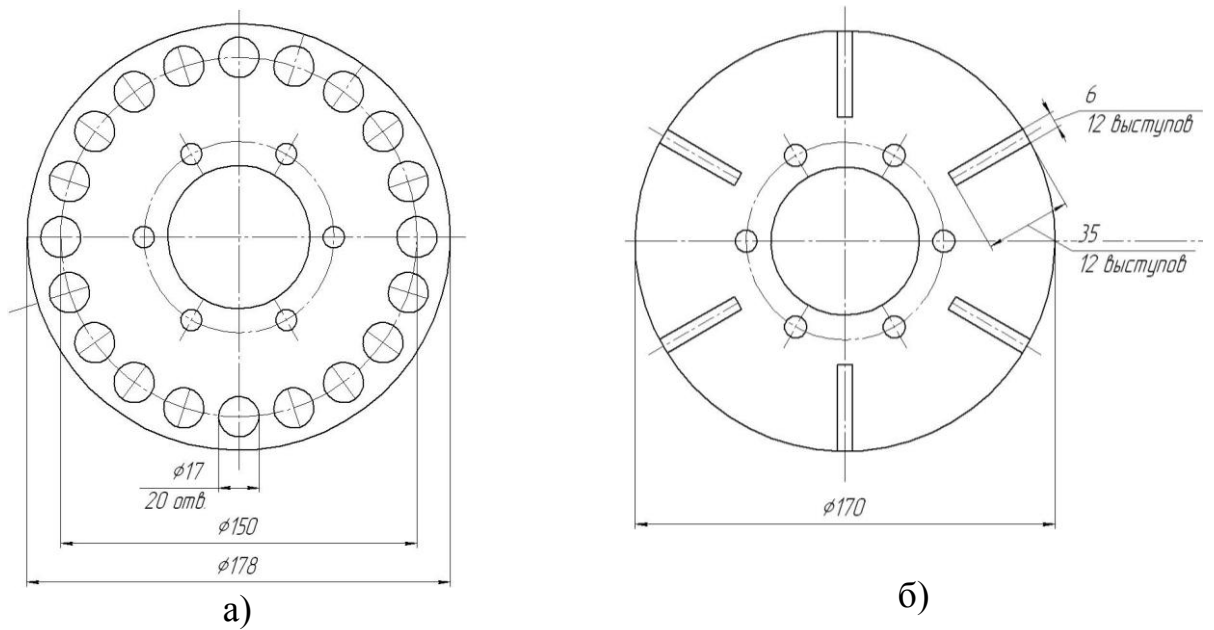


Рисунок 4 - Конструкция ведомых дисков

Экспериментально установлено, что без рабочей жидкости в гидромуфте нельзя осуществить разгон ненагруженного ведомого вала на испытательной установке при заполненном сыпучим телом до рабочих значений устройстве блокировки. Пусковой момент блокирующего устройства с гладкой поверхностью внутренней полости недостаточен для преодоления сопротивления в подшипниках, упругой муфте, ременной передаче и подшипниках электрического тормоза испытательного стенда. Для осуществления разгона ведомого звена в гидродинамическую муфту был залит 1 литр рабочей жидкости, что соответствует степени ее наполнения 28%. Дальнейшие испытания проводились с частично заполненной до названной величины гидромуфтой.

По данным экспериментов построены графики зависимости момента  $M_2$  на выходном валу муфты от скольжения  $S$ , отражающие механические характеристики устройств блокировки (рисунок 5).

При осмотре деталей механизма блокировки после проведения экспериментов выявлено, что скольжение сыпучего наполнителя по ведомому диску приводит к существенным повреждениям поверхностей дисков.

**В четвертой главе** рассмотрены варианты повышения нагрузочной способности устройства блокировки, разработаны расчетные зависимости для определения максимального момента, передаваемого механизмом блокировки с не используемыми ранее в подобных устройствах цилиндрической и конической формами полости, проведено теоретическое и экспериментальное определение нагрузочной способности устройств блокировки с торовой, конической и цилиндрической формами рабочей полости с частичным заполнением гидромуфты, а также получены механические характеристики совместной работы гидромуфты и механизма блокировки конической формы при рабочих величинах наполнения.

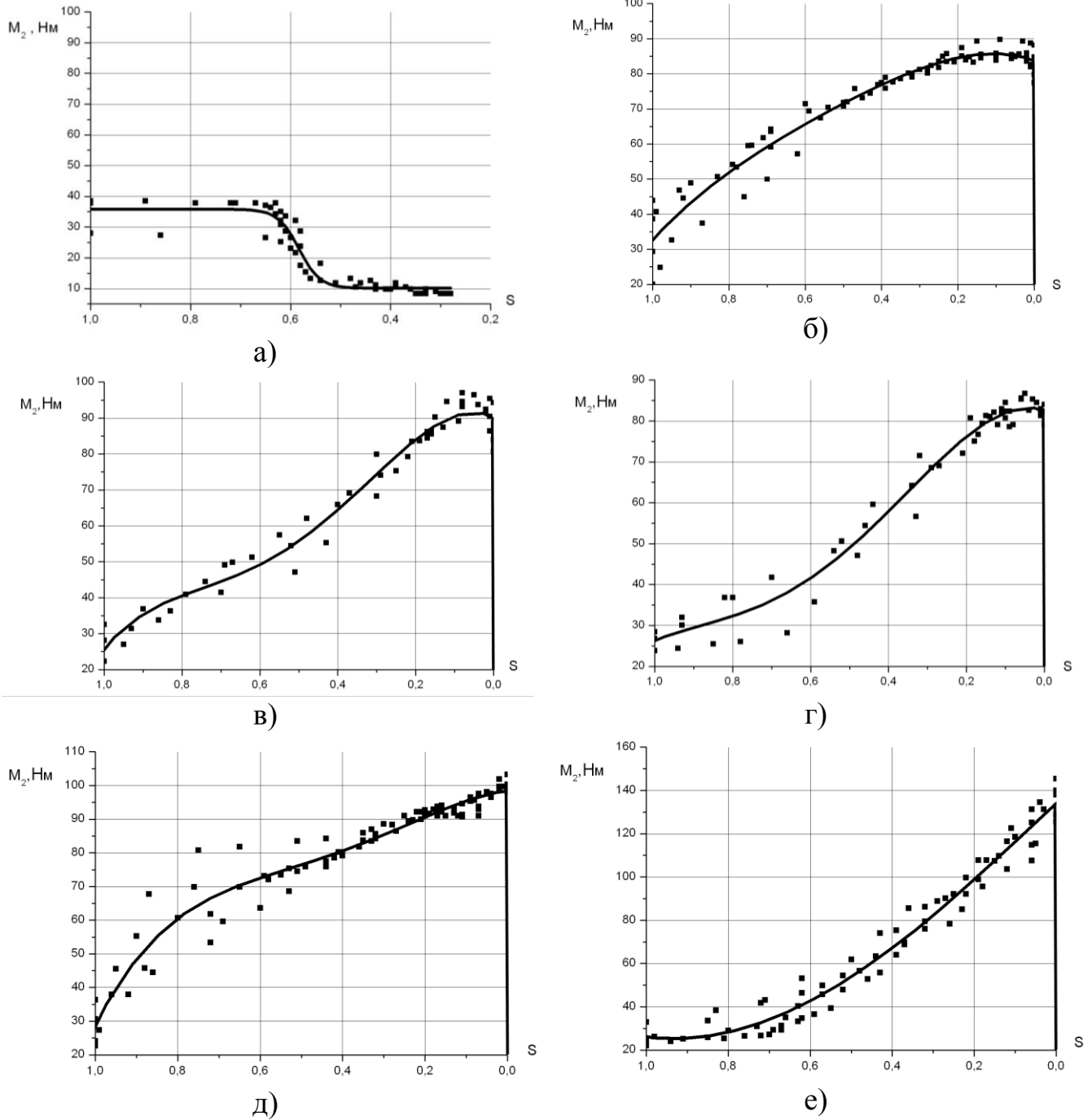


Рисунок 5 - Механические характеристики блокирующего устройства с торовой формой полости и различными дисками

Анализ имеющихся литературных источников показал, что расчетные зависимости для определения максимального момента дробовых муфт с торовой внутренней полостью существуют, но они либо достаточно сложны для использования, либо не позволяют получить результат, близкий к нагрузочной способно-

сти аналогичных устройств, данные о которых приводятся в справочной литературе. Из этого следует, что существует необходимость создания оригинальных зависимостей для определения максимального момента механизма блокировки, а на их основе разработать рекомендации для расчета и конструирования этого устройства, отличающегося от известных конструкций дробовых муфт. В физико-математической модели механизма блокировки сыпучий материал будем рассматривать как своеобразную жидкость. Нагрузочная способность блокирующего устройства будет равна моменту силы трения между наполнителем и стенками полости, которая возникает при действии центробежной силы на сыпучий материал.

Выражение, позволяющее определить максимальный момент устройства блокировки с торовой внутренней полостью, в несколько менее удобном для вычислений виде было приведено в работе В.А. Осипова. При участии автора зависимость была преобразована и приведена к виду:

$$M_T = \pi f \gamma k_\gamma \omega_1^2 \left[ \rho \left[ \pi r_1^2 r_1^2 - r_0^2 + 4r_1 \rho 2r_1^2 - r_0^2 + \frac{\pi}{2} \rho^2 6r_1^2 - r_0^2 + \frac{16}{3} r_1 \rho^3 + \frac{3\pi}{8} \rho^4 \right] + 2 \left[ r_1^3 \left( \frac{r_1^2}{5} - \frac{r_0^2}{3} \right) + \frac{2}{15} r_0^5 \right] \right], \quad (1)$$

где  $f$  - коэффициент трения сыпучего материала по диску;

$\gamma$  - плотность материала сыпучего тела, кг/м<sup>3</sup>;

$k_\gamma$  - коэффициент пористости сыпучего материала;

$\omega_1$  - угловая скорость корпуса муфты, с<sup>-1</sup>;

$\rho$  - радиус тора внутренней полости, м;

$r_1$  - наибольший радиус плоской внутренней поверхности корпуса, м;

$r_0$  - радиус свободной поверхности сыпучего тела, м (рисунок 6а).

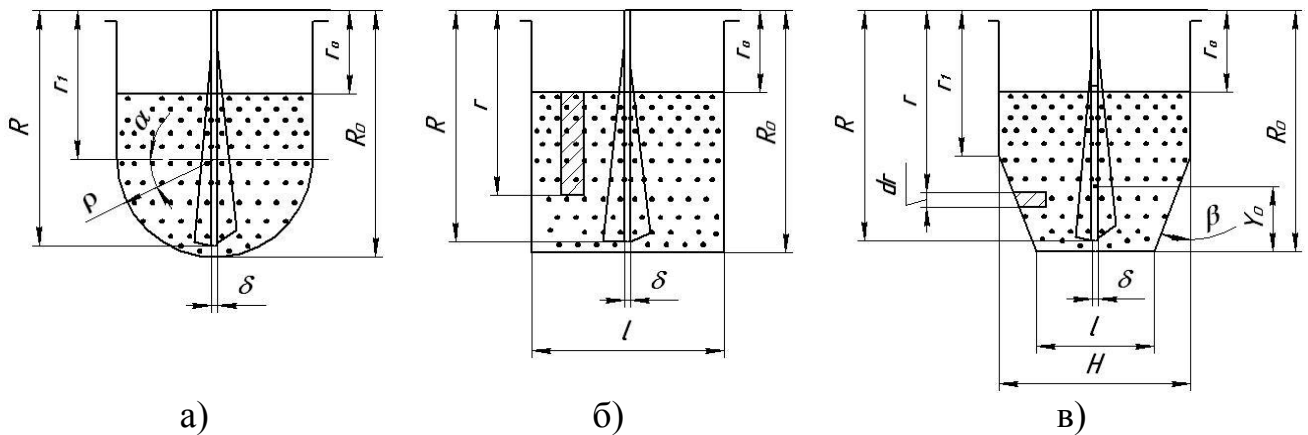


Рисунок 6 - Геометрические параметры механизмов блокировки с торовой (а), цилиндрической (б) и конической (в) формой внутренней полости

Расчеты по формуле (1) с исходными данными, приведенными в диссертации В.А. Осипова, показали, что максимальный момент торового механизма блокировки при условии его размещения во вспомогательной полости базовой гидромуфты меньше номинального рабочего момента гидромуфты, т.е. механизм не способен обеспечить блокирование муфты в рабочем режиме. Поэтому возникла необходимость повышения нагрузочной способности устройства блокировки.

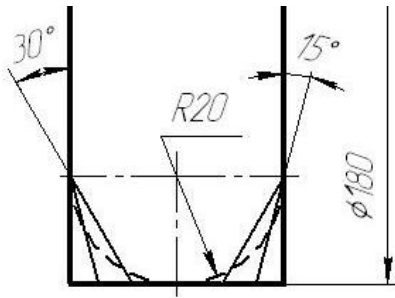


Рисунок 7 - Варианты исполнения внутренней полости механизма блокировки

материалом.

В литературе не были найдены зависимости, позволяющие определять максимальный момент механизма блокировки с дробью с ведущим корпусом и отличной от тора формой полости. Поэтому (с учетом приведенного выше предположения) давление своеобразной жидкости на плоскую поверхность внутренней полости (рисунок 6 б, в), обусловленное центробежными силами, можно определить по выражению:

$$p = 0,5\gamma k_{\gamma} \omega_1^2 (r^2 - r_0^2). \quad (2)$$

где  $r$  - расстояние от оси вращения до элементарной кольцевой полоски с радиальным размером  $dr$  на внутренней плоской части корпуса муфты, м.

Момент сил трения на одной торцевой плоской части поверхности внутренней полости

$$M_{m\tau} = \int_{r_0}^{r_1} 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr. \quad (3)$$

Максимальный момент (Нм) на внутренней цилиндрической поверхности корпуса определяется зависимостью:

$$M_{\tau} = \pi \cdot f \cdot \gamma \cdot k_{\gamma} \cdot \omega_1^2 \cdot l \cdot R_0^2 (R_0^2 - r_0^2), \quad (4)$$

где  $R_0$  и  $l$  - соответственно наибольший радиус и осевой размер цилиндрической поверхности, м.

Момент, передаваемый одной наклонной половиной внутренней полости муфты вычисляется по формуле:

$$M_{\tau} = \int_{r_1}^{R_0} \frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot p_n \cdot r^2}{\cos \beta} dr, \quad (5)$$

где  $p_n = p' + p'' = 0,5 \cdot \gamma \cdot k_{\gamma} \cdot \omega_1^2 (r_1^2 - r_0^2) + 0,5 \cdot \gamma \cdot k_{\gamma} \cdot \omega_1^2 (r^2 - r_1^2)$ .

Общий максимальный момент, передаваемый механизмом с конической и цилиндрической рабочими полостями соответственно:

$$M_{\kappa} = M_{\tau} + 2M_{\tau} + 2M_{m\tau}; \quad (6)$$

$$M_{\text{цил}} = M_{\tau} + 2M_{m\tau}. \quad (7)$$

В развернутом виде:

$$M_{\kappa} = \pi \cdot f \cdot \gamma \cdot k_{\gamma} \cdot \omega_1^2 \left( l \cdot R_0^2 \cdot R_0^2 - r_0^2 + \frac{2}{\cos \beta} \left[ R_0^3 \left( \frac{R_0^2}{5} - \frac{r_1^2}{3} \right) + \frac{2}{15} r_1^5 \right] + 2 \left[ r_1^3 \left( \frac{r_1^2}{5} - \frac{r_0^2}{3} \right) + \frac{2}{15} r_0^5 \right] \right); \quad (8)$$

$$M_{\text{цил}} = \pi \cdot \gamma \cdot k_{\gamma} \cdot f \cdot \omega_1^2 \left( l \cdot R_0^2 \cdot R_0^2 - r_0^2 + 2 \left[ R_0^3 \left( \frac{R_0^2}{5} - \frac{r_0^2}{3} \right) + \frac{2}{15} r_0^5 \right] \right). \quad (9)$$

В приведенных выражениях  $r_0$  при расчетах следует принимать конструктивно и по нему находить массу  $Q$  сыпучего рабочего тела.

Масса  $Q$  (кг) для конической формы полости

$$Q_{\kappa} = \pi \gamma k_{\gamma} \left[ l + H \cdot R_0 - r_1 \cdot (R_0 - y_0) + H(r_1^2 - r_0^2) - \delta(R^2 - r_0^2) \right], \quad (10)$$

где  $y_0$  - расстояние от малого основания до центра тяжести трапеции, которая получается при рассечении конической части корпуса плоскостью, проходящей через ось муфты (рисунок 6 в).

Масса  $Q$  для цилиндрической формы полости

$$Q_{\text{цил}} = \pi \gamma k_{\gamma} \left[ l(R_0^2 - r_0^2) - \delta(R^2 - r_0^2) \right]. \quad (11)$$

По разработанным расчетным зависимостям был проведен анализ влияния основных геометрических параметров внутренней полости на нагрузочную способность устройств блокировки. Установлено, что: на величину максимального момента в большей степени влияет изменение наибольшего радиуса внутренней полости  $R_0$ , в наименьшей степени - изменение осевого размера  $\rho = l/2 = H/2$ ; наибольшей нагрузочной способностью при неизменном радиусе свободной поверхности сыпучего тела  $r_0$  обладает механизм с цилиндрической формой внутренней полости, наименьшей - с конической формой полости.

По причине того, что конструкция дробовой муфты с цилиндрической внутренней полостью, ведущим корпусом и плоским ведомым диском с выступами ранее не использовалась, был проведен эксперимент по определению скольжения в устройстве блокировки. Частота вращения валов контролировалась тахогенераторами и индуктивными отметчиками оборотов (рисунок 3). Совпадение показаний тахогенераторов ведущего вала, ведомого вала и одинаковое расстояние между импульсами отметчиков оборотов доказывают равенство частоты вращения валов, т.е. отсутствие скольжения в муфте в установившемся режиме (рисунок 8).



Рисунок 8 - Запись частот вращения и импульсов отметчика оборотов ведущего вала  $n_1$  и ведомого вала  $n_2$  муфты в установившемся режиме

В диссертации Б.А. Серикова показано, что при уменьшении объема вспомогательной полости характеристики предохранительной гидромолфуы становятся чувствительными к изменению степени наполнения, а при отсутствии этой полости даже незначительное изменение степени наполнения (с 90 до 70 %) увеличивает расчетное скольжение более чем в 3 раза и приводит гидромолфуу в неработоспособное состояние. Поэтому в исследуемых конструкциях механизм блокировки был вынесен из вспомогательной полости гидромолфуы (рисунок 2).

Для проверки достоверности разработанных расчетных зависимостей экспериментально определялись механические характеристики устройств блокировки с торовой, конической и цилиндрической формами рабочей полости (рисунок 9). Результаты обработки экспериментальных данных приведены в таблице.

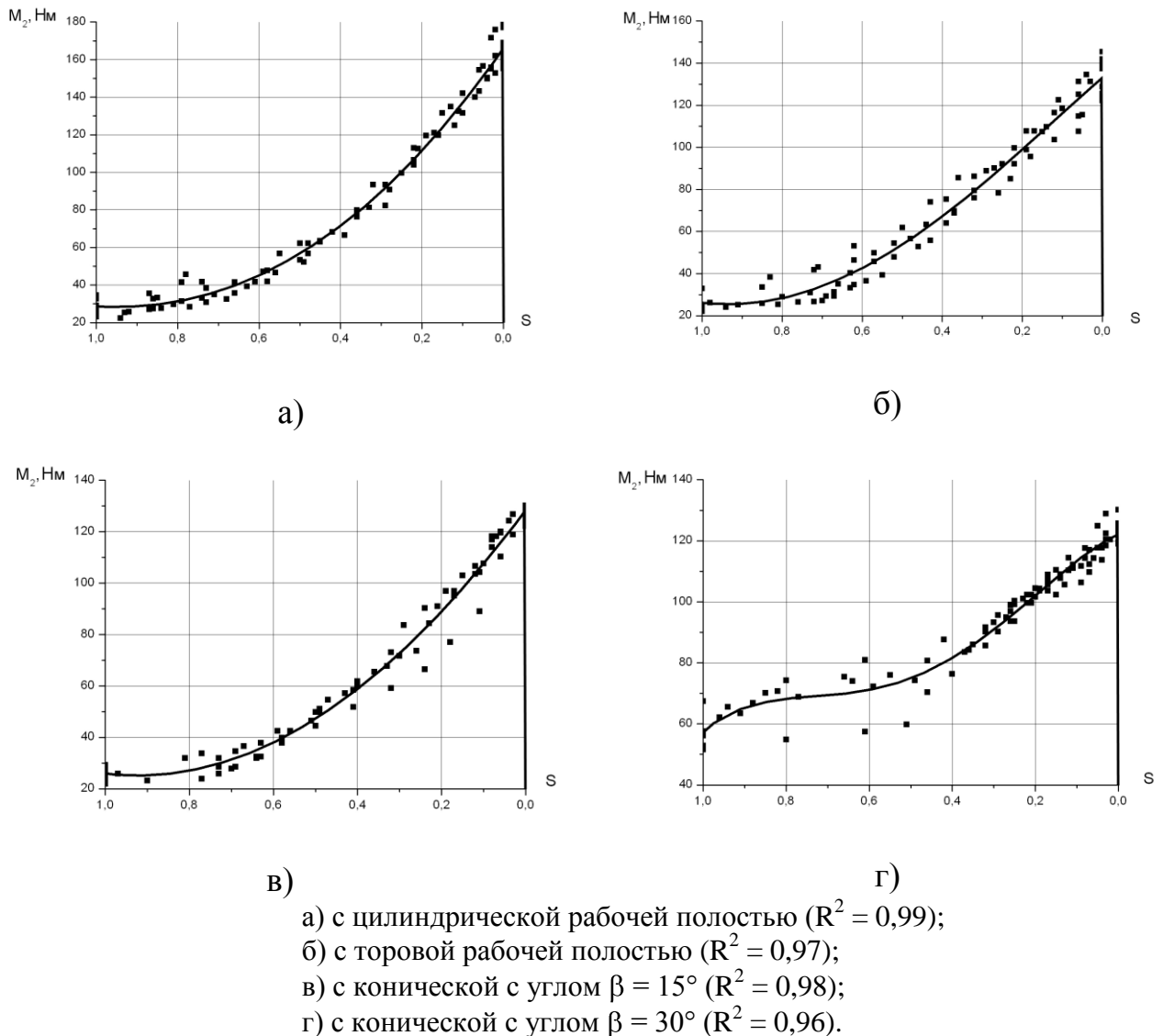


Рисунок 9 - Механические характеристики механизмов блокировки

При выполнении расчетов были использованы значения  $\kappa_\gamma = 0,6$ ;  $f = 0,2$ ;  $\omega_1 = 157,1 \text{ с}^{-1}$ ;  $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$ .

Геометрические параметры испытанных устройств блокировки: наибольший радиус внутренней полости  $R_0 = 0,09 \text{ м}$ ; радиус полуторовой полости (осевой размер механизма  $l$  и  $H$  при цилиндрической и конической форме соответственно)  $r$

$= l/2 = H/2 = 0,02$  м; угол конуса  $\beta = 15^\circ$  и  $\beta = 30^\circ$ ; толщина ведомого диска  $\delta = 0,003$  м; зазор между торцом диска и корпусом  $0,005$  м. Наибольший радиус плоской внутренней поверхности корпуса  $r_1$  полуторовой и конической формы полости (рисунок 7) был одинаков. Заполнение полостей выполнялось до  $r_0 = 0,057$  м. Ведомый диск с выступами высотой 12 мм полностью исключал скольжение сыпучего материала с диаметром шарика 4,763 мм по диску.

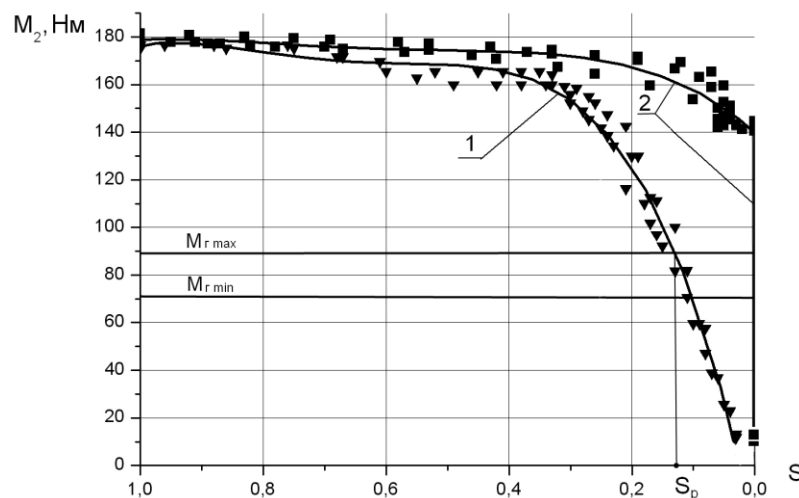
Таблица - Результаты обработки экспериментальных данных

Форма полости	Масса наполнителя Q, кг	Время разгона до синхронизации вращения, с	Момент на ведомом валу при 100% скольжении $M_{2s}$ , Нм	Максимальный момент на ведомом валу при торможении $M_2$ , Нм	Расчетное значение максимального момента на ведомом валу $M_{2p}$ , Нм	$M_2/M_{2p}$
Торовая	2,2	8,2	17,5	135,6	122	1,11
Цилиндрическая	2,69	8,3	19,6	167,6	183,6	0,91
Коническая с углом $\beta = 15^\circ$	2,42	8,5	19,6	129,8	122,5	1,06
Коническая с углом $\beta = 30^\circ$	2,11	5,5	34,9	124,2	90,6	1,37

*Примечания:* 1. Значения величин определены при совместной работе гидромуфты (степень наполнения 28%) и механизма блокировки при разгоне с инерционной нагрузкой, установившемся режиме без нагрузки и торможении до полной остановки ведомого вала.

2. В таблице приведены усредненные величины значений, полученных при проведении экспериментов.

В заключительной серии экспериментов были проведены исследования совместной работы механизма блокировки конической формы с углом  $\beta = 30^\circ$  с дробью массой  $Q=2,11$  кг ( $r_0 = 0,057$  м) и предохранительной гидромуфты с наполнением 86%. Механические характеристики представлены на рисунках 10,11, здесь  $M_{r \max}$  и  $M_{r \min}$  - номинальные (рабочие) моменты гидромуфты при коэффициенте перегрузки 2 и 2,5 соответственно.

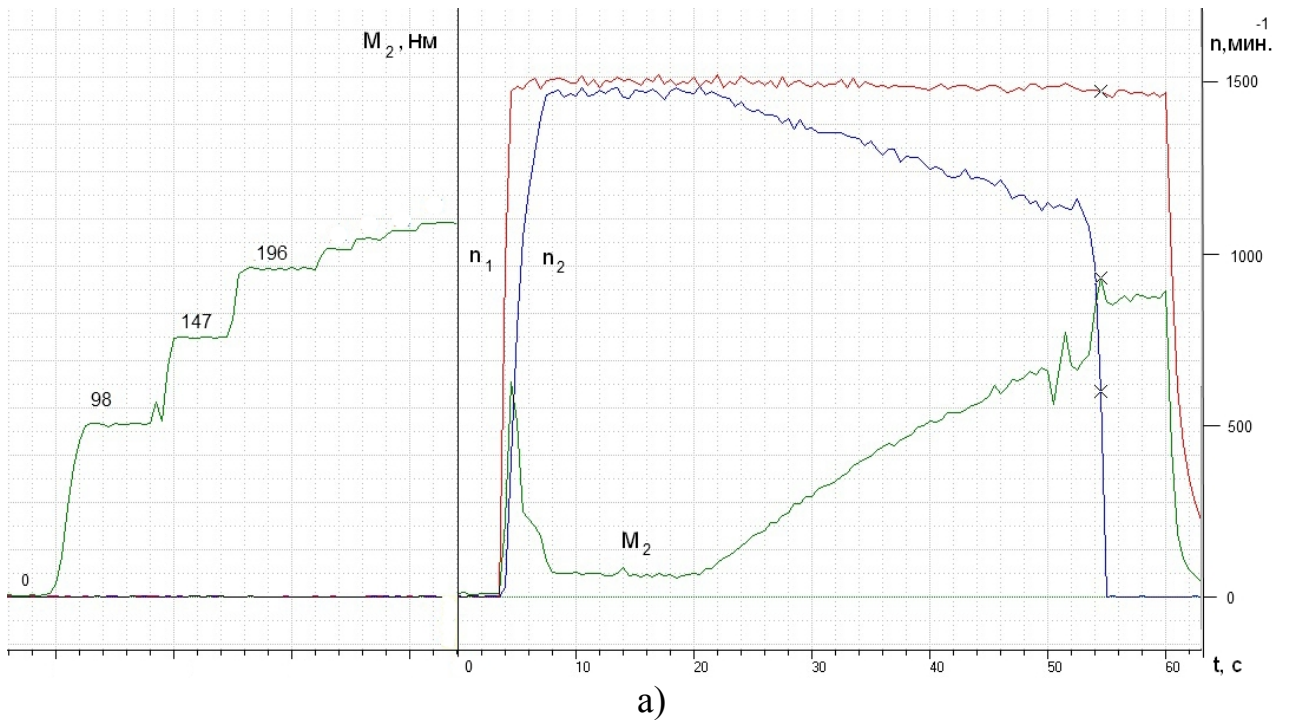


1 - без сыпучего наполнителя в механизме блокировки (наполнение 86%) ( $R^2 = 0,92$ );

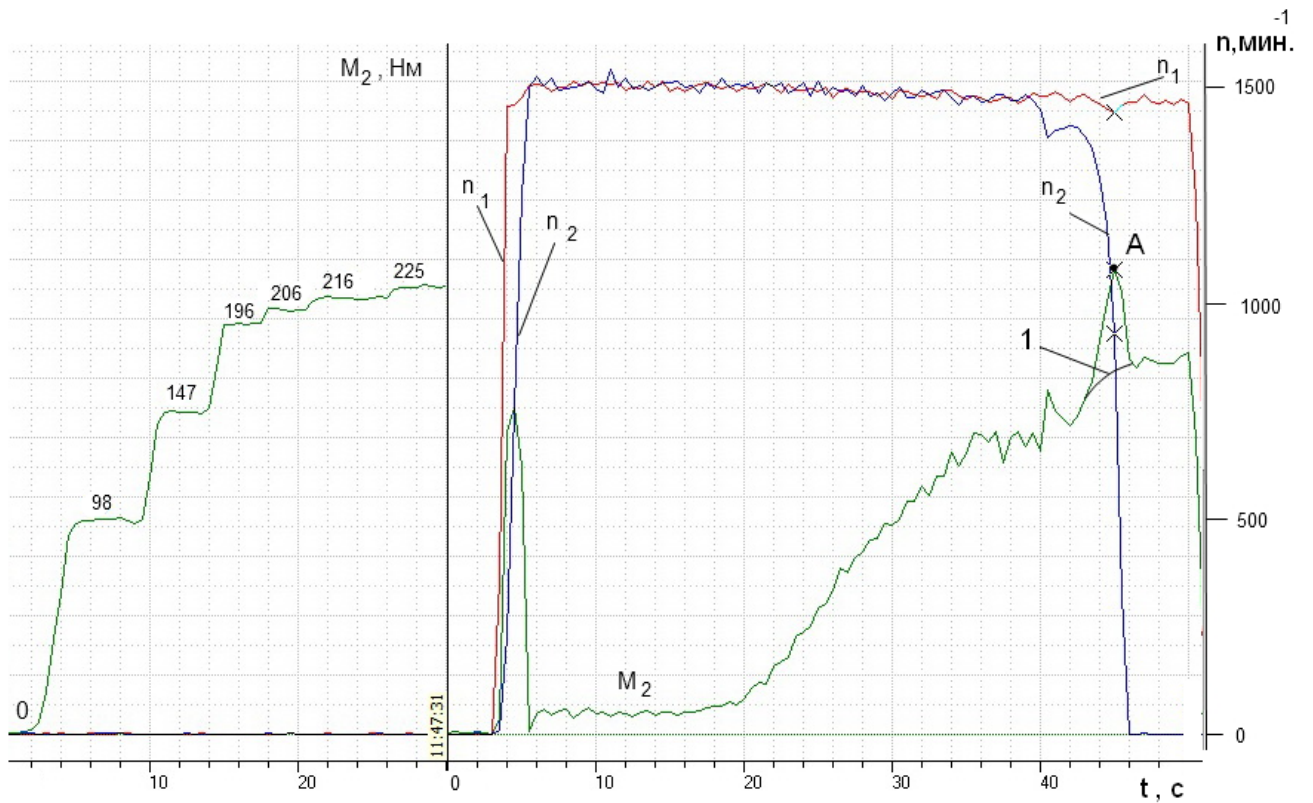
2 - с коническим механизмом блокировки  $\beta = 30^\circ$  и массой наполнителя 2,11 кг ( $R^2 = 0,99$ ).

Рисунок 10 - Механические характеристики предохранительной гидромуфты





а)



б)

Рисунок 11 - Механические характеристики предохранительной гидромуфты (степень наполнения 86%) при пуске и торможении без сыпучего наполнителя в механизме блокировки (а), с коническим  $\beta = 30^\circ$  блокирующим устройством и массой наполнителя 2,11 кг

### Основные результаты и выводы

1. При скольжении сыпучего наполнителя по гладкой поверхности внутренней полости корпуса нагрузочная способность механизма блокировки выше, чем при скольжении по поверхности диска. Скольжение сыпучего наполнителя по поверхности внутренней полости обеспечивается при использовании в механизме блокировки плоского диска с высотой радиальных выступов более двух диаметров частицы сыпучего наполнителя (шарика).

2. Разработаны расчетные зависимости, отражающие связь нагрузочной способности механизма блокировки предохранительной гидромуфты с его геометрическими параметрами, для цилиндрической и конической форм внутренней рабочей полости. Из анализа зависимостей следует, что на значение максимального момента механизма блокировки в большей степени влияет величина наибольшего радиуса внутренней полости корпуса  $R_0$  и масса сыпучего наполнителя  $Q$ , которая зависит от формы внутренней полости. Увеличение осевого размера внутренней полости  $\rho = l/2 = H/2$  на нагрузочную способность механизма блокировки влияет незначительно. Результаты расчета максимального момента механизма блокировки с торовой, цилиндрической, конической формами с углом  $\beta = 15^\circ$  внутренней полости, полученные по разработанным зависимостям, достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными.

3. При проектировании блокируемой предохранительной гидродинамической муфты механизм блокировки рекомендуется располагать вне вспомогательной полости гидромуфты.

4. Экспериментально доказано, что механизм блокировки с сыпучим рабочим телом с торовой, цилиндрической, конической формами внутренней полости обеспечивает работу предохранительной гидродинамической муфты на установившемся режиме без скольжения. Это позволяет при номинальной (рабочей) нагрузке избежать потерь мощности в гидромуфте на 3...12%. Кроме того, за счет увеличения частоты вращения ведомого вала муфты на 3...12% повышается производительность рабочей машины. К применению по причине большей нагрузочной способностью при прочих равных условиях рекомендуется механизм блокировки с цилиндрической формой внутренней рабочей полости. К другим достоинствам этого механизма можно отнести малую величину момента в «стоповом» режиме, высокую технологичность его составных частей, что снижает стоимость изготовления и повышает ремонтпригодность. Применение торовой и конической с углом  $\beta = 15^\circ$  формы полости также возможно, но менее эффективно. Увеличение угла конуса нецелесообразно по причине возрастания дополнительной нагрузки от механизма блокировки при действии перегрузки и более интенсивного износа деталей блокирующего устройства.

5. Наличие механизма блокировки увеличивает максимальный момент предохранительной гидромуфты при 100% скольжении на 2...4%, что не снижает ее предохранительных свойств.

6. Малое значение пускового и значительная величина максимального моментов механизма блокировки с сыпучим наполнителем позволяет рекомендовать рассматриваемое устройство для применения не только в предохранительных, но и в пускопредохранительных гидромуфтах.

7. Сформирован комплекс рекомендаций по расчету и конструированию механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты с повышенной нагрузочной способностью.

### **Основные публикации по теме диссертации**

#### **В изданиях, рекомендованных ВАК:**

1. Мурин, А. В. Снижение потерь энергии в приводах горных машин за счёт применения блокируемой гидродинамической муфты / А. В. Мурин, А. В. Коперчук // Горное машиностроение: Сборник материалов. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2011. – № ОВ2. – М.: издательство «Горная книга». - С. 337-343.

2. Коперчук, А.В. Совершенствование блокируемой гидродинамической муфты для приводов горных машин / А.В. Коперчук, А.В. Мурин // Горное машиностроение: Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2012. – № ОВ3. – М.: издательство «Горная книга». – С. 300-305.

#### **В других научных изданиях:**

1. Мурин, А.В. Методика расчета предохранительных инерционных муфт / А. В. Мурин, В. А. Осипов, Б. В. Кузнецов, А. В. Коперчук; Национальный исследовательский Томский политехнический университет.- Томск, 1998. – 23 с. – Деп. в ВИНТИ РАН 12.05.1998, № 1416-В1998.

2. Коперчук, А.В. Дробовые центробежные муфты: типовые конструкции, пути улучшения рабочих характеристик / А.В. Коперчук, А.В. Мурин, Н.А. Логвинова // Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: Труды III Всероссийской научно-практической конференции / Юргинский технологический ин-т ТПУ. - Томск: Изд. ТПУ, 2005. - С. 78-80.

3. Мурин, А.В. Нагрузочная способность центробежных дробовых и порошковых муфт с различной формой рабочей плоскости / А.В. Мурин, А.В. Коперчук // Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: Труды IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Юргинский технологический ин-т ТПУ. - Томск: Изд. ТПУ, 2006. - С. 117-118.

4. Мурин, А.В. К вопросу проектирования центробежных муфт с сыпучим наполнителем / А.В. Мурин, А.В. Коперчук // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Труды V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, посвящённой 50-летию Юргинского технологического института (филиала) Томского политехнического университета / Юргинский технологический ин-т ТПУ. - Томск: Изд. ТПУ, 2007. - С. 214-218.

5. Мурин, А.В. К вопросу об определении нагрузочной способности механизма блокировки гидродинамической муфты / А.В. Мурин, А.В. Коперчук // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: труды VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием/ Юргинский технологический ин-т ТПУ.- Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2008 - С.217-219.

6. Мурин, А.В. Экспериментальная установка для исследований блокируемых гидродинамических муфт / А.В. Мурин, Б.А. Сериков, А.В. Коперчук // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Юргинский технологический ин-т ТПУ. - Томск: Изд. ТПУ, 2009. - С. 265-267.

7. Мурин, А.В. Выбор формы внутренней полости механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты / А.В. Мурин, А.В. Коперчук // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Сборник трудов Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых / Юргинский технологический ин-т ТПУ. - Томск: Изд. ТПУ, 2010 - С. 168-171.

8. Коперчук, А.В. Повышение нагрузочной способности механизма блокировки предохранительной гидродинамической муфты / А.В. Коперчук, А.В. Мурин // Материалы VIII международной научно-практической конференции «Прикладные научные разработки – 2012».– Прага, 2012.-Том 13.- С. 11-14.