

НОСКО Андрей Леонидович

**МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ТОРМОЗОВ ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ БЕЗОПАСНОСТИ
ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН**

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные
и подъемно-транспортные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук



Москва 2013

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Кобзев Анатолий Петрович,
заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные,
строительные и дорожные машины» ФГБОУ ВПО
Балаковского института техники, технологии и
управления (филиал) Саратовского
государственного технического университета

доктор технических наук, профессор
Савельев Андрей Геннадьевич,
кафедра "Дорожно-строительные машины"
ФГБОУ ВПО Московский автомобильно-
дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

доктор технических наук, профессор
Тимофеев Геннадий Алексеевич,
заведующий кафедрой "Теория механизмов и
машин" ФГБОУ ВПО Московский
государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Московский государственный
машиностроительный университет (МАМИ)» /
Университет машиностроения /

Защита диссертации состоится 28 апреля 2014 г. в 14³⁰ часов на
заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском
государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5, стр.1.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенны
просьба направлять по указанному адресу.

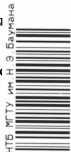
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке М
государственного технического университета им. Н. Э. Баумана.

Автореферат разослан «__» _____ 2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук



Сарач Е. Б.



НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
2045439
Методы повышения
Моск. А. П.

447

204

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие отечественного подъемно-транспортного машиностроения является важной хозяйственной задачей, решение которой возможно путем разработки комплекса мероприятий, направленных на повышение эффективности проектирования, изготовления и эксплуатации механизмов, узлов и деталей машин.

Тормоза являются одним из наиболее ответственных узлов, определяющих работоспособность и безопасность грузоподъемных машин (ГПМ). Опыт эксплуатации ГПМ показал, что не менее 10% случаев выхода из строя крана обусловлено отказом тормозов. Кроме того, 33% простоев ГПМ вызвано необходимостью замены изношенных элементов тормозов.

Поэтому при разработке новых и модернизации существующих конструкций ГПМ необходимо всесторонне подходить к решению вопросов повышения эффективности тормозов при обеспечении безопасной работы ГПМ. Улучшение эксплуатационных свойств и эффективный выбор тормоза позволяют уменьшить затраты на его приобретение, техническое обслуживание и ремонт, а также повысить безопасность ГПМ.

Существующие теоретические и экспериментальные подходы к выбору тормозов ГПМ предполагают учет таких параметров, как тормозной момент, частота включений и относительная продолжительность включений (ПВ). Основанные на этих подходах расчетные методы и методики достаточно широко используются в настоящее время при проведении проектно-конструкторских работ по совершенствованию тормозов. Однако они не учитывают реальную тепловую нагрузку и ресурс элементов фрикционной пары тормоза, изменение тормозного момента в процессе его эксплуатации, связанного с безопасностью ГПМ, стоимость тормоза, а также эксплуатационные затраты. Это снижает их эффективность и достоверность и требует разработки новых расчетных методов и методик анализа и выбора тормозов ГПМ. Кроме того, отсутствие достаточной экспериментальной базы для подтверждения теоретических результатов требует проведения дополнительных триботехнических испытаний фрикционных пар тормозов в режимах эксплуатации механизмов ГПМ.

Таким образом, совершенствование тормозов при обеспечении безопасной эксплуатации ГПМ является актуальной научно-технической проблемой, решение которой направлено на повышение технического уровня отечественных подъемно-транспортных машин.

Цель и задачи. Целью работы является повышение эффективности тормозов при обеспечении безопасной работы ГПМ на основе разработки новых научно-обоснованных подходов, теоретических и экспериментальных методов и методик оценки и выбора тормозов с учетом технико-экономических показателей, а также совершенствования их конструкций.

Для достижения цели были поставлены и решались следующие задачи:

- применительно к тормозам ГПМ разработка математической модели тепловых процессов во фрикционной паре, учитывающей теплообмен между элементами фрикционной пары и конвективную теплоотдачу в окружающую среду, позволяющей определять нестационарные температуры фрикционной накладки и тормозного диска/шкива тормоза;
- классификация и выбор основных показателей, характеризующих эффективность работы тормозов ГПМ, разработка математических моделей их оценки;
- применительно к ГПМ разработка алгоритма эффективного выбора тормоза, учитывающего экономические показатели его эксплуатации;
- применительно к ГПМ проведение экспериментальных исследований триботехнических свойств фрикционных пар тормозов, включающих разработку и создание стендов, выбор измерительных систем, экспериментальных образцов и режимов испытаний; выполнение сравнительного анализа результатов экспериментальных и теоретических исследований;
- разработка практических рекомендаций, направленных на повышение эффективности колодочных, дисково-колодочных и дисковых пристроенных тормозов ГПМ.

Научная новизна работы. *Применительно к ГПМ получили дальнейшее развитие методы математического моделирования теплофизических процессов, происходящих во фрикционной паре тормоза:*

- для описания повторно-кратковременного режима работы тормоза разработана математическая модель тепловых процессов во фрикционной паре, учитывающая, в отличие от существующих моделей, контактный теплообмен между элементами пары трения, конвективную теплоотдачу фрикционной накладки и тормозного диска/шкива в окружающую среду, влияние температуры на коэффициент трения и интенсивность изнашивания фрикционной накладки, изменение граничных условий в зависимости от этапа работы тормоза;
- для пар металл / фрикционный полимерный материал (ФПМ), применяемых в тормозах ГПМ, впервые установлены зависимости термического сопротивления контакта (ТСК) от давления, температуры и параметров шероховатости контактирующих поверхностей;
- для пар ФПМ / металл тормозов ГПМ впервые установлены зависимости контурной площади контакта (КПК) от температуры КПК;
- для пар асбестовый ФПМ / металл впервые установлена зависимость энергетической интенсивности изнашивания на КПК от температуры КПК.

Применительно к ГПМ предложены новые подходы к оценке эффективности тормозов, их выбору с учетом технико-экономических показателей:

- обоснован выбор показателей, характеризующих эффективность тормозов и безопасность работы ГПМ: тормозной момент, ресурс фрикционной пары и

шарнирных соединений, межремонтный срок службы и время восстановления работоспособности тормоза;

- разработана новая математическая модель, учитывающая влияние температуры КПК и износа фрикционной накладки на тормозной момент в процессе торможения;
- впервые получены зависимости износа фрикционной накладки и шарнирных соединений (вращательных кинематических пар 5-го класса) рычажной системы от количества циклов работы механизма ГПМ, позволяющие оценить ресурс фрикционной накладки и шарниров рычажной системы, определить межремонтный срок службы тормоза;
- впервые предложена математическая модель для оценки ремонтпригодности тормоза, позволяющая определить время восстановления его работоспособности;
- получена зависимость для определения эксплуатационных затрат тормоза ГПМ с учетом его межремонтного срока службы и времени восстановления работоспособности;
- определено множество рациональных (Парето-оптимальных) типоразмерных рядов тормозов, соответствующих минимальным затратам на приобретение и эксплуатацию тормозов.

Указанные основные научные положения и результаты, составляющие теоретическую базу для решения задач повышения эффективности тормозов, выносятся на защиту.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируется на накопленном опыте теоретических и экспериментальных исследований тормозов ГПМ, обеспечивается применением: научно обоснованных положений и допущений теории теплопроводности, теории механического контакта поверхностей и молекулярно-механической теории трения; методов математического анализа, теории вероятностей и математической статистики, численного анализа; современных средств измерения и методов обработки экспериментальных результатов; подтверждается практикой промышленного внедрения разработанных конструкций.

Практическая ценность работы. В результате выполнения исследований для практического использования разработаны:

- *новый метод оценки эффективности тормозов и безопасности работы ГПМ*, основу которого составляют алгоритмы, программы и методики, позволяющие: оценивать безопасность работы ГПМ, связанную с изменением тормозного момента; прогнозировать межремонтный срок службы и время восстановления работоспособности тормоза; определять эксплуатационные затраты тормоза;
- *новый метод выбора тормозов ГПМ*, учитывающий затраты на приобретение и эксплуатацию тормоза, включающий методику оценки

технико-экономической эффективности тормоза, алгоритм и программу эффективного выбора тормоза ГПМ;

- *программы испытаний*, включающие: создание экспериментальных стендов для исследования теплофизических процессов в элементах фрикционных пар тормозов ГПМ; выбор измерительных систем, экспериментальных образцов и режимов испытаний; методику экспериментального определения температуры КПК накладки фрикционной пары тормоза с помощью ленточных термопар; методику экспериментальной оценки ТСК фрикционных пар металл/ФПМ в зависимости от давления, температуры и шероховатости поверхностей;
- *методика расчета температур элементов фрикционных пар тормозов ГПМ*, реализованная в виде компьютерной программы Thermobrake, позволяющая определять температуру КПК, объемную температуру накладки, температуру диска;
- *рекомендации*, реализованные в проектах и конструкторской документации, а также в опытных образцах, которые прошли стендовые испытания, в том числе:
 - для *колодочных тормозов* разработана конструкция рычажной системы Duplex, позволяющая: вместо типоразмеров 160 и 200 использовать типоразмер 160 в диапазоне тормозных моментов от 50 до 250 Нм; за счет применения самосмазывающихся металлофторопластовых подшипников скольжения (МФПС) в 5...7 раз повысить ресурс шарнирных соединений рычажной системы тормоза; снизить в 3...7 раз суммарные затраты на приобретение и эксплуатацию тормоза;
 - для *дисковых тормозов* ТДП разработан типоразмерный ряд с диапазоном тормозных моментов от 20 до 2100 Нм и выполнена его корректировка, что позволило: вместо 5 использовать 4 типоразмера тормозов; установить в качестве замыкающего элемента пружины (центральную или периферийные) или цилиндрические торсионы; за счет использования автоматических компенсаторов износа (АКИ) уменьшить влияние износа фрикционных накладок тормоза на тормозной момент; уменьшить массогабаритные показатели привода механизмов: массу до 20%, длину до 10%, ширину в 1,4...2,2 раза, высоту до 28%; увеличить ресурс фрикционной пары тормоза до 2 млн торможений; сократить в 1,6...7 раз эксплуатационные затраты; разработать конструкцию вентилируемого тормозного диска, обеспечивающую уменьшение на 30...40% температуры диска в сравнении со сплошным диском;
 - на *дисково-колодочные тормоза* ТДК разработан ОСТ 92-5020-87; изготовлена опытная партия тормозов с АКИ различных типоразмеров, обеспечивающих безопасную работу ГПМ, в сравнении с тормозами ТДЕ снижение в 3,5...8 раз массы, в 1,1...3 раза габаритных размеров, а также сокращение эксплуатационных затрат на 10...20%.

Реализация результатов работы. Материалы диссертационной работы являются составной частью отчетов по НИР и НИОКР МГТУ им. Н. Э. Баумана и НИИ АПП МГТУ им. Н. Э. Баумана: «Разработка и исследование дисково-колодочных тормозов для стреловых кранов серии КС», «Разработка отраслевого стандарта на тормоза ТДК», «Разработка и исследование высокомоментного дисково-колодочного тормоза строительного крана-манипулятора», «Разработка типоразмерного ряда пристроенных тормозов крановых электродвигателей»; отчетов по хозяйственным договорам: «Разработка пристроенных тормозов механизмов поворота и изменения вылета стрелы порталных кранов», «Проведение испытаний кранового тормоза», «Разработка конструкции и изготовление опытного образца дискового тормоза для винтового механизма телескопирования стрелы», «Дисковый тормоз привода ПК-6,3», «Разработка присоединительных элементов пристроенных дисковых тормозов для механизмов козлового крана 3269», «Разработка технического проекта макетного образца тормоза лебедки шахтной вспомогательной с тяговым усилием 25кН», «Подготовка и организация серийного выпуска дисковых тормозов привода ПК-6,3», «Авторское сопровождение испытаний дискового тормоза винтового механизма телескопирования стрелы», в которых соискатель был ответственным исполнителем.

Как научный руководитель соискатель возглавлял выполнение хозяйственных договоров по темам: «Разработка конструкции и изготовление опытного образца дискового электромагнитного тормоза тали электрической г/п 5,0 т», «Разработка конструкции и изготовление опытного образца дискового тормоза механизма перемещения каретки автоматического крана-штабелера», «Разработка опытного образца дискового тормоза механизма передвижения крана-штабелера», «Разработка взрывозащищенного электромагнитного привода дискового тормоза».

Результаты исследований реализованы в технических решениях, новизна которых защищена 5 авторскими свидетельствами. Разработанные для практического использования рекомендации, методы и методики внедрены на ОАО «Сибэлектромотор», ОАО «Одесский машиностроительный завод «Красная Гвардия», ОАО «Томский электромеханический завод им. В.В.Вахрушева», ЗАО «Стахановский машиностроительный завод», ЗАО «ИТЦ «КРОС», ООО Институт ТРИБОЛОГИИ им. И. В. Крагельского, ОАО «Укравтобуспром», в экспертно-диагностической научно-исследовательской лаборатории грузоподъемных машин и промышленных сооружений Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, используются в учебно-научном процессе на кафедрах «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана, «Детали машин» Национального университета «Львовская политехника».

Опытный образец дискового тормоза отмечен серебряной медалью ВДНХ СССР в 1991 г. (удостоверение №11246 от 06.11.1991).

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались: на Всесоюзных научных конференциях «Новое в подъемно-транспортной технике» (г. Москва, РФ, 1985, 1994); на Всесоюзной научно-практической конференции «Теория и практика создания, испытания и эксплуатации триботехнических систем» (г. Рыбинск/Андропов, РФ, 1986); на 3-й Московской научно-технической конференции «Триботехника – машиностроению» (г. Москва, РФ, 1987); на выездном заседании комитета ВСНТО по проблемам износоустойчивости и трения «Особенности эксплуатации фрикционных устройств» (г. Фрунзе/Бишкек, Кыргызская Республика, 1987); на Всесоюзном научно-техническом совещании «Электродвигатели переменного тока подъемно-транспортных механизмов» (г. Суздаль, РФ, 1988); на Всесоюзной научно-технической конференции «Триботехнические испытания и проблема контроля качества материалов и конструкций» (г. Рыбинск/Андропов, РФ, 1989); на II-й Всесоюзной научно-технической конференции «Проблемы развития и совершенствования подъемно-транспортной, складской техники и технологии» (г. Москва, РФ, 1990); на научно-технических конференциях «Технические средства океанического промышленного рыболовства» (г. Севастополь, Украина, 1990, 1993); на International Tribology Conference (Nagoya, 1990, Yokohama, 1995, Japan); на Japanese Tribology Conference (Nagoya, Japan, 1993); на Всесоюзной научно-технической конференции «Новое в подъемно-транспортном машиностроении» (г. Москва, РФ, 1991); на Международных симпозиумах по трибологии фрикционных материалов «ЯРОФРИ» (г. Ярославль, РФ, 1991, 1994, 2010); на Республиканской научно-технической и научно-методической конференции «Научно-технический прогресс в автотракторостроении и проблемы подготовки инженерных кадров» (г. Москва, РФ, 1992); на Российском научно-техническом семинаре «Современный опыт проектирования, испытаний, производства и эксплуатации тормозных устройств подъемно-транспортных машин» (г. Москва, РФ, 1992); на Міжнародних симпозиумах українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, Україна, 1993, 1995, 2005, 2007, 2009, 2013); на 6th Nordic Symposium on Tribology «NORDTRIB-94» (Uppsala, Sweden, 1994); на семинаре «Приборы безопасности грузоподъемных кранов. Проблемы разработки, производства, оснащения и эксплуатации» (г. Ивanteeвка, РФ, 1996); на научно-технической конференции с международным участием «Подъемно-транспортные машины на рубеже веков» (г. Москва, РФ, 1999); на 4-й региональной научно-технической конференции «Машиноведение и детали машин» (г. Донецк, Украина, 2002); на Научно-техническом семинаре-совещании «Вопросы совершенствования и производства тормозов подъемно-транспортных машин» 7-й Всероссийской конференции «Подъемно-транспортная техника, внутривозовской транспорт, склады» (г. Москва, РФ, 2004); на Международном семинаре «Тормоза ПТМ и оборудования – 2006. Нормативно-техническая база и тенденции развития» при МГТУ им. Н. Э. Баумана (г. Москва, РФ, 2006); на 2-й Объединенной специализированной выставке подъемно-транспортного оборудования «CranExpo-2007» (г. Москва, РФ, 2007);

на 19 Internationale Kranfachtagung «Der Kran und sein Umfeld in Industrie und Logistik» (Magdeburg, Deutschland, 2011); на Всероссийской научно-технической конференции с участием иностранных специалистов «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению» (г. Москва, РФ, 2012); на научном семинаре кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана (г. Москва, РФ, 2013).

Опытные образцы разработанных тормозов демонстрировались на тематических выставках ВДНХ СССР (г. Москва, РФ, 1990, 1991), на Российском научно-техническом семинаре «Современный опыт проектирования, испытаний, производства и эксплуатации тормозных устройств подъемно-транспортных машин» (г. Москва, РФ, 1992), на Международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения» (г. Луганск, Украина, 2003).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 78 научных работ, в том числе: 1 монография, 30 статей в журналах, входящих в перечни ВАК РФ, Белоруссии, Украины, 33 тезиса докладов на конференциях, симпозиумах, семинарах, 5 авторских свидетельств.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, основных выводов и списка литературы. Работа изложена на 493 листах машинописного текста, содержит 167 рисунков, 88 таблиц. Библиография работы содержит 324 наименований.

Во **введении** обоснована актуальность темы диссертации, приведена общая характеристика работы, сформулирована ее цель и отражены основные положения научной новизны и практической ценности, выносимые на защиту.

В **первой главе** проведен анализ отечественных и зарубежных конструкций тормозов ГПМ, методик теплового расчета и выбора тормозов ГПМ, методов оценки эксплуатационных свойств и экспериментальных методов исследования триботехнических характеристик фрикционных пар тормозов.

В настоящее время в РФ эксплуатируются тормоза ГПМ различных типов (колодочные, дисково-колодочные, дисковые) как отечественного, так и зарубежного производства. Как показывает практика, отечественные заводы изготовители и эксплуатирующие организации до сих пор ориентируются в основном на двухколодочные тормоза, которые были разработаны в СССР в середине 50-х годов прошлого века и обладают рядом достоинств: простота конструкции, изготовления рычажной системы, сборки, монтажа, демонтажа, осмотра, регулировки, замены замыкающего элемента и привода, низкая стоимость.

На сегодняшний день изготовлением колодочных тормозов в РФ занимаются ЗАО «Завод подъемно-транспортного оборудования» (г. Екатеринбург), ОАО «Курганмашзавод» (г. Курган), ООО НПП «Подъемтранссервис» (г. Москва), ЗАО «Сибтяжмаш» (г. Красноярск), ОАО «Строймаш» (г. Саратов), ОАО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева» (г. Томск), ООО «Уралремдеталь» (г. Челябинск) и др.

Несмотря на свои преимущества, колодочные тормоза отечественного производства в настоящее время не могут в полной мере удовлетворять возросшим требованиям к эксплуатационным свойствам и безопасности ГПМ, так как имеют недостатки, основные из которых: быстрое изнашивание фрикционных накладок и шарнирных соединений рычажной системы; нестабильность тормозного момента; необходимость использования длинноходовых электромагнитов и электрогидротолкателей, что увеличивает габариты и массу привода, а также тормоза в целом.

Начиная с 70-х годов прошлого столетия, наряду с колодочными тормозами широкое применение получили дисково-колодочные тормоза, основным преимуществом которых является малый коэффициент взаимного перекрытия $K_{вз} = 0,05 \dots 0,2$ и, соответственно, повышенная теплоотдача диска в окружающую среду. Кроме того, использование в дисково-колодочных тормозах фрикционных накладок из более твердых материалов позволяет в 4...6 раз увеличить контактное давление и, тем самым, расширить диапазон тормозных моментов до 20 кНм.

Указанные преимущества явились причиной быстрого внедрения ТДК в ГПМ за рубежом. Как показал обзор литературы, на сегодняшний день производителями ТДК являются ЕМЗ (Латвия), SIBRE Siegerland-Bremsen GmbH (Германия), EMG Automation GmbH (Германия), Galvi Newcomen (Италия), Akebono Brake Industry Co., Ltd (Япония), Hilliard Corporation (США) и др.

В РФ ТДК применяются в автомобилестроении, на железнодорожном транспорте, в шахтных подъемных установках, лифтах. Однако в ГПМ они имеют ограниченное использование и отечественной промышленностью в настоящее время не выпускаются.

С появлением компактных конструкций пониженной металлоемкости (мотор-барабанов, мотор-колес, мотор-редукторов, современных конструкций талей с планетарными редукторами) получают развитие малогабаритные тормоза дисковые пристроенные (ТДП), входящие в состав приводного двигателя или пристраиваемые к корпусу крановых механизмов и имеющие по сравнению тормозами других конструктивных исполнений ряд преимуществ: большая энергоемкость и высокие тормозные моменты при сравнительно небольших размерах; большая поверхность контакта, что позволяет уменьшить контактное давление между поверхностями трения и повысить ресурс фрикционной пары.

Отечественный и зарубежный опыт производства и эксплуатации тормозов показал: в настоящее время в отечественных ГПМ достаточно широко представлены ТДП электродвигателей зарубежных производителей, имеет место установка ТДП зарубежного производства на электродвигатели отечественного производства.

Ведущими зарубежными производителями и поставщиками тормозных электродвигателей и ТДП на российский рынок являются: SEW-EURODRIVE GmbH (Германия), Leroy-Somer (США), KONE (Финляндия), Demag Cranes & Components (Германия), VEM Motors GmbH (Германия), GKN Stromag

Inc. (США), Lenze SE (Германия), Bonfiglioli Group (Италия), Chr. Mayr GmbH & Co. KG (Германия), C.S.M. Motori S.r.l. (Италия), Motovario S.p.A. (Италия), Bauer Inc (США), KEB Antriebstechnik GmbH (Германия), M.G.M. Motori Elettrici s.p.a. (Италия) и др.

Среди производителей тормозных электродвигателей как отечественных, так и стран СНГ следует отметить ОАО «Владимирский электромоторный завод», ОАО «Сибэлектромотор», ОАО Ярославский электромашиностроительный завод (ОАО «ELDIN»), Могилевский завод «Электродвигатель» (Белоруссия), СООО «Завод НОДВИГ» (Белоруссия) и др.

Однако, обладая бесспорными преимуществами, дисковые тормоза имеют существенный недостаток. В силу того, что $K_{вз}$ фрикционной пары находится в диапазоне 0,5...1,0, имеет место низкая теплоотдача тормозного диска в окружающую среду, фрикционная накладка и тормозной диск нагреваются до предельно высоких температур. В некоторых случаях это требует использования специальных материалов (например, металлокерамики), выдерживающих высокие температуры без ухудшения фрикционных свойств, или применения конструктивных решений, повышающих теплоотдачу фрикционной пары.

Одним из таких конструктивных решений, получивших широкое распространение в автомобилестроении и железнодорожном транспорте, является применение вентилируемых дисков, позволяющих уменьшить нагрев фрикционной пары тормоза. Однако для разработки обоснованных рекомендаций по применению вентилируемых дисков в тормозах отечественных ГПМ требуется проведение всесторонних экспериментальных испытаний.

Несмотря на явные преимущества дисковых и дисково-колодочных тормозов в сравнении с тормозами других конструктивных исполнений, в РФ эти тормоза широкого применения пока не получили. Основными причинами, сдерживающими начало широкого применения дисково-колодочных и дисковых тормозов отечественного производства в ГПМ, является отсутствие научно обоснованных методов расчета тепловой нагруженности и износа элементов пары трения, эффективного выбора тормозов с учетом их технико-экономических показателей.

Значительный вклад в теорию тепловой динамики, механики и смазки фрикционного контакта внесли научные школы РФ, Белоруссии и Украины: Браун Э. Д., Буяновский И. А., Гинзбург А. Г., Дроздов Ю. Н., Игнатьева З. В., Коровчинский М. В., Крагельский И. В., Чичинадзе А. В., Щедров В. С. (Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН); Александров В. М., Горячева И. Г., Добычин М. Н. (Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН); Протасов Б. В. (Саратовский государственный университет им. Н. Г. Чернышевского); Дёмкин Н. Б. (Тверской государственный технический университет); Подстригач Я. С., Шевчук П. Р. (Институт прикладных проблем механики и математики им. Я. С. Подстригача НАНУ); Грилицкий Д. В., Евтушенко А. А. (Львовский национальный университет им. И. Франко); Балакин В. А., Богданович П. Н., Мышкин Н. К.,

Петроковец М. И. (Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАНБ); Александров М. П., Ромашко А. М., Федосеев В. Н., Хурцидзе Т. В., Чиковани М. Г., Чиналиев О. К. (МГТУ им. Н. Э. Баумана); Пожбелко В. И. (Южно-Уральский государственный университет); Лужнов Ю. М. ОАО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (ОАО «ВНИИЖТ»); Шарипов В. М. (Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ) / Университет машиностроения); ученые различных трибологических школ мира: Archard J. F., Barber J. R., Bardon J. P., Berry G. A., Blok H., Bowden F. P., Chantrenne P., Charron F., Hasselgruber H., Jaeger J. C., Johnson K. L., Kennedy F. E., Laraqi N., Lefebvre A., Ling F. F., Raynaud M., Ridler E. W., Tabor D. и др.

Анализ экспериментальных и теоретических исследований, проведенных перечисленными выше учеными, показал, что: комплексным показателем, характеризующим условия нагружения, конструктивные параметры и режим работы фрикционной пары тормоза ГПМ, является температура поверхности трения; фрикционная накладка является «слабым» к тепловому воздействию элементом пары трения; температура накладки оказывает основное влияние на фрикционно-износные показатели тормоза; при торможении необходимо учитывать теплообмен между элементами пары трения.

Проведенные на кафедре «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана исследования показали: для повышения точности расчетов необходимо учитывать КПК фрикционной пары и температуру КПК; при проведении испытаний тормозов ГПМ целесообразно использовать термопары, обеспечивающие измерение температуры КПК.

Анализ экспериментальных методов исследования триботехнических характеристик фрикционных пар тормозов ГПМ показал, что для проведения комплексных исследований различных типов тормозов требуется разработка и создание экспериментальных установок, обеспечивающих возможность проведения испытаний в повторно-кратковременном режиме, характерном для работы механизмов ГПМ, с широким диапазоном варьирования параметров режима.

Безопасная эксплуатация ГПМ во многом зависит от правильного выбора тормозов. Решению задач повышения эффективности функционирования тормозов, а также безопасности работы ГПМ посвящены работы Блинова Л. П., Брауде В. И., Волкова Д. П., Гайдамаки В. Ф., Германчука Ф. К., Дорофеева Н. В., Ивашкова И. И., Ивашкова Н. И., Кеглина Б. Г., Костромина А. Д., Кузнецова Е. С., Никитина К. Д., Остапенко В. И., Пинеса А. Ю., Плясунова С. И., Сегалю Д. И., Семенова Л. Н., Сомова Г. В., Спицыной И. О., Тимофеева Г. А., Чукмасова С. Ф., Шишкова Н. А. и др.

Известные методики оценки эксплуатационных свойств тормозов ГПМ были разработаны для колодочных тормозов. Вместе с тем, анализ показал, что эти методики не учитывают изменение фрикционно-износных характеристик фрикционной пары тормоза в процессе торможения, а также технико-экономических показателей эффективности работы тормоза. Информацию о разработанных методах и методиках оценки эксплуатационных свойств

дисковых и дисково-колодочных тормозов в отрасли отечественного и зарубежного подъемно-транспортного машиностроения обнаружить не удалось.

На основе анализа эксплуатации тормозов для различных режимов работы механизмов ГПМ обоснована необходимость учета следующих показателей, определяющих эффективность тормоза и безопасность работы ГПМ: тормозной момент, межремонтный срок службы и время восстановления работоспособности.

По результатам проведенного литературного обзора определены направления теоретических и экспериментальных исследований.

Во второй главе для тормозов ГПМ представлены разработанные экспериментальные методики определения температур КПК, оценки ТСК фрикционных пар тормозов; приведено описание разработанных соискателем в лаборатории кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана экспериментальных установок, измерительных систем, экспериментальных образцов и режимов испытаний; представлены результаты экспериментальных исследований триботехнических характеристик фрикционных пар тормозов ГПМ; сформулированы рекомендации, направленные на повышение работоспособности тормозов ГПМ путем эффективного выбора материалов и фрикционных пар.

Для исследования нагрева и износа фрикционных пар тормозов ГПМ разработана и создана машина трения МТ-84, которая, в отличие от известных машин трения, обеспечивает: проведение испытаний колодочных, дисковых и дисково-колодочных тормозов малых габаритов в повторно-кратковременном и стационарном режимах; измерение КПК фрикционной пары; измерение температуры КПК и объемных температур элементов фрикционной пары; широкое варьирование параметров режимов испытаний, соответствующих условиям эксплуатации тормозов ГПМ (Таблица 1).

Таблица 1.

Диапазон изменения параметров испытаний

Параметр испытаний	Диапазон изменения	
	МТ-84	Инерционный стенд
Работа единичного торможения $W_{тп}$, кДж	3,5...14	40...74
Контактное давление p , МПа	0,05...5	1...3
Начальная частота вращения диска n_0 , об/мин	1000...3500	725
Относительная продолжительность включений ПВ, %	25...60	30...50
Количество включений в час N	60...240	60...180
Коэффициент взаимного перекрытия $K_{вз}$	0,05...0,2	0,09
Конструкция диска	сплошной или вентилируемый	сплошной

Проводились испытания дисково-колодочных и дисковых тормозов с вентилируемыми и сплошными тормозными дисками диаметрами 152 мм и 220 мм. Материалы диска – сталь (Ст. 3, Ст. 45) или чугун (СЧ-15, СЧ-20);

материал накладки – асбестовый или безасбестовый ФПМ. Дисково-колодочные тормоза со сплошным тормозным диском Ст. 3 диаметром 375 мм и фрикционными накладками ФПМ различных композиций испытывались на инерционном стенде, созданном на кафедре «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана (Рис. 1).

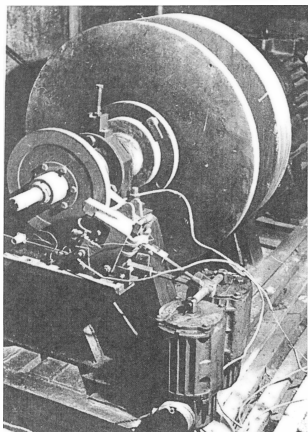


Рис. 1. Общий вид инерционного стенда для испытаний тормозов

Разработана методика экспериментального определения температуры КПК фрикционных пар тормозов ГПМ с помощью термопар без заранее подготовленного спая – ленточных. Результаты исследований материалов фрикционных пар тормозов ГПМ, полученные соискателем в лабораториях Института машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, МГТУ им. Н. Э. Баумана, Institute of Industrial Science of Tokyo University (Tokyo, Japan), показали преимущества использования ленточных термопар. Эти термопары по сравнению с термопарами с заранее подготовленным спаем имеют малую тепловую инерцию (10^{-4} с) и позволяют измерять температуру в поверхностных

слоях материалов пары трения, формирующихся в процессе торможения и имеющих толщину порядка 10...30 мкм.

Термопары монтировались во фрикционные накладки и тормозные диски. В накладку устанавливались не менее 6 термопар: 5 ленточных и 1...3 термопары с заранее подготовленным спаем. В каждом диске размещалось 4 термопары: 2 на поверхности трения и 2 в объеме материала. Запись температуры проводилась в процессе торможения.

Для определения КПК фрикционных пар тормозов ГПМ применена вероятностная методика, позволяющая оценить КПК в процессе торможения. Во фрикционную накладку устанавливались датчики контакта. Предполагалось, что вероятность контакта датчика с тормозным диском/шківом равна относительной КПК $\eta_c = A_c/A_n$, где A_c – КПК, м²; A_n – номинальная площадь контакта, м². Расчеты показали, что вероятность измерения η_c пятью датчиками контакта равна 0,75, а шестью – 0,83.

Для оценки износа фрикционной накладки тормоза ГПМ обоснована целесообразность использования величины I_{mc} энергетической интенсивности массового изнашивания на КПК:

$$I_{mc} = \frac{n_n \rho_n A_c \Delta h_c}{W_{тп}} = \frac{n_n \rho_n \eta_c A_n \Delta h_c}{W_{тп}},$$

где n_n – количество накладок; $W_{тп}$ – работа единичного торможения, Дж; ρ_n – плотность материала накладки, кг/м³; Δh_c – линейный износ накладки на КПК, м. В зависимости от размеров фрикционной накладки замеры линейного износа проводились в 6...15 точках.

На основе аппроксимации экспериментальных данных для пар трения металл/ФПМ тормозов ГПМ, работающих в повторно-кратковременном режиме, впервые получены зависимости η_c и I_{mc} от температуры T_c КПК, которые позволяют проводить количественную оценку ресурса фрикционной пары с погрешностью 15...25%.

В качестве примера на рис. 2 и рис. 3 представлены зависимости η_c от T_c для фрикционных пар безасбестовый ФПМ/металл и зависимость I_{mc} от T_c для фрикционных пар асбестовый ФПМ/металл соответственно.

Для материалов фрикционных пар тормозов ГПМ разработана методика экспериментального определения ТСК. Создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить испытания для различных значений давления, температуры, чистоты обработки контактирующих поверхностей и типов материалов.

По результатам проведенных экспериментов построены уравнения регрессии для фрикционных пар металл/ФПМ, используемых в тормозах ГПМ. Установлено, что величина и характер изменения ТСК определяются тепловой проводимостью участков фактического контакта и существенно зависят от физико-механических характеристик элементов фрикционной пары.

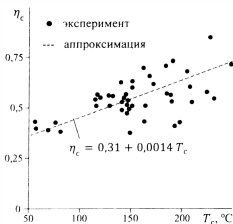


Рис. 2. Зависимость η_c от T_c для безасбестовых ФПМ

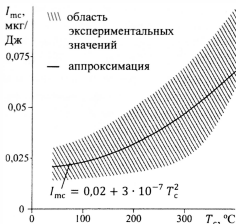


Рис. 3. Зависимость $I_{мс}$ от T_c для асбестовых ФПМ

Разработанные на основе проведенных триботехнических испытаний тормозов ГПМ методики и программы позволяют экспериментально определять КПК, температуру КПК, ТСК, износ на КПК; обоснованно подойти к выбору материалов фрикционной пары на этапе проектирования тормоза, прогнозировать ресурс фрикционной пары.

Анализ результатов проведенных экспериментальных исследований тормозов ГПМ позволил сформулировать рекомендации, направленные на совершенствование конструкций тормозов и эффективный выбор материалов фрикционных пар: применение металлокерамики в качестве материала фрикционной накладки в тормозах сухого трения (без смазки) приводит к интенсивному износу тормозных дисков и является нецелесообразным; для режимов эксплуатации тормозов с количеством включений в час $H=60\ldots120$ вкл./час и $ПВ=25\ldots40\%$ целесообразно применять сплошные диски, а для режимов эксплуатации с $H=180\ldots240$ вкл./час и $ПВ=60\ldots80\%$ — вентилируемые; для режимов эксплуатации тормозов с $H=60\ldots120$ вкл./час и $ПВ=25\ldots40\%$ не выявлено существенных различий по фрикционно-износным характеристикам между асбестовыми и безасбестовыми ФПМ; для режимов эксплуатации тормозов с $H=180\ldots240$ вкл./час и $ПВ=60\ldots80\%$ предпочтительно использовать асбестовые ФПМ; при конструировании тормозного диска следует отдавать предпочтение фрикционным парам с чугуном диском; для компенсации формоизменения поверхности трения вентилируемого тормозного диска в процессе торможения необходимо использовать конструкцию диска с пазами на поверхности трения и максимальным количеством вентиляционных каналов; при выборе материала фрикционной накладки целесообразно отдавать предпочтение материалам с более низкой твердостью, обеспечивающим более высокое значение КПК.

В третьей главе представлены результаты исследования охлаждения элементов фрикционных пар тормозов ГПМ, предложены расчетно-

экспериментальные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи элементов фрикционной пары тормоза.

Рассмотрена задача о конвективном охлаждении накладки с теплоизолированным основанием. Накладка представлена в виде прямоугольной пластины, занимающей в пространстве область $0 < x < l$, $0 < y < b$, $0 < z < h$, где l – длина, м; b – ширина, м; h – толщина, м. Получено точное решение задачи нестационарной теплопроводности в накладке:

$$T_n = T_{cp} + 32T_0 \sum_{i=0}^{+\infty} \sum_{j=0}^{+\infty} \sum_{k=0}^{+\infty} \exp(-(\kappa_i^2 + \kappa_j^2 + \kappa_k^2) a_n t) \times \cos(\kappa_i x - \arctg(\alpha_n / (\lambda_n \kappa_i))) \cos(\kappa_j y - \arctg(\alpha_n / (\lambda_n \kappa_j))) \cos(\kappa_k z) \times \frac{\sin(\kappa_i l / 2) \cos(\kappa_i l / 2 - \arctg(\alpha_n / (\lambda_n \kappa_i)))}{\kappa_i l + \sin(\kappa_i l) \cos(\kappa_i l - 2 \arctg(\alpha_n / (\lambda_n \kappa_i)))} \times \frac{\sin(\kappa_j b / 2) \cos(\kappa_j b / 2 - \arctg(\alpha_n / (\lambda_n \kappa_j)))}{\kappa_j b + \sin(\kappa_j b) \cos(\kappa_j b - 2 \arctg(\alpha_n / (\lambda_n \kappa_j)))} \frac{\sin(\kappa_k h)}{\kappa_k h + \sin(\kappa_k h) \cos(\kappa_k h)} \quad (1)$$

где t – переменная времени, с; T_n – температура накладке, °C; T_{cp} – температура окружающей среды, °C; T_0 – начальный нагрев накладке относительно температуры окружающей среды, °C; λ_n – коэффициент теплопроводности накладке, Вт/(м °C); a_n – коэффициент температуропроводности накладке, м²/с; α_n – коэффициент конвективной теплоотдачи накладке, Вт/(м² °C); i, j, k – переменные суммирования; $\kappa_i, \kappa_j, \kappa_k$ – корни уравнений (м⁻¹), представленных ниже:

$$\text{ctg}(\kappa_i l) = \frac{\kappa_i \lambda_n}{2\alpha_n} \left(1 - \frac{\alpha_n^2}{\kappa_i^2 \lambda_n^2} \right); \text{ctg}(\kappa_j b) = \frac{\kappa_j \lambda_n}{2\alpha_n} \left(1 - \frac{\alpha_n^2}{\kappa_j^2 \lambda_n^2} \right); \text{ctg}(\kappa_k h) = \frac{\kappa_k \lambda_n}{\alpha_n}.$$

С помощью термопар с заранее подготовленным спаем, установленных во фрикционные накладки, получены экспериментальные кривые охлаждения. Коэффициент теплоотдачи α_n материала фрикционной накладке определялся из условия, что отклонение ε теоретической кривой T_n от экспериментальной кривой T_s минимально:

$$\min \leftarrow \varepsilon(\alpha_n) = \sum_i \frac{|T_n(t_i) - T_s(t_i)|}{T_s(t_i)},$$

где t_i – i -й момент времени, с.

Исследованы коэффициенты теплоотдачи материалов, характерных для фрикционных накладок тормозов ГПМ. Установлено, что при $\varepsilon < 3\%$ коэффициент $\alpha_n = 51 \dots 59$ Вт/(м² °C) для ФПМ 145-40, $\alpha_n = 46 \dots 53$ Вт/(м² °C) для ФМК-845.

Проведен анализ процесса отдачи теплоты в окружающую среду вращающихся тормозных дисков/шківов. Для учета влияния частоты n вращения тормозного диска/шківа (об/мин) на его коэффициент α_d теплоотдачи предложена зависимость:

$$\alpha_d = kn^{0,78} \times \frac{1,23}{A_d} \int_{A_d} r^{0,78} dA_d = kn^{0,78} \times g, \quad (2)$$

где A_d – поверхность/площадь охлаждения диска/шкива, m^2 ; r – расстояние от оси вращения до рассматриваемой точки поверхности диска/шкива, m ; $k = 1$ – вспомогательный размерный коэффициент, $Вт \cdot c^{0,78}/(m^{2,78} \cdot ^\circ C)$; g – коэффициент, характеризующий форму и размеры диска/шкива, $m^{2,78}$. Значения коэффициента g рассчитаны для шкивов колодочных тормозов и дисков тормозов ТДК.

Для тормозного диска диаметра 200 мм проведено сравнение зависимости (2) с известной экспериментальной зависимостью. Показано, что для $n > 1000$ об/мин погрешность зависимости (2) не превышает 15%.

На основе (2) проведен анализ интенсивности теплоотдачи сплошных дисков и шкивов тормозов ГПМ различных типоразмеров. Установлено, что диаметр диска/шкива оказывает существенное влияние на α_d , тормозные шкивы имеют до 30% больший α_d по сравнению с тормозными дисками такого же диаметра.

Полученные зависимости (1) и (2) позволили определить коэффициенты теплоотдачи фрикционных накладок и тормозных дисков/шкивов для различных этапов работы тормоза.

В четвертой главе представлена математическая модель тепловых процессов во фрикционной паре тормоза ГПМ, предложена и апробирована теоретическая зависимость для расчета ТСК, для различных режимов работы тормоза проведен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных значений температуры КПК.

Разработана математическая модель тепловых процессов во фрикционной паре тормоза ГПМ, учитывающая: неоднородность распределения температуры во фрикционной накладке; контактный теплообмен между элементами пары трения; влияние температуры на коэффициент трения; конвективную теплоотдачу элементов пары трения в окружающую среду; влияние скорости вращения диска/шкива на его коэффициент теплоотдачи; изменение граничных условий в зависимости от этапа работы тормоза.

Распределение температуры T_n во фрикционной накладке описано с помощью уравнения теплопроводности

$$\frac{\partial T_n}{\partial t} = a_n \left(\frac{\partial^2 T_n}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_n}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_n}{\partial z^2} \right), 0 < x < l, 0 < y < b, 0 < z < h, t > 0, \quad (3)$$

начального условия

$$T_n|_{t=0} = T_{cp}, \quad (4)$$

и граничных условий

$$\begin{aligned} \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial x} \Big|_{x=0} &= \alpha_n (T_n|_{x=0} - T_{cp}); & -\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial x} \Big|_{x=l} &= \alpha_n (T_n|_{x=l} - T_{cp}); \\ \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y} \Big|_{y=0} &= \alpha_n (T_n|_{y=0} - T_{cp}); & -\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y} \Big|_{y=b} &= \alpha_n (T_n|_{y=b} - T_{cp}); \\ \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial z} \Big|_{z=0} &= 0; & \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial z} \Big|_{z=h} &= q_n, \end{aligned} \quad (5)$$

где q_n – плотность поступающего в накладку теплового потока, $Вт/м^2$.

Для определения температуры T_d диска/шкива получено уравнение, учитывающее фрикционный нагрев диска/шкива и его теплоотдачу в окружающую среду:

$$T_d = T_{cp} + \frac{n_n}{C_d} \exp\left(-\frac{\alpha_d A_d}{C_d} t\right) \int_0^t d\zeta \int_{A_n} q_d(\zeta) \exp\left(\frac{\alpha_d A_d}{C_d} \zeta\right) dA_n, \quad (6)$$

где C_d – теплоемкость диска/шкива, Дж/°C; q_d – плотность поступающего в диск/шкив теплового потока, Вт/м²; ζ – переменная интегрирования, с.

Для описания тепловых процессов в области контакта фрикционной накладки и тормозного диска/шкива обоснован выбор условия неидеального контакта, учитывающего контактный теплообмен. Плотность q_n и q_d тепловых потоков определена с учетом особенностей повторно-кратковременного режима работы тормоза ГПМ:

$$q_n = \begin{cases} -\alpha_n(T_n|_{z=h} - T_{cp}), & 0 \leq \tau < t_p + t_y; \\ \alpha_{3\tau} f \omega r_\tau p - R_K^{-1}(T_n|_{z=h} - T_d), & t_p + t_y \leq \tau < t_u; \end{cases} \quad (7)$$

$$q_d = \begin{cases} 0, & 0 \leq \tau < t_p + t_y; \\ (1 - \alpha_{3\tau}) f \omega r_\tau p + R_K^{-1}(T_n|_{z=h} - T_d), & t_p + t_y \leq \tau < t_u, \end{cases}$$

где $\tau = t - (N - 1)t_u$ – вспомогательная переменная времени, с; $N \in \{1, 2, \dots\}$ – номер цикла работы механизма; t_u – продолжительность цикла, с; t_p – продолжительность разгона механизма ГПМ, с; t_y – продолжительность установившегося движения механизма ГПМ, с; f – коэффициент трения; ω – угловая скорость тормозного диска/шкива, рад/с; r_τ – средний радиус трения, м; p – контактное давление, Па; $\alpha_{3\tau}$ – коэффициент распределения энергии трения; R_K – ТСК, м² °C /Вт.

Скорость ω задана с учетом этапа работы тормоза:

$$\omega = \begin{cases} \frac{\omega_0}{t_p} \tau, & 0 \leq \tau < t_p; \\ \omega_0, & t_p \leq \tau < t_p + t_y; \\ \omega_0 - \frac{n_n p A_n r_\tau}{I_{np}} \int_{t_p+t_y}^{\tau} f(\zeta) d\zeta, & t_p + t_y \leq \tau < t_p + t_y + t_\tau; \\ 0, & t_p + t_y + t_\tau \leq \tau < t_u, \end{cases} \quad (8)$$

где ω_0 – начальная угловая скорость тормозного диска/шкива, рад/с; t_τ – продолжительность торможения (с), определяемая из условия

$$\omega|_{\tau=t_p+t_y+t_\tau} = \omega_0 - \frac{n_n p A_n r_\tau}{I_{np}} \int_{t_p+t_y}^{t_p+t_y+t_\tau} f(\zeta) d\zeta = 0.$$

На основе модели (3)–(8) разработаны численный алгоритм и компьютерная программа Thermobrake, позволяющие для колодочного, дисково-колодочного и дискового тормозов ГПМ определять временные

зависимости температуры КПК, объемной температуры фрикционной накладки, температуры диска/шкива, тормозного момента.

Получена зависимость для расчетного определения R_k , учитывающая проводимость участков фактического контакта и проводимость промежуточной среды между элементами фрикционной пары:

$$\frac{1}{R_k} = \frac{4p\bar{\lambda}_m}{3\pi d\sigma_b} + \frac{\lambda_c}{(h_{cp} + h_{max})(1-m)(1-(0,1p/HB)^{0,28})}, \quad (9)$$

где $\bar{\lambda}_m$ – приведенный коэффициент теплопроводности контактирующих материалов, Вт/(м °С); d – диаметр участка фактического контакта, м; σ_b – предел прочности при сжатии материала накладки, МПа; λ_c – коэффициент теплопроводности промежуточной среды, Вт/(м °С); h_{cp} – средняя высота микронеровностей поверхности трения диска/шкива, м; h_{max} – максимальная высота микронеровностей поверхности трения накладки, м; m – коэффициент заполнения профиля неровностей; HB – твердость материала накладки, МПа.

Для различных фрикционных пар металл/ФПМ тормозов ГПМ проведен сравнительный анализ зависимости (9) и экспериментальных данных, полученных при различных значениях контактного давления, параметров шероховатости поверхностей и температуры. Показано, что погрешность расчета ТСК с помощью (9) составляет 10...15%.

Разработанные математическая модель (3)–(9), численный алгоритм и компьютерная программа Thermobrake положены в основу методики расчета температур элементов фрикционных пар тормозов ГПМ.

Проведено сравнение расчетных и экспериментальных значений температуры T_c фрикционной накладки дисково-колодочных тормозов ТДК-00.01 и ТДК-00.04 для различных режимов работы механизмов ГПМ. Установлено, что средняя погрешность расчета T_c для установившегося режима составляет 15%. В качестве примера на рис. 4 представлена зависимость T_c от N для режима $W_{тп} = 40$ кДж, $p = 1,1$ МПа, $n_0 = 725$ об/мин, ПВ=30%, $N = 120$ вкл./час.

В пятой главе предложены новые подходы к оценке эффективности тормозов ГПМ с учетом технико-экономических показателей, разработан метод оценки эффективности тормозов и безопасности работы ГПМ.

Разработана методика оценки изменения тормозного момента, в которой временная зависимость тормозного момента M_t характеризуется его минимальным β_{min} и максимальным β_{max}

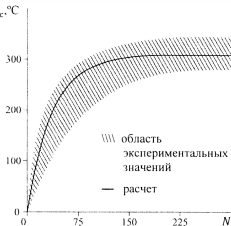


Рис. 4. Зависимость T_c от N :

относительными значениями за период торможения:

$$\beta_{\min} = \frac{\min M_T | t_p + t_y < \tau < t_p + t_y + t_\tau}{M_{\text{ТН}}}, \quad \beta_{\max} = \frac{\max M_T | t_p + t_y < \tau < t_p + t_y + t_\tau}{M_{\text{ТН}}},$$

где $M_{\text{ТН}}$ – номинальный тормозной момент (Нм), создаваемый тормозом.

Определен интервал допустимых значений M_T , обеспечивающих безопасность работы ГПМ. Этот интервал ограничен неравенствами:

$$[\beta]_{\min} < \beta_{\min}, \quad \beta_{\max} < [\beta]_{\max}, \quad (10)$$

где минимальное допустимое значение $[\beta]_{\min}$ рассчитывается из условия обеспечения коэффициента $K_{\text{зап}}$ запаса тормозного момента:

$$[\beta]_{\min} = \frac{1}{K_{\text{зап}}},$$

максимальное допустимое значение $[\beta]_{\max}$ рассчитывается из условия непревышения предельного значения $[j]$ замедления, определяемого видом груза, типом крана и особенностями технологического процесса, для которого кран предназначен:

$$[\beta]_{\max} = \frac{[j]}{j_n} = \frac{[j] I_{\text{пр}} u a}{M_{\text{ТН}} R},$$

j_n – значение замедления при номинальном тормозном моменте, м/с^2 ; $I_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции механизма ГПМ; u – передаточное отношение механизма ГПМ, на котором установлен тормоз; для механизма подъема a – кратность полиспаста, R – радиус барабана, м; для механизма передвижения $a = 1$, R – радиус ходового колеса, м; для механизма поворота $a = 1$, R – длина стрелы, м.

Определены основные факторы, приводящие к изменению M_T : фактор температуры – влияние температуры на коэффициент трения, фактор износа – влияние износа фрикционной накладки на усилие нажатия тормозной колодки на диск/шків.

Для различных типов фрикционных пар, применяемых в тормозах ГПМ, проведен анализ изменения M_T . Показано, что фактор температуры может привести как к увеличению, так и к уменьшению M_T . При этом в интервале рабочих температур $\beta_{\min} = 0,59 \dots 1$ и $\beta_{\max} = 1 \dots 1,37$ для пары ФПМ/металл, $\beta_{\min} = 0,64 \dots 1$ и $\beta_{\max} = 1$ для пары металлокерамика/металл. Фактор износа приводит к уменьшению M_T . Согласно расчетам, в колодочных и дисковых тормозах ГПМ, не оснащенных АКИ, износ фрикционной накладки в 1 мм соответствует $\beta_{\min} = 0,52 \dots 0,95$. Установлено, что при одновременном действии факторов температуры и износа величина $\beta_{\min}$ может быть меньше 0,5, в этом случае M_T выходит за пределы интервала (10) допустимых значений и условия безопасности работы ГПМ нарушаются. С целью уменьшения влияния фактора износа рекомендовано использование АКИ в тормозах ГПМ.

Разработана методика оценки долговечности тормоза ГПМ. Показано, что одной из причин потери тормозом работоспособности является износ фрикционной пары и шарнирных соединений рычажной системы. Предложены зависимости для расчета межремонтного срока службы тормоза, связанного с выходом из строя его элемента.

Межремонтный срок τ_{ϕ} службы тормоза, связанный с износом фрикционных накладок, представлен в виде:

$$\tau_{\phi} = \frac{2[\Delta h]n_n \rho_n A_n}{I_{\text{пр}} \omega_0^2 I_{\text{мс}} (60 \times K_{\text{ч}})(24 \times K_{\text{с}})(365 \times K_{\text{г}})H'}$$

где $[\Delta h]$ – максимальный допустимый линейный износ фрикционной накладки, м; $K_{\text{ч}}$, $K_{\text{с}}$ и $K_{\text{г}}$ – коэффициенты использования механизма в течение часа, суток и года соответственно.

На кафедре «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана проведены экспериментальные исследования ресурса шарнирных соединений серийных крановых колодочных тормозов ТКГ-300М. На основе статистической обработки результатов испытаний для различных видов смазки и самосмазывающихся МФПС получены уравнения регрессии, позволяющие проводить расчет износа пальцев и отверстий шарнирных соединений рычажной системы колодочных, дисковых и дисково-колодочных тормозов в зависимости от давлений в шарнирах, соответствующих условиям эксплуатации тормозов ГПМ.

В качестве примера на рис. 5 представлены зависимости износа i_n пальца и износа i_o отверстия шарнира от давления $p_{\text{ш}}$ для случая консистентной смазки после 3,5 млн циклов.

Разработана модель изнашивания шарнирного соединения, учитывающая износ пальца и отверстия, начальный и предельный зазоры между пальцем и отверстием, позволяющая оценить ресурс шарниров рычажной системы тормозов ГПМ.

По результатам проведенных исследований разработаны рекомендации, направленные на повышение ресурса шарнирных соединений рычажной системы тормозов ГПМ. Рекомендовано применять самосмазывающиеся МФПС, позволяющие в 5...7 раз увеличить ресурс шарнирных соединений.

Разработана методика оценки ремонтпригодности тормозов ГПМ, позволяющая определять время восстановления работоспособности тормоза при замене вышедших из строя элементов, повысить его ремонтпригодность на стадии проектирования. Методика основана на результатах исследований колодочного тормоза ТКГ-300 и дискового тормоза ТДП-11, проведенных в лаборатории кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Предложен алгоритм оценки ремонтпригодности тормозов ГПМ,

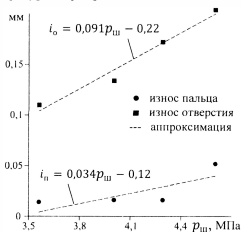


Рис. 5. Износ элементов шарнира рычажной системы тормоза ГПМ

включающий в себя: определение доступности и легкосъемности элементов тормоза, составление матрицы положений его элементов, определение времени восстановления работоспособности.

Для расчета времени Z_i восстановления работоспособности тормоза, связанного с заменой i -го элемента, предложена зависимость:

$$Z_i = Z_{\text{пзi}} + Z_{\text{pci}} x_i \left(1 + \frac{y_i - 1}{M_i} \right),$$

где $Z_{\text{пзi}}$ – временные затраты на проведение подготовительно-заключительных операций, обеспечивающих доступ к тормозу, час; Z_{pci} – временные затраты на проведение операций полной разборки и сборки тормоза, час; x_i – оценка доступности i -го элемента, учитывающая легкосъемность элементов тормоза; y_i – характеристика матрицы положений элементов тормоза, учитывающая число попутных съемов i -го элемента при замене других элементов тормоза; M_i – количество ненулевых элементов матрицы положений элементов тормоза.

Проведен сравнительный анализ расчетного и экспериментального значений времени восстановления работоспособности тормоза ТКТГ-400 при замене изношенных фрикционных накладок. Погрешность расчета составила 14%.

Разработанные для тормозов ГПМ методики оценки изменения тормозного момента, долговечности, ремонтпригодности составляют основу метода оценки эффективности тормозов и безопасности работы ГПМ.

В шестой главе предложена методика оценки технико-экономической эффективности тормоза ГПМ; разработаны алгоритм и программа эффективного выбора тормоза; решена задача оптимизации типоразмерных рядов тормозов; проведен анализ эффективности применения стандартного типоразмерного ряда колодочных тормозов с электрогидротолкателем и предложены рекомендации по его совершенствованию; выполнен сравнительный анализ технико-экономической эффективности применения колодочных, дисково-колодочных и дисковых тормозов.

Проведена классификация параметров тормоза на внутренние, внешние и выходные параметры, характеризующие свойства элементов тормоза, режим работы механизма ГПМ и эксплуатационные свойства тормоза соответственно. К выходным отнесены технические параметры: контактное давление p , максимальная температура T_{max} КПК за период торможения, минимальное β_{min} и максимальное β_{max} значения относительного тормозного момента, а также параметры, описывающие технико-экономическую эффективность применения тормоза: затраты S_n на приобретение тормоза, затраты S_z на эксплуатацию тормоза в течение 1 года. Разработана методика оценки технико-экономической эффективности тормоза ГПМ, включающая тепловой анализ фрикционной пары; прочностной анализ фрикционной пары и рычажной системы; анализ изменения тормозного момента; анализ долговечности и ремонтпригодности; расчет затрат S_n и S_z .

Предложена зависимость для расчета эксплуатационных затрат:

$$S_3 = \sum_{i=1}^{n_3} \frac{S_{эли} + Z_i(S_{замi} + S_{при})}{\tau_{\phi i}},$$

где n_3 – количество рассматриваемых элементов тормоза; $\tau_{\phi i}$ – межремонтный срок службы тормоза, связанный с выходом из строя i -го элемента, год; $S_{эли}$ – стоимость i -го элемента, руб.; $S_{замi}$ – затраты на замену или ремонт i -го элемента, руб./час; $S_{при}$ – потери, вызванные простоем механизма ГПМ, руб./час.

Сформулирована задача оптимального выбора тормоза ГПМ: определить множество P_X рациональных вариантов тормозов путем минимизации критериев S_n и S_3 при выполнении условий неперевышения величин p и $T_{\max}$ своих допустимых значений $[p]$ и $[T]$ соответственно, а также условий (10) безопасности работы ГПМ; из множества P_X выбрать оптимальный вариант $X_{\text{опт}}$ из условия минимума суммарных затрат $S = S_n + S_3 t$ на приобретение и эксплуатацию тормоза для заданного срока t его службы (в годах):

$$\begin{aligned} D_X &= \left\{ X_i, i = 1, 2, \dots, n_n \mid \begin{aligned} &p < [p]; T_{\max} < [T]; \\ &[\beta]_{\min} < \beta_{\min}, \beta_{\max} < [\beta]_{\max} \end{aligned} \right\}, \\ D_X \supset P_X: S_n \rightarrow \min, S_3 \rightarrow \min, \\ P_X \ni X_{\text{опт}}: S \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (11)$$

где D_X – множество допустимых вариантов тормозов; n_n – общее количество допустимых вариантов; X_i – i -й вариант тормоза.

На основе (11) разработаны алгоритм и программа эффективного выбора тормоза ГПМ.

Проведен анализ стандартного типоразмерного ряда колодочных тормозов. Установлено, что: из 8 типоразмеров ряда 4 типоразмера (160, 200, 300, 400) с тормозным моментом от 50 до 1500 Нм составляют более 98% изготавливаемых и применяемых в РФ тормозов; для тормозного момента, близкого к предельному, в большинстве случаев выбирается тормоз большего типоразмера, что является нерациональным с экономической точки зрения; тормоза ТКГ-160 регулируются, как правило, на тормозной момент близкий к максимальному значению для данного типоразмера, а тормоза ТКГ-200 – на тормозной момент близкий к минимальному значению.

Сформулирована задача оптимизации типоразмерного ряда тормозов ГПМ. В качестве элементов вектора $\bar{X}$ управляемых переменных выбраны значения M_i тормозных моментов, при которых происходит переход между i -м и $(i + 1)$ -м типоразмерами:

$$\bar{X} = (M_1, M_2, \dots, M_{n_T-1}), \quad (12)$$

где n_T – общее количество типоразмеров в ряду.

Множество $\bar{D}_X$ допустимых типоразмерных рядов представлено в виде:

$$\bar{D}_X = \left\{ \bar{X} \left\{ \begin{array}{l} M_{\min} \leq M_1 \leq \dots \leq M_{n_T-1} \leq M_{\max}; \\ p < [p], M_{\min} \leq M_T \leq M_{\max}; \\ T_{\max} < [T], M_{\min} \leq M_T \leq M_{\max}; \\ [\beta]_{\min} < \beta_{\min}, M_{\min} \leq M_T \leq M_{\max}; \\ \beta_{\max} < [\beta]_{\max}, M_{\min} \leq M_T \leq M_{\max}; \end{array} \right. \right\}, \quad (13)$$

где $M_{\min}$ и $M_{\max}$ – минимальный и максимальный значения тормозного момента типоразмерного ряда соответственно, Нм.

В качестве частных критериев эффективности приняты средние затраты $\bar{S}_n$ на приобретение тормоза:

$$\min \leftarrow \bar{S}_n = \int_{M_{\min}}^{M_{\max}} S_n(X, M_T) \omega_T(M_T) dM_T \quad (14)$$

и средние затраты $\bar{S}_3$ на эксплуатацию тормоза в течение 1 года:

$$\min \leftarrow \bar{S}_3 = \int_{M_{\min}}^{M_{\max}} S_3(X, M_T) \omega_T(M_T) dM_T, \quad (15)$$

где ω_T – плотность распределения спроса на тормоза, $(\text{Нм})^{-1}$, определяемая путем обработки статистических данных о выпуске колодочных тормозов в РФ.

Множество $\bar{P}_X$ рациональных типоразмерных рядов определено следующим образом:

$$\bar{D}_X \supset \bar{P}_X: \bar{S}_n \rightarrow \min, \bar{S}_3 \rightarrow \min. \quad (16)$$

С учетом (12)–(16) проведена оптимизация стандартного типоразмерного ряда $\bar{X}_0 = (100, 250, 800)$ колодочных тормозов серии ТКГ с приводом от электрогидравлического толкателя. Рассмотрены характерные для данного типа тормозов фрикционная пара Сталь 45/ФПМ 6КВ-10 и режимы работы ГПМ. С помощью программы Thermobrake определены множества $\bar{D}_X$ и $\bar{P}_X$. На рис. 6 представлен результат отображения $\bar{P}_X$ на плоскость $(\bar{S}_n, \bar{S}_3)$.

На основе анализа полученных результатов установлено: диапазоны тормозного момента, соответствующие конкретным типоразмерам, могут быть значительно расширены; типоразмерный ряд колодочных тормозов ГПМ может быть сокращен путем изъятия из него типоразмера 200, вместо него рекомендовано использовать тормоз типоразмера 160 в диапазоне регулирования тормозного момента от 50 до 250 Нм.

Методика оценки технико-экономической эффективности тормоза ГПМ, алгоритм и программа эффективного выбора тормоза ГПМ положены в основу метода выбора тормозов ГПМ.

С помощью разработанного метода проведен технико-экономический расчет различных типов тормозов, оборудованных АКИ. Рассмотрены колодочный ТКГ-300, дисково-колодочный ТДЕ-1 и дисковый ТДП-31 тормоза, отрегулированные на номинальный тормозной момент 750 Нм и используемые в механизмах вспомогательного подъема козловых крана г/п 160/50-10т в режиме: $n_0 = 960$ об/мин, $H = 180$ вкл./час, $PB = 60\%$. Анализ показал, что условия (10) безопасности работы ГПМ выполняются для всех рассматриваемых тормозов: $[\beta]_{\min} = 0,67 < 1 = \beta_{\min}$ и $\beta_{\max} = 1,03 < 1,6 = [\beta]_{\max}$ для ТКГ-300; $[\beta]_{\min} = 0,67 < 0,96 = \beta_{\min}$ и $\beta_{\max} = 1 < 1,7 = [\beta]_{\max}$

для ТДЕ-1; $[\beta]_{\min} = 0,67 < 0,96 = \beta_{\min}$ и $\beta_{\max} = 1 < 1,6 = [\beta]_{\max}$ для ТДП-31.

На рис. 7 представлены затраты S для рассматриваемых тормозов. Затраты S_n составляют 32 тыс. руб. для ТКГ-300, 61 тыс. руб. для ТДЕ-1, 64 тыс. руб. для ТДП-31; отношение S/S_n для нормативного срока службы тормоза (7 млн включений механизма) равно 11 для ТКГ-300, 2,9 для ТДЕ-1 и 1,4 для ТДП-31. Показано, что вместо колодочного тормоза экономически целесообразно применять дисково-колодочный или дисковый тормоз.

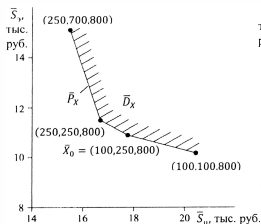


Рис. 6. Множество рациональных типоразмерных рядов колодочных тормозов

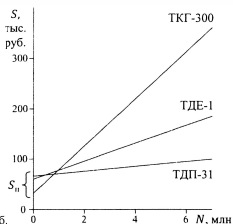


Рис. 7. Суммарные затраты S на приобретение и эксплуатацию тормоза

В седьмой главе представлены практические рекомендации по совершенствованию конструкций колодочных, дисково-колодочных и дисковых тормозов ГПМ.

Колодочные тормоза. На базе колодочного тормоза типоразмера ТКГ-160 разработана конструкция рычажной системы Duplex (Рис. 8), позволяющая регулировать тормозной момент в диапазоне от 50 до 250 Нм. Принципиальным отличием колодочного тормоза с рычажной системой Duplex (ТКГ-160D) является конструкция коленчатого рычага (показан стрелкой) и использование в шарнирных соединениях МФПС. Для ТКГ-160D проведены поверочные расчеты на прочность и жесткость рычажной системы, разработана технология изготовления коленчатого рычага. На конструкцию колодочного тормоза с рычажной системы Duplex подана заявка на полезную модель.

Технико-экономический анализ эффективности использования тормоза ТКГ-160D показал: применение ТКГ-160D вместо двух типоразмеров ТКГ-160 и ТКГ-200 позволяет повысить до 95% долю используемых в механизмах ГПМ колодочных тормозов 160 типоразмера и, тем самым, снизить себестоимость изготовления тормоза; применение ТКГ-160D вместо ТКГ-200 обеспечивает уменьшение в 3...7 раз суммарных затрат на приобретение и эксплуатацию тормоза в течение нормативного срока службы ГПМ; применение МФПС позволяет повысить ресурс шарнирных соединений рычажной системы до 7 млн включений (15...20 лет работы механизма).

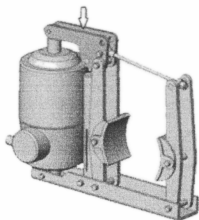


Рис. 8. Модель тормоза ТКГ-160Д с рычажной системой Duplex

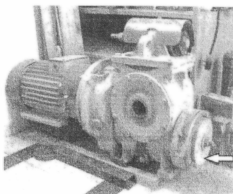


Рис. 9. Дисковый тормоз ТДП-11, пристроенный к редуктору

Дисковые тормоза. Проведена корректировка типоразмерного ряда дисковых тормозов, что позволило: вместо 5 использовать 4 типоразмера тормозов (Таблица 2) в диапазоне тормозных моментов от 20 до 2100 Нм, характерном для 98,5% тормозов ГПМ; в качестве замыкающего элемента для тормозов ТДП-32 и ТДП-4 применять цилиндрические торсионы вместо пружин; с целью повышения эффективности тормоза и безопасности работы ГПМ использовать АКИ фрикционных накладок (А. с. 1423843, А. с. 1757044); уменьшить массогабаритные показатели тормозов; повысить ресурс фрикционной пары, сократить эксплуатационные затраты.

Таблица 2.
Типоразмерный ряд тормозов дисковых пристроенных (ТДП)

Типоразмер (исполнение)	Тормозной момент, Нм	Замыкающий элемент	Масса, кг	Электродвигатель	
				Мощность, кВт	Высота оси вращения, мм
ТДП-1(1)	20...80	пружины	8	1,5...7,5	90...112
ТДП-1(2)	80...180		18	11...18,5	132...160
ТДП-2	180...460	пружины	40	22...30	160...180
ТДП-3(1)	460...800	пружины	105	37...45	200...225
ТДП-3(2)	800...1500	торсион	165	55...75	225...250
ТДП-4	1500...2100	торсион	190	90...132	250...315

Разработан дисковый пристроенный тормоз ТДП-11 (Рис. 9). Стендовые испытания, соответствующие условиям эксплуатации механизмов передвижения и изменения вылета башенных кранов серии КБ, и расчеты показали, что применение ТДП-11 обеспечивает: выполнение условий (10) безопасности работы ГПМ (β)_{min} = 0,67 < 1,0 = β _{min} и β _{max} = 1,05 < 1,8 =

$[\beta]_{\max}$); по сравнению с колодочным тормозом ТКТ-200/100 снижение на 20% массы привода механизма передвижения и изменения вылета башенных кранов; уменьшение габаритных размеров привода (по длине на 7%, по ширине на 40%, по высоте на 1,5%); повышение ресурса фрикционной пары за счет использования более твердых ФПМ до 2 млн торможений (что превышает ресурс кранового привода ПК-6,3 более чем в 4 раза); сокращение эксплуатационных затрат в 1,6...7 раз.

Разработана конструкция малогабаритного дискового пристроенного тормоза ТДП-11М, обеспечивающая в сравнении с ТДП-11 снижение массы, длины и внешнего диаметра тормоза на 27%, 22% и 26% соответственно, сокращение до 20% затрат на приобретение тормоза.

Разработан дисковый пристроенный тормоз ТДП-32 (А. с. 1474352, А. с. 1467275) вертикального исполнения с торсионным замыканием (Рис. 10). Согласно результатам стендовых испытаний, в сравнении с аналогичным пристроенным тормозом с пружинным замыканием применение ТДП-32 обеспечивает уменьшение осевого габарита тормоза на 15...20%, снижение массы на 3%, уменьшение габаритных размеров привода механизма поворота и изменения вылета стрелы порталных кранов г/п 16/20 т (на 9,5% по длине; в 2,2 раза по ширине, на 28% по высоте), увеличение ресурса фрикционной пары тормоза до 10^5 торможений.

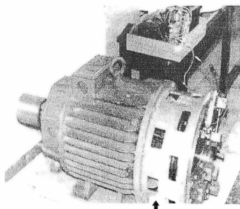


Рис. 10. Дисковый тормоз ТДП-32, пристроенный к электродвигателю 4 МТН 280 L6 У2 мощностью 75 кВт

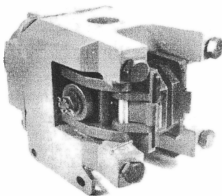


Рис. 11. Тормоз дисково-колодочный ТДК-00.01

Разработана конструкция вентилируемого тормозного диска (А. с. 1484995), обеспечивающая в сравнении со сплошным диском уменьшение температуры диска на 30...40%.

Разработанная конструкторско-технологическая документация на опытные образцы дисковых пристроенных тормозов ТДП использована при проектировании тали электрической г/п 5,0 т, механизмов козлового крана

(передвижения тележки, крана, кабельного каната, вспомогательного подъема), крана-штабелера (каретки, передвижения крана-штабелера), винтового механизма телескопирования стрелы, дискового тормоза с взрывозащищенным электромагнитным приводом лебедки шахтной вспомогательной с тяговым усилием 25 кН.

Дисково-колодочные тормоза. Для механизмов подъема и поворота стреловых кранов серии КС-4372 изготовлена и испытана опытная партия тормозов ТДК-00.01 (Рис. 11), особенностями которых являются моноблочное исполнение рычажной системы, применение цилиндрического торсиона в качестве замыкающего элемента, использование АКИ. По сравнению с тормозами ТДЕ (Таблица 3), серийно выпускаемыми ЕМЗ (Латвия), применение ТДК-00.01 обеспечивает снижение массы в 1,1...3 раза; уменьшение габаритных размеров: в 2,5...3 раза высоты, в 1,4...1,7 раза ширины, в 1,1...1,4 раза длины; уменьшение с 12 до 4 количества тормозных дисков типоразмерного ряда.

Таблица 3.

Сравнение габаритных размеров и массы тормозов

ТДК (МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва, РФ) и ТДЕ (ЕМЗ, г. Елгава, Латвия)

Параметр		Типоразмер			
		ТДК-00.01	ТДК-00.04	ТДК-00.07	ТДК-00.10
		ТДЕ-1		ТДЕ-2	ТДЕ-3
Тормозной момент, Нм		100...400	400...1600	1600...5000	5000...12500
		350...2100		900...7300	4300...19600
Диаметр тормозного диска, мм		285	285	600	750
		315...500		400...710	630...1250
Габаритные размеры (без привода и тормозного диска), мм	Длина	325	325	410	610
		300		300	450
	Ширина	152	152	210	229
		250		350	370
	Высота	241	241	270	334
		590		790	980
Масса (без привода и тормозного диска), кг		8	12	25	80
		65		130	275

По результатам стендовых испытаний тормозов разработан отраслевой стандарт на дисково-колодочные тормоза (ОСТ 92-5020-87 «Тормоза дисково-колодочные. Конструкция, технические требования»). Разработана техническая документация для серийного выпуска тормозов ТДК-00.01. Документация использована для создания и модернизации барабанной грузовой лебедки и механизма поворота строительного крана-манипулятора.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В диссертационной работе решена важная научно-техническая проблема повышение эффективности тормозов, обеспечивающих безопасную работу ГПМ, на основе разработки новых научно-обоснованных подходов, теоретических и экспериментальных методов и методик оценки и выбора тормозов с учетом технико-экономических показателей, а также реализации прогрессивных конструктивных решений.

В ходе выполнения работы получены следующие результаты, имеющие как научное, так и прикладное значение:

1. Разработан метод оценки эффективности тормозов и безопасности работы ГПМ, позволяющий при проектировании и эксплуатации тормозов прогнозировать эффективность их работы. Основу метода составляют методики оценки изменения тормозного момента, долговечности, ремонтпригодности. Особенность метода заключается в возможности определения межремонтного срока службы тормоза, времени восстановления его работоспособности, эксплуатационных затрат, а также проверки выполнения условий безопасности работы ГПМ. Метод базируется на анализе изменения тормозного момента, оценке ресурса фрикционной пары и шарнирных соединений рычажной системы, оценки ремонтпригодности тормоза.
2. Разработан метод выбора тормозов ГПМ, позволяющий для конкретного механизма и режима работы определять оптимальный вариант тормоза, обеспечивающий при минимальных затратах эффективную и безопасную работу ГПМ. Основу метода составляют алгоритмы, программы и методика оценки технико-экономической эффективности тормоза. Особенностью метода является: использование затрат на приобретение и затрат на эксплуатацию тормоза в качестве критериев эффективности; возможность определять множество рациональных вариантов тормозов и оптимальный вариант.
3. Решена задача оптимизации параметров типоразмерных рядов колодочных и пристроенных дисковых тормозов ГПМ:
 - для типоразмерного ряда колодочных тормозов ТКГ с диаметрами шкивов 160, 200, 300 и 400 мм определено множество рациональных типоразмерных рядов; установлено, что стандартный типоразмерный ряд колодочных тормозов может быть оптимизирован путем исключения типоразмера ТКГ-200 и применением вместо него типоразмера ТКГ-160 или ТКГ-300;
 - для пристроенных дисковых тормозов ТДП с диапазоном тормозных моментов от 20 до 2100 Нм проведена корректировка типоразмерного ряда, что позволило вместо 5 использовать 4 типоразмера тормозов.
4. Применительно к тормозам ГПМ разработана методика расчета температур элементов фрикционных пар, позволяющая с погрешностью 15% определять температуру КПК, объемную температуру накладки, температуру диска. В основу методики положена математическая модель тепловых процессов во фрикционной паре, учитывающая контактный

теплообмен между элементами пары трения, конвективную теплоотдачу фрикционной накладки и тормозного диска в окружающую среду, влияние скорости вращения диска/шкива на его коэффициент теплоотдачи, влияние температуры на коэффициент трения фрикционной накладки, изменение граничных условий в зависимости от этапа работы тормоза.

5. Разработаны новые экспериментальные методики определения температуры КПК и оценки ТСК, программы испытаний материалов и фрикционных пар тормозов ГПМ, позволяющие определять КПК, температуру КПК, ТСК, износ на КПК; обоснованно подойти к выбору материалов фрикционной пары на этапе проектирования тормоза, прогнозировать ресурс фрикционной пары.
6. Результаты экспериментальных исследований и расчетов тормозов ГПМ подтвердили эффективность предложенных методов оценки и выбора тормозов:
 - для *колодочных тормозов* использование самосмазывающихся МФПС позволило в 5...7 раз увеличить ресурс шарнирных соединений рычажной системы (до 7 млн включений), применение ТКГ-160D вместо ТКГ-200 обеспечивает уменьшение в 3...7 раз суммарных затрат на приобретение и эксплуатацию тормоза в течение нормативного срока службы;
 - на *дисково-колодочные тормоза* ТДК разработан ОСТ 92-5020-87; проведены стендовые испытания опытной партии тормозов ТДК с АКИ; в сравнении с тормозами ТДЕ обеспечено снижение массы в 3,5...8 раз, габаритных размеров: высоты в 2,5...3 раза, ширины в 1,4...1,7 раза, длины в 1,1...1,4 раза; сокращение эксплуатационных затрат за счет использования АКИ составило 10...20%;
 - для *дисковых тормозов* разработан типоразмерный ряд ТДП, проведены стендовые испытания опытных образцов тормозов различных типоразмеров:
 - использование цилиндрических торсионов вместо пружин позволило уменьшить осевой габарит тормоза на 15...20%, уменьшить в 1,1...2,2 раза габаритные размеры приводов механизмов ГПМ;
 - применение более твердых ФПМ позволило увеличить ресурс фрикционной пары до 2 млн торможений;
 - предложенная конструкция вентилируемого тормозного диска позволила в сравнении со сплошным диском уменьшить расчетную температуру диска на 30...40%;
 - за счет применения дисковых тормозов вместо колодочных снижена на 20% масса и до 40% габаритные размеры приводов механизмов ГПМ, сокращены в 1,6...7 раз затраты на эксплуатацию тормоза.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Носко А. Л., Бойко Г. А. Тормозные диски и шкивы. Конструкция. Материалы. Изготовление. Ремонт. Тенденции развития. Луганск: Изд-во Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, 2009. 78 с.
2. Носко А. Л., Ромашко А. М., Кожемякина В. Д. Исследование температуры поверхности трения пары металл – ФАПМ термopарами различных типов // Трение и износ. 1982. №6. С. 1086–1093.
3. Динамические характеристики термopар, применяемых для определения температуры поверхности трения тормозов подъемно-транспортных машин / А. Л. Носко [и др.] // Известия вузов. Машиностроение. 1984. №3. С. 111–115.
4. Носко А. Л. Определение температуры поверхности трения материалов фрикционных пар тормозов с учетом термического сопротивления контакта // Известия вузов. Машиностроение. 1986. №4. С. 96–100.
5. Потапов В. А., Носко А. Л. Коррозионный износ пар трения в экстремальных условиях // Известия вузов. Машиностроение. 1987. №8. С. 158.
6. Носко А. Л. Экспериментальное исследование нагрева тормозных устройств с малым коэффициентом взаимного перекрытия // Известия вузов. Машиностроение. 1988. №9. С. 118–122.
7. Хурцидзе Т. В., Носко А. Л., Федосеев В. Н. Сравнительный анализ триботехнических показателей фрикционных полимерных материалов (ФПМ) в условиях эксплуатации тормозов ПТМ // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1989. №10. С. 89–93.
8. Марикян С. С., Носко А. Л., Федосеев В. Н. Оценка коэффициента теплоотдачи пристроенного дискового тормоза кранового электродвигателя // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1990. №1. С. 95–98.
9. Привод механизма передвижения башенных кранов / А. Л. Носко [и др.] // Механизация строительства. 1991. №12. С. 6–8.
10. Александров М. П., Носко А. Л. Расчет нагрева тормозных устройств с малым коэффициентом взаимного перекрытия (на примере дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин) // Трение и износ. 1993. Т. 14, №5. С. 895–901.
11. Вишневский А. В., Носко А. Л. О проблемах моделирования тепловых процессов трения // Вестник Национального технического университета «ХПИ». 2002. Т. 4, №10. С. 145–148.
12. Носко А. Л., Вишневский А. В. Минимизация интегральной погрешности динамических характеристик термopар при высоких скоростях скольжения // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2003. №12 (70). С. 97–100.
13. Носко А. Л., Носко А. П. Исследование охлаждения тормозных устройств ПТМ // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2005. №3. С. 88–99.

14. Носко А. Л., Носко О. П. Вплив фрикційно-зношувальних показників на функціональні можливості гальм ПТМ // *Машинознавство*. 2005. №4. С. 22–25.
15. Носко А. Л., Носко А. П. Тепловые процессы в узлах трения машин // *Известия вузов. Машиностроение*. 2005. №11. С. 3–9.
16. Носко А. Л., Носко А. П. Численное моделирование трибологических систем (применительно к тормозным устройствам ПТМ) // *Известия вузов. Машиностроение*. 2005. №12. С. 8–17.
17. Носко А. Л., Макаров П. Е. Оценка ремонтпригодности колодочных тормозов подъемно-транспортных машин // *Ремонт. Восстановление. Модернизация*. 2006. №1. С. 10–13.
18. Носко А. Л., Носко А. П. Математическое моделирование трибологических систем (применительно к тормозным устройствам ПТМ) // *Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана*. 2006. №1. С. 83–98.
19. Носко А. Л., Носко А. П. Решение контактной тепловой задачи с учетом теплопередачи между элементами трибосопряжения // *Трение и износ*. 2006. Т. 27, №3. С. 279–284.
20. Носко А. Л., Носко А. П. Решение фрикционной тепловой задачи с учетом термической проводимости контакта // *Проблемы трибологии*. 2006. №4. С. 75–77.
21. Носко А. Л. Практические рекомендации по оценке нагруженности узлов трения (применительно к тормозам ПТМ) // *Известия ТулГУ. Сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование*. Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. Вып. 7. С. 146–160.
22. Носко А. Л., Носко А. П. Исследование термоупругого контактного взаимодействия в трибосопряжениях // *Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана*. 2007. №2. С. 71–81.
23. Носко А. Л., Носко А. П. Моделирование термоупругого фрикционного контакта // *Трение и износ*. 2007. Т. 28, № 4. С. 345–350.
24. Носко А. Л., Носко А. П. Расчет нагрева тормозных устройств ПТМ // *Строительные и дорожные машины*. 2007. №3. С. 38–43.
25. Носко А. Л., Носко А. П., Мишкарева Е. В. Техничко-економические расчеты при выборе колодочных тормозных устройств ПТМ // *Тяжелое машиностроение*. 2007. №10. С. 35–39.
26. Носко А. Л., Беляков Н. С., Носко А. П. Применение обобщенного граничного условия для решения тепловых задач трения // *Трение и износ*. 2009. Т. 30, №6. С. 615–625.
27. Носко А. Л. Оценка ремонтпригодности дисковых тормозов подъемно-транспортных машин // *Тяжелое машиностроение*. 2009. №4. С. 37–39.
28. Расчет температур в углеродных дисках авиационных тормозов с учетом теплообмена с окружающей средой / А. Л. Носко [и др.] // *Трение и износ*. 2012. Т. 33, №4. С. 280–287.

29. Носко А. Л. Оценка долговечности тормозных устройств грузоподъемных машин // Механизация строительства. 2013. №6 (828). С. 36–40.
30. Носко А. Л., Бойко Г. А., Ленич С. В. Оценка долговечности шарнирных соединений тормозных устройств грузоподъемных машин // Вісник СНУ ім. В. Даля. 2013. №15 (204), частина 2. С. 167–173.
31. Nosko A., Sokolov A. The evaluation of friction pair heat duty of brake devices // Proceedings of the International Tribology Conference. Nagoya, 1990. P. 1497–1502.
32. Nosko A., Kimura Y., Mizuguchi S. Measurement of surface temperature of sliding materials under sparse lubrication // Proceedings of Japanese Tribology Conference (JAST). Nagoya, 1993. P. 37–38.
33. Nosko A. L., Kimura Y. Surface temperature measurement with tape-type thermocouples // Proceedings of the 6th Nordic Symposium on Tribology. Uppsala, 1994. P. 613–620.
34. Nosko A., Romashko A. An analysis of surface temperature in brake discs // Proceedings of the International Tribology Conference. Yokohama, 1995. P. 429.
35. Nosko A. Untersuchungen der Bremsvorrichtungen von Kranen // 19 Internationale Kranfachtagung «Der Kran und sein Umfeld in Industrie und Logistik». Magdeburg, 2011. S. 45–55.
36. А. с. 1423843 СССР, МКИВ F 16 D 55/02, H 02 K 7/106. Тормоз электродвигателя / Федосеев В. Н., Хурцидзе Т. В., Носко А. Л., Марилян С. С. Оpubл. 15.09.88, Бюл. №34.
37. А. с. 1467275 СССР, МКИВ F 16 D 59/02, H 02 K 7/06. Тормоз электродвигателя / Федосеев В. Н., Хурцидзе Т. В., Носко А. Л., Гавриленко С. Н., Марилян С. С. Оpubл. 23.03.89, Бюл. №11.
38. А. с. 1474352 СССР, МКИВ F 16 D 27/06. Тормоз электродвигателя / Федосеев В. Н., Хурцидзе Т. В., Носко А. Л., Гавриленко С. Н., Марилян С. С. Оpubл. 23.04.89, Бюл. №15.
39. А. с. 1484995 СССР, МКИВ F 16 D 65/12. Тормозной диск / Федосеев В. Н., Хурцидзе Т. В., Носко А. Л., Марилян С. С. Оpubл. 07.06.89, Бюл. №21.
40. А. с. 1757044 СССР, МКИВ H 02 K 40/00, F 16 D 55/02. Электромагнитный тормоз электродвигателя / Хурцидзе Т. В., Федосеев В. Н., Носко А. Л., Касауров А. В. Оpubл. 23.08.92, Бюл. №31.