

*На правах рукописи*



**Поляков Павел Александрович**

**МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СТАБИЛЬНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ МАШИН  
ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ТОРМОЗНЫХ  
УСТРОЙСТВ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ**

Специальность 2.5.2. Машиноведение

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Ростов-на-Дону  
2023

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения».

Научный консультант: **Яицков Иван Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, декан электромеханического факультета ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», г. Ростов-на-Дону

Официальные оппоненты: **Задорожная Елена Анатольевна**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

**Карпычев Владимир Александрович**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Машиноведение, проектирование, стандартизация и сертификация» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», г. Москва

**Льянов Марат Савкузович**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Техника и технологии наземного транспорта» ФГБОУ ВО «Горский государственный аграрный университет», г. Владикавказ

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»

Защита состоится «14» декабря 2023 г. в 15-00 на заседании диссертационного совета 24.2.331.11 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр.1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2023 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета  
к.т.н., доцент

Ларюшкин Павел Андреевич

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Тормозные устройства являются неотъемлемой частью систем активной безопасности транспортных средств и технологических машин. Отказы тормозной системы составляют 36 % от всех неисправностей, приводящих к дорожно-транспортным происшествиям. Комплексная автоматизированная система учета и контроля устранения отказов в работе технических средств зафиксировала 37 % отказов, приходящихся на тормозное оборудование подвижного состава, от общего количества неисправностей. Доли неисправностей, связанных с тормозной системой, говорят о риске небезопасной эксплуатации транспортных и технологических машин. Основой безопасной эксплуатации является соответствие заявленным параметрам стабильных значений эксплуатационных характеристик фрикционных тормозных устройств на всем жизненном цикле. Оценка эксплуатационных параметров тормозных устройств должна базироваться на современных методах разработки, учитывающих взаимозависимые характеристики эффективности и энергоемкости фрикционных узлов и параметры теплоотводящих устройств тормозов.

Процесс торможения сопровождается нестационарным взаимодействием рабочих поверхностей силовых устройств, к которым можно отнести тормозные устройства. Научные труды, посвященные нестационарным процессам взаимодействия рабочих поверхностей тормозных устройств, в основном посвящены борьбе лишь со следствием, а именно с возрастающими контактным давлением и формируемой температурой на взаимодействующих контактных площадках. Основными критериями оценки эффективности разработок являются коэффициент трения и линейный износ, тогда как формирование структуры силового устройства должно быть направлено не только на повышение основного выходного параметра – тормозного момента, характеризующего силовое устройство, но и на его стабилизацию в различных режимах взаимодействия рабочих поверхностей.

Тормозной момент является обобщенной переменной характеристикой, формирующей итог работы тормозного устройства в целом, включающей не только коэффициент трения, развиваемое давление в тормозном приводе, геометрические параметры тормозного диска и колодки, но и радиус взаимодействия контактирующих площадок. С учетом этого факта переменное значение радиуса взаимодействующих площадок силового устройства дисково-колодочного типа оказывает серьезное влияние на формируемый тормозной момент и на его изменение в процессе торможения. Напротив, силовое устройство барабанно-колодочного типа имеет постоянный радиус взаимодействия ввиду конструктивных особенностей. Из-за этих особенностей формируется неравномерный тормозной момент, обусловленный неравномерностью прижатия тормозных колодок к поверхностям тормозного барабана.

Проанализированные литературные источники отечественных и зарубежных ученых показали, что разработанные методы проектирования не учитывают множества переменных факторов, входящих в формируемый тормозной мо-

мент. Особенно наглядно это демонстрируется при использовании полиприжимающих механизмов в фрикционных тормозных устройствах с воздушным охлаждением. Использование полиприжимающих механизмов в тормозных устройствах приводит к возрастанию температур на рабочих поверхностях, что выдвигает требование к проектированию узлов охлаждения в соответствии с формируемыми эксплуатационными параметрами тормоза.

Помимо данного факта, методы разработки существующих тормозных устройств не учитывают опыт работ, посвященных эксплуатационным исследованиям в области влияния различных дефектов на формируемые выходные параметры силовых устройств и снижение параметров стабильности за время процесса торможения. Поэтому так необходим учет эксплуатационного опыта при создании новых методов разработки и способов обеспечения стабильных параметров тормозных устройств, которые должны не только повышать безопасность машин, но и снижать затраты на эксплуатацию.

В данных условиях повсеместного применения силовых устройств на машинах с возрастающей интенсивностью перемещения создание методов разработки и оценки эффективности тормозных устройств и стабильности их выходных эксплуатационных параметров является актуальным.

**Цель работы:** обеспечение стабильности силовых факторов и повышения эффективности торможения машин путем совершенствования фрикционных тормозных устройств с воздушным охлаждением.

Для достижения цели диссертационной работы необходимо решить следующие задачи исследований.

1. Разработать математические модели для дисково-, барабанно- и колодочных фрикционных тормозных устройств разных конструкций для определения зависимостей угловых и поперечных перемещений тормозных колодок от инерционных характеристик и параметров демпфирования элементов силовых устройств.

2. Проанализировать влияние конструктивных параметров на распределение нормальных и тангенциальных сил по площади рабочих поверхностей фрикционных тормозных устройств различных типов.

3. Разработать методы определения температуры в конечной фазе торможения и распределения ее по толщине и площади рабочих поверхностей фрикционного тормозного устройства с учетом соотношения внутреннего и внешнего термических сопротивлений.

4. Обосновать влияние направления и скорости воздушного потока на аэродинамическое сопротивление и теплоотдачу нагретых поверхностей узла охлаждения.

5. С учетом теории «пограничного» слоя и формирования приповерхностных слоев в материале пар трения разработать модели теплопереноса «вентилируемый тормозной диск – внешняя среда» и «тормозной барабан – внешняя среда».

6. Используя алгоритмы расчетов распределенных нормальных и тангенциальных сил по площади рабочих поверхностей, структурно-параметрический

синтез, термодинамические и аэродинамические модели металлического элемента тормоза, необходимо создать метод разработки фрикционных тормозных устройств и определения показателей критериев эффективности и стабильности эксплуатационных параметров фрикционных тормозных устройств и их узлов охлаждения.

7. Провести лабораторные и натурные испытания для определения параметров эффективности и стабильности силовых факторов тормозных устройств, с целью апробации теоретических изысканий.

8. Используя экспериментально установленную взаимосвязь перемещений колодок и тормозного момента в зависимости от степени изношенности накладок, предложить способ обеспечения стабилизации силовых факторов на основе тормозных устройств различных типов с сегментными колодками.

**Объект исследования** – фрикционные тормозные устройства с воздушным охлаждением.

**Предмет исследования** – взаимосвязь между критериями эффективности, стабильности силовых факторов и конструктивными параметрами фрикционных тормозных устройств различных типов и их узлов охлаждения.

**Методы исследования.** Выполнение исследований по разработке научных методов обеспечения эффективности и стабильности силовых факторов тормозных устройств с воздушным охлаждением базируется на использовании фундаментальных положений динамики нестационарных процессов, аэродинамики в дозвуковом потоке, теории тепломассопереноса, теории «пограничного» слоя в различных режимах протекания воздушного потока, а также математической статистики.

**На защиту выносятся положения научной новизны:**

– разработан метод определения положения центра давления в системе «тормозная колодка – прижимающий элемент – тормозной диск» и в паре «фрикционная накладка – тормозной диск», особенностью которого является учет числа, геометрии и расположения прижимающих элементов в тормозном устройстве дисково-колодочного типа;

– разработаны новые модели теплопереноса «вентилируемый тормозной диск – внешняя среда» и «тормозной барабан – внешняя среда», учитывающие диффузионные и тепловые пограничные слои воздушного потока, обтекающего рабочие и нерабочие поверхности;

– предложена аналитическая модель распределения давления воздушного потока внутри оребренного и сегментарного вентиляционных аппаратов тормозных дисков, отличающаяся учетом изменения угла атаки воздушного потока;

– созданы методы разработки фрикционных тормозных устройств на основе распределенных силовых факторов и структурно-параметрического синтеза, учитывающие многослойные модели теплопереноса «вентилируемый тормозной диск – внешняя среда», «тормозной барабан – внешняя среда», особенностью которых является использование в качестве критерия эффективности стабильности силовых факторов.

## **Практическая значимость полученных результатов**

В результате проведенных стендовых и натурных экспериментов:

- определены требования к размещению прижимающих элементов тормозных устройств дисково-колодочного типа;
- предложены способы повышения стабильности силовых факторов тормозных устройств различных типов с помощью использования сегментных колодок и параметров их подключения во времени торможения;
- определены критерии для выбора структуры вентиляционного аппарата диска, режима охлаждения фрикционных тормозных устройств различных типов и диапазоны их показателей;
- предложен способ определения геометрических параметров барабанов фрикционных тормозных устройств транспортных средств на основе метода геометрического программирования с минимизацией маховых масс и явления термостабилизации по толщине.

Результаты проведенных исследований в рамках диссертационной работы внедрены в профильных машиностроительных предприятиях. Основные положения диссертационной работы могут быть использованы в проектных организациях и конструкторских бюро при расчете вновь проектируемых и модернизации существующих тормозов дисково-, барабанно- и колодочного типов различной отраслевой направленности.

**Апробация результатов диссертации.** Материалы диссертационной работы докладывались и обсуждались на: Всероссийской научно-практической конференции «Инновационные материалы и технологии в машиностроительном производстве» (г. Орск, 2011 г.); XIV и XV Международной научно-технической конференции «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы» (г. Севастополь, 2011 и 2012 гг.); Международной научно-практической конференции «Региональный технологический парк как инструмент модернизации промышленности юга России» (г. Краснодар, 2012 г.); IX Международной научно-производственной конференции «Перспективные направления развития автотранспортного комплекса» (г. Пенза, 2016 г.); 13-й Международной конференции «Машиностроение, автоматизация и системы управления», (г. Новосибирск, 2018 г.); Международной научно-технической конференции «Транспортные и транспортно-технологические системы» (г. Тюмень, 2018 г.); LVIII Международной научно-практической конференции по всем наукам «Интеграционные процессы развития мировой научной мысли в XXI веке» (г. Казань, 2018 г.); VII Международной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин» (г. Санкт-Петербург, 2019 г.); Международной научно-практической конференции «Механика, оборудование и технологии» (г. Краснодар, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022 гг.); X Международной научно-практической конференции «Автоматизированное проектирование в машиностроении» (г. Санкт-Петербург, 2020 г.); 7-й Международной конференции «Актуальные проблемы машиностроения» (г. Новосибирск, 2020 г.); IV Международной научно-практической конференции «Мехатроника, автоматика и робототехника» (г. Санкт-Петербург, 2020 г.); Международной конференции

«Цифровые решения для автомобильной промышленности, обслуживания дорожного полотна и управления движением» (г. Москва, 2020 г.); V Международной научно-практической конференции «Фундаментальные основы механики» (г. Санкт-Петербург, 2020 г.); VI Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых и студентов с международным участием (г. Пенза, 2020 г.); Международной научной конференции «Механика, трение и износ в транспортных системах» (г. Ростов-на-Дону, 2021 г.); Международной научно-практической конференции «Транспорт: наука, образование, производство» (г. Ростов-на-Дону, 2021 г.); 11, 12 и 13-й международных научно-практических конференциях «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (г. Ростов-на-Дону, 2019, 2020, 2021 гг.); Международной научной конференции «Механика и трибология транспортных систем» (г. Ростов-на-Дону, 2021 г.); Международной научно-практической конференции «Железнодорожный транспорт и технологии (РТТ-2021)» (г. Екатеринбург, 2021 г.); VIII Международной научно-практической конференции «Информационные технологии и инновации на транспорте» (г. Орел, 2022 г.); XXIX Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века» (г. Севастополь, 2022 г.); на расширенном заседании кафедр «Основы проектирования машин», «Безопасность жизнедеятельности» (г. Ростов-на-Дону, 2023 г.).

**Область исследования.** Содержание диссертации соответствует предметной области специальности 2.5.2 «Машиноведение», п. 2 «Теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин» и п. 4 «Повышение точности и достоверности расчетов объектов машиностроения, разработка нормативной базы проектирования, испытания и изготовления объектов машиностроения».

**Публикации.** Основное содержание опубликовано в 78 печатных работах, в том числе 10 журналах и изданиях, входящих в международную базу Scopus, 31 в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ; опубликованы 2 монографии, 4 патента РФ общим объемом 96,35 п.л., в том числе доля соискателя составила 50,78 п.л.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, шести глав, общих выводов и результатов, списка использованной литературы, содержащего 254 наименования и приложений; изложена на 313 страницах машинописного текста, включая 141 рисунок и 37 таблиц.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, разработаны цель и задачи работы, рассмотрены методы исследования, научная новизна, теоретическая и практическая значимость полученных результатов.

**В первой главе** представлены конструктивные особенности тормозных устройств разных конструкций. Особое внимание уделено классификации дисково- и барабанно-колодочных тормозов, а также тормозным дискам. Проанализирована нормативная документация, посвященная методам проектирования

и испытания силовых устройств, к которым относятся тормозные устройства различного назначения. В разное время исследованием фрикционных тормозных устройств вне зависимости от отраслевой принадлежности занимался ряд научных деятелей, многие из которых являются основателями научных школ: М. П. Александров, В. А. Балакин, Л. В. Балон, Э. Д. Браун, А. И. Вольченко, Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демьянюк, В. А. Карпычев, Г. И. Мамити, Д. Г. Мясищев, Д. А. Соцков, А. Н. Туренко, А. И. Турков, В. Н. Федосеев, А. В. Чичинадзе, Е. Г. Юдин, R. Krauser, A. Sisson, R. Limpert, T. Newcomb и др. ученые. Согласно анализу литературных источников проводимые исследования связаны с увеличением эксплуатационных параметров тормозных устройств и расчетом тепловой нагруженности фрикционных узлов. На основании анализа исследований и опыта эксплуатации силовых устройств была выявлена научная проблема, связанная с обеспечением стабильности силовых факторов при торможении. Ввиду комплексного подхода для решения значительной проблемы необходимо предлагать несколько путей: здесь это создание методов разработки фрикционных тормозных устройств и разработка способов повышения стабильности и эффективности силовых устройств путем совершенствования их конструкции. Повышение стабильности и эффективности устройств приведет к увеличению энергоемкости рабочих поверхностей, что необходимо учитывать на стадиях проектирования вновь создаваемых силовых устройств.

**Во второй главе** рассмотрены динамические процессы, определяющие факторы неустойчивости взаимодействия рабочих поверхностей дисково-колодочных тормозных устройств различных типов: с передаточным механизмом (Рисунок 1, а) или непосредственного действия (Рисунок 1, б).

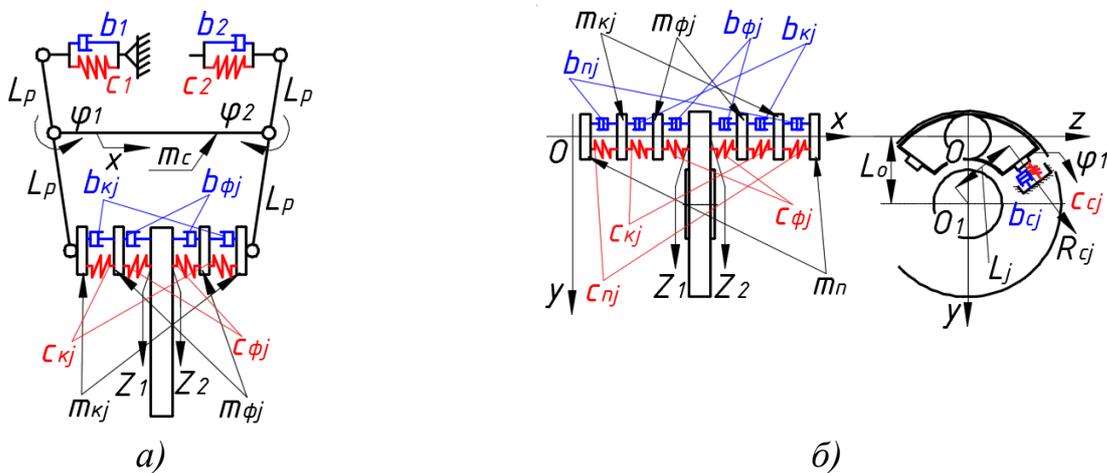


Рисунок 1.

Расчетные схемы динамических моделей дисково-колодочных тормозных устройств различных типов: с передаточным механизмом (а) и непосредственного воздействия (б)

На основании математических моделей тормозных устройств как колебательной системы была получена система уравнений поперечного и угловых перемещений тормозных колодок  $x$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  с приведенными инерционными ( $m_{np}$ ,  $J_{npi}$ ), диссипативными ( $b_{npi}$ ) и жесткостными ( $c_{npi}$ ) коэффициентами (Таблица 1):

$$\left\{ \begin{array}{l}
x = e \\
\varphi_1 = e \\
\varphi_2 = e
\end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l}
\frac{b_{np3}\tau}{m_{np}} \left( \frac{b_{np3}}{m_{np}} x_0 \sin \left[ \sqrt{\left( \frac{c_{np3}}{m_{np}} \right)^2 - \left( \frac{b_{np3}}{m_{np}} \right)^2} \tau + x_0 \cos \left[ \sqrt{\left( \frac{c_{np3}}{m_{np}} \right)^2 - \left( \frac{b_{np3}}{m_{np}} \right)^2} \tau \right] + k_{\epsilon 3} \sin(\omega_{\epsilon} \tau - \psi_{\epsilon 3}), \right. \\
\frac{b_{np1}\tau}{J_{np1}} \left( \frac{b_{np1}}{J_{np1}} \varphi_{01} \sin \left[ \sqrt{\left( \frac{c_{np1}}{J_{np1}} \right)^2 - \left( \frac{b_{np1}}{J_{np1}} \right)^2} \tau + \varphi_{01} \cos \left[ \sqrt{\left( \frac{c_{np1}}{J_{np1}} \right)^2 - \left( \frac{b_{np1}}{J_{np1}} \right)^2} \tau \right] + k_{\epsilon 1} \sin(\omega_{\epsilon} \tau - \psi_{\epsilon 1}), \right. \\
\left. \frac{b_{np2}\tau}{J_{np2}} \left( \frac{b_{np2}}{J_{np2}} \varphi_{02} \sin \left[ \sqrt{\left( \frac{c_{np2}}{J_{np2}} \right)^2 - \left( \frac{b_{np2}}{J_{np2}} \right)^2} \tau + \varphi_{02} \cos \left[ \sqrt{\left( \frac{c_{np2}}{J_{np2}} \right)^2 - \left( \frac{b_{np2}}{J_{np2}} \right)^2} \tau \right] + k_{\epsilon 2} \sin(\omega_{\epsilon} \tau - \psi_{\epsilon 2}), \right. \right.
\end{array} \right. \quad (1)$$

$$k_{\epsilon i} = \frac{\varphi_{\epsilon 0i}(x_{\epsilon 0})}{J_{npi}(m_{np}) \sqrt{\left[ \left( \frac{c_{ij}}{J_{npi}(m_{np})} \right)^2 - \left( \frac{b_{ij}}{J_{npi}(m_{np})} \right)^2 \right]^2 + 4\omega_{\epsilon}^2 \left( \frac{b_{ij}}{J_{npi}(m_{np})} \right)^2}}, \quad (2)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\epsilon i} = \frac{2\omega_{\epsilon} b_{ij}}{J_{npi}(m_{np}) \sqrt{\left( \frac{c_{ij}}{J_{npi}(m_{np})} \right)^2 - \left( \frac{b_{ij}}{J_{npi}(m_{np})} \right)^2}}, \quad (3)$$

где  $\varphi_{0i}$ ,  $x_0$  – начальные значения амплитуд угловых и поперечного перемещений, м;  $k_{\epsilon i}$  – амплитуды вынужденных колебаний системы для  $i$ -й координаты;  $\tau$  – время торможения, с;  $\omega_{\epsilon}$  – частота вынужденных колебаний, Гц;  $\psi_{\epsilon i}$  – сдвиг фаз между амплитудой возбуждающего момента и амплитудой, вызываемых этим моментом колебаний;  $b_{ij}$ ,  $c_{ij}$  – диссипативные и жесткостные коэффициенты, учитываемые в  $i$ -й координате  $j$ -й колодкой соответственно, Нс/м, Н/м.

В Таблице 1  $J_p$ ,  $J_{\kappa}$ ,  $J_{\phi}$  – момент инерции рычага, колодки и фрикционной накладки, кг м<sup>2</sup>;  $m_{kj}$ ,  $m_{\phi j}$ ,  $m_{nj}$  – масса  $j$ -й колодки, накладки и прижимающего элемента, кг;  $m_c$  – стяжки, кг;  $L_p$  – длина рычага передаточного механизма, м;  $L_o$ ,  $L_j$  – расстояния от оси вращения диска до центра прижимающего элемента и упора  $j$ -й колодки, м;  $b_j$ ,  $b_{cj}$ ,  $b_{kj}$ ,  $b_{\phi j}$ ,  $b_{nj}$  – диссипативные коэффициенты  $j$ -й тяги, суппорта, колодки, накладки и прижимающего элемента, Нс/м;  $c_j$ ,  $c_{kj}$ ,  $c_{\phi j}$ ,  $c_{nj}$  – жесткость  $j$ -й тяги, суппорта, колодки, накладки и прижимающего элемента, Н/м.

Для оценки динамических процессов, происходящих при взаимодействии рабочих поверхностей тормоза барабанно-колодочного типа, были разработаны расчетные схемы динамических моделей различных компоновок: Simplex (Рисунок 2, а), Duplex (Рисунок 2, б), Duo-Duplex (Рисунок 2, в), Duo-Servo (Рисунок 2, г).

Таблица 1.

Приведенные коэффициенты уравнений (1), (2) и (3)

|                                                                                                                                                                                                                                    |                                                                                                                                               |                                                                                                |                                                                                                                 |                                                                                                |                       |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| для тормоза дисково-колодочного типа с передаточным механизмом:                                                                                                                                                                    |                                                                                                                                               |                                                                                                |                                                                                                                 |                                                                                                |                       |
| $m_{np} = m_c + m_{\kappa 1} + m_{\phi 1} - m_{\kappa 2} - m_{\phi 2}$                                                                                                                                                             | $J_{np1(2)} = (J_p + [m_{\kappa} + m_{\phi}] L_p^2)$                                                                                          |                                                                                                | $b_{np3} = b_1 - b_2 + b_{\kappa 1} + b_{\phi 1} - b_{\kappa 2} - b_{\phi 2}$                                   |                                                                                                |                       |
| $b_{np1} = (b_{\kappa 1} + b_{\phi 1} + b_1) L_p^2$                                                                                                                                                                                | $b_{np2} = (b_{\kappa 2} + b_{\phi 2} + b_2) L_p^2$                                                                                           |                                                                                                | $b_{11} = b_{\kappa 1} + b_{\phi 1}$                                                                            | $b_{12} = b_{\kappa 2} + b_{\phi 2}$                                                           |                       |
| $c_{np2} = \left( \frac{c_{\kappa 2} c_{\phi 2}}{c_{\kappa 2} + c_{\phi 2}} + c_2 \right) L_p^2$                                                                                                                                   | $c_{np3} = c_1 - c_2 + \frac{c_{\kappa 1} c_{\phi 1}}{c_{\kappa 1} + c_{\phi 1}} - \frac{c_{\kappa 2} c_{\phi 2}}{c_{\kappa 1} + c_{\phi 1}}$ |                                                                                                | $c_{np1} = \left( \frac{c_{\kappa 1} c_{\phi 1}}{c_{\kappa 1} + c_{\phi 1}} + c_1 \right) L_p^2$                |                                                                                                |                       |
| $b_{21} = (b_{\kappa 1} + b_{\phi 1}) L_p$                                                                                                                                                                                         | $b_{31} = (b_{\kappa 2} + b_{\phi 2}) L_p$                                                                                                    | $c_{11} = c_{\kappa 1} c_{\phi 1} / (c_{\phi 1} + c_{\kappa 1})$                               |                                                                                                                 | $c_{12} = c_{\kappa 2} c_{\phi 2} / (c_{\phi 2} + c_{\kappa 2})$                               |                       |
| $c_{21} = c_{\kappa 1} c_{\phi 1} L_p / (c_{\phi 1} + c_{\kappa 1})$                                                                                                                                                               |                                                                                                                                               |                                                                                                | $c_{31} = c_{\kappa 2} c_{\phi 2} L_p / (c_{\phi 2} + c_{\kappa 2})$                                            |                                                                                                |                       |
| для тормоза дисково-колодочного типа непосредственного воздействия:                                                                                                                                                                |                                                                                                                                               |                                                                                                |                                                                                                                 |                                                                                                |                       |
| $m_{np} = m_{n1} + m_{\kappa 1} + m_{\phi 1} - m_{n2} + m_{\kappa 2} + m_{\phi 2}$                                                                                                                                                 | $J_{np1(2)} = (J_{\kappa} + J_{\phi})$                                                                                                        |                                                                                                | $b_{np3} = (b_{n1} + b_{\kappa 1} + b_{\phi 1}) - (b_{n2} + b_{\kappa 2} + b_{\phi 2})$                         |                                                                                                |                       |
| $b_{np1} = b_{c1} L_1^2 - f(b_{\kappa 1} + b_{\phi 1}) L_o^2$                                                                                                                                                                      |                                                                                                                                               |                                                                                                | $b_{np2} = b_{c2} L_2^2 - f(b_{\kappa 2} + b_{\phi 2}) L_o^2$                                                   |                                                                                                |                       |
| $c_{np3} = c_{n1} c_{\kappa 1} c_{\phi 1} / (c_{n1} c_{\kappa 1} + c_{\phi 1} c_{\kappa 1} + c_{\phi 1} c_{n1}) -$<br>$- c_{n2} c_{\kappa 2} c_{\phi 2} / (c_{\kappa 2} c_{\phi 2} + c_{\phi 2} c_{\kappa 2} + c_{\phi 2} c_{n2})$ |                                                                                                                                               | $c_{np1} = c_{c1} L_1^2 - \frac{f L_o^2 c_{\kappa 1} c_{\phi 1}}{(c_{\kappa 1} + c_{\phi 1})}$ |                                                                                                                 | $c_{np2} = c_{c2} L_2^2 - \frac{f L_o^2 c_{\kappa 2} c_{\phi 2}}{(c_{\kappa 2} + c_{\phi 2})}$ |                       |
| $b_{11} = (b_{n1} + b_{\kappa 1} + b_{\phi 1})$                                                                                                                                                                                    | $b_{12} = (b_{n1} + b_{\kappa 1} + b_{\phi 1})$                                                                                               | $b_{21} = b_{c1} L_1^2$                                                                        | $b_{31} = b_{c2} L_2^2$                                                                                         | $c_{21} = c_{c1} L_1$                                                                          | $c_{31} = c_{c2} L_2$ |
| $c_{11} = c_{n1} c_{\kappa 1} c_{\phi 1} / (c_{n1} c_{\kappa 1} + c_{\phi 1} c_{\kappa 1} + c_{\phi 1} c_{n1})$                                                                                                                    |                                                                                                                                               |                                                                                                | $c_{12} = c_{n2} c_{\kappa 2} c_{\phi 2} / (c_{n2} c_{\kappa 2} + c_{\phi 2} c_{\kappa 2} + c_{\phi 2} c_{n2})$ |                                                                                                |                       |

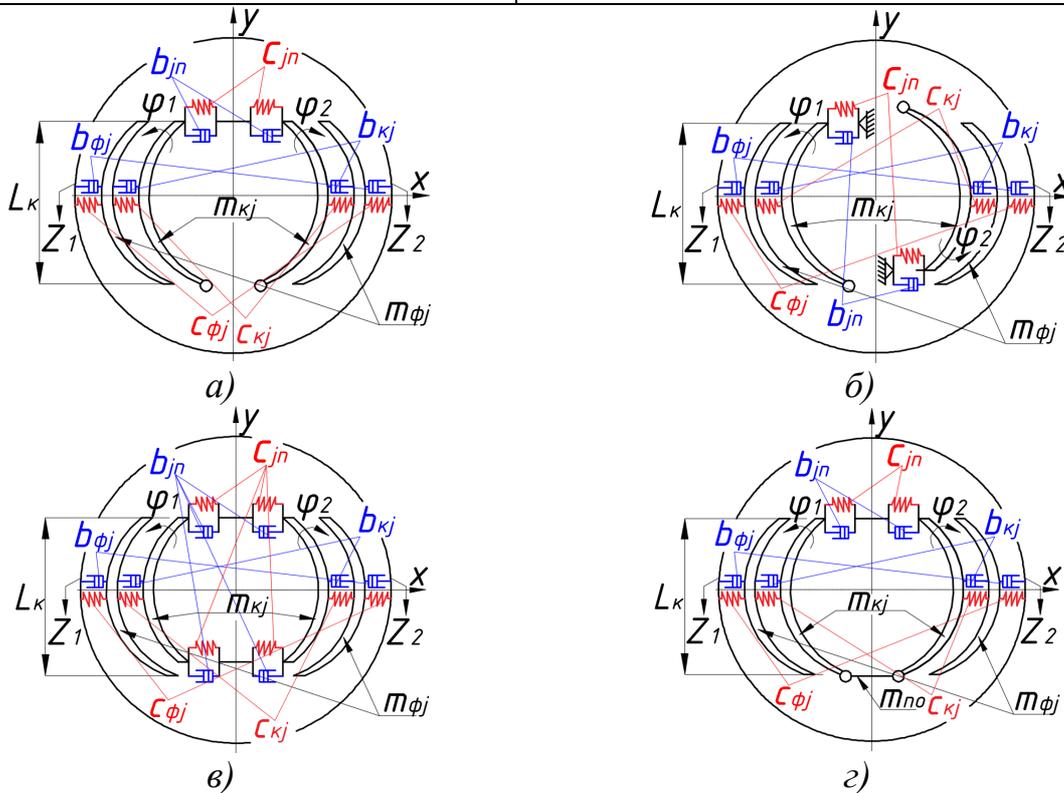


Рисунок 2.

Расчетные схемы динамических моделей тормозных устройств барабанно-колодочного типа различных компоновок: Simplex (а), Duplex (б), Duo-Duplex (в), Duo-Servo (з)

Используя полученную систему уравнений поперечного и угловых перемещений колодок (1), аналогично дисково-колодочному тормозному устройству, получили приведенные инерционные ( $J_{npi}$ ,  $m_{np}$ ), диссипативные ( $b_{npi}$ ) и жесткостные ( $c_{npi}$ ) коэффициенты, сведенные в Таблице 2. Для тормоза компоновки Duo-Duplex увеличивается количество прижимающих устройств вдвое, что отражается на значениях  $c_{np}$  и  $b_{np}$ , при этом значения  $m_{np}$  определяются из зависимостей для расчета компоновки Simplex. Отличием компоновки Duo-Servo от компоновки Simplex является наличие дополнительной инерционной массы. Диссипативные и жесткостные коэффициенты идентичны.

Согласно полученным результатам моделирования процесса взаимодействия рабочих поверхностей, торможение является собой неустановившимся колебательным процессом, который влияет на величину и динамичность эксплуатационных параметров тормозного устройств.

Таблица 2.

Приведенные коэффициенты уравнений (1), (2) и (3)

| для компоновок Simplex и Duplex                                                         |                                                                                       |                                                                                                                                           |                                                    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|
| $m_{np} = m_{k1} + m_{\phi1} - m_{k2} - m_{\phi2}$                                      | $J_{np1(2)} (m_{k(2)} + m_{\phi(2)}) L_k^2$                                           | $b_{np3} = b_{1n} - b_{2n} - b_{k1} - b_{\phi1} + b_{k2} + b_{\phi2}$                                                                     |                                                    |
| $b_{np1} = (b_{1n} - b_{k1} - b_{\phi1}) L_k^2$                                         | $b_{np2} = (b_{k2} + b_{\phi2} - b_{2n}) L_k^2$                                       | $c_{np3} = c_{1n} - c_{2n} - \frac{c_{k1} c_{\phi1}}{c_{k1} + c_{\phi1}} + \frac{c_{k2} c_{\phi2}}{c_{k2} + c_{\phi2}}$                   |                                                    |
| $c_{np1} = \left( c_{1n} - \frac{c_{k1} c_{\phi1}}{c_{k1} + c_{\phi1}} \right) L_k^2$   | $c_{np2} = \left( \frac{c_{k2} c_{\phi2}}{c_{k2} + c_{\phi2}} - c_{2n} \right) L_k^2$ | $b_{11} = b_{k1} + b_{\phi1}$                                                                                                             | $b_{21} = b_{k2} + b_{\phi2}$                      |
| $b_{21} = 2(b_{k1} + b_{\phi1}) L_k$                                                    | $b_{31} = 2(b_{k2} + b_{\phi2}) L_k$                                                  | $c_{11} = c_{k1} c_{\phi1} / (c_{k1} + c_{\phi1})$                                                                                        | $c_{12} = c_{k2} c_{\phi2} / (c_{k2} + c_{\phi2})$ |
| $c_{21} = 2c_{k1} c_{\phi1} L_k / (c_{k1} + c_{\phi1})$                                 |                                                                                       | $c_{31} = 2c_{k2} c_{\phi2} L_k / (c_{k2} + c_{\phi2})$                                                                                   |                                                    |
| для компоновки Duo-Duplex                                                               |                                                                                       |                                                                                                                                           |                                                    |
| $b_{np3} = b_{1n} + b_{3n} - b_{2n} - b_{4n} - b_{k1} - b_{\phi1} + b_{k2} + b_{\phi2}$ |                                                                                       | $c_{np3} = c_{1n} + c_{3n} - c_{2n} - c_{4n} - \frac{c_{k1} c_{\phi1}}{c_{k1} + c_{\phi1}} + \frac{c_{k2} c_{\phi2}}{c_{k2} + c_{\phi2}}$ |                                                    |
| для компоновки Duo-Servo                                                                |                                                                                       |                                                                                                                                           |                                                    |
| $m_{np} = m_{k1} + m_{\phi1} - m_{k2} - m_{\phi2} - m_{no}$                             |                                                                                       |                                                                                                                                           |                                                    |

В Таблице 2  $L_k$  – длина колодки, м;  $m_{no}$  – масса плавающей опоры, кг;  $b_{jn}$  – диссипативный коэффициент  $j$ -го прижимающего элемента, Нс/м;  $c_{jn}$  – жесткость  $j$ -ого прижимающего элемента, Н/м.

Для создания оценки количественных параметров дисково-колодочных силовых устройств был разработан метод определения положения центра давления (ПЦД) в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск». На Рисунке 3 представлены расчетные схемы для определения ПЦД в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» дисково-колодочных силовых устройств различных типов.

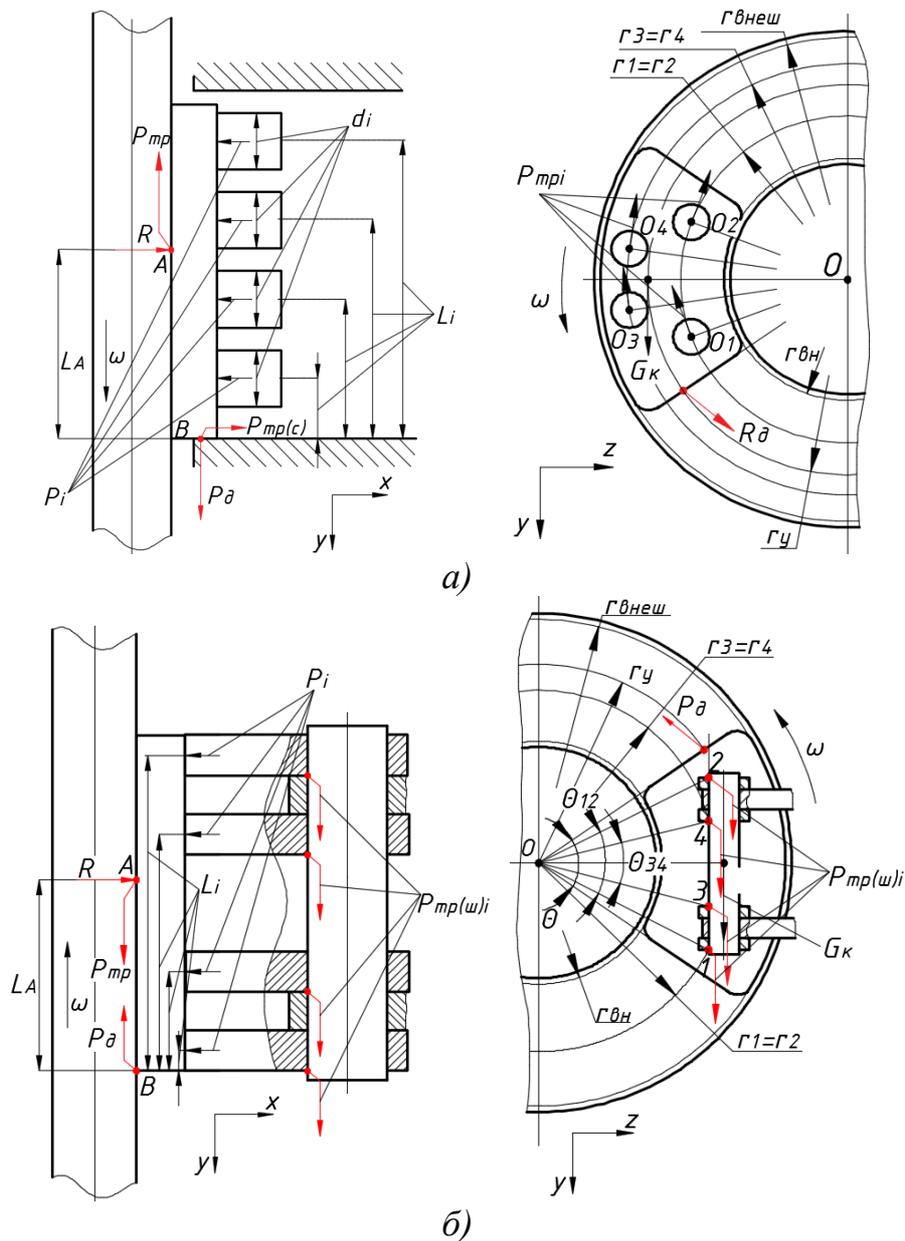


Рисунок 3.

Динамические модели систем «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» тормозных устройств: непосредственного воздействия (а) и оснащенных передаточным механизмом (б)

Расстояния до ПЦД в тангенциальном ( $L_A$ ) и радиальном ( $r_y$ ) направлениях для тормозных устройств различных типов определяются из зависимостей:

– для тормоза непосредственного воздействия:

$$L_A = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n P_i L_i - J \delta \varepsilon - J_{\kappa 1} \ddot{\phi}_1 + \frac{(\sum_{i=1}^n P_i + m \ddot{x})}{(1 + f_c f)} f t_o}{(1 + f_c f)} \right] \cos \left[ \frac{\Theta}{2} \right] / \frac{\sum_{i=1}^n P_i + f_c f m \ddot{x}}{\sum_{i=1}^n P_i + f_c f m \ddot{x}}, \quad (4)$$

$$r_y = \left[ f \sum_{i=1}^n P_i r_i + J \delta \varepsilon + J_{\kappa 1} \ddot{\phi}_1 - m g \left( \frac{r_{внеш} - r_{вн}}{2} \right) \right] \cos \left[ \frac{\Theta}{2} \right] / f \sum_{i=1}^n P_i \cos \left[ \frac{\Theta_i}{2} \right], \quad (5)$$

где  $P_i$  – усилие  $i$ -го прижимающего элемента, Н;  $L_i$  – расстояние от края колодки до центра  $i$ -го элемента, м;  $f, f_c$  – коэффициенты трения между колодкой и

диском, между колодкой и суппортом;  $m$  – масса колодки, кг;  $J_d$  – момент инерции диска, кг м<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  – угловое ускорение, с<sup>-2</sup>;  $t_o$  – плечо воздействия колодки на суппорт, м;  $r_{внеш}$ ,  $r_{вн}$  – внешний и внутренний радиусы колодки;  $r_i$  – расстояние от центра  $i$ -го элемента до оси вращения диска, м;  $\Theta_i$  – угол между осью симметрии колодки и центром  $i$ -го элемента, град.;  $\Theta$  – угол обхвата колодкой диска, град.;

– для тормоза, оснащенного передаточным механизмом:

$$L_A = \left[ \sum_{i=1}^n P_i L_i - J_d \varepsilon - J_{к1} \ddot{\phi}_1 + f t_o \sum_{i=1}^n P_i + m \ddot{x} \right] / \left( \sum_{i=1}^n P_i + m \ddot{x} \right), \quad (6)$$

$$r_y = \left[ f_{ш} \sum_{i=1}^n P_i r_i + J_d \varepsilon + J_{к1} \ddot{\phi}_1 + m g \left( \frac{r_{внеш} - r_{вн}}{2} \right) \right] \cos \left[ \frac{\Theta}{2} \right] / f_{ш} \sum_{i=1}^n P_i, \quad (7)$$

где  $f_{ш}$  – коэффициент трения в шарнире.

В зависимости от геометрии накладки ПЦД в паре «фрикционная накладка – тормозной диск» будет смещаться относительно ПЦД системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск». Расстояния до ПЦД в тангенциальном ( $L_A$ ) и радиальном ( $r_y$ ) направлениях представлены в качестве зависимостей:

$$L_A = \left[ \frac{1}{2} L_c \sum_{i=1}^n q_i L_i - J_d \varepsilon - J_{к1} \ddot{\phi}_1 + \delta_{фн} \left( \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n G_{ci} + n [\tau_c] \sum_{i=1}^n F_{ci} \right) \right] / \frac{1}{2} L_c \sum_{i=1}^n q_i, \quad (8)$$

$$r_y = \left( J_d \varepsilon + J_{к1} \ddot{\phi}_1 + n [\tau_c] \sum_{i=1}^n F_{ci} \cos \left[ \frac{\Theta_i}{2} \right] r_i \right) / n^2 [\tau_c] \sum_{i=1}^n F_{ci}, \quad (9)$$

где  $q_i$  – распределенная нагрузка  $i$ -го сегмента накладки, Н/м;  $L_i$  – расстояние от края до центра  $i$ -го сегмента накладки, м;  $\delta_{фн}$  – толщина накладки, м;  $[\tau_c]$  – допустимое напряжение на срез накладки, МПа;  $G_{ci}$  – вес  $i$ -го сегмента, Н;  $n_c$  – количество сегментов;  $A_{ci}$  – площадь  $i$ -го сегмента;  $r_i$  – расстояние от  $i$ -го сегмента до оси вращения диска, м;  $\Theta_i$  – угол между осью симметрии колодки и осью  $i$ -го сегмента, град.

Для разработки требований к размещению прижимающих элементов на площади тормозной колодки были созданы конечноэлементные модели тормозных колодок (Рисунок 4) с различным размещением прижимающих элементов с диаметром ( $d_{нэ}$ ) в зависимости от свободного края колодки ( $l_{ск}$ ) при условиях ( $l_{ск} \leq d_{нэ}/2$ ) и ( $l_{ск} > d_{нэ}/2$ ).

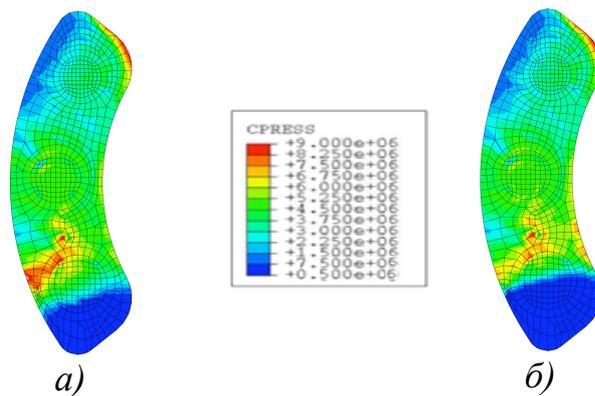


Рисунок 4.

Результаты моделирования распределения контактного давления по площади тормозной колодки силового устройства при условии:

$$а - l_{ск} \leq d_{нэ}/2; б - l_{ск} > d_{нэ}/2$$

С увеличением длины свободного конца колодки на 12 % площадь зоны пониженного контактного давления увеличилась на 24,8 %. На основании по-

лученных результатов условие ( $l_{ck} \leq d_{нз}/2$ ) было добавлено в перечень требований к размещению прижимающих элементов на площади тормозной колодки.

Для расчета определения нормальных сил в паре «тормозная колодка – тормозной барабан» в  $i$ -й точке рабочих поверхностей барабанно-колодочного тормоза были разработаны следующие формулы:

– для самоприжимной тормозной колодки:

$$P_{ni} = \frac{fr_{\sigma}P_n \left( 1 + f_n \sin \gamma - f_n \cos \gamma \left[ \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)} \right] \right)}{\cos \Theta_i + f \sin \Theta_i + \left[ (\sin \Theta_i - f \cos \Theta_i) \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)} \right]}; \quad (10)$$

– для самоотжимной тормозной колодки:

$$P_{oi} = \frac{fr_{\sigma}P_n \left( \left[ \frac{(f_o \cos \beta + \sin \beta)}{(\cos \beta + f_o \sin \beta)} \right] - f_n \cos \gamma - f_n \sin \gamma \left[ \frac{(f_o \cos \beta + \sin \beta)}{(\cos \beta + f_o \sin \beta)} \right] \right)}{f \cos \Theta_i - \sin \Theta_i + \left[ (\sin \Theta_i - f \cos \Theta_i) \frac{(\cos \beta - f_o \sin \beta)}{(\sin \beta + f_o \cos \beta)} \right]}, \quad (11)$$

где  $r_{\sigma}$  – внутренний радиус барабана, м;  $P_n$  – сила создаваемая приводом тормоза, Н;  $f, f_n, f_o$  – коэффициенты трения в паре трения, в приводе и в опорах тормозного устройства соответственно;  $\beta, \gamma$  – углы приложения реакции опоры и силы со стороны привода тормозного устройства, град;  $\Theta_i$  – угол между осью симметрии колодки и  $i$ -й рассматриваемой точки, град.

С помощью зависимостей (10) и (11) были построены эпюры распределения нормальных сил по длине самоприжимной и самоотжимной колодок в паре «тормозная колодка – тормозной барабан» (Рисунок 5).

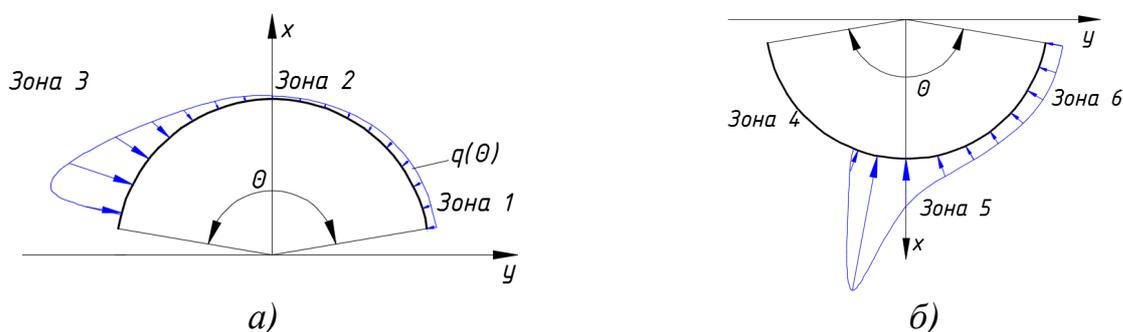


Рисунок 5.

Распределение нормальных сил по длинам самоприжимной (а) и самоотжимной (б) колодок в паре «тормозная колодка – тормозной барабан»

**Третья глава** посвящена механизму формирования, распределения температурных полей по толщине и площади рабочих поверхностей тормозного диска, от которого в значительной степени зависит энергоемкость силового устройства в целом.

При взаимодействии с внешней средой температура в зоне контакта рабочих поверхностей ( $T$ ) снижает свое значение, в результате поверхность металлического элемента после каждого цикла имеет некоторое значение остаточной температуры ( $T_m$ ). Величина температуры в конечной фазе торможения на рабочей поверхности определяется:

$$T_m = (T - T_0) \exp\left(-\alpha A_{pn} \tau_o / m_{мэ} c\right) + T_0, \quad (12)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $A_{pn}$  – площадь рабочей поверхности, м<sup>2</sup>;  $c$  – удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·К);  $m_{мэ}$  – масса металлического элемента, кг;  $\tau_o$  – время охлаждения, с,  $T_0$  – температура внешней среды, К.

Для определения параметров влияния на температуру в конечной фазе торможения построены графические зависимости изменения от соотношения времени торможения/охлаждения (Рисунок 6) и от коэффициента теплоотдачи от поверхностей диска (Рисунок 7).

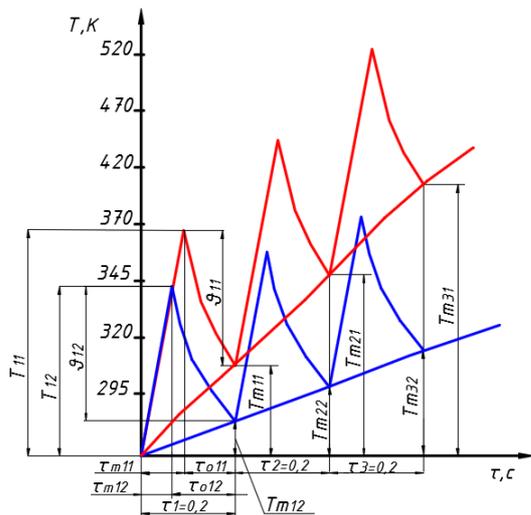


Рисунок 6.

Изменение температуры в конечной фазе ( $\vartheta_i$ ) с различными соотношениями фаз нагрева и охлаждения (красная линия – распределение 50 на 50 %; синяя линия – распределение 30 на 70 %)

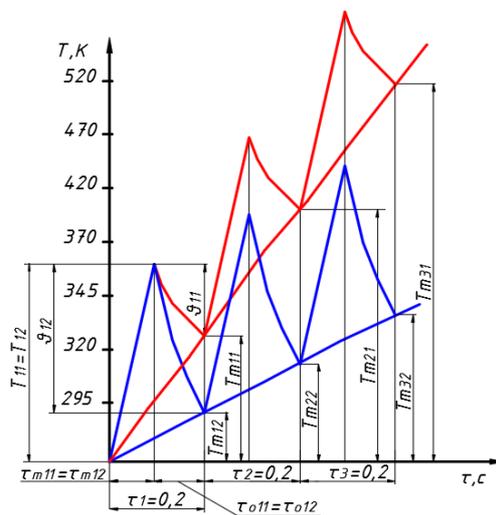


Рисунок 7.

Изменение температуры в конечной фазе торможения ( $\vartheta_i$ ) от коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ : (красная линия –  $\alpha_1 = 15$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); синяя линия –  $\alpha_2 = 25$  Вт/(м<sup>2</sup>·К))

Сокращение фазы торможения на 20 % в каждом цикле дает преимущество всего в 36 % снижения температуры в конечной фазе торможения, тогда как при увеличении  $\alpha$  в 1,7 раза снижение температуры в конечной фазе торможения достигало 38,9 %, без риска снижения безопасности автомобиля.

При исследовании процессов теплопередачи были разработаны методы расчета распределения температурного поля по толщине и по площади рабочих поверхностей диска, результатом которых являются величины перепада температур по толщине (13) и по площади рабочих поверхностей (14) диска:

$$\bar{\theta}_m = N_1 \exp(-\alpha Fo / \tau_o^2 a), \quad (13)$$

$$\bar{\theta}_m = N_0 \exp(-\alpha Fo / \tau_o^2 a), \quad (14)$$

где  $N_1, N_0$  – коэффициенты, зависящие от критерия Био;  $a$  – коэффициент температуропроводности материала ТД, м<sup>2</sup>/с;  $Fo$  – критерий Фурье.

Согласно разработанным методам ключевым критерием при проектировании силового устройства является соотношение внутреннего и внешнего термических сопротивлений. Если выполняется условие  $\delta/\lambda > 1/\alpha$  ( $Bi \rightarrow \infty$ ), то

температура диска станет равновесной быстрее, чем теплота рассеется во внешнюю среду (Рисунок 8, а). При выполнении условия  $\delta/\lambda < 1/\alpha$  ( $Bi \rightarrow 0$ ) перепад по толщине и площади диска будет минимален, так как теплота будет отдана практически в полном объеме внешней среде (Рисунок 8, б).

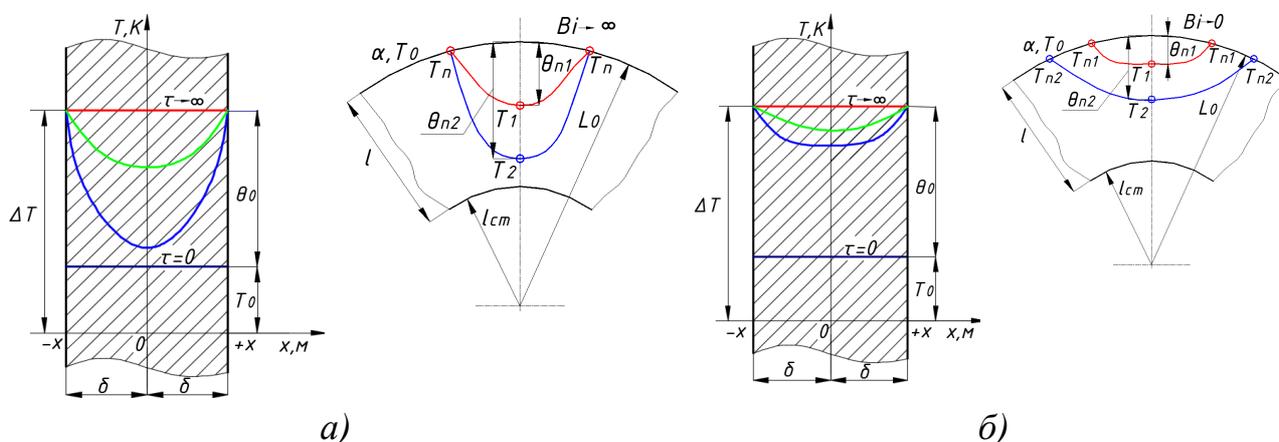


Рисунок 8.

Изменение температурного поля по толщине и по площади рабочих поверхностей диска при больших (а) и малых (б) числах Био

В четвертой главе приводятся исследования процесса охлаждения воздушными потоками, обтекающими рабочие поверхности и поверхности узлов охлаждения тормозов. Элементы узла охлаждения дисково-колодочного тормоза оказывают аэродинамическое сопротивление воздушному потоку. Для оценки аэродинамического сопротивления были созданы трехмерные модели распределения давления в вентиляционных аппаратах с радиальными (Рисунок 9, а, б) и криволинейными (Рисунок 9, в, г) каналами.

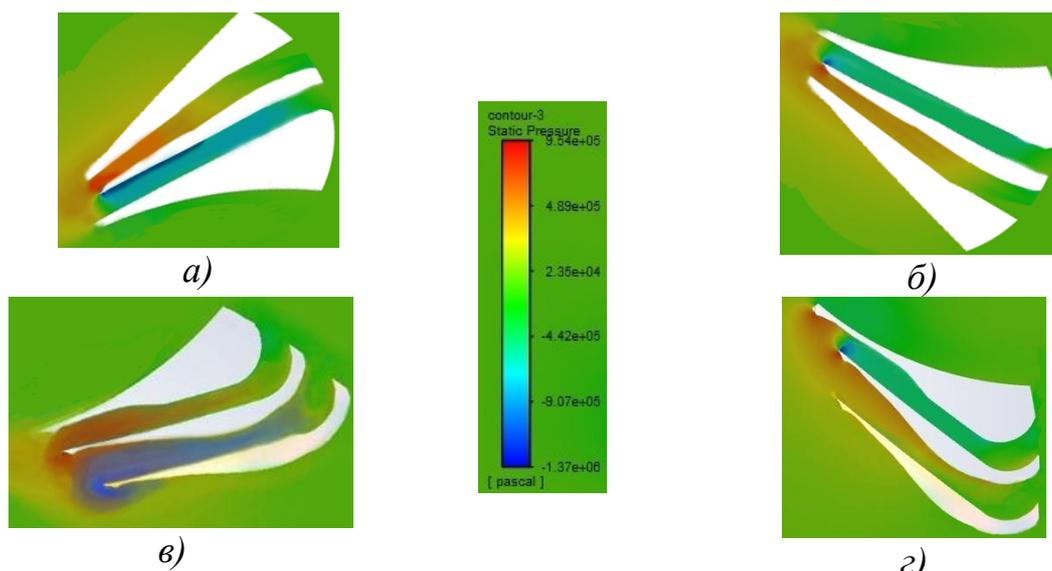


Рисунок 9.

Модели распределения давления в вентиляционном аппарате с радиальными (а, б) и криволинейными каналами (в, г) тормозных дисков в разных секторах:  
 а, в –  $[0^\circ; 90^\circ]$ ; б, г –  $[90^\circ; 180^\circ]$

В секторе, ограниченном углами  $[0^\circ; 90^\circ]$  (см. Рисунок 9, а, в), на входе в верхний канал образовалась область повышенного давления, тогда как в нижнем канале образовалась зона разрежения. При повороте вентиляционного аппарата на  $90^\circ$  (см. Рисунок 9, б, г) в верхнем канале происходило разрежение, а в верхнем давление становилось избыточным. Т. е. происходила инверсия давления внутри смежных каналов, что соответствовало разработанной аналитической модели.

Кроме оребренного вентиляционного аппарата существует еще и сегментарный тип узла охлаждения. Основным критерием расчета аэродинамического сопротивления сегментов узла выступает угол наклона грани  $\psi_c$ . При учете углов  $\alpha_\theta$  и  $\psi_c$  были рассчитаны коэффициенты аэродинамического сопротивления сегмента  $C_y$  и смены направления воздушного потока  $C_x$ .

Если взглянуть на Рисунке 10, а, где выполнялось условие  $(\psi_c/\alpha_\theta) < 1$ , то основные изменения  $C_y$  происходят в диапазоне от 0 до 0,3. Наилучшими показателями обладают коэффициенты аэродинамического сопротивления сегментов с поперечным сечением в виде прямоугольного треугольника.  $C_x$  аналогичного сечения, также на несколько порядков ниже сегментов с другими поперечными сечениями на протяжении всего диапазона ( $0 \leq \psi_c/\alpha_\theta \leq 1$ ). Анализ Рисунка 10, б показывает, что зависимость можно разделить на две зоны. Первая зона имеет диапазон ( $1 \leq \psi_c/\alpha_\theta \leq 1,5$ ), в котором наилучшими значениями  $C_y$  обладает поперечное сечение в форме прямоугольного треугольника, тогда как в диапазоне ( $1,5 \leq \psi_c/\alpha_\theta \leq 2$ ) наилучшее значение  $C_y$  у сечения в форме равнобедренного треугольника, направленного вершиной вниз. При исследовании коэффициента  $C_x$  (см. Рисунок 10, б) можно сделать вывод, о том, что в диапазоне ( $1,25 \leq \psi_c/\alpha_\theta \leq 2$ ) значения  $C_x$  сегментов с поперечным сечением в виде прямоугольного треугольника, направленного прямым углом вниз, на несколько порядков ниже, чем у сегментов с другими поперечными сечениями.

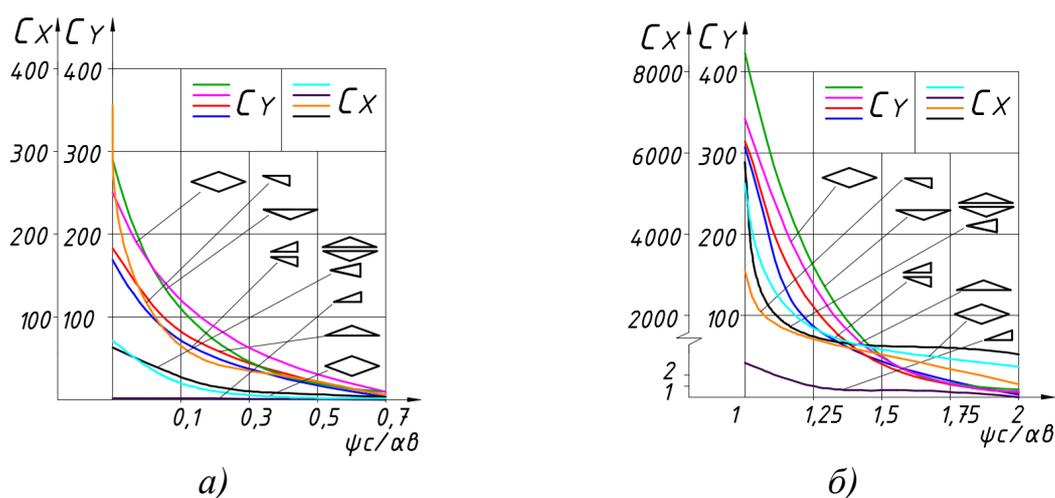


Рисунок 10.

Зависимости аэродинамических коэффициентов  $C_y$  и  $C_x$  различных сечений сегментов от соотношения  $\psi_c/\alpha_\theta$ :

а –  $(\psi_c/\alpha_\theta) < 1$ ; б –  $(\psi_c/\alpha_\theta) > 1$

Металлический элемент, обтекаемый воздушным потоком, представляет собой многослойный объект. На рабочих и нерабочих поверхностях формируется пограничный слой, отличающийся аэродинамическими, тепловыми и диффузионными характеристиками от величин свободного потока внешней среды.

Отличительной особенностью рабочих поверхностей от нерабочих являются процессы диффузии воздушного потока с элементами материала накладки, которые взаимодействуют с внешней средой, образуя многокомпонентную взвесь. При обдуве поверхностей тормозного узла воздушным потоком вдоль всех омываемых поверхностей образуются устойчивые тепловой и диффузионный пограничные слои, препятствующие теплоотдаче от нагретых поверхностей. С увеличением скорости свободного тока воздуха вдоль нагретых поверхностей по толщине пограничного слоя (ПС) образуется градиент температур, что позволяет увеличить отвод количества тепла от нагретых поверхностей устройства.

Для распределения зон пограничных слоев воздушного потока по площади вентиляционного аппарата были разработаны CFD-модели изменения давления и скоростей воздушного потока внутри оребренного (Рисунок 11, а, в) и сегментарного (Рисунок 11, б, г) узлов охлаждения. Согласно Рисунку 11, а наблюдалось закручивание воздушных потоков внутри радиальных каналов диска, что

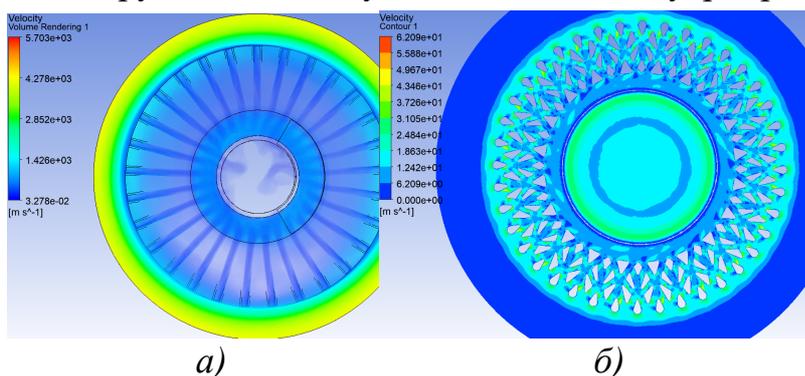


Рисунок 11.

CFD-модели изменения скорости потока воздуха внутри полости оребренного (а) и сегментарного (б) узлов охлаждения дисков

подтверждает факт расслоения омывающей внешней среды и наличие блокирующего слоя у поверхностей аппарата. Как видно из Рисунка 11, б, скорость воздушного потока замедлялась на входе в аппарат, а на выходе из него – резко возрастала. Неравномерность скоростей по площади скоростей по площади аппарата

объясняется наличием блокирующих зон пограничного слоя, препятствующим смене воздушных масс.

С учетом пограничного слоя и приповерхностных слоев на поверхностях металлического элемента были разработаны тепловые модели «вентилируемый тормозной диск – внешняя среда» (Рисунок 12, а) и «тормозной барабан – внешняя среда» (Рисунок 12, б).

Особенностью разработанных тепловых моделей является различие теплообмена от разных поверхностей устройства, что достигается учетом различных пограничных слоев (со стороны рабочих поверхностей – диффузионный пограничный слой, а со стороны нерабочих – тепловой). Для диффузионного пограничного слоя величина толщины ( $\delta_d$ ) определяется с учетом критерия Шмидта, а для толщины теплового слоя ( $\delta_s$ ) – с учетом критерием Прандтля.

Разработанные модели «тормозное устройство – внешняя среда» позволяют связать процессы теплогенерации, теплораспределения и теплообмена.

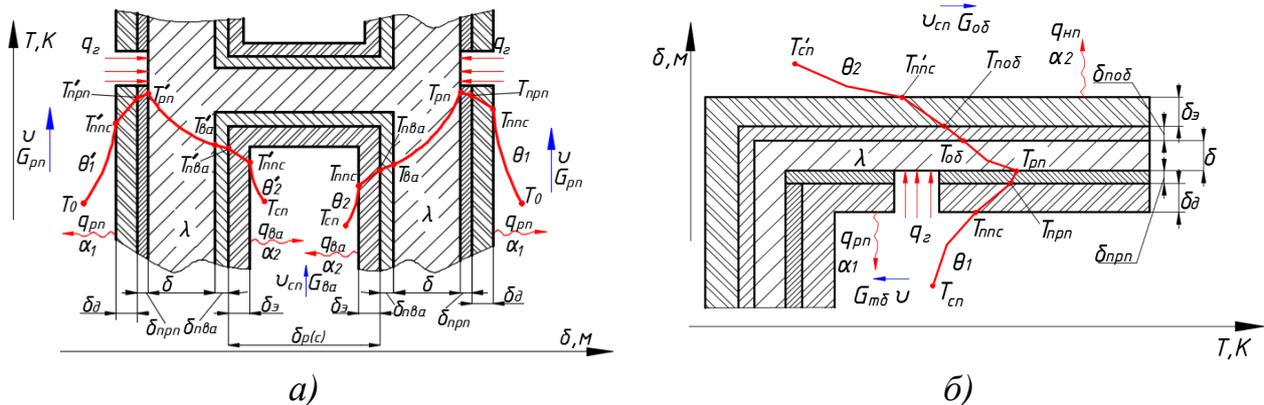


Рисунок 12.

Модели «вентилируемый тормозной диск – внешняя среда» (а),  
«тормозной барабан – внешняя среда» (б):

$T_{nnc}$ ,  $T'_{nnc}$  – температуры на границе ПС и внешней среды;  $T_{pn}$ ,  $T'_{pn}$  – температуры на границе тела диска и приповерхностных слоев рабочих поверхностей;  $T_{va}$ ,  $T'_{va}$  – температуры на границе тела диска и приповерхностных слоев узла охлаждения;  $T_{npn}$ ,  $T'_{npn}$  – температуры на границе приповерхностных слоев рабочих поверхностей и ПС;  $T_{nva}$ ,  $T'_{nva}$  – температуры на границе приповерхностных слоев аппарата и ПС;  $T_{ob}$  – температура на границе тела барабана и приповерхностных слоев рабочих поверхностей;  $T_{nob}$  – температура на границе приповерхностных слоев барабана и ПС;  $T_{cn}$ ,  $T'_{cn}$  – температура потока воздуха, обтекающего рабочие и нерабочие поверхности;  $\theta_1$ ,  $\theta'_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta'_2$  – перепады температур от рабочих и нерабочих поверхностей;  $\delta$  – толщина тела тормозного элемента;  $\delta_{nva}$  – толщина приповерхностных слоев узла охлаждения;  $\delta_{nob}$  – толщина приповерхностных слоев барабана;  $q_{pn}$  – тепловой поток от рабочих поверхностей;  $q_{nn}$ ,  $q_{va}$  – тепловой поток от нерабочих поверхностей;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от рабочих и нерабочих поверхностей;  $v$ ,  $v_{cn}$  – продольные скорости потока около рабочих и нерабочих поверхностей;  $G_{pn}$ ,  $G_{mb}$  – расход воздуха, омывающего рабочие поверхности;  $G_{va}$ ,  $G_{ob}$  – расход воздуха, омывающего нерабочие поверхности

**В пятой главе** представлены научные методы обеспечения стабилизации силовых факторов путем совершенствования конструкции тормозных устройств с воздушным охлаждением.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных изысканий был предложен метод разработки фрикционных тормозных устройств различных типов, особенностью которого являлось использование в качестве критериев эффективности стабильность силовых факторов.

Критерием для структурно-параметрического синтеза являются коэффициент трения воздушного потока ( $c_{cn}$ ) (для выбора геометрии узла охлаждения диска) и перепад температур по толщине ( $\theta_m$ ) (для выбора режима охлаждения). Метод разработки фрикционных тормозных устройств позволяет оценить вы-

ходные эксплуатационные параметры силовых устройств с различными типами прижимающих механизмов при единых геометрических параметрах диска.

Был проведен расчет эксплуатационных параметров дисково-колодочного тормоза грузового автомобиля серийного (с моноприжимающим механизмом) и предлагаемых (с полиприжимающим) тормозных устройств (Таблица 3). Согласно проведенным расчетам пять вариантов расположения прижимающих элементов тормозных устройств соответствовали условиям размещения. Лишь устройство с четырьмя элементами не выполняло условия размещения. Для максимизации величин тормозного момента тормоза все элементы предлагаемых устройств были расположены как можно ближе к периферии диска, что подтверждает максимальное значение тормозного момента  $M_{Tmax} = 1732,5$  Нм. Согласно проведенным расчетам наибольшие величины тормозного момента ( $M_{Tmin} = 1103,2$  Нм;  $M_{ТПЦД} = 1126,9$  Нм) достигаются у тормозного устройства с двумя элементами. В сравнении с другими предлагаемыми вариантами устройство (с двумя элементами) обладает увеличенными значениями минимального тормозного момента и момента в ПЦД на 18 % в сравнении с серийным тормозным устройством. Коэффициенты стабильности ( $K_{cm}$ ) и колебания тормозного момента ( $K_{ккм}$ ) увеличились на 3,5 и 3,6 % соответственно. С учетом критериев  $C_{cn}$  и  $\theta_m$ , для серийного устройства и предлагаемых конструкций в качестве структуры узла и режима его охлаждения необходим вентиляционный аппарат с цилиндрическими сегментами, работающий при принудительном режиме охлаждения.

Таблица 3.

Результаты расчетов эксплуатационных параметров тормозов дисково-колодочного типа грузового автомобиля

| Результаты расчетов                                     |            |                                |                                   |                                                                        |        |          |        |
|---------------------------------------------------------|------------|--------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------------------------------------------|--------|----------|--------|
| Расчет эксплуатационных параметров рабочих поверхностей |            |                                |                                   |                                                                        |        |          |        |
|                                                         | (серийный) |                                | (предлагаемый)                    |                                                                        |        |          |        |
|                                                         | с одним*   | с 2*                           | с 3*                              | с 4*                                                                   | с 5*   | с 6*     |        |
| $d_{нэ}$ , м                                            | 0,071**    | 0,071                          | 0,071                             | 0,027                                                                  | 0,027  | 0,027    |        |
| $M_{Tmax}$ , Нм                                         | 1520       | 1732,5                         |                                   |                                                                        |        |          |        |
| $M_{Tmin}$ , Нм                                         | 934,9      | 1103,2                         | 988,8                             | не<br>выполняется<br>условие<br>размещение<br>прижимающих<br>элементов | 923,5  | 773,1    |        |
| $M_{ТПЦД}$ , Нм                                         | 955,7      | 1126,9                         | 1097,5                            |                                                                        | 1066,8 | 976,6    |        |
| $r_y$ , м                                               | 0,106      | 0,138                          | 0,134                             |                                                                        | 0,131  | 0,119    |        |
| $E_T$ , Вт/К                                            | 49,9       | 52,7                           | 52,3                              |                                                                        | 51,8   | 50,3     |        |
| $L_A - L/2$ , м                                         | 0,0906     | 0,081                          | 0,0904                            |                                                                        | 0,0909 | 0,0948   |        |
| $K_{cm}$                                                | 0,628      | 0,65                           | 0,633                             |                                                                        | 0,615  | 0,563    |        |
| $K_{ккм}$                                               | 0,615      | 0,637                          | 0,57                              |                                                                        | 0,533  | 0,446    |        |
| $\beta_{эф}$                                            | 0,0058     | 0,006                          | 0,0058                            | 0,0056                                                                 | 0,0052 |          |        |
| Расчет параметров эффективности узла охлаждения         |            |                                |                                   |                                                                        |        |          |        |
| $\theta_m$                                              | 0,628      | $K_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | 44,6                              | $v_{cn}$ , м/с                                                         | 11     | $C_{cn}$ | 0,0138 |
| Структура вентиляционного аппарат                       |            |                                | узел с цилиндрическими сегментами |                                                                        |        |          |        |
|                                                         |            |                                | принудительное охлаждение         |                                                                        |        |          |        |
| $G_{вар}$ , м <sup>3</sup> /с                           | 0,000082   | $C_x$                          | 85695,1                           | $C_y$                                                                  | 1947,6 |          |        |

\* количество элементов указано только с учетом с одной стороны рабочих поверхностей диска;

\*\* диаметр элемента ( $d_{нэ}$ ) принят на основании серийного транспортного средства.

Для барабанно-колодочных тормозов был проведен расчет эксплуатационных параметров серийного (компоновка Simplex) и альтернативного (компоновка Servo) прижимающих механизмов тормозного устройства (Таблица 4). Среднее значение распределенного тормозного момента ( $M_{Tcp}$ ) по длинам самоприжимной и самоотжимной колодок для тормоза компоновки Duo-Servo возрастает в 1,62 раза в сравнении с серийным тормозом компоновки Simplex. Согласно полученному значению  $\theta_m$  был выбран режим принудительного охлаждения с системой подачи хладагента в зазор между рабочими парами силового устройства. После пересчета общая энергоемкость фрикционного узла увеличилась на 32 % для компоновки Simplex и на 51,4 % для компоновки Duo-Servo.

Таблица 4.

Результаты расчетов эксплуатационных параметров тормозов барабанно-колодочного типа грузового автомобиля

| Результаты расчетов                                     |                       |                               |                                                    |      |                             |                               |
|---------------------------------------------------------|-----------------------|-------------------------------|----------------------------------------------------|------|-----------------------------|-------------------------------|
|                                                         | прижимающий механизм  |                               | Расчет эксплуатационных параметров узла охлаждения |      |                             |                               |
|                                                         | Simplex<br>(серийный) | Duo-Servo<br>(альтернативный) | Предварительный расчет                             |      |                             |                               |
| Расчет эксплуатационных параметров рабочих поверхностей |                       |                               |                                                    |      | Simplex<br>(серийный)       | Duo-Servo<br>(альтернативный) |
| $M_{Tmax}$ , Нм                                         | 4854,2                | 9270,1                        | $\theta_m$                                         | 0,42 | $K_2$ , Вт/м <sup>2</sup> К | 5,4                           |
| $M_{Tmin}$ , Нм                                         | 114,7                 | 258,4                         | $T_{об}$ , К                                       |      | 336,0                       | 295,8                         |
| $M_{Tcp}$ , Нм                                          | 762,1                 | 1235,3                        | $q_{об}$ , Вт                                      |      | 13220,8                     | 12739,5                       |
| $K_{cm}$                                                | 0,16                  | 0,13                          | Окончательный расчет                               |      |                             |                               |
| $K_{ntm}$                                               | 0,023                 | 0,133                         | $T'_{об}$ , К                                      |      | 297,9                       | 300,9                         |
| $E_T$ , Вт/К                                            | 80,2                  | 111,8                         | $E'_T$ , Вт/К                                      |      | 105,9                       | 169,3                         |

Для реализации способа обеспечения повышения стабильности силовых факторов тормозных устройств представлены усовершенствованные тормоза дисково- (Рисунок 13) и барабанно-колодочного типа (Рисунок 14). На основании взаимосвязи поперечных перемещений сегментных колодок с развиваемым тормозным моментом для каждого прижимающего элемента тормоза были получены диаграммы результирующего тормозного момента усовершенствованных конструкций тормозных устройств (Рисунки 15 и 16).

Для сравнения были приведены экспериментальные результаты изменения тормозного момента ( $M_{T1}$ ) серийных тормозных устройств различных типов. Наилучшие результаты по стабилизации тормозного момента показали устройства с шестью прижимающими элементами.  $K_{cm}$  тормозного устройства дисково-колодочного типа с шестью сегментными колодками увеличился на 17,7 % относительно серийного устройства; на 13,9 % относительно устройства с тремя элементами; на 4,5 % относительно устройства с пятью элементами.  $K_{cm}$  тормозного устройства барабанно-колодочного типа с шестью сегментными колодками увеличился на 14,9 % относительно серийного устройства; на 2,1 % относительно устройства с четырьмя элементами; на 0,6 % относительно устройства с пятью элементами.

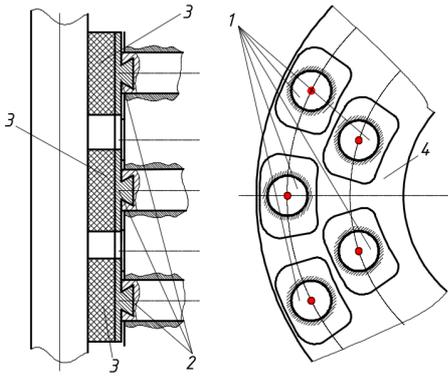


Рисунок 13.

Тормоз дисково-колодочного типа с сегментными колодками:  
 1 – прижимающий элемент;  
 2 – сегментная колодка;  
 3 – фрикционная накладка;  
 4 – тормозной диск

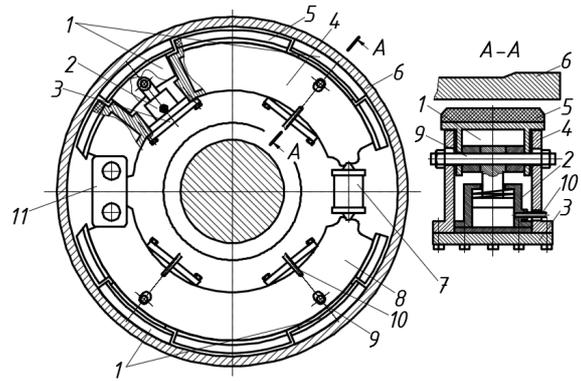


Рисунок 14.

Тормоз барабанно-колодочного типа с сегментными колодками, оснащенными встроенными прижимающими элементами:  
 1 – прижимающий элемент; 2 – гидроцилиндр привода элемента; 3 – основание;  
 4 – самоприжимная колодка; 5 – накладка;  
 6 – барабан; 7 – гидроцилиндр привода колодок; 8 – самоотжимная колодка;  
 9 – ограничитель;  
 10 – трубопровод; 11 – опора колодок

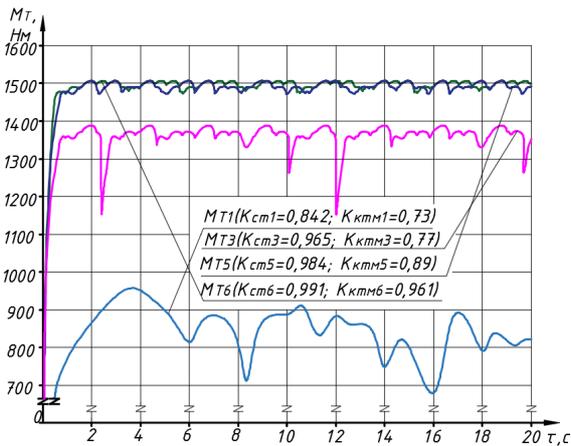


Рисунок 15.

Диаграммы результирующего  $M_T$  дисково-колодочных тормозов в зависимости от количества прижимающих элементов с сегментными колодками (с 3, 5 и 6 элементами) и изменение тормозного момента устройства с единой колодкой (эксперимент)

10 – трубопровод; 11 – опора колодок

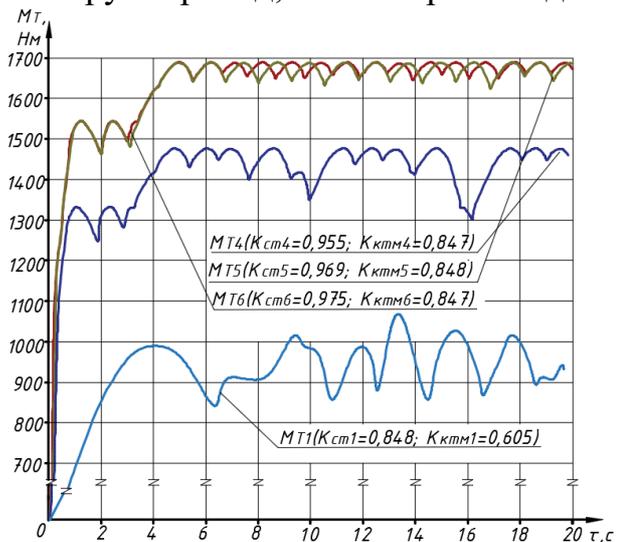


Рисунок 16.

Диаграммы результирующего  $M_T$  барабанно-колодочного тормоза в зависимости от количества прижимающих элементов с сегментными колодками (с 4, 5 и 6 элементами) и изменение тормозного момента устройства с единой колодкой (эксперимент)

В шестой главе проведены экспериментальные исследования, формирующие доказательную базу теоретических выкладок и предложенных методов

разработки и способов обеспечения стабильности эксплуатационных параметров тормозных устройств.

Для проверки математической модели определения ПЦД проводились стендовые испытания линейного износа накладки тормозного устройства дисково-колодочного типа легкового автомобиля. ПЦД рассчитанного серийного тормозного устройства представлено координатами  $[0,0087; 0,11]$ . Проведенные измерения линейного износа (Рисунок 17) подтвердили смещение ПЦД относительно центра накладки в сторону сбегающей части.

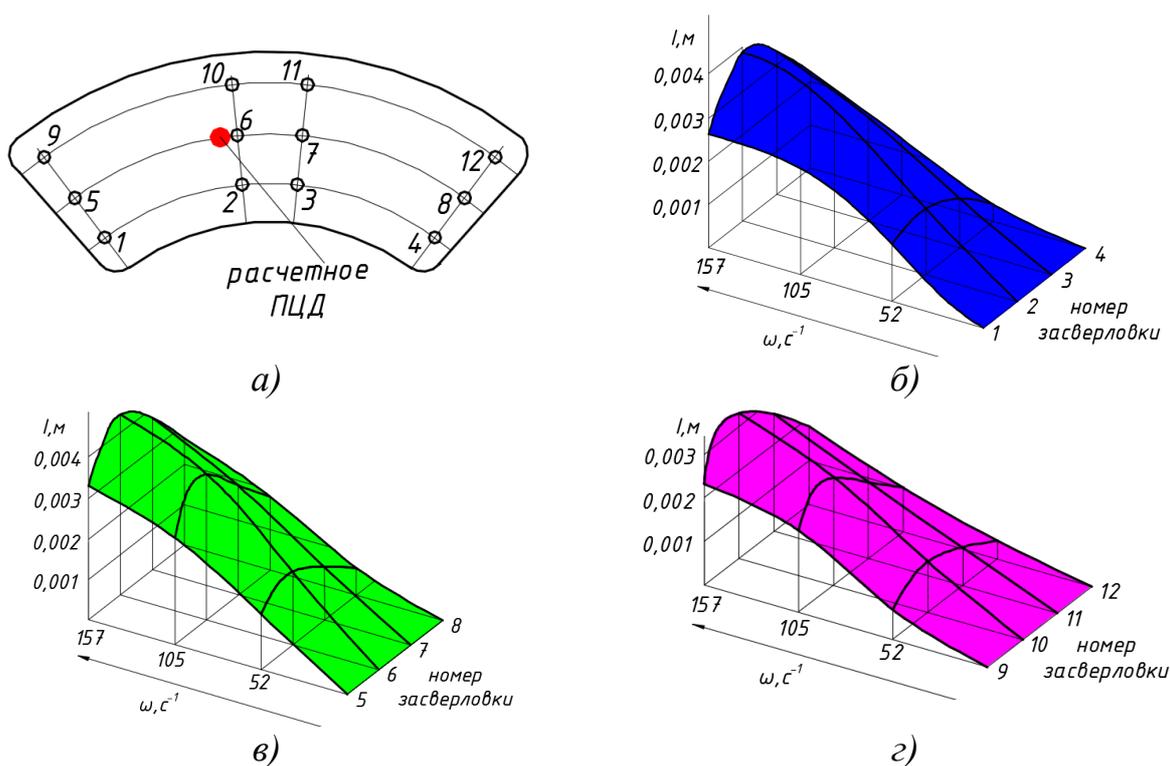


Рисунок 17.

Результаты исследования линейного износа накладок серийного тормоза дисково-колодочного типа легкового автомобиля в зависимости от номера засверловки

Для проверки математической модели распределения усилий по длине колодок (см. Рисунок 5) проводились стендовые испытания измерения линейного износа в зависимости от номера засверловки (Рисунок 18). По полученным результатам можно сделать вывод о соответствии распределения линейного износа по длинам колодок с эпюрой распределения усилий.

Для оценки параметров стабильности дисково-колодочного тормоза были проведены стендовые испытания влияния поперечных перемещений колодок в процессе торможения на изменение тормозного момента. В стендовых испытаниях проводились одновременные замеры результирующих поперечных перемещений, полученных с помощью четырех вибродатчиков, и величин тормозных моментов при длительном режиме торможения ( $\tau = 20$  с). Замеры проводились для колодок с равномерным и неравномерным износом (перепад толщин 3,2 мм) по площади накладок (Рисунок 19). Изменения поперечных перемеще-

ний совпадали с результатами математического моделирования, доверительный интервал которого не превышал  $\pm 0,05$  мм.

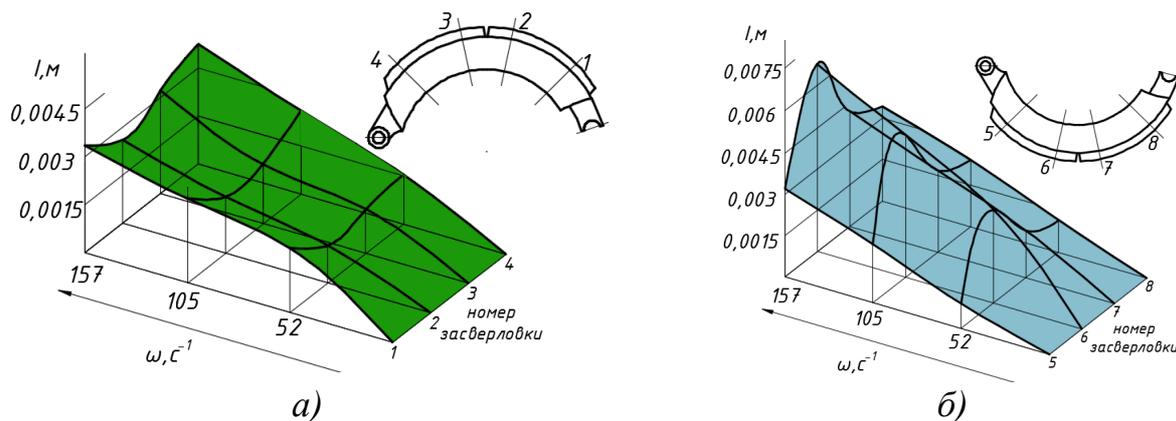


Рисунок 18.

Результаты исследования линейного износа накладок серийного тормоза барабанно-колодочного типа грузового автомобиля от номера засверловки: для самоприжимной (а) и самоотжимной (б) колодок

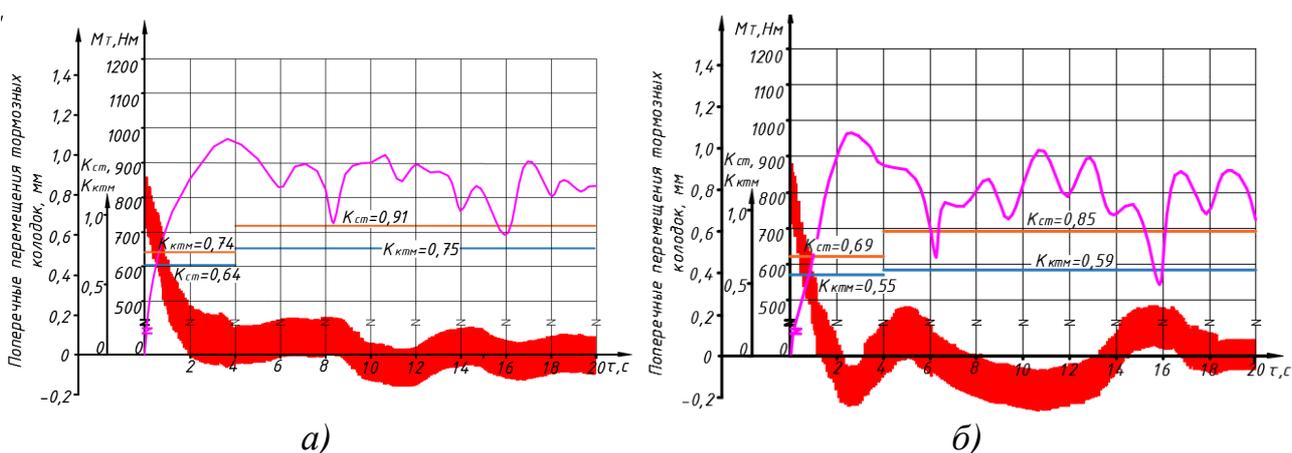


Рисунок 19.

Изменения поперечных перемещений колодок и тормозного момента дисково-колодочного тормоза: с равномерным (а) и неравномерным (перепад по засверловкам 3,2мм) (б) линейным износом накладок

Диаграммы тормозного момента тормозных устройств свидетельствуют о разделении кривой тормозного момента на две зоны: первая – нарастание тормозного момента, а вторая – зона стабилизации тормозного момента. Первая зона характеризуется увеличенным тормозным моментом по модулю в сравнении с зоной стабилизации и сниженными значениями  $K_{ст}$  и  $K_{кстм}$ . Вторая зона имеет сниженный по модулю  $M_T$  и увеличенные показатели стабильности тормозного устройства. В результате эксплуатации колодок с неравномерно изношенными накладками снижение тормозного момента составило 3,4 % в зоне приработки и 8,1 % в зоне стабилизации у силовых устройств. Снижение коэффициентов стабильности и колебания тормозного момента составило 4,3 и

16,4 % в зоне приработки; 7,1 и 27,1 % в зоне стабилизации у силовых устройств с неравномерно изношенными накладками.

Для верификации метода разработки были проведены испытания устройств дисково-колодочного тормоза с единой колодкой и полиприжимающими механизмами: с 2, 3, 5 и 6 элементами (Рисунок 20). Средние величины тормозных моментов в зоне стабилизации (после 4-й с) соответствовали расчетным значениям силовых устройств с полиприжимающими механизмами:  $M_{ТЦД2} = 1126,9$  Нм;  $M_{ТЦД3} = 1097,5$  Нм;  $M_{ТЦД5} = 1066,8$  Нм;  $M_{ТЦД6} = 976,6$  Нм. Отклонения от расчетных значений тормозных моментов в положении центра давления, полученных на основании разработанного метода, в среднем составили 1,6 %. Тогда как  $K_{ст}$  и  $K_{кмм}$  силовых устройств с полиприжимающими механизмами увеличены по сравнению с рассчитанными по методу разработки. Отклонение по  $K_{ст}$  в среднем для пяти вариантов силовых устройств составило 22,5 %, а по  $K_{кмм}$  – 22,7 %. Но при увеличенных значениях отклонений коэффициентов тормозного момента результаты эксперимента повторяли тенденцию расчетных данных, а именно, наибольшие значения критериев оценки стабилизации при торможении достигались с помощью двух прижимающих элементов в тормозном устройстве.

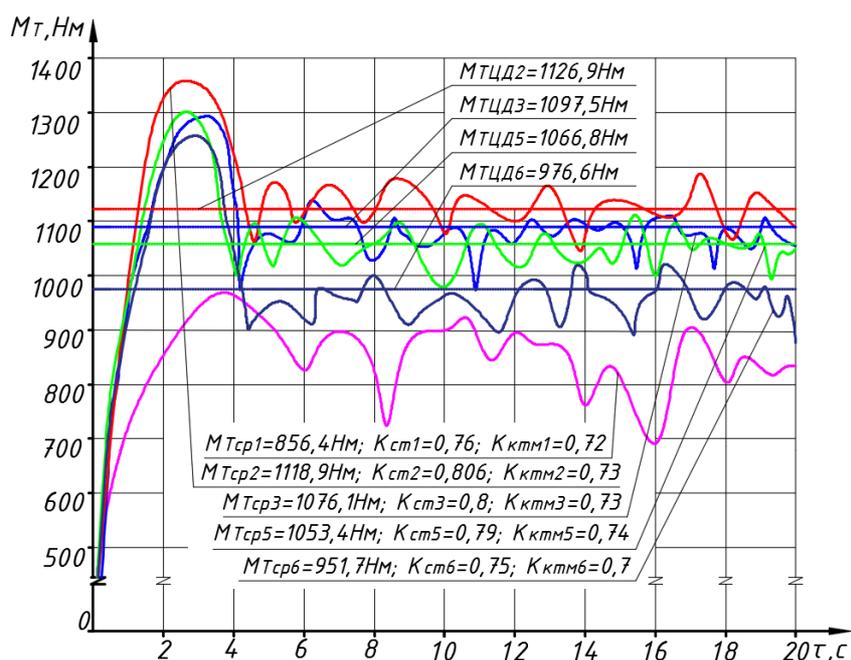


Рисунок 20.

Диаграммы тормозных моментов серийных и предлагаемых силовых устройств дисково-колодочного типа в зависимости от количества прижимающих элементов (с 1, 2, 3, 5 и 6 элементами) во времени

Для проверки разработанного способа обеспечения повышения стабильности силовых факторов тормозных устройств различных типов были проведены экспериментальные испытания устройств дисково-колодочного типа с 3, 5 и 6 сегментными колодками и построены диаграммы  $M_t(\tau)$  (Рисунок 21). Аналогично проводились стендовые испытания устройств барабанно-колодочного

типа с сегментными колодками с различным количеством прижимающих элементов (4, 5 и 6), и были построены диаграммы  $M_T(\tau)$  (Рисунок 22).

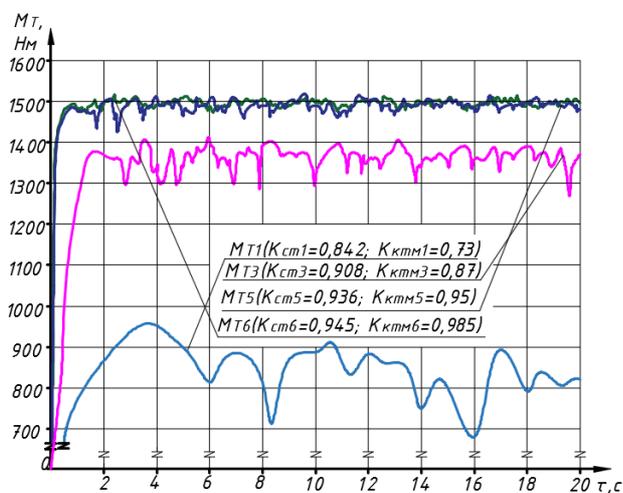


Рисунок 21.

Результаты испытаний устройств дисково-колодочного типа с сегментными колодками в зависимости от количества прижимающих элементов (с 3, 5 и 6) и сравнительная диаграмма  $M_T$  тормозного устройства с единой колодкой

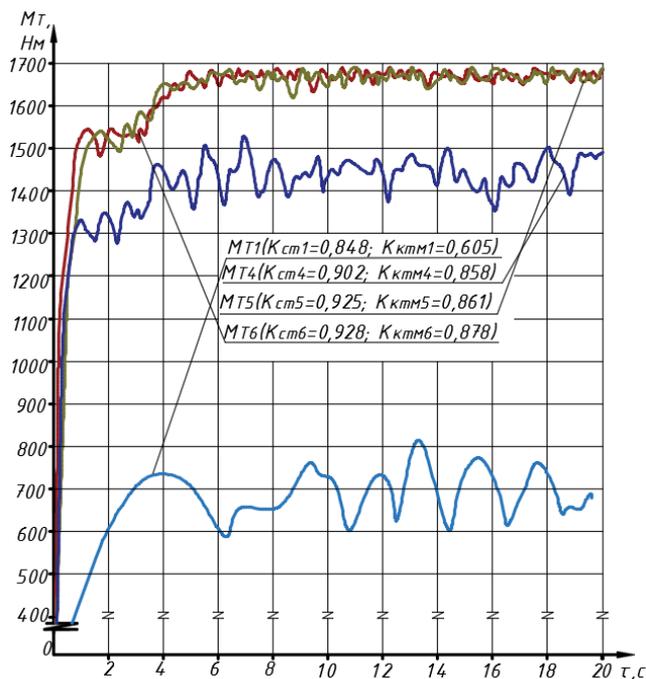


Рисунок 22.

Результаты испытаний устройств барабанно-колодочного типа с сегментными колодками в зависимости от количества прижимающих элементов (с 4, 5 и 6) и сравнительная диаграмма  $M_T$  тормозного устройства с единой колодкой

Полученные результаты стендовых испытаний силовых устройств дисково- и барабанно-колодочного типов с сегментными колодками показали, что наилучшие значения тормозного момента и его параметров стабильности достигаются при эксплуатации прижимающего механизма, оснащенного шестью элементами. Согласно полученным результатам  $K_{cm}$  тормоза дисково-колодочного типа с шестью элементами увеличился в сравнении с устройством с моноприжимающим механизмом на 12,2 %.  $K_{kmm}$  силового устройства дисково-колодочного типа с 6-ю элементами увеличился на 34,9 %. Разница между расчетными и экспериментальными данными  $K_{cm}$  в среднем для трех вариантов силовых устройств составила 5,1 %, а для  $K_{kmm}$  – в среднем 6,7 %. Для тормозного устройства барабанно-колодочного типа с шестью элементами увеличение  $K_{cm}$  составило 9,4 % в сравнении с серийным устройством.  $K_{kmm}$  устройства барабанно-колодочного типа с шестью элементами увеличился в сравнении с серийным устройством на 45,1 %. Разница между расчетными и экспериментальными данными  $K_{cm}$  в среднем для трех вариантов устройств составила 4,9 %, а для  $K_{kmm}$  – 2,1 %.

Для оценки эффективности узла охлаждения диска были проведены сравнительные стендовые испытания вентиляционного аппарата с различной геометрией при разных режимах охлаждения (Рисунок 23).

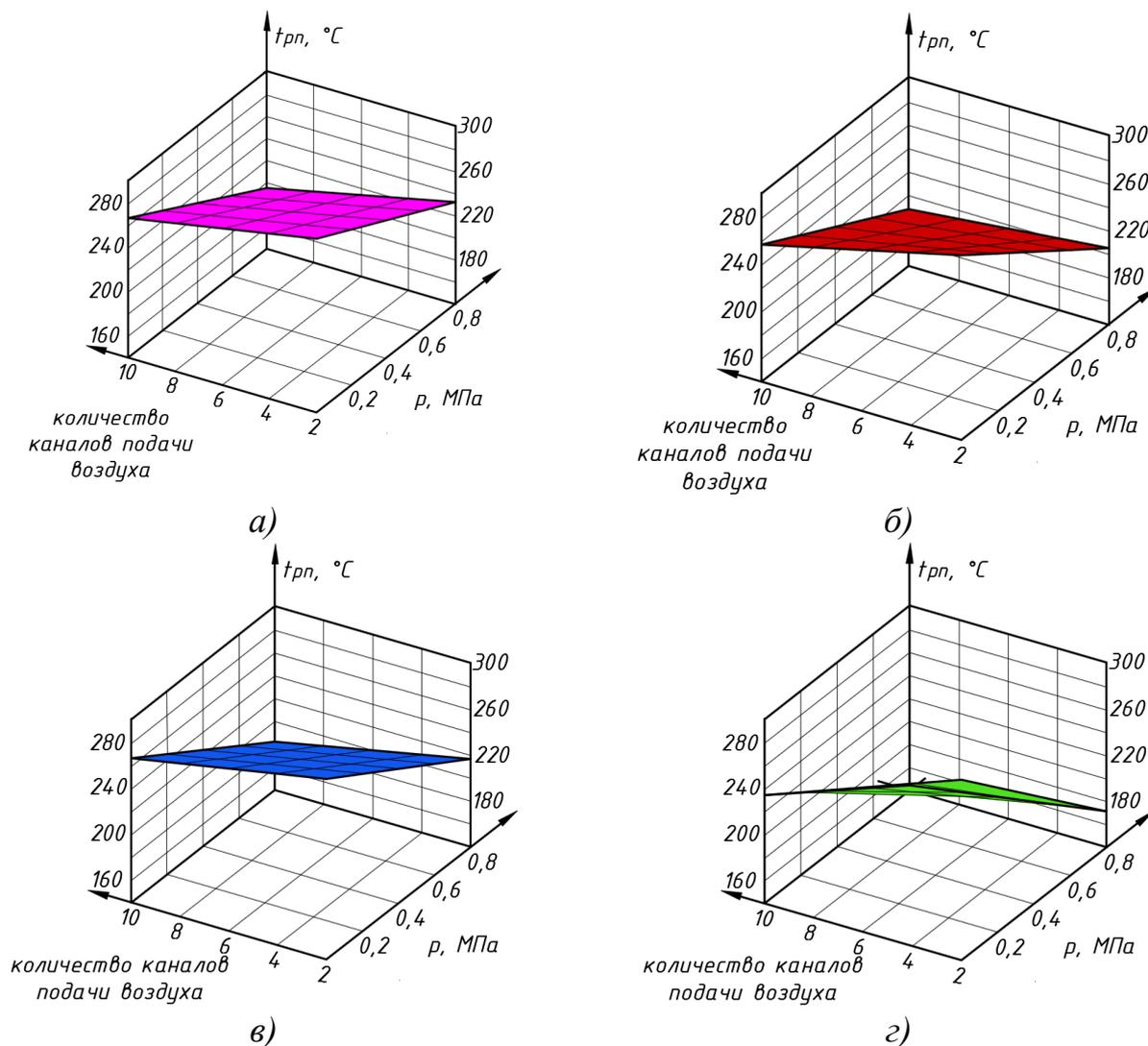


Рисунок 23.

Изменение температур рабочих поверхностей от количества каналов и давления воздухоподачи в вентиляционных аппаратах с различной геометрией:

- а* – с радиальными каналами; *б* – с криволинейными каналами;
- в* – с призматическими сегментами; *г* – с сегментами «лапка кенгуру»

Помимо геометрии узла охлаждения в качестве критериев влияния на снижение температуры рабочих поверхностей диска были выбраны количество каналов и давление воздухоподачи в узел охлаждения. В ходе стендовых испытаний наибольшая интенсивность снижения температуры на рабочих поверхностях диска наблюдалась у аппарата с сегментами «лапка кенгуру». Снижение температуры на рабочих поверхностях диска с аппаратом в форме сегментов «лапка кенгуру» составило 24,8 % в сравнении с диском с аппаратом в форме радиальных каналов.

После проведения стендовых испытаний выполнялись натурные исследования на базе раллийного автомобиля. Результаты изменения температур рабочих поверхностей дисков с различной геометрией аппаратов представлены на Рисунке 24–25.

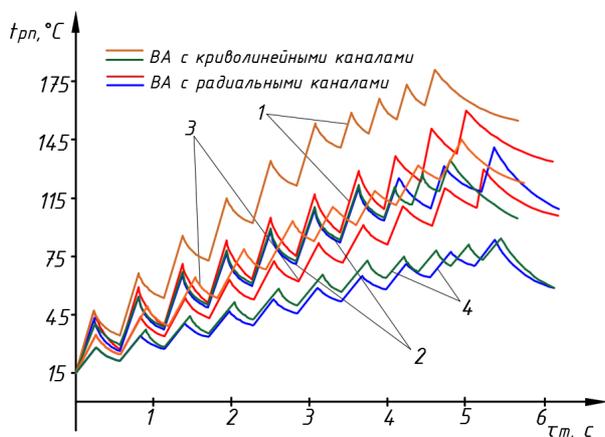


Рисунок 24.

Изменение  $t_{pn}$  с узлами охлаждения в форме радиальных и криволинейных каналов в зависимости от  $\tau_m$ : температура при вынужденном (1, 3) и принудительном (2, 4) охлаждении от I и II датчиков

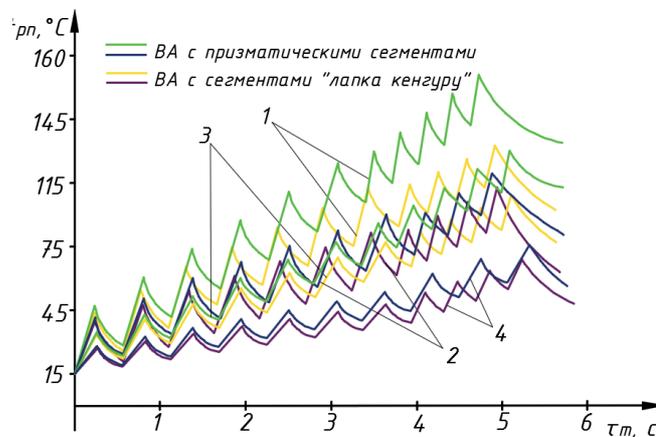


Рисунок 25.

Изменение  $t_{pn}$  с узлами охлаждения в виде призматических сегментов и сегментов «лапка кенгуру» в зависимости от  $\tau_m$ : температура при вынужденном (1, 3) и принудительном (2, 4) охлаждении от I и II датчиков

Полученные результаты позволили говорить, что диски с орбренным аппаратом в виде криволинейных каналов отводят генерируемое тепло на рабочих поверхностях лучше, нежели аппарат с радиальными каналами, при любом режиме охлаждения. Снижение  $t_{pn}$  диска с узлом охлаждения в виде призматических сегментов происходило менее интенсивно, чем у аппарата с сегментами «лапка кенгуру». При вынужденном и принудительном режимах охлаждения снижение температуры на рабочей поверхности тормозного диска достигало 17,5 и 19,7 % относительно тормозного диска с узлом охлаждения в виде орбренных радиальных каналов.

В качестве параметров эффективности тормозных узлов проводились измерения линейного износа накладок с однопоршневым и шестипоршневым суппортами. На Рисунке 26 представлены расположение замеров и результаты линейного износа для левых и правых колодок в зависимости от точек замеров.

Наибольшее изменение между внешним и внутренним кольцами замеров приходилось на центр накладки и составило 1,6 мм. Это объяснимо тем, что ПЦД приходится на центр колодки в тангенциальном направлении и смещено ближе к сбегавшей части. На правой колодке изменение линейного износа между внешним и внутренним кольцами накладки равно 1,3 мм. При анализе линейного износа накладок устройства с шестипоршневым суппортом между внешним и внутренним кольцами левой колодки его изменение в среднем составило 0,2

мм. Для правой колодки изменение линейного износа между внешним и внутренним кольцами замеров в среднем составило 0,15 мм.

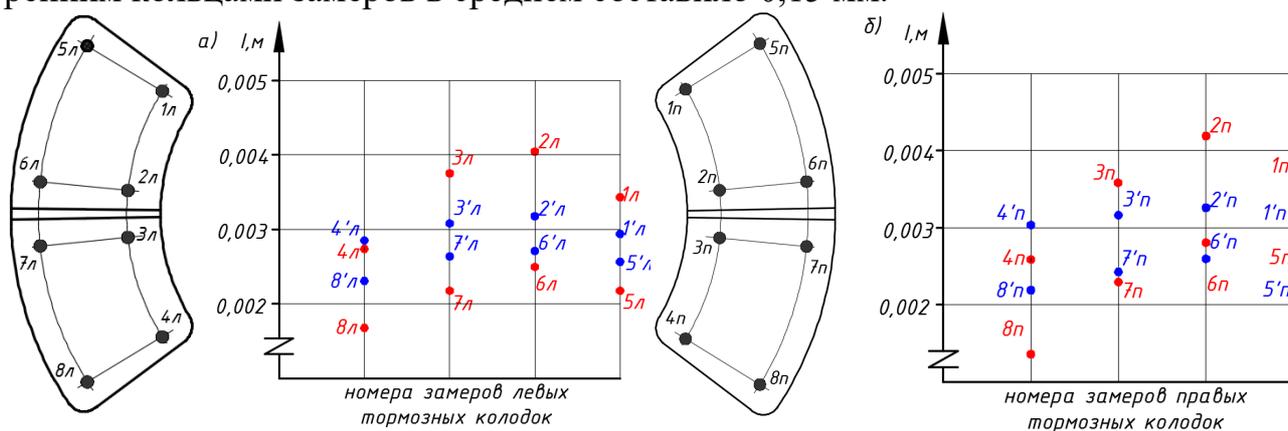


Рисунок 26.

Результаты измерения линейного износа для левой (а) и правой (б) колодок:  
 1л, 2л, 3л, 4л, 5л, 6л, 7л, 8л – линейный износ для 1-го суппорта левой накладки;  
 1'л, 2'л, 3'л, 4'л, 5'л, 6'л, 7'л, 8'л – линейный износ для 6-го суппорта левой  
 накладки; 1п, 2п, 3п, 4п, 5п, 6п, 7п, 8п – линейный износ для 1-го суппорта правой  
 накладки; 1'п, 2'п, 3'п, 4'п, 5'п, 6'п, 7'п, 8'п – линейный износ для 6-го суппорта  
 правой накладки

Использование при эксплуатации тормозного устройства с шестипоршневым суппортом позволило снизить изменение линейного износа накладки в радиальном направлении на 58,6 % и в тангенциальном направлении на 68,4 %. Параметр износа является следствием неравномерности тормозного момента по площади накладки.

## ОБЩИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

### Результаты:

1. Разработаны математические модели нестационарных процессов для дисково-, барабанно- и колодочных фрикционных тормозных устройств с различными прижимающими механизмами для определения зависимостей угловых и поперечных перемещений тормозных колодок в процессе торможения на основе взаимосвязи инерционных характеристик, жесткостных и демпфирующих параметров элементов силовых устройств.

2. Предложен метод определения положения центра давления в системе «тормозная колодка – прижимающий элемент – тормозной диск» и паре «фрикционная накладка – тормозной диск» с учетом конструктивных параметров (количество, площадь и расположение прижимающих элементов, количество и площади сегментов фрикционной накладки).

3. Определены зоны неравномерного распределения нормальных и тангенциальных сил по длине набегающего и сбегającego сегментов фрикционных накладок в системах «тормозная колодка – тормозной барабан» и «тормозная колодка – колесо».

4. Разработаны методы определения температуры в конечной фазе торможения и распределения температурных полей по толщине и площади рабо-

чих поверхностей тормозного элемента с учетом соотношения внутреннего и внешнего термических сопротивлений.

5. На основе уравнений аэродинамики разработаны модели определения коэффициентов аэродинамического сопротивления ребер и сегментов вентиляционного аппарата тормозного диска с учетом влияния направления и скорости воздушного потока.

6. Разработаны модели процесса теплопереноса «вентилируемый тормозной диск – внешняя среда» и «тормозной барабан – внешняя среда», представляющие многослойные объекты, учитывающие влияние пограничного слоя воздушного потока, обтекающего поверхности тормозного устройства.

7. На основе алгоритмов расчетов распределенных силовых факторов по площади рабочих поверхностей и структурно-параметрического синтеза предложены методы разработки фрикционных тормозных устройств различных типов, позволяющие исходя из количества и размеров прижимающих элементов оценивать эффективность тормозных устройств с помощью критериев стабильности и изменять структуру и режимы узла охлаждения в зависимости от параметра энергоемкости.

8. На основе использования взаимосвязей перемещений тормозных колодок и тормозного момента предложен способ обеспечения стабильности силовых факторов тормозных устройств дисково- и барабанно-колодочного типов с различным количеством прижимающих элементов и сегментов тормозных колодок.

#### **Выводы:**

9. Для апробации созданного метода разработки тормозных устройств дисково-колодочного типа были проведены стендовые испытания силовых устройств с различным количеством прижимающих элементов механизмами (с 1, 3, 5 и 6 прижимающими элементами), в результате был доказан рост значений тормозного момента и показателей стабильности у силовых устройств с двумя прижимающими элементами относительно тормоза с моноприжимающим механизмом:

– среднее значение тормозного момента в зоне стабилизации больше на 30,6 %;

– коэффициенты стабильности и колебания тормозного момента увеличились на 6 и 1,4 % соответственно;

– разница между экспериментально полученными и расчетными значениями тормозных моментов составила в среднем 1,6 %.

10. Для апробации разработанного способа обеспечения стабильности силовых факторов были проведены стендовые испытания тормозных устройств различных типов с разным количеством сегментных тормозных колодок, в результате доказан рост показателей стабильности у силовых устройств различных типов с шестью прижимающими элементами относительно тормозов различных типов с моноприжимающим механизмом и едиными колодками:

- для дисково-колодочного типа:

– коэффициенты стабильности и колебания тормозного момента увеличились на 12,2 и 34,9 % соответственно;

– разница между расчетными и экспериментальными данными коэффициентов стабильности и колебания тормозного момента в среднем для трех вариантов силовых устройств составила в среднем 5,1 и 6,7 % соответственно;

- для барабанно-колодочного типа:

– коэффициенты стабильности и колебания тормозного момента увеличились на 9,4 и 45,1 % соответственно;

– разница между расчетными и экспериментальными данными коэффициентов стабильности и колебания тормозного момента в среднем для трех вариантов силовых устройств составила в среднем 4,9 и 2,1 % соответственно.

11. Результаты проведенных стендовых испытаний взаимосвязи значений поперечных перемещений колодок и величин развиваемых тормозных моментов при длительном режиме торможения для силовых устройств различных типов с неравномерно изношенными фрикционными накладками доказали снижение значений тормозного момента и показателей стабильности относительно тормозных устройств с равномерно изношенными накладками:

- для дисково-колодочного типа с неравномерно изношенными накладками (перепад по засверловкам 3,2 мм):

– тормозной момент меньше на 3,4 % в зоне приработки и на 8,1 % в зоне стабилизации;

– коэффициент стабильности тормозного момента меньше на 4,3 % в зоне приработки и на 7,1 % в зоне стабилизации;

– коэффициент колебания тормозного момента меньше на 16,4 % в зоне приработки и на 27,1% в зоне стабилизации;

- для барабанно-колодочного типа с неравномерно изношенными накладками (перепад по засверловкам 4,5 мм):

– тормозной момент меньше на 26,6 % в зоне приработки и на 2,4 % в зоне стабилизации;

– коэффициент стабильности тормозного момента меньше на 29,3 % в зоне приработки;

– коэффициент колебания тормозного момента меньше на 0,35 % в зоне приработки и на 5,6 % в зоне стабилизации.

12. Проведенные стендовые испытания тормозных устройств дисково-колодочного типа с различной геометрией вентиляционного аппарата позволили установить следующий факт: наименьшее значение температуры рабочих поверхностей наблюдалось у тормозного диска с вентиляционным аппаратом с сегментами «лапка кенгуру» относительно узлов охлаждения с другой геометрией:

– с увеличением давления на входе в вентиляционный аппарат на 0,7 МПа температура снизилась в среднем на 32,4 %;

– с увеличением каналов подачи воздушного потока в 5 раз температура снизилась в среднем на 13,2 %;

– с увеличением угла атаки воздушного потока на 15 град. температура снизилась в среднем на 20,4 %.

13. В результате натурных испытаний дисково-колодочных тормозов с различной геометрией вентиляционных аппаратов было достигнуто снижение температур на рабочих поверхностях с сегментарным узлом охлаждения в фор-

ме «лапка кенгуру» относительно узла охлаждения в форме радиальных каналов на 17,5 и 19,7 % при вынужденном и принудительном режимах охлаждения соответственно.

14. Использование при натуральных испытаниях тормозного устройства дисково-колодочного типа с шестипоршневым суппортом доказало снижение линейного износа накладок в радиальном направлении на 58,6 % и в тангенциальном направлении на 68,4 % относительно силового устройства с однопоршневым суппортом.

Содержание диссертации опубликовано в 78 печатных работах (приведенных в списке литературных источников в диссертации), основными из них являются:

*Статьи в изданиях, индексируемых в международных базах Scopus и Web of Science:*

1. Method for calculating the criteria of the boundary layer of the air flow washing the working surfaces of the disc-shoe brake mechanism/ A. Litvinov, I. Yaitskov, **P. Polyakov** [et al.] // Lecture Notes in Networks and Systems. 2023. Vol. 509. P.703–712. (0,63 п.л. / 0,24 п.л.).

2. Influence of Forced Cooling Criteria on the Pressure Distribution Inside the Curved Ventilation Ducts of the Brake Disc / **P. Polyakov**, A. Litvinov, R. Tagiev [et al.] // Lecture Notes in Civil Engineering. 2022. No. 180. P. 47–60. (0,88 п.л. / 0,29 п.л.).

3. Parametric analysis of the boundary layer of the air flow of the ventilation duct of the brake disc / A. Litvinov, I. Yaitskov, **P. Polyakov** [et al.] // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2022. P. 493–504. (0,75 п.л. / 0,25 п.л.).

4. Reduction and equalization of thermal loading of contact pairs of the friction unit / **P. A. Polyakov**, A. E. Litvinov, E. A. Polyakova [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2021. 7 p. (0,44 п.л. / 0,15 п.л.).

5. Energy balance of the airflow boundary layer in the brake disc ventilation / I. A. Yaitskov, A. E. Litvinov, **P. A. Polyakov** [et al.] // Journal of Physics: Conference Series: Intelligent Information Technology and Mathematical Modeling 2021 (ИТММ 2021). 2021. 9 p. (0,56 п.л. / 0,11 п.л.).

6. Design of surface profile of pairs of friction unit / **P. A. Polyakov**, A. E. Litvinov, E. A. Polyakova [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. 6 p. (0,38 п.л. / 0,14 п.л.).

*Статьи в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК:*

7. **Поляков, П. А.** Методика проектирования силовых устройств дисково-колодочного типа на основе структурно-параметрического синтеза // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2023. № 1. С. 32–43. (1,5п.л./1,5п.л.).

8. Яицков, И. А., **Поляков П. А.** Определение положение центра давления в паре «фрикционная накладка – тормозной диск» // Известия Тульского

государственного университета. Технические науки 2023. №3 С. 200–208. (1,13п.л./1,03п.л.).

9. **Поляков, П. А.** Амплитудно-частотные характеристики колебаний прижимающего механизма тормозного устройства подвижного состава с учетом соотношения частот // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2023. № 1. С. 22–31. (1,25 п.л./1,25 п.л.).

10. **Яицков, И. А., Поляков, П. А.** Влияние продольной динамики пассажирского вагона на его тормозные свойства // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2022. № 4(88). С. 75–88. (1,75 п.л. / 1,7 п.л.).

11. **Поляков, П. А.** Определение положения центра давления в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2022. № 16. С. 62–69. (1,0п.л./1,0п.л.).

12. **Поляков, П. А.** Влияние конструкции прижимающих механизмов тормоза дисково-колодочного типа на колебания, возникающее в контакте фрикционного узла // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2022. № 5. С. 408–420. (0,81 п.л./0,81 п.л.).

13. **Поляков, П. А.** Методика проектирования тормозного механизма барабанно-колодочного типа // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2022. № 8. С. 334–342. (1,13п.л./1,13п.л.).

14. **Яицков, И. А., Поляков П. А.** Влияние жесткости элементов тормозных колодок на динамические нагрузки при торможении // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2022. № 1(85). С. 36–45. (1,25 п.л./0,66 п.л.).

15. **Поляков П. А.** Создание интеллектуальной системы принудительного охлаждения тормозных механизмов дисково-колодочного типа автомобильного транспорта // Мир транспорта и технологических машин. 2022. № 3-4(78). С. 16–26. (0,69 п.л./ 0,69 п.л.).

16. **Поляков, П. А.** Исследование сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска с определением взаимосвязи аэродинамических и теплообменных характеристик воздушного потока // iPolytech Journal. 2021. Т. 25, № 6(161). С. 720–732 (1,63 п.л./1,63 п.л.).

17. **Поляков, П. А.** Распределение температуры по рабочим поверхностям тормозного диска // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 3(83). С. 26–36. (1,38 п.л./1,38 п.л.).

18. **Поляков, П. А.** Распределение температурного поля по толщине тормозного диска // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021. Т. 22, № 11. С. 506–512. (0,88 п.л./0,88 п.л.).

19. Определение влияния геометрии вентиляционного аппарата на инерцию тормозного диска / А. Е. Литвинов, **П. А. Поляков**, Е. С. Федотов [и др.] // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24. № 3. С. 19–30. (1,5 п.л. / 0,5 п.л.).

20. Разработка модели распределения давления в вентиляционных каналах тормозного диска при принудительном охлаждении / А. Е. Литвинов,

**П. А. Поляков**, Р. С. Тагиев [и др.] // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24. № 1. С. 19–30. (1,6 п.л. / 0,54 п.л.)

20. Разработка тепловой модели тормозного диска фрикционного узла / **П. А. Поляков**, Р. С. Тагиев, Е. С. Федотов [и др.] // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2020. Т. 24, № 1 (150). С. 64–76. (1,6 п.л./0,75 п.л.).

21. **Поляков, П. А.**, Федотов Е. С., Полякова Е. А. Метод проектирования современных тормозных механизмов с сервоусилением // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017. Т. 21, № 7(126). С. 39–50. (1,5 п.л./0,75 п.л.).

22. **Поляков, П. А.** Аналитический метод определения средних температур рабочих поверхностей обода тормозного барабана // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2012. № 4(159). С. 173–177. (0,63 п.л./0,63 п.л.).

*Монографии:*

23. **Поляков, П. А.** Поляков П. А. Направления развития тормозных механизмов дисково-колодочного типа : монография. Ростов-на-Дону : РГУПС, 2021. 118 с. (7,37п.л./7,37п.л.)

24. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении. Том 1 : монография / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, **П. А. Поляков** [и др.]. Баку : Apostof-A, 2020. 376 с. (23,5 п.л./7,88 п.л.)

*Статьи в других изданиях:*

25. Метод определения температуры в контакте пар трения / И. А. Яицков, **П. А. Поляков**, Н. А. Задаянчук [и др.] // Механика, оборудование, материалы и технологии: Электронный сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции. Краснодар 2022. С. 200–206 (0,44 п.л./0,13 п.л.).

26. Перспективы и направления развития тормозных механизмов транспортных средств / И. А. Яицков, **П. А. Поляков**, Н. А. Задаянчук [и др.] // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. 2022. № 3(78). С. 75–82 (0,5 п.л./0,24 п.л.).

27. Федотов Е. С., **Поляков П. А.**, Стародуб М. В. Аналитический подход к выбору метода теплового расчета дисково-колодочных тормозных механизмов // Сурский вестник. 2021. № 2(14). С. 69-74. (0,38 п.л./0,15 п.л.)

28. Встроенная система принудительной подачи воздуха / **П. А. Поляков**, Е. А. Полякова, Н. А. Задаянчук [и др.] // Транспорт. Экономика. Социальная сфера (Актуальные проблемы и их решения) : сборник статей VIII Международной научно-практической конференции. Пенза. 2021. С. 95–100 (0,38 п.л./0,18 п.л.).

29. Поляков П. А. Влияние угла атаки воздушного потока на теплоотдачу от поверхностей вентиляционного аппарата // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2021. № 12. С. 49–54. (0,31 п.л./0,05 п.л.).