

Моделирование распределения тепловых полей на поверхностях трения композиционных тормозных накладок дисковых тормозов железнодорожного подвижного состава

С.В. Трескин✉, Д.О. Емельянов, П.Ю. Иванов, Е.Ю. Дульский

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉sergei.tresckin@yandex.ru

Резюме

В статье рассматривается важная роль скоростного и высокоскоростного подвижного состава в железнодорожном транспорте Российской Федерации. Для обеспечения необходимого уровня безопасности движения требуются тормозные системы с высокими характеристиками. К подобным тормозным системам относятся дисковые тормоза. Одним из решений, обеспечивающих нужные технические характеристики дисковых тормозов, является проведение компьютерного моделирования работы выбранного типа тормозного оборудования, в частности моделирования тепловых процессов, возникающих в ходе торможения. Указано, что дисковые тормоза больше всего подходят для скоростного и высокоскоростного подвижного состава, так как они обладают значительными техническими достоинствами. Выявлен основной недостаток стандартных колодочных тормозов локомотивов и вагонов. Отмечено, что следует учитывать температуру нагрева элементов трения в конструкции тормозов подвижного состава, так как от данного фактора зависит величина коэффициента трения и, следовательно, эффективность торможения. Рассмотрена конструкция и назначение важнейших элементов и узлов дисковых тормозов на примере электропоезда ЭС1 «Ласточка». Смоделированы в системе автоматизированного проектирования «Компас-3D» композиционные тормозные накладки с различной степенью износа для проведения дальнейшего исследования. Произведен расчет изменения коэффициента трения и тормозной силы в процессе торможения подвижного состава, оснащенного дисковыми тормозами. Согласно теории пропорциональности механической и тепловой мощности, выделяемой в ходе трения тормозных накладок о диск, определена плотность теплового потока. Установлены коэффициенты теплового потока как для тормозного диска, так и для тормозных накладок. Описан процесс конечно-элементного анализа в среде MSC Patran/Marc. Приведены результаты моделирования с иллюстрацией распределения тепловых полей на поверхностях трения тормозных накладок с различной степенью и формой износа. Сделаны выводы о влиянии износов на максимальную температуру нагрева тормозных накладок.

Ключевые слова

подвижной состав, дисковые тормоза, тормозной диск, тормозные накладки, коэффициент трения, плотность теплового потока, конечно-элементный анализ, тепловое поле

Для цитирования

Моделирование распределения тепловых полей на поверхностях трения композиционных тормозных накладок дисковых тормозов железнодорожного подвижного состава / С.В. Трескин, Д.О. Емельянов, П.Ю. Иванов, Е.Ю. Дульский // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2023. № 4 (80). С. 134–147. DOI 10.26731/1813-9108.2023.4(80).134-147.

Информация о статье

поступила в редакцию: 08.12.2023 г.; поступила после рецензирования: 22.12.2023 г.; принята к публикации: 25.12.2023 г.

Благодарность

Работа выполнена в рамках государственного задания по государственной работе «Адаптивная система автоматического управления с повышенной эффективностью тормозами пассажирских и высокоскоростных поездов» № 121050600026-9 от 06.05.2021.

Modeling of thermal fields distribution on the friction surfaces of composite brake linings of railway rolling stock disk brakes

S.V. Treskin✉, D.O. Emel'yanov, P.Yu. Ivanov, E.Yu. Dul'skii

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

✉sergei.tresckin@yandex.ru

Abstract

The article discusses the important role of express and high-speed rolling stock in the railway transport of the Russian Federation. High performance braking systems are required to ensure the needed level of traffic safety. Disc brakes belong to such braking

devices. One of the solutions providing the necessary technical characteristics of disc brakes is to conduct computer simulation of the operation of the selected type of braking equipment, in particular, modeling thermal processes during braking. It is indicated that disc brakes are among the most suitable for express and high-speed rolling stock, as they have significant technical advantages. The main drawback of standard brake pads for locomotives and wagons has been identified. The necessity is noted to take into account the heating temperature of the friction elements in the design of the brakes of rolling stock, since the value of the friction coefficient depends on this factor, and thus the braking efficiency. The design and purpose of the main elements and components of disc brakes are considered on the example of the electric train ES1 «Swallow». Composite brake linings with varying degrees of wear have been modeled in the KOMPAS-3D CAD for further research. The calculation of the change in the friction coefficient and braking force during braking of rolling stock equipped with disc brakes is carried out. According to the theory of proportionality of the mechanical and thermal power released during friction of the brake linings on the disc, the heat flux density is determined. The heat flux coefficients for both the brake disc and the brake linings are determined. The process of finite element analysis in the MSC Patran/Marc environment is described. The simulation results are presented with an illustration of the distribution of thermal fields on the friction surfaces of brake linings with different degrees and forms of wear. Conclusions are drawn about the effect of wear on the maximum heating temperature of the brake linings.

Keywords

rolling stock, disc brakes, brake disc, brake linings, coefficient of friction, heat flux density, finite element analysis, thermal field

For citation

Treskin S.V., Emel'yanov D.O., Ivanov P.Yu., Dul'skii E.Yu. Modelirovanie raspredeleniya teplovykh polei na poverkhnostyakh treniya kompozitsionnykh tormoznykh nakladok diskovykh tormozov zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Modeling of thermal fields distribution on the friction surfaces of composite brake linings of railway rolling stock disk brakes]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2023, no. 4(80), pp. 134–147. DOI: 10.26731/1813-9108.2023.4(80).134-147.

Article Info

Received: December 8, 2023; Revised: December 22, 2023; Accepted: December 25, 2023.

Acknowledgement

The work was carried out within the framework of the state task for the state work «Adaptive automatic control system with increased efficiency of passenger and high-speed train brakes» No. 121050600026-9 dated 6 May, 2021.

Введение

На сегодняшний день в Российской Федерации идет активное развитие железнодорожного транспорта: расширяется сеть железных дорог, повышается грузоподъемность подвижного состава, внедряются в производство и эксплуатацию новые типы тягового и нетягового подвижного состава. Но наиболее технически сложными являются проекты по развитию скоростного и высокоскоростного железнодорожного движения. Однако социально-экономический эффект от реализации данных проектов позволит полностью компенсировать затраченные ресурсы [1–5].

В России скоростным считается движение подвижного состава со скоростью 161–200 км/ч, высокоскоростным – движение со скоростью свыше 200 км/ч.

Парк высокоскоростного железнодорожного подвижного состава в России представлен лишь электропоездом ЭВС «Сапсан», который является лицензированной копией немецкого поезда «Velaro». Более широко представлен скоростной подвижной состав. Активно производятся и эксплуатируются та-

кие скоростные электропоезда, как ЭС1 / ЭС1П / ЭС2Г / ЭС2ГП «Ласточка» (рис. 1), ЭГ2Тв и ЭГЭ2Тв «Иволга» и т.д.



Рис. 1. Электропоезд ЭС2Г «Ласточка»
Fig. 1. Electric train ES2G «Swallow»

Значительной проблемой при проектировании и эксплуатации указанных типов подвижного состава является обеспечение необходимого уровня безопасности движения. Например, требуются тормозные средства с высокой эффективностью. Среди известных типов тормозов для скоростного и высокоско-

ростного подвижного состава наиболее подходят дисковые тормоза [6]. Однако высокие технические характеристики тормозных средств нужно закладывать на этапе их проектирования. В ходе процесса проектирования тормозных средств подвижного состава необходимо использовать компьютерное моделирование работы указанных средств.

Целью данной статьи является исследование тепловых процессов, происходящих при нагреве тормозной накладки в процессе торможения, путем проведения конечно-элементного анализа. Данный вид компьютерного моделирования позволит получить результат в виде распределения тепловых полей на поверхностях трения фрикционных элементов. Проведение подобных исследований необходимо, так как известно, что температура нагрева фрикционных элементов тормозных систем подвижного состава влияет на величину коэффициента трения и, следовательно, на эффективность торможения [7].

Преимущества и недостатки дисковых тормозов

Конструктивной особенностью многих типов скоростного и высокоскоростного подвижного состава стало активное применение дисковых тормозов, имеющих определенные технические преимущества перед колодочными, которые являются стандартными для грузовых и пассажирских локомотивов и вагонов, обращающихся со скоростями до 140 км/ч. У стандартных колодочных тормозов есть недостаток, заключающийся в том, что при высоких начальных скоростях торможения на поверхность катания колеса воздействует большая термическая нагрузка, которая ведет к появлению на ней различных трещин и повреждений [8–11].

Основные преимущества дисковых тормозов:

1. При подборе рациональной пары трения возможно реализовать значительный по величине момент трения.
2. Применение дисковых тормозов позволяет исключить участие поверхности катания колеса в качестве поверхности трения во время срабатывания тормозов.
3. Реализуется более эффективное рассеяние тепловой энергии, выделяемой в ходе

торможения.

4. Тормозная рычажная передача обладает меньшей массой в сравнении с колодной.

Однако дисковые тормоза не лишены недостатков, к которым можно отнести:

- повышение массы колесных пар;
- высокая стоимость оборудования;
- сложность обслуживания и ремонта элементов и узлов дисковых тормозов;
- пониженный коэффициент сцепления, вызванный невозможностью очистки поверхности катания колеса от загрязнений.

В целом применение дисковых тормозов в конструкции скоростного и высокоскоростного подвижного состава является технически обоснованным решением.

Конструкция дисковых тормозов

Применяемые конструкции дисковых тормозов на скоростном и высокоскоростном подвижном составе во многом сходны и включают следующие основные элементы:

1. Два или три (в некоторых случаях четыре) напрессованных на ось тормозных дисков. В некоторых случаях тормозной диск может быть установлен в колесо тележки подвижного состава. Указанные элементы могут быть выполнены в виде сплошных или сборных чугунных или алюминиевых дисков.

2. Тормозные накладки, выполненные из металлокерамики или композиционных материалов.

3. Клещевые механизмы и тормозные цилиндры, предназначенные для осуществления процесса торможения.

Различают две схемы конструктивного исполнения дисковых тормозов: для моторных и немоторных вагонов. У тележек моторного вагона дисковые тормоза располагаются на колесах из-за невозможности разместить тормозной диск на оси по причине расположения в этих местах тяговых электродвигателей. На рис. 2 и 3 приведены схемы расположения элементов дисковых тормозов на моторных и немоторных вагонах скоростного электропоезда ЭС1 «Ласточка».

Клещевые механизмы (тормозные блоки) для электропоезда ЭС1 «Ласточка» и их устройство приведены на рис. 4 и 5.

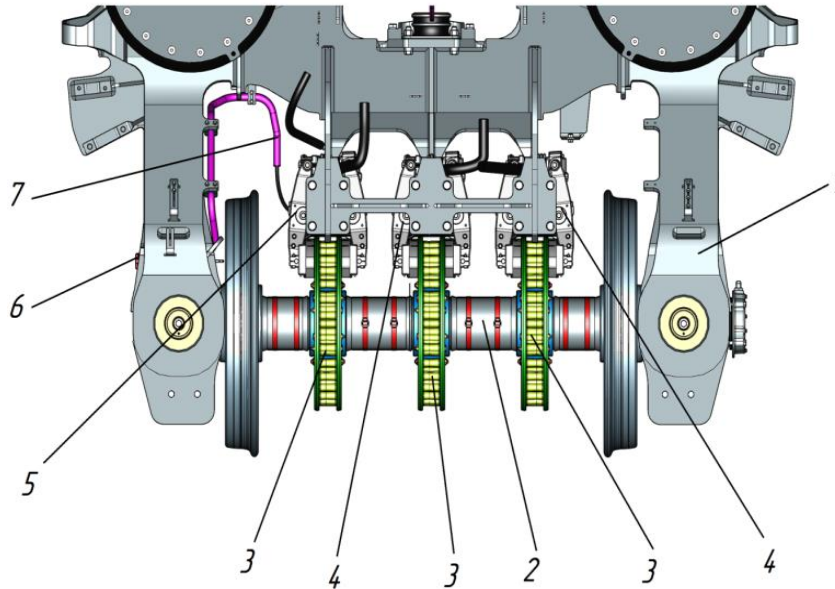


Рис. 2. Дисковые тормоза тележки немоторного вагона электропоезда ЭС1 «Ласточка»:
 1 – рама тележки немоторного вагона; 2 – колесная пара; 3 – тормозные диски; 4 – тормозной блок 780.00.00.000-01; 5 – тормозной блок 780.00.00.000; 6 – рукоятка троса управления; 7 – трос управления

Fig. 2. Disc brakes of the non-motor wagon bogie of the electric train ES1 «Swallow»:
 1 – bogie frame of a non-motor wagon; 2 – wheelset; 3 – brake discs; 4 – brake block 780.00.00.000-01;
 5 – brake block 780.00.00.000; 6 – control cable handle; 7 – control cable

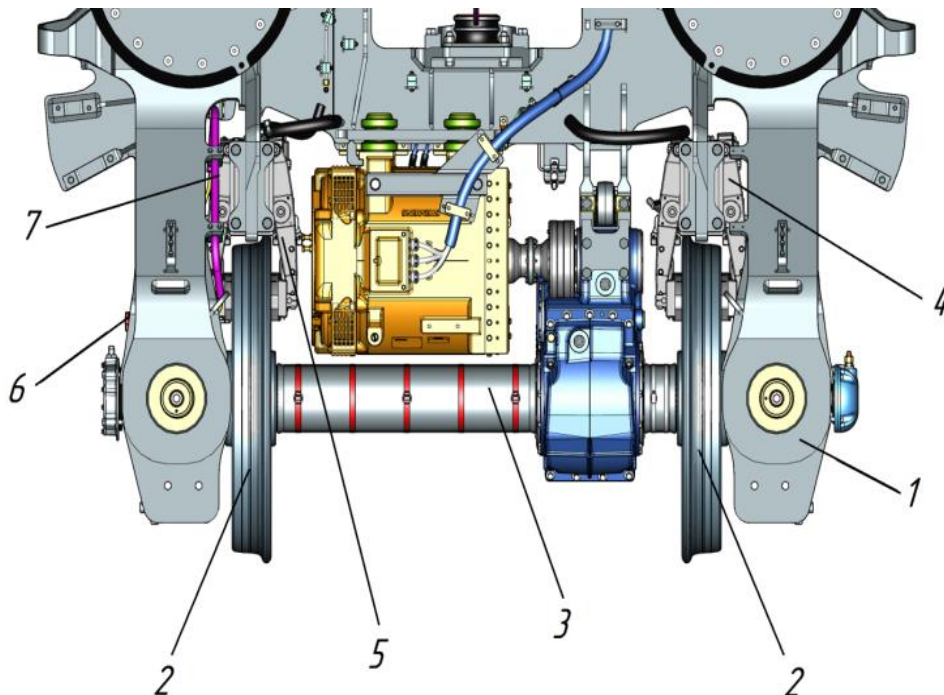


Рис. 3. Дисковые тормоза тележки моторного вагона электропоезда ЭС1 «Ласточка»:
 1 – рама тележки моторного вагона; 2 – колесо с установленными тормозными дисками;
 3 – ось колесной пары; 4 – тормозной блок 780.00.00.000-06; 5 – тормозной блок 780.00.00.000-05;
 6 – рукоятка троса управления; 7 – трос управления

Fig. 3. Disc brakes of the motor wagon bogie of the electric train ES1 «Swallow»:
 1 – motor car bogie frame; 2 – wheel with installed brake discs; 3 – wheel set axle; 4 – brake block 780.00.00.000-06;
 5 – brake block 780.00.00.000-05; 6 – control cable handle; 7 – control cable

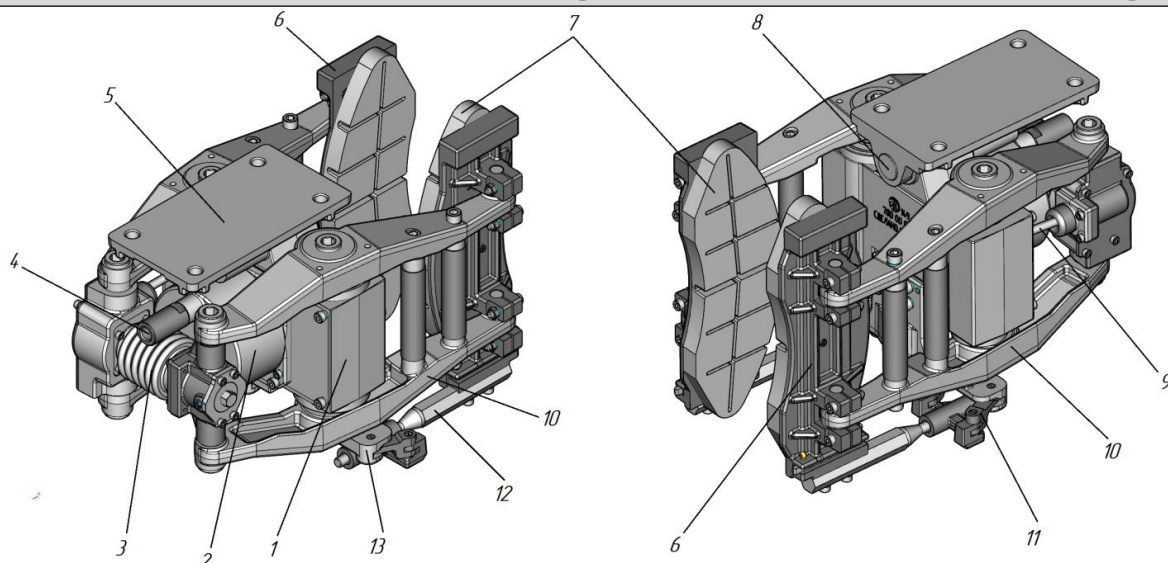


Рис. 4. Клещевой механизм беспружинного стояночного тормоза 780.00.00.000-01:

1 – корпус; 2 – цилиндр автоматического тормоза; 3 – автоматический регулятор; 4 – штуцер подачи сжатого воздуха; 5 – подвес крепления; 6 – башмаки тормозных накладок; 7 – тормозные накладки; 8 – ось подвеса; 9 – нажимная штанга; 10 – n-образный рычаг клещевого механизма; 11 – рычаг; 12 – тяга; 13 – кронштейн корпуса

Fig. 4. Claw mechanism of springless parking brake 780.00.00.000-01:

1 – case; 2 – automatic brake cylinder; 3 – automatic regulator; 4 – compressed air supply fitting; 5 – mounting suspension; 6 – brake lining shoes; 7 – brake linings; 8 – suspension axis; 9 – pressure rod; 10 – n-shaped lever of the pincer mechanism; 11 – lever; 12 – traction; 13 – bracket of case

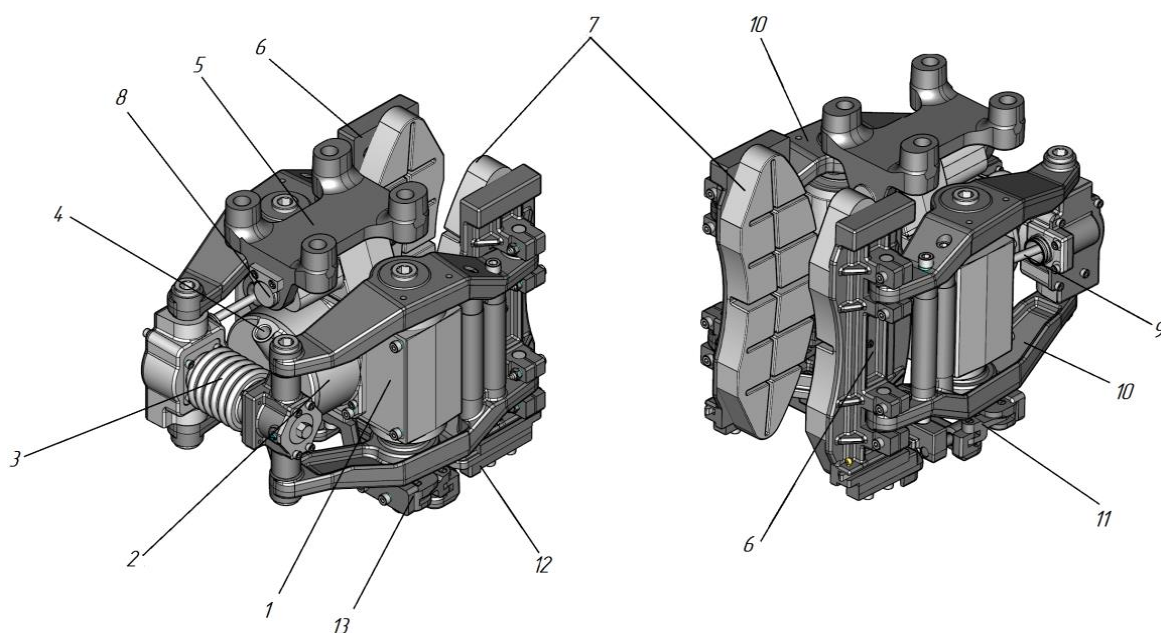


Рис. 5. Клещевой механизм беспружинного стояночного тормоза 780.00.00.000-06:

1 – корпус; 2 – цилиндр автоматического тормоза; 3 – автоматический регулятор; 4 – штуцер подачи сжатого воздуха; 5 – подвес крепления; 6 – башмаки тормозных накладок; 7 – тормозные накладки; 8 – ось подвеса; 9 – нажимная штанга; 10 – n-образный рычаг клещевого механизма; 11 – рычаг; 12 – планка; 13 – кронштейн корпуса

Fig. 5. Claw mechanism of springless parking brake 780.00.00.000-06:

1 – case; 2 – automatic brake cylinder; 3 – automatic regulator; 4 – compressed air supply fitting; 5 – mounting suspension; 6 – brake lining shoes; 7 – brake linings; 8 – suspension axis; 9 – pressure rod; 10 – n-shaped lever of the pincer mechanism; 11 – lever; 12 – bar; 13 – bracket of case

Главными элементами, реализующими тормозную силу, в дисковых тормозах являются тормозной диск и накладка. В электропоезде «Ласточка» используются композиционные тормозные накладки (рис. 6) и вентилируемые сборные тормозные диски (рис. 7).



Рис. 6. Тормозная накладка дисковых тормозов, выполненная из композиционного материала
Fig. 6. Disc brake lining, made of composite material

Для проведения компьютерного моделирования процесса нагрева тормозных накладок в процессе торможения в системе автоматизированного проектирования «Компас-3D» были разработаны три модели композиционной тормозной накладки с различными видами износа (рис. 8).

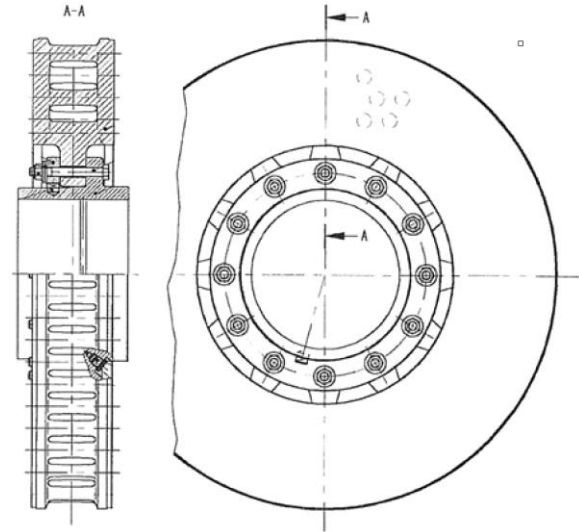


Рис. 7. Вентилируемый тормозной диск
Fig. 7. Ventilated brake disc

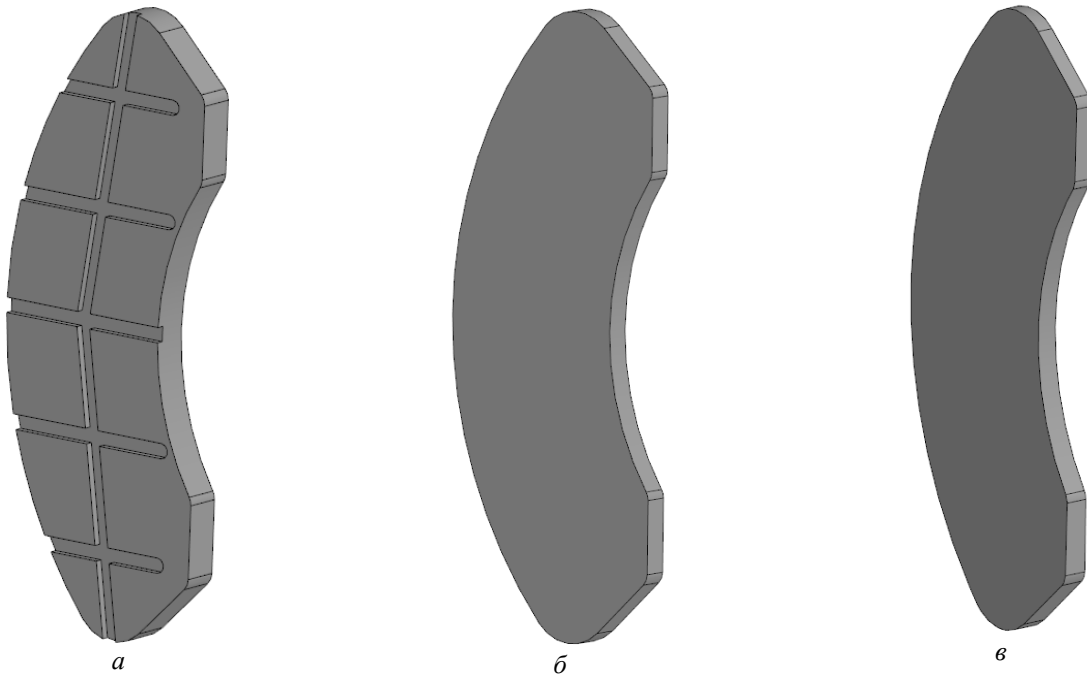


Рис. 8. Твердотельные модели композиционных тормозных накладок, выполненные с помощью компьютерного моделирования:
a – без износа; *b* – с равномерным износом; *c* – с клиновидным износом
Fig. 8. Solid state models of composite brake linings, made using computer modeling:
a – without wear; *b* – with uniform wear; *c* – with wedge-shaped wear

Толщина тормозной накладки составляет 25 мм, площадь ее поверхности, которая непосредственно взаимодействует с поверхностью трения тормозного диска, составляет 430 см². Тормозная накладка в процессе эксплуатации изнашивается. Износ может быть как равномерный, так и клиновидный. В эксплуатации минимально допустимая толщина композиционной накладки составляет 5 мм. Клиновидный износ тормозных накладок не допускается. Модель тормозной накладки с равномерным износом имеет толщину 15 мм. Минимальная толщина накладки с клиновидным износом имеет аналогичную толщину.

Моделирование процесса нагрева тормозных накладок

Для проведения конечно-элементного анализа нагрева колодок были проведены тормозные расчеты согласно Правилам тяговых расчетов для поездной работы (ПТР) [12]. Тормозная сила для дисковых тормозов определяется по формуле:

$$B_{\text{тд}} = \sum K \varphi_{\text{к}} \frac{r_{\text{д}}}{r_{\text{к}}}, \quad (1)$$

где K – сила нажатия на одну тормозную наладку, кН; $\varphi_{\text{к}}$ – коэффициент трения накладки; $r_{\text{д}}$ и $r_{\text{к}}$ – радиусы тормозного диска и цельнотканого колеса подвижного состава соответ-

ственно.

Величина радиусов тормозного диска и цельнотканого колеса равны соответственно 0,31 м и 0,4785 м.

Анализируя формулу (1), можно сделать вывод, что величина тормозной силы зависит от коэффициента трения и отношения радиусов. Однако отношение радиусов является постоянной величиной, поэтому коэффициент трения оказывает решающее влияние.

Коэффициент трения композиционных накладок для дисковых тормозов определяется по формуле:

$$\varphi_{\text{к}} = 0,44 \cdot \frac{0,1 \cdot K + 20}{0,4 \cdot K + 40} \cdot \frac{v + 150}{2 \cdot v + 150},$$

где v – скорость движения, км/ч.

Был произведен расчет изменения коэффициента трения при силе нажатия равной 47 кН. В качестве расчетного случая было принято торможение с помощью дисковых тормозов, включающих по два тормозных диска и четыре накладки на ось. На одну тормозную наладку приходится усилие 11,75 кН. Торможение осуществлялось со 180 км/ч и до полной остановки. Результат расчета коэффициента трения представлен на рис. 9.

Далее был произведен расчет тормозной силы согласно формуле (1). Результат показан на рис. 10.

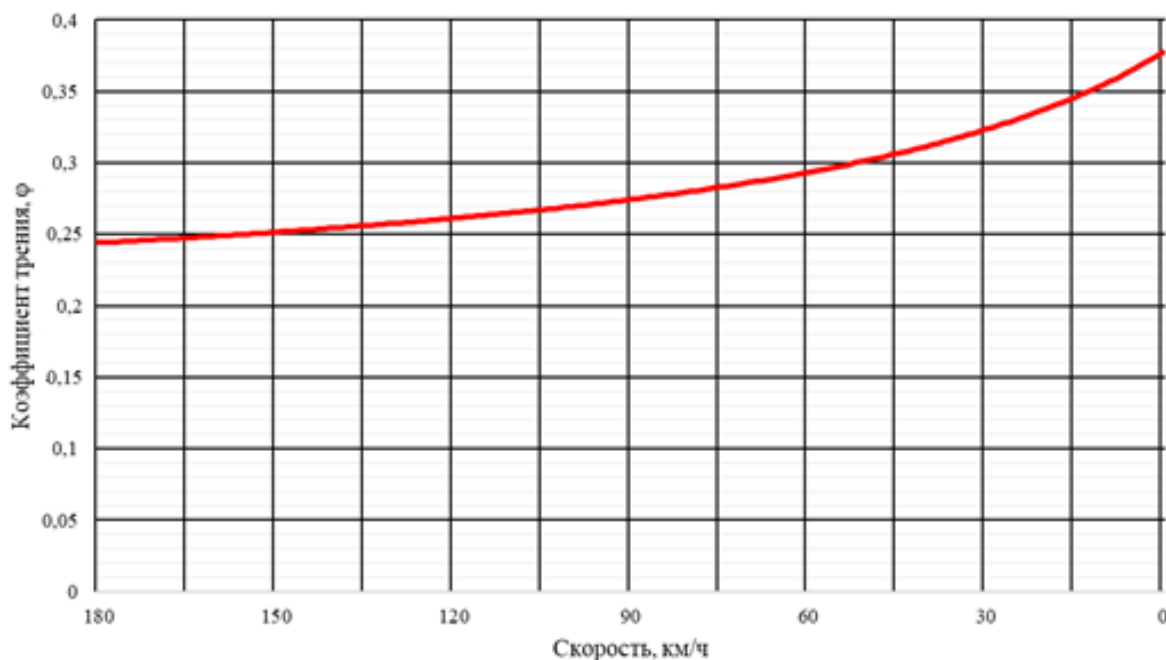


Рис. 9. Изменение коэффициента трения композиционных накладок в процессе торможения

Fig. 9. Change in the friction coefficient of composite linings during braking

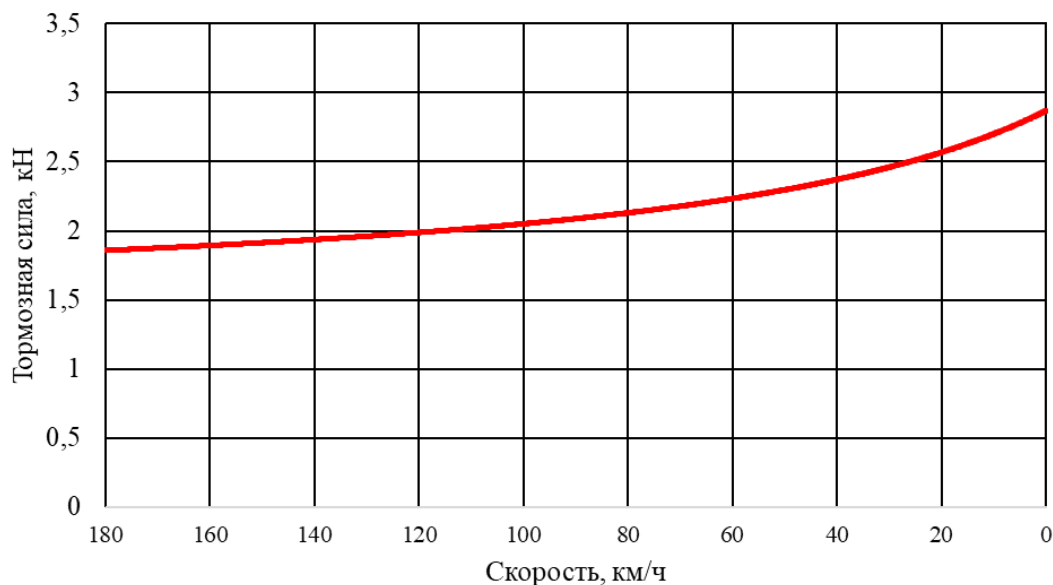


Рис. 10. Изменение величины тормозной силы дискового тормоза в процессе торможения
Fig. 10. Change in the braking force of a disc brake during braking

По теории, описанной в работах [13, 14], считается, что тепловая мощность, выделяемая в процессе торможения, пропорциональна величине механической мощности, создаваемой тормозной силой. Данную мощность возможно определить по формуле:

$$P = \frac{M \cdot n}{9,55}, \quad (2)$$

где M – величина момента, образуемого тормозной силой, кН·м; n – скорость вращения колеса, об/мин.

Анализируя формулу (2), можно сделать вывод, что при движении с высокой скоростью происходит выделение большой мощности, которая, в свою очередь, преобразуется в теплоту, затрачиваемую на нагрев тормозного диска и накладок.

Момент, образуемый тормозной силой, вычисляется по формуле:

$$M = B_{\text{тд}} \cdot r_{\text{к}}.$$

Важной задачей при моделировании тепловых процессов нагрева элементов трения тормозных систем является определение величин плотности тепловых потоков и коэффициентов тепловых потоков, так как выделяемая в процессе торможения мощность распределяется неравномерно между тормозными накладками и диском.

Величина плотности теплового потока, прикладываемой к тормозной накладке, определяется по формуле:

$$q = \frac{P \cdot (1 - \alpha_R)}{S_n},$$

где S_n – площадь поверхности трения накладки, м²; P – выделяемая мощность, Вт; α_R – коэффициент теплового потока для тормозного диска.

Коэффициенты теплового потока как для диска, так и для накладок определяются по формуле:

$$\alpha_R + \alpha_K = 1,$$

где α_K – коэффициент теплового потока для тормозных накладок.

Коэффициент теплового потока для тормозного диска определяется по формуле:

$$\alpha_R = \frac{1}{1 + \frac{\gamma_K \cdot \lambda_K \cdot c_K}{\gamma_R \cdot \lambda_R \cdot c_R}},$$

где γ_K, γ_R – значение плотности материалов, из которых выполнены накладки и тормозной диск соответственно, кг/м³; λ_K, λ_R – величины коэффициентов теплопроводности материалов, из которых выполнены накладки и тормозной диск соответственно, Вт/м·°С; c_K, c_R – удельные теплоемкости материалов, из которых выполнены накладки и тормозной диск соответственно, Дж/кг·°С.

Коэффициенты α_R и α_K являются непостоянными, так как теплопроводность и удельная теплоемкость материалов являются зависят от температуры.

В результате расчетов были определены средние значения α_R и α_K при применении ком-

позиционного материала Термар-ТД. В этом случае коэффициенты теплового потока для тормозных дисков и накладок составили соответственно $\alpha_R = 0,697$ и $\alpha_K = 0,303$.

Затем было рассчитано изменение величины плотности теплового потока в ходе процесса торможения. Результаты расчета приведены на рис. 11.

Следующим этапом исследования стало проведение компьютерного моделирования нагрева композиционных тормозных накладок с помощью метода конечных элементов. Моделирование проводилось в среде MSC Patran/Marc. В процессе моделирования на расчетную модель (рис. 12) были приложены нагрузки в виде теплового потока, конвекции величиной $150 \text{ Вт/м}^2 \times ^\circ\text{C}$, а также к поверхностям тормозной накладки было применено инфракрасное излучение с отдачей тепла в окружающую среду. Время торможения было рассчитано с помощью методов интервалов скоро-

сти, указанным в ПТР, оно составило 118 с.

Расчеты произведены в нестационарной постановке. В моделях применена сетка из конечных тетраэдрических элементов [15–18].

Результаты моделирования нагрева накладок с различной степенью износа при применении конечно-элементного анализа показаны на рис. 13.

В трех случаях нагрева накладок было выбрано три элемента: с максимальной, умеренной и минимальной температурой нагрева. По полученным значениям с этих элементов были построены зависимости изменения температуры с течением времени (рис. 14).

На рис. 15 приведен график, иллюстрирующий сравнение процесса нагрева накладок с различным износом по максимальным температурам нагрева. Указаны максимальные и минимальные температуры нагрева накладок (табл.).

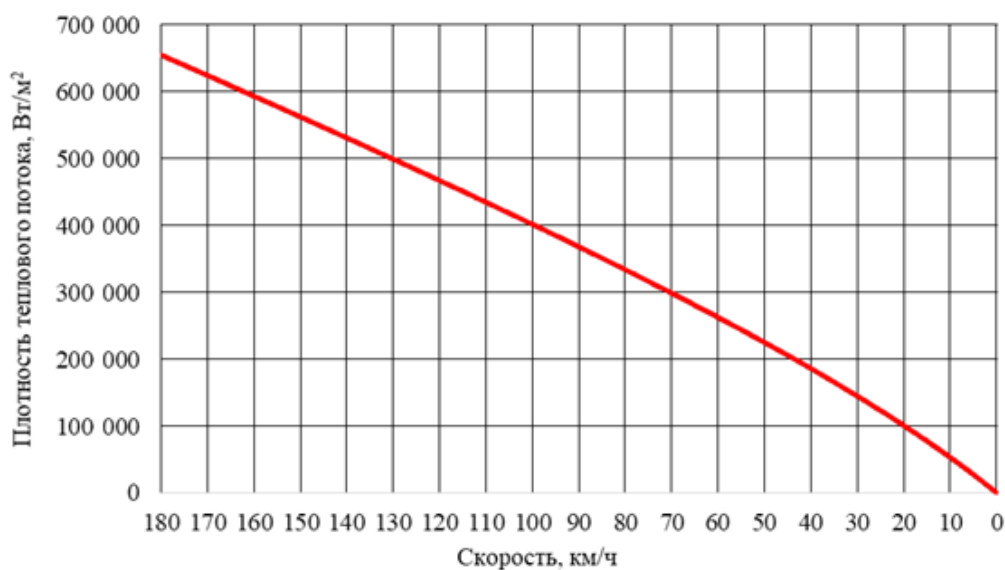


Рис. 11. Изменение величины плотности теплового потока, приходящегося на тормозную накладку

Fig. 11. Change in the heat flux density attributable to the brake lining

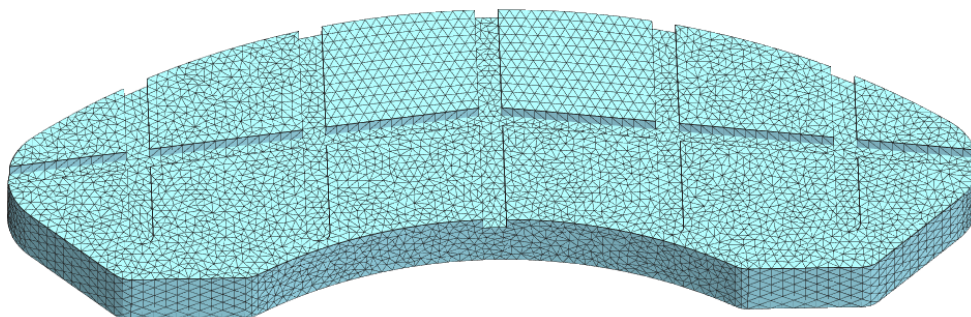


Рис. 12. Модель тормозной накладки без износа, разбитая на сетку конечных элементов (тип элемента «Тет»)

Fig. 12. Model of a brake lining without wear, broken down into a finite element mesh (element type «Tet»)

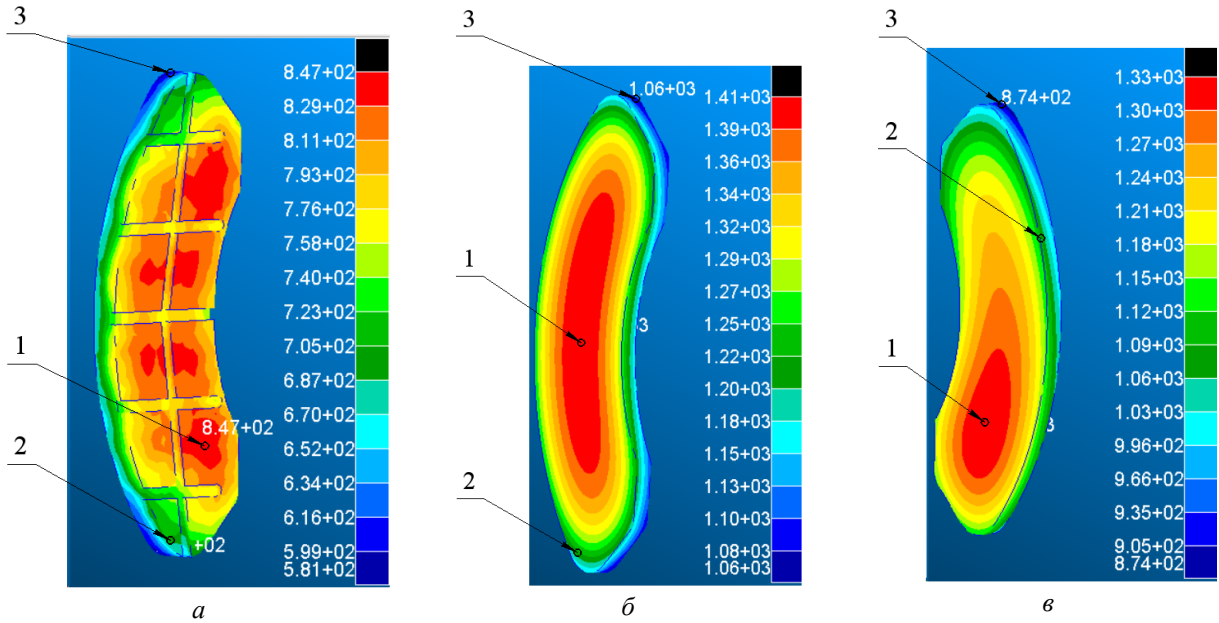
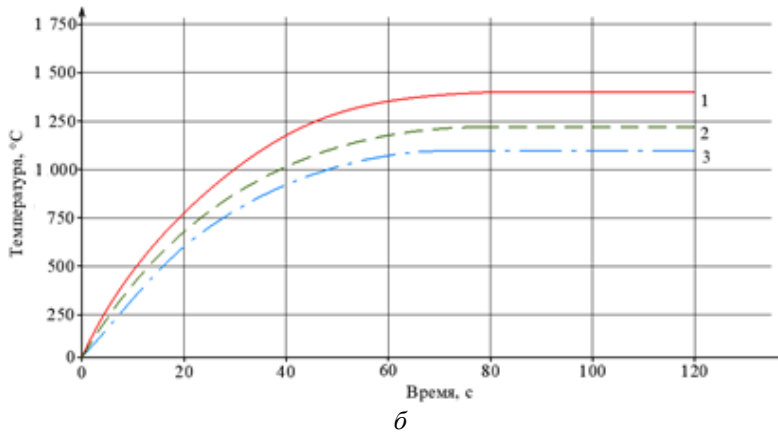
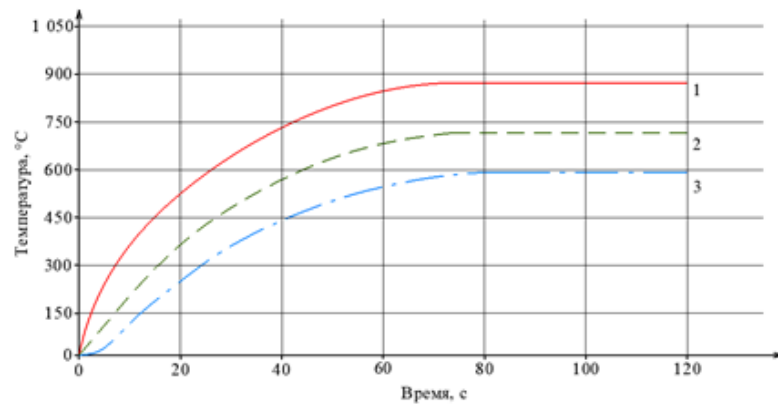


Рис. 13. Результат компьютерного моделирования нагрева композиционных тормозных накладок:
a – без износа; *b* – с равномерным износом; *c* – с клиновидным износом
 (1 – элементы с максимальной температурой; 2 – элементы с умеренной температурой;
 3 – элементы с минимальной температурой)

Fig. 13. The result of computer simulation of heating composite brake linings:
a – without wear; *b* – with uniform wear; *c* – with wedge-shaped wear
 (1 – elements with maximum temperature; 2 – elements with moderate temperature;
 3 – elements with minimum temperature)



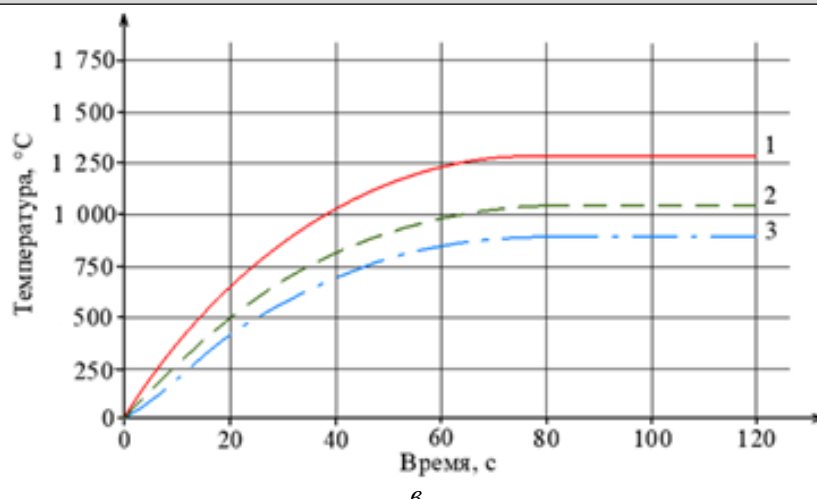


Рис. 14. Изменение температуры выбранных элементов неизношенной композиционной тормозной накладки (а), композиционной тормозной накладки с равномерным (б) и клиновидным износом (в):
1 – элемент с максимальной температурой; 2 – элемент с умеренной температурой;
3 – элемент с минимальной температурой

Fig. 14. Change in temperature of selected elements of an unworn composite brake lining with uniform (b) and wedge-shaped wear (c):
1 – element with maximum temperature; 2 – element with moderate temperature;
3 – element with minimum temperature

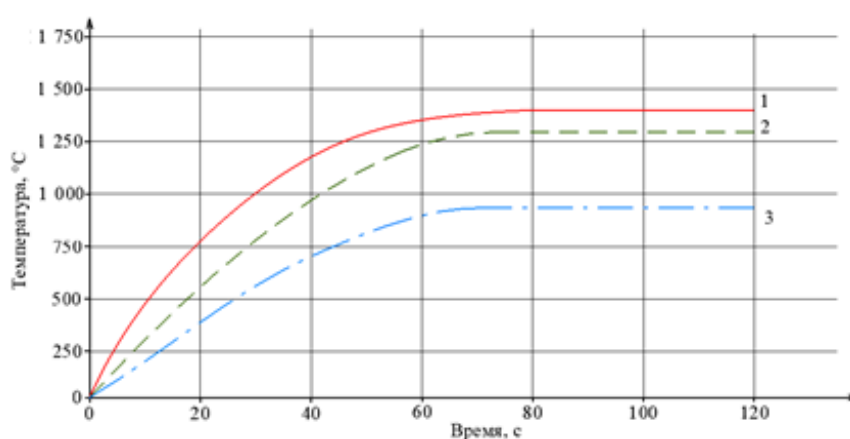


Рис. 15. Изменение температуры нагрева композиционных тормозных накладок в процессе торможения в зависимости от формы износа:
1 – накладка с равномерным износом; 2 – накладка с клиновидным износом;
3 – неизношенная тормозная накладка

Fig. 15. Change in the heating temperature of composite brake linings during braking, depending on the form of wear:
1 – lining with uniform wear; 2 – lining with wedge-shaped wear; 3 – unworn brake pad

Максимальные и минимальные температуры нагрева тормозных накладок
Maximum and minimum heating temperatures of brake linings

Уровень температуры Temperature level	Температура композиционной тормозной накладки, °C Composite brake lining temperature		
	Без износа Without wear	Равномерный износ Uniform wear	Клиновидный износ Wedge-shaped wear
Максимум Maximum	847	1 410	1 330
Минимум Minimum	581	1 060	874

Заключение

По результатам исследования установлено:

1. При заданных начальных условиях торможения подвижного состава на поверхности трения тормозных накладок максимальная температура нагрева будет достигнута через 60–70 с с момента начала торможения.

2. Форма износа и его степень, а также толщина тормозной накладки влияет на максимальную температуру нагрева.

Таким образом, аналогичные тепловые расчеты, проводимые в САЕ-системах, будут

полезны при моделировании процесса торможения подвижного состава, а также при разработке дисковых тормозов для различных типов транспорта.

Результаты тепловых расчетов, проводимых в указанных системах, позволяют определить места наибольшего и наименьшего нагрева и, тем самым, учесть выявленные зоны температурной нагрузки в ходе проектирования тормозного оборудования.

Список литературы

1. Родченко В.А., Зандарашвили Д.С. Высокоскоростное железнодорожное движение. Мировой опыт и перспективы в России. М. : МГУПС (МИИТ), 2015. 116 с.
2. Ксенофонтова Т.Ю., Коклева Н.Е., Далингер Я.М. Роль инновационных технологий скоростного движения железнодорожного транспорта в инфраструктурном развитии регионов // Экономика устойчивого развития. 2022. № 2 (50). С. 110–114.
3. Куренков П.В., Поляева Т.И. Развитие скоростного железнодорожного движения в КНР // Вестник транспорта. 2011. № 9. С. 37–43.
4. Быкадоров С.А. Проблемы повышения скорости движения на железнодорожном транспорте // Регион: Экономика и Социология. 2005. № 1. С. 150–163.
5. Быкадоров С.А. Современные проблемы высокоскоростного движения на железнодорожном транспорте // Логистика – евразийский мост : материалы XIII Междунар. науч.-практ. конф. Красноярск, 2018. Ч. 1. С. 36–48.
6. Мошков А.А., Сипягин Е.С. Разработка дискового тормоза для отечественного скоростного железнодорожного транспорта // Транспорт Российской Федерации. 2013. № 6 (49). С. 62–65.
7. Применение методов термического анализа при исследовании влияния температуры на фрикционную основу тормозных колодок автомобиля / Л.В. Дашко, А.В. Довбня, В.Ю. Ключников и др. // Пожаровзрывобезопасность. 2013. Т. 22. № 6. С. 68–73.
8. Анисимов П.С. Тормозное оборудование высокоскоростных поездов // Железнодорожный транспорт. 2011. № 2. С. 72–77.
9. Петров А.О. Влияние тепловых процессов в колесе вагона на безопасность движения поездов // Вызовы глобализации и развитие цифрового общества в условиях новой реальности : сб. материалов IX Междунар. науч.-практ. конф. Пятигорск, 2023. С. 33–37.
10. Сравнительный анализ колодочных и дисковых тормозных систем железнодорожного подвижного состава / Д.Ю. Белан, М.С. Давыдов, Н.С. Прокопенко и др. // Молодежь и системная модернизация страны : сб. науч. ст. междунар. науч. конф. студентов и молодых ученых. Курск, 2016. Т. 2. С. 175–178.
11. Полозков А.В. Применение дискового тормоза на электроподвижном составе // Организация производства, экономика и менеджмент : тр. III студен. науч.-практ. конф. Воронеж, 2022. С. 89–91.
12. Об утверждении правил тяговых расчетов для поездной работы : распоряжение ОАО «РЖД» от 12.05.16 № 867р (ред. 02.02.2018). Доступ из справ.-правовой системы АСПИЖТ в локал. сети.
13. Исследование температуры тормозных колодок с разной степенью износа в процессе фрикционного торможения / П.Ю. Иванов, А. М. Худоногов, Е. Ю. Дульский и др. // Вестн. Урал. гос. ун-та путей сообщ. 2020. № 3 (47). С. 27–34.
14. Study of the influence of the brake shoe temperature and wheel tread on braking effectiveness / P.Yu. Ivanov, A.M. Khudonogov, E.Yu. Dul'skiy et al. // International scientific conference energy management of municipal facilities and sustainable energy technologies. Voronezh, 2019. Vol. 1614. DOI 10.1088/1742-6596/1614/1/012086.
15. Тищенко П.А. Нестационарные температурные поля в элементах дискового тормоза скоростного вагона с учетом неустойчивости теплового контакта : дис. ... канд. техн. наук. Брянск, 2003. 175 с.
16. Мишин А.А. Математическое моделирование нестационарных температурных полей и напряжений в деталях дискового тормоза вагона : дис. ... канд. техн. наук. Брянск, 2011. 161 с.
17. Мишин А.А. Расчет температурных полей и напряжений в деталях дискового тормоза скоростного вагона // Вестн. науч.-исслед. ин-та ж.-д. трансп. 2010. № 6. С. 38–42.
18. Моисеенко М.А., Сакало В.И. Моделирование температурных полей в деталях дискового тормоза // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. 2009. № 2 (22). С. 57–64.

References

1. Rodchenko V.A., Zandarashvili D.S. Vysokoskorostnoye zheleznodorozhnoye dvizhenie. Mirovoi opyt i perspektivy v Rossii. [High-speed rail traffic. World experience and prospects in Russia]. Moscow: MGUPS (MIIT) Publ., 2015. 116 p.

2. Ksenofontova T.Yu., Kokleva N.E., Dalinger Ya.M. Rol' innovatsionnykh tekhnologii skorostnogo dvizheniya zhelezнодорожного транспорта v infrastrukturnom razvitiy regionov [The role of innovative technologies of high-speed rail transport in the infrastructural development of regions]. *Ekonomika ustoichivogo razvitiya* [The economics of sustainable development], 2022, no. 2 (50), pp. 110–114.
3. Kurenkov P.V., Polyayeva T.I. Razvitiye skorostnogo zhelezнодорожного dvizheniya v KNR [Development of high-speed rail traffic in PRC]. *Vestnik transporta* [Bulletin of Transport], 2011, no. 9, pp. 37–43.
4. Bykadorov S.A. Problemy povysheniya skorosti dvizheniya na zhelezнодорожном transporte [Problems of increasing the speed of movement in railway transport]. *Region: Ekonomika i Sotsiologiya* [Region: Economics and Sociology], 2005, no. 1, pp. 150–163.
5. Bykadorov S.A. Sovremennye problemy vysokoskorostnogo dvizheniya na zhelezнодорожном transporte [Modern problems of high-speed rail transport]. *Materialy XIII Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Logistika – evraziiskii most»* [Proceedings of the XIII International Scientific and Practical Conference «Logistics – the Eurasian Bridge»]. Krasnoyarsk, 2018, p. 1, pp. 36–48.
6. Moshkov A.A., Sipyagin E.S. Razrabotka diskovogo tormoza dlya otechestvennogo skorostnogo zhelezнодорожного транспорта [Development of a disc brake for local high-speed rail transport]. *Transport Rossiiskoi Federatsii* [Transport of the Russian Federation], 2013, no. 6 (49), pp. 62–65.
7. Dashko L.V., Dovbnya A.V., Klyuchnikov B.Yu., Plotnikova G.V. Primeneniye metodov termicheskogo analiza pri issledovanii vliyaniya temperatury na friktsionnyuyu osnovu tormoznykh kolodok avtomobilya [Application of thermal analysis methods in the study of the effect of temperature on the friction base of car brake pads]. *Pozharovzryvobezopasnost'* [Fire and explosion safety], 2013, vol. 22, no. 6, pp. 68–73.
8. Anisimov P.S. Tormoznoye oborudovaniye vysokoskorostnykh poezdov [Braking equipment for high-speed trains]. *Zhelezнодорожный transport* [Railway transport], 2011, no. 2, pp. 72–77.
9. Petrov A.O. Vliyaniye teplovykh protsessov v kolese vagona na bezopasnost' dvizheniya poezdov [The influence of thermal processes in the wagon wheel on train safety]. *Sbornik materialov IX Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Vyzovy globalizatsii i razvitiye tsifrovogo obshchestva v usloviyakh novoi real'nosti»* [Proceedings of the IX International Scientific and Practical Conference «The challenges of globalization and the development of a digital society in a new reality»]. Pyatigorsk, 2023, pp. 33–37.
10. Belan D.Yu., Davydov M.S., Prokopenko N.S., Geletyuk Yu.N., Khaseinova S.B., Petrov I.Yu. Sravnitel'nyi analiz kolodochnykh i diskovykh tormoznykh sistem zhelezнодорожного podvizhnogo sostava [Comparative analysis of pad and disc brake systems of railway rolling stock]. *Sbornik nauchnykh statei Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii studentov i molodykh uchenykh «Molodezh' i sistemnaya modernizatsiya strany»* [Proceedings of the International Scientific Conference of Students and Young Scientists «Youth and systemic modernization of the country»]. Kursk, 2016, vol. 2, pp. 175–178.
11. Polozkov A.V. Primeneniye diskovogo tormoza na elektropodvizhnom sostave [The use of a disc brake on an electric rolling stock]. *Trudy III Studencheskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Organizatsiya proizvodstva, ekonomika i menedzhment»* [Proceedings of the III Student Scientific and practical conference «Organization of production, economics and management»]. Voronezh, 2022, pp. 89–91.
12. Rasporyazheniye OAO «RZHD» ot 12.05.16 № 867r «Ob utverzhdenii pravil tyagovykh raschetov dlya poezdnoi raboty» (red. 02.02.2018) [Order of JSC «Russian Railways» dated May 12, 16 No 867r «On approval of the rules of traction calculations for train work» (ed. February 2, 2018)].
13. Ivanov P.Yu., Khudonogov A.M., Dul'skii E.Yu., Korsun A.A., Treskin S.V. Issledovaniye temperatury tormoznykh kolodok s raznoi stepen'yu iznosa v protsesse friktsionnogo tormozheniya [Investigation of the temperature of brake pads with different degrees of wear during friction braking]. *Vestnik Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta putei soobshcheniya* [Bulletin of the Ural State Transport University], 2020, no. 3(47), pp. 27–34.
14. Ivanov P.Yu., Khudonogov A.M., Dul'skii E.Yu., Manuilov N.I., Khamnaeva A.A., Korsun A.A., Treskin S.V. Study of the influence of the brake shoe temperature and wheel tread on braking effectiveness. *International scientific conference energy management of municipal facilities and sustainable energy technologies*. Voronezh, 2019, vol. 1614. DOI 10.1088/1742-6596/1614/1/012086.
15. Tishchenko P.A. Nestatsionarnyye temperaturnyye polya v elementakh diskovogo tormoza skorostnogo vagona s uchetyom nestabil'nosti teplovogo kontakta [Non-stationary temperature fields in the disc brake elements of a high-speed wagon, taking into account the instability of thermal contact]. Ph.D.'s thesis. Bryansk, 2003. 175 p.
16. Mishin A.A. Matematicheskoye modelirovaniye nestatsionarnyykh temperaturnyykh polei i napryazhenii v detalyakh diskovogo tormoza vagona [Mathematical modeling of non-stationary temperature fields and stresses in the details of the disc brake of the wagon]. Ph.D.'s thesis. Bryansk, 2011. 161 p.
17. Mishin A.A. Raschet temperaturnyykh polei i napryazhenii v detalyakh diskovogo tormoza skorostnogo vagona [Calculation of temperature fields and stresses in high-speed wagon disc brake parts]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zhelezнодорожного транспорта* [Bulletin of the Scientific Research Institute of Railway Transport], 2010, no. 6, pp. 38–42.
18. Moiseenko M.A., Sakalo V.I. Modelirovaniye temperaturnyykh polei v detalyakh diskovogo tormoza [Simulation of temperature fields in disc brake parts]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Bryansk State Technical University], 2009, no. 2 (22), pp. 57–64.

Информация об авторах

Трескин Сергей Викторович, аспирант кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: sergei.tresckin@yandex.ru.

Емельянов Денис Олегович, аспирант кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: emelyanovdenis1995@mail.ru.

Иванов Павел Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры электроподвижного состава, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: savl.ivanov@mail.ru.

Дульский Евгений Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: e.dulskiy@mail.ru.

Information about the authors

Sergei V. Treskin, Ph.D. Student of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: sergei.tresckin@yandex.ru.

Denis O. Emel'yanov, Ph.D. Student of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: emelyanovdenis1995@mail.ru.

Pavel Yu. Ivanov, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Electric Rolling Stock, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: savl.ivanov@mail.ru.

Evgenii Yu. Dul'skii, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: e.dulskiy@mail.ru.