

УДК 62-592.112: 531.44

Расчетно-экспериментальная оценка триботехнических параметров колодочных тормозов

О.В. Шарков^{1,2}, Д. Малиновский¹¹ Калининградский государственный технический университет² Балтийский федеральный университет им. И. Канта

Calculation and experimental assessment of tribological parameters of shoe brakes

O.V. Sharkov^{1,2}, D. Malinovskiy¹¹ Kaliningrad State Technical University² Immanuel Kant Baltic Federal University

Эксплуатационные характеристики колодочных тормозов в значительной степени определяются коэффициентом трения в скользящем контакте тормозной колодки и шкива. На коэффициент трения влияют многие факторы — физико-механические характеристики контактирующих поверхностей, скорость скольжения, температура, значение и характер распределения нагрузки. В связи с этим коэффициент трения является вероятностной величиной, и его теоретическое определение требует экспериментального подтверждения. Приведены теоретические и экспериментальные результаты определения коэффициента трения в зависимости от степени приработки контактирующих поверхностей и закона распределения давления. Экспериментальные исследования проведены на установке, моделирующей контакт рабочих поверхностей тормозного шкива и колодки при работе одноколодочного тормоза. Установлено, что увеличение угла зоны контакта тормозной колодки и шкива приводит к возрастанию приведенного коэффициента трения в 1,14–1,26 раз. Для повышения приведенного коэффициента трения предложено обеспечивать смещение зоны контакта тормозной колодки и шкива на определенный угол. Показано, что теоретические значения приведенного коэффициента трения находятся в границах доверительного интервала, полученного экспериментальным путем.

EDN: YMTHFW, <https://elibrary/ymthfw>

Ключевые слова: трение скольжения, коэффициент трения, колодочные тормоза, закон распределения давления, скользящий контакт

The performance characteristics of shoe brakes are, to a large extent, determined by the coefficient of friction realized in the sliding contact of the brake shoe and disk. The value of the friction coefficient is influenced by the combination of a number of factors — physical and mechanical characteristics of contacting surfaces, sliding speed, temperature, value and character of distribution of loading. In this regard, the friction coefficient is a probabilistic value, and its theoretical determination requires experimental confirmation. The paper presents theoretical and experimental results of determining the friction coefficient depending on the degree of running-in of the contacting surfaces and the law of pressure distribution. Experimental studies were carried out on a setup simulating the contact of the working surfaces of the brake disk and the shoe during operation of a single-block brake. It has been established that an increase in the angle of contact between the brake shoe and the disk leads to an increase in the value of the reduced friction coefficient of 1.14...1.26. To increase the value of the reduced friction coefficient, it is proposed to ensure a displacement of the contact zone of the brake shoe and disk

by a certain angle. It is shown that the theoretical values of the reduced friction coefficient are within the limits of the confidence interval obtained experimentally.

EDN: YMTGFW, <https://elibrary/ymthfw>

Keywords: sliding friction, friction coefficient, shoe brakes, law of pressure distribution, sliding contact

Колодочные тормоза получили широкое применение в современной технике — грузоподъемных и транспортирующих машинах, технологическом оборудовании, автомобильном и железнодорожном транспорте и др. [1–7].

Основным триботехническим параметром колодочного тормоза является коэффициент трения в скользящем контакте рабочих поверхностей тормозной колодки и шкива, влияющий на надежность тормоза в целом.

При расчете колодочных тормозов выбор значения коэффициента трения носит рекомендательный характер, например, в зависимости от их эксплуатационного назначения. Так, для колодочных тормозов автотранспортных средств коэффициент трения принимают равным 0,35, подъемно-транспортных машин — 0,35...0,45, самолетов — 0,25...0,50 [1]. В работе [8] указан еще больший интервал изменения коэффициента трения в колодочных тормозах в зависимости от вида материалов контактирующих поверхностей 0,10...0,80.

Согласно стандарту SAE J866 Friction Coefficient Identification and Environmental Marking System for Brake Linings, при использовании материалов тормозных накладок с кодами EE и EF коэффициент трения принимают в диапазоне $f = 0,25...0,45$.

В настоящее время отечественные и зарубежные производители выпускают широкий ассортимент фрикционных материалов для тормозных колодок с новыми физико-механическими свойствами и улучшенными фрикционными характеристиками [9]. Однако сведения об этих материалах в открытых источниках ограничены.

Для таких материалов изменение коэффициента трения тоже находится в широком диапазоне. Например, для фрикционной пары керамоматричный композит — полимерный композит коэффициент трения составляет 0,50...0,70 [10].

При таком достаточно широком диапазоне изменения коэффициента трения возникает задача выбора его значения для конкретных типов колодочных тормозов.

Обычно выбирают нижнюю и верхнюю границы диапазона коэффициента трения. Нижнюю границу назначают из условия реализации необходимого тормозного момента, верхнюю — устойчивости торможения при максимально допустимых замедлениях.

Несмотря на многочисленные теоретические и экспериментальные исследования по влиянию на коэффициент трения различных эксплуатационных факторов (скорости скольжения, температуры, нагрузки, характеристик контактирующих поверхностей и др.) этот вопрос не имеет исчерпывающего решения [1, 5, 11–20].

Цель работы — исследование влияния закона распределения давления и геометрических характеристик колодочного тормоза на коэффициент трения.

Теоретическое определение приведенного коэффициента трения. Рассмотрим вопрос определения приведенного коэффициента трения в тормозах с внешними тормозными колодками. К ним относятся, например, тормоза ТКП (ТКТ, ТКГ), предназначенные для установки на подъемно-транспортное оборудование и машины (рис. 1). В колодочных тормозах различных конструкций угол обхвата шкива тормозной колодкой (зона скользящего контакта) обычно составляет $2\varphi_0 = 60...120^\circ$ [1].

В настоящее время нет общепризнанного мнения о характере закона распределения нагрузки в зоне скользящего контакта тормозных колодок со шкивом. На характер ее распределения влияют такие конструкционные и эксплуатационные факторы, как степень жесткости элементов тормоза, степень приработки фрикционных накладок, силы, действующие в период торможения, и температурные условия. Влияние этих факторов может меняться не только в процессе эксплуатации тормоза, но и в период одного торможения.

Для приработанных цилиндрических поверхностей на скользящем контакте тормозной колодки и шкива наиболее часто используют синусоидальный закон распределения давления

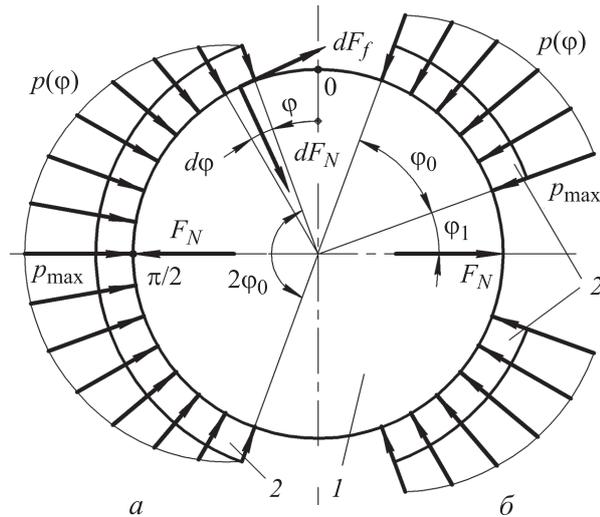


Рис. 1. Расчетные схемы колодочного тормоза со сплошной зоной контакта тормозной колодки и шкива (а) и со смещенными зонами контакта тормозной колодки и шкива на угол φ_1 (б): 1 — тормозной шкив; 2 — тормозная колодка

$p(\varphi) = p_{\max} \sin \varphi$ (рис. 1, а), а для неприработанных — постоянный закон $p(\varphi) = p_{\max} = \text{const}$ (рис. 1, б) [1, 2, 21–25].

Некоторые исследователи в работах, посвященных изменению давления, принимают его распределение по $\sin^{1/2} \varphi$, $\sin^{2/3} \varphi$, $\sin^2 \varphi$ и более сложным законам [25]. Однако это приводит к усложнению их аналитического описания без значимого увеличения точности.

Считая равномерным распределение давления по ширине тормозной колодки, результирующую силу трения можно найти как

$$F_f = 2fbr \int_{\pi/2-\varphi_0}^{\pi/2} p(\varphi) d\varphi, \quad (1)$$

где f — коэффициент трения скольжения пары трения тормозная колодка — шкив; b — ширина тормозной колодки; r — радиус тормозного шкива; φ_0 — половина угла контакта тормозной колодки и шкива; φ — угол, определяющий давление на поверхности контакта.

Результирующая сила нормального давления в контакте тормозной колодки и шкива определяется выражением

$$F_N = 2br \int_{\pi/2-\varphi_0}^{\pi/2} p(\varphi) \sin \varphi d\varphi. \quad (2)$$

Приведенный коэффициент трения вычисляется как

$$f^* = \frac{F_f}{F_N}. \quad (3)$$

Интегрируя выражения (1) и (2) и используя соотношение (3), получаем формулы для определения приведенного коэффициента трения в контакте неприработанных и приработанных поверхностей тормозной колодки и шкива соответственно

$$f^* = \frac{f \varphi_0}{\sin \varphi_0}; \quad (4)$$

$$f^* = \frac{4f \sin \varphi_0}{\sin 2\varphi_0 + 2\varphi_0}. \quad (5)$$

Приведенный коэффициент трения можно повысить, если обеспечить смещение зоны контакта тормозной колодки и шкива на угол φ_1 (см. рис. 1, б). В этом случае будет реализован эффект клинового сопряжения, используемый в эксцентриковых механизмах свободного хода [26]. При этом следует обратить внимание на возможность роста значения и изменение характера износа тормозных колодок.

Задавая нижний и верхний пределы интегрирования $(\pi/2) - \varphi_0 - \varphi_1$ и $(\pi/2) - \varphi_1$ соответственно в выражениях (1) и (2), получаем формулы для определения приведенного коэффициента трения

$$f^* = \frac{f \varphi_0}{\sin(\varphi_0 + \varphi_1) - \sin \varphi_1}; \quad (6)$$

$$f^* = \frac{4f [\sin(\varphi_0 + \varphi_1) - \sin \varphi_1]}{\sin(2\varphi_0 + 2\varphi_1) - \sin 2\varphi_1 + 2\varphi_0}. \quad (7)$$

Если в выражениях (6) и (7) задать $\varphi_1 = 0$, то они примут вид формул (4) и (5).

Экспериментальное определение приведенного коэффициента трения. Исследование приведенного коэффициента трения проводили на экспериментальной установке (рис. 2), позволяющей моделировать работу одноколодочного тормоза. Установка состоит из основания, на котором размещен электродвигатель 1 (мощностью $P_{эл} = 1,7$ кВт при номинальной частоте вращения $n_n = 1450$ мин⁻¹), приводящий через упругую муфту 2 в движение червячный редуктор 3 (с фактическим передаточным числом $u = 9,5$). На выходном валу червячного редуктора закреплен тормозной шкив 4 ($r = 80$ мм, $b = 50$ мм), взаимодействующий со сменной тормозной колодкой 5, смонтированной на нагрузочном устройстве. Последнее состоит из рычага 6 и динамометра 7, где с помощью винтовой пары 8 с махо-

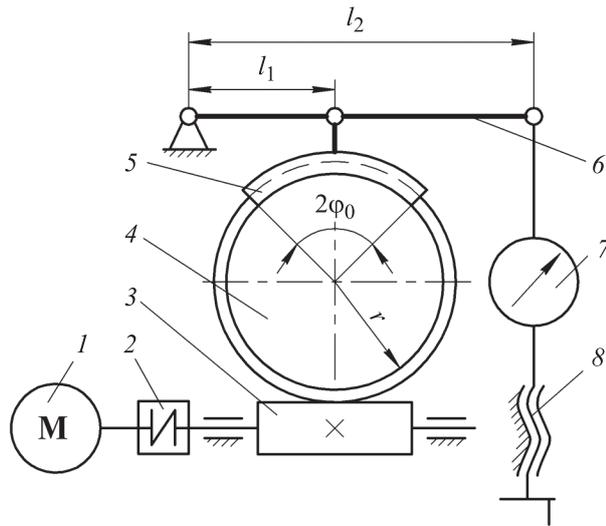


Рис. 2. Кинематическая схема экспериментальной установки

вичком задают нагрузку. Электродвигатель подключен к ваттметру.

Исследования проводили для двух типов тормозных колодок со сплошной ($2\varphi_0 = 90^\circ$) и смещенной ($\varphi_0 = 45^\circ$, $\varphi_1 = 45^\circ$) зонами контакта с тормозным шкивом. В качестве материала накладок использовали современный отечественный фрикционный материал на основе композитных полимеров — трибонит ТР9. Коэффициент трения этого материала, согласно данным производителя, изменяется в диапазоне 0,4...0,6.

В качестве зависимого (исследуемого) фактора принимали приведенный коэффициент трения f^* . Давление в скользящем контакте p и углы, определяющие расположение зоны скользящего контакта φ_0 и φ_1 , рассматривали как независимые факторы.

В процессе эксперимента с помощью винтовой пары и маховичка на тормозной колодке задавали нагрузку F_d , измеряемую динамометром. Одновременно с помощью ваттметра определяли мощность, потребляемую электродвигателем $P_{эл}$.

Результирующую силу нормального давления в контакте тормозной колодки и шкива определяли как

$$F_N = F_d (l_2/l_1),$$

где l_2 , l_1 — длины плеч нагрузочного устройства (см. рис. 2), $l_1 = 180$ мм, $l_2 = 540$ мм.

Экспериментальное значение приведенного коэффициента трения вычисляли по формуле

$$f^* = \frac{60P_{эл}i\eta}{\pi n_n F_N 2r},$$

где η — коэффициент полезного действия редуктора, $\eta = 0,9$.

Результаты расчетов и обсуждение. Результаты определения по формулам (4)–(7) влияния угла контакта на приведенный коэффициент трения для неприработанных и приработанных поверхностей колодок приведены на рис. 3. Расчеты проведены при минимально гарантированном коэффициенте трения трибонита $f = 0,4$ и угле смещения зоны контакта $\varphi_1 = 10^\circ$.

Как видно из рис. 3, при увеличении угла контакта φ_0 с 20 до 60° (в 3 раза) происходит нелинейное возрастание приведенного коэффициента трения: у колодок со сплошной зоной контакта в 1,26 и 1,19 раза с неприработанными и приработанными поверхностями соответственно; у колодок со смещенной зоной контакта в 1,18 и 1,14 раза с неприработанными и приработанными поверхностями соответственно. При этом у неприработанных поверхностей приведенный коэффициент трения больше в 1,03...1,06 раза, чем у приработанных.

Экспериментальные результаты изменения приведенного коэффициента трения от давления приведены на рис. 4, где точки — данные эксперимента, штриховые и сплошные прямые — соответственно верхняя и нижняя граница доверительных интервалов при доверительной вероятности 0,95.

Коэффициент трения по физической природе является вероятностной величиной, так как

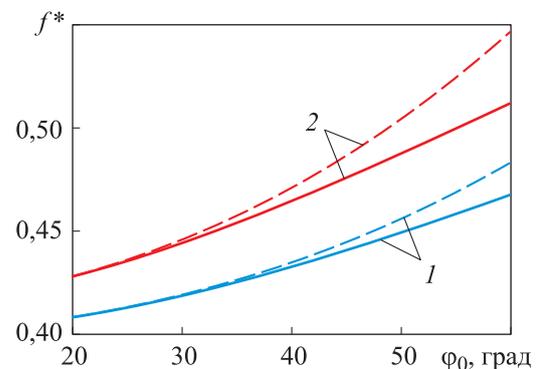


Рис. 3. Зависимости приведенного коэффициента трения f^* от угла контакта φ_0 для неприработанных (штриховые линии) и приработанных (сплошные линии) поверхностей колодок со сплошной (1) и смещенной (2) зонами скользящего контакта

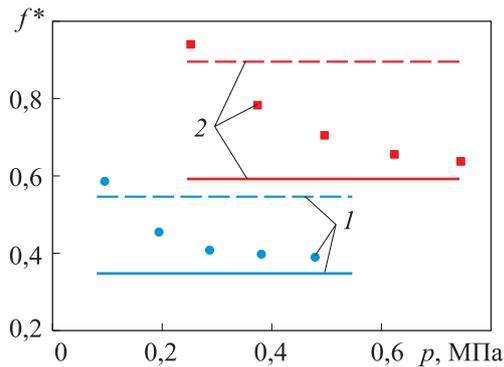


Рис. 4. Зависимости приведенного коэффициента трения f^* от давления p при углах $2\varphi_0 = 90^\circ$ (1) и $\varphi_0 = 45^\circ$, $2\varphi_1 = 45^\circ$ (2)

на него влияют такие факторы, как скорость скольжения, температура, значение и характер действия нагрузки, состояние контактирующих поверхностей и др. [27]. Поэтому для анализа экспериментальных результатов целесообразно использовать интервальный метод оценки [28].

Как видно из рис. 4, с повышением давления наблюдается незначительное снижение приведенного коэффициента трения. Такую зависимость отмечают и другие авторы [29, 30]. Повидимому, это можно объяснить тем, что при увеличении нагрузки происходит изменение фактической площади контакта, переход от упругого контакта к упругопластическому и далее частично к пластическому [27].

Для колодки со смещенной зоной контакта приведенный коэффициент трения изменяется в границах доверительного интервала 0,592...0,895, а для колодки со сплошной зоной контакта — от 0,348 до 0,549. Теоретические значения приведенного коэффициента трения, полученные по формулам (5) и (7) при $f = 0,4$, составляют соответственно 0,821 и 0,440, т. е. попадают в границы доверительного интервала.

Выводы

1. Получены формулы (4)–(7), позволяющие на этапе проектирования повысить точность и достоверность расчетов триботехнических параметров колодочных тормозов.

2. Использование синусоидального закона распределения давления в контакте тормозного шкива и колодки при оценке приведенного коэффициента трения обеспечивает хорошее совпадение теоретических и экспериментальных данных.

3. Повышение приведенного коэффициента трения можно обеспечить конструктивным решением — смещением зоны контакта тормозного шкива и колодки на заданный угол путем применения колодок с отдельными фрикционными вставками.

Литература

- [1] Александров М.П., ред. *Тормозные устройства*. Москва, Машиностроение, 1985. 312 с.
- [2] Orthwein W.C. *Clutches and brakes. Design and selection*. Marcel Dekker, 2004. 352 p.
- [3] Карасев Д.А., Ивашков Н.И., Костромин А.Д. Развитие конструкций колодочных тормозов с комбинированным приводом. *Подъемно-транспортное дело*, 2010, № 1, с. 2–3.
- [4] Носко А.Л., Баранов П.Р. Сравнительная оценка применения дисковых и колодочных тормозов в механизмах передвижения и изменения вылета строительных башенных кранов серии КБ. *Механизация строительства*, 2017, т. 78, № 3, с. 5–9.
- [5] Инагамов С.Г. Фрикционный узел колодочного тормоза локомотивов и грузовых вагонов. *Механика. Исследования и инновации*, 2021, № 14, с. 67–74.
- [6] Wang D., Wang R., Wang B. et al. Effect of vibration on emergency braking tribological behaviors of brake shoe of deep coal mine hoist. *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 14, art. 6441, doi: <https://doi.org/10.3390/app11146441>
- [7] Kornienko K., Olgeizer I., Sukhanov A. et al. Study of the efficiency of brake shoes. *Transp. Res. Procedia*, 2022, vol. 63, pp. 386–393, doi: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.026>
- [8] Крагельский И.В., Виноградова И.Э. *Коэффициенты трения*. Москва, Машгиз, 1962. 220 с.
- [9] Нилов А.С., Кулик В.И., Гаршин А.П. Анализ фрикционных материалов и технологий изготовления тормозных колодок для высоконагруженных тормозных систем с дисками из керамического композиционного материала. *Новые огнеупоры*, 2015, № 7, с. 57–68.
- [10] Jang G.H., Cho K.W., Park S.B. et al. Tribological properties of C/C–SiC composites for brake discs. *Met. Mater. Int.*, 2010, vol. 16, no. 1, pp. 61–66, doi: <https://doi.org/10.1007/s12540-010-0061-4>

- [11] Корсун А.А., Иванов П.Ю., Осипов Д.В. и др. Анализ факторов, влияющих на коэффициент трения тормозной колодки подвижного состава. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*, 2022, № 2, с. 91–100, doi: [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2022.2\(74\).91-100](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2022.2(74).91-100)
- [12] Кривошея Ю.В., Кривошея Д.С. Коэффициент трения покоя дискового тормоза. *Известия Транссиба*, 2020, № 4, с. 75–81.
- [13] Буковский П.О., Морозов А.В., Кириченко А.Н. Влияние приработки на коэффициент трения углеродных композитных материалов авиационных тормозов. *Трение и износ*, 2020, т. 41, № 4, с. 448–456.
- [14] Хольшев Н.В., Конев А.Ю., Ведищев С.М. и др. Методика и результаты экспериментального определения коэффициентов трения некоторых автомобильных тормозных колодок. *Вестник СибАДИ*, 2023, т. 20, № 1, с. 114–124, doi: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-114-124>
- [15] Меликсетян Н.Г., Асчян Г.О. Перспективы создания новых фрикционных материалов тормозов вагонов метрополитена. *Вестник Национального политехнического университета Армении. Металлургия, материаловедение, недропользование*, 2020, № 2, с. 59–67.
- [16] Evtushenko O.O., Ivanyk E.H., Horbachova N.V. Analytic methods for thermal calculation of brakes (review). *Mater. Sci.*, 2000, vol. 36, no 6. pp. 857–862, doi: <https://doi.org/10.1023/A:1011334721154>
- [17] Kim J.W., Joo B.S., Jang H. The effect of contact area on velocity weakening of the friction coefficient and friction instability: a case study on brake friction materials. *Tribol. Int.*, 2019, vol. 135, pp. 38–45, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.034>
- [18] Cho M.H., Kim S.J., Kim D. et al. Effects of ingredients on tribological characteristics of a brake lining: an experimental case study. *Wear*, 2005, vol. 258, no. 11–12, pp. 1682–1687, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.11.021>
- [19] Tudor A., Radulescu C., Petre I. Thermal effect of the brake shoes friction on the wheel/rail contact. *Tribol. Ind.*, 2003, vol. 25, no. 1, pp. 27–32.
- [20] Сакович Н.Е., Поцепай С.Н., Васькина Т.И. Расчет тормозов. *Вестник Брянской ГСХА*, 2020, № 6, с. 60–66.
- [21] Мамити Г.И. Расчет колец, нагруженных распределенными усилиями в своей плоскости. *Вестник машиностроения*, 1978, № 4, с. 44–46.
- [22] Горбатенко Н.Н. Аналитическая модель барабанного тормоза с плавающими колодками. *Вестник Белорусско-Российского университета*, 2022, № 3, с. 5–16, doi: https://doi.org/10.53078/20778481_2022_3_5
- [23] Ogbeide S.O., Liberty A. Modelling of automobile brake pad wear. *Iconic Res. Eng. J.*, 2019, vol. 3, no. 4, pp. 227–239.
- [24] Пыжевич Л.М. *Расчет фрикционных тормозов*. Москва, Машиностроение, 1964. 228 с.
- [25] Шарков О.В. Об эффекте клинового сопряжения в кинематических парах с гладкой цилиндрической поверхностью. *Вестник машиностроения*, 2004, № 11, с. 21–23.
- [26] Мышкин Н.К., Петроковец М.И. *Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии*. Москва, Физматлит, 2007. 367 с.
- [27] Ящерицын П.И., Махаринский Е.И. *Планирование эксперимента в машиностроении*. Минск, Выша школа, 1985. 286 с.
- [28] Измайлов В.В., Новоселова М.В. Адгезионное взаимодействие трущихся тел и зависимость коэффициента трения от нормальной нагрузки. *Сборка в машиностроении, приборостроении*, 2019, № 12, с. 549–556.
- [29] Рошин М.Н. Изменение коэффициента трения в подшипниках скольжения с углеродосодержащими материалами от температуры и нагрузки. *Фундаментальные основы механики*, 2023, № 11, с. 11–13, doi: <https://doi.org/10.26160/2542-0127-2023-11-11-13>
- [30] Измайлов В.В., Новоселова М.В. К вопросу о зависимости коэффициента трения от давления и скорости. *Вестник ТвГТУ. Сер. Технические науки*, 2019, № 2, с. 5–13.

References

- [1] Aleksandrov M.P., ed. *Tormoznye ustroystva* [Braking devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1985. 312 p. (In Russ.).

- [2] Orthwein W.C. *Clutches and brakes. Design and selection*. Marcel Dekker, 2004. 352 p.
- [3] Karasev D.A., Ivashkov N.I., Kostromin A. Developments in the design of combination actuated shoe brakes. *Podemno-transportnoe delo* [Lift and Transportation Engineering], 2010, no. 1, pp. 2–3. (In Russ.).
- [4] Nosko A.L., Baranov P.R. Comparative assessment of application of disc and block brakes in tower crane trolleys and traveling mechanisms. *Mekhanizatsiya stroitelstva* [Mechanization of Construction], 2017, vol. 78, no. 3, pp. 5–9. (In Russ.).
- [5] Inagamov S.G. Friction unit of the body brake of locomotives and freight cars. *Mekhanika. Issledovaniya i innovatsii* [Mechanics. Researches and Innovations], 2021, no. 14, pp. 67–74. (In Russ.).
- [6] Wang D., Wang R., Wang B. et al. Effect of vibration on emergency braking tribological behaviors of brake shoe of deep coal mine hoist. *Appl. Sci.*, 2021, vol. 11, no. 14, art. 6441, doi: <https://doi.org/10.3390/app11146441>
- [7] Kornienko K., Olgeizer I., Sukhanov A. et al. Study of the efficiency of brake shoes. *Transp. Res. Procedia*, 2022, vol. 63, pp. 386–393, doi: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.026>
- [8] Kragelskiy I.V., Vinogradova I.E. *Koeffitsienty treniya* [Friction coefficients]. Moscow, Mashgiz Publ., 1962. 220 p. (In Russ.).
- [9] Nilov A.S., Kulik V.I., Garshin A.P. Analysis of friction materials and technologies developed to make brake shoes for heavily loaded brake systems with disks made of a ceramic composite. *Novye ogneupory*, 2015, no. 7, pp. 57–68. (In Russ.). (Eng. version: *Refract. Ind. Ceram.*, 2015, vol. 56, no. 4, pp. 402–412, doi: <https://doi.org/10.1007/s11148-015-9856-7>)
- [10] Jang G.H., Cho K.W., Park S.B. et al. Tribological properties of C/C–SiC composites for brake discs. *Met. Mater. Int.*, 2010, vol. 16, no. 1, pp. 61–66, doi: <https://doi.org/10.1007/s12540-010-0061-4>
- [11] Korsun A.A., Ivanov P.Yu., Osipov D.V. et al. Analysis of factors affecting the brake pad friction coefficient of rolling stock. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 2, pp. 91–100, doi: [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2022.2\(74\).91-100](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2022.2(74).91-100) (in Russ.).
- [12] Krivosheya Yu.V., Krivosheya D.S. Disc brake static friction coefficient. *Izvestiya Transsiba* [Journal of Transsib Railway Studies], 2020, no. 4, pp. 75–81. (In Russ.).
- [13] Bukovskiy P.O., Morozov A.V., Kirichenko A.N. Influence of running-in on the friction coefficient of C/C composite materials for aircraft brakes. *Trenie i iznos*, 2020, vol. 41, no. 4, pp. 448–456. (In Russ.). (Eng. version: *J. Frict. Wear.*, 2020, vol. 41, no. 4, pp. 326–332, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366620040030>)
- [14] Kholshev N.V., Konev A.Yu., Vedishchev S.M. et al. Method and results of experimental determination of friction coefficients of some automobile brake shoe. *Vestnik SibADI* [The Russian Automobile and Highway Industry Journal], 2023, vol. 20, no. 1, pp. 114–124, doi: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-114-124> (in Russ.).
- [15] Meliksetyan N.G., Aschyan G.O. Prospects for the creation of new frictional materials for the brakes of the metro carriages. *Vestnik Natsionalnogo politekhnicheskogo universiteta Armenii. Metallurgiya, materialovedenie, nedropolzovanie* [Proceedings of National Polytechnic University of Armenia. Metallurgy, Material Science, Mining Engineering], 2020, no. 2, pp. 59–67. (In Russ.).
- [16] Evtushenko O.O., Ivanyk E.H., Horbachova N.V. Analytic methods for thermal calculation of brakes (review). *Mater. Sci.*, 2000, vol. 36, no. 6, pp. 857–862, doi: <https://doi.org/10.1023/A:1011334721154>
- [17] Kim J.W., Joo B.S., Jang H. The effect of contact area on velocity weakening of the friction coefficient and friction instability: a case study on brake friction materials. *Tribol. Int.*, 2019, vol. 135, pp. 38–45, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.034>
- [18] Cho M.H., Kim S.J., Kim D. et al. Effects of ingredients on tribological characteristics of a brake lining: an experimental case study. *Wear*, 2005, vol. 258, no. 11–12, pp. 1682–1687, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.11.021>
- [19] Tudor A., Radulescu C., Petre I. Thermal effect of the brake shoes friction on the wheel/rail contact. *Tribol. Ind.*, 2003, vol. 25, no. 1, pp. 27–32.
- [20] Sakovich N.E., Potsepay S.N., Vaskina T.I. Brake calculation. *Vestnik Bryanskoy GSKhA* [Vestnik of the Bryansk State Agricultural Academy], 2020, no. 6, pp. 60–66. (In Russ.).

- [21] Mamiti G.I. Calculation of rings loaded with distributed forces in their plane. *Vestnik mashinostroeniya*, 1978, no. 4, pp. 44–46. (In Russ.).
- [22] Gorbatenko N.N. Analytical model of a floating shoe drum brake. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 2022, no. 3, pp. 5–16, doi: https://doi.org/10.53078/20778481_2022_3_5 (in Russ.).
- [23] Ogbeide S.O., Liberty A. Modelling of automobile brake pad wear. *Iconic Res. Eng. J.*, 2019, vol. 3, no. 4, pp. 227–239.
- [24] Pyzhevich L.M. *Raschet friktsionnykh tormozov* [Calculation of friction brakes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 228 p. (In Russ.).
- [25] Sharkov O.V. On the effect of wedge mating in kinematic pairs with smooth cylindrical surface. *Vestnik mashinostroeniya*, 2004, no. 11, pp. 21–23. (In Russ.).
- [26] Myshkin N.K., Petrokovets M.I. *Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tekhnicheskie prilozheniya tribologii* [Friction, lubrication, wear. Physical bases and technical applications of tribology]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2007. 367 p. (In Russ.).
- [27] Yashcheritsyn P.I., Makharinskiy E.I. *Planirovanie eksperimenta v mashinostroenii* [Planning of experiment in mechanical engineering]. Minsk, Vysha shkola Publ., 1985. 286 p. (In Russ.).
- [28] Izmaylov V.V., Novoselova M.V. The adhesive interaction of friction bodies and the dependence of a friction coefficient on a normal load. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii* [Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making], 2019, no. 12, pp. 549–556. (In Russ.).
- [29] Roshchin M.N. Change in the coefficient of friction in sliding bearings with carbon-containing materials from temperature and load. *Fundamentalnye osnovy mekhaniki*, 2023, no. 11, pp. 11–13, doi: <https://doi.org/10.26160/2542-0127-2023-11-11-13> (in Russ.).
- [30] Izmaylov V.V., Novoselova M.V. On the problem of the friction coefficient dependence on pressure and speed. *Vestnik TvGTU. Ser. Tekhnicheskie nauki* [Vestnik of Tver State Technical University. Ser. Technical Science], 2019, no. 2, pp. 5–13. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 17.01.2025

Информация об авторах

ШАРКОВ Олег Васильевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин». ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» (236022, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: oleg.sharkov@klgtu.ru); профессор института Высочких технологий. ФГАОУ ВО «Балтийский федеральный университет им. И. Канта» (236016, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14, e-mail: osharkov@kantiana.ru).

МАЛИНОВСКИЙ Данил — аспирант кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин». ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» (236022, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: danil.malinovskij9@mail.ru).

Information about the authors

SHARKOV Oleg Vasil'yevich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts. Kaliningrad State Technical University (236022, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetsky Ave., Bldg. 1, e-mail: oleg.sharkov@klgtu.ru); Professor, High Technologies Institute. Immanuel Kant Baltic Federal University (236016, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevsky St., Bldg. 14, e-mail: osharkov@kantiana.ru).

MALINOVSKIY Danil — Postgraduate, Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts. Kaliningrad State Technical University (236022, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetsky Ave., Bldg. 1, e-mail: danil.malinovskij9@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Шарков О.В., Малиновский Д. Расчетно-экспериментальная оценка триботехнических параметров колодочных тормозов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 11, с. 41–48.

Please cite this article in English as:

Sharkov O.V., Malinovskiy D. Calculation and experimental assessment of tribological parameters of shoe brakes. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 11, pp. 41–48.