

## РАЗРАБОТКА ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ШАХТНОГО РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА ВЫСОКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ

Коптовец А.Н., Барташевский С.Е., Яворская В.В., Савченко А.А.  
Национальный горный университет

Практика тормозостроения не имеет технических решений по управлению силой трения по величине и в функции скорости скольжения. Сила (коэффициент) трения в тормозе обладает обратной реактивностью. Построена модель трибомеханики для выявления закономерностей диссипации энергии торможения. Использование методов моделирования при проектировании подвижного состава позволяет установить рабочие процессы тормоза и оптимальные варианты управления ими из множества возможных. Выполнить разработку новых технических решений позволяет применение для управления силой трения адаптивного механизма переменной структуры тормоза с упругими и диссипативными силами нагружения.

**Ключевые слова:** шахтный локомотив, тормоз, структура, динамическая модель, трение, управление, разработка, проектирование.

**Анализ последних исследований, публикаций и постановка проблемы.** На основании анализа выполненных исследований, в том числе патентных (ГОСТ 15.011-82, регламент поиска, задание на проведение исследований) [1] классифицированы научные предпосылки, которые позволили сформулировать направление, объект, предмет исследования, научную проблему и задачи исследования, разработать научные основы для создания новых принципов конструирования, изготовления и эксплуатации тормозных систем подвижного состава шахтного рельсового транспорта.

Анализ патентной документации информирует о том, что повышение надежности подвижного состава транспорта достигается путем противоблокирования тормозных элементов, улучшение работы регулировочного узла тормозов исчерпано. Снижение зависимости тормозной силы от коэффициента трения тормоза в разработках не используется.

На шахтном рельсовом транспорте не принято технического нормирования эффективности фрикционных свойств тормозов [2]. На всех видах транспорта [3, 4, 5, 6] в качестве зависимости коэффициента трения от скорости движения и тормозного нажатия принята эмпирическая формула, вид которой принят на основании феноменологических представлений, что является причиной неустойчивости решений в разных областях экспериментальных условий. При аппроксимации экспериментальных зависимостей характеристики тормоза вид эксперимента, обработка и представление результатов его построены без определенных предпосылок [7].

Для повышения технического уровня подвижного состава всех видов транспорта ставится одна и та же задача изменения силы (коэффициента) трения тормоза по величине и в функции скорости движения. Сила (коэффициент) трения тормоза обладает обратной реактивностью, то есть при увеличении скорости движения уменьшается. Особенно эффективным является решение этой задачи для скорости движения до 5 м/с, что характерно для шахтного подвижного состава. При этом тормоз не рассматривается как система, статистически задача решается в условиях структурной неопределенности и неидентифицируемости параметров [8]. Торможение рассматривается как задача в механике твердого тела в виде эмпирической науки о трении. Решения контактных задач с трением и контактных фрикционных колебаний, построение моделей трибомеханики в тормозостроении не применяются.

Тенденции мирового развития тормозной техники свидетельствуют о том, что эмпирически, ме-

тодом проб и ошибок осуществляется выбор материалов с фрикционными свойствами, которые бы позволили достичь требуемых показателей назначения тормоза и эффективности торможения [9, 10, 11, 12]. Выявленные по результатам патентных исследований тенденции развития тормозного оборудования свидетельствуют о том, что фрикционные тормоза колодочно-колесного типа являются основными для подвижного состава всех видов транспорта, но не имеют технических решений изобретений, которые бы реализовали создание шахтного подвижного состава высокого технического уровня по эффективности тяги и торможения с неизменным коэффициентом трения тормоза в диапазоне изменения эксплуатационной скорости движения.

Для определения потенциальных свойств тормоза нет решения задач: закономерности диссипации энергии торможения в тормозном механизме; методы прогнозирования фрикционных свойств при производстве трибологических материалов.

В структуре тормозной системы звенья привода, передачи и тормозного механизма обладают определенной податливостью при передаче тормозного нажатия и тормозной силы и их нельзя рассматривать в механизмах с абсолютно жесткими звеньями.

Построение моделей трибомеханики [13, 14, 15], которые базируются на решении контактных задач теории упругости и пластичности, является переходом от эмпирической науки к фундаментальной, что позволяет управлять процессами трения. Коэффициент трения не может быть отнесен к какой-либо одной детали, он зависит от всех деталей трибологической системы. Математическая теория не рассматривает зависимость силы (коэффициента) трения от скорости скольжения.

Таким образом, актуальной является постановка научной проблемы, которая состоит в обосновании методов управления силой трения в рабочем процессе тормоза по величине и в функции скорости скольжения, показателями эффективности тормоза и торможения подвижного состава рельсового транспорта шахт на основе идентификации совместного возбуждения кинематически вынужденных колебаний за счет дискретности и конструктивных связей контакта трения с фрикционными колебаниями, что позволяет выявить новые технические решения для разработки тормозных систем подвижного состава шахтного рельсового транспорта высокого технического уровня.

Использование методов моделирования с обобщением результатов и оценкой достоверности и точности позволяет выявить новые технические

решения и ускорить их внедрение. Можно считать установленным, что между трением и колебаниями существует двухсторонняя связь: трение порождает колебания различных видов, а колебания в свою очередь влияют на трения.

Важным является представление о связанности колебаний в узлах трения, нормальные и тангенциальные колебания не могут проходить независимо [16].

Обоснован один из источников возбуждения релаксационных автоколебаний, которым является переход от статического к кинетическому трению. Скачок обусловлен возрастанием истинной поверхности касания в отдельных контактах.

До этого нормальные перемещения контакта при изучении зависимости силы трения от скорости скольжения и фрикционных автоколебаний игнорировались. Свобода нормальных перемещений ползуна является причиной как фрикционных автоколебаний, так и скоростной зависимости силы трения.

При устранении собственных микроколебаний ползуна имеет место нейтральная скоростная характеристика трения.

Разработанные научные основы позволяют осуществить реализацию результатов исследования, что представлено в табл. 1.

**Цель работы.** Разработать динамическую модель тормоза с учетом конструктивных связей, распределения контактных усилий по шероховатым контактирующим поверхностям и вычислительный алгоритм моделирования взаимодействия нормальных и тангенциальных колебаний в тормозе для исследования характеристик и проектирования тормозных систем.

**Изложение основного материала.** В качестве динамической модели колодочно-колесного тормоза рассмотрим простейшую автоколебательную систему с двумя степенями свободы (рис. 1), состоящую

из колодки массой  $m$ , скользящей по колесу радиуса  $R$ , вращающемуся с постоянной угловой скоростью  $\omega$ , и двух упругодемпфирующих элементов Фойхта. Первый из них, жесткость и коэффициент вязкости которого обозначим через  $c_1$  и  $b_1$  соответственно, моделирует конструктивную связь тормозного механизма, действующую в направлении под углом  $\beta$  к вертикальной оси, и прижимает колодку к колесу номинальным усилием  $Q$ . Второй упругодемпфирующий элемент, жесткость и коэффициент вязкости которого обозначим через  $c_2$  и  $b_2$  соответственно, моделирует конструктивную связь тормозного механизма, действующую в направлении под углом к плоскости трения. Отметим, что если хотя бы один из углов  $\alpha$  или  $\beta$  отличен от значений  $0^\circ$  или  $90^\circ$ , наличие в рассматриваемой модели упругодемпфирующих элементов приводит к координатной взаимосвязи нормальных и тангенциальных колебаний колодки.

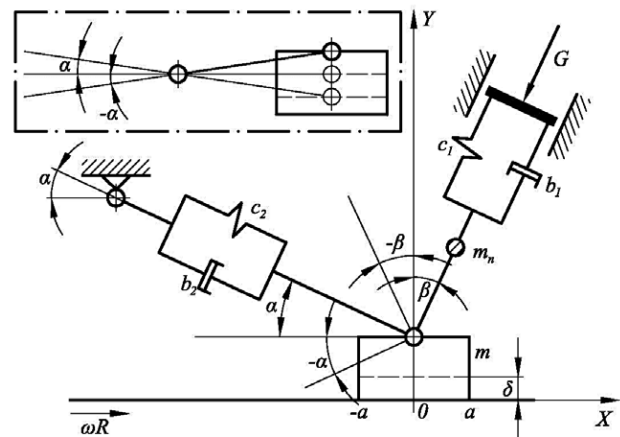


Рис. 1. Динамическая модель тормоза

Таблица 1

**Научные основы разработки тормозных систем подвижного состава рельсового транспорта шахт**

Основные результаты	Использование
Установление зависимостей и классификация показателей качества тормоза	Измерительный и расчетный методы для оценки технического уровня подвижного состава по эффективности торможения.
Математическая модель тяги и движения шахтных поездов	Вычислительный и блок-схемный алгоритм моделирования тяги и движения. Обоснование параметров динамической модели тормоза при неустановившихся режимах движения. Отраслевой стандарт, который устанавливает технические требования к проектам, техническому оснащению и эксплуатации локомотивного транспорта.
Основы теории тормозной колодки	Обоснование структуры и параметров динамической модели тормозного механизма, измерительного и обрабатывающего комплекса аппаратуры и тормозных стендов, условия идентифицируемости и планирования экспериментов.
Тормоз, как трибологическая система, обладает видом структурной неопределенности	Статистическая модель кинетической характеристики трения тормоза.
Тормоз, как адаптивный механизм переменной структурой	Обоснование расчетной схемы динамической модели тормоза с адаптивными структурными группами и способа управления силой трения в рабочем процессе тормоза.
Спектральный анализ виброперемещений и усилий нагружения колодки, корреляционный и регрессионный анализ усилий	Обоснование изменения коэффициентов регрессии в модели зависимости коэффициента трения при различном множестве упругих и диссипативных сил нагружения и способа управления силой трения тормоза в функции тормозного нажатия и скорости движения.
Тягово-энергетические, виброшумовые периодические и ходовые испытания подвижного состава	«Карта технического уровня электровозов АРП7, АРВ7» для их аттестации, отраслевой стандарт. Решение задачи параметрической идентификации для математических моделей с известной структурой.
Динамические модели тормоза	Вычислительные алгоритмы моделирования фрикционных колебаний в тормозе. Вычислительные эксперименты по решению модельных задач. Способ управления силой трения в рабочем процессе тормоза.
Опытно-промышленная проверка	Технические задания на разработку электровозов АРВ10ГЭ, АП8Т, испытательная документация опытных образцов электровозов АРВ10ГЭ, АП8Т, АВ8Т. Рекомендации по внедрению.

Кривизной поверхностей колодки и колеса будем пренебрегать. Номинальная площадка контакта колодки и колеса имеет форму прямоугольника со сторонами  $2a$  и  $e$ . Введем абсолютную систему координат  $OXY$  таким образом, что направление оси  $OX$  совпадает с направлением тангенциальных колебаний колодки, а направление оси  $OY$  – с направлением её нормальных колебаний. Положение колодки определяется её координатами  $\{x(t), y(t)\}$ . Введем также две локальные координатные системы  $O_s \xi_s \eta_s$ ,  $s = 1, 2$ , для колодки и колеса соответственно.

Считается, что колодка и колесо абсолютно жесткие, однако каждая контактирующая поверхность покрыта деформируемым шероховатым слоем, состоящим из линейно-упругих пружин одинаковой жесткости  $k$  различной высоты. В локальных системах координат  $O_s \xi_s \eta_s$ ,  $s = 1, 2$ , шероховатые поверхности колодки и колеса описываются соответственно функциями

$$f_1(\xi_1) = \sum_{i=1}^{N_1} g_i^{(1)} \sin(\omega_i^{(1)} \xi_1), \quad f_2(\xi_2) = \sum_{i=1}^{N_2} g_i^{(2)} \sin(\omega_i^{(2)} \xi_2), \quad (1)$$

где  $g_i^{(1)}$ ,  $\omega_i^{(1)}$ ,  $i = \overline{1, N_1}$ , – коэффициенты, описывающие шероховатую поверхность колодки;  $g_i^{(2)}$ ,  $\omega_i^{(2)}$ ,  $i = \overline{1, N_2}$ , – коэффициенты, описывающие шероховатую поверхность колеса.

В процессе относительного движения колодки и колеса происходит смятие микронеровностей. В первом приближении нормальную компоненту локальных сил взаимодействия микронеровностей будем считать пропорциональной величине их взаимного перекрытия. Тогда нормальная компонента  $F_y$  усилия контактного взаимодействия колодки и колеса определяется следующим образом:

$$F_y(x, y) = \int_{-a}^a k e (f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y) H(f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y) d\xi, \quad (2)$$

где  $H(S)$  – функция Хевисайда.

Трение между контактирующими поверхностями описывается одночленным законом Амонтона, который запишем в следующей форме:

$$|F_x| \leq \varphi F_y; \quad (3)$$

$$|F_x| < \varphi F_y \Rightarrow \dot{x} = U; \quad (4)$$

$$|F_x| = \varphi F_y \Rightarrow \frac{F_x}{|F_x|} = -\frac{\dot{x} - U}{|\dot{x} - U|}, \quad (5)$$

где  $F_x$  – сила трения;  $\varphi$  – коэффициент трения;  $U = \omega R$  – скорость движения поверхности колеса.

Отметим, что соотношение (4) выполняется при сцеплении колодки и колеса, а соотношение (5) – при их взаимном скольжении.

Таким образом, динамическое поведение рассматриваемой системы описывается следующей системой уравнений:

$$m\ddot{x} + b_{xx}\dot{x} + c_{xx}x + b_{xy}\dot{y} + c_{xy}y - F_x + Q_x = 0; \quad (6)$$

$$m\ddot{y} + b_{yy}\dot{y} + c_{yy}y + b_{yx}\dot{x} + c_{yx}x - F_y + Q_y = 0, \quad (7)$$

где

$$b_{xx} = b_1 \sin^2 \beta + b_2 \cos^2 \alpha;$$

$$c_{xx} = c_1 \sin^2 \beta + c_2 \cos^2 \alpha;$$

$$b_{xy} = b_{yx} = b_1 \cos \beta \sin \beta - b_2 \cos \alpha \sin \alpha;$$

$$c_{xy} = c_{yx} = c_1 \cos \beta \sin \beta - c_2 \cos \alpha \sin \alpha;$$

$$b_{yy} = b_1 \cos^2 \beta + b_2 \sin^2 \alpha;$$

$$c_{yy} = c_1 \cos^2 \beta + c_2 \sin^2 \alpha;$$

$$Q_x = Q \sin \beta;$$

$$Q_y = Q \cos \beta.$$

Учитывая, что для моделирования фрикционных автоколебаний используется метод установления, начальные условия примем следующими

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0;$$

$$y(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = 0.$$

Задача состоит в определении закона движения колодки  $\{x(t), y(t)\}$  с учетом связанности тангенциальных и нормальных колебаний.

**Выводы и предложения.** При нагружении тормоза происходит возбуждение колебаний в нормальном и тангенциальном направлениях тормозного механизма. Нормальные вынужденные колебания возбуждаются кинематически от дискретности контакта с равновесной шероховатостью от износа. Тангенциальными колебаниями является: составляющие нормальных колебаний от конструктивных связей в тормозном механизме, фрикционные от нормальных переменных усилий по закону трения Амонтона-Кулона, фрикционные автоколебания от разницы между статическим, кинетическим и динамическим коэффициентами трения.

Изменение силы (коэффициента) трения тормоза от нагрузки тормозного нажатия является результатом упругой или упругопластической деформации системы, от скорости скольжения – результатом высокочастотного возбуждения контактных взаимодействий. Коэффициент трения тормоза обладает агрегатными свойствами и зависит от инерционных, упругих, диссипативных свойств всех кинематических пар данной трибологической системы, фрикционные колебания синтезируют все свойства структуры тормозной системы, что расширяет область управления трением в тормозном механизме.

Таким образом, можно выполнить классификацию задач по разработке тормозов шахтного подвижного состава как трибологической системы, в которой коэффициент трения обладает агрегатными свойствами. Задачи класса А, которые определяют принцип действия системы в целом или отдельных узлов ее (структурный синтез). Так тормоз может быть выполнен с управляемыми или неуправляемыми механическими, пневматическими, гидравлическими, электромагнитными или другими элементами. Задачи класса В, реализующие различные принципы действия в виде множества структур (структурная оптимизация). Задачи класса С параметрической оптимизации в пределах заданной структуры. Подвижной состав шахтного рельсового транспорта проектируют в последовательности, которая регламентируется нормативно-технической документацией. При этом задачи класса А необходимо решать на этапе технического задания; В – на этапах эскизного и технического проектирования; С – на остальных этапах (разработка рабочей документации опытного образца – рабочее проектирование; изготовление опытного образца, корректировка документов и государственные испытания; корректировка документов по результатам испытаний – отладочное проектирование).

**Список літератури:**

1. Коптовец А. Н. Развитие научных основ разработки тормозных систем подвижного состава шахтного рельсового транспорта высокого технического уровня: дис. .... докт.техн.наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / А. Н. Коптовец. – Д., 2013. – 401 с.
2. СОУ 10.1.00185790.007:2006. Транспорт шахтний локомотивний. Перевезення людей і вантажів в виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050. Загальні технічні вимоги. – [Чиний від 2007-01-01] – К.: Мінвуглепром України, 2006. – 47 с.
3. Гребенюк П. Т. Правила тормозных расчетов / П. Т. Гребенюк. – М.: Интекст, 2004. – 111 с.
4. Правила технічної експлуатації залізниць України. – К.: Транспорт України, 2003. – 133 с.
5. Зверев И. И. Проектирование авиационных колес и тормозных систем / И. И. Зверев, С. С. Коконин. – М.: Машиностроение, 2005. – 222 с.
6. Технические условия автозаводов СССР. Автомобили СССР: каталог-справочник. – М.: НИИИавтопром, 1969. – Т. 3. – 67 с.
7. Бармин Ю. И. Методика составления эмпирической формулы для коэффициента трения тормозных колодок о бандаж / Ю. И. Бармин // Тр. Хабаровского ин-та инж. ж.-д. трансп. – 1964. – Вып. 16. – С. 186-195.
8. Сарычев А. П. Идентификация состояний структурно-неопределенных систем / А. П. Сарычев. – Д.: НАН Украины и НКА Украины, Ин-т технической механики, 2008. – 268 с.
9. Бабаев А. М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. / А. М. Бабаев, Д. В. Дмитрієв; під заг. ред. Д. В. Дмитрієва. – К.: ДЕТУТ, 2005. – 176 с.
10. Zander C. P. Metal-ceramic braking clamps on powerful locomotives / C. P. Zander // Glasers Annalen. – 2001. – № 4. – P. 157-165.
11. Налев И. А. Опыт разработки и производства железнодорожных композиционных тормозных колодок в ОАО «ФРИТЕКС» / И. А. Налев, Д. А. Дружков, Н. А. Страхов // Вестник ВНИИЖТа. – М., 2002. – № 4. – С. 15-19.
12. Ehlers H. Potential and limites of oportunities of the block brake / H. Ehlers // Glasers Annalen. – 2002. – № 6/7. – P. 290 – 300.
13. Справочник по триботехнике. Т. 3. Теоретические основы / под общ. ред. М. Хебты, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.
14. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева. – М.: Наука, 2001. – 582 с.
15. Современная трибология: Итоги и перспективы / отв. ред. К. В. Фролов. – М.: ЛКИ, 2008. – 480 с.
16. Буданов Б. В., Кудинов В. А., Толстой Д. Н. Взаимосвязь трения и колебаний / Б. В. Буданов, В. А. Кудинов, Д. Н. Толстой // Трение и износ. – 1980. – Т. 1. – С. 79-89.

**Коптовец О.М., Барташевський С.Є., Яворська В.В., Савченко А.О.**  
Національний гірничий університет

## **РОЗРОБКА ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ ШАХТНОГО РЕЙКОВОГО ТРАНСПОРТУ ВИСОКОГО ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ**

**Анотація**

Практика гальмобудування не має технічних рішень по управлінню силою тертя за величиною і у функції швидкості ковзання. Сила (коефіцієнт) тертя в гальмі має зворотну реактивність. Побудована модель трибомеханіки для виявлення закономірностей дисипації енергії гальмування. Використання методів моделювання при проектуванні рухомого складу дозволяє встановити робочі процеси гальма і оптимальні варіанти управління ними з безлічі можливих. Виконати розробку нових технічних рішень дозволяє застосування для управління силою тертя адаптивного механізму змінної структури гальма з пружними і дисипативними силами навантаження.

**Ключові слова:** шахтний локомотив, гальмо, структура, динамічна модель, тертя, управління, розробка, проектування.

**Koptovets O.M., Bartashevskiy S.Ye., Yavorska V.V., Savchenko A.O.**  
National Mining University

## **DEVELOPMENT OF BRAKING SYSTEMS OF ROLLING STOCK OF HIGH TECHNOLOGY RAIL TRANSPORT**

**Summary**

Operating experience of braking systems engineering does not have technical solutions for controlling value of frictional force and slip velocity. Force (constant) of friction in braking system has reverse reactivity. Tribomechanics form for indication mechanism of braking energy dissipation is built. Using simulation modes during development of rolling stock allows to evaluate work processes of braking system and optimum alternative to control them. Using adaptive mechanism graded structure of braking system with elastic and dissipative forces for handling of frictional force allow fulfil designing of innovative technologies.

**Keywords:** mine locomotive, brake, structure, dynamic model, friction, management, development, planning.