

ТОРМОЗНАЯ СИЛА КОМПОЗИЦИОННЫХ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК ПО МЕРЕ ИХ ИЗНОСА НА ГРУЗОВЫХ ВАГОНАХ

Э. И. ГАЛАЙ, П. К. РУДОВ, Е. Э. ГАЛАЙ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

В настоящее время на железных дорогах бывшего СССР наиболее распространены композиционные колодки ТИИР-300, ТИИР-303, безасбестовые ТИИР-308 и полуконпозиционные «Фритекс Контакт со вставками из специального чугуна.

Коэффициент трения этих колодок в зависимости от силы нажатия близок к коэффициенту трения колодок ТИИР-300 и практически стабилен во всём диапазоне скоростей, изменяясь также, как изменяется коэффициент сцепления колеса и рельса.

В Правилах тяговых расчетов [1] рассматривается формула коэффициента трения для типовых композиционных колодок:

$$\varphi_k = \varphi_k K \varphi_k v, \quad (1)$$

где $\varphi_k = 0,44 \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20}$; $\varphi_k v = \frac{v + 150}{2v + 150}$; K – сила нажатия колодки на колесо, кН; v – скорость трения колодки по колесу, км/ч.

Конструкция колодочного фрикционного узла обеспечивает равномерное распределение давления по площади колодки, поэтому

$$K = 10^3 p S_H, \quad (2)$$

где p – давление (удельное нажатие) колодки на колесо, МПа; S_H – номинальная площадь фрикционной части колодки, м².

В местах фактического контакта колодки и колеса происходит взаимное внедрение микровыступов, которое зависит от силы нажатия колодки.

Геометрические параметры фрикционного узла определяются конфигурацией тормозной колодки. Её форма и размеры являются решающими при формировании основных характеристик тормоза, поэтому формула для расчета коэффициента трения имеет вид

$$\varphi_k = \alpha \varphi p \varphi v, \quad (3)$$

где φp – функция, учитывающая величину давления во фрикционном контакте «колодка – колесо»,

$$\varphi p = \alpha \frac{10^3 \beta p S_H + \gamma}{10^3 \delta p S_H + \gamma}, \quad (4)$$

где α , β , δ , γ – эмпирические коэффициенты, зависящие от материала тормозной колодки.

При расчетах тормозов обычно задается сила нажатия тормозной колодки K , поэтому давление

$$p = \frac{K}{10^3 S_H}. \quad (5)$$

Конструкция композиционной тормозной колодки такова, что ширина b в начале работы у новой колодки значительно меньше, чем у изношенной (рисунок 1), а значит, и площадь трения изменяется по мере износа колодки. Допускаемая удельная сила нажатия колодки – 0,9 МПа при скорости до 120 км/ч.

Следует отметить, что ширина трущейся части колодки в процессе работы при износе меняется от $b_1 = 40 \dots 60$ мм у новой до $b_3 = 80$ мм у изношенной, что ведет к увеличению площади трения, хотя при тяговых расчетах принята геометрическая площадь трения композиционной тормозной колодки $S_H = 0,029$ м² при ширине $b_3 = 80$ мм.

Используемые колодки фактически имеют две части, разделенные выемкой шириной 25–35 мм по кругу катания, длина каждой части по мере износа возрастает от 150 до 175 мм. При максималь-

ной силе нажатия, например, при экстренном или полном служебном торможении, изменяется коэффициент трения, поскольку он зависит от ряда факторов, связанных с площадью трения. В частности, влияние оказывает износ поверхности катания колеса, температура в зоне контакта и микрогеометрия фрикционных поверхностей [2, 3, 4].

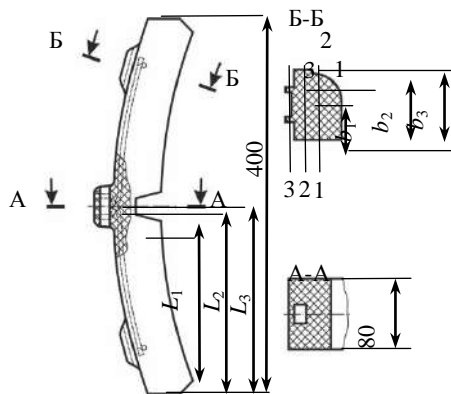


Рисунок 1 – Композиционная тормозная колодка железнодорожного подвижного состава (ГОСТ 33421–2015)

Номинальная (геометрическая) площадь трения колодки меняется по мере износа. Оценим ее по данным рисунка 1.

$$S_{н1} = 2L_1b_1 = 2 \cdot 15 \cdot 3 = 90 \text{ см}^2 = 0,009 \text{ м}^2 \text{ – новая колодка};$$

$$S_{н2} = 2L_2b_2 = 2 \cdot 17,5 \cdot 7,2 = 252 \text{ см}^2 = 0,0252 \text{ м}^2 \text{ – частично изношенная};$$

$$S_{н3} = 2L_3b_3 = 2 \cdot 18,0 \cdot 8 = 288 \text{ см}^2 = 0,0288 \text{ м}^2 \text{ – изношенная колодка}.$$

При передаточном числе рычажной передачи $n = 5 \dots 6$ и включении воздухораспределителя на режим «Средний» сила нажатия композиционной тормозной колодки $K_k^c \approx 16 \text{ кН}$.

Фактическое давление колодки на колесо при среднем режиме работы воздухораспределителя и полном служебном торможении: для новой колодки $p_1^c = \frac{K_k^c}{10^3 S_{н1}} = \frac{16}{10^3 \cdot 0,009} \approx 1,78 \text{ МПа}$; для ча-

стично изношенной $p_2^c \approx 0,635 \text{ МПа}$; при полном износе колодки $p_3^c \approx 0,56 \text{ МПа}$.

Давление тормозной колодки на поверхность катания колеса не должно превышать допускаемую величину 0,9 МПа.

При включении воздухораспределителя на режим «груженный» и силе нажатия колодки 26,1 кН фактическое давление превышает допускаемую величину, что создает ненормальные условия работы фрикционных узлов и приводит к повреждению тормозных колодок и поверхности катания колесных пар, особенно при новых колодках.

Фактическую удельную тормозную силу экипажа, Н/т, можно определить по формуле

$$b_{\text{тi}} = \frac{10^3 n K_i \Phi_{ki}}{q_0}, \quad (6)$$

где n – число тормозных элементов на оси колесной пары; q_0 – осевая нагрузка, т.

Оценку мощности тормозов можно произвести, сравнив фактическую удельную тормозную силу вагона и удельную тормозную силу, допускаемую по условию безюзового торможения $\bar{b}_{\text{т}}(v)$, Н/т, которая должна быть больше или равна фактической, реализуемой при торможении.

$$\bar{b}_{\text{т}}(v) \geq 10^3 g \psi_k k_{\text{сп}} k_{\text{тепл}}, \quad (7)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; ψ_k – коэффициент сцепления колеса и рельса; $k_{\text{сп}}$ – предельное значение коэффициента сцепления, $k_{\text{сп}} = 0,85 \dots 0,9$; $k_{\text{тепл}}$ – коэффициент тепловой нагрузки тормозного узла, учитывающий максимальную скорость

вагона и время протекания процесса торможения.

При длительном процессе действия тормозов, например, при торможении на затяжных спусках, $k_{\text{сп}}$ следует выбирать с учетом динамики изменения нагрузки колесных пар и перераспределения этой нагрузки в результате действия инерционных сил, и величина его должна быть меньше, то есть $k_{\text{сп}} = 0,85$.

При следовании поезда на перегонах с крутыми затяжными спусками должна учитываться тепловая нагрузка фрикционного узла с композиционными колодками [4]. Коэффициент $k_{\text{тепл}}$ зависит от множества факторов, важнейшим из которых является энергетическая нагрузка. Величина $k_{\text{тепл}}$ может колебаться от 0,4 до 0,8 в зависимости от условий работы вагона.

В этом случае должна предусматриваться возможность снижения давления в тормозных цилиндрах при остановке поезда на предыдущей станции и обеспечения тормозной силы за счет локомотива.

Список литературы

- 1 Правила тяговых расчетов для поездной работы : утв. Распоряжением ОАО «РЖД» 12.05.2016 № 867 р. – М. : Транспорт, 1985. – 287 с.
- 2 Галай, Э. И. Тормоза локомотивов и вагонов: проблемы и перспективы : учеб. пособие: в 2 ч. Ч. 2 : Фрикционные узлы тормозов / Э. И. Галай. – Гомель : БелИИЖТ, 1993. – 69 с.
- 3 Балакин, В. А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко. – Гомель : ИММС НАНБ, 1999. – 220 с.
- 4 Богданович, П. Н. Трение и износ в машинах / П. Н. Богданович, В. Я. Прушак, С. П. Богданович. – Минск : Технология, 2011. – 527 с.

УДК 539.3

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЧИСЛЕННОГО АЛГОРИТМА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОМ СОСТОЯНИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

П. В. ГЕРАСИМЕНКО

*Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I,
Российская Федерация*

Как известно, математическая модель для такого класса задач включает систему однородных дифференциальных уравнений, которые могут быть приведены, после разрешения их относительно первой производной вдоль меридиональной координаты к 8 уравнениям и 4-граничным условиям на каждом торце оболочки [1]. В общем виде ее можно записать в следующей форме:

$$\frac{\partial \vec{y}(\alpha, \beta)}{\partial \alpha} = \sum_{s=0}^4 A^{(s)}(\alpha) \frac{\partial^s \vec{y}(\alpha, \beta)}{\partial \beta^s} + \vec{f}(\alpha, \beta);$$

$$B_0 \vec{y}(0, \beta) = \vec{0}; \quad B_n \vec{y}(l, \beta) = \vec{0}.$$

Здесь α, β – координаты срединной поверхности соответственно в меридиональном и окружном направлениях; $A^{(s)}(\alpha)$ – квадратные матрицы 8-го порядка (выражения для их элементов не приводятся из-за громоздкости); $\vec{y}^T(\alpha, \beta) = N_\alpha, S_\alpha, Q_\alpha, M_\alpha, u, v, w, \vartheta_\alpha$ – транспонированный вектор столбец усилий $N_\alpha, S_\alpha, Q_\alpha$, момента M_α , перемещений u, v, w и угла ϑ_α поворота; $\vec{f}(\alpha, \beta)$ – вектор нагрузки; l – длина оболочки; $B_k (k = 1, n)$ – прямоугольные матрицы 4×8 , характеризующие условия закрепления оболочки на краях и имеющие по восемь ненулевых элементов.

$$b_{ss}^{(k)} = \gamma_s^{(k)}; \quad b_{s,4+s}^{(k)} = 1 - \gamma_s^{(k)} \quad (s = 1, 2, 3, 4; \quad k = 1, m),$$

где $\gamma_s^{(k)}$ – числа, принимающие значения, равные единице, если S -я компонента вектора $\vec{y}(\alpha, \beta)$ задана, и равна нулю, если не задана.

Метод решения отмеченной задачи применительно к строительным конструкциям изложен в работе [1], а применительно к железнодорожным цистернам – в [2]. В настоящем докладе предлагается алгоритм решения задачи на основании доказанной в [3] теоремы, позволяющий сохранить для рассматриваемых конструкций емкую ортогональную прогонку, но существенно снизить требования к объему памяти и времени решения задачи.

Известно, что краевая задача напряженно-деформированного состояния оболочки вращения после конечно-разностной аппроксимации производных может быть сведена к системе неоднородных линейных алгебраических уравнений, которая в матричной форме записи имеет достаточно простую форму [1]: