

А. Н. ПШИНЬКО, С. В. МЯМЛИН (ДИИТ),
В. И. ПРИХОДЬКО, О. А. ШКАБРОВ, Я. М. СТЕРИНЗАТ, Г. С. ИГНАТОВ,
Б. А. КОРОБКА (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗОВ ВАГОНОВ

Запропоновано уточнені методи оцінки ефективності гальмівної системи вагонів. Ці методи враховують різноманітність факторів і максимально наближають розрахункову оцінку гальмівної системи до реальної конструкції.

Предлагаются уточненные методы оценки эффективности тормозной системы вагонов. Эти методы учитывают многообразие факторов и максимально приближают расчетную оценку тормозной системы к реальной конструкции.

In work the specified methods of an estimation of efficiency of brake system of cars are offered. These methods take into account variety of factors and as much as possible approach a settlement estimation of brake system to a real design.

Повышение темпов производства ставит задачи рационального использования транспорта и, в первую очередь, железнодорожного, который занимает в общем транспортном процессе значительное место.

Потенциальный резерв повышения эффективности железнодорожного транспорта заключается в сокращении производственного цикла за счет увеличения реализуемых скоростей движения в основном на скоростных железнодорожных линиях. Повышение же скоростей движения во многом определяется профилем и состоянием железнодорожного пути, улучшение которого связано со значительными капитальными и временными затратами, в связи с чем актуальным является вопрос изыскания резервов по использованию сил сцепления колес с рельсами вагонов эксплуатационного парка при торможениях на путях имеющегося технического состояния.

По результатам последних исследований [1], выполненных специалистами ВНИИЖТа, подтверждены зависимости предельного коэффициента сцепления колес вагонов с рельсами от скорости движения вагона и статической нагрузки от колесной пары на рельсы (осевой нагрузки).

Эти зависимости являются эмпирическими и выражаются следующим образом [2]:

$$|Y_k| = Y(q_0) \cdot Y(V), \quad (1)$$

где $|Y_k|$ – предельный коэффициент сцепления железнодорожных колес с рельсами; q_0 –

статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; V – скорость движения вагона в начале торможения, м/с; составляющая коэффициента сцепления, зависящая от осевой нагрузки

$$Y(q_0) = 0,17 - 0,000153(q_0 - 49);$$

составляющая коэффициента сцепления, зависящая от скорости начала торможения вагона – для грузовых вагонов на тележках типа 18-100

$$Y(V) = \frac{V + 22,5}{2,4V + 22,5};$$

то же для пассажирских вагонов и вагонов на тележках пассажирского типа

$$Y(V) = \frac{V + 160}{4V + 160}.$$

Для удобства анализа зависимости коэффициента сцепления от скорости движения грузовых магистральных вагонов в диапазоне 0...140 км/ч (0...38,89 м/с) при наиболее характерных осевых нагрузках порожних вагонов – 5,75...7,5 т (56,388...68,15 кН) и груженых – 23,5 т (230,456 кН) приведены на рис. 1.

То же для пассажирских вагонов в диапазоне скоростей движения от 0 до 160 км/ч (0...44,44 м/с) и при характерных осевых нагрузках порожних вагонов – 10 – 11,75 – 14,5 т (98,0665–115,228–142,196 кН) и груженых вагонов – 16,25 т (159,358 кН) приведены на рис. 2.

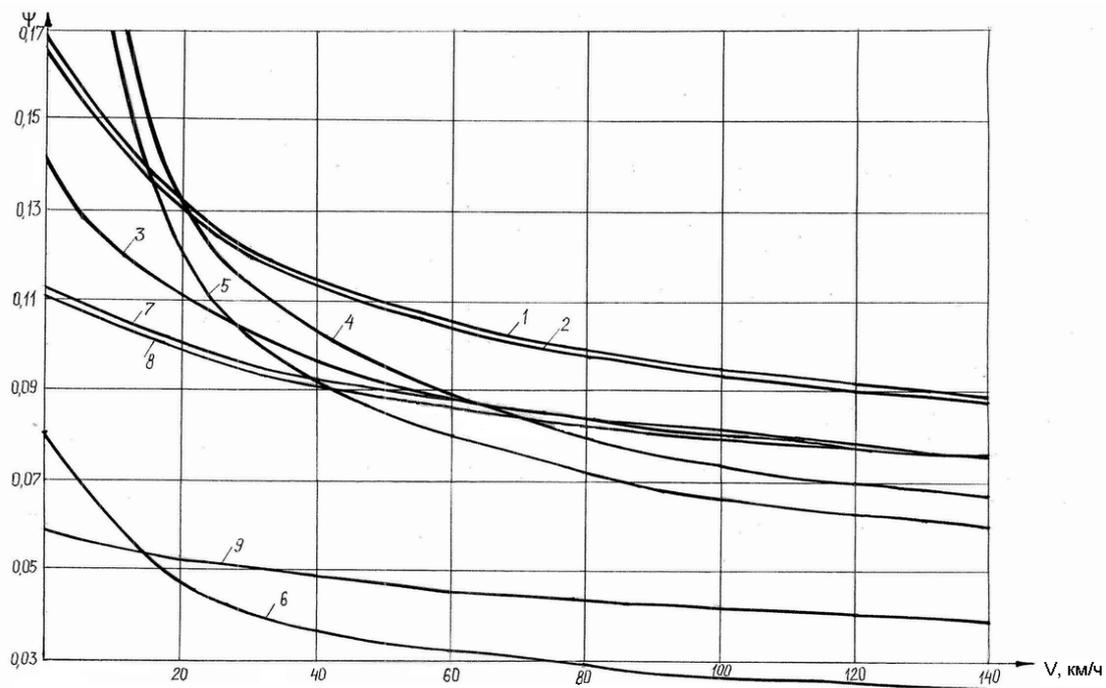


Рис. 1. Зависимость предельных $|\psi|$ и реализуемых ψ коэффициентов сцепления колес грузовых вагонов с рельсами от скорости начала торможения V :

1, 2 и 3 – $|\psi|$ при осевой нагрузке $q_0 = 5; 7,5$ и $23,5$ тс соответственно; 4, 5 и 6 – ψ для вагонов с чугунными тормозными колодками при $q_0 = 5; 7,5$ и $23,5$ тс соответственно; 7, 8 и 9 – то же с композиционными колодками

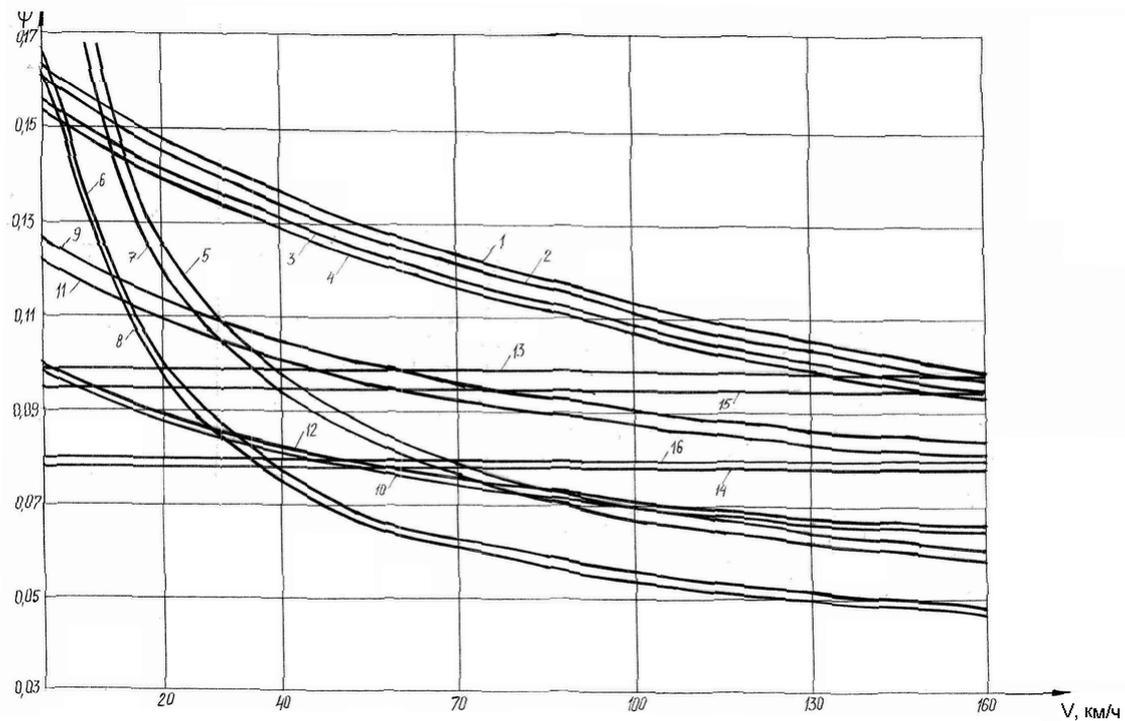


Рис. 2. Зависимости предельных $|\psi|$ и реализуемых ψ коэффициентов сцепления колес пассажирских вагонов с рельсами от скорости начала торможения V :

1, 2, 3 и 4 – $|\psi|$ при осевой нагрузке $q_0 = 10; 11,75; 14,5$ и $16,25$ тс соответственно; 5, 6, 7 и 8 – ψ для вагонов с чугунными тормозными колодками при $q_0 = 10; 11,75; 14,5$ и $16,25$ тс соответственно; 9, 10, 11 и 12 – то же с композиционными колодками; 13, 14, 15 и 16 – то же с дисковыми тормозами

Как следует из графиков (рис. 1), увеличение осевой нагрузки порожнего грузового вагона на 30 % приводит к уменьшению коэффициента сцепления на 1,5 %, при возрастании скорости движения этого же вагона 0...140 км/ч коэффициент сцепления снижается на 88,7 %.

Из графиков, на рис. 2, видно, что увеличение осевой нагрузки порожнего пассажирского вагона на 45 % вызывает уменьшение коэффициента сцепления на 4,3 %; возрастание же скорости движения этого вагона 0...160 км/ч приводит к уменьшению коэффициента сцепления на 65,2 %.

Характер изменения коэффициента сцепления определяется главным образом изменением скорости движения и выражается дробнолинейной рациональной функцией типа $Y = A/V$.

При взаимодействии элементов фрикционных тормозов, размещенных на подвижном составе, создаваемая и реализуемая величина силы трения ограничивается предельным коэффициентом сцепления.

В общем случае в процессе всего периода торможения в рассматриваемый момент времени указанное выше определяется зависимостью

$$\frac{\sum_{i=1}^n K_{di} \cdot \Phi_{di}}{q_{0j}} = |Y_{ki}|, \quad (2)$$

где K_{di} – действительная сила прижатия i -го элемента к поверхности трения в кН, приведенная к поверхности катания колеса; Φ_{di} – значение действительного коэффициента трения на i -ой фрикционной поверхности; q_{0j} – вертикальная сила в кН, действующая от j колесной пары на рельсы (осевая нагрузка); n – число поверхностей трения, отнесенное к оси; $|Y_{ki}|$ – предельное значение коэффициента сцепления при i -ой осевой нагрузке и скорости движения вагона в рассматриваемый момент времени.

При торможении колодочным тормозом и прижатии тормозных колодок к поверхностям катания колес, очевидно, отсутствует необходимость приведения силы прижатия; при дисковых тормозах приведение производится умножением силы прижатия тормозных накладок на отношение r/R , где r – радиус трения тормозного диска (расстояние от центра тормозного диска до линии действия средней силы прижатия тормозной накладки); R – радиус колеса по кругу катания, который изменяется по мере износа и обточки колеса.

Для заданного конструктивного решения тормоза (вида рычажных передач, места размещения тормозных цилиндров, типа тормозных колодок и накладок) K_d изменяется в зависимости от вида торможения (ступенчатое, полное), величины нагрузки от колеса на рельсы (при использовании регуляторов давления – авторежимов), скорости движения экипажа (при использовании регуляторов тормозной силы в зависимости от скорости, противоюзных устройств).

Для широко используемых в практике эксплуатации подвижного состава железных дорог СНГ материалов колодок и колес величины действительных коэффициентов трения (Φ_d) на трущихся поверхностях изменяются в зависимости от нажатий и скоростей относительного перемещения трущихся элементов по эмпирическим зависимостям [3]:

- для стандартных чугунных колодок по ГОСТ 1205-73 [4]

$$\Phi_d = 0,6 \frac{15K_d + 100}{80K_d + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (3)$$

- для композиционных колодок из материала 8-1-66 по ТУ 38 – 114 305-86 [5]

$$\Phi_d = 0,44 \frac{K_d + 20}{4K_d + 20} \cdot \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (4)$$

где K_d – действительная сила нажатия колодки (накладки), т; V – скорость движения вагона, км/ч.

Анализ приведенных зависимостей (3) и (4) при наиболее вероятных нажатиях и в используемом диапазоне скоростей движения свидетельствует о том, что величины действительных коэффициентов трения изменяются при применении стандартных чугунных тормозных колодок в 4,2 раза у грузовых вагонов и в 4,4 раза у пассажирских вагонов; при применении композиционных колодок из материала 8-1-66 в тормозах грузовых вагонов действительный коэффициент трения изменяется на 65 %, у пассажирских вагонов – на 59,8 %.

В этом же диапазоне нажатий и скоростей движения коэффициент сцепления для грузовых вагонов изменяется в 1,24 раза, для пассажирских – на 75 %.

В связи со значительным разбросом фрикционных характеристик трущихся пар колодочных тормозов большинства вагонов и при отсутствии в тормозных системах противоюзных устройств необходимо иметь запас тормозов вагонов по юзу при характерных скоростях

движения. Так, минимальная величина запаса установлена 15 % от предельного значения коэффициента сцепления колес с рельсами [2]. Наличие этого запаса проверяется для грузовых вагонов при скоростях 20, 100 и 120 км/ч, а пассажирских – при скоростях 40, 120 и 160 км/ч.

Установка дорогостоящих противоюзных устройств в тормозных системах с тормозными цилиндрами, размещенными на раме вагона, как правило, неэффективна из-за большой инерционности рычажной передачи тормоза.

В связи с этим применение противоюзных устройств рекомендуется только для дисковых тормозов с компактными клещевыми механизмами либо для колодочных тормозов с тормозными цилиндрами и рычажными передачами, размещенными на раме тележки.

При этом для пассажирских вагонов в предельных режимах допускается отсутствие запаса по юзу.

Проверку юза рекомендуется проводить на всех режимах торможения при максимальных расчетных давлениях в тормозных цилиндрах и минимально допускаемых нагрузках от колесных пар на рельсы [2].

Анализ расположения кривых на графике (см. рис. 1) (грузовые вагоны) свидетельствует о том, что для порожних вагонов, оборудованных тормозными цилиндрами на раме вагона и типовыми чугунными колодками, наибольшее приближение кривых реализуемых значений коэффициентов сцепления к предельным значениям возможно при скорости 20 км/ч. И даже по условию совпадения значений коэффициентов сцепления при этой скорости (при наличии юза в диапазоне 0...20 км/ч) запас по юзу при скорости 120 км/ч достигает 44 %. У груженых вагонов с этим же тормозом запас по использованию коэффициента сцепления находится в пределах 1,78...3,1 раза при скоростях 0...120 км/ч.

Из этого же рисунка следует, что для порожних грузовых вагонов, оборудованных тормозами на раме вагона и типовыми композиционными тормозными колодками, наибольшее приближение кривых реализуемых и предельных значений коэффициентов сцепления достигается при скорости 120 км/ч и запас составляет 15 %. У груженых вагонов с такими же тормозами запас по использованию коэффициента сцепления находится в пределах 1,42...0,9 раза при скоростях 0...120 км/ч.

Таким образом, по характеристикам трения применяемых на грузовых вагонах как композиционных, так и особенно чугунных тормозных колодок не используется значительный резерв по сцеплению.

Характер изменения кривых предельных и реализуемых коэффициентов сцепления для пассажирских вагонов с конструкционной скоростью до 160 км/ч, представленный на рис. 2, свидетельствует о следующем.

Порожний пассажирский вагон с тормозным цилиндром на раме вагона и типовыми чугунными колодками может иметь наибольшее приближение реализуемого и предельного коэффициентов сцепления при скорости 20 км/ч. В этом случае при tare вагона 58 т запас по юзу составляет от 15 % при скорости 20 км/ч и достигает 63 % при скорости 160 км/ч, а при скоростях 0...15 км/ч реализуется коэффициент выше предельного.

У такого же груженого пассажирского вагона с брутто 65 т резерв реализуемого коэффициента по сравнению с предельным составляет 43,2 % при скорости 20 км/ч и 98,1% при скорости 160 км/ч.

У аналогичного пассажирского вагона с типовыми композиционными колодками при tare вагона 58 т запас по юзу составляет ~ 15 % при скорости 160 км/ч, максимальный запас – 30,2% при скорости 20 км/ч.

Груженный пассажирский вагон с брутто 65 т с типовыми композиционными колодками имеет запас по сцеплению от 57,4 % до 42,2 % при изменении начальной скорости торможения 20...160 км/ч.

В меньшей степени, чем для грузовых вагонов, но и здесь недостаточно используется резерв по сцеплению груженых пассажирских вагонов, особенно у экипажей, оборудованных чугунными тормозными колодками.

На этом же рис. 2 представлены кривые реализуемых коэффициентов сцепления порожним и груженым пассажирскими вагонами с тарой 58 т и брутто 65 т, оборудованными дисковыми тормозами и противоюзным устройством.

В расчете принят постоянный коэффициент трения, равный 0,35, композиционных накладок из материала Wesorit 918 по тормозным дискам, фрикционные кольца которых выполнены из серого чугуна.

Из графиков следует, что реализуемое значение коэффициента сцепления порожнего вагона при скорости 160 км/ч равно предельному и не изменяется с изменением скорости, при этом предельное значение коэффициента возрастает по мере убывания скорости и запас по юзу возрастает до 65,2 %.

Запас по сцеплению груженого пассажирского вагона колеблется от 15 % при скорости 160 км/ч до 93,4 % при нулевой скорости.

Сопоставление кривых зависимости Y от скорости груженых вагонов с типовыми композиционными колодками и дисковыми тормозами показывает, что кривые пересекаются при скорости ~ 65 км/ч. Очевидно, что реализуемый запас по сцеплению при скоростях 65...160 км/ч приводит к снижению тормозного пути вагона в большей степени, чем от 65 км/ч до нуля.

Это наглядно изображено на графике и подтверждается результатами испытаний, при которых тормозной путь пассажирского вагона с аналогичными массовыми показателями, оборудованного композиционными тормозными колодками, при начальной скорости 160 км/ч составил при экстренном торможении на площадке – 1650 м, а вагона с дисковыми тормозами – 1300 м.

Указанный пример значительного повышения эффективности тормоза пассажирского вагона (на $\sim 30\%$) за счет изменения характеристик пар трения свидетельствует о перспективности поиска и применения таких пар с рациональными значениями коэффициентов трения.

При проведении анализа новых технических решений удобно использовать значения действительных коэффициентов трения, сил нажатия, коэффициентов сил нажатия и др.

Так, величину действительного коэффициента сил нажатия g_d необходимо определять по зависимости:

$$g_d = \frac{K_d n}{T + Q} \quad (5)$$

где K_d – действительная сила нажатия тормозной колодки (накладки), приведенная к поверхности катания колеса, кН – определяется по формуле (9.4) [2]; n – число тормозных колодок (накладок) на вагоне; T – сила тяжести порожнего вагона, кН; Q – сила тяжести груза, кН.

Условие отсутствия юза должно выглядеть следующим образом:

$$g_d \Phi_d < |Y_k|$$

или

$$g_d \Phi_d \leq 0,85 |Y_k|, \quad (6)$$

где Φ_d – величина действительного коэффициента трения трущихся пар (колодки по колесу, накладки по диску); $|Y_k|$ – предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении – определяется по формулам (9.10), (9.11), (9.12), (9.13) [2].

При определении полного расчетного тормозного пути вагона в составе поезда, подготовительного (предтормозного) и действительного

тормозных путей вагона при экстренном торможении на площадке необходимо использовать формулы (9.15), (9.16) и (9.17) [2], удельную тормозную силу вагона определять по формуле:

$$b_t = 1000 \Phi_d g_d. \quad (7)$$

Величина g_d определяется при наибольшем давлении в тормозном цилиндре [2, табл. 9.4, 9.5] без учета усилия пружины авторегулятора и при полной расчетной загрузке вагона на соответствующем режиме включения тормоза.

По полученному значению полного тормозного пути [6] устанавливается соответствующее этому пути значение расчетного тормозного коэффициента в пересчете на чугунные тормозные колодки g_p в зависимости от скорости в начале торможения.

Полученные значения g_p сопоставляются с нормативными [6; 7], и принимается решение о соответствии тормозных систем вагонов условиям безопасности движения.

Рациональность таких методов исследования и расчета проверена при создании ОАО «КВСЗ» дисковых тормозов пассажирских вагонов моделей 61-779Э и 61-788 для максимальных скоростей движения 160 км/ч и подтверждена результатами тормозных испытаний, выполненных специалистами УкрНИИВа совместно с ДИИТОм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Крылов В. В. Методика измерения уровня коэффициента сцепления колес вагонов с рельсами на эксплуатируемых участках дорог / В. В. Крылов, А. В. Казаринов, В. Г. Максимов и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 4. – С. 17–23.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных): Утв. МПС 22.01.96 г. С изм. и доп. от 01.02.2000 г. и 01.03.2002 г. ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – 1996. – 352 с.
3. Гребенюк П. Т. Правила тормозных расчетов // Тр. ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2004.
4. ГОСТ 1205 –73 .Колодки чугунные тормозные для вагонов и тендеров. Конструкция и основные размеры.
5. ТУ 38-114-305-86. Колодка композиционная с сетчатым проволочным каркасом утолщенная и укороченная.
6. Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог: № ЦТ-ЦВ-ЦЛ-ВНИИЖТ/277. – М.: Транспорт, 2002. – 160 с.
7. Нормативи по гальмам: № ЦВ-0011: Утв. приказом Укрзалізничці № 101-Ц 05.05.1997 г. – К., 1998.

Поступила в редколлегию 16.02.2005.