

Подлесников Ярослав Дмитриевич, к.т.н., преподаватель Московского колледжа транспорта ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»

Силюта Анатолий Геннадьевич, к.т.н., доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»

Морозов Владислав Олегович, студент Института транспортной техники и систем управления ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛИНЫ ТОРМОЗНОГО ПУТИ ПАССАЖИРСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ

Аннотация: Тормозная система является очень важным элементом любой единицы подвижного состава, от эффективности и безотказности которой зависит безопасность перевозочного процесса. На скоростном пассажирском подвижном составе получил распространение дисковый тормоз, являющийся более эффективным по сравнению с колодочным тормозом. Исследованием работы и эффективности дисковых тормозов занимаются ученые разных стран, экспериментальные исследования позволяют уточнять расчетные формулы, более точно определять длину тормозного пути, которая зависит от множества факторов.

Ключевые слова: пневматический тормоз, ЭГ2Тв, тормозной путь, эффективность автотормозов, коэффициент трения.

Abstract: The braking system is a very important element of any unit of rolling stock, on the efficiency and reliability of which depends on the safety of the transportation process. The high-speed passenger rolling stock has a disk brake, which is more efficient than the deck brake. Research on the work and effectiveness of disc brakes are engaged in scientists from different countries, experimental studies

allow to clarify the calculation formulas, more accurately determine the length of the brake path, which depends on many factors.

Keywords: pneumatic brake, EG2Tv, braking path, auto-brake efficiency, friction factor.

Введение

Исследования отечественных и зарубежных специалистов в области выбора технических характеристик пневматического тормозного устройства для скоростного подвижного состава показали целесообразность применения дискового тормоза. Существующие методические подходы к оценке тормозного пути подвижного состава с различными тормозными устройствами основываются на результатах комплексных поездных испытаний. В статье предложен подход, позволяющий определять действительный тормозной путь скоростного моторвагонного подвижного состава различной составности с дисковым тормозом.

Методика определения длины тормозного пути пассажирского подвижного состава

Известна методика определения длины тормозного пути поезда по интервалам скорости [1], в которую входит множество исходных данных. Один из важных факторов, от которого зависит нажатие тормозных колодок при выполнении условия недопущения юза – коэффициент сцепления колеса и рельса принимается из таблицы справочника [2]. Сила сцепления колеса и рельса является ограничивающим фактором для тормозной силы, которая зависит от ряда факторов.

В формулу определения удельной тормозной силы входит расчетный коэффициент трения тормозных колодок, который согласно [1; 2] определяется по формуле:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (1)$$

где V – скорость движения в начальный момент торможения, км/ч.

В работе [3] сделан вывод, что для скоростного подвижного состава расчетный коэффициент трения тормозных накладок дискового тормоза необходимо определять по формуле, которая определена экспериментальным путем при испытаниях электропоезда серии ЭС1:

$$\varphi_{кр} = 0,41 \frac{V + 100}{3V + 100}. \quad (2)$$

Для сравнения был выполнен расчет коэффициентов трения тормозных композиционных накладок в зависимости от скорости начала торможения на примере 5-вагонного электропоезда ЭГ2Тв (составность электропоезда: 2 головных вагона и 3 моторных вагона), результаты расчета представлены на рис. 1.

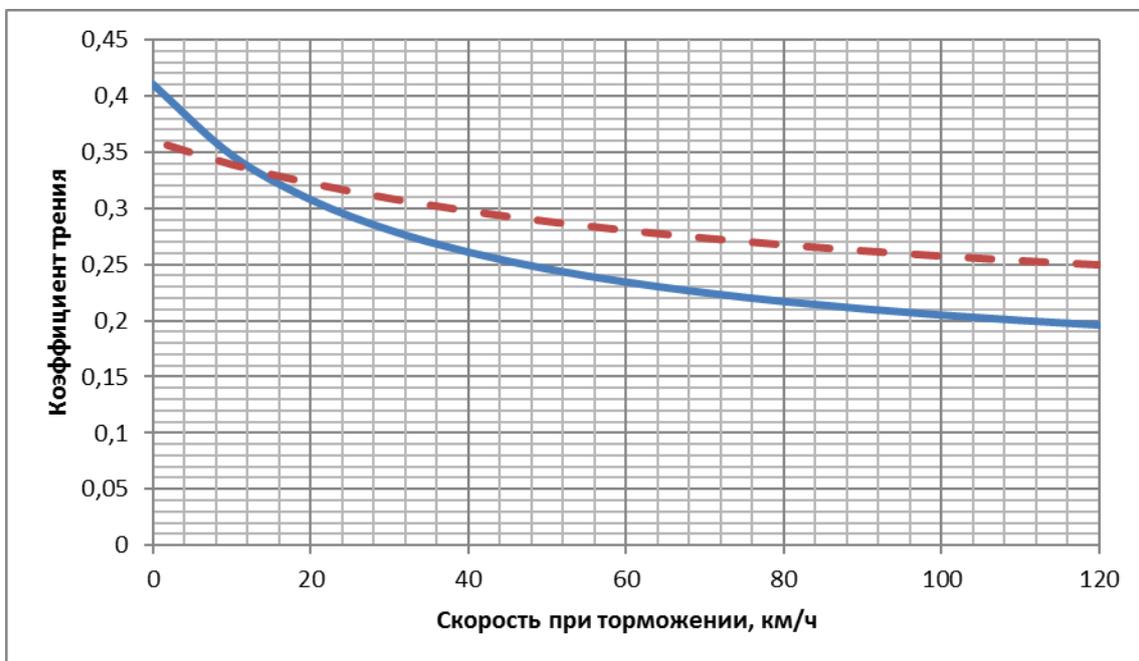


Рис. 1 – Зависимость расчетного коэффициента трения тормозных композиционных накладок от скорости при торможении

На рис. 1 пунктирная линия характеризует изменение расчетного коэффициента трения тормозных накладок, определяемого по формуле (1), сплошная линия – изменение расчетного коэффициента трения тормозных накладок, определяемого по формуле (2). Из рис. 1 видно, что при использовании в расчетах формулы (2) расчетный коэффициент трения тормозных композиционных накладок изменяется в более широком диапазоне, чем при использовании формулы (1). Соответственно, удельная тормозная сила, которая связана с расчетным коэффициентом трения тормозных накладок прямой пропорцией, также будет изменяться в более широком диапазоне.

Характер изменения удельной тормозной силы при определении расчетного коэффициента трения тормозных накладок по формулам (1) и (2) представлен на рис. 2 (для 5-вагонного электропоезда ЭГ2Тв без пассажиров). Расчет был выполнен с условием недопущения юза на всем этапе торможения (до полной остановки поезда).

На рис. 2 пунктирная линия характеризует изменение удельной тормозной силы электропоезда с использованием для определения расчетного коэффициента трения тормозных накладок формулы (1), сплошная линия – изменение удельной тормозной силы электропоезда с использованием для определения расчетного коэффициента трения тормозных накладок формулы (2). Получается, что при определении расчетного коэффициента трения тормозных накладок по формуле (2), предложенной в работе [3], удельная тормозная сила единицы подвижного состава с дисковым тормозом до скорости 16 км/ч принимает меньшие значения, чем при использовании формулы (1).

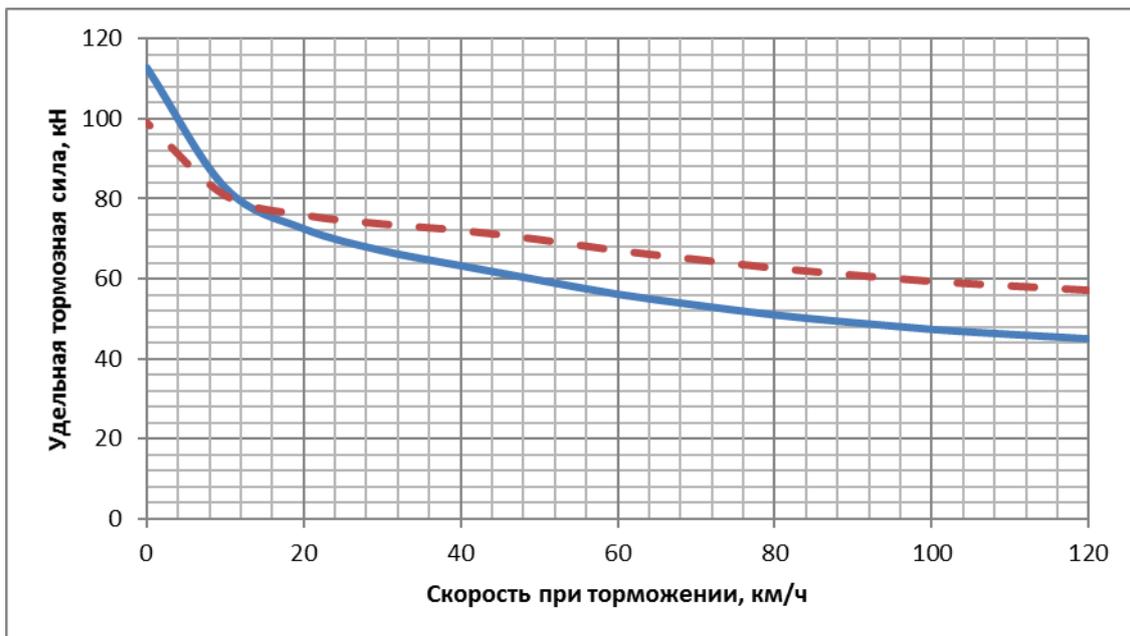


Рис. 2 – Характер изменения удельной тормозной силы 5-вагонного электропоезда ЭГ2Тв без пассажиров

При таком изменении удельной тормозной силы (см. рис. 2) изменяется длина тормозного пути электропоезда: при использовании формулы (1) длина тормозного пути 5-вагонного электропоезда ЭГ2Тв без пассажиров на площадке (с нулевым уклоном) со скорости 120 км/ч составляет 619,2 м, а при использовании формулы (2) при тех же условиях составляет 745,2 м (при условии недопущения юза в процессе торможения). Как видно, разница длины тормозного пути составила 126 м.

В работе [4] предложена формула для определения расчетного коэффициента трения тормозных накладок для пассажирского подвижного состава с дисковым тормозом и электропневматическим управлением:

$$\varphi_{кр} = 0,17 \frac{V + 100}{3V + 40}. \quad (3)$$

При использовании в расчетах формулы (3) получается зависимость от скорости, представленная на рис. 3.

На рис. 3 верхняя линия характерна для формулы (2), средняя линия – для формулы (1), нижняя линия – для формулы (3). Очевидно, что при использовании формулы (3) в расчетах значения удельной тормозной силы получатся гораздо меньше, чем при использовании формул (1) и (2), что приведет к существенному увеличению длины тормозного пути. Для 5-вагонного электропоезда ЭГ2Тв без пассажиров с нулевым уклоном пути длина тормозного пути со скорости 120 км/ч составит 1375 м, что вызывает определенные сомнения. Очевидно, формула (3) не может быть использована для получения адекватных результатов при определении длины тормозного пути электропоездов серии ЭГ2Тв.

При использовании композиционных тормозных накладок их нажатие на тормозные диски (при условии недопущения юза) изменяется по закону, показанному на рис. 4.

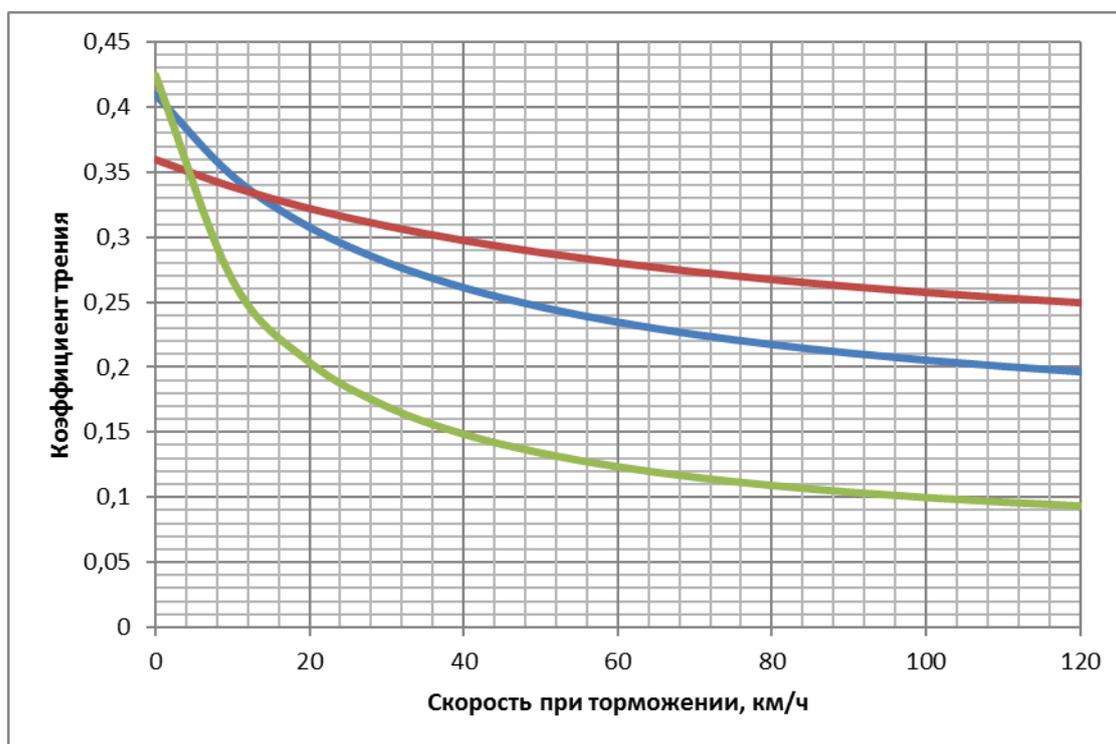


Рис. 3 – Зависимость расчетного коэффициента трения тормозных композиционных накладок от скорости при торможении

На рис. 4 верхняя линия характерна для моторных вагонов, нижняя – для головных. При выполнении условия недопущения юза в расчетах используется действительный коэффициент трения тормозных колодок, который в соответствии с [1; 2] для композиционных тормозных колодок определяется по формуле:

$$\varphi_k = 0,44 \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20} \cdot \frac{V + 150}{2V + 150} \quad (4)$$

где K – нажатие тормозных колодок.

Напрашивается предположение, что применительно к скоростному подвижному составу с дисковым тормозом действительный коэффициент трения тормозных накладок изменяется по несколько иному закону, чем по формуле (4), которая характерна для колодочного тормоза (как и формула (1)).

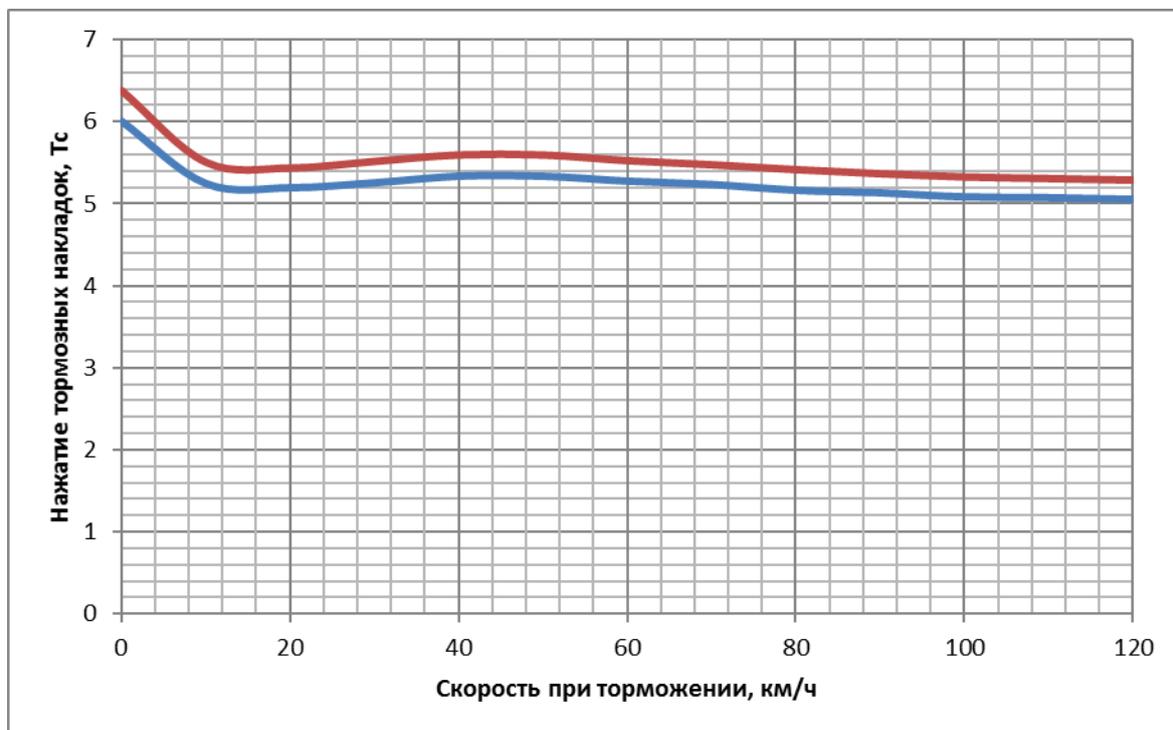


Рис. 4 – Характер изменения нажатия композиционных тормозных накладок на тормозной диск поезда ЭГ2Тв при торможении (без пассажиров)

Условие недопущения юза в соответствии с [1] для подвижного состава с дисковым тормозом и противоюзной системой определяется по формуле:

$$K \cdot \varphi_k \leq p_o \cdot \psi_p, \quad (5)$$

где ψ_p – расчетный коэффициент сцепления колес с рельсами, p_o – максимальная статическая нагрузка от колесной пары на рельс.

Величина ψ_p является табличной, которая приводится в справочнике [2], она зависит от осевой нагрузки и скорости движения, является переменной и изменяется нелинейно. При изменении действительного коэффициента трения тормозных накладок по другому закону, отличному от формулы (4), возникает необходимость в корректировке величины нажатия тормозных накладок.

Выводы. Полученные результаты теоретических исследований по определению коэффициента трения тормозных накладок дискового тормоза должны быть подтверждены экспериментальным путем, для чего необходимо проведение не только стендовых, но и поездных испытаний, а результаты таких экспериментальных исследований должны быть опубликованы в научных изданиях.

Библиографический список:

1. Асадченко, В. Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава: учеб. пособие / В. Р. Асадченко. – М.: Маршрут, 2004. – 120 с.
2. Крылов, В. И. Справочник по тормозам: изд. 3-е, перераб. и доп. / В. И. Крылов [и др.]. – М.: Транспорт, 1975. – 448 с.

3. Рунов, А. С., Курилкин, Д. Н. Экспериментальное определение коэффициента трения в дисковом тормозе поездов «Сапсан» / А. С. Рунов, Д. Н. Курилкин // Вестник транспорта Поволжья. – 2017. – № 1 (61). – С. 27-31.

4. Сисин, В. А. Исследование процессов управления торможением электроподвижного состава с дисковыми тормозами / В. А. Сисин, И. В. Кондратьев // Транспорт Урала. – 2017. – № 4 (55). – С. 82-86.