

С. П. Круглов, П. Ю. Иванов, А. А. Корсун

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ С ПОСТОЯННЫМ ЗНАЧЕНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПО НАЖАТИЮ *

Аннотация. Методами математического описания и расчета обосновано преимущество реализации тормозной кривой пассажирского поезда с обеспечением постоянного коэффициента запаса по нажатию, определенного ранее для обеспечения одинаковых условий по свойству заклинивания колесных пар (юза) на всем периоде торможения. Выведена зависимость ускорения торможения от данного коэффициента. Решением интегральных уравнений для типовых параметров поезда построены зависимости пройденного пути от скорости (тормозная кривая), ускорения торможения от скорости и времени торможения при постоянстве указанного коэффициента. Названные характеристики были сравнены с аналогичными параметрами при реализации других способов управления торможением на одном и том же тормозном пути: при постоянном ускорении и постоянном тормозном нажатии (постоянном давлении в тормозной магистрали). Показана эффективность предлагаемого метода торможения в сравнении с вышеописанными.

Ключевые слова: тормозной путь, электропневматические тормоза, пассажирский подвижной состав, эффективность торможения, безюзное торможение, коэффициент запаса по нажатию.

Для цитирования: Круглов, С. П. Математическое обоснование эффективности торможения с постоянным значением коэффициента запаса по нажатию / С. П. Круглов, П. Ю. Иванов, А. А. Корсун // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 3. – С. 159–168. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_3_159.

Введение

На сегодняшний день повышение скорости движения поездов приобретает особенное значение. Из основных факторов, влияющих на скорость движения поезда, можно выделить состояние инфраструктуры, профиль пути, массу поезда, условия сцепления колес с рельсами и многие другие факторы. Как известно, при оценке эффективности поездной работы скорость движения поезда терминологически разделяют на участковую, техническую, ходовую и маршрутную, определяя таким образом некоторое среднее значение скорости поезда, вычисляемое с учетом, либо без учета различных факторов, таких как интенсивность разгона и торможения, продолжительность простоя и т. п. В нормативной документации, регламентирующей обеспечение безопасности движения [1, 2] встречается понятие «допустимая скорость движения». В поездной работе машинисты стремятся максимально приблизить фактическую скорость поезда к значению допустимой скорости. При работе с клиентами компания ОАО «РЖД» использует термин «коммерческая скорость», подразумевающий скорость доставки грузов, которая в конечном счете влияет на прибыль компании и ее привлекательность для клиентов.

Допустимая скорость движения поезда определяется длиной его тормозного пути до внезапно возникающих препятствий, т. е. длиной блок-участка и эффективностью тормозов. Таким образом, сокращение длины тормозного пути приводит к увеличению допустимой скорости движения, как следствие, ходовой скорости, участковой и, главное, коммерческой скорости.

Характер торможения поезда также оказывает влияние на техническую скорость, учитывающую время или интенсивность торможения. Чем интенсивней замедление, тем выше техническая скорость с учетом остановок. В настоящее время наблюдается развитие автоматических систем управления, работа которых направлена на увеличение технической скорости движения.

Современные системы управления поездами позволяют достаточно точно обеспечивать режим ведения и удерживать фактическое значение скорости на уровне программной скорости, заданной в качестве некоторого эталона для системы автоведения. Также для пассажирских поездов с электропневматическими тормозами ведутся разработки систем адаптивного управления тормозным

* Работа выполнена в рамках государственного задания по государственной работе «Адаптивная система автоматического управления с повышенной эффективностью тормозами пассажирских и высокоскоростных поездов» № 121050600026-9 от 06.05.2021.

нажатием в зависимости от коэффициента трения и коэффициента запаса по нажатию, влияющим на кривую торможения и значение технической скорости.

Поскольку управляемость тормозами поезда растет, становится актуальным вопрос исследования критериев или условий управления процессом торможения. Стандартное торможение поезда по [2, 3] чаще всего осуществляется при условно-постоянном значении тормозного нажатия (постоянстве давления в тормозной магистрали). Можно осуществлять торможение с регулируемым нажатием, установив в качестве критерия соблюдение постоянного ускорения торможения (замедления). Такой метод применяется рядом разработчиков [4, 5], а также часто используется машинистами электропоездов и пассажирских поездов при ручном торможении.

В ряде научных трудов [6–9] описывается управление тормозами в процессе торможения по критерию постоянства коэффициента запаса по нажатию, обеспечивающего более эффективное использование тормозной силы на высоких скоростях и более надежное сцепление колеса с рельсом на малых скоростях.

Данная работа посвящена сравнительному анализу перечисленных выше способов торможения с построением кривых торможения для определения более эффективного из них. Будем рассматривать условия торможения пассажирских поездов в предположении, что во всех случаях торможение идет без юза, уклона пути нет.

Тормозная кривая при постоянном ускорении торможения

В соответствии с основами механики тормозная кривая определяется из энергетического баланса по уменьшению кинетической энергии поезда во время торможения к работе силы торможения, потраченной на это при постоянном ускорении торможения:

$$(V^2 - V_k^2)m/2 = amS, \quad (1)$$

где V, V_k – текущая и конечная скорость; m – масса поезда; a – ускорение торможения; S – тормозной путь. Отсюда находится достаточно хорошо известное уравнение тормозной кривой:

$$V(S) = \sqrt{2aS + V_k^2}.$$

Пройденный тормозной путь с начальной скорости (V_0) и время торможения (t_a) определяются зависимостями:

$$S(V) = S_a(V) = (V_0^2 - V^2)/(2a); \quad (2)$$

$$t_a = V_0/a. \quad (3)$$

Тормозная кривая при постоянном коэффициенте запаса по нажатию

Коэффициент запаса по нажатию (K), отнесенный ко всему поезду, определяется как [3, 6–9]:

$$K = F_{\text{сц}}/F_T, \quad (4)$$

где $F_{\text{сц}} = mg\psi(V, q_0)$ – общая располагаемая сила сцепления поезда при текущей скорости; g – ускорение свободного падения; $\psi(V, q_0)$ – коэффициент максимального сцепления; q_0 – средняя нагрузка на колесо поезда; F_T – текущая сила торможения.

Последнюю рассмотрим подробнее. Пусть безразмерный тормозной коэффициент поезда определяется как

$$\vartheta = \frac{\Sigma T_{\text{max}}}{mg}, \quad (5)$$

где ΣT_{max} – максимальная суммарная сила давления всех тормозных колодок на колеса поезда.

При отсутствии юза колес тормозная сила поезда определяется исключительно силой, развиваемой между колодками и колесами. На основании этого, а также (5) и известных соотношений по тормозной силе колодок [3, 10, 11] общая максимальная тормозная сила поезда определится:

$$F_{T \max} = \varphi(\Sigma T_{\max}, V) \Sigma T_{\max} = \varphi(\Sigma T_{\max}, V) \vartheta mg .$$

Отсюда текущую тормозную силу поезда, с учетом второго закона Ньютона, можно записать:

$$F_T = \varphi(\Sigma T, V) \Sigma T = \alpha F_{T \max} = \alpha \varphi(\Sigma T_{\max}, V) \vartheta mg = a_T m , \quad (6)$$

где ΣT – текущая суммарная сила всех тормозных колодок поезда; $\alpha = F_T / F_{T \max} \in \{0, 1\}$ – степень торможения; $a_T = \alpha \varphi(\Sigma T_{\max}, V) \vartheta g$ – ускорение торможения.

Подставляя (6) в (4), получим: $K = g \psi(V, q_0) / a_T$, или

$$a_T = \frac{g}{K} \psi(V, q_0) . \quad (7)$$

Из последнего следует, что для обеспечения заданного постоянного значения коэффициента запаса по нажатию требуется, чтобы ускорение торможения было пропорционально функции $\psi(V, q_0)$, т. е. не было постоянным.

Типовой зависимостью коэффициента сцепления $\psi(V, q_0)$ для одной колесной оси железнодорожного экипажа является [11]:

$$\psi(V, q_0) = \psi_1(V) \psi_2(q_0) , \quad (8)$$

где $\psi_1(V) = 0,2(V + 200) / (3V + 200)$; $\psi_2(q_0) = (q_0 + 100) / (4q_0 + 100)$; V – скорость, км/ч; q_0 – осевая нагрузка, тс; второй сомножитель коэффициента сцепления всего поезда также будем обозначать как ψ_2 .

На рис. 1 представлена зависимость первого сомножителя коэффициента сцепления т. е. $\psi_1(V)$.

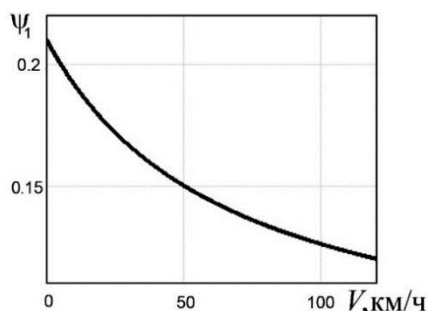


Рис. 1. Первый сомножитель коэффициента сцепления

Разумеется, соотношение (7) не дает простых алгебраических равенств, подобных (1)–(3), поэтому предлагается следующая методика формирования тормозной кривой по заданному коэффициенту запаса по нажатию.

Аналитически решается дифференциальное уравнение (7) для заданного значения K и известной функции $\psi(V, q_0)$, соответствующей параметрам поезда, с получением аналитического описания тормозной кривой. Его можно записать в виде:

$$\dot{V} = -\frac{g}{K} \psi(V, q_0) . \quad (9)$$

Перепишем (9) в виде (переменные S , V и g указаны в измерительной системе СИ):

$$\frac{K}{g\psi_1(V)\psi_2} dV = -dt = -\frac{dS}{V}.$$

Отсюда получим зависимости торможения на рассматриваемом режиме, описываемые в общем виде как

$$\int \frac{VdV}{\psi_1(V)} = -\frac{\psi_2 g}{K} S. \quad (10)$$

Для демонстрации возможности решения этого уравнения рассмотрим пример. Возьмем типовой пассажирский поезд, составленный из локомотива типа ЭП1 (массой 132 т, имеет 6 колесных пар) и 15 однотипных вагонов (массой 60 т каждый, по 4 колесные пары) [3, 13].

1 По этим параметрам можно найти второй множитель коэффициента сцепления, общий для всего поезда (ψ_2). Действительно, сила сцепления для всего поезда определяется по (4) и (8) как

$$F_{\text{сц}} = g\psi_1(V)[m_{\text{л}}\psi_2(q_{0\text{л}}) + m_{\text{в}}\psi_2(q_{0\text{в}})] = g\psi_1(V)\psi_2(m_{\text{л}} + m_{\text{в}}),$$

где нижними индексами «л» и «в» обозначены ранее введенные параметры, отнесенные соответственно к локомотиву и вагонам; по принятым данным: $m_{\text{л}} = 132$ т, $m_{\text{в}} = 900$ т, $q_{0\text{л}} \approx 22$ тс, $q_{0\text{в}} \approx 15$ тс. Отсюда, используя (8), несложно определить искомую величину: $\psi_2 = 0,71$.

2 Далее перепишем первый множитель коэффициента сцепления с измерением скорости в м/с в виде:

$$\psi_1(V) = 0,2 \frac{3,6V + 200}{10,8V + 200} \approx 0,067 \frac{V + 55,56}{V + 18,52}. \quad (11)$$

Подставляя это в (10), найдем (заменяем приближенное на точное равенство):

$$\int \frac{(V + 18,52)V}{V + 55,56} dV = -0,048 \frac{g}{K} S. \quad (12)'$$

3 Используя таблицы неопределенных интегралов (например, [12]), с учетом положительного значения скорости найдем решение этого равенства:

$$\frac{V^2}{2} - (55,56 - 18,52)[V - 55,56 \ln(V + 55,56)] + C_1 = -0,048 \frac{g}{K} S,$$

или
$$V^2 - 74,08[V - 55,56 \ln(V + 55,56)] + C = -0,096 \frac{g}{K} S,$$

где C_1, C – произвольные постоянные. Если считать, что вначале торможения $S = 0$, то

$$C = -V_0^2 + 74,08[V_0 - 55,56 \ln(V_0 + 55,56)].$$

Объединяя последние два равенства, найдем зависимость пути торможения от скорости на рассматриваемом режиме:

$$S(V) = S_K(V) = \frac{K}{0,096g} \left[V_0^2 - V^2 - 74,08 \left(V_0 - V + 55,56 \ln \frac{V + 55,56}{V_0 + 55,56} \right) \right]. \quad (13)$$

4 Определим ускорение торможения (a_K). В соответствии с (8), (9), (11)

$$a_K(V) = -\dot{V} = 0,048 \frac{g}{K} \frac{V + 55,56}{V + 18,52}. \quad (14)$$

5 Также важным параметром является время торможения (t_K). Для его поиска перепишем уравнение (14) в виде:

$$t_K(V) = -\frac{K}{0,048g} \int \frac{V+18,52}{V+55,56} dV.$$

Его решением, проводимым аналогично представленному выше, будет зависимость прошедшего времени (t_K) от текущей скорости поезда:

$$t_K(V) = \frac{K}{0,048g} \left(V_0 - V + 37,04 \ln \frac{V+55,56}{V_0+55,56} \right). \quad (15)$$

Тормозная кривая при постоянном усилии нажатия на тормозные колодки

Сила торможения поезда (F_T) при таком торможении без юза определяется как:

$$F_T = \varphi_k(T, V) T n, \quad (16)$$

где $\varphi_k(T, V)$ – коэффициент трения тормозной колодки; T – сила нажатия на колодку; n – количество тормозных колодок на поезде.

Примем, что тормозная система поезда содержит только чугунные тормозные колодки. Для них, в соответствии с [11], имеем

$$\varphi_k(T, V) = \varphi_{k1}(V) \varphi_{k2}(T), \quad (17)$$

где $\varphi_{k1}(V) = 0,6(V+100)/(5V+100)$, $\varphi_{k2}(T) = (1,6T+100)/(8T+100)$, сила нажатия измеряется в кН, скорость – км/ч.

Зависимость (17) для скорости, измеряемой в м/с, можно переписать:

$$\varphi_{k1}(V) = 0,12 \frac{V+27,78}{V+5,56}. \quad (18)$$

Очевидно, торможение поезда описывается вторым законом Ньютона с учетом (16)–(18):

$$\dot{V} = -F_T/m = -0,12 \frac{V+27,78}{V+5,56} \varphi_{k2}(T) T n / m = -\chi \frac{V+27,78}{V+5,56}, \quad (19)$$

где $\chi = \chi(T) = 0,12 \varphi_{k2}(T) T n / m$.

Преобразовав (19) и интегрируя результат, найдем по аналогии вывода (12):

$$\int \frac{(V+5,56)V}{V+27,78} dV = -\chi(T) S. \quad (20)$$

Решение этого интегрального уравнения подобно получению (13), что дает

$$S(V) = S_T(V) = \frac{1}{2\chi} \left[V_0^2 - V^2 - 44,44 \left(V_0 - V + 27,78 \ln \frac{V+27,78}{V_0+27,78} \right) \right]. \quad (21)$$

Аналогичными уравнениям (14), (15) здесь будут зависимости ускорения торможения (a_T), полученного на основании (19)

$$a_T(V) = -\dot{V} = \chi \frac{V + 27,78}{V + 5,56}, \quad (22)$$

а также времени торможения (t_T), выведенного аналогично (15) из (22):

$$t_T(V) = \frac{1}{\chi} \left(V_0 - V + 22,22 \ln \frac{V + 27,78}{V_0 + 27,78} \right). \quad (23)$$

Сравнение тормозных кривых

Сравним тормозные кривые по зависимостям (2), (13) и (21) – $S_a(V)$, $S_K(V)$, $S_T(V)$, соответствующим торможению с постоянным ускорением, постоянным коэффициентом запаса по нажатию и постоянной силой нажатия на тормозные колодки.

Примем начальную скорость движения поезда 108 км/ч, или 30 м/с, заданным значением коэффициента запаса по нажатию – величину $K \equiv 1,5$. Для удобства сравнения тормозных кривых параметры a , $\chi(T)$ в (2) и (21) выберем такими, чтобы во всех трех случаях тормозной путь был одинаковым (он составил 724 м): $a = 0,623 \text{ м/с}^2$, $\chi = 0,325 \text{ м/с}^2$. Такой подход позволит проанализировать формы кривых относительно друг друга, сопоставив ускорения в разные моменты времени, а также сравнить другие параметры.

На рис. 2 приведены графики рассматриваемых тормозных кривых, представленных на графиках в виде обратных зависимостей $V(S)$, что более привычно для анализа таких кривых.

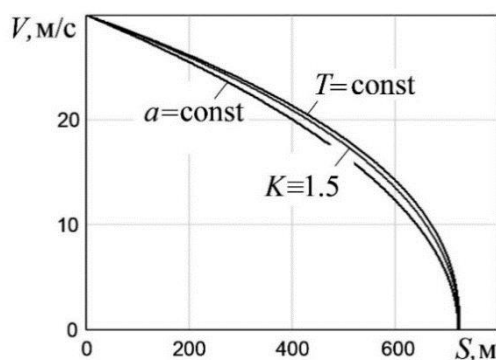


Рис. 2. Сравнение тормозных кривых

Сравним также значения коэффициента запаса по нажатию приведенных ранее тормозных кривых. Для этого аналитические зависимости этого параметра будут:

– для случая $a = \text{const}$ на основании (7) и (11):

$$K_a(V) = 0,067 \frac{g}{a} \frac{V + 55,56}{V + 18,52};$$

– для случая $T = \text{const}$ (7), (11), (17):

$$K_T(V) = 0,067 \frac{g}{\chi} \frac{V + 55,56}{V + 18,52} \frac{V + 5,56}{V + 27,78}.$$

На рис. 3 представлены графики изменения коэффициента запаса по нажатию для всех трех режимов торможения.

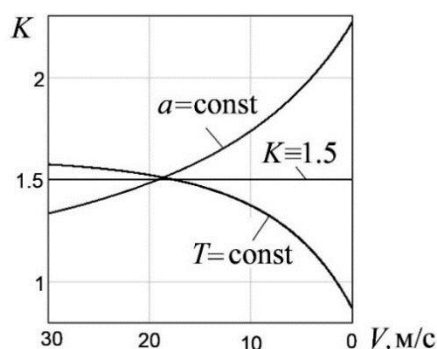


Рис. 3. Сравнение значений коэффициента запаса по нажатию при реализации одного и того же тормозного пути

На рис. 4 представлены зависимости ускорений торможения: a , $a_K(V)$, $a_T(V)$ – по (2), (14) и (22).

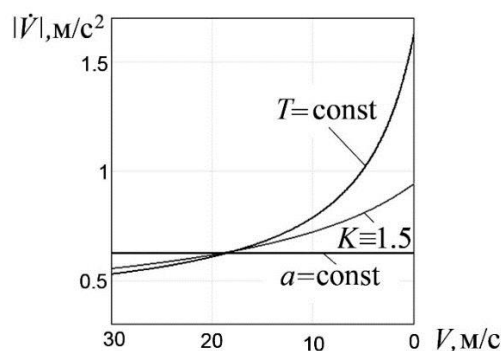


Рис. 4. Сравнение ускорений торможения при реализации одного и того же тормозного пути

На основании (3), (15), (23) было определено время торможения:

$$t_a = 48,1 \text{ с}, \quad t_K = t_K(0) = 44,6 \text{ с}, \quad t_T = t_T(0) = 42,2 \text{ с}.$$

Как можно видеть, метод торможения при постоянстве нажатия на тормозные колодки ($T = \text{const}$) отличается низким значением коэффициента запаса по нажатию на малых скоростях, со значениями даже меньше единицы, чем вызывает высокий риск появления юза.

Торможение в режиме постоянства ускорения торможения обеспечивает большие значения K , однако этот метод по сравнению с торможением при $K \equiv 1,5$ менее эффективен:

- время торможения на указанном тормозном пути при торможении при $K \equiv 1,5$ ниже, чем при $a = \text{const}$, что уменьшает время торможения (время прохождения участка) на величину около 8 %; это также следует из графиков рис. 2;
- торможение с $K \equiv 1,5$ имеет большую среднюю скорость, чем $a = \text{const}$;
- начальное значение ускорения торможения для второго случая ниже, чем при $a = \text{const}$ (соответственно 0,554 и 0,623 м/с²) примерно на 13 %; это значит, что начальное значение силы нажатия на тормозные колодки на 13 % ниже подхода с постоянным ускорением, что дает запас по интенсивности торможения;
- возможность дополнительного снижения тормозного пути и времени.

Приблизительно такие же процентные оценки были получены и при других заданных значениях K (проверен диапазон его значений 1,1–4).

Недостатком предлагаемого подхода является большая алгоритмическая сложность получения тормозной кривой. Однако для современных бортовых вычислительных машин это препятствие не является критическим.

Заключение

Таким образом, из проведенного математического моделирования можно сделать вывод о подтверждении наибольшей эффективности торможения с постоянным коэффициентом по нажатию, при котором наблюдается максимальная техническая скорость на участке торможения с соблюдением ста-

бильно низкого уровня вероятности юза на протяжении всего торможения. Способ торможения с постоянным ускорением имеет самую низкую техническую скорость и обеспечивает избыточный коэффициент запаса по нажатию. Стандартный способ торможения с постоянным нажатием имеет меньшее значение технической скорости среди трех проанализированных способов, однако создает существенно более высокие риски образования ползунов на низких скоростях.

В сравнении с торможением с постоянным ускорением предлагаемый способ дает сокращение времени торможения приблизительно на 8 %, а начальное ускорение (начальную силу нажатия на тормозные колодки) – меньше на 13 %.

Полученные результаты и предложенную методику моделирования можно использовать для оценки и изучения алгоритмов управления тормозами как машинистам, так и разработчикам систем автоматического управления тормозами в пригородном движении, в поездах дальнего следования и в том числе для высокоскоростных поездов. При помощи данной методики возможно построение управления реостатным и рекуперативным торможением в безопасном режиме в части избегания юза и выдерживания при этом максимальной технической скорости.

Список литературы

- 1 Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации. Утверждены приказом Минтранса РФ от 21 декабря 2010 г. № 286. – URL: sudact.ru/law/prikaz-mintransa-rf-ot-21122010-n-286/pravila-tekhnicheskoi-ekspluatatsii-zheleznykh-dorog (дата обращения: 18.09.2023).
- 2 Правила технического обслуживания тормозного оборудования и управления тормозами железнодорожного подвижного состава. Утверждены Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества (протокол № 60 от 6–7 мая 2014 г.), приказом Минтранса России № 151 от 03.06.2014, 2019. – URL: files.stroyinf.ru/Data2/1/4293727/4293727582.pdf (дата обращения: 19.09.2023).
- 3 Правила тяговых расчетов для поездной работы. Утверждены Распоряжением ОАО «РЖД» от 12.05.2016 № 867р в редакции Распоряжения ОАО «РЖД» от 09.02.2018 № 182/р. – Москва, 2015. – 516 с.
- 4 Аппаратура локомотивная системы автоматического управления торможением поездов САУТ-ЦМ/485. Руководство по эксплуатации. Москва : ООО «НПО САУТ», 2004. – URL: www.saut.ru/documents (дата обращения: 20.09.2023).
- 5 Универсальная система автоведения электровозов пассажирского движения (УСАВПП). Руководство по эксплуатации / ООО «АВП Технология». – URL: www.avpt.ru/soprovozhdenie/dokumentatsiya/rukovodstva (дата обращения: 22.09.2023).
- 6 Повышение эффективности работы тормозной системы пассажирских поездов / П. Ю. Иванов, А. И. Романовский, А. А. Хамнаева [и др.] // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. – 2020. – № 3. – С. 39–43. – DOI 10.36535/0236-1914-2020-03-6. – EDN DUWTCJ.

References

- 1 Rules of technical operation of railways of the Russian Federation. Approved by the Order of the Ministry of Transport of the Russian Federation dated December 21, 2010 No. 286. – URL: sudact.ru/law/prikaz-mintransa-rf-ot-21122010-n-286/pravila-tekhnicheskoi-ekspluatatsii-zheleznykh-dorog (date of access: 09/18/2023).
- 2 Rules for maintenance of brake equipment and brake control of railway rolling stock. Approved by the Council for Railway Transport of the Commonwealth Member States (Protocol No. 60 dated May 6-7, 2014), by Order of the Ministry of Transport of the Russian Federation No. 151 dated 06.03.2014, 2019. – URL: files.stroyinf.ru/Data2/1/4293727/4293727582.pdf (date of access: 09/19/2023).
- 3 Rules of traction calculations for train work. Approved by the Order of JSC “Russian Railways” dated 12.05.2016 No. 867r as amended by the Order of JSC “Russian Railways” dated 09.02.2018 No. 182/p. – Moscow, 2016. – 516 p.
- 4 Locomotive equipment of the automatic braking control system of SOUTH-CM/485 trains. Operation manual. – Moscow: NPO SOUTH LLC, 2004. – URL: www.saut.ru/documents (date of access: 09/20/2023).
- 5 Universal system of driving electric locomotives of passenger traffic (USAVPP). Operation manual / AVP Technology LLC. – URL: www.avpt.ru/soprovozhdenie/dokumentatsiya/rukovodstva (date of access: 09/22/2023).
- 6 Improving the efficiency of the braking system of passenger trains / P. Yu. Ivanov, A. I. Romanovsky, A. A. Khamnaeva [et al.] // Transport: science, technology, management. Scientific Information Collection. – 2020. – No. 3. – P. 39–43. – DOI 10.36535/0236-1914-2020-03-6. – EDN DUWTCJ.

7 **Иванов, П. Ю.** Существующие способы управления тормозным нажатием с повышенной эффективностью / П. Ю. Иванов, А. А. Корсун, Д. О. Емельянов // Научные междисциплинарные исследования : сборник статей XV Международной научно-практической конференции, Саратов, 10 июня 2021 года. – Москва : КДУ, Добросвет, 2021. – С. 28–36. – EDN JUYBDQ.

8 Математическая модель работы тормозной системы поезда в процессе торможения с учетом динамики коэффициента трения колодки о колесо и сцепления с рельсом в компьютерной среде / А. А. Корсун, П. Ю. Иванов, С. П. Круглов [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 2(86). – С. 104–113. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_2_104. – EDN LNUDHW.

9 Алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием пассажирского подвижного состава / П. Ю. Иванов, Е. Ю. Дульский, А. А. Корсун, Д. В. Осипов // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. – 2022. – № 5. – С. 60–64. – DOI 10.36535/0236-1914-2022-05-11. – EDN LTBUFW.

10 **Крылов, В. И.** Автоматические тормоза подвижного состава : учебник для техникумов железнодорожного транспорта / В. И. Крылов, В. В. Крылов. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1977. – 320 с.

11 **Асадченко, В. Р.** Автоматические тормоза подвижного состава : учебное пособие для вузов железнодорожного транспорта. – Москва : Маршрут, 2006. – 392 с.

12 **Брычков, Ю. А.** Таблицы неопределенных интегралов : справочник / Ю. А. Брычков, О. И. Маричев, А. П. Прудников. – Москва : Наука, 1986. – 192 с.

13 Электровоз ЭП1. Руководство по эксплуатации. Т. 2. – Новочеркасск : ООО «ПК «НЭВЗ», 2007. – 580 с.

7 **Ivanov, P. Yu.** Existing methods of brake pressure control with increased efficiency / P. Yu. Ivanov, A. A. Korsun, D. O. Yemelyanov // Scientific interdisciplinary research: collection of articles of the XV International Scientific and Practical Conference, Saratov, June 10, 2021. – Moscow: KDU, Dobrosvet, 2021. – P. 28–36. – EDN JUYBDQ.

8 A mathematical model of the operation of the train braking system during braking, taking into account the dynamics of the friction coefficient of the pad on the wheel and the coupling with the rail in a computer environment / A. A. Korsun, P. Yu. Ivanov, S. P. Kruglov [et al.] // Bulletin of the Rostov State University of Railways. – 2022. – No. 2(86). – P. 104–113. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_2_104. – EDN LNUDHW.

9 Algorithm of adaptive control by braking of passenger rolling stock / P. Yu. Ivanov, E. Yu. Dul'sky, A. A. Korsun, D. V. Osipov // Transport: science, technology, management. Scientific Information Collection. – 2022. – No. 5. – P. 60–64. – DOI 10.36535/0236-1914-2022-05-11. – EDN LTBUFW.

10 **Krylov, V. I.** Automatic brakes of rolling stock : a textbook for technical schools of railway transport / V. I. Krylov, V. V. Krylov. – 3rd edition, reprint. and add. – Moscow : Transport, 1977. – 320 p.

11 **Asadchenko, V. R.** Automatic brakes of rolling stock : a textbook for universities of railway transport. – Moscow : Route, 2006. – 392 p.

12 **Brychkov, Yu. A.** Tables of indefinite integrals : a handbook / Yu. A. Brychkov, O. I. Marichev, A. P. Prudnikov. – Moscow : Nauka, 1986. – 192 p.

13 Electric locomotive EP1. Operating manual. Vol. 2. – NovoCherkassk : PC NEVZ LLC, 2007. – 580 p.

S. P. Kruglov, P. Yu. Ivanov, A. A. Korsun

MATHEMATICAL RATIONALE OF BRAKING EFFECTIVENESS WITH A CONSTANT PRESSURE SAFETY FACTOR

Abstract. Using methods of mathematical description and calculation, the advantage of implementing the braking curve of a passenger train is substantiated, ensuring a constant pressure safety factor, previously determined to ensure the same conditions for the property of wheel pairs throughout the entire braking period. The dependence of braking acceleration on this coefficient is derived. By solving integral equations for typical train parameters, the dependences of the distance traveled on speed (braking curve), braking acceleration on speed and braking time were constructed at a constant specified coefficient. These characteristics were compared with similar parameters when implementing other methods of braking control

over the same braking distance: with constant acceleration and constant brake pressure (constant pressure in the brake line). It is shown the effectiveness of the proposed braking method in comparison with those described above.

Keywords: braking distance, electro-pneumatic brakes, passenger rolling stock, braking efficiency, skidless braking, pressure safety factor.

For citation: Kruglov, S. P. Mathematical rationale of braking efficiency with a constant pressure safety factor / S. P. Kruglov, P. Yu. Ivanov, A. A. Korsun // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2023. – No. 3. – P. 159–168. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_3_159.

Сведения об авторах

Круглов Сергей Петрович

Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС),
кафедра «Автоматизация производственных процессов»,
доктор технических наук, профессор,
e-mail: kruglov_s_p@mail.ru

Иванов Павел Юрьевич

Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС),
кафедра «Электроподвижной состав»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: savl.ivanov@mail.ru

Корсун Антон Александрович

Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС),
кафедра «Электроподвижной состав»,
аспирант,
e-mail: korsunanton1998@gmail.com

Information about the authors

Kruglov Sergey Petrovich

Irkutsk State Transport University (ISTU),
Chair «Automation of Production Processes»,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
e-mail: kruglov_s_p@mail.ru

Ivanov Pavel Yurievich

Irkutsk State Transport University (ISTU),
Chair «Electric Rolling Stock»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: savl.ivanov@mail.ru

Korsun Anton Aleksandrovich

Irkutsk State Transport University (ISTU),
Chair «Electric Rolling Stock»,
Postgraduate Student,
e-mail: korsunanton1998@gmail.com