

# Выбор оптимальной тормозной силы на колесной паре с учетом неидеальности противоюзных устройств

И. А. ЖАРОВ, С. Б. КУРЦЕВ, А. А. МАКАС

Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

**Аннотация.** В статье поставлена и решена задача о выборе оптимальной тормозной силы на колесной паре по критерию минимизации потерь из-за увеличения тормозных путей. Для постановки задачи оптимизации исследовано соотношение выигрыша от сокращения тормозных путей при хорошем сцеплении и проигрыша от их увеличения при плохом сцеплении из-за неидеальной работы противоюзных устройств. Проведенный анализ результатов моделирования показывает, что выбор ограничения сверху для коэффициента сцепления  $\psi = 0,3$ , заложенного в государственном стандарте на электропоезда, достаточно обоснован. С другой стороны, из анализа коэффициентов эффективности использования сцепления современных противоюзных устройств следует, что минимальное значение величины  $\psi$  на оси электропоезда при экстренном торможении разумно задавать не менее 0,2.

**Ключевые слова:** противоюзное устройство; тормозная сила; колесная пара

**Введение.** Назовем противоюзное устройство идеальным, если оно полностью использует возможности сцепления, т. е. поддерживает проскальзывание колесной пары так, чтобы коэффициент сцепления был максимально возможным для данных эксплуатационных условий. Реальные противоюзные устройства, разумеется, не идеальны.

Если расчетная тормозная сила меньше потенциальной силы сцепления, то чем больше ее реализованная величина, тем короче получившийся тормозной путь. Если же тормозная сила больше силы сцепления, то при торможении она, как правило, будет меньше силы сцепления из-за неидеальной работы противоюзных устройств, что приведет к увеличению тормозного пути по сравнению с возможным (когда тормозная сила равна потенциальной силе сцепления). Иными словами, рост тормозной силы приводит к сокращению тормозных путей при достаточной силе сцепления и их увеличению при недостаточной. Это позволяет поставить задачу выбора оптимального значения тормозной силы.

Следует отметить, что решению подобных задач уделяется достаточно много внимания, в том числе в работах [1–9]. В данном исследовании для по-

становки задачи оптимизации необходимо каким-то образом соотнести выигрыш от сокращения тормозных путей при хорошем сцеплении и проигрыш от их увеличения при плохом сцеплении из-за неидеальной работы противоюзных устройств. Для ее решения введем понятие функции убытков, состоящей из внутренних и внешних убытков при торможении.

Внутренние убытки учитывают нарушение комфорта пассажиров при росте замедления, ускоренный выход из строя тормозов (износ и перегрев), а также капитальные затраты, требуемые на более мощные тормоза. В данном случае будем считать, что при замедлении, не превышающем  $3 \text{ м/с}^2$ , эти расходы практически не изменяются (для скоростных электропоездов) и их можно не учитывать. Внешние убытки при торможении возникают при сходе поезда или столкновении его с каким-либо объектом.

Для решения задачи оптимизации удобно ввести в дополнение к функции убытков и некую штрафную функцию  $F(S)$ , представляющую собой некоторую возрастающую зависимость, которая отличается от функции убытков произвольным множителем и близостью к функции убытков только в том диапазоне, который важен для производимого исследования.

**Упрощенная модель.** В рамках данного исследования предположим, что стоимость убытков от каждого следующего метра тормозного пути растет по экспоненте. Это соответствует штрафной функции для тормозного пути  $S$  в виде

$$F(S) = b^{S/S_n} - 1, \quad (1)$$

где  $b$  — некая константа больше единицы;  $S_n$  — нормативный тормозной путь.

При значении  $b$ , близком к единице (например, равном 1,01), функция  $F(S)$  становится близка к линейной.

Для простоты предполагаем, что поезд состоит из одинаковых вагонов массой  $M$  и все время торможения с начальной скорости  $v$  движется с постоянным замедлением  $a$ , которое несложно найти по формуле

$$a = v^2 / (2S). \quad (2)$$

При этом коэффициент сцепления колес с рельсами вагонов  $\psi$  находится как

$$\psi = Ma / Mg = a / g. \quad (3)$$

Равенство (3) можно записать в виде

$$a = \psi g. \quad (4)$$

Из равенств (2) и (4) имеем

$$S = v^2 / (2a) = v^2 / (2\psi g). \quad (5)$$

Подставив выражение (5) в формулу (1), получим, что

$$f(\psi) = F(S(\psi)) = F(v^2 / (2\psi g)) = b^{\psi_n / \psi} - 1, \quad (6)$$

$$\text{где } \psi_n = v^2 / (2S_n g). \quad (7)$$

Если противоюзное устройство не идеально, то

$$a = k\psi g, \quad (8)$$

где  $k$  — коэффициент эффективности использования сцепления противоюзным устройством;  $g$  — ускорение свободного падения.

При этом штрафная функция равна  $f(k\psi)$ .

Пусть известна функция плотности распределения вероятности  $q(\psi)$  потенциального коэффициента  $\psi$  между колесом и рельсом во время торможения. И пусть для безюзного торможения колесной пары нужен коэффициент сцепления не менее величины  $\psi_6$  (на колесной паре задана соответствующая тормозная сила). Тогда для случайной величины  $\psi$  математическое ожидание значения штрафной функции  $C(\psi_6)$  находится по формуле

$$C(\psi_6) = \int_0^{\psi_6} q(\psi) f(k\psi) d\psi + \int_{\psi_6}^{\infty} q(\psi) f(k\psi_6) d\psi. \quad (9)$$

В этой формуле первый член относится к случаю, когда  $\psi$  меньше  $\psi_6$  и торможение происходит при коэффициенте сцепления  $\psi$  и работе противоюзного устройства с коэффициентом эффективности использования сцепления  $k$ , а второй член относится к случаю, когда  $\psi$  не меньше  $\psi_6$  и торможение происходит при коэффициенте сцепления  $\psi_6$  без срабатывания противоюзного устройства.

Рассмотрим случай, когда скорость начала торможения равна 144 км/ч (40 м/с), а нормативный тормозной путь  $S_n$  равен 1000 м. Нормативное замедление  $a$  при этом равно 0,8 м/с<sup>2</sup>, а нормативный коэффициент сцепления  $\psi_n$  равен 0,08.

Плотность распределения вероятности  $q(\psi)$  прием такой, как показано на рис. 1. На этом же рисунке показана штрафная функция  $f(\psi)$  для случая, когда  $b$  равно двум.

Для вычисления величин  $C(\psi_6)$  были использованы возможности программного комплекса Excel. При этом оказалось полезным переписать равенство (9) в виде

$$C(\psi_6) = \int_0^{\psi_6} q(\psi) f(k\psi) d\psi + f(\psi_6) \left(1 - \int_0^{\psi_6} q(\psi) d\psi\right). \quad (10)$$

Величину  $\int_0^{\psi_6} q(\psi) d\psi$  обозначим как  $Q(\psi_6)$ . Это вероятность начала вхождения в юз.

Зависимости  $C(\psi_6)$  при  $b$ , равном 1,01,  $\psi_n$ , равном 0,08, и значениях  $k$ , равных 0,1; 0,3; 0,5; 0,7 и 0,9, показаны на рис. 2. Для удобства сравнения все функции умножены на константу так, чтобы при  $\psi_6$ , равном 0,45, значение  $C(\psi_6)$  равнялось единице.

На рис. 2 можно увидеть, что при росте коэффициента  $k$  минимумы зависимостей становятся ближе к единице и достигаются при больших значениях  $\psi_6$ . Эти величины  $\psi_6^{\min}$  показывают, при каком коэффициенте сцепления, задаваемом тормозной системой, математическое ожидание штрафной функции будет наименьшим. При значении  $k$ , равном единице, минимальное значение  $C(\psi_6)$  будет достигнуто при величине  $\psi_6 \geq 0,45$  (максимально возможном значении  $\psi$ ). Действительно, если противоюзное устройство идеально и полностью использует имеющиеся возможности сцепления, то тормозную силу на колесной паре имеет смысл увеличивать вплоть до достижения максимально возможного в эксплуатации коэффициента сцепления.

При значении  $k$ , равном нулю, минимальная величина  $C(\psi_6)$  будет достигнута при  $\psi_6$ , равном 0,05 (минимально возможном значении  $\psi$ ). Действительно, если при входе в юз противоюзное устройство отключает тормоза ( $k = 0$ ), то вход в юз допускать нельзя.

В таблице приведены значения  $\psi_6^{\min}$  при различных величинах  $b$  и  $k$  и  $\psi_n$ , равном 0,08.

Для понимания того, что физически означают различные значения  $b$ , сравним, во сколько раз возрастает штрафная функция при изменении тормозного пути  $S$  от 1000 до 1100 м. При  $b$ , равном 1,01, функция возрастает на 10,1 %, т. е. практически пропорционально  $S$ . Если  $b$  равно 2 и 10, то функция возрастает на 14,4 и 28,8 % соответственно. При  $b$ , равном 1000, функция возрастает на 99,6 %, т. е. почти вдвое.

Заметим, что согласно [10] противоюзные устройства должны иметь значение  $k$  не менее 0,5 на смазанном маслом участке. Но при этом следует учитывать, что масло позволяет создать гидродинамический клин между колесом и рельсом даже при небольшом проскальзывании. Это приводит к резкому снижению коэффициента сцепления между колесом и рельсом и, соответственно, снижению величины  $k$ .

Как показывают результаты многолетних опытов, при других видах загрязнений величина  $k$  оказывается существенно выше. Можно предположить, что эксплуатационные значения величины  $k$  находятся в диапазоне от 0,5 до 0,9 при среднем значении 0,7.

На основании результатов моделирования (рис. 2 и таблицы) можно сделать следующие выводы:

1. При росте  $k$  значения  $\psi_6^{\min}$  увеличиваются.
2. При росте  $b$  значения  $\psi_6^{\min}$  уменьшаются.
3. При малых значениях  $k$  тормозное усилие должно быть таким, чтобы вероятность вхождения в юз была близка к нулю. То есть выбор тормозной силы должен быть таким же, как если бы противоюзных устройств не было вообще.

4. Если среднее значение  $k$  близко к 0,7, то  $\psi_6^{\min}$  не превосходит 0,24.

5. Если  $k$  равно 0,9, то значение  $C(\psi_6)$  при  $\psi_6$ , равном 0,24, менее чем на 3% превосходит минимальное значение (рис. 2).

Общий вывод из анализа поведения модели состоит в том, что при существующем качестве противоюзных устройств коэффициент  $\psi_6$  для колесной пары при экстренном торможении разумно задавать в диапазоне от 0,2 до 0,3.

Приведенная модель применялась для случая, когда скорость начала торможения равна 144 км/ч, а нормативный тормозной путь  $S_n$  равен 1000 м. Однако для других начальных скоростей торможения нормативный коэффициент сцепления  $\psi_n$  также близок к 0,08 [11, 12], а функции  $q(\psi)$  и  $f(\psi)$  не сильно отличаются. Заметные отличия могут быть при малых скоростях ( $v < 30$  км/ч), но в этих случаях поставленная задача не так актуальна, так как реализуемый коэффициент сцепления ограничивается из соображений неповреждения колес [13].

**Оптимальные значения тормозного коэффициента  $\psi_6^{\min}$  при различных коэффициентах эффективности использования противоюзных устройств  $k$  и различных величинах  $b$  для штрафной функции**

**The optimum values of the braking coefficient  $\psi_6^{\min}$  for various efficiency factors for the use of anti-skid devices  $k$  and various values of  $b$  for the penalty function**

Коэффициент $k$	Величина $b$ для штрафной функции			
	1,01	2	10	1000
0,1	0,07	0,06	0,06	0,06
0,2	0,08	0,06	0,06	0,06
0,3	0,1	0,08	0,06	0,06
0,4	0,13	0,1	0,06	0,06
0,5	0,16	0,15	0,09	0,06
0,6	0,19	0,19	0,16	0,06
0,7	0,24	0,24	0,22	0,17
0,8	0,3	0,3	0,29	0,27
0,9	0,37	0,37	0,37	0,36

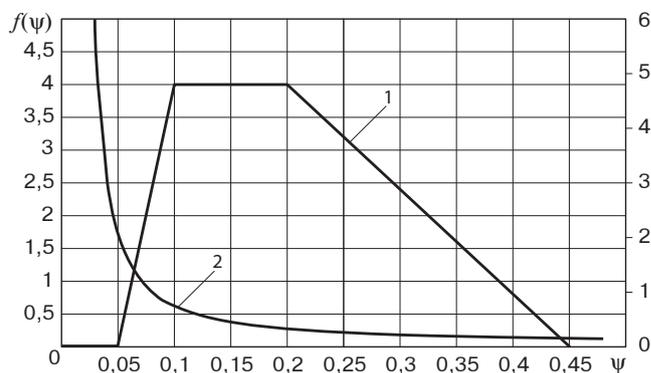


Рис. 1. Плотность распределения вероятности значений коэффициента сцепления между колесной парой и рельсами в эксплуатации (кривая 1) и штрафная функция при  $b$ , равном 2, и  $\psi_n$ , равном 0,08 (кривая 2)

Fig. 1. The density distribution of the probability of the values of the coefficient of adhesion between the wheelset and the rails in operation (curve 1) and the penalty function at  $b$ , equal to 2, and  $\psi_n$ , equal to 0.08 (curve 2)

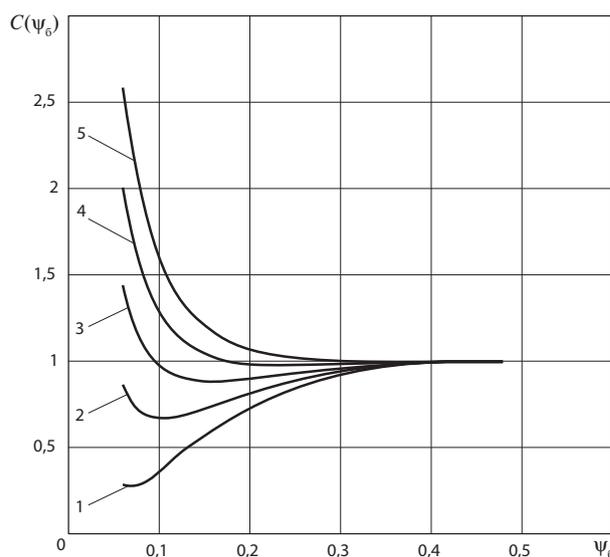


Рис. 2. Зависимости математического ожидания  $C$  нормированной штрафной функции от тормозного коэффициента сцепления на колесной паре  $\psi_6$  при  $b$ , равном 1,01, и различных коэффициентах эффективности использования сцепления  $k$ : 1 –  $k = 0,1$ ; 2 –  $k = 0,3$ ; 3 –  $k = 0,5$ ; 4 –  $k = 0,7$ ; 5 –  $k = 0,9$

Поскольку предложенная модель является достаточно упрощенной, то выводы из ее анализа разумно считать качественными, а для количественных оценок следует привлекать дополнительные соображения. Так, например, в данном случае аналогичные количественные выводы можно получить из других принятых предпосылок.

С одной стороны, по результатам многочисленных испытаний, проведенных в 2008–2016 гг., на колес-

ных парах моторных вагонов современных электропоездов уже достигаются значения  $\psi$ , близкие к 0,3 (преимущественно на малых скоростях и при применении рекуперативного торможения). С другой стороны, параметры современных противоюзных устройств таковы, что значения  $\psi$  больше 0,2 могут привести к повреждению колесных пар из-за вхождения в юз [13]. Кроме того, превышение замедлением величины 2,5 м/с<sup>2</sup> (коэффициент сцепления поезда выше 0,25) может привести к нарушению продольной устойчивости пути к сдвигу [14].

В целом, на основании проведенного анализа результатов моделирования можно сделать вывод, что, с одной стороны, ограничение сверху для  $\psi$  величиной 0,3, заложенное в нормативном документе [11], достаточно обосновано. С другой стороны, вполне оправдана рекомендация ограничить снизу коэффициент  $\psi$  на оси величиной 0,2 при экстренном торможении.

На основе информации о работе противоюзных устройств при торможениях в эксплуатации можно проводить уточнения функций плотности распределения  $q(\psi)$  и коэффициента эффективности использования противоюзного устройства при различных скоростях движения. В общем случае следует определять плотность вероятности совместного распределения  $k$  и  $\psi$  при заданной скорости  $v$ .

Поскольку функции  $q(\psi)$  и  $f(\psi)$ , а также коэффициенты  $k$  могут быть использованы и в других исследованиях, то есть смысл рассмотреть их более детально.

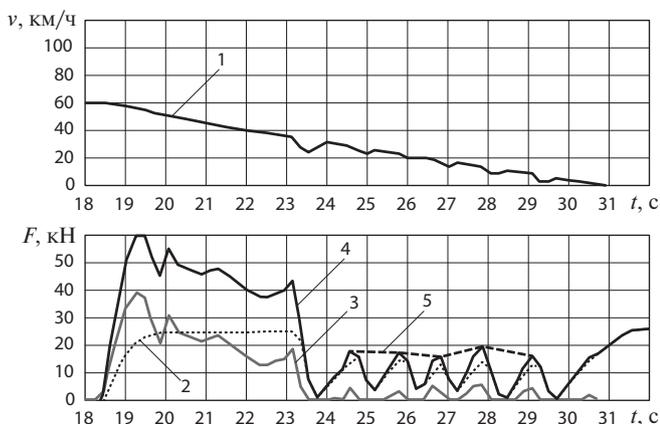


Рис. 3. Изменение тормозной силы на колесной паре моторного вагона с поосным торможением при работе противоюзных устройств на смазанном маслом участке пути: 1 — зависимость скорости от времени; 2 — тормозная сила на колесной паре моторного вагона; 3 — электрическая тормозная сила; 4 — суммарная тормозная сила; 5 — потенциальная сила

Fig. 3. Change of braking force on the wheelset of a motor car with axial braking during the operation of anti-skid devices on an oiled section of the track: 1 — speed versus time; 2 — braking force on the wheelset of a motor car; 3 — electric braking force; 4 — total braking force; 5 — potential force

**Выбор вида штрафной функции.** В рассмотренном выше примере скорость начала торможения была 144 км/ч. Это означает, что допустимая скорость движения на участке была не менее 160 км/ч. Следовательно, расстояние ограждения препятствий было 1454 м в пересчете на путь с нулевым уклоном [12]. Таким образом, при рассмотрении диапазона тормозных путей от 400 до 800 м штрафная функция может не учитывать возможность наезда на внезапно остановившийся впереди идущий поезд.

В указанном диапазоне тормозных путей штрафная функция достаточно близка к линейной. В общем случае нужно целенаправленно подбирать соответствующий параметр  $b^{1/S_0}$  для функции (1).

**Коэффициент эффективности использования сцепления  $k$ .** Приведем пример вычисления коэффициента  $k$  по данным эксплуатации. На рис. 3 представлены опытные данные экстренного торможения при пониженном коэффициенте сцепления колесной пары с рельсами.

На рис. 3 видно, что на первой секунде торможения тормозная сила достигает величины 60 кН, реализованный коэффициент сцепления — величины 0,3 (нагрузка на ось 20 т) и четвертая колесная пара начала вхождение в юз (еще до наезда на масло), что было быстро прекращено снижением силы электрического тормоза на этой паре.

Пунктирная ломаная (потенциальная сила) на рис. 3 построена по точкам начала входа в юз 4-й колесной пары. Моментом входа в юз считается момент, когда при торможении линейная скорость поверхности катания колеса становится меньше скорости движения единицы железнодорожного подвижного состава более чем на 2%. Первый максимум суммарной силы не показывает потенциальную силу сцепления, так как торможение началось до того, как испытываемая колесная пара наехала на смазанный участок. Последний максимум суммарной силы не связан с началом входа в юз.

Коэффициент эффективности использования сцепления определялся на этом же интервале по формуле

$$k = S / S_0, \quad (11)$$

где  $S_0$  — тормозной путь, полученный по результатам испытаний, м;  $S$  — минимально возможный тормозной путь при условии полной реализации возможного сцепления колес с рельсами, м.

Тормозной путь единицы подвижного состава  $S_0$  определялся при обработке данных, полученных при испытаниях при помощи выражения

$$S_0 = \int_{t_1}^{t_n} v dt. \quad (12)$$

Минимально возможный тормозной путь  $S$  при условии полной реализации возможного коэффициента сцепления для каждой колесной пары определялся после испытаний по формуле

$$S = \int_{t_1}^{t_n} v \frac{F}{F_n} dt, \quad (13)$$

где  $v$  — скорость движения, м/с;  $F_n$  — потенциально возможная тормозная сила без вхождения в юз, Н;  $F$  — текущая тормозная сила (при смешанном торможении — суммарная), Н;  $t_1$  — нижний предел интегрирования, соответствующий моменту первого входа в юз, с;  $t_n$  — верхний предел интегрирования, соответствующий моменту последнего входа в юз, с.

Изменение потенциально возможной силы  $F_n$  в диапазоне времени от момента входа в юз в  $i$ -й раз до момента входа в юз в  $(i + 1)$  раз определялось по формуле

$$F_n(t) = F_{\text{вх}(i)} + \frac{F_{\text{вх}(i+1)} - F_{\text{вх}(i)}}{t_{\text{вх}(i+1)} - t_{\text{вх}(i)}} (t - t_{\text{вх}(i)}), \quad (14)$$

где  $F_{\text{вх}(i)}$  — текущая тормозная сила в момент входа в юз в  $i$ -й раз, Н;  $t_{\text{вх}(i)}$  — время входа в юз в  $i$ -й раз, с;  $t$  — текущее время, с.

Как показали результаты, для рассматриваемого примера соответствующие значения  $S$  и  $S_0$  равны 86,4 и 50,1 м. При этом величина коэффициента  $k$  составляет 0,58.

**Заключение.** На основании проведенного моделирования можно сделать вывод, что ограничение тормозного коэффициента сцепления величиной 0,3 не приводит к заметным потерям эффективности тормозных средств в эксплуатации. С другой стороны, вполне оправдана рекомендация ограничить снизу коэффициент величиной 0,2 при условии, что противоюзное устройство обеспечивает коэффициент  $k$  не менее 0,7 и не допускает повреждения колесных пар при недостаточном сцеплении колес с рельсами.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Li Liang, Dong Wei, Ji Yindong, Zhanga Zengke. Minimal-energy driving strategy for high-speed electric train. *International Journal of Control Theory and Applications*. 2012. 10(3). P. 280–286.
2. Asnis I. A., Dmitruk A. V., Osmolovshii N. P. Solution of the problem of the energetically optimal control of the motion of a train by the maximum principle. *USSR Computational Mathematics and Mathematical Physics*. 1985. 25(6). P. 37–44.

3. Howlett P. G. The optimal control of a train. *Annals of Operations Research*. 2000. 98(1/4). P. 65–87.

4. Vu X. Analysis of necessary conditions for the optimal control of a train. University of South Australia. Australia, 2006.

5. Howlett P. G., Pudney P. J., Vu X. Local energy minimization in optimal train control. *Automatica*. 2009. 45(11). P. 2692–2698.

6. Lukaszewicz P. Energy saving driving methods for freight train. *Computers in Railways IX*. Dresden, Germany, 2004. P. 901–909.

7. Ogasa M. Energy saving and environmental measures in railway technologies: example with hybrid electric railway vehicles. *IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering*. 2010. 5(3). P. 304–311.

8. Xu X., Antsaklis P. J. Optimal control of switching systems based on parameterization of the switching instants. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 2004. 49(1). P. 2–16.

9. Bengea S. C., DeCarlo R. A. Optimal control of switching systems. *Automatica*. 2005. 41(1). P. 11–27.

10. ГОСТ 33725-2016. Устройства противоюзные железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. М.: Стандартинформ, 2016. 11 с.

11. ГОСТ Р 55434-2013. Электропоезда. Общие технические требования. М.: Стандартинформ, 2014. 57 с.

12. Жаров И. А., Курцев С. Б., Макас А. А. Подходы к разработке нормативных документов по тормозной эффективности электроподвижного состава // Проблемы железнодорожного транспорта. Задачи и пути их решения: сб. тр. ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интекст, 2012. С. 159–166.

13. Жаров И. А., Курцев С. Б., Кренделев А. А. Требования к параметрам работы противоюзных устройств // Вестник ВНИИЖТ. 2014. № 3. С. 39–45.

14. 1302/2014/EU “Commission Regulation concerning a technical specification for interoperability relating to the ‘rolling stock – locomotives and passenger rolling stock’ subsystem of the rail system in the European Union”. [s. 1.], 2014.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**ЖАРОВ Илья Алексеевич,**

канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, отделение «Автотормозные системы», АО «ВНИИЖТ»

**КУРЦЕВ Сергей Борисович,**

заведующий лабораторией «Тормозные системы тягового подвижного состава», отделение «Автотормозные системы», АО «ВНИИЖТ»

**МАКАС Александра Александровна,**

ведущий инженер, отделение «Автотормозные системы», АО «ВНИИЖТ»

Статья поступила в редакцию 14.10.2016 г., актуализирована 21.01.2017 г., принята к публикации 03.02.2017 г.

## The choice of the optimal braking force on the wheelset, taking into account the imperfection of antiskid devices

I. A. ZHAROV, S. B. KURTSEV, A. A. MAKAS

Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

**Abstract.** As it is known, the growth of the braking force leads to a reduction in the braking distances with sufficient force of adhesion and its increase – if insufficient. This allows to set the task of choosing the optimal braking force on the wheel pair by the criterion of minimizing losses due to the increase in braking distances.

To formulate the optimization problem, it is necessary to relate the gain from the reduction of the braking distances with good adhesion and the loss from its increase with poor adhesion due to the imperfect operation of the antiskid devices. To do this, author introduces the concept of "loss function", which includes internal and external damages during braking, and also uses the function of probability density  $q(\psi)$  of the potential coefficient  $\psi$  between the wheel and the rail during braking.

The proposed model is rather simplistic, therefore, it is reasonable to consider the conclusions from its analysis as qualitative, and for additional quantitative estimates additional sources of information should be involved. So, for example, in this case, similar quantitative conclusions can be obtained from the following assumptions.

On the one hand, according to the results of numerous tests carried out in 2008–2016,  $\psi$  values close to 0.3 (mainly at low speeds and using regenerative braking) are already achieved on wheel pairs of motor carriages of modern electric trains. On the other hand, the parameters of modern anti-skid devices are such that the values of  $\psi$  greater than 0.2 can lead to wheel pair damage due to entry into the skid. In addition, exceeding the deceleration value of  $2.5 \text{ m/s}^2$  (coefficient of traction of the train above 0.25) can lead to disruption of the longitudinal stability of the track to shift.

In general, the analysis of simulation results shows that the choice of the upper limit for the coefficient of adhesion  $\psi = 0.3$ , laid down by the state standard for electric trains, is sufficiently substantiated. Secondly, the coefficients of efficiency of the using coupling of modern anti-skid devices make it reasonable to set the value of  $\psi$  on the axis to at least 0.2 during an emergency braking.

**Keywords:** antiskid device; braking force; wheelset

**DOI:** <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-2-117-122>

### REFERENCES

1. Li Liang, Dong Wei, Ji Yindong, Zhanga Zengke. *Minimal-energy driving strategy for high-speed electric train*. International Journal of Control Theory and Applications, 2012, no. 10(3), pp. 280–286.
2. Asnis I.A., Dmitruk A.V., Osmolovshii N.P. *Solution of the problem of the energetically optimal control of the motion of a train by the maximum principle*. USSR Computational Mathematics and Mathematical Physics, 1985, no. 25(6), pp. 37–44.
3. Howlett P.G. *The optimal control of a train*. Annals of Operations Research, 2000, no. 98(1/4), pp. 65–87.
4. Vu X. *Analysis of necessary conditions for the optimal control of a train*. University of South Australia, Australia, 2006.

■ E-mail: [Maxas.Aleksandra@vniizht.ru](mailto:Maxas.Aleksandra@vniizht.ru) (A. A. Makas)

5. Howlett P.G., Pudney P.J., Vu X. *Local energy minimization in optimal train control*. Automatica, 2009, no. 45(11), pp. 2692–2698.

6. Lukaszewicz P. *Energy saving driving methods for freight train*. Computers in Railways IX, Dresden, Germany, 2004, pp. 901–909.

7. Ogasa M. *Energy saving and environmental measures in railway technologies: example with hybrid electric railway vehicles*. IEEE Transactions on Electrical and Electronic Engineering, 2010, no. 5(3), pp. 304–311.

8. Xu X., Antsaklis P.J. *Optimal control of switching systems based on parameterization of the switching instants*. IEEE Transactions on Automatic Control, 2004, no. 49(1), pp. 2–16.

9. Bengea S.C., DeCarlo R.A. *Optimal control of switching systems*. Automatica, 2005, no. 41(1), pp. 11–27.

10. GOST 33725-2016. *Anti-skid devices of railway rolling stock. General specifications*. Moscow, Standartinform Publ., 2016, 11 p. (in Russ.).

11. GOST R 55434-2013. *Electric trains. General technical requirements*. Moscow, Standartinform Publ., 2014, 57 p. (in Russ.).

12. Zharov I.A., Kurtsev S.B., Makas A.A. *Podkhody k razrabotke normativnykh dokumentov po tormoznoy effektivnosti elektropodvizhnogo sostava*. Problemy zheleznodorozhnogo transporta. Zadachi i puti ikh resheniya. Sb. tr. OAO "VNIIZhT" [Approaches to the development of regulatory documents on the braking efficiency of an electric rolling stock. Problems of railway transport. Tasks and ways of its solution. Proc. of JSC "VNIIZhT"]. Moscow, Intext Publ., 2012, pp. 159–166.

13. Zharov I.A., Kurtsev S.B., Krendelev A.A. *Trebovaniya k parametram raboty protivoyuznykh ustroystv* [Requirements for the parameters of the operation of antiskid devices]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2014, no. 3, pp. 39–45.

14. 1302/2014/EU "Commission Regulation concerning a technical specification for interoperability relating to the 'rolling stock – locomotives and passenger rolling stock' subsystem of the rail system in the European Union". [s. l.], 2014.

### ABOUT THE AUTHORS

**Ilya A. ZHAROV,**

Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher of the Department "Auto-braking Systems", JSC "VNIIZhT"

**Sergey B. KURTSEV,**

Head of the Laboratory "Braking systems of traction rolling stock" of the Department "Auto-braking Systems", JSC "VNIIZhT"

**Aleksandra A. MAKAS,**

Leading Engineer of the Department "Auto-braking Systems", JSC "VNIIZhT"

Received 14.10.2016

Revised 21.01.2017

Accepted 03.02.2017