

Методика оценки работоспособности противоюзных устройств

И. А. ЖАРОВ¹, А. А. АЛЕКСЕЕВ²

¹ Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

² Акционерное общество «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт информатизации, автоматизации и связи на железнодорожном транспорте» (АО «НИИАС»), Москва, 109029, Россия

Аннотация. В статье предложена методика для расчета возможностей противоюзных устройств железнодорожного подвижного состава, позволяющая определить, как следует снижать тормозную силу в конце торможения, и дать оценку тормозному пути вследствие этого.

Методика позволяет установить, насколько прирост тормозного пути данного поезда из-за этого снижения зависит от параметров противоюзных устройств.

Ключевые слова: противоюзное устройство; параметр; коэффициент; сцепление

Введение. По тематике, связанной с противоюзными устройствами железнодорожного подвижного состава в периодической печати за последние годы опубликован ряд работ [1–7], раскрывающих многообразие стоящих в этой отрасли задач. Эти публикации позволяют понять историю вопроса.

Как известно, задачей противоюзного устройства является предохранение колес экипажа от повреждений при вхождении в юз (ползунов, наваров, выкрашиваний) при минимальном приросте тормозного пути. Достигается это снижением давления в тормозном цилиндре колесной пары, которая начинает вхождение в юз (скорость вращения которой становится заметно меньше скорости движения поезда). Для обнаружения процесса вхождения колесной пары в юз нужно знать угловую скорость вращения колесной пары, которая обычно измеряется импульсным speed-мером. Обычно для этой цели применяются датчики магнитные (импульс напряжения появляется при прохождении магнитика мимо катушки) или оптоэлектронные (импульс напряжения появляется при прохождении луча света через прорезь и попадания его на фотодиод). Между импульсами напряжения точка на поверхности катания колеса проходит путь Δx , который находится из равенства

$$\Delta x = 2\pi R / n, \quad (1)$$

где n — количество импульсов за оборот колеса; R — радиус колеса.

Расчет показывает, что в случае если n равно 72 (через каждые 5° поворота), а R равно 460 мм, то $\Delta x \approx 4$ см. То есть каждым 4 см тормозного пути соответствует

один импульс магнитного или оптоэлектронного датчика. Обращать импульсы можно по-разному. В данной работе рассматривается случай, когда подсчитывается количество импульсов с периодичностью Δt .

Соответствующие требования к величине Δx и другим параметрам противоюзного устройства рассматривались в работе [8]. Однако в этих работах предполагалось, что в момент получения импульса противоюзное устройство рассчитывает точное значение скорости колеса на окружности катания ωR , где ω — угловая скорость вращения колесной пары. На самом деле скорость ωR находится приближенно, особенно при малых значениях ωR и в режиме текущего времени (т. е. если можно использовать информацию только до текущего момента). Для изучения влияния величин Δx и Δt на работоспособность противоюзного устройства требуется решить три задачи:

1. Предложить алгоритм нахождения скорости ωR по данным импульсного датчика.
2. Предложить критерий для начала срабатывания противоюзного устройства (посылки команды на сброс воздуха из тормозного цилиндра) на основании анализа вычисленных значений ωR .
3. Сформулировать требования к параметрам противоюзного устройства (Δx , Δt и др.) для обеспечения работоспособности противоюзного устройства во всем диапазоне скоростей движения.

Первые две задачи были решены в работе [9]. Было предложено использовать формулу в конечных разностях для замедления колесной пары как показатель, по которому можно диагностировать начало входа в юз.

Третья задача решается в данной работе. По сравнению с работой [8] в данной работе дополнительно сделано следующее:

1. Предложен метод расчета, находящий предел работоспособности противоюзного устройства с заданными параметрами. При этом учтено время, требуемое на обнаружение начала вхождения в юз.
2. Ранее установлено, что требования к параметрам противоюзных устройств становятся наиболее жесткими в конце торможения из-за легкости вхождения в юз при малых скоростях движения. Поэтому,

■ E-mail: t2604404@yandex.ru (И. А. Жаров)

изучен вопрос о том, насколько надо снизить тормозной коэффициент сцепления колесной пары Ψ_0 (отношение тормозной силы к нагрузке на ось) при малых скоростях движения, чтобы устранить возможность повреждения колес при вхождении в юз.

3. Обсуждено, как можно определять параметры противоюзных устройств при тормозных испытаниях подвижного состава и как использовать при этих испытаниях полученные расчетные зависимости. От существующих методов испытаний противоюзных устройств данный подход отличается тем, что работоспособность противоюзного устройства оценивается не на конкретном участке пути с пониженным сцеплением, а на расчетном участке пути с наихудшим коэффициентом сцепления в каждой точке (чем он меньше, тем быстрее колесная пара входит в юз, но и повредить ее труднее).

Для понимания сути проблем, возникающих при работе противоюзного устройства, рассмотрим поезд, тормозящий с определенным замедлением a , которое связано со скоростью поезда v равенством

$$a = -dv / dt. \quad (2)$$

Пусть в некоторый момент времени колесная пара стала входить в юз, т. е. скорость вращения колесной пары ωR стала меньше скорости движения поезда v . Нарастание этого различия можно характеризовать замедлением b , где

$$b = d(v - \omega R) / dt. \quad (3)$$

Из формул (1) и (2) следует, что

$$a + b = -Rd\omega / dt. \quad (4)$$

Срабатывание противоюзного устройства (например, снижение давления в тормозных цилиндрах) происходит не сразу при начале вхождения в юз. Сначала должно пройти время t_d до появления возможности обнаружения вхождения в юз. Это время зависит от погрешностей при вычислении величины $a + b$ на основании сигналов датчика скорости. То есть это минимальное время, после которого можно заключить, что замедление $a + b$ больше предельно возможного при торможении поезда.

Затем должно пройти время реакции t_p , т. е. максимальное время между моментом обнаружения вхождения в юз и началом сброса давления.

Срабатывание противоюзного устройства не останавливает вхождение в юз мгновенно. Требуется время, чтобы тормозной момент на колесной паре снизился до значения, после которого замедление b станет отрицательным (т. е. ускорением) и колесная пара начнет выходить из юза. Это время называется временем снижения тормозного усилия — t_c .

Цель данной работы состоит в выяснении вопроса, может ли колесная пара повредиться из-за пластического сдвига ее стали при вхождении в юз при задан-

ных параметрах противоюзного устройства и заданном режиме торможения поезда?

Время до возможности обнаружения вхождения в юз. Время t_d зависит от времени t_n между двумя импульсами датчика скорости вращения, которое находится из равенства

$$\Delta x = Ut_n - at_n^2 / 2, \quad (5)$$

где U — скорость поезда в момент первого импульса; a — замедление поезда.

Решив квадратное уравнение (5), получим

$$t_n = \left(1 - \left(1 - 2a\Delta x / U^2\right)^{0.5}\right) U / a. \quad (6)$$

Если величина $2a\Delta x / U^2$ много меньше единицы, то из равенства (6) следует, что

$$t_n \approx \Delta x / v. \quad (7)$$

Однако в общем случае нужно проверять условие

$$2a\Delta x / U^2 \leq 1 \quad (8)$$

и использовать равенство (6). Если условие (8) нарушается, это значит, что при нормальном торможении колесная пара не повернулась бы до получения следующего импульса и, следовательно, диагностика входа ее в юз невозможна в принципе. При этом формально t_n равно бесконечности.

Рассмотрим вариант, когда a равно максимально возможному замедлению поезда, превышение которого служит сигналом о начале вхождения в юз.

Тогда время t_d до возможности обнаружения вхождения в юз будет максимальным, если вхождение началось сразу после получения очередного импульса. При этом t_d равно t_n (начало входа в юз определяется через это время, используя соответствующие формулы в конечных разностях для скоростей и замедления [9]). При меньшем замедлении t_d может превышать t_n (если начало входа в юз не определится на следующем импульсе), но и тормозной коэффициент сцепления колесной пары Ψ_0 при этом обычно меньше, чем при максимально возможном замедлении поезда. Поэтому примем, что

$$t_d = t_n = \left(1 - \left(1 - 2a\Delta x / v^2\right)^{0.5}\right) v / a. \quad (9)$$

Величину t_d следует находить по результатам торможений, используя формулы для замедления, предложенные в работе [9].

Время реакции. Это время состоит из трех составляющих, т. е.

$$t_p = \Delta t + t_o + t_n, \quad (10)$$

где Δt — время между опросами датчика скорости; t_o — время обработки информации с датчиков скорости и принятия решения на сброс давления в тормозном цилиндре (цилиндрах); t_n — время подготовки клапанов, т. е. время между получением сигнала на сброс давления и началом сброса давления.

Время обработки информации с датчиков скорости и принятия решения на сброс давления в тормозном цилиндре (цилиндрах) t_0 можно уменьшить за счет того, что основной объем вычислений выполнить в предыдущий временной интервал Δt . Поскольку при малых скоростях за интервал Δt появляется либо один импульс, либо ни одного, есть возможность заранее принять решение о необходимости сброса давления в случае не появления импульса. Понятно, что нельзя делать время Δt меньшим, чем суммарное время обработки информации (до и после получения с датчика скорости данных о количестве импульсов за время Δt).

Время подготовки клапанов t_n , т. е. время между получением сигнала на сброс давления и началом сброса давления, обычно включает в себя время на закрытие впускного клапана в тормозной цилиндр и время на подготовку выпускного клапана (например, «разогрев» индукционной катушки). С целью уменьшения этого времени впускные клапаны обычно закрывают заранее по более жесткому условию, чем открывают выпускные (например, если замедление $a + b$ больше 90 % от предельно возможного при торможении поезда).

Время подготовки выпускного клапана можно уменьшить, если частично «разогреть» индукционную катушку заранее.

С практической точки зрения важно общее время реакции t_p , включающее эти три компоненты, а также общее время реакции t_p^* , дополнительно учитывающее время на закрытие впускных клапанов и возможный «разогрев» индукционной катушки выпускного клапана. Эти времена реакции можно определять по результатам торможений.

Учет времени снижения тормозного усилия. Рассмотрим уравнение вращения колесной пары

$$m_n R^2 d\omega / dt = \psi PR - M, \quad (11)$$

где m_n — инерционная масса, связанная с колесной парой; ψ — коэффициент сцепления между колесной парой и рельсами; P — нагрузка на ось; M — тормозной момент на колесной паре.

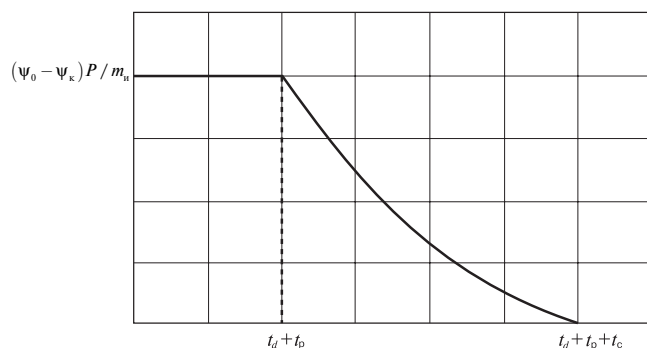


Рис. 1. Зависимость замедления b от времени t
Fig. 1. The dependence of deceleration b on time t

В случае когда колесная пара не входит в юз, коэффициент сцепления ψ равен тормозному коэффициенту сцепления ψ_t и из равенства (11) следует, что

$$\psi_t(t) = M(t) / (PR) - m_n a(t) / P. \quad (12)$$

В случае когда колесная пара входит в юз, из равенств (11) и (12) следует, что

$$b(t) = (\psi_t(t) - \psi(t)) P / m_n. \quad (13)$$

Найдем время t_c , за которое замедление b падает до нуля. Согласно формуле (13) для этого можно использовать время, за которое функция $\psi_t(t)$ уменьшается от начального значения тормозного коэффициента сцепления колесной пары ψ_0 до соответствующего значения ψ_k .

Считая, что тормозной коэффициент сцепления снижается по экспоненте, запишем равенство

$$\psi_t(t_c) = \psi_0 \exp(-t_c / \tau) = \psi_k, \quad (14)$$

где τ — время, за которое $\psi_t(t)$ уменьшается в e раз.

Отсюда

$$t_c = \tau \ln(\psi_0 / \psi_k). \quad (15)$$

В случае если тормозной момент создается фрикционным тормозом, удобно использовать оценку

$$\tau = t_2 / \ln(2), \quad (16)$$

где t_2 — время сброса давления в тормозном цилиндре наполовину. Это время также можно замерять при тормозных испытаниях поезда.

Оценка возможной скорости проскальзывания колесной пары. Рассмотрим случай, когда величина $\psi(t)$ уменьшилась скачком с величины $\psi_t(0)$ (обозначили как ψ_0) до величины ψ_k и не менялась до начала выхода из юза, а величина $\psi_t(t)$ не менялась в течение времени $t_d + t_p$, а затем в течение времени t_c экспоненциально снизилась до величины ψ_k . Вид функции $b(t)$ при этом показан на рис. 1.

Для скорости проскальзывания u с учетом формулы (13) верны равенства

$$u = v - \omega R = \int b(t) dt = (P / m_n) \times [(\psi_0 - \psi_k)(t_d + t_p + \tau) - \psi_k t_c]. \quad (17)$$

Если поезд тормозит с замедлением a так, что коэффициент сцепления на всех колесных парах равен ψ_0 , то верно равенство

$$Ma = \psi_0 Mg, \quad (18)$$

где M — масса поезда; g — ускорение свободного падения.

Из равенства (18) следует, что

$$a = \psi_0 g. \quad (19)$$

За время до начала выхода колесной пары из юза скорость поезда уменьшится на величину Δv , которая находится по формуле

$$\Delta v = a(t_d + t_p + t_c). \quad (20)$$

Критерий начала пластического сдвига. Как показано в работе [10], для предотвращения начала пластического сдвига термомеханическая нагруженность (условное повышение температуры) пятна контакта на поверхности катания не должна превышать величины θ_k , равной 800 °С, т. е.

$$2\psi\theta_k p_m / \sigma_0 + \beta\psi N^{0.5} (v^{0.5} - (\omega R)^{0.5}) \leq \theta_k, \quad (21)$$

где β — размерный коэффициент, равный 26 К/Вт^{0.5}; σ_0 — напряжение, равное 1600 МПа; ψ — текущий коэффициент сцепления; N, p_m — нагрузка на колесо (т. е. $P/2$) и максимальное давление на пятне контакта поверхностей катания колес и рельсов соответственно.

Последняя величина находится по формуле Герца

$$p_m = \left(6N(E^*)^2 / (\pi^3 R_c^2) \right)^{1/3}, \quad (22)$$

где $E^* = 0,5E / (1 - \nu^2) = 115$ ГПа, E и ν — модуль Юнга и коэффициент Пуассона для колесных и рельсовых сталей, равные 210 ГПа и 0,3 соответственно; R_c — среднегеометрический радиус кривизны в точке контакта поверхностей катания новых колес и рельсов (обычно около 0,5 м). При нагрузке на ось 200 кН ($N = 100$ кН) давление p_m равно 1 ГПа.

Неравенство (21) должно выполняться все время, пока тормозной коэффициент колесной пары не станет меньше ψ_k . Если U больше, чем $\Delta v + u$, то неравенство (21) заменим следующим

$$2\psi_k \theta_k p_m / \sigma_0 + \beta\psi_k N^{0.5} \times \\ \times [(U - \Delta v)^{0.5} - (U - \Delta v - u)^{0.5}] \leq \theta_k. \quad (23)$$

В противном случае нужно найти время T , за которое колесная пара вошла в юз (ωR стало равно 0), а неравенство (21) заменить следующим

$$2\psi_k \theta_k p_m / \sigma_0 + \beta\psi_k N^{0.5} (U - aT)^{0.5} \leq \theta_k. \quad (24)$$

Время T находится из равенства, аналогичного равенству (17)

$$U = \int b(t) dt + aT = [(P / m_u)(\psi_0 - \psi_k) + a]T, \quad (25)$$

а если получившееся значение T больше чем $t_d + t_p$, то

$$T = t_d + t_p + \lambda, \quad (26)$$

где время λ — время снижения тормозного коэффициента сцепления, которое находится из равенства аналогичного равенству (17)

$$U = \int b(t) dt + aT = (P / m_u) [(\psi_0 - \psi_k) \times \\ \times (t_d + t_p) + \tau\psi_0 - (\tau + \lambda)\psi_0 \exp(-\lambda / \tau)] + aT. \quad (27)$$

Для упрощения расчетов можно считать, что в диапазоне от 0 до t_c функция в правой части равенства (26) меняется от λ линейно.

Алгоритм расчета допустимого тормозного коэффициента сцепления. Из двух предыдущих разделов следует, что неравенство (21) можно представить в виде

$$F(\psi_k, U, \psi_0) \leq \theta_k, \quad (28)$$

где F — непрерывная функция от ψ_k , U и ψ_0 , указанная в неравенствах (23) и (24).

Для нахождения предельно допустимого значения ψ_0 решается равенство

$$\max F(\psi_k, U, \psi_0) = \theta_k, \quad (29)$$

где максимум находится по ψ_k .

Изучим равенство (29) на примере колесной пары с нагрузкой на ось P , равной 200 кН, и инерционной массой m_u , равной 500 кг. Эти величины дают значение P^2 / m_u , близкое к максимальному для прицепного вагона электропоезда. Для колесной пары моторного вагона величина P^2 / m_u обычно несколько меньше, что увеличивает T_m , но зато может быть заметно больше величина ψ_0 . Для примера проведем расчет противоюзного устройства при величине $\Delta x = 4$ см, временах $\Delta t = 0,01$ с, $t_p = 0,04$ с и $t_2 = 0,2$ с.

При данном значении U допустимое значение ψ_0 находим методом половинного деления следующим образом. Нижнюю границу задаем равной 0, а верхнюю — равной $0,001 \cdot 2^{10}$, что позволяет за десять половинных делений определить ψ_0 с точностью до 0,001. При каждом делении делается цикл по ψ_k от 0 до ψ_0 с шагом 0,001 и находится $\max F(\psi_k, U, \psi_0)$ и соответствующее значение $\psi_k^{\max}$.

При U , стремящемся к 0 или ∞ второй член неравенства (21) стремится к нулю, ψ_0 стремится к 0,8, а ψ_k равно ψ_0 . На рис. 2 показаны зависимости $\psi_0(U)$ и $\psi_k^{\max}(U)$ для практически значимого диапазона скоростей U , когда ψ_0 не более 0,3. Скачок величины $\psi_k^{\max}(U)$ при скорости около 21 м/с объясняется тем, что до этой скорости величина была максимально возможной при юзе. Полученная зависимость $\psi_0(U)$ применима для любой скорости движения, хотя и требует для вычисления написания специальной программы.

Минимальное значение $\psi_0(U)$ одна из важнейших характеристик противоюзного устройства. Это значение показывает, при каких значениях ψ_0 противоюзное устройство позволяет не снижать тормозную эффективность в конце торможения (в данном случае около 0,1). Второй важнейшей характеристикой является скорость, ниже которой такое снижение требуется (в данном случае около 2 м/с).

Зависимости $U(\psi_0)$ можно использовать для определения моментов закрытия впускных клапанов. Пусть t_p^* равно 0,1 с. На рис. 3 приведены зависимости $U(\psi_0)$, рассчитанные для t_p и t_p^* . Предполагается, что когда при данном ψ_0 скорость U снизилась до большего значения, то пора закрывать

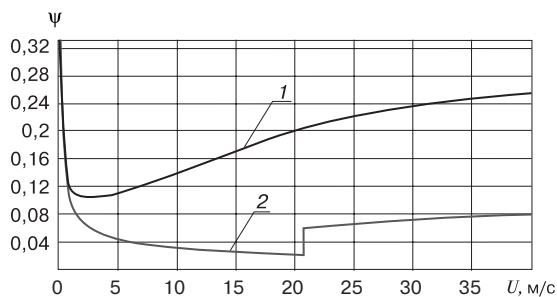


Рис. 2. Зависимости величин ψ_0 (1) и $\psi_k^{\max}$ (2) от скорости U
Fig. 2. Dependencies of the values of ψ_0 (1) and $\psi_k^{\max}$ (2) on the speed U

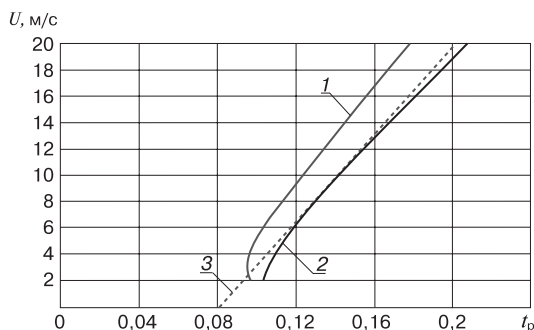


Рис. 3. Зависимости $U(\psi_0)$ для t_p и t_p^* :
1 — t_p ; 2 — t_p^* ; 3 — аппроксимация t_p
Fig. 3. Dependencies $U(\psi_0)$ for t_p and t_p^* :
1 — t_p ; 2 — t_p^* ; 3 — approximation t_p

впускные клапаны, а когда до нижнего значения, то следует снизить ψ_0 .

Прирост тормозного пути. Перепишем равенство (19) в виде

$$dU/dt = g\psi_0(U). \quad (30)$$

Перепишав дифференциальное уравнение (30) в виде

$$UdU/ds = g\psi_0(U), \quad (31)$$

и решив получившееся дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными, получим, что

$$S(U_n) = \int_0^{U_n} [UdU/\psi_0(U)]/g, \quad (32)$$

где U_n — скорость начала торможения.

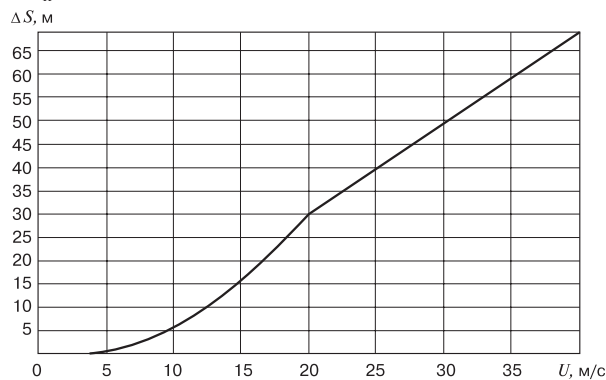


Рис. 4. Зависимость прироста тормозного пути от скорости
Fig. 4. The dependence of growth rate of the braking distance from the speed

Рассмотрим тормозные пути

$$S_0(U_n) = U^2 / (2g\psi_0(U)), \quad (33)$$

которые получились бы, если бы ψ_0 перестал меняться при скоростях меньших U . Соответствующий прирост тормозного пути находится по формуле

$$\Delta S(U_n) = S(U_n) - S_0(U_n). \quad (34)$$

На рис. 4 показана зависимость прироста тормозного пути от U_n .

Если задать допустимый прирост тормозного пути $\Delta S(U_n)$, то из зависимости рис. 4 можно найти допустимое значение U_n , а затем по зависимости рис. 2 допустимое значение $\psi_0(U_n)$. Так, если допустить прирост тормозного пути около 6 м, то скорость U_n близка к 10 м/с, а $\psi_0(U_n)$ к 0,14. То есть рассмотренное противоюзное устройство допустимо к применению при ψ_0 не более 0,1, если не снижать тормозную эффективность в конце торможения и не более 0,14, если снижать тормозную эффективность в конце торможения путем снижения тормозной силы до уровня допустимого противоюзным устройством.

Заключение. Главное применение предложенной методики заключается в указании, как следует снижать тормозную силу в конце торможения, и оценке прироста тормозного пути вследствие этого. Методика позволяет оценить, насколько прирост тормозного пути данного поезда зависит от параметров противоюзных устройств. Заметим также, что на основе этой методики будет проверяться работа противоюзных устройств при торможении поезда.

Зависимости, аналогичные приведенным на рис. 2 и 4, будут использованы в нормативной документации на противоюзные устройства.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ, грант № 12-08-13148-офи_м_РЖД).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бесценная О. В., Казаринов А. В. Тормоза для высокоскоростного подвижного состава // Современные направления и перспективы развития автотормозной техники железных дорог СССР: сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1991. С. 34–41.
2. Асадченко В. Р., Казаринов А. В., Козюлин Л. В. Тормозные системы с противоюзными устройствами для повышения реализуемого сцепления // Современные направления и перспективы развития автотормозной техники железных дорог СССР: сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1991. С. 98–102.
3. Казаринов А. В. Противоюзные устройства для скоростных поездов. Фундаментальные и прикладные исследования — транспорту: тезисы докладов Всероссийской науч.-техн. конф., февраль 1995, Екатеринбург. Ч. 1 / МПС РФ, УрГАПС. Екатеринбург, 1995. С. 120–121.
4. Испытания противоюзных устройств для электроподвижного состава и скоростных поездов / А. В. Казаринов [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 1996. № 3. С. 32–36.
5. Казаринов А. В., Волуйский Н. М. Расчет некоторых характеристик процесса торможения при движении колеса юзом // Железнодорожный транспорт сегодня и завтра: тезисы докладов науч.-техн. конф. Ч. 1 / МПС РФ, УрГАПС. Екатеринбург, 1998. С. 257–259.

6. Крылов В.В., Казаринов А.В., Максимов Б.Г. Методика испытаний систем противоюзной защиты (СПЗ) железнодорожного подвижного состава // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: тезисы докладов Всероссийской науч.-техн. конф., 4–6 июля 2001 г., Санкт-Петербург /Петербургский государственный ун-т путей сообщения (ПГУПС). СПб., 2001. С. 72.

7. Структуризация расчетного коэффициента сцепления колес с рельсами при торможении на основании динамических характеристик экипажа / А.В. Казаринов [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2009. № 1. С. 9–14.

8. Жаров И.А., Курцев С.Б. Обоснование технических требований к противоюзным устройствам // Вестник ВНИИЖТ. 2006. № 6. С. 21–26.

9. Жаров И.А., Курцев С.Б., Кренделев А.А. Обработка импульсов углового скоростемера для противоюзного устройства // Вестник машиностроения. 2013. № 11. С. 23–27.

10. Жаров И.А., Курцев С.Б. Температуры на пятнах контакта системы «колодка — колесо — рельс» при торможении экипажа // Вестник ВНИИЖТ. 2008. № 3. С. 34–39.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Жаров Илья Алексеевич, канд. техн. наук, в.н.с., отделение «Автотормоза», АО «ВНИИЖТ»

АЛЕКСЕЕВ Александр Алексеевич, главный специалист, АО «НИИАС»

Статья поступила в редакцию 17.04.2017 г., принята к публикации 07.08.2017 г.

Method for evaluating the performance of antiskid devices

I. A. ZHAROV, A. A. ALEKSEEV

¹ Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

² Joint Stock Company "Research and Design Institute of Informatization, Automation and Communication in Railway Transport" (JSC "NIICAS"), Moscow, 109029, Russia

Abstract. To detect the beginning of the entry of the wheelset in the skid, it is necessary to know the angular velocity of rotation of the wheelset, which is usually measured by a pulse speedometer. Usually, magnetic sensors are used for this purpose (the voltage pulse appears when the magnet passes the coil) or optoelectronic (voltage pulse appears when the light beam passes through the slot and hits it on the photodiode). Between the voltage pulses, the point on the rolling surface of the wheel passes the path Δx . Processing pulses can be different. In this paper considers the case when the number of pulses is counted with the periodicity Δt .

In this work, the following is additionally done:

- A calculation method is proposed that finds the limit of the performance of an antiskid device with specified parameters. At the same time, the time required to detect the beginning of the entry into skid is taken into account.

- Earlier it was established that the most stringent requirements for the parameters of antiskid devices are at the end of braking because of the easy entry into the skid at low speeds. Therefore, the question was studied on how much the braking coefficient of coupling of the wheelset Ψ_0 (the ratio of the braking force to the load per axle) should be reduced at low speeds so as to eliminate the possibility of damage to the wheels when entering the skid.

- It is discussed how it is possible to determine the parameters of antiskid devices during braking tests of rolling stock and how to use these calculated dependencies in these tests. From the existing methods of testing antiskid devices, this approach is different in that the performance of an antiskid device is evaluated not on a specific segment of the track with reduced cohesion, but on the estimated track with the worst coefficient of adhesion at each point (the shorter the track section, the faster the wheelset enters the skid, but it is also more difficult to damage it).

The article suggests a method for antiskid devices of railway rolling stock, which allows calculating how to reduce the braking force at the end of braking and to estimate the growth of the braking distance due to this. The method allows estimating how much the growth of the braking distance of this train due to this reduction depends on the parameters of the antiskid devices.

Keywords: antiskid device; parameter; coefficient; coupling

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-5-288-293>

REFERENCES

1. Bestsennaya O.V., Kazarinov A.V. *Brakes for high-speed rolling stock*. Modern trends and prospects for the development of auto-braking equipment of the USSR railways. Coll. sci. proc. Moscow, Transport Publ., 1991, pp. 34–41.

2. Asadchenko V.R., Kazarinov A.V., Kozyulin L.V. *Brake systems with antiskid devices to increase the realized adhesion*. Modern trends and prospects for the development of auto-braking equipment of the USSR railways. Coll. of works. Moscow, Transport Publ., 1991, pp. 98–102.

3. Kazarinov A.V. *Antiskid devices for high-speed trains*. Fundamental and applied research — transport. Proc. of the All-Russian Scientific and Technical Conference. Abstracts of papers. Part I. Yekaterinburg, UrGAPS Publ., 1995, pp. 120–121.

4. Kazarinov A.V., Pogrebinskiy M.G., Krylov V.V., Bestsennaya O.V. *Tests of antiskid devices for electric rolling stock and high-speed trains*. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 1996, no. 3, pp. 32–36.

5. Kazarinov A.V., Voluyskiy N.M. *Calculation of some characteristics of the braking process when the wheel is driven by a tool*. Railway transport today and tomorrow. Proc. of the Scientific and Technical Conference. Abstracts of papers. Part 1. Yekaterinburg, 1998, UrGAPS Publ., pp. 257–259.

6. Krylov V.V., Kazarinov A.V., Maksimov B.G. *Test procedure of antiskid protection systems (APS) for railway rolling stock*. Rolling stock of the twenty-first century: ideas, requirements, projects. Proc. of the All-Russian Scientific and Technical Conference. Abstracts of papers. St. Petersburg, Petersburg State Transport University (PGUPS) Publ., 2001, p. 72.

7. Kazarinov A.V., Kumpyak D.E., Belyankin A.V., Gudas M.V., Kasandrov M.D., Makas A.A. *Structuring of the estimated coefficient of adhesion of wheels with rails during braking based on the dynamic characteristics of the crew*. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2009, no. 1, pp. 9–14.

8. Zharov I.A., Kurtsev S.B. *Grounding of technical requirements for antiskid devices*. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2006, no. 6, pp. 21–26.

9. Zharov I.A., Kurtsev S.B., Krendellev A.A. *Processing of angular speedometer pulses for an antiskid device*. Vestnik mashinostroyeniya, 2013, no. 11, pp. 23–27.

10. Zharov I.A., Kurtsev S.B. *Temperatures on contact patches of the "shoe – wheel – rail" system during braking of the carriage*. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2008, no. 3, pp. 34–39.

ABOUT THE AUTHORS

I'lya A. ZHAROV, Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher, Department "Automatic brakes", JSC "VNIIZhT"

Aleksander A. ALEKSEEV, Principal Engineer, JSC "NIICAS"

Received 17.04.2017

Accepted 07.08.2017

■ E-mail: t2604404@yandex.ru (I. A. Zharov)