

УДК 656.2.08:629.4.077

В.И. СЕНЬКО, д-р техн. наук, профессор
ректор¹

Е.Э. ГАЛАЙ

научный сотрудник¹

E-mail: galay_gomel@mail.ru

¹Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 13.07.2015.

**ОПТИМИЗАЦИЯ РЕГУЛИРОВОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ
АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА РЕЖИМОВ ТОРМОЖЕНИЯ ВАГОНА**

Тормозная сила, реализуемая при торможении грузового вагона, не должна превышать силу сцепления колеса с рельсом. Она зависит от загрузки вагона и ограничивается силой нажатия колодок, максимально допускаемой по прочности колодок. Регулировочная характеристика автоматического регулятора грузовых режимов торможения (авторегима) представляет собой зависимость величины давления в тормозном цилиндре вагона от его осевой нагрузки. Величина давления, плавно регулируемая авторегимом, ограничивается воздухораспределителем, осуществляющим только ступенчатое изменение давления в тормозном цилиндре в зависимости от загрузки. Приводятся методика и результаты расчета рациональной зависимости величины давления в тормозных цилиндрах от загрузки вагона. Оптимальное регулирование, позволяющее получить максимальную тормозную эффективность и наиболее благоприятный режим по продольной динамике поезда, наблюдается при равенстве удельных тормозных сил вагонов, в том числе с различной осевой нагрузкой. При одностороннем нажатии колодок на колесо в связи с ограничениями по прочности и тепловому режиму фрикционного узла оптимизация возможна для вагонов с осевой нагрузкой до 18 т/ось, при двухстороннем — во всем диапазоне нагрузок.

Ключевые слова: авторегим, давление, торможение, тормозная колодка, тормозная сила, регулирование, сцепление колес, трение

Условиями безопасности движения и сохранности перевозимых грузов являются наибольшая эффективность торможения и минимальная величина продольно-динамических сил в поезде. В процессе эксплуатации загрузка вагона может изменяться в зависимости от количества и рода перевозимого груза. Точное соотношение между тормозной силой и силой сцепления может быть получено только при автоматическом регулировании силы нажатия тормозных элементов от осевой нагрузки вагона, для чего на вагонах применяются автоматические регуляторы грузовых режимов торможения (авторегимы). При этом важно определить оптимальную зависимость силы нажатия тормозных колодок от загрузки.

Целевой функцией при расчете оптимальных характеристик авторегима является условие равенства удельных тормозных сил — реализуемой $b_{\tau}(v)$ и допускаемой по условию безюзового торможения $[b_{\tau}(v)]$ при фиксированной скорости движения вагона v_p

$$b_{\tau}(v) = k_{\text{сп}} [b_{\tau}(v)], \quad (1)$$

где $k_{\text{сп}}$ — предельное значение коэффициента использования запаса по сцеплению, учитывающего динамику изменения нагрузки колесных пар и перераспределение этой нагрузки в результате действия инерционных сил в процессе торможения. Он позволяет также учитывать амплитуду стохастичес-

ких колебаний величины коэффициента сцепления ψ . Для тормозных систем, использующих сцепление колеса с рельсом и не оборудованных противоюзными устройствами, коэффициент использования запаса по сцеплению не должен превышать 0,85.

Во всем диапазоне скоростей по условиям сцепления допускается практически одинаковая сила нажатия композиционных колодок.

Удельная тормозная сила [1, 2]:

- допускаемая по условиям сцепления, Н/т,

$$[b_{\tau}(v)] = 10^3 g \psi_{ki} k_{\text{сп}} \quad (2)$$

- удельная тормозная сила, реализуемая при торможении, Н/т,

$$b_{\tau i} = \frac{10^3 n_k K_i \psi_{ki}}{q_o}, \quad (3)$$

где ψ_{ki} , ψ_{ki} — мгновенные значения коэффициента сцепления и коэффициента трения тормозных колодок; n_k — число тормозных колодок, действующих на ось колесной пары; K_i — фактическая сила нажатия тормозных колодок при скорости v_p , кН; q_o — осевая нагрузка (нагрузка от колесной пары на рельсы), т; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Расчетный коэффициент сцепления для железных дорог стран СНГ и Балтии определяется по формуле

$$\psi_k = 0,17 - 0,0015(q_o - 5)\psi(v),$$

где $\psi(v)$ — функция зависимости коэффициента сцепления от скорости.

Значение $\psi(v)$, зависящее от динамических свойств подвижного состава, выражается графически (рисунок 1) или по формуле для грузовых вагонов и локомотивов [2]

$$\psi(v) = \frac{v+120}{2,8v+120},$$

где v — скорость движения, км/ч.

В «Типовом расчете тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов» МПС РФ (1996 г.) приводится несколько другая формула для грузовых вагонов на тележках типа 18–100:

$$\psi(v) = \frac{v+0,81}{2,4v+81}.$$

С 2016 года вводится ГОСТ, в котором предусмотрены несколько меньшие значения расчетных величин ψ_k .

Значение действительного коэффициента сцепления колес с рельсами ψ изменяется в значительных пределах ($\psi = 0,04...0,30$). При его минимальном значении в расчетах тормозной силы эффективность тормозной системы уменьшается, а при завышенных значениях может произойти заклинивание колесной пары.

Действительный коэффициент трения материала колодок в общем виде определяется по формуле:

$$\varphi_{ki} = \alpha \cdot \varphi(K) \cdot \varphi(v),$$

где $\varphi(K)$, $\varphi(v)$ — функции, характеризующие зависимость коэффициента трения от силы нажатия и от скорости.

$$\varphi(K) = \frac{\beta \cdot K + \gamma}{\delta \cdot K + \gamma}; \quad \varphi(v) = \frac{f \cdot K + g}{c \cdot v + g}.$$

Тогда с учетом $\varphi(K)$ и $\varphi(v)$

$$\varphi_{ki} = \alpha \cdot \frac{\beta \cdot K + \gamma}{\delta \cdot K + \gamma} \cdot \frac{f \cdot v + g}{c \cdot v + g},$$

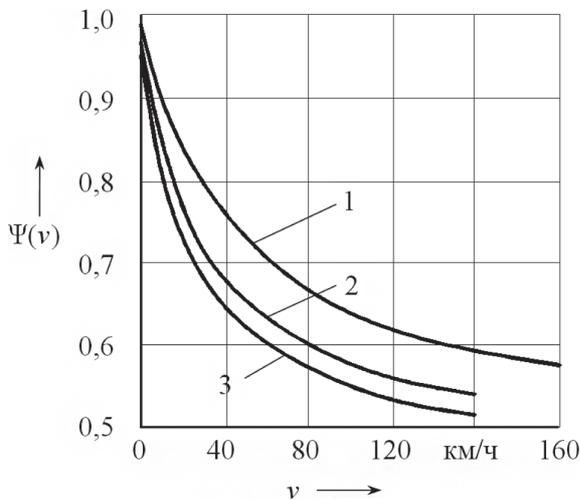


Рисунок 1 — Графики функции $\psi(v)$: 1 — пассажирский подвижной состав; 2 — локомотивы; 3 — грузовые вагоны

где $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \gamma, f, c, g$ — эмпирические коэффициенты, зависящие от материала колодок.

Для композиционных колодок из материала ТИИР-300 (8-1-66) [2, 3]

$$\alpha = 0,44; \beta = 0,1; \gamma = 20; \delta = 0,4; c = 2; \\ f = 1; g = 150.$$

Из уравнений (2) и (3)

$$[K_i] = \frac{9,81 \psi_{ki} k_c q_i}{n_k \varphi_k}.$$

После преобразований формула для расчета допустимой величины силы нажатия при фиксированной скорости v_i имеет вид [1]

$$[K_i] = \frac{0,5}{\beta n_k} \left\{ \left[B^2 + \frac{40 \gamma \beta n_k k_{cn} \psi_{ki} q_0 (c v_i + g)}{\alpha (f v_i + g)} \right]^{\frac{1}{2}} - B \right\};$$

$$B = \gamma n_k - \frac{10 k_{cn} \psi_{ki} q_0 (c v_i + g)}{\alpha (f v_i + g)}.$$

В случае расчета значений $[K_i]$ в диапазоне скоростей от 0 до v_{max} для порожнего, частично груженого и полногруженого вагонов нагрузку q_i разбивают на интервалы. По результатам расчетов строят зависимость $[K_i] = f(q_i)$. Эта зависимость близка к линейной как для композиционных, так и для чугунных колодок (рисунки 2, 3), поэтому для сокращения объема вычислений достаточно определить значения $[K_i]$ при порожнем и полностью загруженном вагонах, построить график линейной функции $[K_i] = f(q_i)$ и определять промежуточное значение K_i для различной загрузки вагона по графику. Полученные данные служат исходными для дальнейших расчетов величины давления в тормозных цилиндрах $p_{ц} = f(q_i)$ или величины передаточного числа n и передаточного отношения i тормозной рычажной передачи в зависимости от выбранной схемы регулирования и конструкции тормозной системы.

Зоны между линиями 1–2 и 1–3 (см. рисунок 2) характеризуют резерв запаса по сцеплению или превышение силы сцепления при торможении.

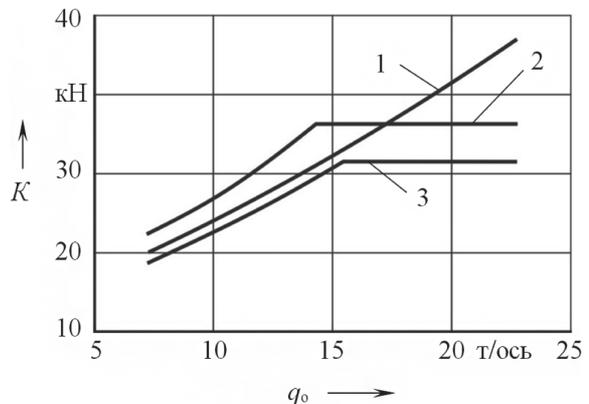


Рисунок 2 — Зависимость силы нажатия композиционных колодок из материала ТИИР-300 (8-1-66) от осевой нагрузки: 1 — допускаемая по сцеплению; 2 — реализуемая при авторежиме, воздухо-распределитель на груженом режиме; 3 — то же, воздухо-распределитель на среднем режиме

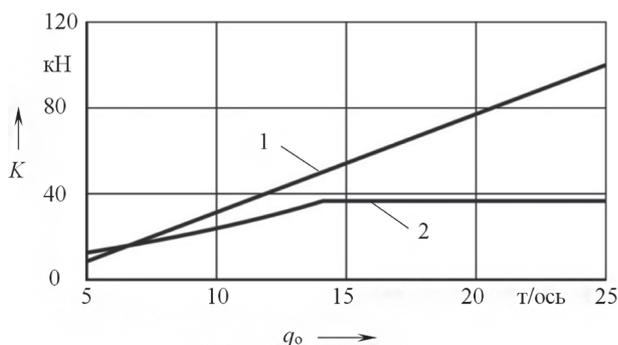


Рисунок 3 — Зависимость силы нажатия чугунных колодок от осевой нагрузки вагона: 1 — допустимая по сцеплению; 2 — реализуемая при авторежиме № 265

При включении воздухораспределителя вагона с композиционными колодками на средний режим имеется значительный запас по сцеплению во всем диапазоне осевых нагрузок. В то же время при включении воздухораспределителя на грузовой режим велика опасность заклинивания колесных пар у вагона с осевой нагрузкой брутто менее 18–19 т/ось.

При одностороннем нажатии тормозных колодок на колесо вагона с осевой нагрузкой более 120 кН при чугунных колодках имеется запас по сцеплению. Случаи заклинивания колесных пар происходят, как правило, у вагонов мало нагруженных, особенно при ступенчатом переключении режимов.

Сила нажатия тормозных колодок не должна превышать максимальную допустимую по условиям теплового режима фрикционного узла «колодка–колесо» и прочности колодок

$$K_{\max} \leq 10^3 [p] F_k,$$

где K_{\max} — наибольшая допустимая сила нажатия колодки, кН; $[p]$ — допустимое удельное давление на колодку, МПа; F_k — площадь трения колодки, м².

Для чугунных тормозных колодок $[p] = 1,3$ МПа, для композиционных — 0,9 МПа. Площадь трения стандартных чугунных колодок $F_k = 0,0305$ м², секционных чугунных — 0,019 м² или 0,0205 м², композиционных — 0,029 м², укороченных композиционных — 0,02475 м². Допускаемые силы нажатия в зависимости от максимальной скорости движения: 39,7 кН — для чугунных, 26,1 кН — для композиционных и 32,2 кН — для укороченных чугунных колодок. При скоростях выше 100 км/ч допускаемые силы нажатия уменьшаются.

Из расчетов следует, что при одностороннем нажатии на колесо и применении типовых колодок решить проблему оптимального регулирования тормозной силы грузовых вагонов во всем диапазоне осевых нагрузок невозможно, так как допустимая по сцеплению сила нажатия значительно превышает силу, допустимую по удельному давлению как для чугунных, так и для композиционных колодок. Это особенно ощутимо при увеличении осевых нагрузок до 25–30 т/ось для перспективных вагонов.

На рисунке 4 приведены графики зависимости удельной тормозной силы вагонов от осевой нагрузки при композиционных колодках.

Анализ показывает, что реализуемая удельная тормозная сила при включении воздухораспределителя на средний режим значительно меньше допустимой. Имеется разница в удельных тормозных силах вагонов с различной нагрузкой. При включении на грузовой режим удельная тормозная сила ниже допустимой лишь при торможении вагонов с осевой нагрузкой от 19 т. То есть при меньшей нагрузке возможно заклинивание колесных пар. Кроме того, в этих случаях не соблюдается тепловой режим фрикционного узла, а также тормозная сила превышает допустимую по прочности колодок. Поэтому при композиционных колодках воздухораспределители устанавливаются на средний режим с максимальным давлением в тормозных цилиндрах 0,28–0,34 МПа.

При односторонней схеме торможения (по одной тормозной колодке на колесо) оптимизация регулировочной характеристики возможна для осевых нагрузок брутто до 18–19 т/ось при композиционных колодках и до 12 т/ось — при чугунных. Это связано с ограничениями по прочности колодок и тепловому режиму фрикционного узла. Для укороченных тормозных колодок величина допускаемых осевых нагрузок будет несколько меньшей.

По сравнению со ступенчатым изменением тормозной силы, осуществляемым переключением режимного переключателя воздухораспределителя, авторежим обеспечивает более плавное изменение тормозной силы. Это положительно сказывается на динамике поезда.

Оптимальное регулирование тормозной силы для получения наиболее благоприятного режима по продольной динамике поезда будет наблюдаться в случае равенства удельных тормозных сил грузовых вагонов с различной осевой нагрузкой. Следовательно, авторежим должен обеспечивать получение максимальной тормозной эффективности при равенстве или незначительной разнице удельных тормозных сил вагонов с различной нагрузкой.

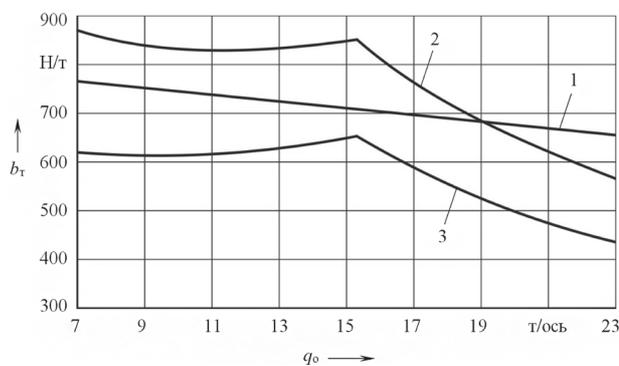


Рисунок 4 — Зависимость удельной тормозной силы грузового вагона от нагрузки на ось: 1 — допустимая по сцеплению; 2 — при действии авторежима, воздухораспределитель на грузовой режим; 3 — то же, воздухораспределитель на среднем режиме

При торможении должно соблюдаться условие

$$b_{tij} + w_{oij} = \text{const} = k \text{ при } q_T \leq q_{oi} \leq q_{\max}, \quad (4)$$

где b_{tij} — реализуемая удельная тормозная сила вагона с i -м уровнем загрузки; w_o'' — удельное основное сопротивление движению вагона, величина которого изменяется с изменением скорости и зависит также от осевой нагрузки и конструкции ходовых частей вагона; q_T, q_{\max} — осевая нагрузка от тары вагона и максимальная осевая нагрузка.

Влияние основного сопротивления w_o'' существенно сказывается на величине замедляющей силы при высоких скоростях и для вагонов с малой степенью загрузки. Для порожних вагонов при максимальной скорости удельное основное сопротивление достигает 10 % от величины удельной тормозной силы, допускаемой по условию безюзового торможения. В то же время для груженых вагонов при малых скоростях движения w_o'' не превышает 1–1,5 % максимальной удельной тормозной силы.

Поскольку реализуемые тормозные силы значительно меньше допускаемых по сцеплению, то условие (4) необходимо учитывать при выборе регулировочной характеристики авторежима и уточненных расчетах тормозной системы вагона.

При выполнении условия (4) в процессе торможения достигается одинаковая величина замедления всех вагонов в поезде, независимо от степени их загрузки. Благодаря этому будет улучшена продольная динамика поезда, в составе которого имеются порожние и груженые вагоны с различным уровнем загрузки.

Регулировочная характеристика авторежима $p_{ц} = f(q_o)$ представляет собой зависимость величины давления в тормозных цилиндрах $p_{ц}$ от осевой загрузки вагона q_o [1].

За критерий оптимизации регулировочной характеристики принимают равенство расчетных тормозных коэффициентов ϑ_p для вагонов с различной загрузкой. В таком случае требуется обеспечить линейную зависимость между давлением сжатого воздуха в тормозном цилиндре и осевой нагрузкой.

При расчете регулировочной характеристики авторежима должно быть предусмотрено более полное использование запаса по сцеплению для получения максимальной тормозной силы при экстренном торможении. Для этого необходимо выполнение условия (1).

Допускаемые значения удельной тормозной силы имеют меньшие значения при максимальной загрузке, поэтому постоянные значения замедляющей силы k следует определять для случая $q_o = \text{max}$.

Расчеты проводят по формулам, устанавливающим зависимости между силой нажатия колодок, усилием по штоку тормозного цилиндра и давлением сжатого воздуха в нем:

$$P_{ш} i = 10^3 K m; \quad i = m \eta_{рн}; \quad P_{ш} = \frac{1}{4} \pi D_{ц}^2 \eta_{ц} p_{ц} - P_{пр} - P_{ар},$$

где $P_{ш}$ — усилие по штоку, Н; i — передаточное отношение рычажной передачи; n — передаточное число рычажной передачи; $\eta_{рн}$ — к. п. д. рычажной передачи; K — принятое значение силы нажатия колодки, кН; m — число колодок, действующих от одного цилиндра; $p_{ц}$ — рабочее давление в тормозном цилиндре при данной загрузке вагона (избыточное), Па; $P_{пр}, P_{ар}$ — усилие отпусковой пружины тормозного цилиндра и пружины авторегулятора рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра, Н.

Расчетное значение давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре определяется при максимальной силе нажатия, выбранной с учетом условий безюзового торможения. Указанные значения являются исходными для вычисления и построения графиков зависимостей $p_{ц} = f(q_i)$.

В настоящее время на грузовых вагонах с композиционными колодками предусмотрено включение воздухораспределителей на средний грузовой режим, при котором расчетная величина давления в тормозных цилиндрах $p_{ц} = 0,28$ МПа (изб.). Однако целесообразно принимать максимальное давление в тормозных цилиндрах $p_{ц} = 0,4$ МПа, что обеспечит уменьшение передаточного числа.

Математически регулировочную характеристику $p_{ц} = f(q_i)$ можно представить, последовательно преобразовывая выражения зависимостей допускаемой по сцеплению силы нажатия и усилия по штоку тормозного цилиндра от загрузки $[K_i] = f_1(q_i)$ и $P_{ш} = f_2(q_i)$. Эти зависимости рассчитываются для фиксированной скорости v_p при заданных величинах передаточного отношения рычажной передачи i и диаметра тормозного цилиндра $D_{ц}$ и числа колодок на оси колесной пары n_k :

$$p_{ц} = \frac{4}{\pi D_{ц}^2 \eta_{ц}} \left[\frac{10^3 g \Psi_k k q_i m}{n_k \Phi_k n \eta_m} + P_{пр} + P_{ар} \right]. \quad (5)$$

При композиционных колодках из материала ТИИР-300 (ранее 8-1-66) за расчетную принимается конструкционная скорость, а при колодках ТИИР-303 (ранее 328-303) для пассажирских вагонов — скорость 40 км/ч.

Для безасбестовых композиционных колодок следует принять характеристики, аналогичные колодкам ТИИР-303.

Для расчета требуемых величин давления в тормозном цилиндре при различной загрузке вагона в формуле (5) изменяется величина q_i .

Расчет регулировочной характеристики производят следующим образом:

1. Определение расчетного коэффициента сцепления и допускаемых по сцеплению значений удельной тормозной силы

$$\Psi_k = f_1(q, v); \\ [b_T] = f_2(q).$$

2. Определение значения удельного основного сопротивления $w_0'' = f_3(q)$ для расчетной скорости или в диапазоне скоростей.

3. Расчет допускаемого значения реализуемой удельной тормозной силы при различной загрузке вагона (порожний; $q = 0,5q_{max}$; $q = q_{max}$, где q — осевая нагрузка брутто, т/ось)

$$b_t = \frac{10^3 n K \Phi_k}{q} - w_{of}''$$

4. Для заданных параметров тормозной системы вагона рассчитывается регулировочная характеристика $p_{ц} = f(q)$.

Величина давления в тормозном цилиндре при действии авторежима № 265 также может быть определена по формуле [2, 3]

$$p_{ц} = p_{вр} \frac{l + e_i}{L - (l + e_i)}$$

где $p_{вр}$ — давление на выходе воздухораспределителя, МПа; l — длина нижнего плеча рычага, мм; e_i — величина перемещения демпферного поршня, мм, $e_i = f_i - a$; a — эксплуатационный зазор между упором вилки и плитой при порожнем вагоне, мм; L — расстояние между хвостовиками верхнего и нижнего поршней пневмореле (рабочая длина рычага), мм.

Величина статического прогиба рессорного подвешивания рассчитывается по формуле

$$f_i = \frac{q_i - q_{нц}}{ж}$$

где q_i — осевая нагрузка брутто вагона, кН; $q_{нц}$ — вес необрессоренных частей тележки, приходящийся на одну ось, кН; $ж$ — жесткость одного комплекта рессорного подвешивания тележки (в расчете на одну ось, для тележки ЦНИИ-ХЗ $ж = 4$ кН/мм).

Схема к выводу формулы для расчета давлений в тормозном цилиндре при действии авторежима № 265 приведена на рисунке 5 [4]. Расстояние между осями поршней пневмореле $L = 106$ мм. Для порожнего вагона значения $l = 32$ мм, $f_i = 0$. В связи с уве-

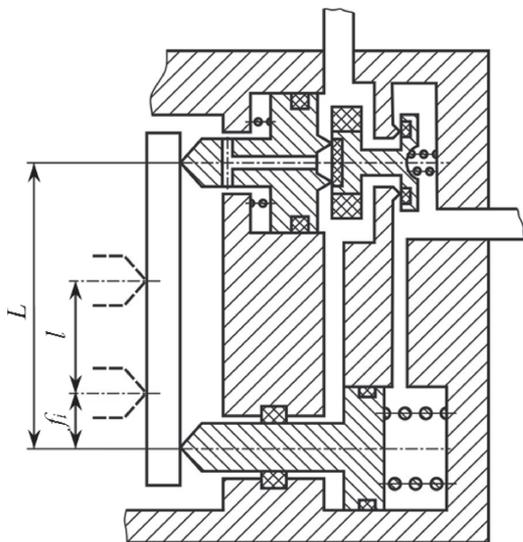


Рисунок 5 — Кинематическая схема воздушного реле авторежима

личением осевых нагрузок современных вагонов до 25 т/ось изменяются и параметры пневмореле авторежима. В частности, авторежим № 265А-4 имеет перемещение поршня демпферной части $l = 47 \pm 2$ мм. Соответственно, увеличен размер L .

Выходные характеристики пневматической и механической частей тормоза (максимальное давление в тормозном цилиндре и передаточное число рычажной передачи) при оборудовании вагонов авторежимами № 265 не изменяются, поэтому нажатие тормозных колодок не может превышать максимальной величины, допускаемой при включении соответствующего режима воздухораспределителя.

На рисунке 6 приведены зависимости силы нажатия тормозных колодок от осевой нагрузки для колодок из материала ТИИР-300 (8-1-66).

На рисунке 7 представлена регулировочная характеристика, построенная по результатам расчета согласно выше предложенной методике.

Из графиков видно, что при односторонней схеме торможения оптимизация регулировочной характеристики возможна только для вагонов с осевой нагрузкой до 18 т/ось. Это связано с ограничениями по прочности колодок и тепловой нагрузке узла колесо-колодка.

В случае применения схемы двустороннего торможения оптимизация регулировочной характеристики возможна практически во всем диапазоне осевых нагрузок. Поэтому для перспективных вагонов с повышенными осевыми нагрузками необходимо предусматривать применение тележек с двусторон-

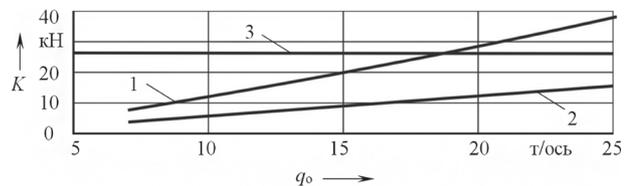


Рисунок 6 — Зависимость силы нажатия тормозных колодок от осевой нагрузки: 1 — оптимизированная при односторонней схеме торможения; 2 — оптимизированная при двусторонней схеме торможения; 3 — допускаемая по условию прочности колодок

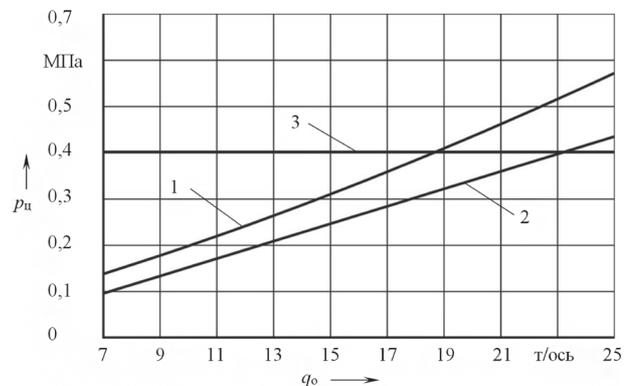


Рисунок 7 — Оптимизированная регулировочная характеристика: 1 — оптимизированная при односторонней схеме торможения; 2 — оптимизированная при двухсторонней схеме торможения; 3 — допускаемая по условию прочности композиционных колодок

ним нажатием композиционных колодок на колесо. Это позволит реализовать силы нажатия колодок близкие к допускаемым по сцеплению, а также оптимизировать регулировочную характеристику авто-режима, что положительно скажется на тормозной эффективности и продольной динамике поезда, состоящего из вагонов с различным уровнем загрузки.

Учитывая сложности с формированием и эксплуатацией поездов из вагонов с одно- и двухсторонним нажатием, имеющих различную тормозную силу, нужно предусмотреть возможность переключения тормозов на большую или меньшую мощность в зависимости от того, в каком поезде предусмотрено следование вагона. В этом случае конструкция отечественных воздухораспределителей грузового типа и авторежимов № 265, дающих возможность переключения режима — давления

в тормозных цилиндрах, позволяет обеспечить нормальное следование в одном поезде вагонов с одно- и двухсторонним нажатием колодок на колесо.

Список литературы

1. Галай, Э.И. Тормозные системы железнодорожного транспорта. Расчет пневматических тормозов: учеб. пособие / Э.И. Галай, Е.Э. Галай, П.К. Рудов; М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. — Гомель: БелГУТ, 2014. — 271 с.
2. Галай, Э.И. Тормоза локомотивов и вагонов: проблемы и перспективы: учеб. пособие: в 2 ч. — Ч. 1: Повышение эффективности фрикционных тормозов. — Гомель: БелИИЖТ, 1992. — 71 с. — Ч. 2: Фрикционные узлы тормозов. — Гомель: БелИИЖТ, 1993. — 69 с.
3. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава: справ. / В. И. Крылов [и др.]. — М.: Транспорт, 1989. — 487 с.
4. Казаринов, В.М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов / В.М. Казаринов, В.Г. Иноземцев, В.Ф. Ясенцев. — М.: Транспорт, 1968. — 400 с.

SENKO Veniamin I., Dr. Techn. Sc., Professor
Rector¹

GALAY Elena E.

Researcher¹

E-mail: galay_gomel@mail.ru

¹Belarusian State University of Transport, Gomel, Republic of Belarus

Received 13 July 2015.

OPTIMIZATION OF THE CONTROL CHARACTERISTICS OF AUTOMATIC REGULATOR OF CARGO REGIMES OF WAGGON BRAKING

The brake force implemented in braking a freight car shall not exceed the traction of the wheel and rail. It depends on the car loading and is limited by the maximum pressing force which is permissible for the brake shoes. The control characteristics of the automatic regulator of braking modes (automatic mode) is the dependence of the pressure in the brake cylinder of the car on its axial load. The pressure, continuously controled in automatic mode, is limited by the air diffuser, which carries out only step changes in pressure in the brake cylinder, depending on the load. The technique and actual results of calculation of the rational dependence of the pressure in the brake cylinders on the car loading are presented. Optimum control, allowing to reach the maximum braking efficiency and most favorable mode in the longitudinal dynamics of the train is observed at equal specific braking forces of cars with different axial loads. In the case with one-sided pressing of the brake shoes on the wheel due to restrictions in strength and thermal mode of the friction site optimization is possible for cars with an axial load up to 18 t / axle, with two-sided — in the entire load range.

Keywords: automatic mode, pressure, braking, brake shoes, brake force, control, traction, friction

References

1. Galay E.I., Galay E.E., Rudow P.K. *Torvozhnye sistemy zheleznodorozhogo transporta. Raschet pnevmaticheskikh tormozov* [Railway transport brake systems. Calculation of pneumatic brakes]. Gomel, BelSUT, 2014. 271 p.
2. Galay Ed.I. *Tormoza lokomotivov i vagonov: problem i perspektivy* [Brakes of locomotives and cars: problems and prospects]. Part 1: Povyshenie effektivnosti frikchionnyh tormozov [Improving the efficiency of the friction brakes]. Gomel, BelIIZhT, 1992. 71 p.
3. Krylov V.I. [et al.]. *Tormoznoe oborudovanie zheleznodorozhogo podvizhogo sostava* [Braking equipment of the rolling stock]. Moscow, Transport, 1989. 487 p.
4. Kazarinov V.M., Inozemtsev V.G., Yasentsev V.F. *Teoreticheskie osnovy proektirovaniya i ekspluatatsii avtotormozov* [Theoretical foundations of design and operation of the automatic brakes]. Moscow, Transport, 1968. 400 p.