

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ 25 ТС

Приведены результаты расчетных исследований тормозной эффективности грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 тс с различными значениями массы тары и запаса по юзу. Построены номограммы по выбору передаточного числа при изменении запаса по юзу от 0 % до 10 %. Получены аналитические зависимости для определения передаточного числа грузового вагона и расчетного коэффициента силы нажатия колодок на колеса. Показано, что наибольшую тормозную эффективность имеют грузовые вагоны с массой тары 25 и 26 тс.

Приведені результати розрахункових досліджень гальмової ефективності вантажних вагонів з осьовим навантаженням 25 тс із різними значеннями маси тари і запасу по юзу. Побудовані номограми по вибору передаточного числа при зміні запасу по юзу від 0 % до 10 %. Отримано аналітичні залежності для визначення передаточного числа вантажного вагона і розрахункового коефіцієнта сили натиснення колодок на колеса. Показано, що найбільшу гальмову ефективність мають вантажні вагони з масою тари 25 і 26 тс.

Results of design researches of brake efficiency of the freight cars with an axial load 25 ton-force with various values of tare weight and a skid margin are cited. Nomographs for choice a gear ratio at change of a skid margin from 0 % up to 10 % are built. Analytical dependences for definition of a gear ratio of the freight car and design factor of brake shoe pressure force on wheels are received. It is shown, that the freight cars with tare weight 25 and 26 ton-force have the greatest brake efficiency.

Основной характеристикой существующих тормозных систем грузовых вагонов является передаточное число тормозной рычажной передачи, от величины которого зависит тормозная эффективность (расчетный коэффициент силы нажатия колодок). Максимальное значение передаточного числа ограничивается расчетным предельным коэффициентом сцепления колеса с рельсом при торможении.

Для четырехосных грузовых вагонов при композиционных тормозных колодках передаточное число принимается в зависимости от типа вагона [1], так, например, для полувагона передаточное число составляет 5,72.

В качестве основного критерия по выбору передаточного числа тормозной рычажной передачи вагонов принимается условие отсутствия юза [2]:

$$\delta_p \cdot \varphi_{кр} \leq [\Psi_k]. \quad (1)$$

Рекомендуется, чтобы выполнялось условие (10 % запас по юзу):

$$\delta_p \cdot \varphi_{кр} \leq 0,9 \cdot [\Psi_k]. \quad (2)$$

где δ_p - расчетный коэффициент сил нажатия колодок;

$\varphi_{кр}$ - расчетный коэффициент трения тормозных композиционных колодок, определяемый по формуле (2)

$$\varphi_{кр} = 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150}, \quad (3)$$

где $[\Psi_k]$ - расчетный предельный коэффициент сцепления колеса с рельсом при торможении:

$$[\Psi_k] = \Psi(q_0) \cdot \Psi(V), \quad (4)$$

где $\Psi(q_0)$ - коэффициент, зависящий от осевой нагрузки на колесную пару:

$$\Psi(q_0) = 0,17 - 0,0015 \cdot (q_0 - 5), \quad (5)$$

где $\Psi(V)$ - коэффициент, зависящий от скорости движения:

$$\Psi(V) = \frac{V + 81}{2,4 \cdot V + 81}, \quad (6)$$

где q_0 - нагрузка на колесную пару (осевая нагрузка) вагона, тс;

V - скорость, км/ч.

Предельное значение расчетного коэффициента силы нажатия колодок определяется из равенства (1)

$$[\delta_p] = \frac{[\Psi_k]}{\varphi_{кр}}. \quad (7)$$

Дальнейшие расчеты проводились к полувагону с осевой нагрузкой 25 тс и тарой соответственно 23 тс, 24 тс, 25 тс и 26 тс.

Предельная расчетная сила нажатия колодки на колесо для порожнего вагона определялась из уравнения 9.1 [3] с учетом формулы (7)

$$[K_p] = \frac{Q \cdot [\Psi_k]}{n \cdot \varphi_{кр}}, \quad (8)$$

где n - число тормозных колодок.

Разрешающее уравнение для определения предельно допустимой действительной силы нажатия колодки на колесо ($[K]$), с учетом формул 9.3 [3] и (8), имеет вид:

$$Q \cdot \frac{[\Psi_k]}{\varphi_{кр}} = 1,22 \cdot [K] \cdot \frac{[K] + 20}{4 \cdot [K] + 20} \quad (9)$$

Расчет действительной силы нажатия выполнен в диапазоне скоростей 20...120 км/ч для двух вариантов: без запаса по юзу (рис. 1) и с рекомендуемым (Памятка ОСЖД Р 549/33) 10 % запасом по юзу (рис. 2).

Предельно допустимые значения передаточного числа тормозной рычажной передачи опре-

делялись делением предельно допустимой действительной силы нажатия, определяемой по формуле (9) на величину действительной силы нажатия при передаточном отношении рычажной передачи равным 1, при этом использовались типовые расчетные зависимости для тормозов грузовых вагонов и условия проверки отсутствия юза [3] (усилие авторегулятора не учитывалось, а давления в тормозном цилиндре для порожнего вагона принималось равным 0,16 МПа). Расчеты выполнены как по предельным значениям действительной силы нажатия колодки без запаса по юзу (рис. 3), так и с 10 % запасом (рис. 4) в диапазоне скоростей 20...120 км/ч.

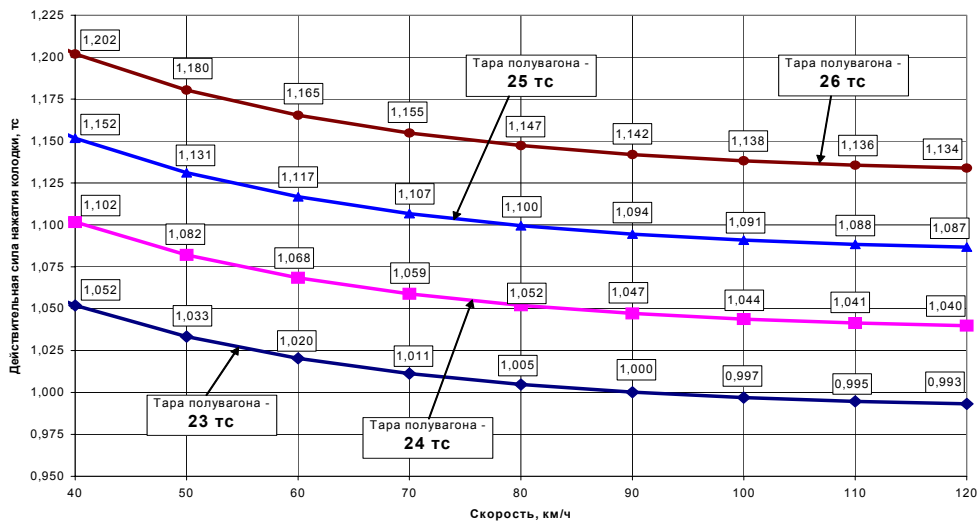


Рис. 1. Номограмма распределения предельных (при отсутствии запаса по юзу) значений действительных сил нажатия композиционной колодки на колесо

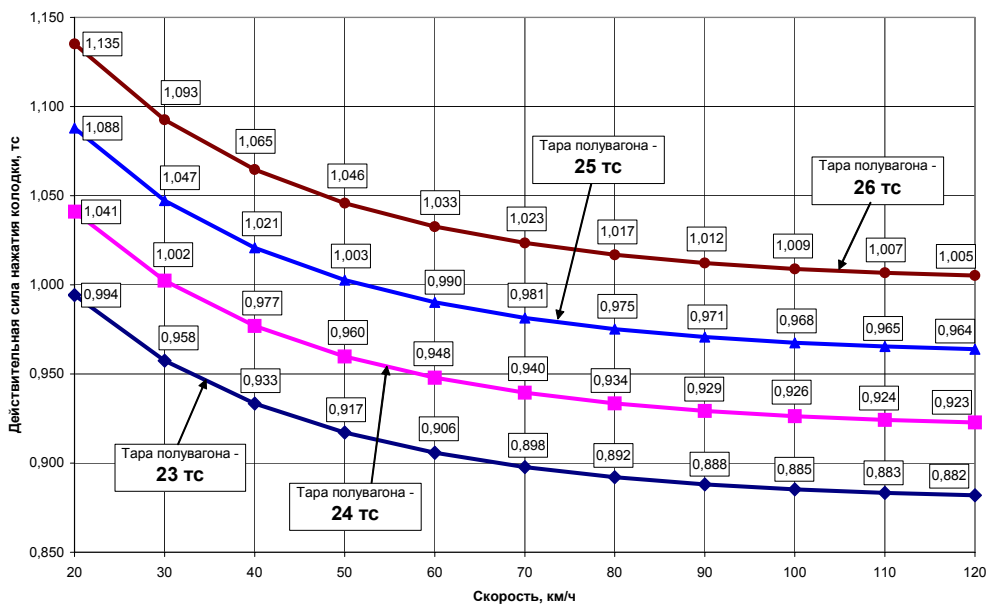


Рис. 2. Номограмма распределения значений действительных сил нажатия композиционной колодки на колесо при рекомендуемом запасе по юзу 10 %

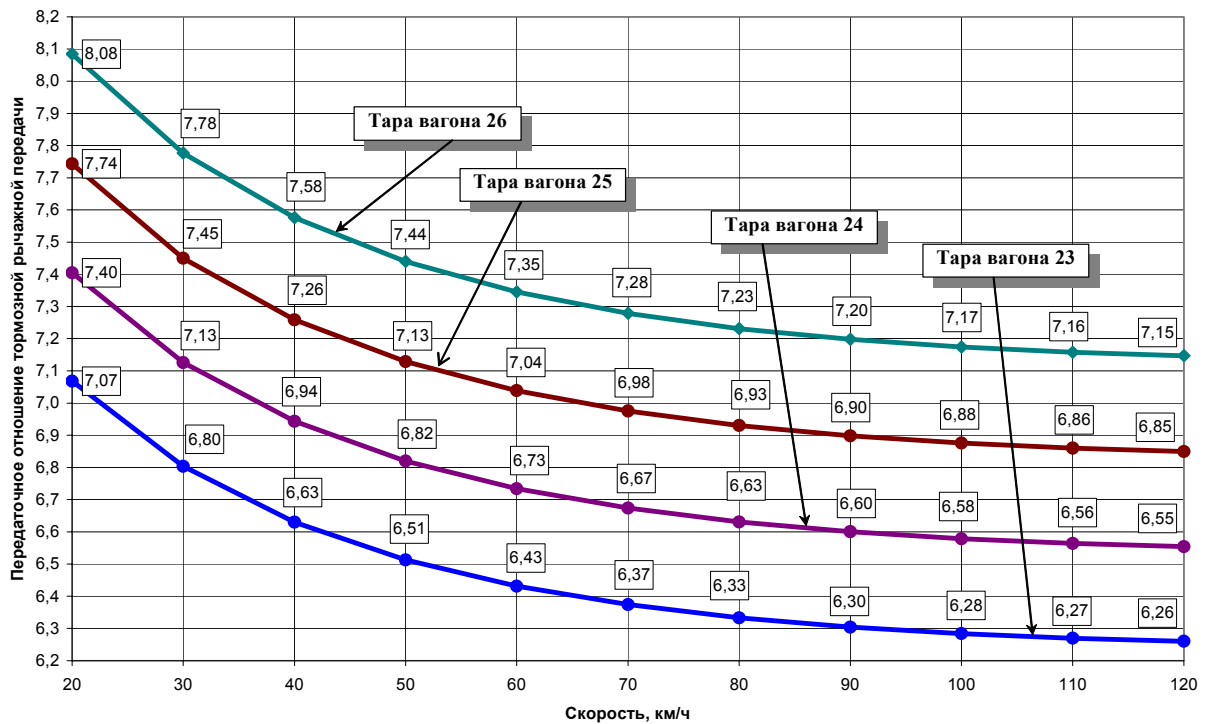


Рис. 3. Номограмма предельных (при отсутствии запаса по юзу) значений передаточных чисел тормозной рычажной передачи

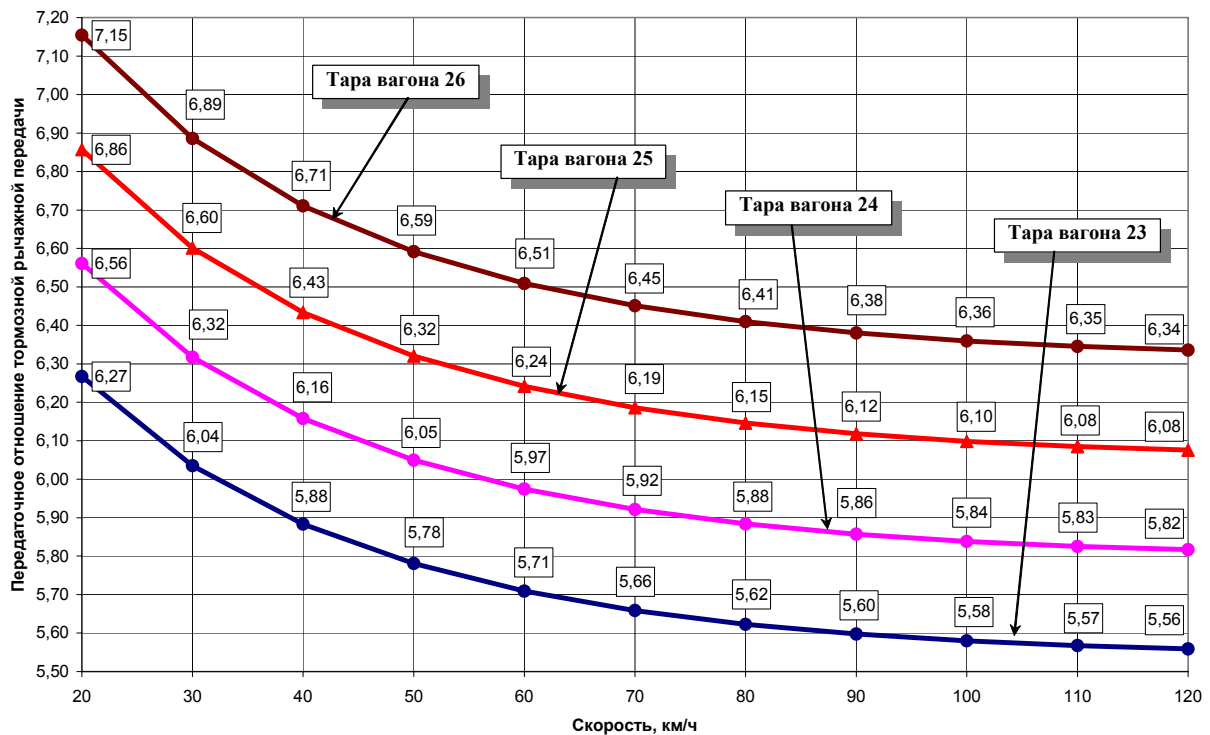


Рис. 4. Номограмма значений передаточных чисел тормозной рычажной передачи при рекомендуемом запасе по юзу 10 %

Характерной особенностью изменения передаточного отношения является незначительное понижение ее величины (на 2,8 %) в диапазоне скоростей 60...120 км/ч, поэтому даль-

нейшие расчетные исследования проводились для скорости 120 км/ч, для которой передаточные отношения тормозной рычажной передач представлены на рис. 5.

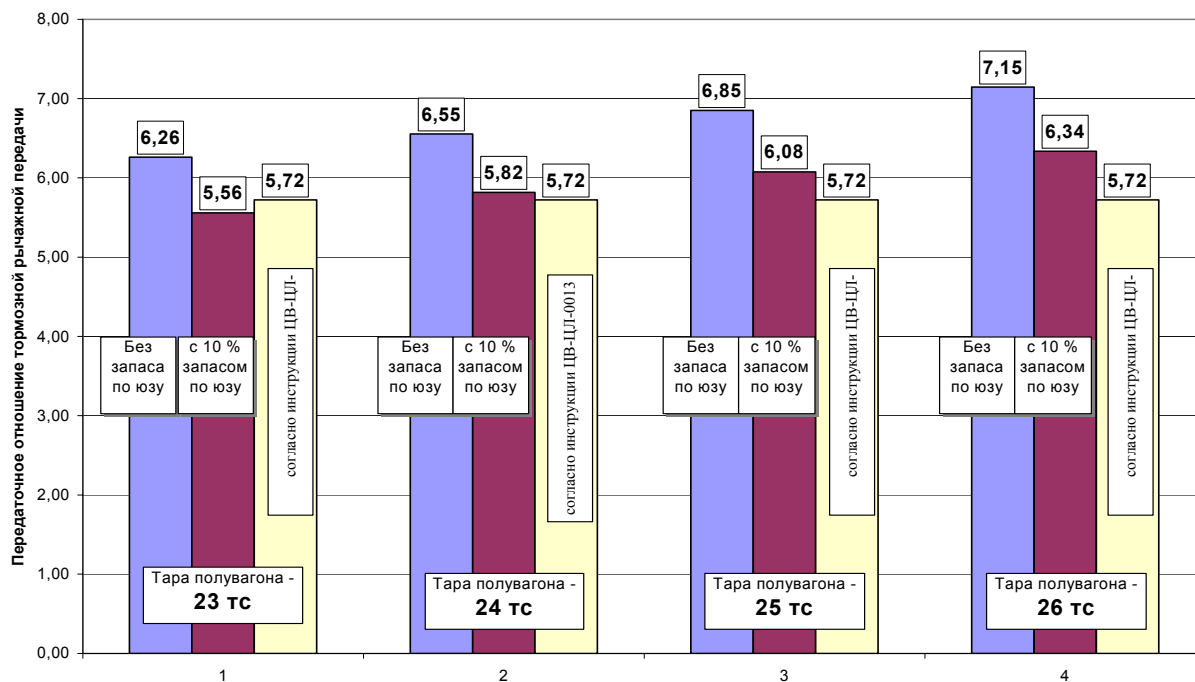


Рис. 5. Величины передаточных чисел тормозной рычажной передачи для максимальной скорости движения вагона 120 км/ч

Тормозная эффективность груженого полувагона определялась для давления в тормозном цилиндре 0,3 МПа.

Распределение величин расчетных коэффициентов нажатия колодок в зависимости от тары вагона (рис. 6) свидетельствует, что при та-

ре вагоне 23 тс и 10 % запасе по юзу расчетный коэффициент составляет 0,1357 и меньше минимально допустимого значения равного 0,14, а для передаточного отношения 5,72 (ЦВ-ЦЛ-0013) меньше для рассматриваемого диапазона изменения тары вагона.

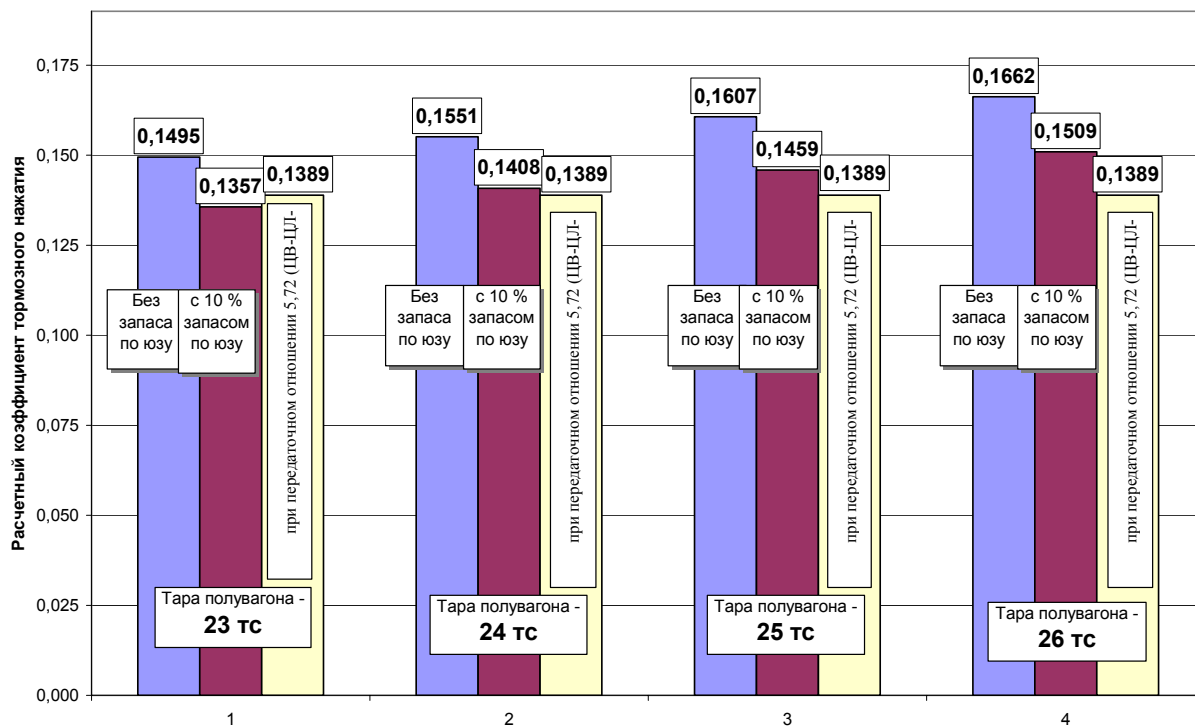


Рис. 6. Расчетные коэффициенты силы нажатия тормозных композиционных колодок на колеса, полученные по типовым зависимостям

Расчеты тормозного пути грузового поезда длиной 800 м на площадке для скорости 120 км/ч, выполненные методом численного интегрирования [4] показали (рис. 7), что при массе тары вагона 23 тс и 24 тс расчетные коэффициенты силы нажатия колодок меньше допустимого 0,14 и составляют соответственно 0,134 и 0,139 при запасе по юзу 10 % (рис. 8).

Для повышения тормозной эффективности грузового поезда необходимо увеличить передаточное число рычажной передачи до величины 5,91, при этом запас по юзу для массы тары 23 тс снижается до 5 %, для массы тары 24 тс – до 8,9 %. Для сохранения 10 % запаса по юзу масса тары должна быть не менее 24,35 тс.

Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы:

– при 10 % запасе по юзу масса тары вагона с осевой нагрузкой 25 тс должна быть не менее 24,35 тс;

– максимальная величина передаточного отношения для рекомендуемого запаса по юзу 10% составляет: для массы тары 24,35 т - 5,91; для массы тары 25 т - 6,08 и 6,34 для массы тары 26 т;

– сила нажатия композиционных колодок на колесную пару в пересчете на чугунные при скорости грузового поезда длиной 800 м 120 км/ч и 10 % запасе по юзу составляет не менее 9,3 тс;

– наибольшая тормозная эффективность вагона с осевой нагрузкой 25 тс соответствует массе тары 25 т и 26 т.

Для более гибкого выбора характеристик тормозной рычажной передачи полувагона с осевой нагрузкой 25 тс построены номограммы, которые представлены на рис. 9 и 10, а обобщенные расчетные зависимости - в табл. 1.

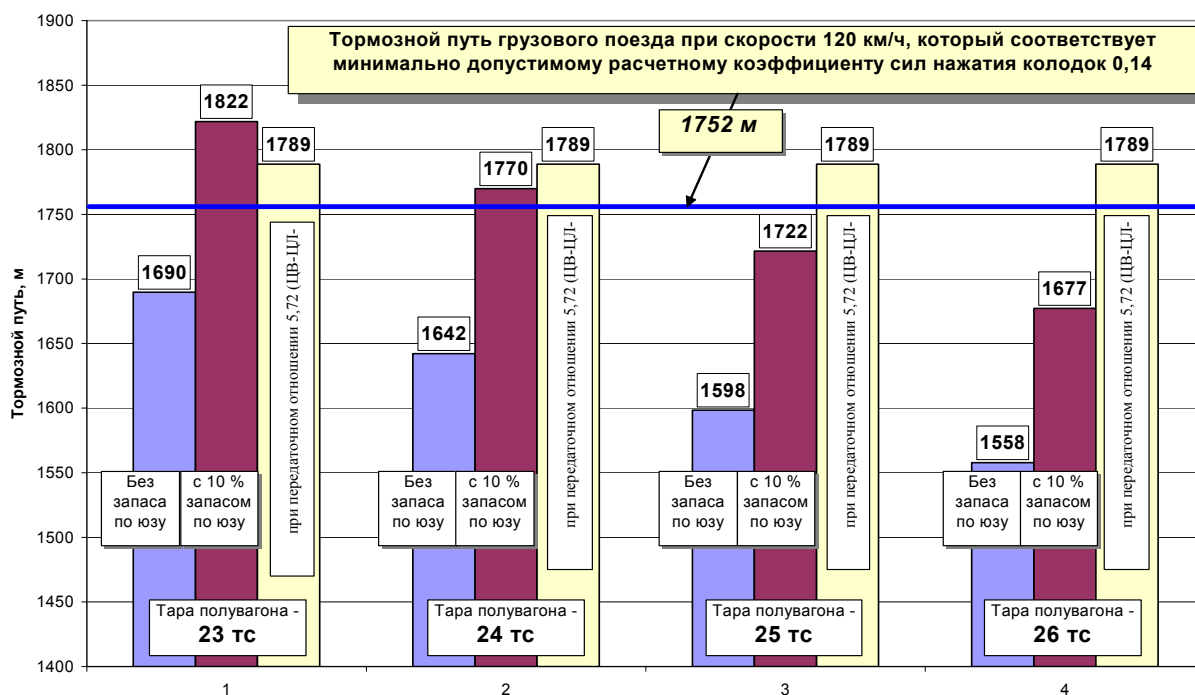


Рис. 7. Тормозные пути грузового поезда длиной 800 м на площадке при скорости в начале торможения 120 км/ч

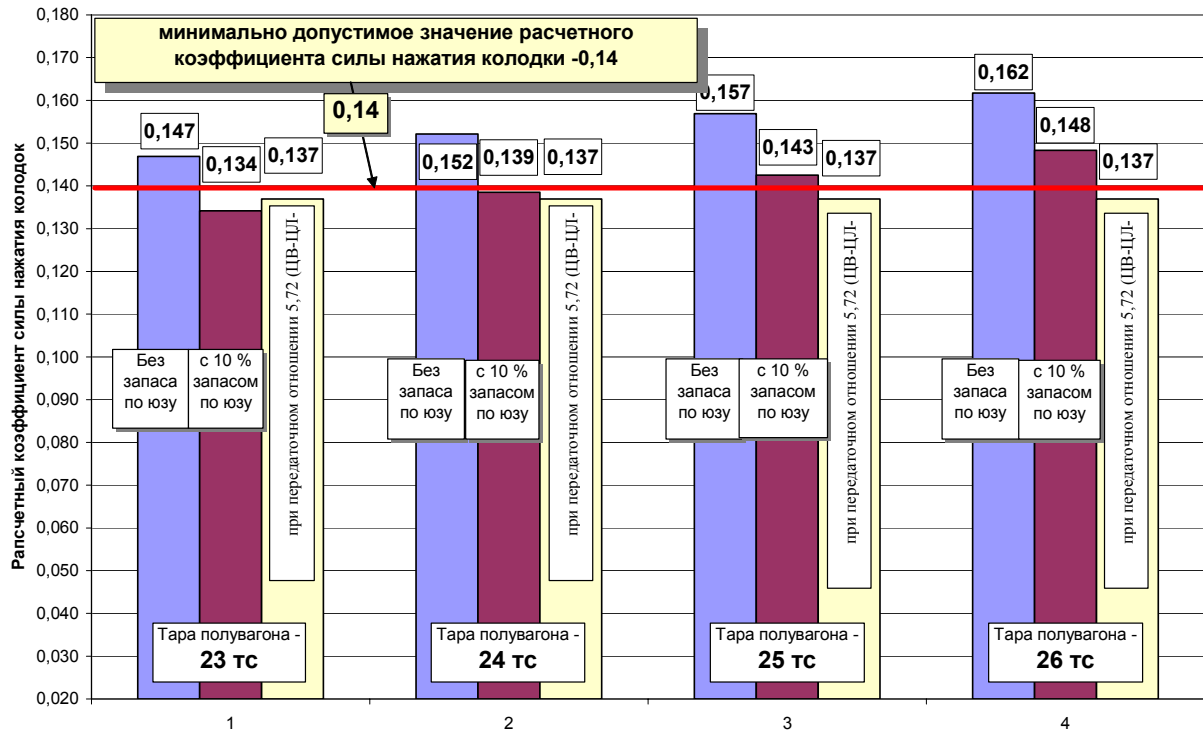


Рис. 8. Расчетные коэффициенты силы нажатия тормозных композиционных колодок на колеса для поезда длиной 800 м

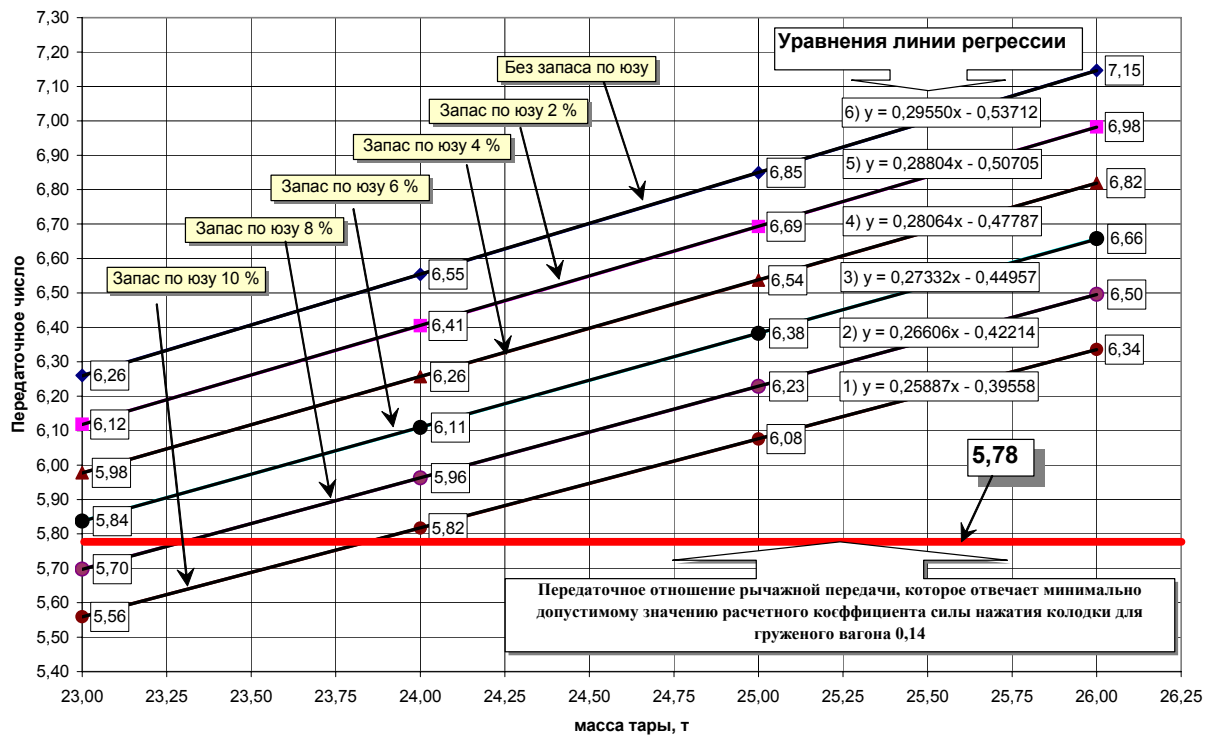


Рис. 9. Номограмма для определения передаточного числа рычажной передачи для полувагона с осевой 25 тс по заданной величине массы тары

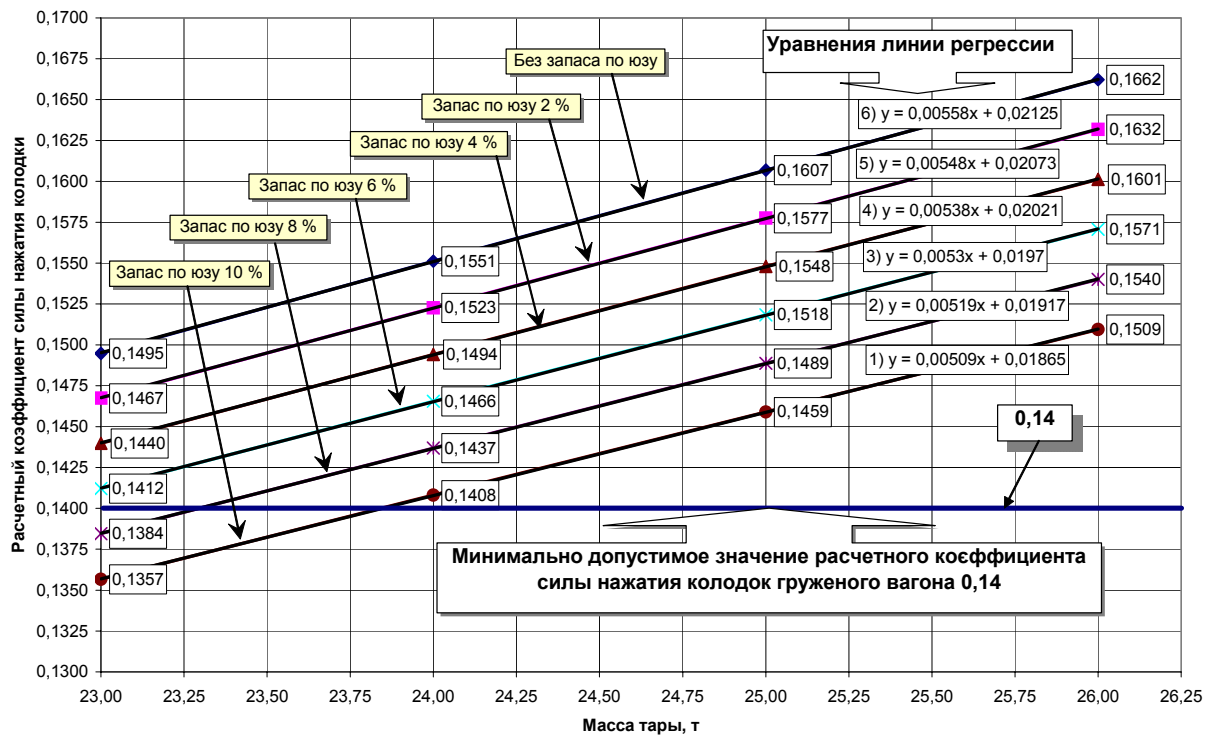


Рис. 10. Номограмма для определения расчетного коэффициента силы нажатия колодки для полувагона с осевой 25 тс по заданной величине массы тары

Таблица 1

Обобщенные аналитические зависимости для определения тормозных характеристик

Пор. №	Назначение формулы	Аналитическая зависимость
1	Формула для определения величины передаточного числа (n) при заданном значении массы тары T (т) и принятом значении запаса по юзу ($Z_{ю}$, %)	$n = (0,2955 - 0,003663 \cdot Z_{ю}) \cdot T - 0,53712 + 0,0141154 \cdot Z_{ю}$
2	Формула для определения расчетного коэффициента силы нажатия колодок (δ_p) при заданном значении массы тары T (т) и принятом значении запаса по юзу ($Z_{ю}$, %)	$\delta_p = (0,00558 - 0,0000049 \cdot Z_{ю}) \cdot T + 0,02125 - 0,00026 \cdot Z_{ю}$
3	Формула для определения расчетного коэффициента силы нажатия колодок (δ_p) для полученной величине передаточного числа (n) и принятом значении запаса по юзу ($Z_{ю}$, %)	$\delta_p = (0,0189 - 0,00008 \cdot Z_{ю}) \cdot n + 0,0314 - 0,005 \cdot Z_{ю}$
4	Формула для определения величины передаточного числа (n) при заданном значении расчетного коэффициента силы нажатия колодок (δ_p) и принятом значении запаса по юзу ($Z_{ю}$, %)	$n = (52,992 - 0,2121 \cdot Z_{ю}) \cdot \delta_p + 0,03189 \cdot Z_{ю} - 1,6632$
5	Формула для определения величины массы тары T (т) при заданном значении передаточного числа (n) и принятом значении запаса по юзу ($Z_{ю}$, %)	$T = \frac{n - 0,0141154 \cdot Z_{ю} + 0,537125}{-0,003663 \cdot Z_{ю} + 0,2955}$

Для определения характеристик решается прямая и обратная задачи.

Прямая задача состоит в определении передаточного числа рычажной тормозной передачи по заданной массе тары и принятому процент-

ному запасу по юзу: например, по результатам расчетных прочностных исследований получена масса тары полувагона 24,2 т и принят запас по юзу 8 %, определение характеристик производится в следующей последовательности с

использованием аналитических зависимостей таблицы 1: по обобщенной формуле (уравн. 1 табл. 1) определяется передаточное число:

$$n = (0,2955 - 0,003663 \cdot 8) \cdot 24,2 - 0,053712 + 0,0141154 \cdot 8 = 6,018055.$$

При использовании более точной формулы (рис. 9), получим

$$n = 0,26606 \cdot 24,2 \cdot 0,42214 = 6,016051,$$

отклонение составляет 0,03 %).

Расчетный коэффициент силы нажатия определяется по обобщенной формуле (уравн. 2 табл. 1):

$$\delta_p = (0,00558 - 0,0000049 \cdot 8) \cdot 24,2 + 0,02125 - 0,00026 \cdot 8 = 0,14472.$$

При использовании более точной формулы (рис. 10), получим:

$$\delta_p = 0,00519 \cdot 24,2 + 0,01917 = 0,144768,$$

то отклонение составляет 0,03 %.

Расчетный коэффициент силы нажатия колодок также может быть определен по величине передаточного числа с использованием обобщенной формулы (уравн. 3. табл. 1):

$$\delta_p = (0,0189 - 0,00008 \cdot 8) \cdot 6,018 + 0,0314 - 0,0005 \cdot 8 = 0,14992.$$

При использовании более точной формулы (рис. 10), получим:

$$\delta_p = 0,0195 \cdot 6,017 + 0,0274 = 0,144751,$$

отклонение составляет 0,17 %).

Обратная задача состоит в определении массы тары и передаточного числа рычажной передачи при заданном значении расчетного коэффициента силы нажатия колодки и принятой величине запаса по юзу (%). Например, требуется определить характеристики рычажной передачи, которые соответствуют расчет-

ному коэффициенту 0,1447 и 8 % запаса по юзу. Расчет производится в следующей последовательности:

– по обобщенной формуле 4 табл. 1 определяется передаточное число:

$$n = (52,992 - 0,2121 \cdot 8) \cdot 0,145 + 0,03189 \cdot 8 - 0,6632 = 6,014.$$

– по обобщенной формуле (5) табл. 1 определяется масса тары вагона:

$$T = \frac{6,014 - 0,0141154 \cdot 8 + 0,537125}{-0,003663 \cdot 8 + 0,2955} = 24,186.$$

В заключении следует отметить, что при окончательном выборе передаточного отношения тормозной рычажной передачи грузового вагона необходимо учитывать особенности процессов при торможении, к которым в первую очередь следует отнести:

– неравномерное распределения сил тормозного нажатия колодок на колесные пары, максимальные величины нажатий приходятся на внутренние колесные пары;

– реализуемые давления в тормозных цилиндрах при торможении в процессе движения более высокие по сравнению со стационарными условиями как для порожнего, так и для груженого вагонов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ЦВ-ЦЛ-0013 Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів. - К., 2005. - 160 с.
2. Иноземцев В. Г. Нормы и методы расчета автотормозов. / В. Г. Иноземцев, П. Гребенюк. – М.: «Транспорт», 1971. - 57 с.
3. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) - М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.
4. Гребенюк П. Т. Правила тормозных расчетов. - М.: Интекст, 2004. - С 112.

Поступила в редакцию 11.11.2007.