

УДК 629.4.014.6. 016.54/56.017: 001.891.5

*Кандидаты техн. наук Ю.Я. Водяников,  
А.М. Сафронов,  
зав. лаб. А.В. Гречко (ГП «УкрНИИВ»)*

**К ВОПРОСУ О НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЯХ К ТОРМОЗНОЙ  
ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАССАЖИРСКИХ ПОЕЗДОВ ДЛЯ  
СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ БОЛЕЕ 160 КМ/Ч**

*Представил д-р техн. наук, профессор И.Э. Мартынов*

**Постановка проблемы.** В настоящее время в Украине существуют нормативные требования к тормозной эффективности пассажирских вагонов с колодочными тормозами для скоростей движения не более 160 км/ч включительно, что является

одним из сдерживающих факторов для организации высокоскоростного движения пассажирских поездов со скоростями более 160 км/ч (200 км/ч и 250 км/ч). Особую важность в этих условиях приобретают вопросы нормативных требований к

тормозным системам и тормозной эффективности высокоскоростных поездов.

**Анализ исследований и публикаций.** Согласно [1] оценка тормозной эффективности пассажирских поездов производится по величине тормозного коэффициента (расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок), который регламентирует допустимую скорость движения поезда, так, например, для скорости 160 км/ч тормозной коэффициент при композиционных колодках и электропневматическом управлении тормозами должен быть не менее 0,28, а в пересчете на чугунные колодки 0,8 (80 тс на 100 тс веса поезда), при пневматическом – соответственно 0,3 и 0,85.

Применение колодочных тормозов для скоростей движения более 160 км/ч является нецелесообразным из-за недостаточной тормозной эффективности и повышенного влияния на повреждаемость колесных пар при торможении, поэтому для высокоскоростного подвижного состава рекомендуется использовать дисковые тормоза [2].

Существенное отличие колодочных и дисковых тормозов состоит в способе реализации тормозного нажатия: в колодочном тормозные силы воздействуют непосредственно на поверхность колеса, в дисковом – на тормозные диски, расположенные на оси колесной пары, кроме того, в дисковых тормозах легче реализовать противоюзную защиту [3]. Также для дисковых тормозов коэффициент трения между диском и накладкой является постоянной величиной и не зависит от скорости движения при торможении, а его величина зависит от типа используемой тормозной накладки [4], что также отличается от колодочного тормоза, где коэффициент трения между колодкой и колесом является функцией скорости [5, 6].

**Цель статьи.** Целью работы является выбор критериев оценки тормозной эффективности и исходя из этого рациональных

параметров тормозной системы высокоскоростных пассажирских вагонов.

**Основной материал.** Отсутствие нормативных требований к дисковым тормозным системам обуславливает принятие иных критериев для оценки тормозной эффективности. К таким критериям можно отнести тормозные пути, так как основным требованием к высокоскоростным поездам является сохранение существующих допустимых тормозных путей при значительно большей скорости движения поездов. Для оценки тормозной эффективности пассажирских вагонов с дисковыми тормозами предлагается использовать удельную тормозную силу [6], а в качестве критерия – тормозные пути для пассажирского поезда при скорости до 160 км/ч на спусках 6 ‰ и 10 ‰, которые регламентируются Инструкцией ЦШ-0001 [7]. Исходя из величины допустимого тормозного пути для максимальной скорости движения определяются основные параметры дискового тормоза.

Выполненные расчеты тормозных путей пассажирского поезда для скорости 200 км/ч и 250 км/ч путем решения дифференциального уравнения движения при торможении [8]:

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta \cdot \{b_T(t) + w_{ox}(v)\}, \quad (1)$$

где  $\zeta$  – замедление подвижного состава под действием одиночной удельной замедляющей силы, км·кН/(Н·ч<sup>2</sup>), (км·тс/(кг·ч<sup>2</sup>));

$w_{ox}(v)$  – удельное основное сопротивление движению, Н/кН (кгс/тс);

$b_T$  – удельная тормозная сила,  $b_T = \delta_o(t) \cdot \varphi_{mp}$  при расчетах в кН/кН (тс/тс),  $b_T = 1000 \cdot \delta_o(t) \cdot \varphi_{mp}$ , при расчетах в Н/кН (кгс/тс);

$\delta_o(t)$  – действительный коэффициент силы нажатия накладок на диск;

$\varphi_{mp}$  – коэффициент трения накладок,

$$t_i = 2 - \frac{3 \cdot i_c}{b_T}, \quad (4)$$

методом численного интегрирования с применением формулы (2) [8]

$$S_T = \frac{V_0 \cdot t_i}{3,6} + \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{b_T + \omega_{ox} + i_c}, \quad (2)$$

где  $V_0$  – скорость в начальный момент торможения, км/ч;

$v_{n+1}$  и  $v_n$  – конечная и начальная скорость поезда в принятом расчетном интервале скоростей, км/ч;

$i_c$  – уклон, ‰;

$t_i$  – время подготовки автотормозов к действию, с, для пассажирского поезда при пневматическом и электропневматическом торможениях определяется по формулам (3) и (4) [8]

$$t_i = 4 - \frac{5 \cdot i_c}{b_T}, \quad (3)$$

показали (рис. 1, 2, 3), что требуемая тормозная эффективность ограничивается, с одной стороны, тормозными путями на спуске 6 ‰ и 10 ‰ (табл. 1), а с другой – возможностью возникновения юзовых ситуаций и перегревом тормозного диска.

Одним из лимитирующих факторов при выборе параметров тормозной системы является температура нагрева диска при торможении, которая не должна превышать для чугунного тормозного диска рабочую температуру 350 °С. Так, по температурному режиму удельная тормозная сила не должна превышать величины 0,0825 для скорости 200 км/ч (рис. 4). Это же условие должно выполняться и для скорости движения 250 км/ч.

Таблица 1

Значения удельной тормозной силы в зависимости от допустимых значений тормозных путей

Наименование	Допустимое значение тормозного пути, м [7]	Максимальная скорость		
		160 км/ч	200 км/ч	250 км/ч
		Удельная тормозная сила ( $b_\delta$ ), кН/кН (тс/тс)		
На спусках 6 ‰	1600	0,0782	0,1232	0,1977
На спусках 10 ‰	1700	0,0778	0,1195	0,1886
На площадке		0,0782	0,1232	0,1977
Тормозной путь на площадке, м		1480	1522	1551

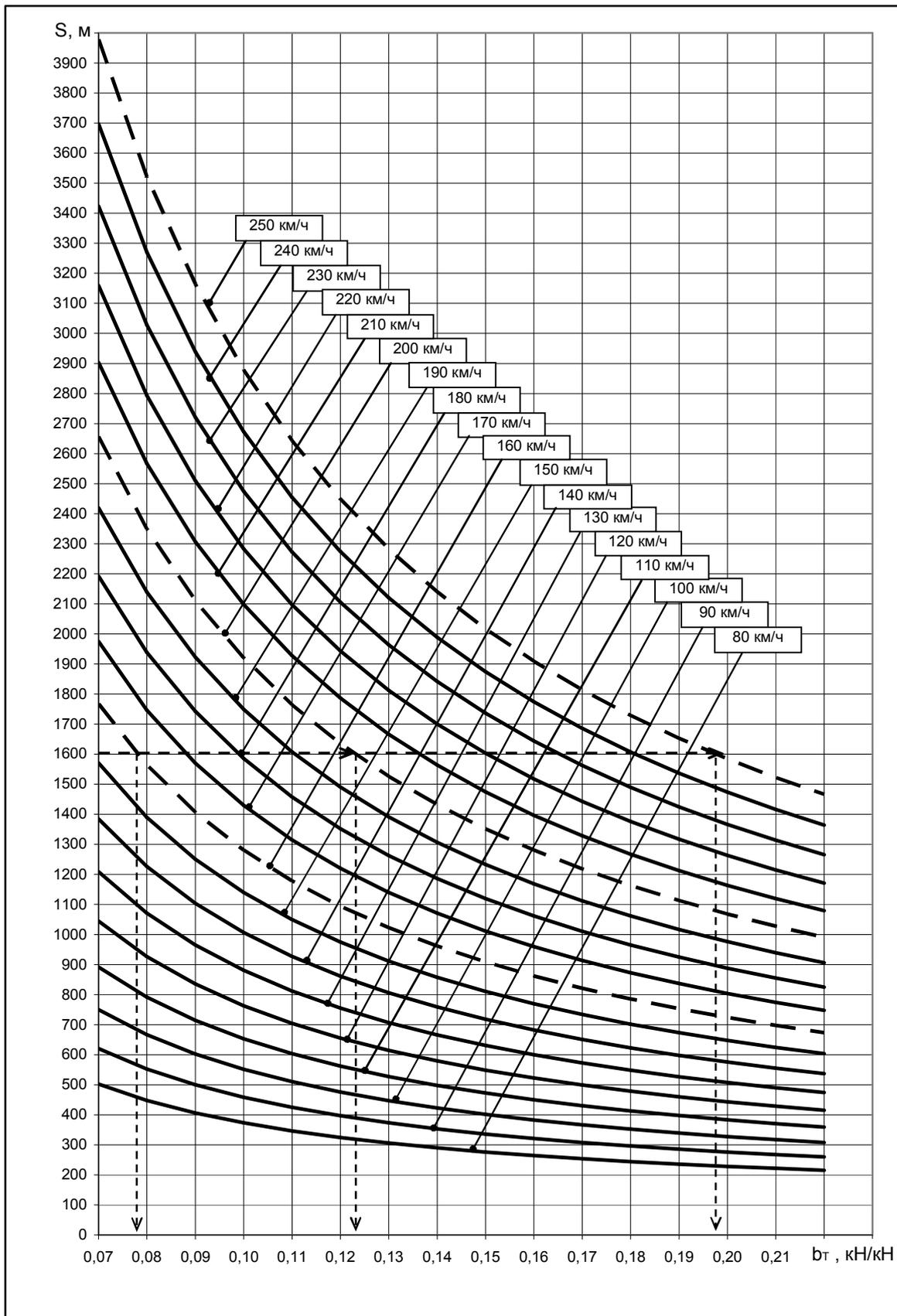


Рис. 1. Номограммы для определения тормозных путей пассажирского поезда на спусках 6 ‰

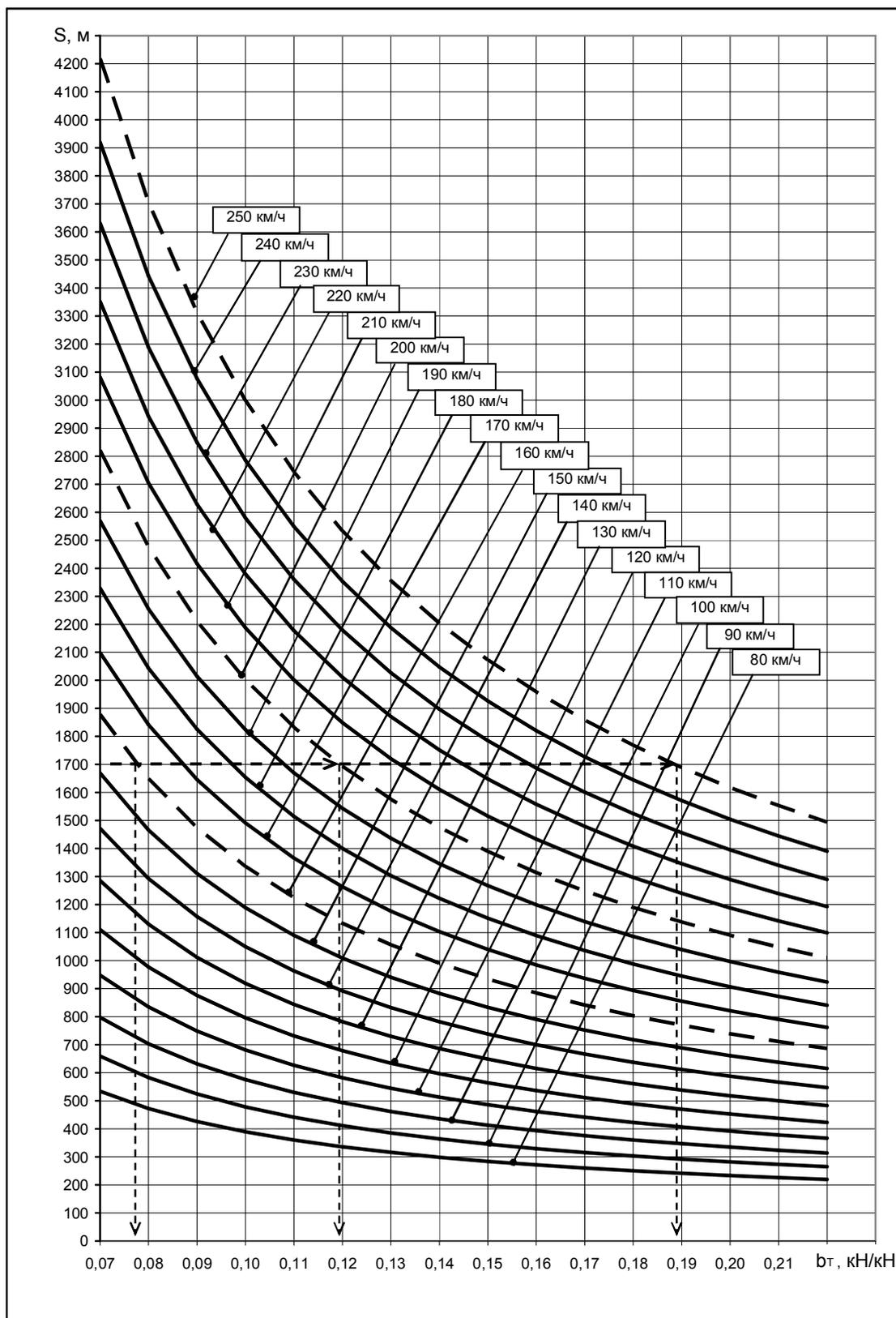


Рис. 2. Номограммы для определения тормозных путей пассажирского поезда на спусках 10 %

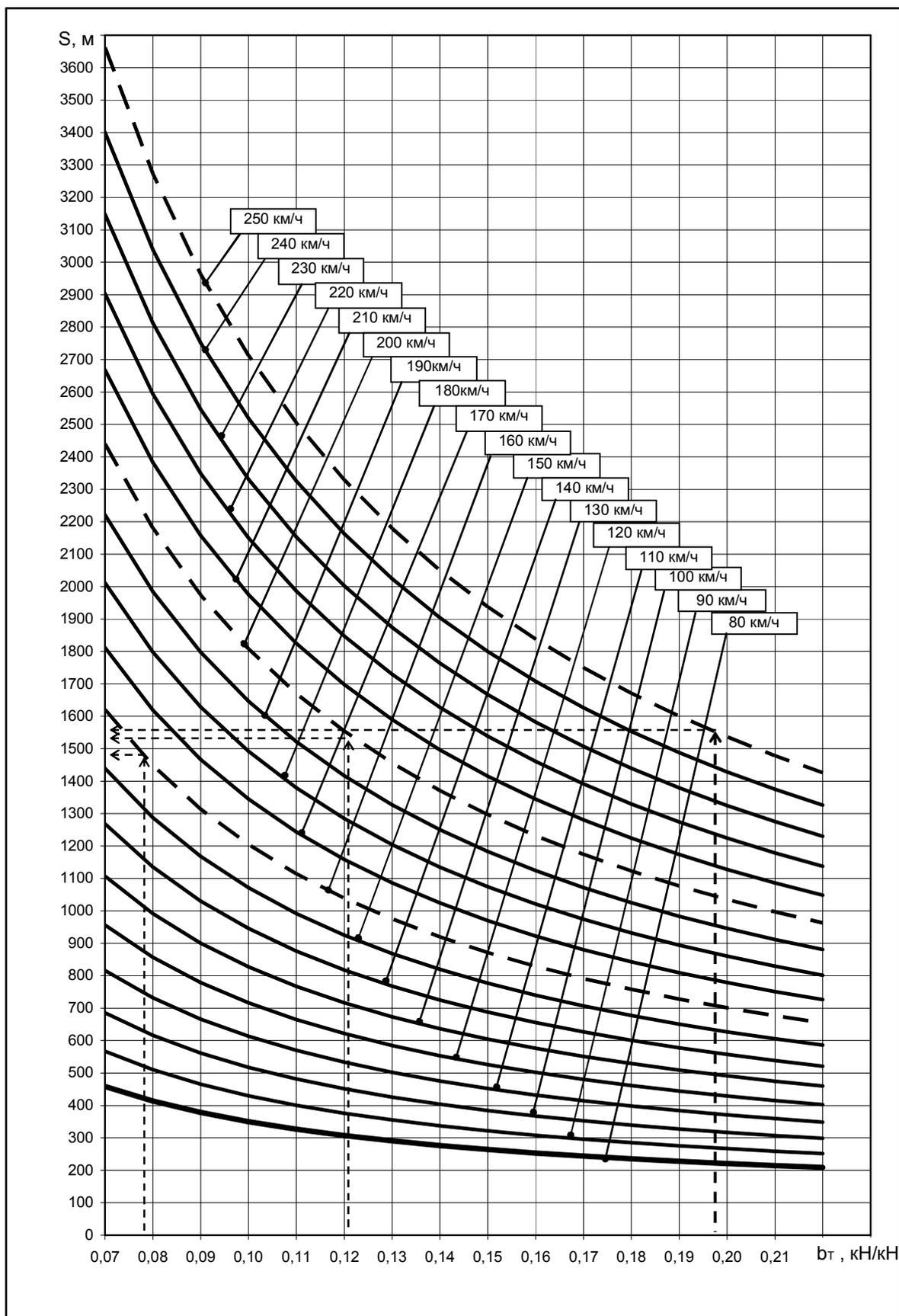


Рис. 3. Номограммы для определения тормозных путей пассажирского поезда на площадке

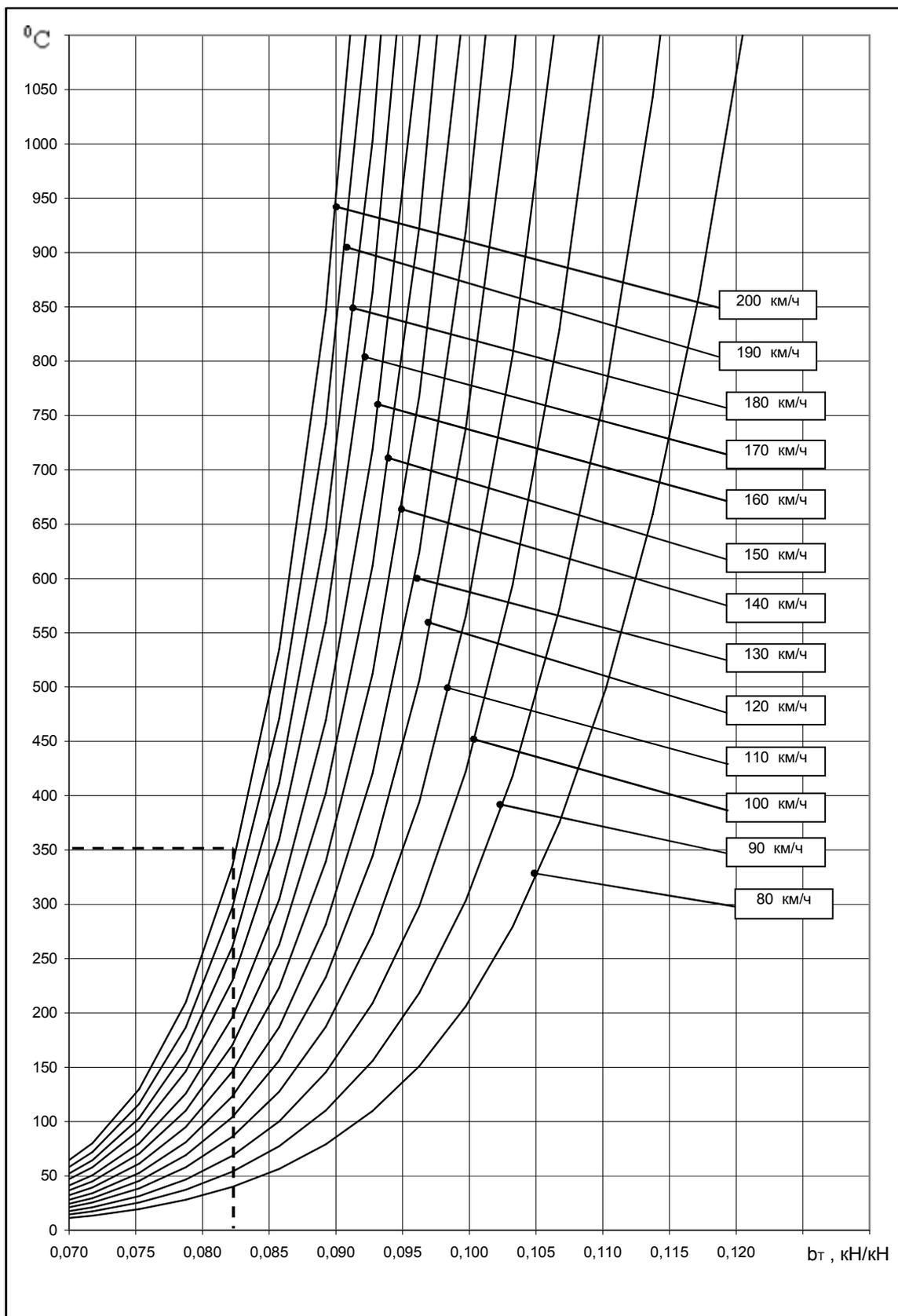


Рис. 4. Номограммы для определения температуры нагрева чугуного тормозного диска при торможении

Соблюдение температурного режима работы тормозного диска при торможении может быть достигнуто двумя способами: увеличением количества дисков на оси колесной пары или совместным применением на вагоне дискового и магниторельсового тормозов.

Для скорости 200 км/ч рационально использовать три тормозных диска на каждой оси, при этом удельная тормозная сила, приходящаяся на один диск, будет равна:

$$b_T = \frac{0,1232 \cdot 2}{3} = 0,0822 \text{ тс/тс.}$$

Для скорости 250 км/ч, как показали расчеты, наличие четырех дисков на колесной паре недостаточно для выполнения условий по температурному режиму, поэтому необходимая тормозная эффективность может быть обеспечена при совместном действии дискового и магниторельсового тормозов.

Целесообразно, по нашему мнению, на пассажирских вагонах для скоростей 200 км/ч и 250 км/ч устанавливать тормозные системы с одинаковыми параметрами, что позволит унифицировать тормоза высокоскоростных поездов, при этом тормозная эффективность магниторельсового тормоза пассажирского вагона для скорости 250 км/ч должна составлять не менее 38% от требуемой тормозной эффективности.

Параметры клещевого механизма дискового тормоза пассажирских вагонов для высокоскоростного движения определяются после выбора накладок с заданным коэффициентом трения.

Предлагается требуемую минимально допустимую эффективную площадь поршня тормозного цилиндра клещевого механизма определять по формуле

$$F_{\text{ц}} = \left( \frac{R_k}{r_{\text{мп}}} \cdot \frac{|b_T| \cdot (Q + T) \cdot m}{n \cdot i \cdot \eta \cdot \varphi_{\text{мп}}} + K_{\text{нр}} \right) \cdot \frac{10}{P_{\text{ц}}}, \quad (5)$$

где  $F_{\text{ц}}$  – эффективная площадь тормозного цилиндра, см<sup>2</sup>;

$P_{\text{ц}}$  – расчетное давление в тормозном цилиндре, кПа;

$i$  – передаточное число клещевого механизма;

$\eta$  – КПД рычажной передачи клещевого механизма;

$m$  – число тормозных накладок, действующих на один диск;

$K_{\text{нр}}$  – усилие опускной пружины тормозного цилиндра, Н;

$Q$  – полезная нагрузка, кН (тс);

$T$  – тара вагона, кН (тс);

$r_{\text{мп}}$  – радиус трения тормозного диска, мм;

$R_k$  – расчетный радиус колеса по кругу катания для новых колес, мм;

$\varphi_{\text{мп}}$  – коэффициенты трения накладок;

$n$  – число тормозных накладок, установленных на вагоне;

$|b_T|$  – минимальная допустимая величина удельной тормозной силы, Н/кН (кгс/тс).

Из ближайшего типоразмерного ряда выбирается тормозной цилиндр, площадь поршня которого должна быть не менее полученной по формуле (5).

Так как созданные на сегодняшний день в Украине отечественные пассажирские вагоны оборудованы дисковой тормозной системой производства фирмы Knorr-bremse, практическую реализацию предложенной методики покажем на примере пассажирского вагона, предназначенного для движения со скоростями до 200 км/ч, оборудованного дисковым тормозом указанного производителя.

На каждой из осей тележек установлено по три чугунных тормозных диска типа W610b110 PGUP, (Knorr-bremse) диаметром 610 мм, толщиной 110 мм и радиусом трения 233 мм, к которым во время торможения с двух сторон прижимаются тормозные накладки, изготовленные из износостойкого композицион-

## Рухомий склад залізниць

ного материала толщиной 35 мм. Усилия на накладку передаются от клещевых механизмов производства Knorr-bremse, которые состоят из тормозного цилиндра и

системы рычагов, закрепленных на поперечных балках рамы с вмонтированными регуляторами выхода штока. Данные для расчета представлены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры вагона и тормозной системы

Наименование параметра	Значение
давление в тормозном цилиндре при экстренном пневматическом торможении, кПа ( $P_u$ )	380
передаточное число клещевого механизма ( $i$ )	11,41
КПД рычажной передачи клещевого механизма ( $\eta$ )	0,97
число тормозных накладок, действующих на один диск ( $m$ )	2
усилие отпускной пружины тормозного цилиндра, Н ( $K_{np}$ )	630
расчетный радиус колеса по кругу катания для новых колес, мм ( $R_k$ )	479
радиус трения тормозного диска, мм ( $r_{mp}$ )	233
коэффициенты трения накладок ( $\varphi_{mp}$ )	0,35
число тормозных накладок, установленных на вагоне ( $n$ )	24
минимальная допустимая величина удельной тормозной силы $ b_T $	0,1232
брутто вагона, кН ( $Q + T$ )	647,46

Подставляя исходные данные (табл. 2) в формулу 5, получим:

$$F_u = \left( \frac{479}{233} \cdot \frac{0,1232 \cdot 1000 \cdot 647,46 \cdot m}{24 \cdot 11,41 \cdot 0,97 \cdot 0,35} + 630 \right) \cdot \frac{10}{380} = 109,43 \text{ см}^2.$$

Полученному значению соответствует клещевой механизм WZK40M18X110, эффективная площадь поршня тормозного цилиндра которого равна 112,0 см<sup>2</sup>. Характеристики тормозной системы вагона

и тормозная эффективность с учетом выбранного клещевого механизма представлены в табл. 3.

Выполняя аналогичные вычисления для скорости 160 км/ч, получим:

$$F_u = \left( \frac{479}{233} \cdot \frac{0,0782 \cdot 1000 \cdot 647,46 \cdot m}{16 \cdot 11,41 \cdot 0,97 \cdot 0,35} + 630 \right) \cdot \frac{10}{380} = 104,98 \text{ см}^2.$$

Таким образом, для обеспечения тормозной эффективности пассажирского поезда при скорости 160 км/ч эффективная площадь поршня тормозного цилиндра должна быть не менее 105 см<sup>2</sup>.

Характеристики тормозной системы пассажирского вагона для скорости 160 км/ч с двумя тормозными дисками на каждой оси представлены в табл. 4.

Таблиця 3

Характеристики ефективності тормозної системи пасажирського вагона  
для скоростей руху 200 км/ч

Наименование характеристики	Значение
Удельная тормозная сила	0,1266
Действительный коэффициент силы нажатия накладок, приведенный к поверхности катания колеса	0,3618
Тормозной путь пассажирского поезда на площадке, м: при электропневматическом управлении	1260
при пневматическом управлении	1371
Тормозной путь пассажирского поезда на спуске 6 ‰, м: при электропневматическом управлении	1445
при пневматическом управлении	1561
Тормозной путь пассажирского поезда на спуске 10 ‰, м: при электропневматическом управлении	1503
при пневматическом управлении	1613

Таблиця 4

Характеристики эффективности тормозной системы пассажирского вагона  
для скоростей движения 160 км/ч

Наименование характеристики	Значение
Удельная тормозная сила	0,0782
Действительный коэффициент силы нажатия накладок, приведенный к поверхности катания колеса	0,2235
Тормозной путь пассажирского поезда на площадке, м: при электропневматическом управлении	1388
при пневматическом управлении	1477
Тормозной путь пассажирского поезда на спуске 6 ‰, м: при электропневматическом управлении	1501
при пневматическом управлении	1590
Тормозной путь пассажирского поезда на спуске 10 ‰, м: при электропневматическом управлении	1585
при пневматическом управлении	1686

**Выводы:**

1. Для высокоскоростных пассажирских поездов в качестве критерия тормозной эффективности предлагается принимать тормозные пути на спусках 6 ‰ и 10 ‰, а для ее оценки – удельную тормозную силу.

2. Тормозная эффективность пассажирских поездов ограничивается температурной нагруженностью тормозного диска,

рабочая температура чугунного тормозного диска не должна превышать 350 °С.

3. Для обеспечения движения пассажирских поездов со скоростью 200 км/ч рекомендуется устанавливать на вагоне по три тормозных диска на каждой колесной паре.

4. Предлагается на пассажирских вагонах для скоростей движения 200 км/ч и 250 км/ч применять идентичные пневма-

тические тормозные системы, при этом пассажирские вагоны для скорости 250 км/ч должны быть оборудованы магниторельсовым тормозом, тормозная эффективность которого должна быть не менее 38 % от требуемой.

5. Предложена формула для определения эффективной площади поршня

клевцевого механизма, на основании которой было установлено, что для скоростных вагонов с тремя тормозными дисками может быть принят клецевой механизм WZK40M18X110 (Knorr-Bremse) с эффективной площадью поршня 112 см<sup>2</sup>.

### Список литературы

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.
2. Потенциал и пределы возможностей колодочного тормоза [Электронный ресурс] / Н.Р. Ehlers et al. *Glaser's Annalen* // Железные дороги мира. – 2004. № 4. – Режим доступа: <http://www.css-mps.ru/zdm/04-2004/02128.htm>.
3. Донченко, А.В. Оптимизация параметров дисковой тормозной системы [Текст] / А.В. Донченко, Ю.Я. Водяников, М.И. Яланский, Т.В. Шелейко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2009. – № 4 (134), ч. 1. - С. 229-236.
4. Водяников, Ю.Я. Експериментальні дослідження з визначення величини коефіцієнта тертя [Текст] / Ю.Я. Водяников, О.М. Сафронов, М.І. Яланський, О.О. Пятаков // Вагонний парк. – 2009. – № 9-10/2009. – С. 16-17.
5. Гребенюк, П.Т. Правила тормозных расчетов [Текст]. – М.: Интекст, 2004. – 112 с.
6. Сафронов, А.М. Критерии оценки тормозной эффективности пассажирского вагона с дисковым тормозом [Текст] / А.М. Сафронов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2010. – № 5 (147), ч. 1. – С. 115-120.
7. Інструкція з сигналізації на залізницях України [Текст]: ЦШ-0001. – К., 2008.
8. Иноземцев, В.Г. Нормы и методы расчета автотормозов [Текст] / В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк. – М.: Транспорт, 1971. – 57 с.

**Ключевые слова:** пассажирский поезд, тормозная эффективность, удельная тормозная сила, тормозной путь, дисковые тормоза.

### Анотації

Відсутність в Україні нормативних вимог щодо гальмівної ефективності сучасних високошвидкісних поїздів зумовлює необхідність створення таких критеріїв оцінки, які дозволили б оцінити гальмівну ефективність і раціонально підібрати параметри гальмівної системи високошвидкісних вагонів. Пропонується для оцінки гальмівної ефективності використовувати питому гальмівну силу, а як критерій – існуючі нормативні значення гальмівного шляху для пасажирського поїзда при швидкості до 160 км/ч на спусках 6 ‰ і 10 ‰.

Отсутствие в Украине нормативных требований касающихся тормозной эффективности современных высокоскоростных поездов обуславливает необходимость принятия таких критериев оценки, которые позволили бы оценить тормозную эффективность и рационально подобрать параметры тормозной системы высокоскоростных вагонов. Предлагается для

оценки тормозной эффективности использовать удельную тормозную силу, а в качестве критерия – существующие нормативные значения тормозного пути для пассажирского поезда при скорости до 160 км/ч на спусках 6 ‰ и 10 ‰.

Absence of the normative requirements for the braking efficiency of modern high-speed trains in Ukraine stipulates a necessity for approving assessment criteria that will allow rational assessing of the braking efficiency and choosing parameters of the high-speed cars braking system. It is suggested to use specific braking force for assessing the braking efficiency, and existing normative values of the braking distance for a passenger train at speed up to 160 km/h on a slope 6‰ and 10 ‰ as a criterion.