

УДК 629.-592.:620.178.4

Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, Е.Г. Макеева

## ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК КЛЕЩЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Для высокоскоростных поездов предложено в качестве критерия тормозной эффективности принимать тормозные пути на спусках, а для оценки удельную тормозную силу. Приведены минимально допустимые значения удельных тормозных сил и параметрический ряд клещевых механизмов пассажирских вагонов в диапазоне изменения брутто 60-75 тс с интервалом 1 тс, удовлетворяющих требованиям инструкции ЦШ-0001 [1] для скоростей движения 200 км/ч и 250 км/ч. Установлено, что ограничивающим фактором повышения тормозной эффективности является температура нагрева диска. Показано, что по температурному режиму дисков на пассажирском вагоне для скоростей движения 200 км/ч и 250 км/ч может быть допущена установка не более трех дисков на каждую ось. Предложено для исследуемых пассажирских вагонов применять идентичные тормозные системы с тремя дисками, причем при торможении со скоростями 250 км/ч требуется применение магниторельсового тормоза.

Существенное отличие колодочных и дисковых тормозов состоит в способе реализации тормозного нажатия так, 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 противозаднюю защиту от заклинивания колесных пар при торможении [2].

Реализация сил нажатия в дисковом тормозе осуществляется клещевым механизмом (рис. 1).

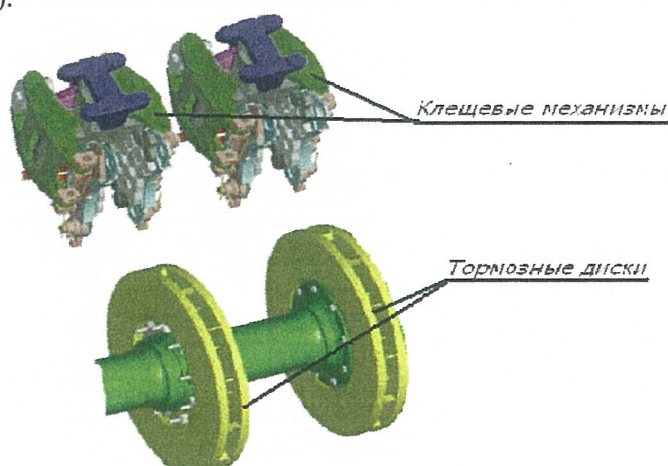


Рис. 1. Клещевой механизм дискового тормоза

© Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, Е.Г. Макеева, 2012 г.

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

В настоящее время наибольшее распространение в Украине получили клещевые механизмы производства немецкой фирмы «Knorr-Bremse», которые сгруппированы в виде параметрического ряда по типу тормозных цилиндров (табл. 1).

Таблица 1. Типы тормозных цилиндров клещевых механизмов «Knorr-Bremse»

Тип тормозного цилиндра	Эффективная площадь, см <sup>2</sup>
11	67,0
12	77,4
121	80,0
14	90,5
15	97,0
151	100,5
16	115,0
18	112,0
20	122,0
22	131,6
24	142,7

Для отечественных вагонов с колодочными тормозами 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 [3].

Принципиальные различия дисковых и колодочных тормозов не позволяют использовать действующие нормативные требования применительно к дисковым тормозным системам, что обуславливает необходимость принятия иных критериев для оценки тормозной эффективности дисковых тормозов.

В качестве таких критериев предлагается принимать тормозные пути, так как основное требование к высокоскоростным поездам является сохранение прежнего тормозного пути при значительно большей скорости движения поездов.

Для оценки тормозной эффективности пассажирских вагонов с дисковыми тормозами целесообразно использовать удельную тормозную силу, критерием для которой является тормозной путь [4]. Такой выбор обусловлен тем, что для дисковых тормозов коэффициент трения является постоянной величиной и не зависит от скорости движения при торможении [5], а его величина зависит от типа используемой тормозной накладкой.

Основные параметры дискового тормоза определялись для максимальной скорости движения 200 км/ч и 250 км/ч исходя из тормозных путей пассажирского поезда на спусках 6 ‰ и 10 ‰ при скорости 160 км/ч, которые регламентируются Инструкцией ЦШ-0001 [5] и составляют соответственно 1600 м и 1700 м.

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Удельная тормозная сила в зависимости от тормозного пути, величины спуска и брутто вагона при экстренном пневматическом торможении определялась по рекуррентной формуле:

$$b_{T,i-1} = \frac{1}{S(-6 \text{ }^0/\text{ }_{\infty}; -10 \text{ }^0/\text{ }_{\infty}) - \frac{V_0 \cdot \left(4 - \frac{5 \cdot i_c}{b_{T,i}}\right)}{3,6}} \cdot \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{1000 + \frac{\omega_{ox}}{b_{T,i}} + \frac{i_c}{b_{T,i}}}, \quad (1)$$

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

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

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

$b_{T,i}$  - 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);

$\omega_{ox}$  - удельное основное сопротивление движению, Н/кН (кгс/тс);

$i_c$  - уклон, ‰.

Начальное значение удельной тормозной силы принималось равным единице ( $b_{T,0} = 1$ ). Как видно из рис. 2, процесс является быстроходящимся и уже на третьей итерации обеспечивается требуемая точность.

Результаты расчета минимально допустимых значений удельных тормозных сил по критерию тормозного пути на спусках для скоростей в начале торможения 200 км/ч и 250 км/ч представлены соответственно на рис. 3 и 4.

Требуемая эффективность площади тормозного цилиндра определялась по формуле:

$$F_{ц} = \left( \frac{R_k}{r_{mp}} \cdot \frac{|b_T| \cdot (Q + T) \cdot m}{n \cdot i_{pn} \cdot \eta_{км} \cdot \varphi_{mp}} + P_{np} \right) \cdot \frac{10}{p_{ц}}, \quad (2)$$

где  $T$  - тара вагона, кН (тс);

$Q$  - полезная нагрузка, кН (тс);

$r_{mp}$  - радиус трения тормозного диска,  $r_{mp} = 233$  мм;

$R_k$  - расчетный радиус колеса по кругу катания, для новых колес  $R_k = 479$  мм;

$p_{ц}$  - давление в тормозном цилиндре,  $p_{ц} = 400$  кПа;

$m$  - количество тормозных накладок, на которые действуют усилия от одного тормозного цилиндра,  $m = 2$ ;

$n$  - количество дисков, установленных на вагоне,  $n = 24$  (три диска на оси) для скорости 200 км/ч и  $n = 36$  (четыре диска на оси) для скорости 250 км/ч;

$i_{pn}$  - передаточное число рычажной передачи,  $i = 11,41$ ;

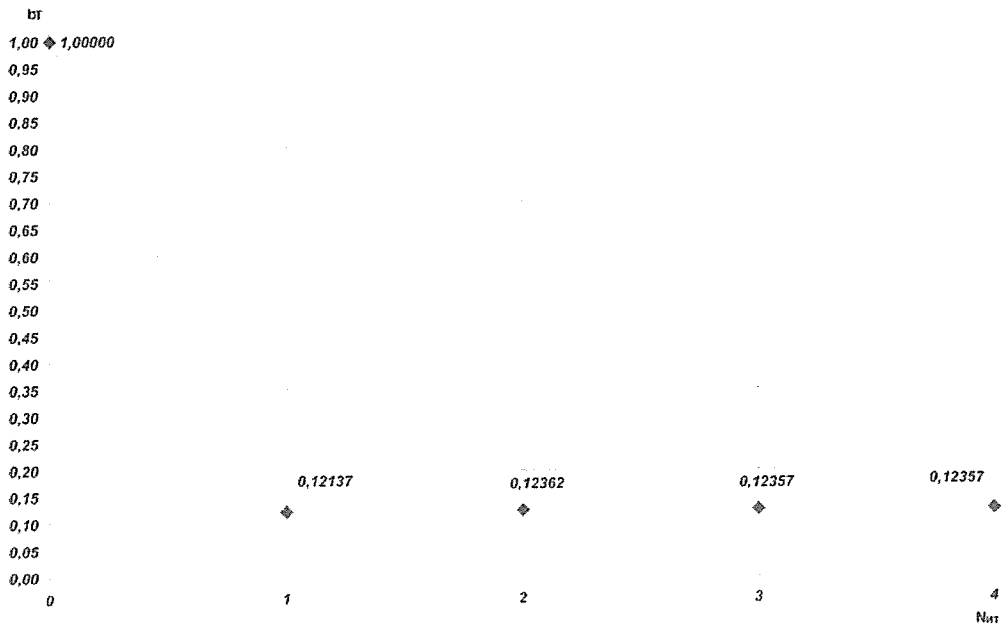
$\eta_{км}$  - КПД клещевого механизма,  $\eta = 0,97$ ;

$P_{np}$  - усилие возвратной пружины,  $P_{np} = 630$  кН;

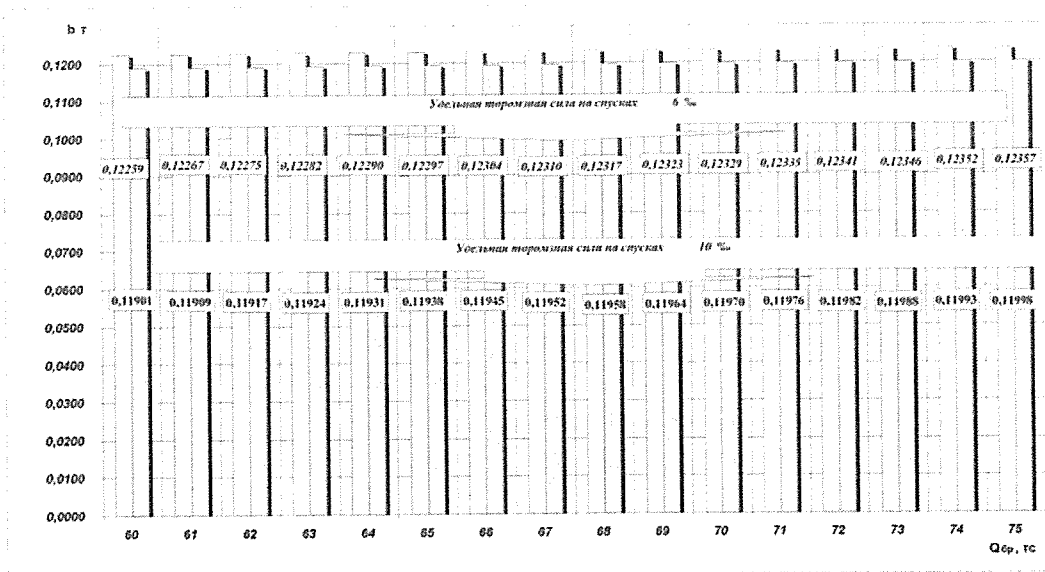
$\varphi_{mp}$  - коэффициент трения накладки и диска,  $\varphi_{mp} = 0,35$ ;

$|b_T|$  - допустимое значение удельной тормозной силы.

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



**Рис. 2.** Итерационный процесс определения удельной тормозной силы по заданному значению тормозного пути и величины спуска



**Рис. 3.** Минимально допустимые значения удельных тормозных сил по критерию тормозного пути на спусках для скорости в начале торможения 200 км/ч

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

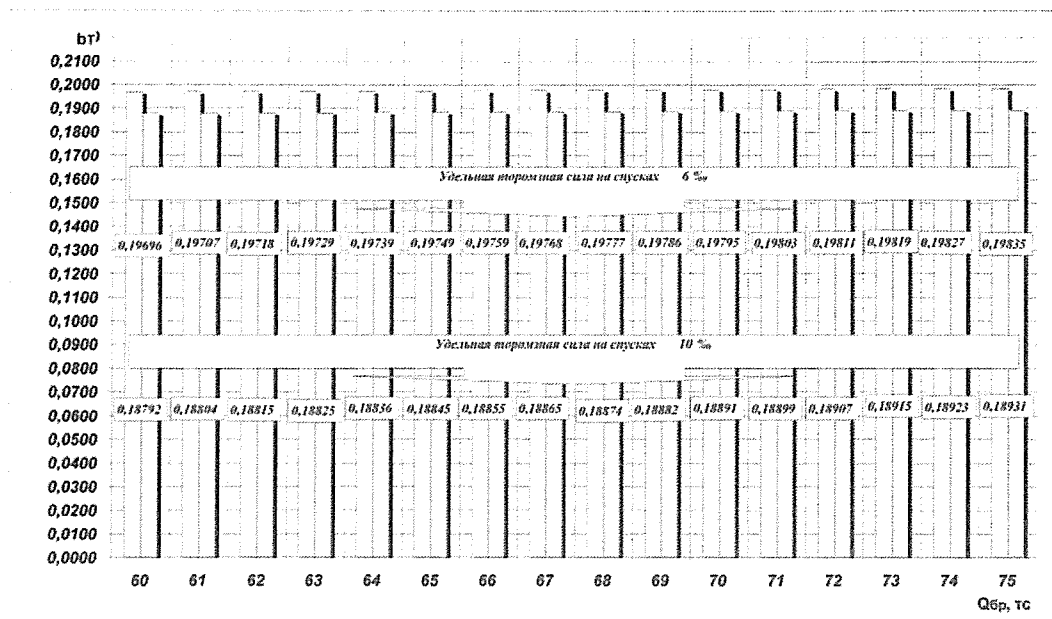


Рис. 4. Минимально допустимые значения удельных тормозных сил по критерию тормозного пути на спусках для скорости в начале торможения 250 км/ч

Площади тормозных цилиндров, полученные по формуле (2), распределялись по диапазонам брутто вагона, каждому диапазону задавалось ближайшее значение эффективной площади из дискретного ряда клещевых механизмов (таблица 1). Результаты расчета представлены на рис. 5 и 6.

Удельные тормозные силы, соответствующие выбранным значениям эффективной площади тормозных цилиндров дискретного ряда, определялись по формуле:

$$b_T = \varphi_{np} \frac{n}{Q+T} \cdot \frac{r_{np}}{R_k} \cdot \left( \frac{F_n \cdot p_u}{10} - P_{np} \right) \cdot i \cdot \eta_{tr} \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

Итоговые значения выполненных расчетов представлены в табл. 2 и на рис. 6 и 7.

Тормозные пути на спусках и площадке пассажирских поездов в зависимости от брутто вагонов определялись по формуле [6]:

$$S_{T,i} = \frac{V_0 \cdot t_{II}}{3,6} + \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{b_{T,i} + \omega_{ox} + i_c} \quad (4)$$

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

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

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

$b_{T,i}$  - удельная тормозная сила, кг/т;

$\omega_{ox}$  - удельное основное сопротивление, кг/т;

$i_c$  - уклон, ‰;

$t_{II}$  - время подготовки автотормозов к действию, с.

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

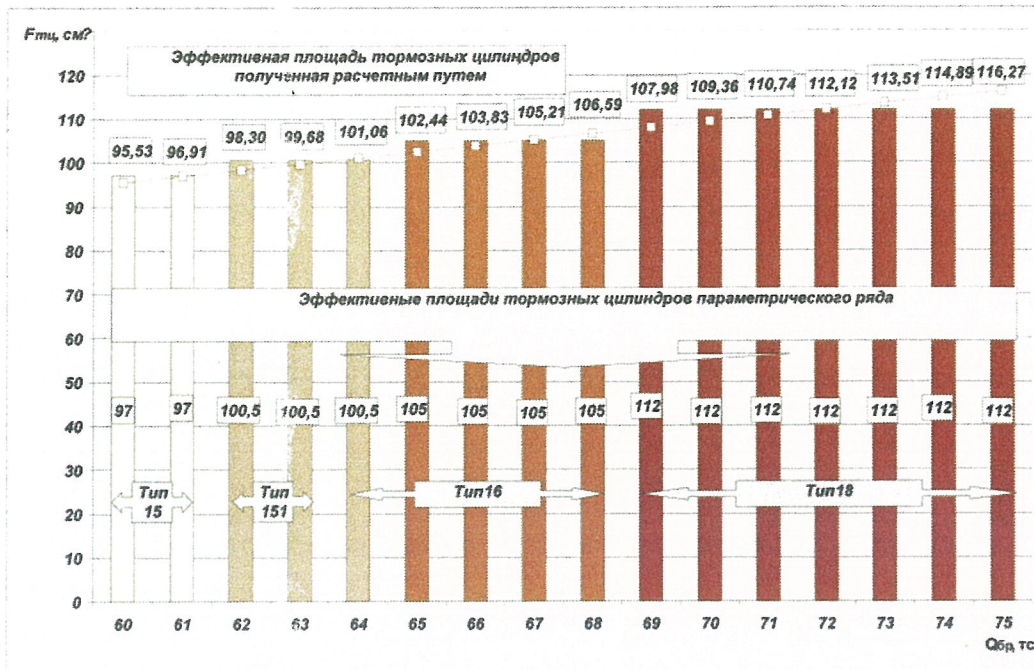


Рис. 5. Дискретный ряд клещевых механизмов для скорости движения 200 км/ч

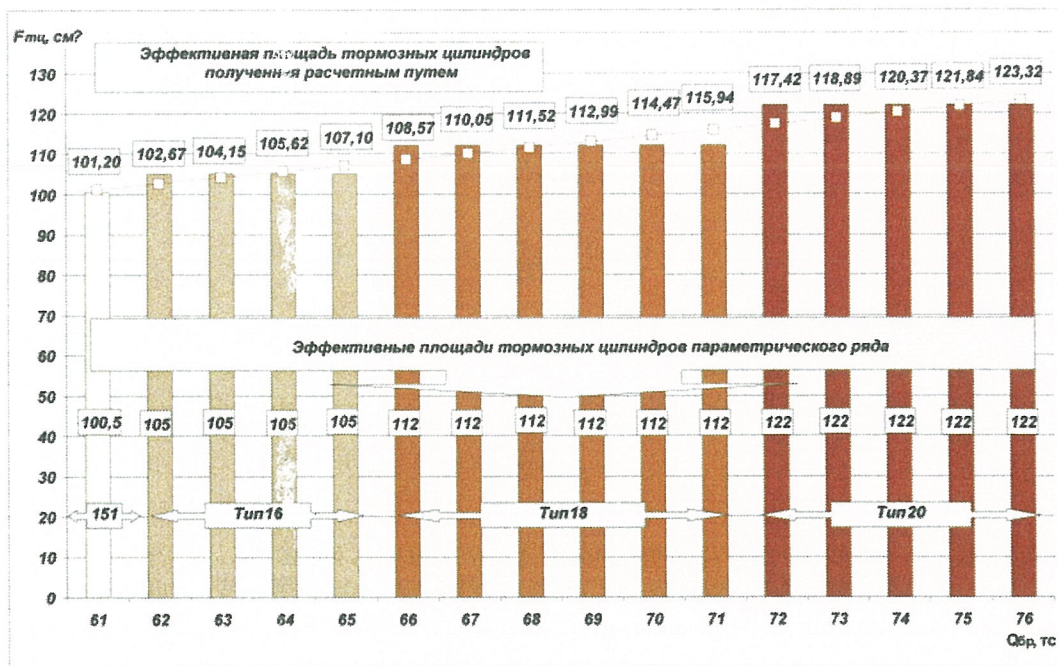


Рис. 6. Дискретный ряд клещевых механизмов для скорости движения 250 км/ч

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

**Таблица 2. Значения эффективной площади тормозных цилиндров и соответствующих им удельных тормозных сил**

Брутто вагона, тс	Скорость 200 км/ч		Скорость 250 км/ч	
	Эффективная площадь тормозного цилиндра, см <sup>2</sup>	Удельная тормозная сила	Эффективная площадь тормозного цилиндра, см <sup>2</sup>	Удельная тормозная сила
60	97	0,1249	100,5	0,1953
61	97	0,1228	105	0,2023
62	100,5	0,1208	105	0,1991
63	100,5	0,1189	105	0,1959
64	100,5	0,1286	105	0,1929
65	105	0,1266	112	0,2048
66	105	0,1247	112	0,2017
67	105	0,1228	112	0,1987
68	105	0,1210	112	0,1957
69	112	0,1286	112	0,1929
70	112	0,1268	112	0,1902
71	112	0,1250	112	0,2070
72	112	0,1232	112	0,2041
73	112	0,1216	112	0,2013
74	112	0,1199	112	0,1986
75	112	0,1183	112	0,1959

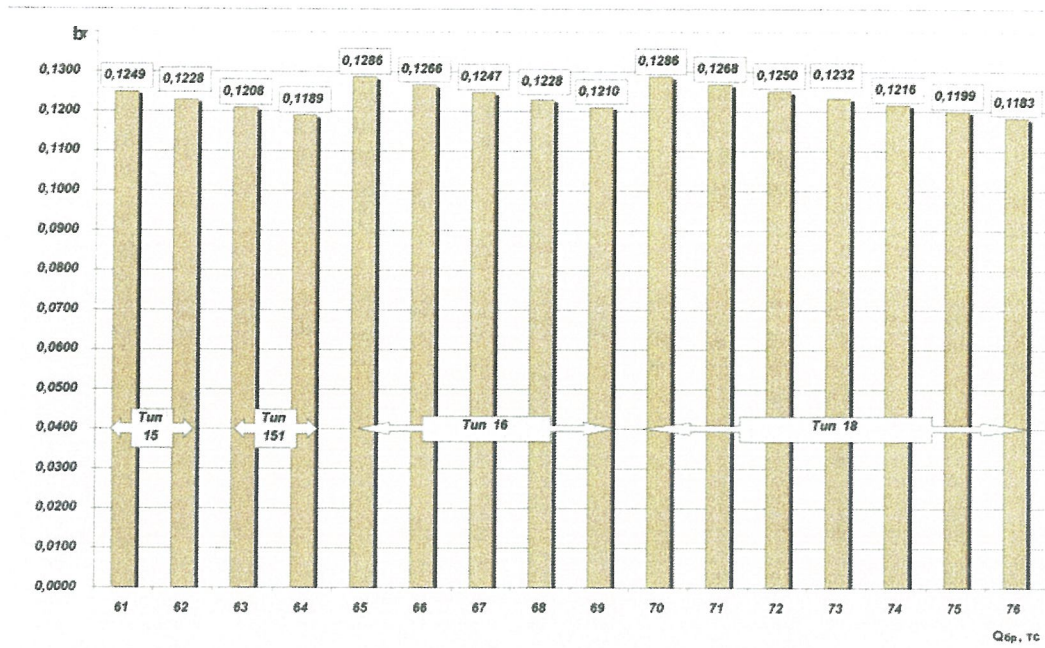
Для пассажирского поезда при пневматическом и электропневматическом торможениях определяется по формулам (5) и (6) [6]:

пневматическое торможение: 
$$t_{II} = 4 - \frac{5 \cdot i_c}{b_T}, \quad (5)$$

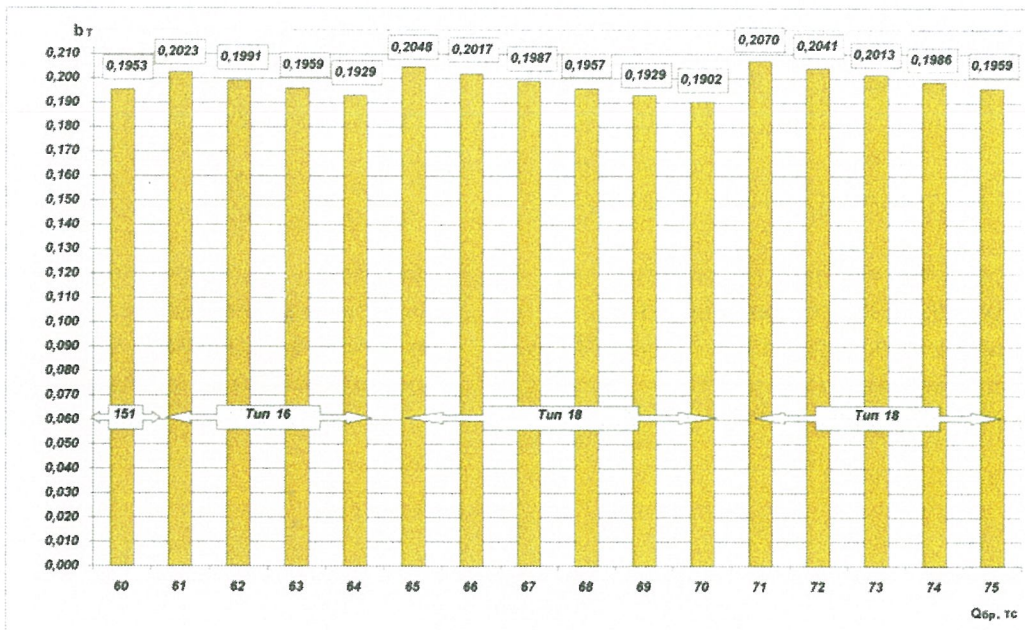
электропневматическое торможение: 
$$t_{II} = 2 - \frac{3 \cdot i_c}{b_T}. \quad (6)$$

Анализ результатов расчета (рис. 7-12) показывает, что тормозные пути на спусках при электропневматическом экстренном торможении не превышают нормированных значений, при пневматическом торможении превышение имеет место для отдельных значений брутто вагона, максимальное величина составляет не более 3,5 % (рис. 13 и 14).

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



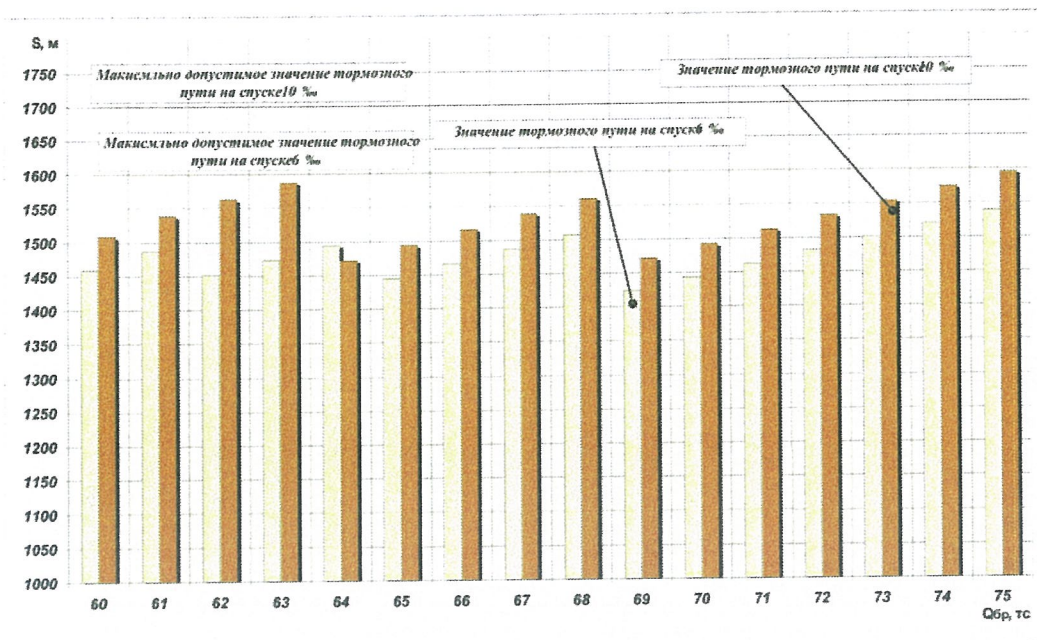
*Рис. 7. Удельные тормозные силы пассажирских вагонов для скорости движения 200 км/ч*



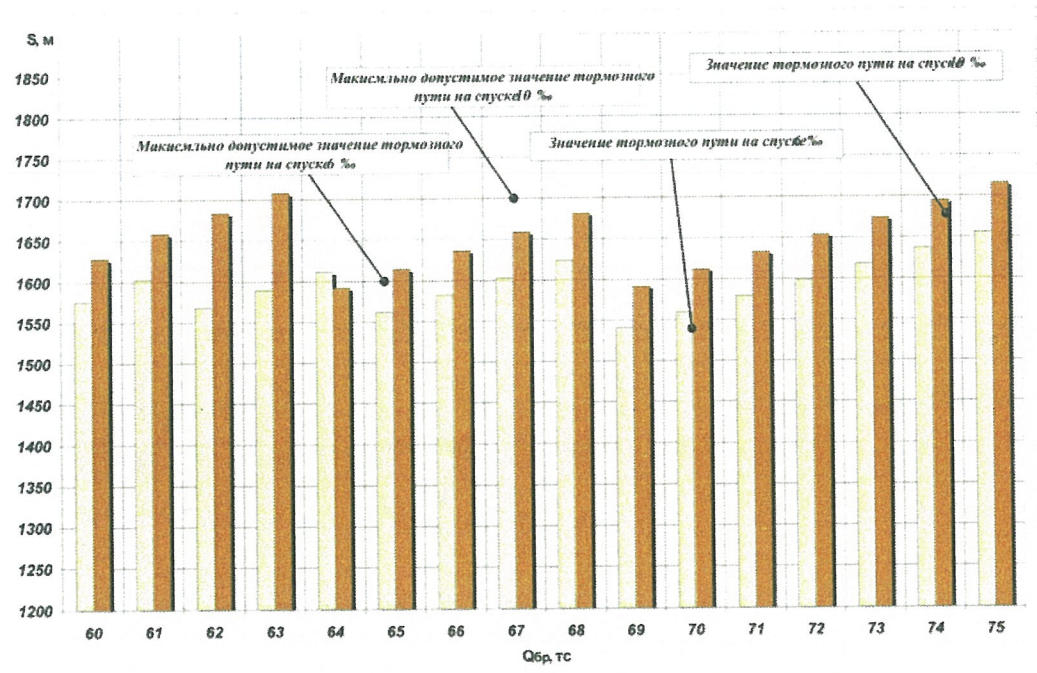
*Рис. 8. Удельные тормозные силы пассажирских вагонов для скорости движения 250 км/ч*



## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



**Рис. 9. Тормозные пути пассажирского поезда при электропневматическом торможении для скорости 200 км/ч**



**Рис. 10. Тормозные пути пассажирского поезда при пневматическом торможении для скорости 200 км/ч**

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

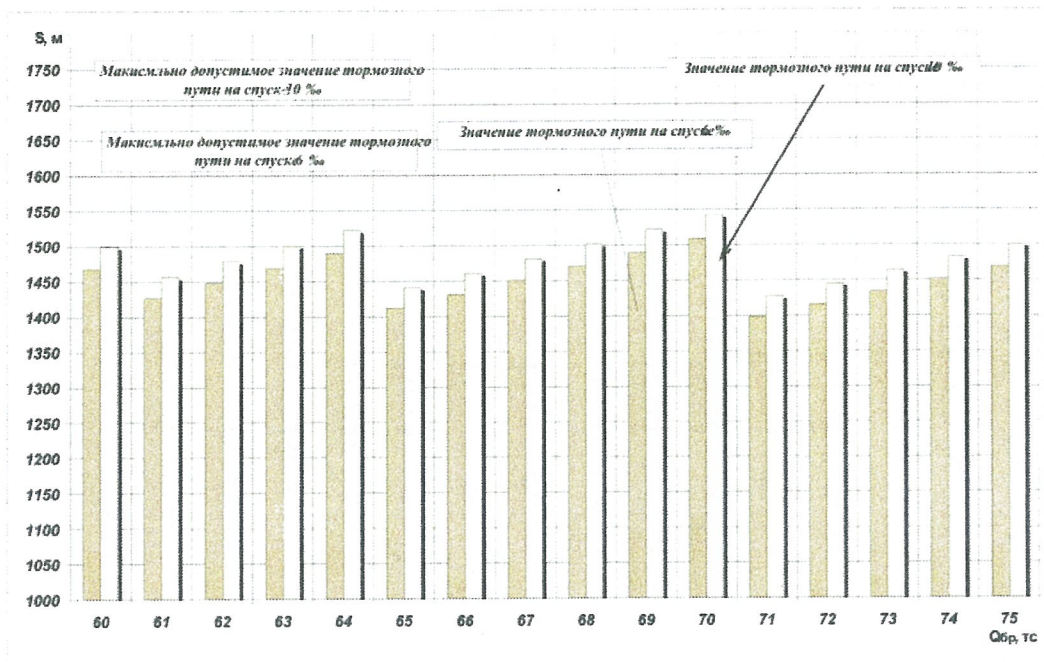


Рис. 11. Тормозные пути пассажирского поезда при электропневматическом торможении для скорости 250 км/ч

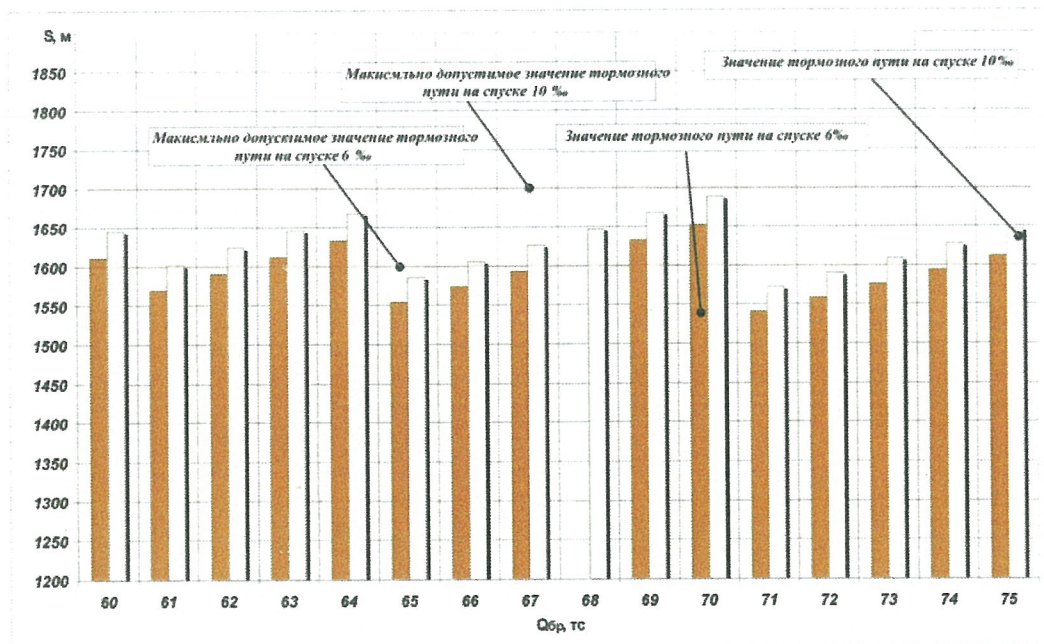


Рис. 12. Тормозные пути пассажирского поезда при пневматическом торможении для скорости 250 км/ч

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

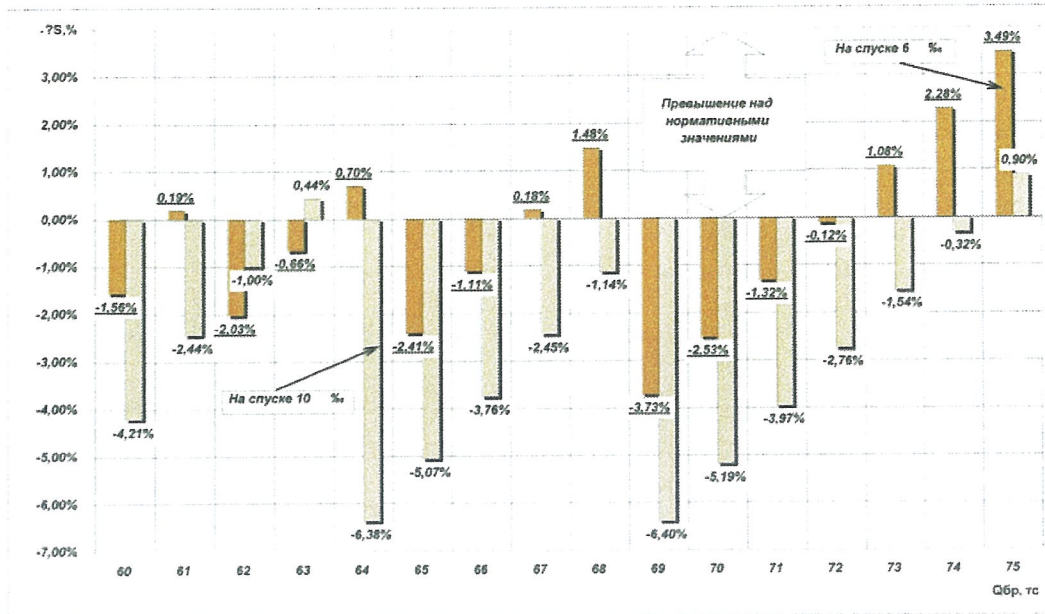


Рис. 13. Превышение тормозных путей пассажирского поезда на спусках при экстренном пневматическом торможении при скорости в начале торможения 200 км/ч

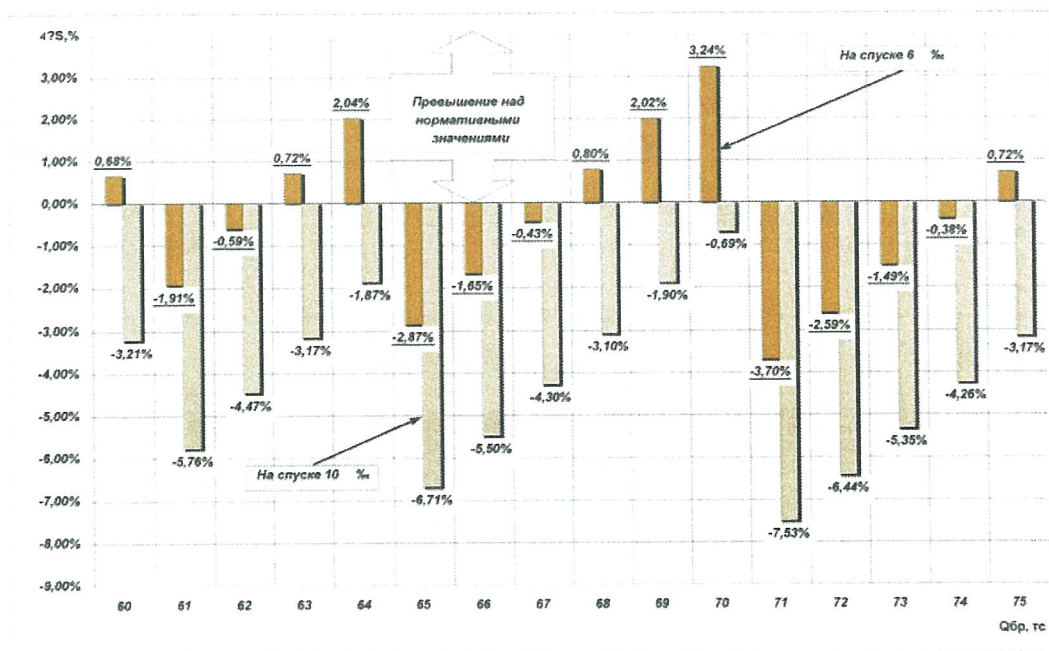


Рис. 14. Превышение тормозных путей пассажирского поезда на спусках при экстренном пневматическом торможении при скорости в начале торможения 250 км/ч

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Тормозные пути пассажирского поезда на площадке при экстренном электропневматическом торможении не превышают 1460 м, при пневматическом - 1600 м для скоростей в начале торможения 200 км/ч (рис. 15) и 250 км/ч (рис. 16).

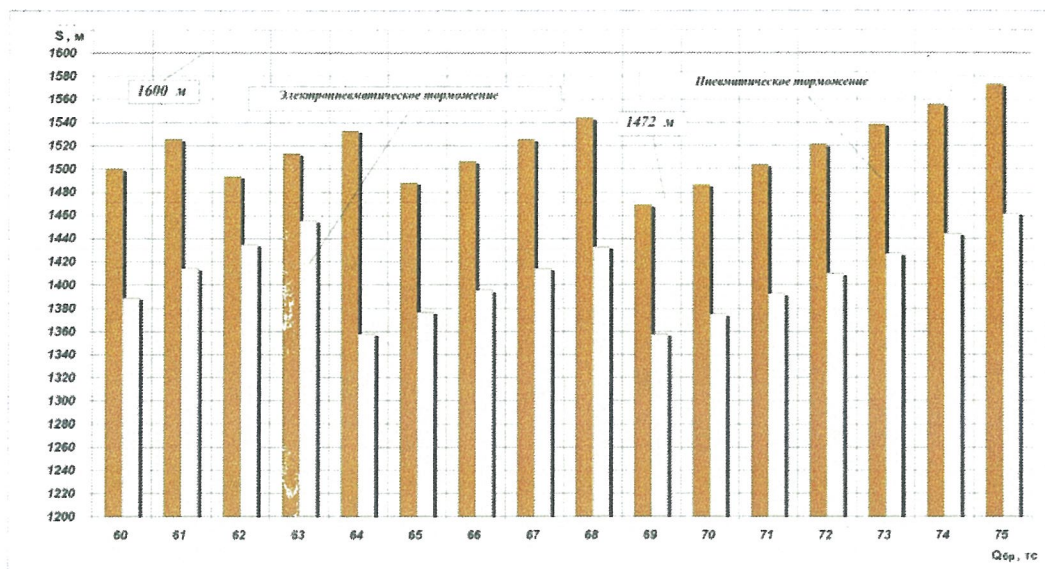


Рис. 15. Тормозные пути пассажирского поезда на площадке для скорости 200 км/ч

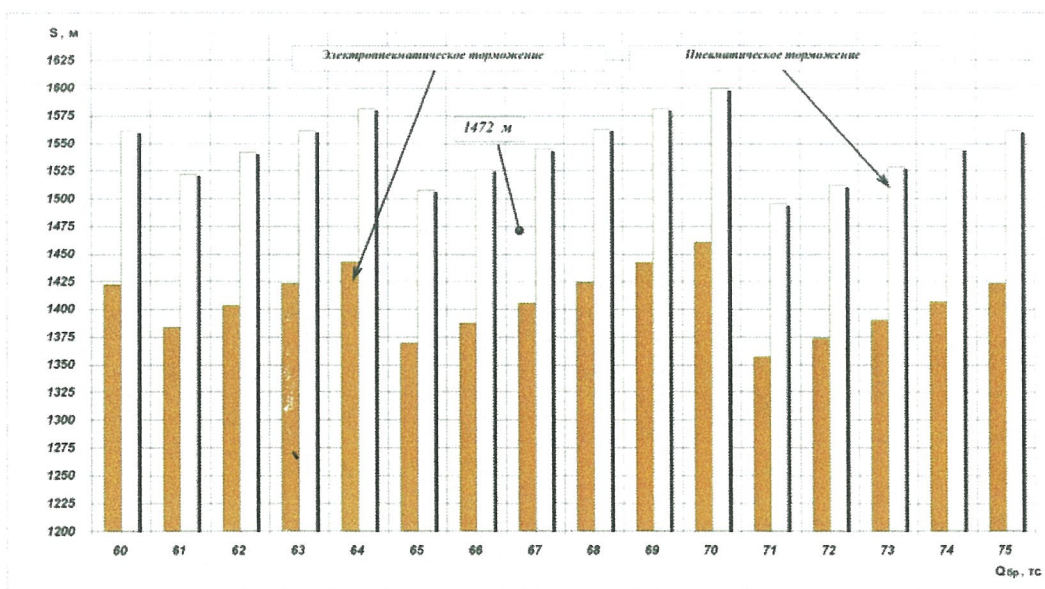


Рис. 16. Тормозные пути пассажирского поезда на площадке для скорости 250 км/ч

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Важним показателем работоспособности тормозных дисков является температура нагрева при торможении, которая не должна превышать рабочую температуру 350 °С. По температурному режиму удельная тормозная сила одного диска не должна превышать величины 0,0825 для скорости 200 км/ч (рис. 17), это же условие должно выполняться и для скорости движения 250 км/ч.

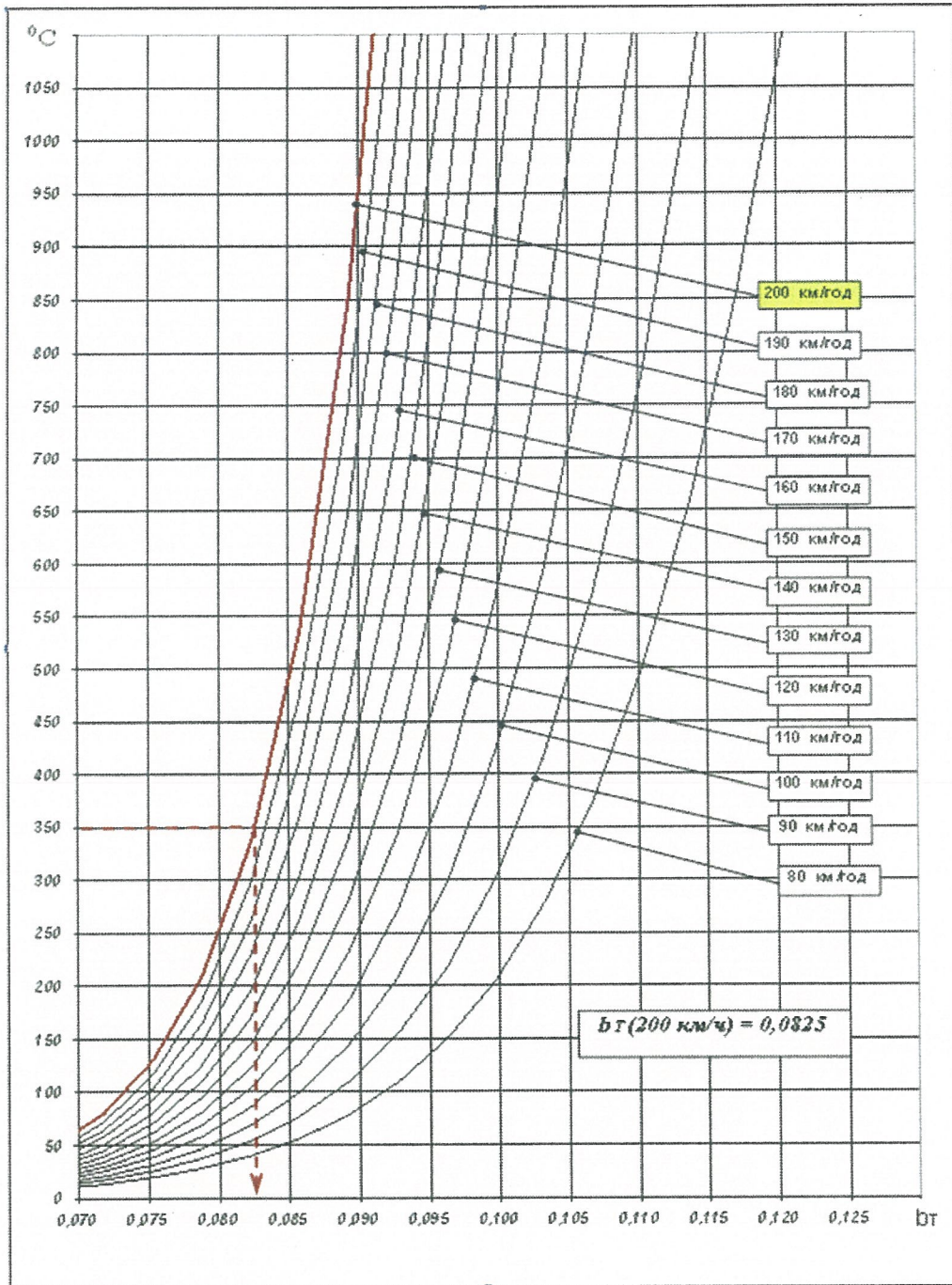


Рис. 17. Номограммы для определения температуры нагрева диска при торможении

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

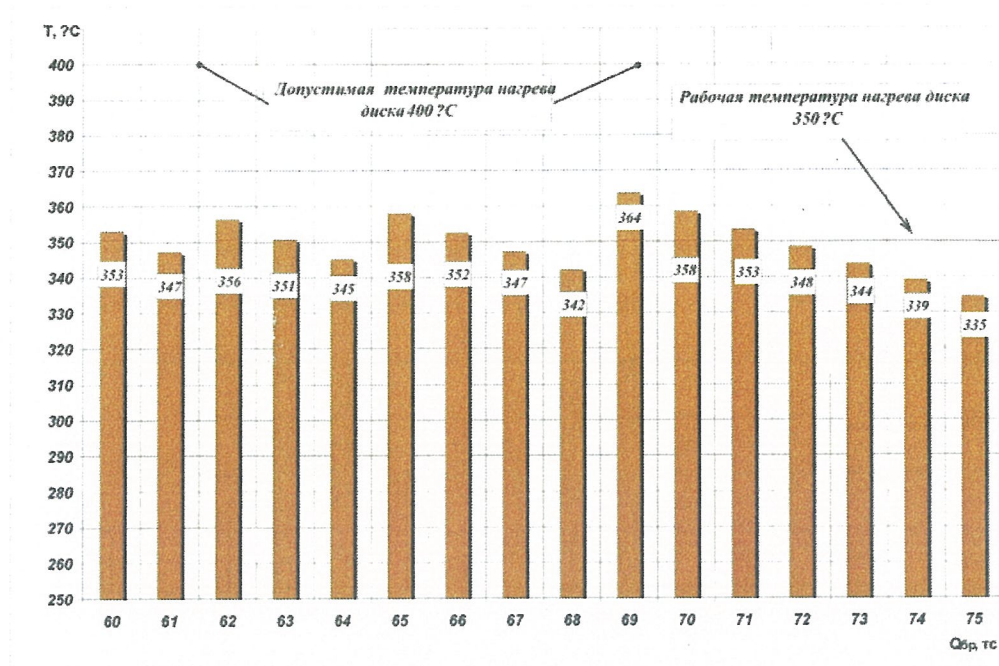


Рис. 18. Температура нагрева диска при торможении вагона с начальной скоростью 200 км/ч

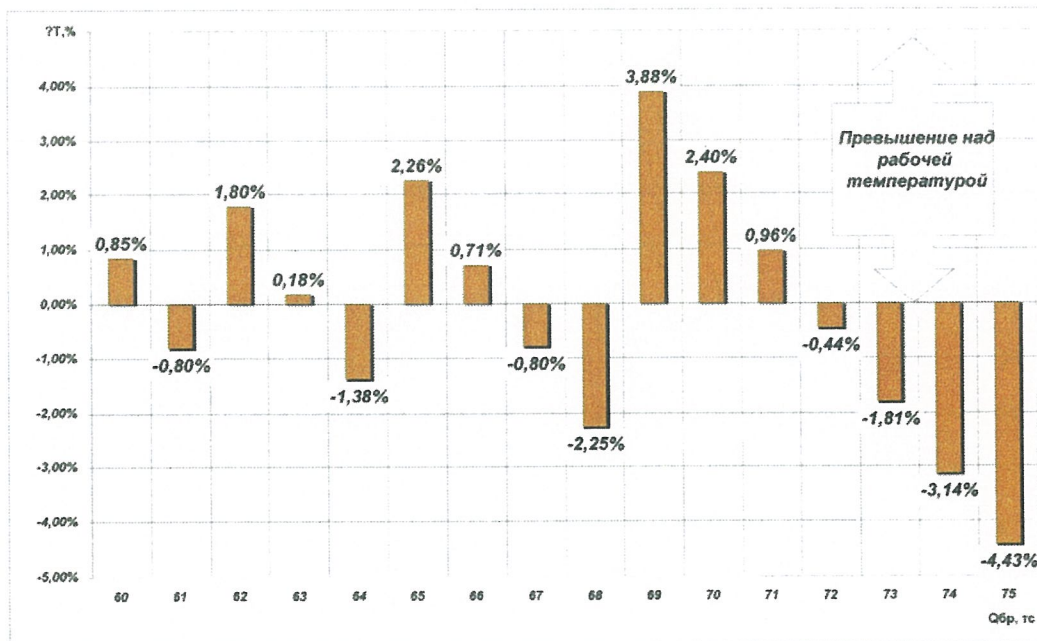


Рис. 19. Превышение температуры нагрева диска при экстренном торможении пассажирского поезда с начальной скоростью 200 км/ч

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

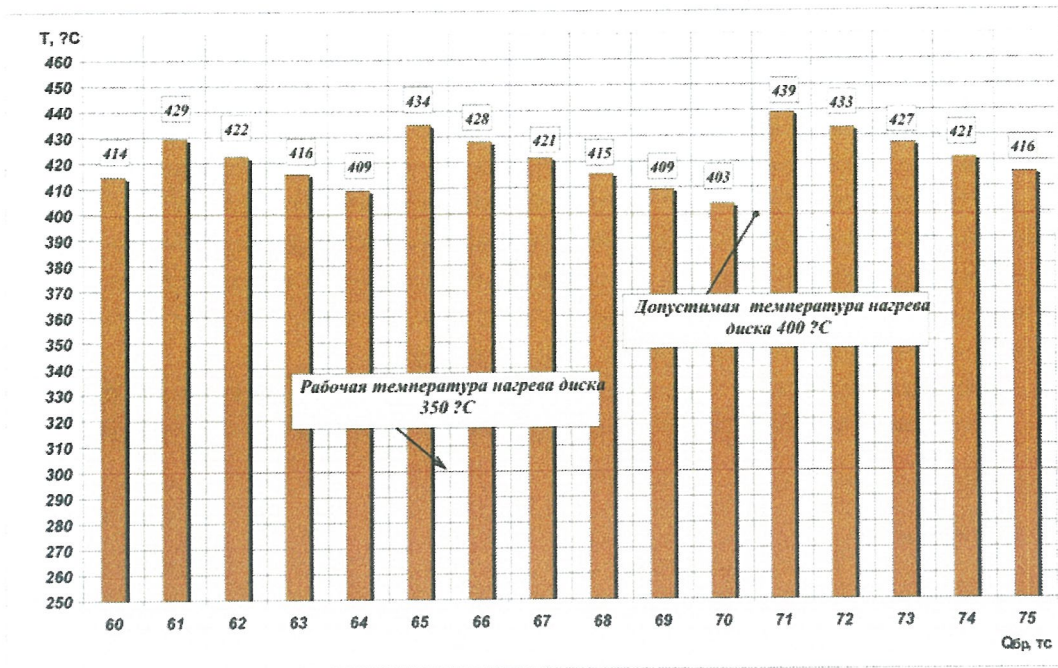


Рис. 20. Температура нагрева диска при торможении вагона с начальной скоростью 250 км/ч

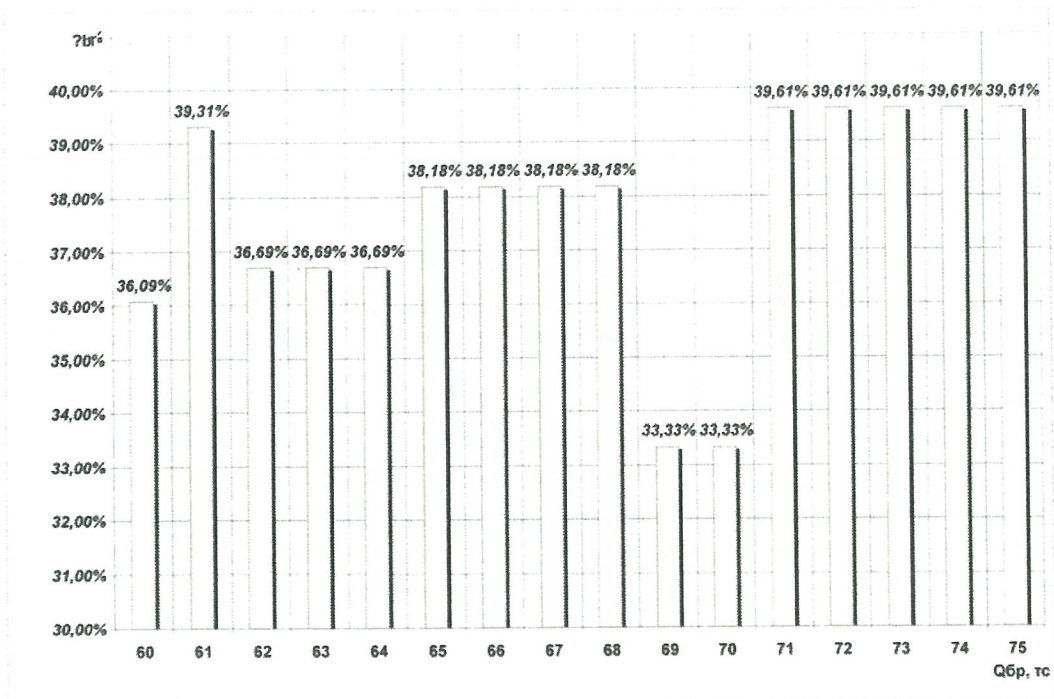


Рис. 21. Тормозная эффективность магниторельсового тормоза в процентном отношении от требуемой тормозной эффективности

## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

---

Для скорости 200 км/ч при трех тормозных дисках температура нагрева (рис. 18) превышает рабочую температуру не более чем на 4 % (рис. 19), однако указанные температуры значительно меньше предельно допустимой величины 400 °С.

Для скорости 250 км/ч при четырех тормозных дисках температура нагрева превышает предельно допустимую во всем диапазоне изменения брутто вагонов (рис. 20).

Очевидно, для скорости 250 км/ч наличие четырех дисков на колесной паре недостаточно для выполнения условий по температурному режиму, поэтому предлагается для указанной скорости использовать тормозную систему, идентичную тормозной системе пассажирского вагона для скорости 200 км/ч, при этом оборудовать вагон дополнительным магниторельсовым тормозом.

Эффективность магниторельсового тормоза пассажирского вагона для скорости 250 км/ч составляет от 34 % до 40 % от требуемой тормозной эффективности (рис. 21).

### Выводы

1 Для высокоскоростных пассажирских поездов в качестве критерия тормозной эффективности предлагается принимать тормозные пути на спусках 6 ‰ и 10 ‰, соответствующие пассажирскому поезду с колодочным тормозом при скорости до 160 км/ч включительно, согласно [1], а для ее оценки – удельную тормозную силу.

2 Дискретный параметрический ряд клещевых механизмов в зависимости от брутто пассажирского вагона реализует минимально допустимые значения удельной тормозной силы для обеспечения тормозной эффективности вагонов при скоростях движения 200 км/ч и 250 км/ч, удовлетворяющие существующим нормативным требованиям к тормозной эффективности, соответствующие пассажирскому поезду с колодочными тормозами при скорости 160 км/ч.

3 Тормозная эффективность пассажирских поездов ограничивается температурной нагруженностью тормозного диска, рабочая температура которого не должна превышать 350 °С, при максимально допустимой 400 °С.

4 Пассажирский вагон при трех тормозных дисках на каждой оси удовлетворяет температурному режиму для скорости 200 км/ч, для скорости 250 км/ч и четырех тормозных дисках на каждой оси температура нагрева превышает предельно допустимую величину.

5 Тормозная эффективность пассажирских поездов и температурные режимы работы дисков при скорости 200 км/ч обеспечиваются установкой трёх тормозных дисков на каждой оси. Исследования выполнены без учета проверки выполнения условия безюзового торможения. Для выполнения условия безюзового торможения, возможно, потребуются применение магниторельсового тормоза, для чего необходимо провести дополнительные расчетные исследования.

6 Для обеспечения движения пассажирских поездов со скоростью 200 км/ч рекомендуется устанавливать на вагоне по три тормозных диска на каждой колесной паре, причем исследования выполнены с учетом обеспечения тормозной эффективностью, но без учета выполнения условия безюзового торможения, поэтому для выполнения условий недопущения юзовых ситуаций, возможно, необходимо применять магниторельсовый тормоз.



## РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

---

7 Целесообразно на пассажирских вагонах для скоростей движения 200 км/ч и 250 км/ч применять идентичные пневматические тормозные системы, при этом пассажирские вагоны для скорости 250 км/ч должны быть оборудованы магниторельсовым тормозом, тормозная эффективность которого должна составлять от 34 % до 40 % от требуемой тормозной эффективности в зависимости от брутто вагона.

8 Предложена формула для определения эффективной площади поршня клапцевого механизма в зависимости от удельной тормозной силы и брутто вагона.

### ЛИТЕРАТУРА

1. ЦШ-0001 ІНСТРУКЦІЯ з сигналізації на залізницях України. - Київ 2008.
2. Донченко А.В. Оптимізація параметрів дискової тормозної системи / А.В. Донченко, Ю.Я. Водяніков, М.І. Яланський, Т.В. Шелейко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. - Луганськ, 2009. - № 4 (134) частина 1. - С. 229-236.
3. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)». ГосНИИВ-ВНИИЖТ. 1996 г.
4. Сафронов А.М. Критерии оценки тормозной эффективности пассажирского вагона с дисковым тормозом / А.М. Сафронов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. - Луганськ, 2010. - № 5 (147) частина 1. - С. 115-120.
5. Водяніков Ю.Я. Експериментальні дослідження з визначення величини коефіцієнта тертя / Ю.Я. Водяніков, О.М. Сафронов, М.І. Яланський, О.О. Пятаков // Вагонний парк. – 2009. - № 9-10/2009. - С. 16-17.
6. В.Г.Иноземцев, П.Т.Гребенюк. Нормы и методы расчета автотормозов. – И-во «Транспорт», Москва, 1971 г., 57 с.