

УДК 629.46-592:(51-74)

*Александр Сафронов, к.т.н.  
(директор, ГП «Украинский научно-исследовательский институт  
вагоностроения»)*

**РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДОВ ПО ПРАВИЛАМ ГОСТ 34434-2018  
С ПРИМЕНЕНИЕМ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ФОРМУЛ  
(четырёхосные полувагоны, крытые вагоны, платформы, думпкары)**

*Предложены универсальные формулы для определения действительного коэффициента силы нажатия композиционных колодок и тормозного пути грузового поезда. Коэффициенты уравнений получены методом компьютерного моделирования. Методика позволяет выполнять многовариантные исследования по выбору оптимальных параметров тормозной системы грузовых вагонов, отвечающих заданным требованиям тормозной эффективности. Погрешность расчетных исследований по универсальным формулам не превышает 0,5 % по сравнению с расчетными исследованиями по новым правилам. Приведены примеры расчетов.*

**Ключевые слова:** *действительный тормозной коэффициент, тормозной путь, скорость, осевая нагрузка, степенная зависимость, коэффициенты, передаточное число.*

**Введение.** До принятия ГОСТ 34434-2018, проектирование и расчет тормозных систем грузовых вагонов осуществлялся в соответствии с методиками и правилами [1], [2], [3], [4], в которых также изложены основные регламентирующие показатели по обеспечению тормозной эффективности грузовых вагонов с осевой нагрузкой до 23,5 тс включительно. Тормозная эффективность грузовых вагонов с композиционными и чугунными тормозными колодками оценивалась по минимально допускаемым величинам расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок, а также по расчетным силам нажатия композиционных колодок на ось в пересчете на чугунные [1], [2], [5]. Кроме того, максимальные допустимые скорости движения грузовых поездов ограничивались единым наименьшим тормозным нажатием композиционных колодок в пересчете на чугунные на каждые 100 тс веса [6]. Параметры тормоза выбирались, в зависимости от типа грузового вагона, в соответствии с инструкцией [7]. Для ориентировочного определения тормозного пути грузовых поездов, в зависимости от величины расчетных коэффициентов, использовались таблицы и номограммы [2], [5].

**Анализ последних исследований и постановка проблемы.** Дальнейшее развитие грузового вагоностроения по пути создания грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками до 25–30 тс и с допустимыми скоростями движения до 160 км/ч включительно обусловило принятие ГОСТ 34434 - 2018, в котором изложены новые правила расчета тормозов и требования к тормозной эффективности грузовых поездов [8].

Основная особенность требований к тормозной эффективности [8] состоит в том, что в критерии тормозной эффективности впервые введены максимальные допускаемые тормозные пути грузового поезда на площадке в зависимости от скорости в начале торможения, причем допустимая скорость грузового поезда увеличена до 160 км/ч включительно.

**DOI:10.32703/2617-9040-2020-35-13**

Коме того, допустимые значения тормозных путей являются едиными для всего диапазона осевых нагрузок (230 – 294,3) кН (табл. 1).

*Таблица 1. Максимальные допустимые значения тормозных путей грузовых поездов при максимальной загрузке (230,5-245,3-264,9-294,3 кН/ось)*

<b>V, км/ч</b>	до 90 включ.	св. 90 до 100 включ.	св. 100 до 120 включ.	св. 120 до 140 включ.	св. 140 до 160 включ.
<b>S, м</b>	1060	1040	1200	1340	1720

Изложенные в [8] правила тормозных расчетов грузовых вагонов, имеют принципиальные отличия от правил расчета [1 – 4]. Основные отличия состоят в том, что тормозной путь грузового поезда рассчитывается по действительным силам нажатия тормозных колодок и действительным коэффициентам трения с учетом аналитической зависимости изменения действительной силы нажатия тормозных колодок от времени торможения.

Вопросам расчетных исследований конструкций грузовых вагонов, уделяется немало внимания [9-13], однако большинство работ нацелены на решение проблем прочности и проектирования несущих конструкций, при этом вопросам тормозной эффективности подвижного состава, которая также влияет на безопасность движения, необходимо уделить внимания, тем более, в связи с принятием новых нормативных документов [8].

Таким образом, целью расчетных исследований тормозов грузовых вагонов по новым правилам, является подтверждение соответствия тормозной системы нормативным требованиям, основными из которых являются максимальные допустимые значения тормозных путей грузового поезда на площадке. Однако, следует отметить, что тормозные пути грузового поезда представляют оценочную характеристику критерия, который обеспечивает нормативные значения тормозных путей. Таким критерием является действительный коэффициент силы нажатия композиционных колодок.

**Цель и задачи исследования.** Важнейшая составная часть проектирования тормозной системы грузового вагона заключается в выборе параметров тормоза, при которых обеспечивается тормозная эффективность [8].

Однако, отсутствие нормативных значений действительных коэффициентов в новых правилах [8] не позволяют осуществлять и определять оптимальные характеристики тормоза по заранее принятым условиям тормозной эффективности (тормозному пути), что вызывает неопределенность в решении указанной задачи.

Неопределенность состоит в том, что выбор характеристик тормозной системы грузового вагона приходится осуществлять методом перебора большого количества вариантов.

В этой связи, целью работы является разработка инструментария для определения действительного коэффициента силы нажатия тормозных колодок на колеса, удовлетворяющего заданной тормозной эффективности грузового поезда.

**Материалы и методы исследования.** Известно, что тормозной путь и определяющие его величину параметры (расчетные коэффициенты, удельные тормозные силы, коэффициенты трения, коэффициенты сцепления колеса с рельсом и др.) находятся в обратной зависимости гиперболического типа [14], что позволяет функциональную зависимость между указанными параметрами представить в виде степенной зависимости:

$$A = c \cdot B^d, \tag{1}$$

где коэффициенты  $c$  и  $d$  подлежащие определению.

Формула (1) может быть представлена в упрощенном виде:

$$A = \exp(\ln c + d \cdot \ln B) \quad (2)$$

На основании формулы (1), зависимость между действительным коэффициентом и величиной тормозного пути при фиксированной скорости в начале торможения определится математическим выражением:

$$\delta_o(V_0) = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}. \quad (3)$$

Аналогичная формула используется для определения тормозного пути по действительному коэффициенту:

$$S(V_0)_{\text{эксн}} = c(V_0) \cdot \delta_o(V_0)^{d(V_0)}, \quad (4)$$

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

$\delta_o$  – действительный коэффициент силы нажатия тормозных колодок на колеса;

$S$  – тормозной путь, м;

$c(V_0)$  и  $d(V_0)$  – коэффициенты уравнений.

Коэффициенты  $c(V_0)$  и  $d(V_0)$  определяются статистическим методом [14] путем компьютерного моделирования [15]:

$$c_{\kappa} = \exp \left( \frac{\sum_{i=1}^n \ln(\delta_i(V_{\kappa})) \cdot \sum_{i=1}^n (\ln(S_i(V_{\kappa}))^2) - \sum_{i=1}^n \ln(S_i(V_{\kappa})) \cdot \ln(\delta_i(V_{\kappa})) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(S_i(V_{\kappa}))}{n \cdot (\sum_{i=1}^n \ln(S_i(V_{\kappa}))^2) - \sum_{i=1}^n (\ln(S_i(V_{\kappa}))^2)} \right) \quad (5)$$

$$d_{\kappa} = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n \ln(S(V_{\kappa})) \cdot \ln(\delta(V_{\kappa})) - \sum_{i=1}^n \ln(S(V_{\kappa})) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(\delta(V_{\kappa}))}{n \cdot (\sum_{i=1}^n \ln(S_i(V_{\kappa}))^2) - \sum_{i=1}^n (\ln(S_i(V_{\kappa}))^2)} \quad (6)$$

где  $S(V_{\kappa})$  и  $\delta_i(V_{\kappa})$  – тормозной путь и действительный коэффициент при скорости  $V_{\kappa}$ .

Значения коэффициентов в формулах (5) и (6) приведены в таблице 2.

**Таблица 2. Значения коэффициентов уравнений (5) и (6) для определения действительного коэффициента силы нажатия колодок на колеса и тормозного пути**

$V_0$ , км/ч	$\delta_o(V_0) = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}$		$V_0$ , км/ч	$S(V_0)_{\text{эксн}} = c(V_0) \cdot \delta_o(V_0)^{d(V_0)}$	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$		$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5	6
Осевая нагрузка 230,5 кН (23,5 тс)					
90	66556,7	-1,5579	90	1246,7	-0,63997
100	149113,1	-1,6283	100	1498,7	-0,60801
120	624339,9	-1,7496	120	2053,8	-0,57204

Продолжение таблицы 2

Осевая нагрузка 245,3 кН (25 тс)					
90	78657,7	-1,5798	90	1253,9	-0,6289
100	182576,3	-1,6548	100	1511,9	-0,6044
120	612987,6	-1,7438	120	2061,5	-0,5623
Осевая нагрузка 264,9 кН (27 тс)					
90	61709,6	-1,5422	90	1275,8	-0,6447
100	209969,7	-1,6715	100	1520,2	-0,5902
120	916865,9	-1,7964	120	2076,8	-0,5529
Осевая нагрузка 294,3 кН (30 тс)					
90	75973,8	-1,5681	90	1295,8	-0,6381
100	317759,9	-1,7260	100	1540,0	-0,5788
120	1528367,4	-1,8623	120	2102,8	-0,5417

Рекомендуется расчетные исследования выполнять в среде EXCEL, используя формулу «СТЕПЕНИ», что позволяет автоматизировать процесс вычисления характеристик. На рис. 1 приведены критериальные значения действительных коэффициентов, при которых тормозные пути грузового поезда соответствуют минимальным допустимым значениям [8], а в таблице 2 – требования к тормозной эффективности в зависимости от осевых нагрузок вагонов.

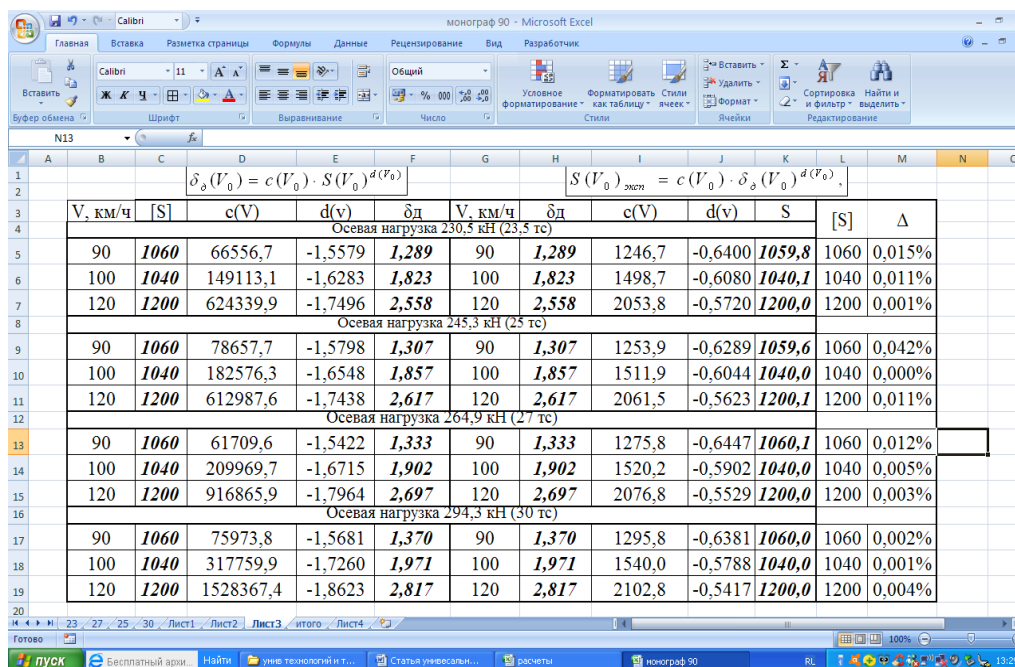


Рис. 1. Расчетные исследования по универсальным формулам с применением таблиц EXCEL

**Таблиця 3. Критериальні значення дійсних коефіцієнтів сили нажаття тормозних колодок для швидкостей руху до 120 км/ч включительно, отримані за універсальними формулами**

Параметр		Швидкість на початку гальмування, км/ч		
		до 90 включ.	св. 90 до 100 включ.	св. 100 до 120 включ.
Тормозний шлях вантажного поїзда, м, не більше		1060	1040	1200
Дійсний коефіцієнт сили нажаття, кН/т	230,5 кН	1,289	1,823	2,558
	245,3 кН	1,307	1,857	2,617
	264,9 кН	1,333	1,902	2,697
	264,9 кН	1,370	1,971	2,817

**Приклад 1.** Для ілюстрації, в якості першого прикладу, розглядається задача по визначенню дійсного коефіцієнта сили нажаття композиційних колодок для вантажного поїзда при наступних умовах: тормозний шлях поїзда – 950 м; швидкість на початку гальмування 90 км/ч; осева навантаження 245,3 кН.

Для її розв'язання задачі, за таблицею 2 визначаються коефіцієнти рівняння (3) для заданих умов:  $c(90) = 78657,7$ ;  $d(90) = -1,5798$ , а за формулою (2) – дійсний коефіцієнт сили нажаття:

$$\delta_d = \exp(\ln(78657,7) + (-1,5798) \cdot \ln(950)) = 1,554 \text{ кН/т.}$$

Використання універсальних формул також дозволяє визначати тормозні шляхи вантажного поїзда за дійсним коефіцієнту.

Коефіцієнти рівняння вибираються з другої половини таблиці 2:  $c(90) = 1253,9425$ ;  $d(90) = (-0,62893)$ ;

$$S = \exp(\ln(1253,9) + (-0,6289) \cdot \ln(1,554)) = 950,3 \text{ м.}$$

**Приклад 2.** Для порівняльного аналізу був виконаний розрахунок тормозного шляху вантажного поїзда за методикою [8]. Розрахунковим дослідженням піддавався полувагон з осевою навантаження 245,3 кН для швидкості на початку гальмування 100 км/ч.

Результати розрахуку показали, що при дійсному коефіцієнті сили нажаття композиційних колодок 1,903 кН/т, тормозний шлях вантажного поїзда в навантаженому стані склав 1022,4 м. (рис. 2).

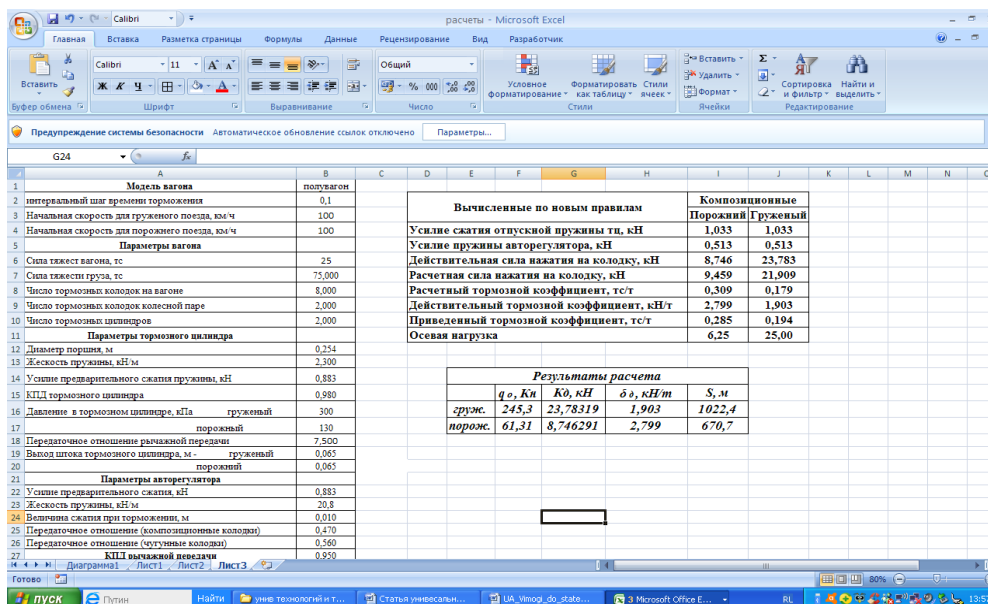


Рис. 2. Расчетные исследования тормозного пути грузового поезда по новым правилам [8]

Расчет тормозного пути по универсальным формулам показал следующий результат:

$$S = \exp(\ln(1511,9) + (-0,6044) * \ln(1,903)) = 1024,9 \text{ м}$$

Разница между значениями тормозных путей составила  $(1024,9 - 1022,4) = 2,5 \text{ м}$ , или в процентном соотношении 0,24 %.

Действительный коэффициент, полученный по универсальным формулам для расчетного значения тормозного пути 1022,4 м, показал значение 1,910 кН/м, при этом разница составила:  $1,910 - 1,903 = 0,007$  (0,41 %).

$$\delta_d = \exp(\ln(182576,3) + (-1,6548) * \ln(1022,4)) = 1,910 \text{ кН/т.}$$

Сравнительный анализ свидетельствует, что определение тормозных путей и действительных коэффициентов по универсальным формулам не превышает 0,5 % по сравнению с расчетными исследованиями.

**Выбор параметров тормозной системы грузового вагона по заданным критериям тормозной эффективности грузового поезда.** Основные параметры тормоза грузового вагона регламентируются правилами расчета [8], за исключением передаточного числа рычажной тормозной передачи.

Поэтому, основной задачей исследования, является определение такого значения передаточного числа, при котором тормозной путь соответствует заданным значениям тормозного пути грузового поезда.

Так как тормозной путь грузового поезда определяется по действительному коэффициенту силы нажатия, то первым этапом для решения указанной задачи является определение величины действительного коэффициента по методике изложенной выше.

Второй этап состоит непосредственно в определении передаточного числа тормозной рычажной передачи по действительному коэффициенту силы нажатия тормозных колодок.

Для определения передаточного числа тормозной рычажной передачи используется формула для определения действительной силы нажатия тормозной колодки на колесо ( $K_o$ ) [8]:

$$K_{\delta} = \frac{\kappa}{m} \cdot \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{ц}} - (P_{\text{ц}} + \mathcal{K}_{\text{нр}} \cdot l_{\text{ум}}) - (P_{\text{р}} + \mathcal{K}_{\text{р}} \cdot l_{\text{р}}) \cdot n_{\text{р}} \right) \cdot n \cdot \eta_{\text{рп}} \quad (7)$$

где  $d$  – эффективная площадь тормозного цилиндра, м<sup>2</sup>;

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

$P_{\text{ц}}$  – сила предварительного сжатия внутренней отпускной пружины тормозного цилиндра, кН;

$\mathcal{K}_{\text{нр}}$  – жесткость отпускной пружины тормозного цилиндра, кН/м;

$l_{\text{ум}}$  – выход штока тормозного цилиндра, м

$P_{\text{р}}$  – предварительное сжатие пружины автоматического регулятора тормозной рычажной передачи

$\mathcal{K}_{\text{р}}$  – жесткость пружины автоматического регулятора тормозной рычажной передачи, кН;

$l_{\text{р}}$  – величина сжатия пружины автоматического регулятора тормозной рычажной передачи при торможении м;

$n_{\text{р}}$  – передаточное число привода автоматического регулятора тормозной рычажной передачи

$n$  – передаточное число рычажной передачи;

$\eta_{\text{рп}}$  – к.п.д. рычажной передачи,  $\eta_{\text{рп}} = 0,95$ ;

$\eta_{\text{ц}}$  – к.п.д. тормозного цилиндра,  $\eta_{\text{ц}} = 0,98$ ;

$m$  – число тормозных колодок;

$K$  – число тормозных цилиндров.

Действительный коэффициент зависит от действительной силы нажатия композиционных колодок на колесо, определяется по формуле [8]:

$$\delta_{\delta} = \frac{K_{\delta} \cdot m}{Q_{\delta p}} \quad (8)$$

где  $Q_{\delta p}$  – масса вагона, т,

Преобразуя формулу (7) с учетом формул (8), получим окончательное уравнение для определения передаточного числа:

$$n = \frac{\delta_{\delta} \cdot Q_{\delta p}}{\kappa \cdot \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{ц}} - (P_{\text{ц}} + \mathcal{K}_{\text{нр}} \cdot l_{\text{ум}}) - (P_{\text{р}} + \mathcal{K}_{\text{р}} \cdot l_{\text{р}}) \cdot n_{\text{р}} \right) \cdot \eta_{\text{рп}}} \quad (9)$$

Формулу (9) можно упростить, если разбить ее на отдельные фрагменты:

$$n = \frac{SK}{\kappa \cdot (KC - KO - KR) \cdot \eta_{\text{рп}}} \quad (10)$$

где  $SK = \delta_{\delta} \cdot Q_{\delta p}$  – суммарная сила нажатия тормозных колодок;

$$KC = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{ц}} - \text{сила, действующая на поршень тормозного цилиндра нажатия}$$

тормозных колодок;

$KO = P_{\text{ц}} + \mathcal{J}_{\text{нр}} \cdot l_{\text{ум}}$  – противодействующая сила отпусковой пружины тормозного цилиндра при торможении;

$KR = (P_{\text{р}} + \mathcal{J}_{\text{р}} \cdot l_{\text{р}}) \cdot n_{\text{р}}$  – противодействующая сила автоматического регулятора при торможении, приведенная к штоку тормозного цилиндра.

**Пример 3.** Алгоритм определения передаточного числа рычажной передачи тормоза выполняется на примере грузового вагона с осевой нагрузкой 230,5 кН для следующих условий: тормозной путь грузового поезда – 900 м; скорость в начале торможения – 90 км/ч.

Регламентированные параметры тормозной системы, выбираемые из таблиц [8], приведены в таблице 4:

*Таблица 4. Регламентированные параметры тормоза [8]*

Модель вагона	Полувагон
Брутто вагона, т	94
Начальная скорость для груженого поезда, км/ч	100
Число тормозных колодок на вагоне	8
Число тормозных колодок колесной паре	2
Число тормозных цилиндров	2
<b>Параметры тормозного цилиндра</b>	
Диаметр поршня, м	0,254
Жесткость пружины, кН/м	2,300
Усилие предварительного сжатия пружины, кН	0,883
КПД тормозного цилиндра	0,980
Давление в тормозном цилиндре, кПа	300
Выход штока тормозного цилиндра, м - груженный	0,065
<b>Параметры авторегулятора</b>	
Усилие предварительного сжатия, кН	0,883
Жесткость пружины, кН/м	20,8
Величина сжатия при торможении, м	0,010
Передаточное отношение (композиционные колодки)	0,470
<b>КПД рычажной передачи</b>	
	0,950

*Первый этап:* состоит в определении действительного коэффициента силы нажатия композиционных колодок для заданных условий по универсальным формулам:

$$\delta_{\text{д}} = \exp(\ln(66556,6719) + (-1,5579) \cdot \ln(900)) = 1,663 \text{ кН/т.}$$

*На втором этапе* определяется передаточное число рычажной передачи по формуле 9:

$$n = \frac{1,663 \cdot 64}{2 \cdot \left( \frac{3,1416 \cdot 0,254^2}{4} \cdot 300 \cdot 0,98 - (0,883 + 2,3 \cdot 0,065) - (0,883 + 20,8 \cdot 0,01) \cdot 0,47 \right) \cdot 0,95} = 6,16$$

Расчет показал, что при заданных условиях, передаточное число рычажной передачи составляет 6,16. Расчет тормозного пути грузового поезда по методике [8] при передаточном отношении 6,16 составил 902 м (рис. 3), при этом разница двух расчетов не превысила 0,22% (902 – 900) = 2 м.

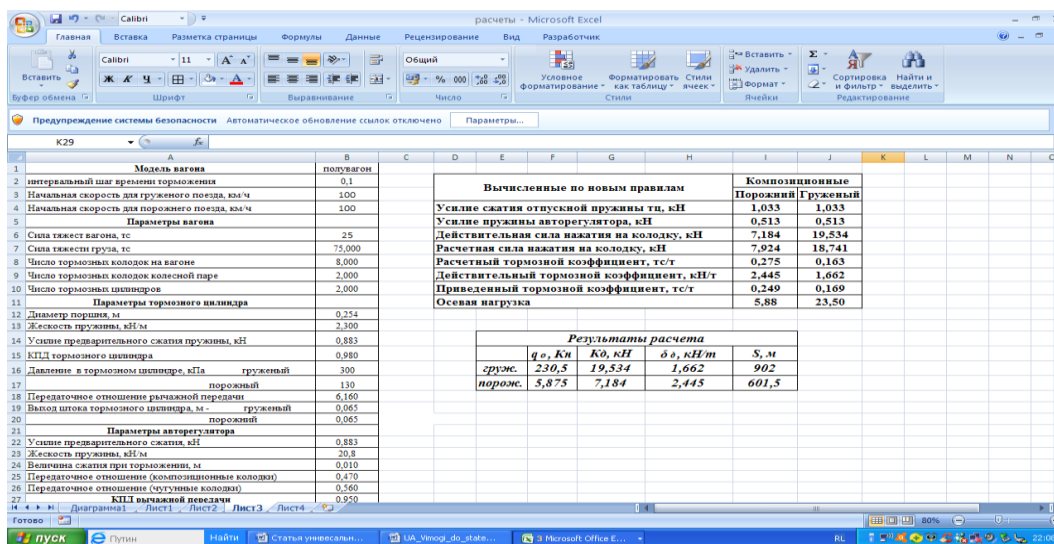


Рис. 3. Расчетные исследования тормозного пути грузового поезда по новым правилам [8] при передаточном отношении тормозной рычажной передачи 6,16

Выбор передаточного числа рычажной передачи грузового, а также определение действительного коэффициента или тормозного пути можно полностью автоматизировать с применением программного комплекса EXCEL. Для этого достаточно скопировать в рабочий лист EXCEL таблицу 2 и занести в соответствующую ячейку электронной таблицы величину тормозного пути грузового поезда или действительного коэффициента. Для определения искомой величины используется формула степени: =ЕСЛИ(D6>0;E6\*СТЕПЕНЬ(D6;F6);0), пример которой приведен на рис. 4.

=ЕСЛИ(D6>0;E6\*СТЕПЕНЬ(D6;F6);0)

V, км/ч	[S]	c(V)	d(v)	δд	V, км/ч	δд	c(V)	d(v)	S
90	900	66556,7	-1,5579	1,663	90	1,663	1246,7	-0,6400	900,3
100		149113,1	-1,6283	0,000	100		1498,7	-0,6080	0,0
120		624339,9	-1,7496	0,000	120		2053,8	-0,5720	0,0

Осевая нагрузка 23,5 тс

Осевая нагрузка 25 тс

Рис. 4. Фрагмент листа рабочей книги EXCEL

Автоматизация определения передаточного числа рычажной передачи, при заданном значении тормозного пути грузового поезда, показана на рис. 5.

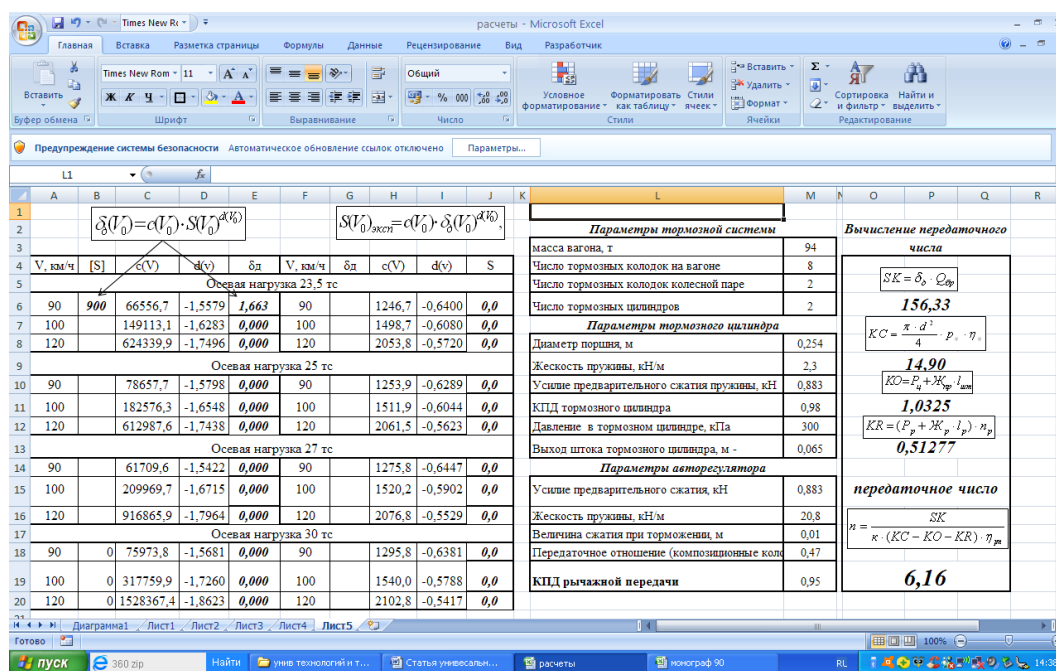


Рис. 5. Автоматизация определения передаточного числа тормозной рычажной передачи с использованием EXCEL

В случае, если осевая нагрузка отличается от нормированного значения (230,5-245,3-264,9-294,3 кН/ось), то определение действительного коэффициента по заданному тормозному пути производится по универсальным формулам при нормированной осевой нагрузке, а действительный коэффициент корректируется по формуле:

$$\delta_0(\bar{q}_0) = \frac{\delta_0(|q_0|) \cdot |q_0|}{\bar{q}_0}, \quad (11)$$

Где  $\delta_0(|q_0|)$  – действительный коэффициент силы нажатия тормозных колодок при нормированном значении осевой нагрузки;

$|q_0|$  – нормированное значение осевой нагрузки;

$\bar{q}_0$  – фактическое значение осевой нагрузки.

Для корректировки тормозного пути используется формула:

$$S(\bar{q}_0) = \frac{S(|q_0|) \cdot \bar{q}_0}{|q_0|}, \quad (12)$$

где  $S(|q_0|)$  – тормозной путь, полученный по универсальной формуле при действительном коэффициенте при нормированной осевой нагрузке;

$S(\bar{q}_0)$  тормозной путь при фактической осевой нагрузке.

**Пример 4.** Для иллюстрации метода, используются исходные данные и результаты расчета примера 1:

Начальные условия: тормозной путь поезда 950 м; скорость в начале торможения 90 км/ч; осевая нагрузка 245,3 кН.

действительный коэффициент силы нажатия - 1,554 кН/т;  
 тормозной путь грузового поезда - 950,3 м;  
 Фактическая осевая нагрузка принимается равной 225,63 кН.  
 Используя формулы (11) и (12), получим:

$$\delta_d(225,3) = 1,554 \cdot 245,3 / 225,63 = 1,689;$$

$$S(225,3) = 950,3 \cdot 225,63 / 245,3 = 874,1.$$

По результатам расчета, по методике [8], тормозной путь составил 889 м (рис. 6), при этом погрешность составила 1,69 %.

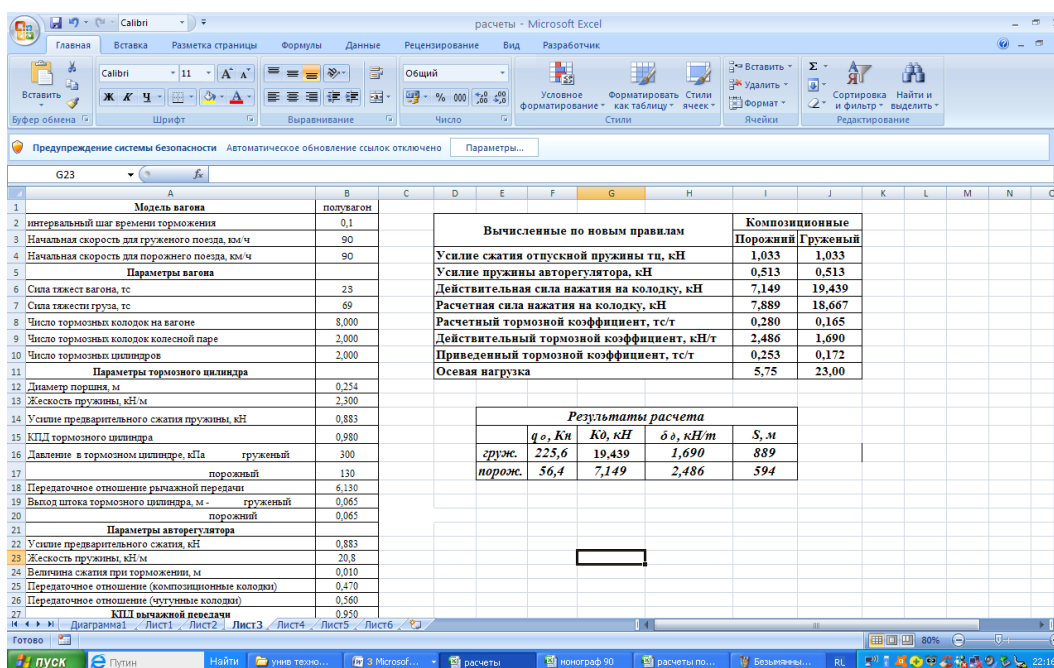


Рис. 6. Расчет тормозного пути грузового поезда при осевой нагрузке 225,63 кН

**Выводы.** Предложенная методика, с применением универсальных формул, позволяет выполнять многовариантные расчеты по выбору рациональных параметров тормозной системы грузовых вагонов для заданных требований тормозной эффективности грузового поезда. Погрешность расчетных исследований по универсальным формулам по сравнению с расчетными исследованиями по методике [8] не превышает 0,5 %. Использование программного комплекса EXCEL позволяет автоматизировать процесс расчетных исследований тормозной эффективности грузового поезда по новым правилам.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996 г.
2. Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И. Тяговые расчеты : Справочник под ред. П. Т. Гребенюка. Москва: Транспорт, 1987. 272 с.
3. В.Г. Иноземцев, П.Т.Гребенюк. Нормы и методы расчета автотормозов : Москва: Транспорт, 1971. 57 с.
4. Гребенюк П. Т. Правила тормозных расчетов: Москва: «Интекст», 2004. 112 с.

5. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015. Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. Київ: Транспорт України, 2002. 143 с.
6. №ЦВ-0011. НОРМАТИВИ по гальмам.
7. ЦВ-ЦЛ-0013 Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів. Київ: 2005. 160 с.
8. ГОСТ 34434-2018. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ. Технические требования и правила расчета. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации (МГС), принят 30 октября 2018 г. (протокол № 113-П), Москва: «Стандартинформ», 2018.
9. Fomin O., Kulbovsky I., Sorochinska E., Saprionova S., Bambura O. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 5, Issue 1 (89). P. 11–18. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588>
10. V. Tkachenko, S. Saprionova, I. Kulbovskiy, O. Fomin. Research of resistance to the motion of vehicles related to the direction by railway. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – Vol. 5, Issue 7 (89). – P. 65–72. doi: 10.15587/1729-4061.2017.109791
11. Fomin, O.V., Gostra A.V. Variations describe the structural designs of freight cars. Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series *.Transport systems and technologies*. 2015. №26-27. - P.137-147.
12. Fomin, A. V. The determination of the perspective directions of designing of bearing systems in cargo wagon building. *East European journal of advanced technologies*. 2012. № 3/7(57). P. 32-35 p.
13. Фомін О.В. Теоретичні основи програмного комплексу визначення та використання математичних моделей складових вантажних вагонів. *Науковий журнал «Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського»*. Кременчук. 2013. Вип. 6(83). С. 87-91.
14. Львовский Э.Н. Статистические методы построения эмпирических формул: К.:Высшая школа, 1988. 239 с.
15. Сафронов А. М., Водяников Ю.Я., Макеева Е.Г. Тормозная эффективность грузовых вагонов. Методология расчетных и экспериментальных исследований с использованием математических моделей и компьютерного моделирования: монография. Кременчук: ГП «УкрНИИВ», 2018. 173 с.

## REFERENCES

1. Norms for calculating and designing cars IPU 1520 mm MPS railways (non-self-driving) GosNIIV-VNIIZhT. Moscow, 1996 rev. and add.
2. Grebenyuk, P. T., Dolganov, A. N., Skvortsov, A. I. (1987) Traction calculation: A handbook ed. PT Grebenyuk. Moscow: TransportPubl. p. 272. [in Russian].
3. Inozemtsev, V.G., Grebenyuk, P.T. (1971) Norms and methods of calculation of automatic brakes. Moscow: TransportPubl. p.57. [in Russian].
4. Grebenuk, P.T. (2004) Rules brake calculations. Moscow: Intekst. p.112. [in Russian].
5. The СТ-CV-CL-0015 (2002) Instruksiya of ekspluatatsii Galmier Rukh warehouse on zaliznitsyah Ukraine. Kiev: Transport of Ukraine. p.143.
6. №TSV-0011. Regulations on Galmier;
7. CV-CL-0013 (2005) Instruksiya of repair galmivnogo obladdannya vagoniv. Kiev:Transport of Ukraine. p.160.
8. ГОСТ 34434-2018 (2018) BRAKING SYSTEMS Cargo rail WAGO-NOV. Specification and calculation rules. Interstate Council for standardization-tion, Metrology and Certification (EASC). Moscow: Standartinform. [in Russian].
9. Fomin, O., Kulbovsky, I., Sorochinska, E., Saprionova, S., Bambura, O. (2017). Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (1 (89)), 11–18. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588>
10. V. Tkachenko, S. Saprionova, I. Kulbovskiy, O. Fomin. (2017). Research of resistance to the motion of vehicles related to the direction by railway. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 5, Issue 7 (89). – P. 65–72. doi: 10.15587/1729-4061.2017.109791
11. Fomin, O.V. (2015) Variacijne opisannja konstruktivnih vikonan' vantazhnih vagoniv [Variations describe the structural designs of freight cars]. Proceedings of the State Economic and Technological University of Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine series "Transport systems and technologies".26-27, P. 137-147.
12. Fomin, A. V. (2012). The determination of the perspective directions of designing of bearing systems in cargo wagon building. *East European journal of advanced technologies*. 3/7(57), P. 32-35.
13. Fomin O.V. (2013).Teoretychni osnovy prohramnoho kompleksu vyznachennya ta vykorystannya matematychnykh modeley skladovykh vantazhnykh vahoniv [Theoretical foundations of the software complex for the determination and use of mathematical models of freight wagons]. *Naukovyy zhurnal «Visnyk Kremenchuts'kohonatsional'noho universytetu imeni Mykhayla Ostrogradsk'oho»*. 6(83). P. 87-91.
14. Lvovsky, E. N. (1988) Statistical methods for constructing empirical formulas: Height-Shaya School. p. 239. [in Russian].
15. Safronov, A. M., Vodyannikov, Y. YA., Makeeva, E. G. (2018) Brake efficiency of freight vago-new. The methodology of calculation and experimental studies using mathematics-matic models and computer simulations: a monograph. Kremenchuk: DP "UkrNIIV". p. 173. [in Russian].

**Олександр Сафронів, к.т.н.**  
(директор, ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»)

**РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВАНТАЖНИХ  
ПОЇЗДІВ ПО ПРАВИЛАХ ГОСТ 34434-2018 З ВИКОРИСТАННЯМ УНІВЕРСАЛЬНИХ  
ФОРМУЛ  
(чотиривісні напіввагони, криті вагони, платформи, думпкари)**

*Відсутність нормативних значень дійсних коефіцієнтів в нових правилах ГОСТ 34434-2018 не дозволяють здійснювати і визначати оптимальні характеристики гальма по заздалегідь прийнятих умовах гальмівної ефективності (гальмівному шляху), що викликає невизначеність у вирішенні зазначеної задачі. Невизначеність полягає в тому, що вибір характеристик гальмової системи вантажного вагона доводиться здійснювати методом перебору великої кількості варіантів. У зв'язку з цим, в статті наведено інструментарій для визначення дійсного коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок на колеса, що задовольняють заданій гальмівній ефективності вантажного поїзда. Як інструментарій використовуються універсальні формули у вигляді ступеневої залежності між дійсним коефіцієнтом сили натискання гальмівних колодок і гальмівного шляху вантажного поїзда. Коефіцієнти універсальних формул отримані на основі комп'ютерного моделювання. На прикладах показано, що похибка використання універсальних формул при розрахункових дослідженнях не перевищує 0,5% в порівнянні з розрахованими за методикою ГОСТ 34434-2018. Наведені значення дійсних коефіцієнтів залежно від осьового навантаження вагона і швидкості, при яких гальмівні шляхи вантажного поїзда відповідають нормативним мінімальним допустимим значенням. Показано, що проведення розрахункових досліджень за універсальними формулами в середовищі EXCEL дозволяють повністю автоматизувати процес обчислень. Запропоновано методику визначення передаточного числа важільної передачі гальма вантажного вагона, при якій виконуються задана гальмівна ефективність. Запропонована методика дозволяє виконувати різноманітні дослідження з вибору раціональних параметрів гальмівної системи вантажних вагонів, що відповідають заданим вимогам гальмівної ефективності, і значною мірою полегшує розрахункові дослідження.*

**Ключові слова:** Дійсний коефіцієнт, гальмівний шлях, швидкість, осьове навантаження, ступенева залежність, коефіцієнти, передаточне число.

**Oleksandr Safronov, PhD in Technical Sciences**  
(Director of the SE "Ukrainian Research Railway Car Building Institute")

**CALCULATED STUDIES FOR THE BRAKING EFFICIENCY OF FREIGHT TRAINS UNDER  
THE RULES OF GOST 34434-2018 WITH THE APPLICATION OF UNIVERSAL FORMULAS  
(four-axle gondola cars, covered railroad cars, platforms, dump cars)**

*Absence of normative values of the actual coefficients in new rules of GOST 34434-2018 does not allow implementing and determining the optimal characteristics of the brake according to the previously adopted conditions of braking efficiency (braking distance), which causes uncertainty in solving this problem. The uncertainty lies in the fact that the choice of the characteristics of the brake system of a freight car has to be carried out by enumerating a large number of variations. In this respect, the article provides tools for determining the actual coefficient of the press force of composite brake blocks on wheels, satisfying the given braking efficiency of the freight train. Universal formulas are used as tools in the form of power dependence between the actual coefficient of press force of brake blocks and the braking distance of a freight train. The coefficients of universal formulas are obtained on the basis of computer simulation. Numerous examples show that the error in the use of universal formulas in calculation studies does not exceed 0.5% compared to the calculated ones according to GOST 34434-2018 methodology. Values of actual coefficients are given depending on the axial load of the car and speed at which the braking*

*distances of the freight train correspond to the standard minimum permissible values. It is shown that performance of the calculation studies using universal formulas in the EXCEL environment allows automate the calculation process in full. A technique is proposed for determining the gear ratio of the brake lever mechanism of a freight car, at which a given braking efficiency is performed. The proposed technique allows you to perform multivariate studies on the selection of optimal parameters of the brake system of freight cars that meet the specified requirements for braking efficiency, and greatly facilitates the calculation studies.*

**Keywords:** *actual coefficient, braking distance, speed, axial load, power dependence, coefficients, gear ratio.*