

Е.Г. Макеева

МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ С ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.

Представлена методика расчета дискового тормоза пассажирского вагона на основе компьютерного моделирования. Приведены основные расчетные зависимости, а также блок-схемы расчетов в том числе по выбору параметров клещевого механизма при заданном значении тормозного пути и максимальной скорости в начале торможения. Методика расчета показана на примере исследования тормозной эффективности пассажирского вагона для скорости 200 км/ч.

В настоящее время наибольшее распространение в Украине для вагонов с дисковым тормозом получили клещевые механизмы производства немецкой фирмы «Knorr-Bremse», которые сгруппированы в виде параметрического ряда по эффективной площади поршня тормозного цилиндра (табл. 1).

Таблица 1. Типы тормозных цилиндров клещевых механизмов

№ п/п	Тип тормозного цилиндра	Эффективная площадь поршня, см ²
1	11	67,0
2	12	77,4
3	121	80,0
4	14	90,5
5	15	97,0
6	151	100,5
7	16	105,0
8	18	112,0
9	20	122,0
10	22	131,6
11	24	142,7

Для всех типов тормозных цилиндров единым является передаточное отношение равное 11,41, усилие отпускной пружины – 630 Н и КПД клещевого механизма 0,97.

Учитывая основные особенности дисковых тормозных систем, в качестве универсальной характеристики для оценки тормозной эффективности дисковых тормозов предложено [1] принимать удельную тормозную силу, а в качестве критерия – тормозной путь пассажирского поезда.

Удельная тормозная сила b_T , определяемая по формуле [2, 3, 4]:

$$b_T = \delta_o \cdot \varphi_{mp}, \quad (1)$$

где, $\delta_{\delta}(t)$ - действительный коэффициент силы нажатия накладок, приведенный к поверхности катания колеса определяемый по формуле:

$$\delta_{\delta,прив} = \frac{r_{mp} \cdot K_{\delta} \cdot m}{R_k \cdot Q + T}, \quad (2)$$

где, K_{δ} - действительная сила нажатия накладки на диск, кН (тс);

Q - полезная нагрузка, кН (тс);

T - тара вагона, кН (тс);

r_{mp} - радиус трения тормозного диска, см;

R_k - расчетный радиус колеса по кругу катания для новых колес, см;

m - количество тормозных накладок;

φ_{mp} - коэффициент трения.

Действительная сила нажатия на диск одной накладки определяется по формуле:

$$K_{\delta 1} = \frac{1}{k} \cdot (F_{\psi} \cdot p_{\psi} / 10 - K_{np}) \cdot n \cdot \eta / 1000, \quad (3)$$

где, F_{ψ} - эффективная площадь тормозного цилиндра, см²;

p_{ψ} - расчетное давление в тормозном цилиндре, кПа;

K_{np} - расчетное усилие сжатия внутренней отпускной пружины цилиндра, Н;

n - передаточное число клещевого механизма;

η - КПД рычажной передачи клещевого механизма;

k - число тормозных накладок, действующих на один диск.

Методология расчета тормозной эффективности пассажирского вагона с дисковым тормозом на стадии проектирования отличается от расчета вагона с колодочным тормозом. Для упрощения расчетных исследований были получены методом компьютерного моделирования математические выражения, отображающие функциональные зависимости между удельной тормозной силой и величиной действительного тормозного пути в диапазоне скоростей 80-250 км/ч (табл. 2). Погрешность при использовании предложенных формул не превышает 0,7 % (рис. 1). Практическая реализация вычисления по формулам таблицы 2 в среде Excel приведена на рисунках 2 и 3.

Таблица 2. Функциональные зависимости для определения удельной тормозной силы и действительного тормозного пути пассажирского вагона на площадке

Скорость в начале торможения, V_0 , км/ч	Формулы для определения удельной тормозной силы по величине тормозного пути	Формулы для определения тормозного пути по величине удельной тормозной силы
1	2	3
80	$b_{\delta} = 29,1063 \cdot S_{\delta}^{-1,0199}$	$S_{\delta} = 27,2511 \cdot b_{\delta}^{0,9804}$
90	$b_{\delta} = 37,3304 \cdot S_{\delta}^{-1,0218}$	$S_{\delta} = 34,5609 \cdot b_{\delta}^{0,9786}$
100	$b_{\delta} = 46,7485 \cdot S_{\delta}^{-1,0238}$	$S_{\delta} = 42,7578 \cdot b_{\delta}^{0,9766}$
110	$b_{\delta} = 57,4441 \cdot S_{\delta}^{-1,0260}$	$S_{\delta} = 51,8554 \cdot b_{\delta}^{0,9745}$
120	$b_{\delta} = 69,5537 \cdot S_{\delta}^{-1,0284}$	$S_{\delta} = 61,8613 \cdot b_{\delta}^{0,9723}$

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Конец таблицы 2

130	$b_{\delta} = 83,1654 \cdot S_{\delta}^{-1,0311}$	$S_{\delta} = 72,789 \cdot b_{\delta}^{0,9700}$
140	$b_{\delta} = 98,2338 \cdot S_{\delta}^{-1,0336}$	$S_{\delta} = 84,6371 \cdot b_{\delta}^{0,9675}$
150	$b_{\delta} = 115,1585 \cdot S_{\delta}^{-1,0365}$	$S_{\delta} = 97,4277 \cdot b_{\delta}^{0,9649}$
160	$b_{\delta} = 133,7440 \cdot S_{\delta}^{-1,0393}$	$S_{\delta} = 111,1705 \cdot b_{\delta}^{0,9622}$
170	$b_{\delta} = 154,5051 \cdot S_{\delta}^{-1,0424}$	$S_{\delta} = 125,8745 \cdot b_{\delta}^{0,9594}$
180	$b_{\delta} = 177,3806 \cdot S_{\delta}^{-1,0455}$	$S_{\delta} = 141,5541 \cdot b_{\delta}^{0,9565}$
190	$b_{\delta} = 202,4457 \cdot S_{\delta}^{-1,0487}$	$S_{\delta} = 158,2192 \cdot b_{\delta}^{0,9534}$
200	$b_{\delta} = 230,2766 \cdot S_{\delta}^{-1,0522}$	$S_{\delta} = 175,8835 \cdot b_{\delta}^{0,9503}$
210	$b_{\delta} = 261,2007 \cdot S_{\delta}^{-1,0559}$	$S_{\delta} = 194,5604 \cdot b_{\delta}^{0,9471}$
220	$b_{\delta} = 294,5845 \cdot S_{\delta}^{-1,0594}$	$S_{\delta} = 214,2605 \cdot b_{\delta}^{0,9438}$
230	$b_{\delta} = 331,7592 \cdot S_{\delta}^{-1,0632}$	$S_{\delta} = 234,9978 \cdot b_{\delta}^{0,9404}$
240	$b_{\delta} = 373,3627 \cdot S_{\delta}^{-1,0674}$	$S_{\delta} = 256,7872 \cdot b_{\delta}^{0,9369}$
250	$b_{\delta} = 417,3032 \cdot S_{\delta}^{-1,0712}$	$S_{\delta} = 279,6361 \cdot b_{\delta}^{0,9333}$

Выполнение условия отсутствия юза состоит в не превышении удельной тормозной силы предельно допустимых значений по условию коэффициента сцепления колеса с рельсом (табл. 3).

Расчет дискового тормоза выполняется в соответствии с алгоритмом, приведенным на рисунке 1.

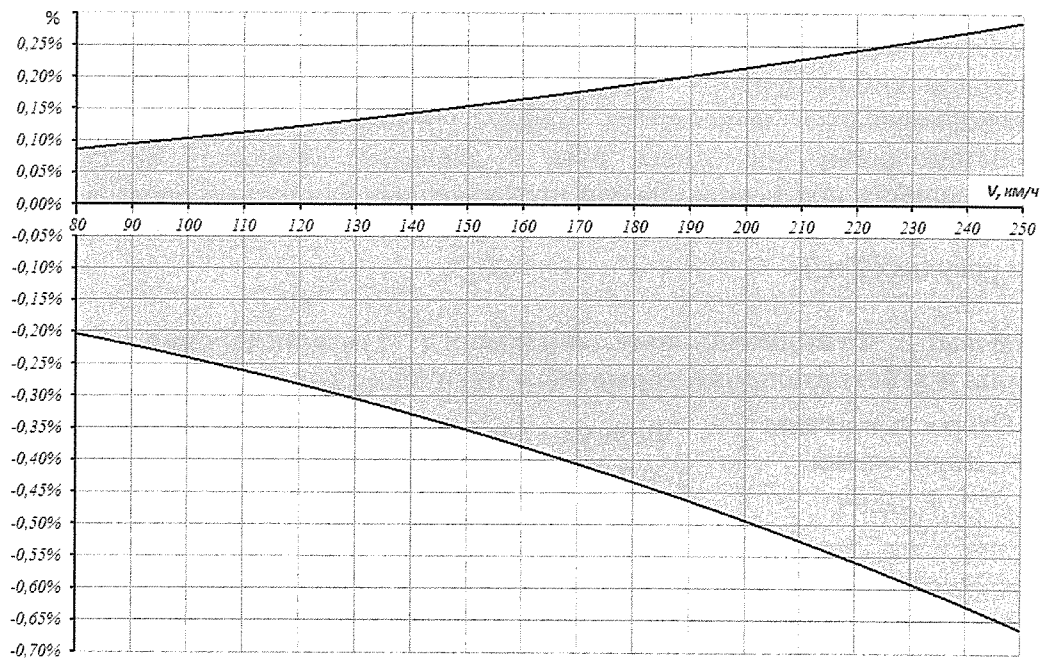


Рис. 1. Погрешность при использовании формул таблицы 2.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

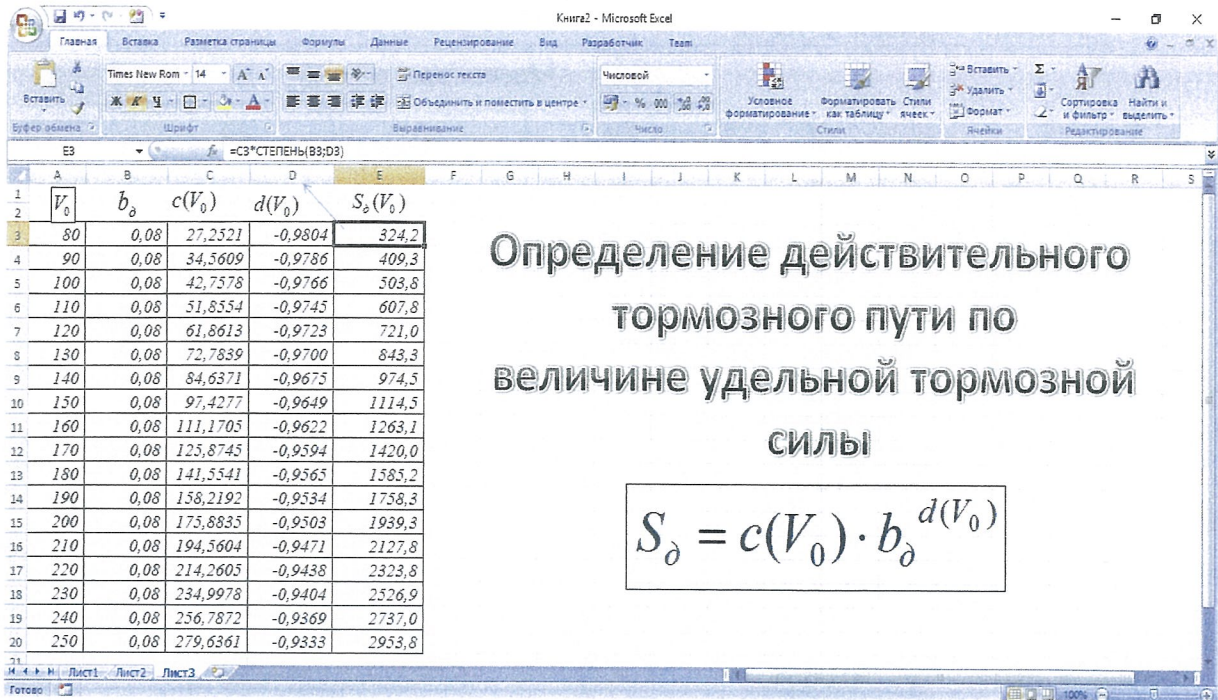


Рис. 2. Использование Excel при определении тормозного пути по удельной тормозной силе.

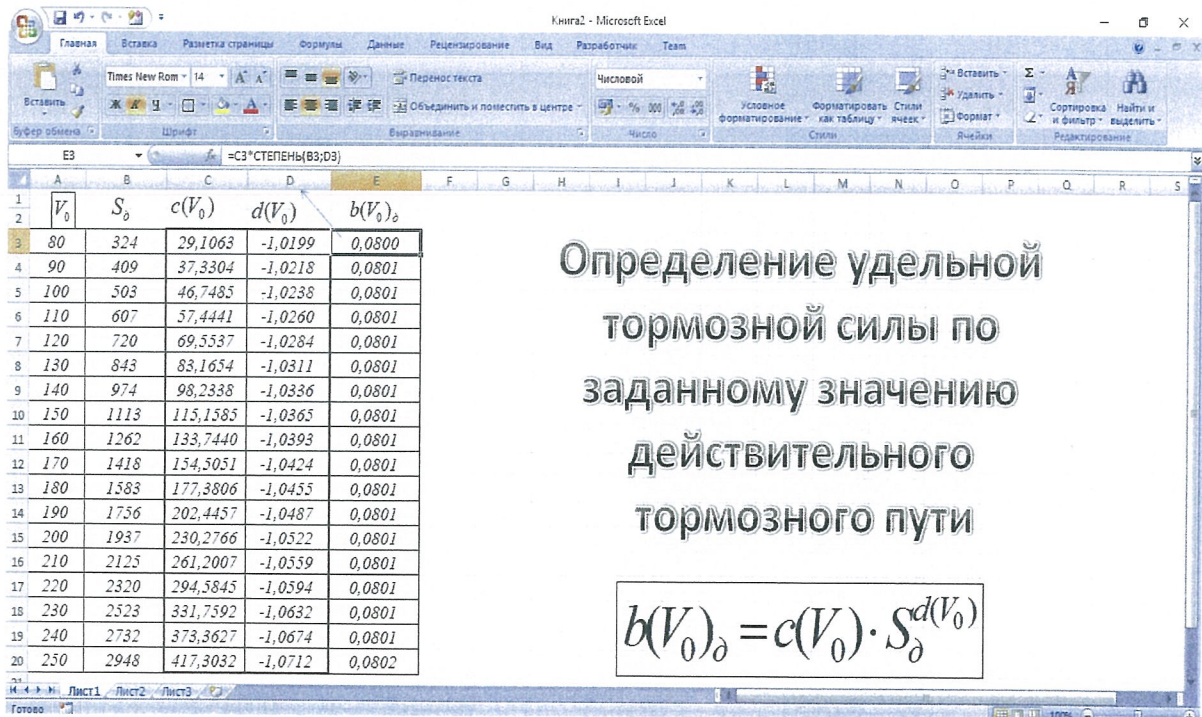


Рис. 3. Использование Excel при определении удельной тормозной силе по величине действительного тормозного пути.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблица 3. Предельно допустимые, по критерию отсутствия юза, значения удельной тормозной силы

V, км/ч	Масса тары вагона				
	58	59	60	61	62
1	2	3	4	5	6
20	0,0822	0,0809	0,0795	0,0781	0,0768
30	0,0788	0,0775	0,0762	0,0749	0,0736
40	0,0757	0,0745	0,0732	0,0720	0,0707
50	0,0730	0,0718	0,0706	0,0694	0,0682
60	0,0705	0,0694	0,0682	0,0670	0,0659
70	0,0683	0,0672	0,0660	0,0649	0,0638
80	0,0663	0,0652	0,0641	0,0630	0,0619
90	0,0644	0,0633	0,0623	0,0612	0,0601
100	0,0627	0,0616	0,0606	0,0596	0,0585
110	0,0611	0,0601	0,0591	0,0581	0,0571
120	0,0596	0,0587	0,0577	0,0567	0,0557
130	0,0583	0,0573	0,0564	0,0554	0,0544
140	0,0570	0,0561	0,0551	0,0542	0,0533
150	0,0559	0,0549	0,0540	0,0531	0,0522
160	0,0548	0,0539	0,0530	0,0521	0,0511
170	0,0538	0,0529	0,0520	0,0511	0,0502
180	0,0528	0,0519	0,0510	0,0502	0,0493
190	0,0519	0,0510	0,0502	0,0493	0,0484
200	0,0510	0,0502	0,0493	0,0485	0,0477
210	0,0502	0,0494	0,0486	0,0477	0,0469
220	0,0495	0,0487	0,0478	0,0470	0,0462
230	0,0488	0,0480	0,0471	0,0463	0,0455
240	0,0481	0,0473	0,0465	0,0457	0,0449
250	0,0474	0,0466	0,0459	0,0451	0,0443

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

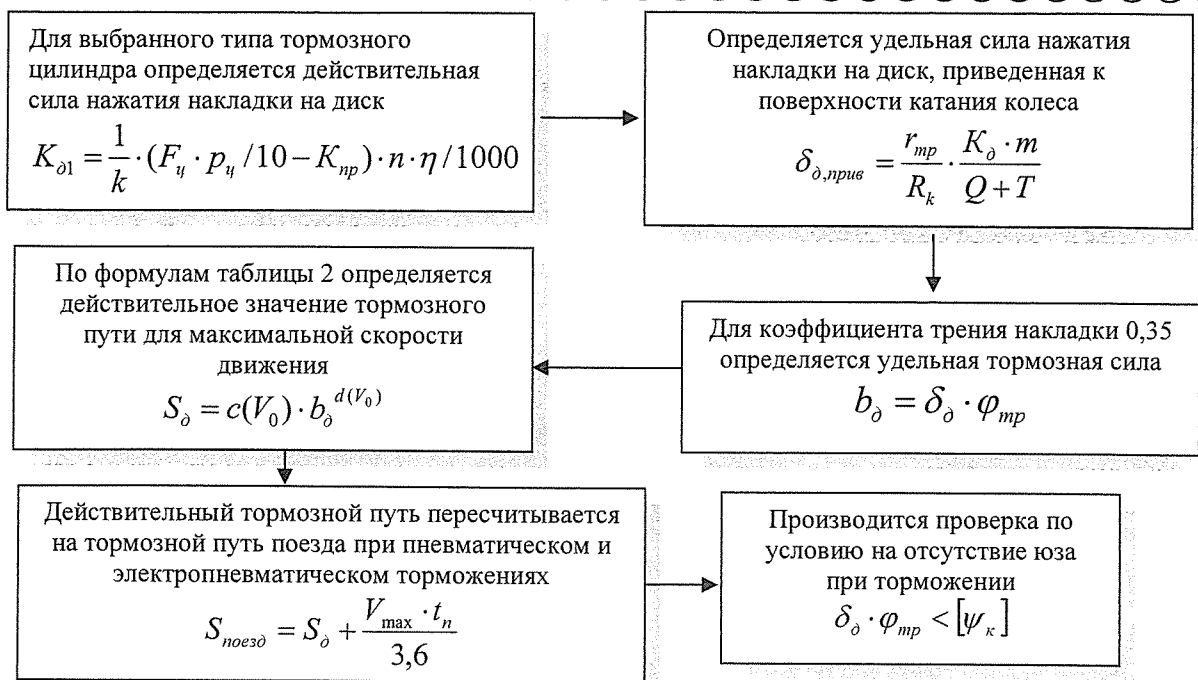


Рис. 4. Алгоритм расчета дискового тормоза пассажирского вагона.

В качестве примера использования указанного алгоритма рассматривается пассажирский вагон с дисковым тормозом, исходные данные для расчета приведены в таблице 4. Последовательность и результаты расчета приведена в таблицах 5 и 6.

Таблица 4. Характеристики пассажирского вагона и тормозной системы

Наименование характеристики	Единица измерения	Обозначение	Величина
Конструкционная скорость движения	км/ч	$V_{\text{к}}$	200
Тормозной путь поезда при пневматическом торможении на площадке и конструкционной скорости, не более	м	$S_{\text{к}}$	1600
Вес вагона (тара)	кН (тс)	T	588,6 (60)
Вес вагона при полной вместимости	кН (тс)	$Q + T$	698,47 (71,2)
Диаметр колеса	мм	$R_{\text{к}}$	957
Эффективная площадь тормозного цилиндра (тип 18)	см ²	$F_{\text{ч}}$	112
Усилие возвратной пружины	Н	$K_{\text{пр}}$	630
Передаточное число рычажной передачи	-	n	11,41
КПД рычажной передачи клещевого механизма	-	η	0,97
Число тормозных дисков (три диска на оси)	шт.	$m_{\text{диск}}$	12
Число тормозных накладок, действующих на один диск	шт.	k	2
Общее число тормозных накладок	шт.	m	24
Средний радиус трения	мм	$r_{\text{мп}}$	233
Коэффициент трения накладки	-	$\varphi_{\text{тр}}$	0,35
Расчетное давление в тормозном цилиндре	кПа	$p_{\text{ч}}$	380

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблица 5. Последовательность расчета

Наименование параметра	Единица измерения	Результат расчета
1	2	3
Действительная сила нажатия накладки на диск $K_{\delta 1} = \frac{1}{k} \cdot (F_{\psi} \cdot p_{\psi} / 10 - K_{np}) \cdot n \cdot \eta / 1000$	кН	$K_{\delta 1} = \frac{1}{2} \cdot (112 \cdot 380 / 10 - 630) \cdot 11,41 \cdot 0,97 / 1000 = 20,066$
Удельная сила нажатия накладки на диск, приведенная к поверхности катания колеса $\delta_{\delta, \text{прив}} = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{K_{\delta} \cdot m}{Q + T}$	-	$\delta_{\delta, \text{прив}} = \frac{2 \cdot 233}{957} \cdot \frac{20,066 \cdot 24}{698,47} = 0,3357$
Удельная тормозная сила $b_{\delta} = \delta_{\delta} \cdot \varphi_{mp}$	-	$b_{\delta} = 0,3357 \cdot 0,35 = 0,1175$

Таблица 6. Тормозные пути пассажирского поезда на площадке при пневматическом торможении

Скорость, км/ч	Единица измерения	Тормозной путь
120 км/ч	м	$S_{\text{поезд}} = 61,8613 \cdot 0,1175^{0,9723} + \frac{120 \cdot 4}{3,6} = 629$
140 км/ч	м	$S_{\text{поезд}} = 84,6371 \cdot 0,1175_0^{0,9675} + \frac{140 \cdot 4}{3,6} = 827$
160 км/ч	м	$S_{\text{поезд}} = 111,1705 \cdot 0,1175^{0,9622} + \frac{160 \cdot 4}{3,6} = 1050$
180 км/ч	м	$S_{\text{поезд}} = 141,5541 \cdot 0,1175^{0,9565} + \frac{180 \cdot 4}{3,6} = 1297$
200 км/ч	м	$S_{\text{поезд}} = 175,8835 \cdot 0,1175^{0,9503} + \frac{200 \cdot 4}{3,6} = 1568$
Тормозные пути, полученные по формуле $S_T = \frac{V_0 \cdot t_{\text{II}}}{3,6} + \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{b_T + \omega_{\text{ок}} + i_c}$		
120 км/ч	м	630
140 км/ч	м	829
160 км/ч	м	1053
180 км/ч	м	1297
200 км/ч	м	1568

Среднее замедление пассажирского поезда определяется интегрированием уравнения замедления (рис. 5), определяется по формуле [4]:

$$\bar{a} = \frac{1}{t_{\text{торм}}} \int_0^{t_{\text{торм}}} (k_1 \cdot t^2 + k_2 \cdot t + k_3) dt, \quad (4)$$

где, $k_i (i = 1, 2, 3)$ – коэффициенты уравнения (рис.5);

$t_{\text{торм}}$ - полное время торможения, с.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

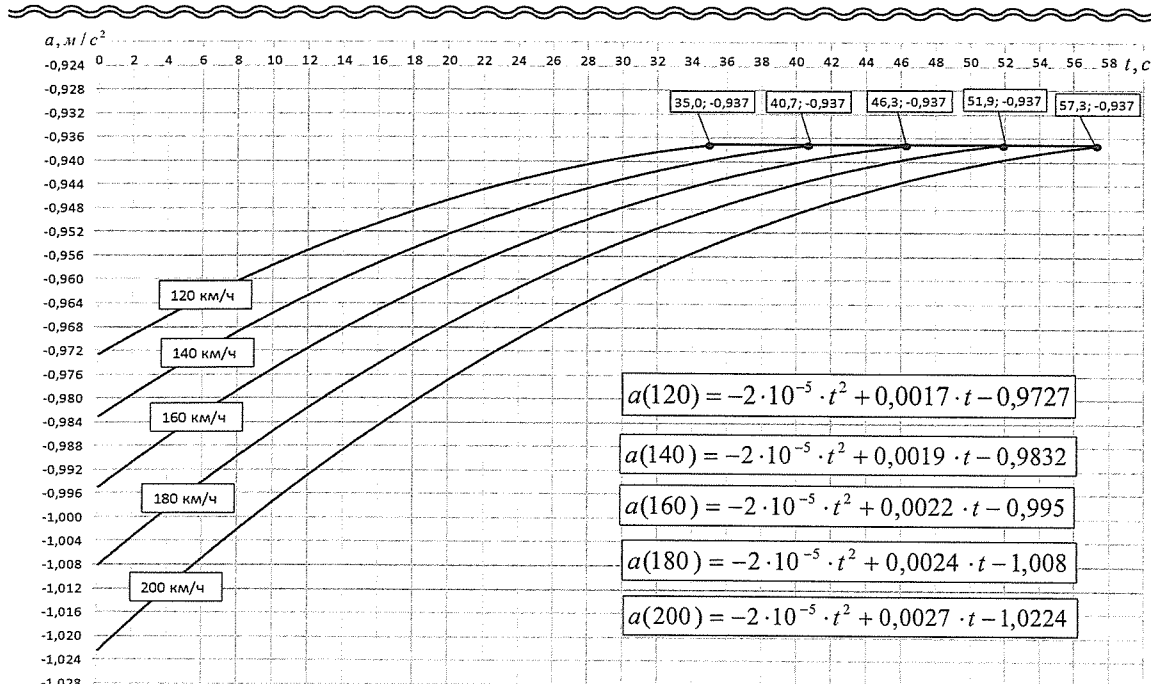


Рис. 5. Графіки згальовування пасажирського поезда.

Алгоритм розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона фірми «Knorr-Bremse» в значительній ступені відрізняється від розрахунків, прийнятих в країнах СНГ. Для ілюстрації розрахунку по методикі «Knorr-Bremse» прийняті вихідні дані попереднього розрахунку (см. табл. 4). Розрахунок приведений в таблиці 7.

Таблиця 7. Розрахунок пасажирського вагона по методикі фірми «Knorr-Bremse»

Найменування	Єдиниця вимірювання	Обозначення («Knorr-Bremse»)	Результат
1	2	3	4
Тип - пасажирський			
Маса порожнього вагона	кг	m	60000
Маса вагона при повній загрузці	кг	m	71200
Врацщаюча маса (5 % від маси тары)	кг	m_r	3009,00
Число гальмівних циліндрів	шт	n_z	12,00
Число гальмівних дисків	шт	n_s	12,00
Параметри гальмівного циліндра			
Ефективна площа поршня гальмівного циліндра	см ²	A_k	112,00
Усилення відпусної пружини	Н	F_G	630
КПД гальмівного циліндра	-	η_G	0,97
Давлення в гальмівному циліндрі (гружений)	вар	p_c	380,00
Передаточне відношення рычажної передачі	-	\ddot{u}_G	11,41
Діаметр колеса (нове)	мм	RR_n	957
Середній радіус тріння	мм	r_m	233

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4
Поверхность трения тормозных накладок	см ²	A_B	400
Количество колесных пар	шт	n_r	4
Общая масса вращающаяся относительно колеса	кг	$w = m + m_r$	74209,00
Коэффициент трения накладки	-	μ_B	0,35
Максимальная скорость	км/ч	v	200,00
Тормозной путь при пневматическом торможении	м	s	1600,00
Время свободного движения от начала приведения тормоза в действие	с	t_0	0,00
Время наполнения до 95 % от номинального давления	с	t_1	4
Усилие на штоке тормозного цилиндра	Н	$F_z = p_c \cdot A_k \cdot 10 - F_G$	3626,00
Сила нажатия накладок на один диск	Н	$F_b = F_z \cdot \ddot{u}_G \cdot \eta_G$	40131,48
Суммарная сила нажатия накладок	Н	$F_B = n_z \cdot F_b$	481577,76
Удельное давление нажатия накладки на диск	Н/см ²	$p_B = \frac{F_B}{2 \cdot n_s \cdot A_B}$	50,16
Суммарная сила нажатия накладок, приведенная к поверхности катания колеса	Н	$F_{Br} = F_B \frac{2 \cdot r_m}{d_L}$	234498,68
Сила нажатия, приведенная к поверхности катания колеса	Н	$F_{Br,R} = \frac{F_{Br}}{n_R}$	58624,67
Тормозная масса (действительный тормозной коэффициент) без учета вращающихся масс	-	$A = \frac{F_{Br}}{m \cdot g} \cdot 100\%$	33,57% (0,3357)
Тормозная масса (действительный тормозной коэффициент) с учетом вращающихся масс	-	$A_r = \frac{F_{Br}}{w \cdot g} \cdot 100\%$	31,60% (0,316)
Реализуемое сцепление колеса с рельсом	-	$\mu_H = \frac{\mu_B \cdot F_{Br}}{w \cdot g}$	0,113
Сила замедления при действии пневматического тормоза на площадке		$F_{V,D} = \mu_B \cdot F_{Br}$	82074,538
Замедление на единицу массы вагона (удельная сила замедления)		$b_D = \frac{F_{V,D}}{w_G}$	1,106
Замедление на спуске		$b_S = \frac{-i_s}{1.000} \cdot g$	0
Общее замедление на спуске		$b = b_D + b_S$	1,106
Тормозной путь при пневматическом торможении на площадке		$S = \frac{v^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot b} + \frac{v \cdot (2 \cdot t_0 + t_1)}{3,6 \cdot 2}$	
120 км/ч	м		569,0
140 км/ч	м		761,5
160 км/ч	м		981,9

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Конец таблицы 7

1	2	3	4
180 км/ч	м		1230,2
200 км/ч	м		1506,4
Среднее замедление	$b_m = \frac{v^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot S}$		
120 км/ч	м/с ²		0,976
140 км/ч	м/с ²		0,993
160 км/ч	м/с ²		1,006
180 км/ч	м/с ²		1,016
200 км/ч	м/с ²		1,024

Сравнительный анализ методик расчетов тормозной эффективности пассажирского вагона с дисковым тормозом показал (табл. 8):

1. Различие в величинах тормозных путей обусловлено принципиально разными алгоритмами определения тормозного пути пассажирского поезда;

2. Тормозной путь в предлагаемой методике определяется путем интегрирования дифференциального уравнения движения, а по методике «Knorr-Bremse» - по начальной скорости и замедлению вагона. Кроме того, в типовой методике учитывается замедление поезда при действии удельной замедляющей силы и основного удельного сопротивления движению поезда, а в методике «Knorr-Bremse» дополнительное сопротивление учитывается вращающимися массами, которые складываются с массой вагона.

Таблица 8. Сравнительный анализ результатов расчетных исследований

Наименование	Типовой расчет	Расчет по методике «Knorr-Bremse»	Различие, %
Тормозной путь пассажирского поезда при пневматическом торможении на площадке			
120 км/ч	629	569,0	9,54%
140 км/ч	827	761,5	7,92%
160 км/ч	1050	981,9	6,49%
180 км/ч	1297	1230,2	5,15%
200 км/ч	1568	1506,4	3,93%
Удельная сила нажатия накладки на диск, приведенная к поверхности катания колеса	0,3357	-	Совпадают
Тормозная масса без учета вращающихся масс		33,57%	
Удельная тормозная сила	0,1175		3,83% (совпадают без учета вращающихся масс)
Реализуемое сцепление колеса с рельсом		0,113	
Среднее замедление			
120 км/ч	-0,951	-0,976	2,63%
140 км/ч	-0,956	-0,993	3,87%
160 км/ч	-0,958	-1,006	5,01%
180 км/ч	-0,964	-1,016	5,39%
200 км/ч	-0,967	-1,024	5,89%

Как правило в техническом задании на проектирование пассажирского вагона указывается величина тормозного пути, а также максимальная скорость движения. При этом возникает необходимость выбора таких параметров тормозного блока, которые обеспечивают тормозную эффективность, заданную техническим заданием.

Для решения поставленной задачи был разработан алгоритм, представленный на рис. 6, согласно которому выбор эффективной площади поршня тормозного цилиндра производится по условию предельного максимального тормозного пути пассажирского поезда на площадке при пневматическом торможении.

Реализации алгоритма приведена в таблице 9 для пассажирского поезда, тормозной путь которого не должен превышать 1600 м на площадке при пневматическом торможении при скорости в начале торможения 200 км/ч. Характеристики вагона приняты аналогичные предыдущим расчетам (см. табл. 4).

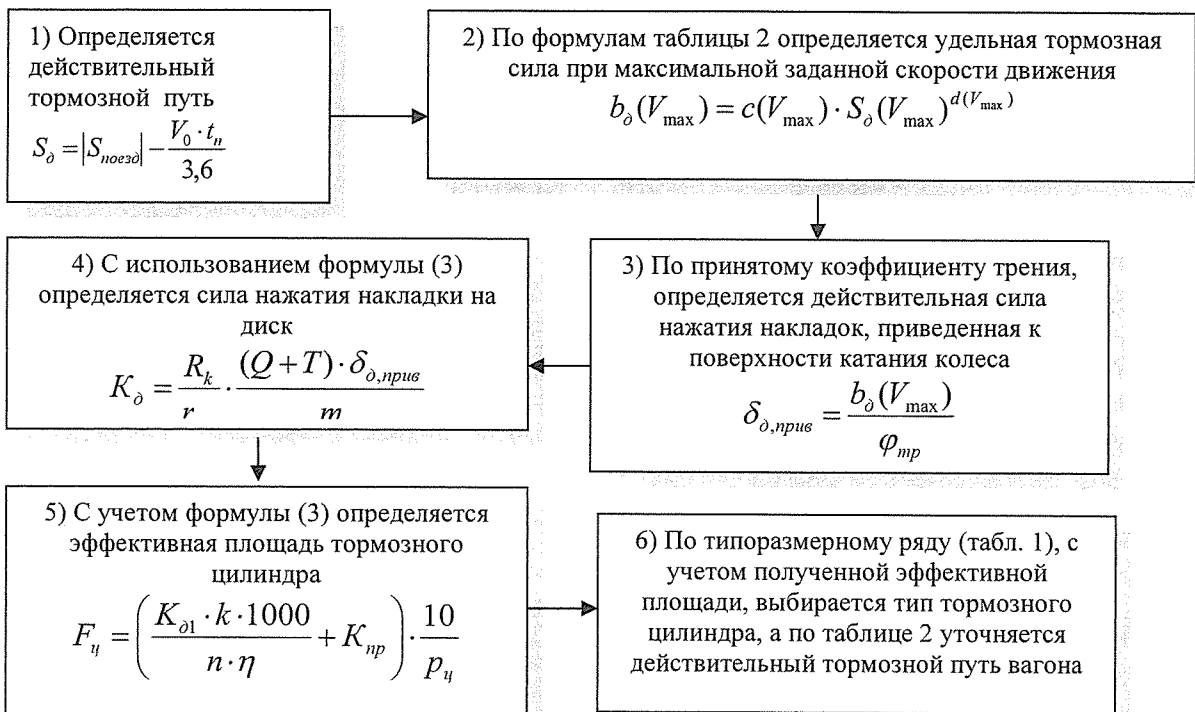


Рисунок 7. Алгоритм определения параметров клещевого механизма по заданному значению тормозному пути пассажирского поезда при максимальной скорости в начале торможения.

Таблица 9. Последовательность расчета по выбору клещевого механизма

Наименование параметра	Единица измерения	Результата расчета
1	2	3
Действительный тормозной путь вагона $S_d = [S] - \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6}$	М	$S_d = 1600 - \frac{200 \cdot 4}{3,6} = 1378$
Удельная сила нажатия накладки на диск, приведенная к поверхности катания колеса при скорости 200 км/ч $b_d = 230,2766 \cdot S_d^{-1,0522}$	-	$b_d = 230,2766 \cdot 1378^{-1,0522} = 0,1146$

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Конец таблицы 9

1	2	3
<p>Кoeffициент действительной силы нажатия накладок, приведенный к поверхности катания колеса</p> $\delta_{\delta,прив} = \frac{b_{\delta}(V_{max})}{\varphi_{mp}}$	-	$\delta_{\delta,прив} = \frac{0,1146}{0,35} = 0,3274$
<p>Сила нажатия накладки на диск</p> $K_{\delta 1} = \frac{R_k}{r_{mp}} \cdot \frac{(Q+T) \cdot \delta_{\delta,прив}}{m}$	кН	$K_{\delta 1} = \frac{957}{2 \cdot 233} \cdot \frac{698,47 \cdot 0,3274}{24} = 19,57$
<p>Эффективная площадь тормозного цилиндра</p> $F_{\eta} = \left(\frac{K_{\delta 1} \cdot k \cdot 1000}{n \cdot \eta} + K_{np} \right) \cdot \frac{10}{P_{\eta}}$	см ²	$F_{\eta} = \left(\frac{19,57 \cdot 2 \cdot 1000}{11,41 \cdot 0,97} + 630 \right) \cdot \frac{10}{380} = 109,64$
<p>По таблице 1 выбирается ближайшая большая эффективная площадь тормозного цилиндра</p>	см ²	<p>Принимается тип 18 тормозного цилиндра с эффективной площадью 112</p>
<p>Для принятого типа тормозного цилиндра производится типовый расчет тормозной эффективности пассажирского поезда по таблицам 5 и 6</p>		

Выводы

Предложенная методика расчетных исследований, базирующаяся на компьютерном моделировании позволяет выполнять расчетные исследования с использованием универсальных формул, а также осуществлять выбор параметров клещевого механизма обеспечивающих заданную техническим заданием тормозную эффективность пассажирских вагонов с дисковым тормозом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сафронов О.М. Підвищення гальмівної ефективності пасажирських вагонів шляхом удосконалення процесів функціонування дискових гальм : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Сафронов Олександр Михайлович ; Держ. екон.-технол. ун-т трансп., ДП "Укр. НДІ вагонобудування". - К., 2010. - 203 арк.
2. «Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) - ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996 г. ;
3. В.Г. Иноземцев. Нормы и методы расчета автотормозов / Иноземцев В.Г., Гребенюк П.Т. – И-во «Транспорт», Москва, 1971 г., 57 с.;
4. П.Т. Гребенюк. Правила тормозных расчетов / Гребенюк П.Т.– М.: Интекст, 2004 г. - 114 с.