

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОТЕЛЕЖЕЧНОГО ТОРМОЖЕНИЯ И НОВОЙ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАВНОМЕРНОГО ИЗНОСА ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ



Д.Г. Евсеев



Е.А. Коченов

В статье освещаются эффективные меры решения актуальных проблем, связанных с тормозной рычажной передачей грузового вагона, а именно целесообразный переход на потележечное торможение и внедрение новой системы равномерного износа путем внесения изменений в конструкцию вертикального рычага тормозной рычажной передачи.

Ключевые слова: грузовый вагон, тормозная система, тормозная рычажная передача, потележечное торможение, тормозные колодки

EDN: OJJSKG

Торможение вагонов, перевозящих грузы, осуществляется с помощью передачи, состоящей из рычагов. Ее главная задача — направление возникающего в цилиндре усилия к колодкам с целью их прижатия к поверхностям трения колесных пар.

На эффективность торможения также оказывает влияние качество ее взаимного воздействия с другими компонентами данной системы. Тормоза, которые работают с нарушениями, могут привести к падению давления в тормозной системе, что снизит эффективность торможения.

Целью данной статьи является повышение качества работы рычажной передачи грузовых вагонов. Для достижения данного результата необходимо улучшить распределение тормозного усилия между колесами вагона, повысить равномерность прижатия колодок, а также уменьшить вероятность блокировки колес.

Классической причиной отказа оборудования, участвующего в процессе торможения, являются непо-

ладки передаточной системы рычагов. За 1 квартал 2016 года на железных дорогах России допущено 227 случаев отказа такого оборудования [3].

Причинами отказов рычажной передачи (рис. 1) являются обрыв тормозной тяги, неправильная регулировка тормозной рычажной передачи (ТРП) и прочие неисправности.

Источником риска для выхода из строя деталей является некачественно проведенный ремонт или несовершенство технологии, по которой данный ремонт производился.

Помимо некачественно проведенного ремонта, тормозная рычажная передача имеет следующие слабые места:

1. Большое количество подвижных элементов системы в виде рычагов, подвесок и тяг и высокая сложность их регулировки.

2. Малая эффективность системы равномерного износа колодок.

Евсеев Дмитрий Геннадьевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава» Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ)), Заслуженный деятель науки РФ. Область научных интересов: транспортное машиностроение, технология производства и ремонта подвижного состава. Автор более 250 научных работ, в том числе трех учебников, пяти монографий. Имеет более 40 патентов и авторских свидетельств на изобретения.

Коченов Егор Александрович, аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава» Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: повышение эффективности тормозной системы грузовых вагонов. Автор трех научных работ.



Рис. 1. Причины отказов тормозной рычажной передачи [3]

Вариантом улучшения данной конструкции может служить переход на потележечное торможение, представляющее собой включение тормозных цилиндров, смонтированных на колесных парах, со встроенным устройством, которое, в свою очередь, будет контролировать и фиксировать значение выхода штока (рис. 2).

Усматривается положительная вероятность отказа от устройств автоматического действия путем внедрения указанных цилиндров, что может привести к качественным положительным изменениям. Ко всему перечисленному можно добавить, что станет доступной возможность упрощения настройки системы рычагов, из-за чего отпадет необходимость постоянного инспектирования размера «А» между регулятором передачи и упором регулятора.

Для более глубокого анализа работы тормозной рычажной передачи, применяемой при потележечном торможении, необходимо рассмотреть ее с помощью математической модели, которая описывает усилия, затрачиваемые на рычаги системы, способной обеспечить эффективное торможение.

Рассматриваемая кинематическая модель тормозной системы является моделью первого уровня.

Количество свобод механизма можно установить по следующей формуле:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4, \quad (1)$$

где n — количество звеньев, участвующих в движении;

P_5 — количество пар 5 класса; P_4 — количество пар 4 класса.

Анализируя рис. 3, можно сказать, что система включает в себя четыре подвижных компонента, пять кинематических соединений и одно соединение 4 класса.

Исходя из рис. 3, можно сделать вывод, что механизм состоит из четырех подвижных звеньев, пяти кинематических пар 5 класса и одной пары 4 класса. Таким образом, $W=1$.

Для анализа на предмет кинематики был использован метод замкнутых контуров. Путем преобразования контура O, A, B, C, D в векторное уравнение, получим:

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 + \bar{l}_4 = \bar{X}_E, \quad (2)$$

где $\bar{l}_1$ — расстояние AB , $\bar{l}_2$ — расстояние BC , $\bar{l}_3$ — расстояние CD , $\bar{l}_4$ — расстояние DF , $\bar{X}_E$ — координата зазора между колесом и колодкой.

Спроецировав уравнение векторов на оси X и Y , получим:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 + l_3 \cdot \cos \varphi_2 + l_4 = X_E; \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_3 \cdot \sin \varphi_2 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Из уравнения (3) получено:

$$\sin \varphi_2 = -\frac{l_1 \cdot \sin \varphi_1}{l_3}. \quad (4)$$

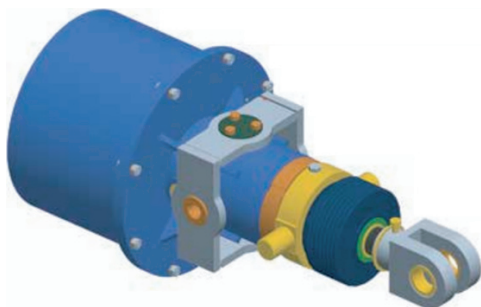


Рис. 2. Пример цилиндра со встроенной регуляцией [4]

В соответствии с рис. 3, возможно установить, что вектор l_3 расположен в I четверти, поэтому он имеет положительное значение.

Величина X_E может быть получена из уравнения (3):

$$X_E = l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_3 \cdot \cos \varphi_2 + l_2 + l_4. \quad (5)$$

Получаем следующее уравнение:

$$\cos \varphi_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_2}. \quad (6)$$

Подстановкой в полученное выражение (6) значения $\sin \varphi_2$, можно получить следующее выражение:

$$X_E = l_2 + l_4 + l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_3 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{l_1 \cdot \sin \varphi_1}{l_3}\right)^2}. \quad (7)$$

Для установления аналога скорости $U_{d\varphi_2}$ позиции 5 (рис. 3) необходимо продифференцировать уравнение (3) относительно координаты φ_2 .

$$-l_1 \cdot \sin \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} \cdot \sin \varphi_1 - l_3 \cdot \sin \varphi_2 \cdot d\varphi_2 = \frac{dX_E}{d\varphi_2}, \quad (8)$$

$$l_1 \cdot \sin \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} \cdot \cos \varphi_1 + l_3 \cdot \cos \varphi_2 \cdot d\varphi_2 = 0, \quad (9)$$

где $\sin \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \omega \cdot \varphi_2 = i_{12}$ — аналог угловой скорости;

$$\frac{dX_E}{d\varphi_2} = U_{E\varphi} \text{ — аналог скорости точки } E.$$

Применяя формулу (9) можно вычислить угловую скорость позиции 1 (рис.3).

$$i_{12} = -\frac{l_3 \cdot \cos \varphi_2}{l_1 \cdot \cos \varphi_1}. \quad (10)$$

Установить значение $U_{E\varphi}$ можно способом подстановки величины i_{12} :

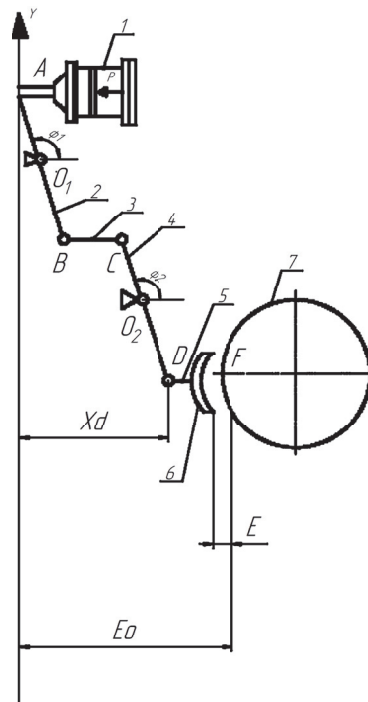


Рис. 3. Схема передаточного механизма рычажной передачи: X_d — позиция колодки в пространстве; E_o — исходное состояние; E — расстояние между колесом и тормозной колодкой; O_1, O_2 — база; φ_1, φ_2 — угол поворота; 1 — тормозной цилиндр, 2...5 — рычаги, 6 — тормозная колодка, 7 — колесо

$$U_{E\varphi} = \frac{l_3 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos \varphi_1}. \quad (11)$$

Значения аналогов углового ускорения позиции 1 (рис.3) и ускорения позиции 4 (рис.3) можно определить, взяв производные уравнений (8) и (9) по координате φ_2 .

$$\begin{cases} -l_1 \cdot \cos \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} \cdot \sin \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} \cdot \cos \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} \times \\ \times \sin \varphi_1 - l_3 \cdot \cos \varphi_2 \cdot d\varphi_2 = a_{E\varphi}; \\ -l_1 \cdot \sin \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} \times \\ \times \sin \varphi_1 - l_3 \cdot \sin \varphi_2 \cdot d\varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (12)$$

где $\frac{d^2\varphi_1}{d\varphi_2^2} = \frac{di_{12}}{d\varphi_2} = \varepsilon_{E\varphi}$ — аналог углового ускорения позиции 1 (рис.3);

$$a_{E\varphi_2} = \frac{dU_{E\varphi}}{d\varphi_2} \text{ — аналог ускорения позиции 4 (рис.3).}$$

Из уравнения (12) имеется возможность определить аналог углового ускорения $\varepsilon_{E\varphi_{12}}$:

$$\varepsilon_{E\varphi_{12}} = \frac{l_1 \cdot \frac{d^2 i_{12}}{d\varphi_2} \cdot \sin \varphi_1 - l_3 \cdot \cos \varphi_2 \cdot d\varphi_2}{l_1 \cdot \cos \varphi_1} \quad (13)$$

При подстановке аналогового углового ускорения $\varepsilon_{E\varphi_{12}}$ в выражение (12) есть возможность найти аналоговое значение ускорения $a_{E\varphi_2}$:

$$a_{E\varphi_2} = - \frac{l_1 \cdot \frac{d i_{12}}{d\varphi_2} + l_3 \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2)}{l_1 \cdot \cos \varphi_1} \quad (14)$$

Действительные скорости U_E , ω_2 и ускорения a_E и ε_2 равны

$$U_E = \omega_1 \cdot U_{C\varphi_2}; \quad \omega_2 = \omega_1 \cdot i_{12};$$

$$a_E = \omega_1^2 \cdot a_{C\varphi_2} + E_2 \cdot a_{E\varphi_2};$$

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \cdot i_{12}^1 + E_1 \cdot i_{12},$$

где ω_1 и ε_1 — соответственно исходная угловая скорость и ускорение позиции 1 (рис. 3).

Значение перемещения позиции 4 (рис. 3) наиболее рационально измерять от крайней правой точки механизма, когда точка E находится в позиции E_0 .

Исходя из этого, значение перемещения будет равно:

$$X = OE_0 - X_E = OE_0 - l_2 - l_4 - l_1 \cos \varphi_1 + l_3 \sqrt{1 - \frac{l_1^2 \cdot \sin^2 \varphi_1}{i_3^2}} \quad (15)$$

Необходимо определить давление колодки на поверхность катания колеса.

Давление P_T возможно отобразить в формате следующего уравнения:

$$P_T = P \cdot i_{12}, \quad (16)$$

где P — усилие цилиндра, участвующего в торможении, кН:

$$P = p \cdot F_{\text{ц}},$$

где p — воздушное давление, создаваемое в цилиндре КПа;

$$F_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} — \text{поперечное сечение цилиндра, м}^2.$$

Подстановкой i_{12} из (10) имеется возможность установить следующее:

$$P_T = p \cdot \frac{l_3 \cdot \cos \varphi_2}{l_1 \cdot \cos \varphi_1} \quad (17)$$

Силу торможения можно определить по формуле:

$$F_T = \varphi_{\text{кр}} \cdot P_T = \varphi_{\text{кр}} \cdot p \cdot \frac{l_3 \cdot \cos \varphi_2}{l_1 \cdot \cos \varphi_1} \quad (18)$$

Коэффициент трения и давление колодок оказывают непосредственное влияние на скорость (рис. 4) [12]:

• колодка, состоящая из чугуна:

$$\varphi_{\text{кр}} = 0,5 \cdot \frac{1,6 \cdot K + 100}{5,2 \cdot K + 100} \cdot \frac{v + 100}{5 \cdot v + 100}; \quad (19)$$

• колодка композиционного состава:

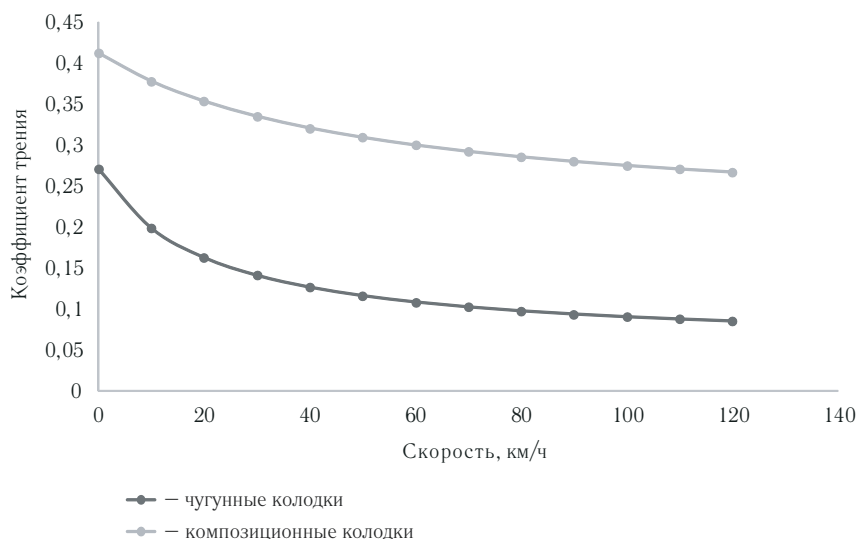


Рис. 4. Наглядное отображение взаимодействия трения и скорости движения

$$\varphi_{кр} = 0,44 \cdot \frac{0,1 \cdot K + 100}{0,4 \cdot K + 100} \cdot \frac{v + 100}{2 \cdot v + 100}; \quad (20)$$

Существует определенная корреляция между силой, с которой колодка оказывает влияние, направленное к колесу, и это воздействие может быть выражено следующим образом:

$$p = \frac{K}{S_K}, \quad (21)$$

где K — значение воздействия на элемент тормозной системы (колодка), кН (колодки, состоящие из совокупности пластичной основы и наполнителя (иначе,

композиционные), имеют значение $K=23$, а колодки, состоящие из чугуна — $K=37$) [2];

S_K — площадь колодки, m^2 .

Из уравнения (18) можно осуществить подсчет усилия затормаживания для колодок композиционного состава и чугунового состава. Ряд 1 ($l_1 = 600$ мм, $v = 60$ км/ч, l_3 — от 500 до 680 мм. Ряд 2 ($l_3 = 600$ мм, $v = 60$ км/ч, l_1 — от 500 до 680 мм) (рис. 5,6).

Необходимо осуществить перерасчет геометрических параметров плеч рычагов тормозной рычажной передачи, что, в свою очередь, приведет к равномерному распределению износа колодок, увеличению

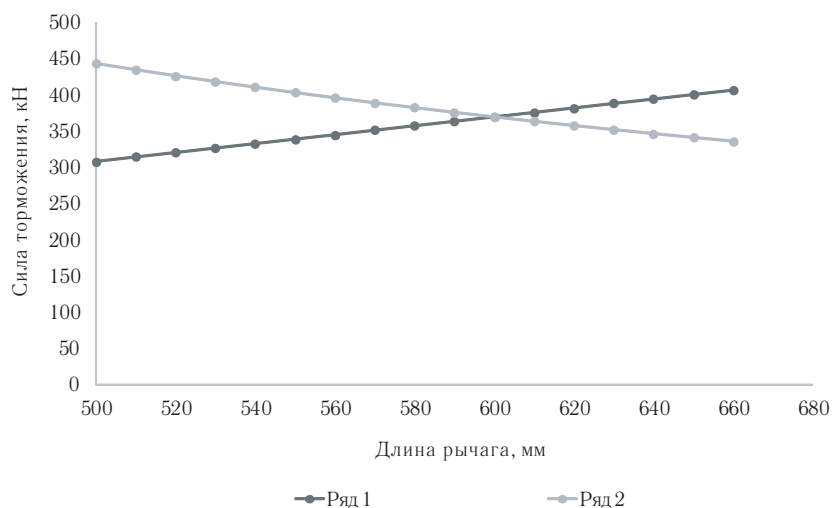


Рис. 5. Влияние длины рычагов на силу торможения при использовании композиционных тормозных колодок

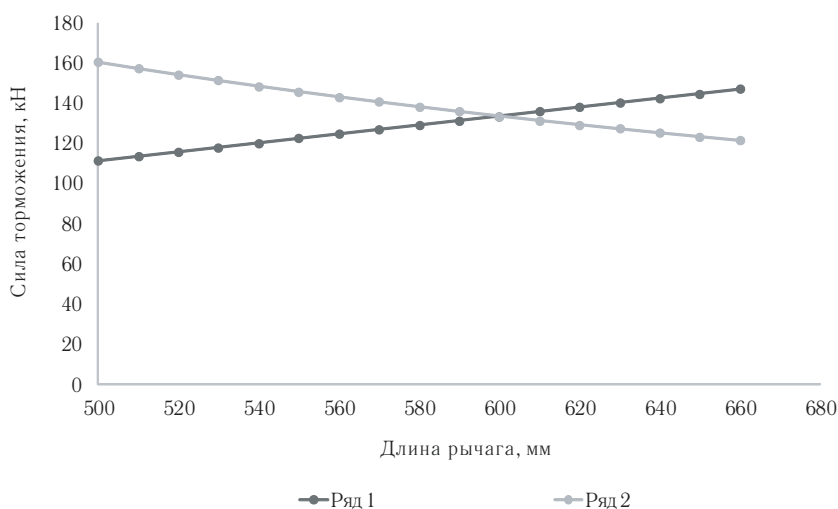


Рис. 6. Взаимосвязь силы торможения с длиной рычагов и чугунными тормозными колодками

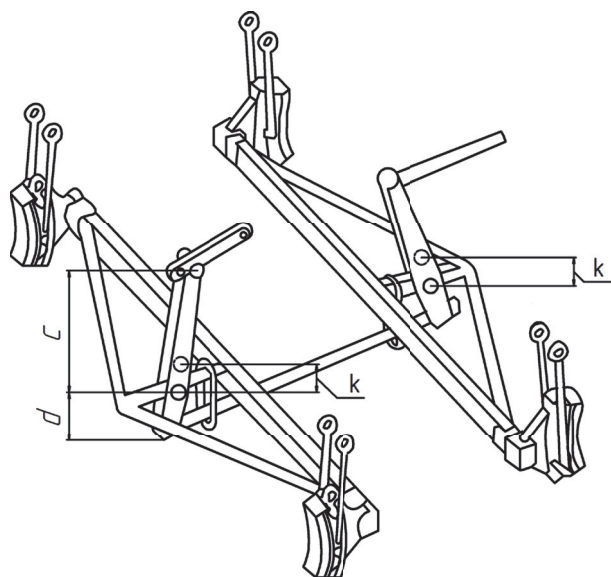


Рис. 7. Предполагаемые изменения в конструкции тормозной рычажной передачи

срока службы колодок и достижению более эффективного торможения.

Новая система равномерного износа рассматривается как изменение конструкции вертикального рычага путем переноса отверстия под распорку триангеля выше на расстояние k (рис. 7).

Основным принципом данного подхода является смещение центра тяжести триангеля, который при торможении будет равномерно прижимать рабочие поверхности колодок.

Из-за переноса отверстия под распорку подвर्гнется изменению соотношение величин c и d .

Вертикальный рычаг в стандартной комплектации для четырехосных грузовых и рефрижераторных вагонов имеет следующие параметры: $c=400$ мм, $d=160$ мм.

Для определения численного значения передачи рычагов четырехосного полувагона рассмотрим рис. 8.

На рис. 8 показаны шарниры, через которые осуществляется взаимодействие элементов передач. Для определения сил в шарнирах одного узла необходим расчет тормозных передаточных рычагов по типовым значениям, основываясь на материалах из открытых источников [2]. Результаты проведенных математических расчетов отражены на рис. 9.

В результате рассмотрения прошлых наработок предыдущих исследователей, собственных изысканий [1], а также изучения процесса работы тормозной рычажной передачи с помощью математической модели, были сделаны следующие выводы.

Переход на потележечное торможение, а именно установка цилиндра, который включает в себя регулятор выхода штока автоматического действия, размещенного на колесной паре, ощутимо минимизирует элементы системы, находящиеся в постоянном движении, а именно тяги, рычаги и подвески. Данное внедрение улучшит и ускорит настройку систему передач рычагов. Благодаря данным введениям можно будет существенно повысить характеристики подвижного состава, необходимые при его эксплуатации.

Уменьшение количества движущихся рычагов и внедрение новой системы обеспечения равномерного износа тормозных колодок позволит также облегчить обслуживание данной конструкции и улучшить ремонтопригодность за счет минимизации движущихся элементов. 

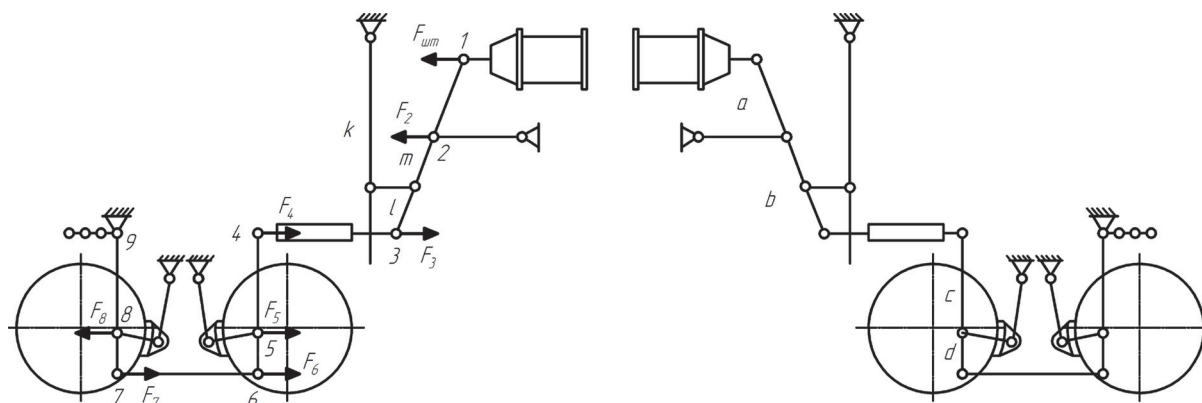


Рис. 8. Схема типовой тормозной рычажной передачи грузового четырехосного вагона с потележечным торможением: 1...9 – точки соединения рычагов тормозной рычажной передачи

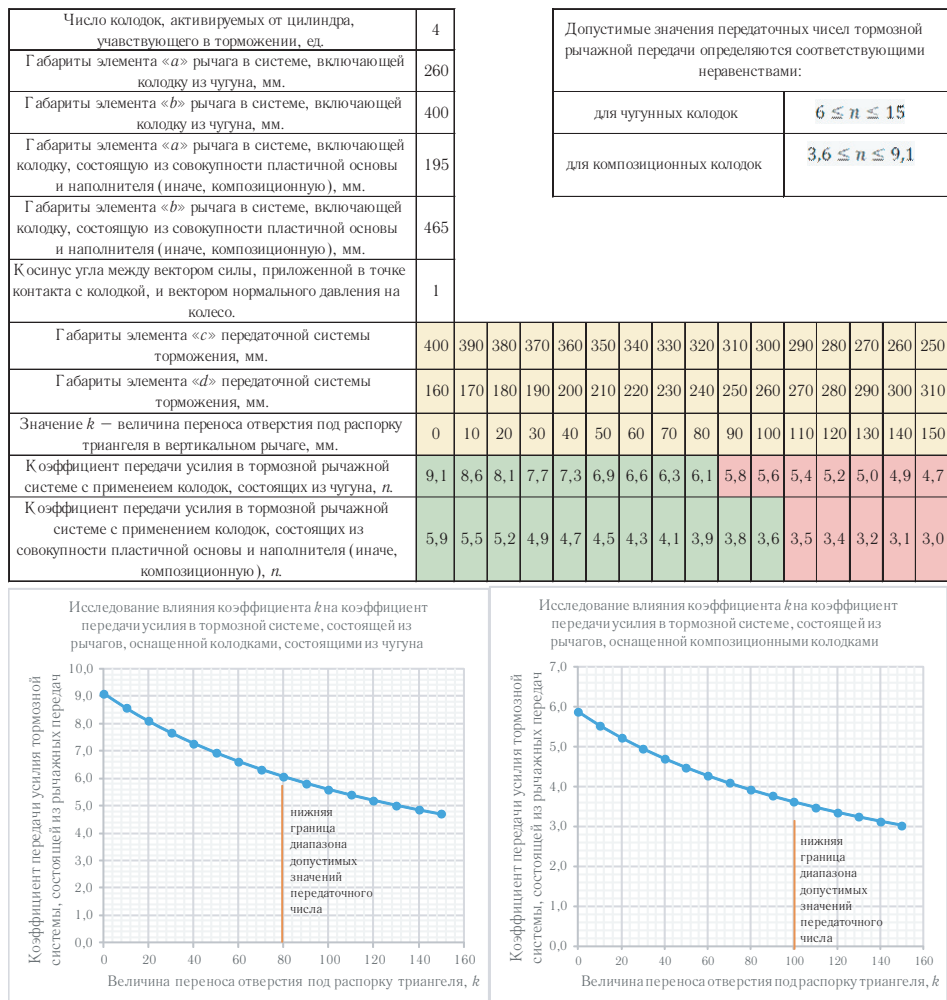


Рис. 9. Результаты расчетов тормозной рычажной передачи

Литература

1. Евсеев, Д. Г. Оценка эффективности работы тормозных колодок грузовых вагонов / Д. Г. Евсеев, Е. А. Коченов. - Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. - 2024. - № 1. - С. 31-33.
2. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов : учебное пособие для вузов железнодорожного транспорта / П. С. Анисимов, В. А. Юдин, А. Н. Шамаков, С. Н. Коржин. - Москва : Маршрут, 2005. - 248 с. - Текст : непосредственный.
3. Шамонова, Н. И. Анализ неисправностей тормозного оборудования вагонов / Н. И. Шамонова. - Текст : электронный // Молодой ученый. - 2017. - № 15 (149). - С. 91-95. - URL: <https://moluch.ru/archive/149/41819/> (дата обращения: 14.11.2024).
4. Сипягин, Е. С. Новые подходы к проектированию инновационных тормозных систем грузовых вагонов / Е. С. Сипягин, С. С. Старостин. - Текст : непосредственный // Транспорт Российской Федерации. - 2014. - № 3 (52). - С. 36-39.
5. Гребенюк, П. Т. Правила тормозных расчетов / П. Т. Гребенюк. - Москва : Интекст, 2004. - 112 с. (Труды Всероссийского ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) / М-во путей сообщ. Рос. Федерации). - Текст : непосредственный.
6. Иноземцев, В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава : Вопросы и ответы / В. Г. Иноземцев. - Москва : Транспорт, 1987. - 207 с. - Текст : непосредственный.