

## Транспорт

УДК 629.463.077-592-52

DOI: 10.30987/article\_5d6cbe4307d963.57558922

В.В. Синицын, В.В. Кобищанов

**УЧЕТ УПРУГОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ХОДА ШТОКА В ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЕ  
ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА С ЦИЛИНДРАМИ 670В**

Определен фактический выход штока унифицированной рычажной передачи для тележек двухосных типа 2 и типа 3 (ГОСТ 9246-2013) с расположением цилиндров 670В на тележке. На основании полученного выхода штока найдена максимально возможная толщина тормозной колодки для

применения в эксплуатации. Оценена возможность прохождения крутого затяжного спуска вагоном с разработанной схемой.

**Ключевые слова:** рычажная передача, тормозной цилиндр, упругая составляющая, деформация изгиба, тормозная колодка.

V.V. Sinitsyn, V.V. Kobishchanov

**ACCOUNTING FOR THE ELASTIC COMPONENT OF THE STROKE OF THE ROD  
IN THE BRAKE SYSTEM OF A TRUCK OF A FREIGHT CAR WITH A CYLINDER 670В**

The application of braking systems with the location of the executive mechanism directly upon a bogie is a promising trend in domestic brake production and freight car manufacturing on the whole. In the paper a common circuit of a braking rod leverage with the location of cylinders 670V on the bogie of two-axle type 2 and type 3 (RSS 9246-2013) is considered. The investigation carried out in the work is a continuation of works connected with the updating of a braking system developed earlier.

The aim of the work consists in the definition of cylinder rod outlet limits taking into account elastic deformation of all elements of leverage in accordance with the procedure developed and appraised earlier and also the definition of maximum possible thickness of a brake pad used for this circuit in operation. The rod outlet limits obtained will be standard as system transmission ratio is unified, and an elastic constituent will have minimum deviations from the value obtained and depend upon a specific execution of elements.

In this investigation there is used a 3D brake system model developed thoroughly that allows obtaining an elastic deformation value precise enough. Furthermore, data obtained allow defining a maximum operation outlet of rod of the braking cylinder 670V in the system analyzed during car motion on a long steep slope.

On the basis of the investigations carried out there are defined the limits of rod outlet (35...47mm) for the developed common brake system with cylinders 670V that allows using brake pads of maximum width (65<sup>+5</sup>mm) used in railway freight rolling-stock of the RF. The maximum operation value of rod outlet is obtained during car motion on a steep long slope (63mm) which does not exceed a working stroke of a cylinder (100mm).

**Key words:** leverage, braking cylinder, elastic constituent, bending deformation, brake pad.

**Введение**

В работе [1] был предложен вариант унифицированной схемы рычажной передачи для тележек двухосных типа 2 и типа 3 (ГОСТ 9246-2013) с расположением цилиндров 670В на тележке (рис. 1). Максимальная толщина композиционных колодок для такой схемы составляет 73 мм. Расчет толщины колодки является приближенным, поскольку не учитывает упругую составляющую выхода штока.

Определим фактический выход штока согласно методике [2] и возможную

толщину колодок, учитывая размеры и параметры всех конструктивных элементов рычажной передачи. При унификации передаточного отношения и рычажной передачи для вагонов с осевой нагрузкой 23,5 и 25 тс расчетный выход штока также будет постоянным. Для этого сопоставим сочетание максимального усилия на штоке при наибольшем передаточном отношении рычажной передачи и минимального усилия на штоке при наименьшем передаточном отношении.

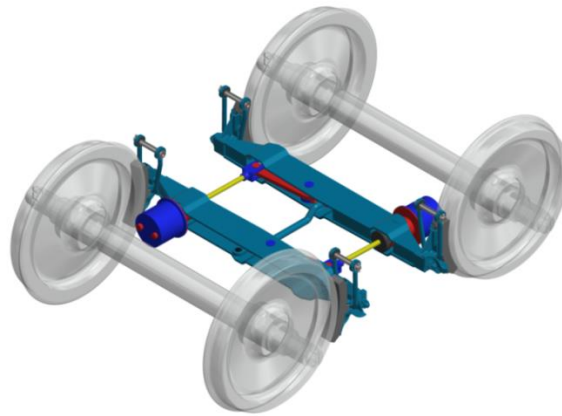


Рис. 1. Унифицированная рычажная передача грузовых четырехосных вагонов

### Определение диапазона выхода штока тормозного цилиндра и максимальной толщины тормозной колодки в эксплуатации с учетом упругой деформации рычажной системы

Исходные данные к расчетной схеме на рис. 2:  $a, b$  - плечи рычага;  $F_{\text{расп.}}, J_{\text{расп.}}$  - площадь и момент инерции сечения стержня распорки (стержень диаметром 42 мм);  $l_{\text{расп.}}$  - длина распорки по осям соединения с рычагами;  $e$  - эксцентриситет между линией, вдоль которой приложена нагрузка, и осью стержня в средней части распорки;  $F_{\text{вин.}}$  - площадь сечения винта регулятора тормозного цилиндра;  $l_{\text{вин.}} = l_{\text{нак.}} + l_{\text{вых.}}$  - рабочая длина винта регулятора ( $l_{\text{нак.}}$  - длина наконечника,  $l_{\text{вых.}}$  - выход винта относительно поршня);  $E = 2,1 \cdot 10^2 \text{ кН/мм}^2$ .

В шарнирном соединении цилиндра и тормозной балки, головке штока цилиндра и соединенном со штоком конце рычага запрессованы стальные втулки. Рассмотрен вариант установки втулок КПМ в

шарнирном соединении оси и тормозной балки. В головке рычага, соединенной с распоркой, в средней части рычага, а также в головках распорки запрессованы втулки КПМ.

Для схемы рычажной передачи на рис. 2 с максимальным передаточным отношением  $n_{\text{т max}} = 4,88$  плечи рычага  $a = 371$  мм,  $b = 129$  мм, с минимальным передаточным отношением  $n_{\text{т min}} = 4,82$  -  $a = 369$  мм,  $b = 131$  мм;  $F_{\text{расп.}} = 1385 \text{ мм}^2$ ,  $J_{\text{расп.}} = 152668 \text{ мм}^4$ ,  $l_{\text{расп.}} = 615 \text{ мм}$ ,  $e = 73 \text{ мм}$ ,  $F_{\text{вин.}} = 707 \text{ мм}^2$ ,  $l_{\text{вин.}} = l_{\text{нак.}} + l_{\text{вых.}} = 340 + 245 = 585 \text{ мм}$ .

Максимальное усилие на штоке при полном служебном торможении груженого вагона:

$$P_{\text{шт}} = \left( \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} p_{\text{ц}} \eta_{\text{ц}} - F_1 \right) \eta_{\text{п}}; P_{\text{шт}} = 9,1 \text{ кН (910 кгс)}. \quad (1)$$

Здесь  $d_{\text{ц}} = 203 \text{ мм (20,3 см)}$  - диаметр цилиндра;  $p_{\text{ц}} = 0,34 \text{ МПа (3,4 кгс/см}^2)$  - максимальное значение давления в тормозном цилиндре для груженого вагона при полном служебном торможении;  $\eta_{\text{ц}} = 0,98$  - КПД цилиндра;  $F_1 = 1,2 \text{ кН (120,05 кгс)}$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,95$  - КПД рычажной передачи.

Определим деформации в элементах рычажной передачи с учетом максимального выхода винта регулятора (с дополнительным наконечником). Поскольку шток имеет небольшую длину и значительную жесткость, в расчете его упругую деформацию не учитываем.

1. Деформация винта регулятора В1. Учитывая наличие стальных втулок в го-

ловке штока, для винта определим только деформацию стержня с наконечником.

$$\Delta_{l_{\text{вин.}}} = \frac{P_{\text{шт.}} l_{\text{вин.}}}{EF_{\text{вин.}}}; \Delta_{l_{\text{вин.}}} = l_{\text{шт.}, y.1} = 0,036 \text{ мм.}$$

2. Деформация рычага P1 в средней части:

2.1. Величина деформации в средней части рычага при изгибе:

$$P_1 = 26,17 \text{ кН}; P_2 = 35,27 \text{ кН.}$$

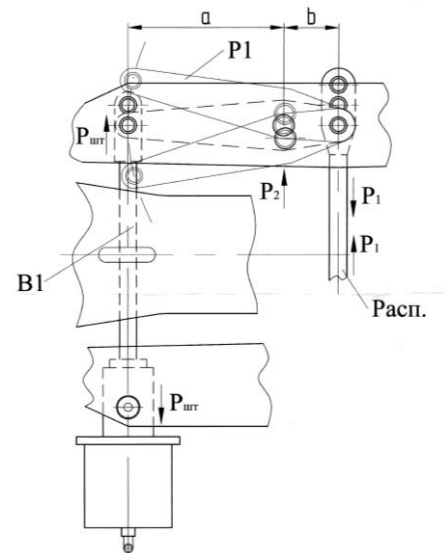


Рис. 2. Схема рычажной передачи (изменение положений тормозных балок при различных положениях рычага не показано)

$$\Delta_{P_{P1}} = \frac{12a^3 R_a \overline{R_a}}{E\delta} \int_0^a \frac{z^2}{h^3 z^3 + h_1^3 a^3} dz + \frac{12b^3 R_b \overline{R_b}}{E\delta} \int_0^b \frac{z^2}{h^3 z^3 + h_2^3 b^3} dz; \Delta_{P_{P1}} = 0,14 \text{ мм.} \quad (2)$$

2.2. Радиальная податливость втулок в рычаге (приведена к средней части). Определим перемещения в средней части рычага  $\Delta_{P_{P1}}$  (в точке приложения силы  $P_2$ ), вызванные податливостью втулок. К втулке КПМ 40,2x24 (рабочая длина  $l_6 = 22,5$  мм) приложена сила  $P_2$ . К двум параллельно работающим втулкам рычага КПМ 30,2x12 приложена сила  $P_1$  (рабочая суммарная длина  $l_6 = 21$  мм). Сила  $P_{\text{шт}}$  приложена к стальной втулке, в связи с чем элемент формулы, связанный с указанной силой, не учитываем.

Для втулок КПМ 40,2:

$$\lambda_6 = 0,166 + \frac{0,13125P}{l_6}. \quad (3)$$

Для втулок КПМ 30,2:

$$\lambda_6 = 0,1656 + \frac{0,17588P}{l_6}; \quad (4)$$

$$\Delta_{P_{P1}} = \lambda_{B(P2)} + \lambda_{B(P1)} \frac{a^2}{(a+b)^2};$$

$$\Delta_{P_{P1}} = 0,581 \text{ мм.} \quad (5)$$

$$\text{Суммарно:} \quad \Delta_{P1} = \Delta_{P_{P1}} + \Delta_{P_{P1}};$$

$$\Delta_{P1} = 0,721 \text{ мм.}$$

Упругая составляющая на штоке:

$$l_{\text{шт.}, y.2} = \Delta_{P1} \frac{a+b}{b}; l_{\text{шт.}, y.2} = 2,79 \text{ мм.}$$

3. Деформация распорки. Учитывается половина общей деформации сжатия и изгиба распорки, а также податливость одной из двух втулок.

3.1. Общая деформация сжатия и изгиба распорки определяется по формуле, приведенной в [3]:

$$\Delta_{l_{\text{расп.}}} = \frac{P_1 l}{2EF_{\text{расп.}}} + \frac{P_1 e^3}{3EJ_{\text{расп.}}} + \frac{P_1 e^2 l}{2EJ_{\text{расп.}}}; \Delta_{l_{\text{расп.}}} = 1,47 \text{ мм.}$$

3.2. Радиальная податливость втулки КПМ 30,2x24 в концевых частях распорки (в приведенном варианте запрессовано по 3 втулки в каждую головку). Рабочая длина втулки  $l_6 = 22,5$  мм.

Податливость втулки распорки в соответствии с формулой (3):

$$\Delta_{P_{\text{в.расп.}}} = \lambda_6; \Delta_{P_{\text{в.расп.}}} = 0,385 \text{ мм.}$$

Суммарно:

$$\Delta_{\text{расп.}} = 0,735 + 0,385 = 1,12 \text{ мм.}$$

Упругая составляющая на штоке от сжатия распорки и податливости втулок:

$$l_{шт.у.3} = \Delta_{расп.} \frac{a}{b}; l_{шт.у.3} = 3,22 \text{ мм.}$$

Упругая составляющая штока без учета деформаций тормозных балок:

$$l_{шт.у} = \sum_{i=1}^n l_{шт.у.i}; l_{шт.у} = 6,05 \text{ мм.}$$

4. Определим деформации изгиба тормозной балки в точках приложения усилий от тормозного цилиндра и рычага, а также радиальную податливость запрессованных в отверстия балки втулок.

4.1. Расчет деформаций изгиба (а также напряжений) производился по методу конечных элементов (МКЭ) и формулам сопротивления материалов. Расчет по МКЭ показал, что в зоне выштамповки в средней части нижнего листа балки возникают значительные напряжения (близкие к допускаемым для выбранной стали) и деформации. Расчет по формулам сопротивления материалов, не учитывающий конфигурацию выштамповки листа, пока-

зал существенно меньший уровень напряжений и деформаций, в связи с чем конструкция балки была пересмотрена (нижний лист выполнен плоским в средней части, укорочен валик соединения распорки и рычага). Были получены результаты расчетов деформаций и напряжений по МКЭ, близкие к результатам расчетов по формулам сопротивления материалов. Результаты расчетов деформаций по МКЭ показаны на рис. 3.

Деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_{шт}$   $\Delta b_{P_{шт}} = 0,28 \text{ мм.}$

Деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_2$   $\Delta b_{P_2} = 0,63 \text{ мм.}$

4.2. Деформации втулок в точке приложения усилия  $P_2$  -  $\Delta b_{в.P_2}$ . В точке приложения усилия  $P_{шт}$  установлены втулки из стали, деформацию втулок не учитываем. Рабочая длина двух параллельно работающих втулок КППМ 40,2x12  $l_6 = 21 \text{ мм.}$

$$\Delta b_{в.P_2} = 0,386 \text{ мм.}$$

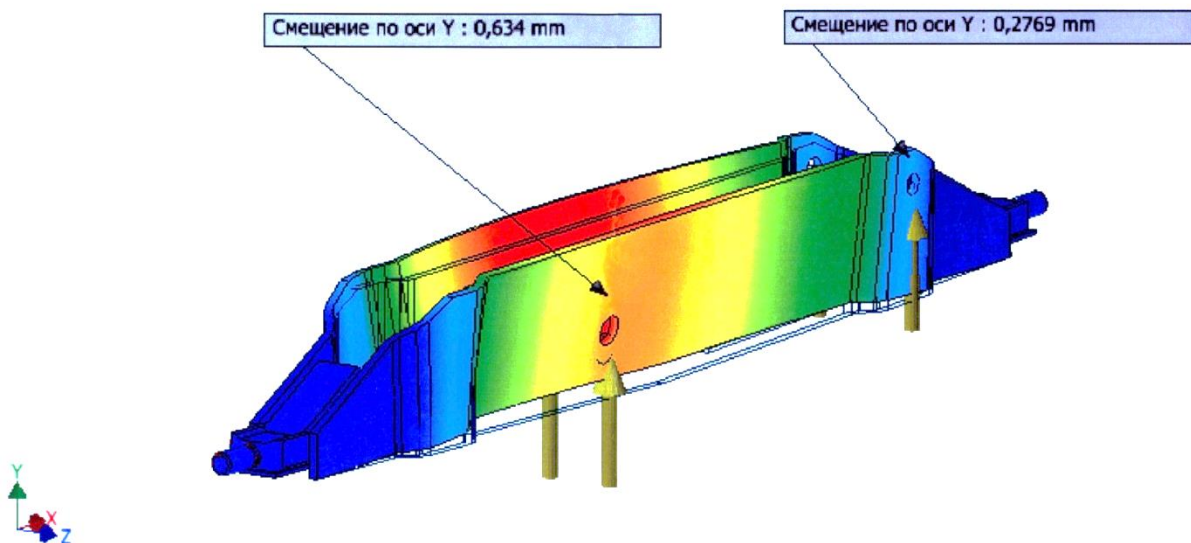


Рис. 3. Схема распределения деформаций в тормозной балке при воздействии максимально возможных тормозных усилий в рычажной передаче

Упругая составляющая выхода штока от деформаций тормозных балок:

$$l_{шт.у.4} = \Delta b_{P_{шт}} + (\Delta b_{P_2} + \Delta b_{в.P_2}) \frac{a+b}{b}; l_{шт.у.4} = 4,2 \text{ мм.}$$

Суммарная упругая составляющая выхода штока рычажной передачи с учетом деформаций тормозных балок:

$$l_{шт.у} = \sum_{i=1}^n l_{шт.у.i}; l_{шт.у} = 10,25 \text{ мм.}$$

Пределы выхода штока при максимальных усилиях и деформациях:

$$l_{шт. \min} = l_{шт. y} + 5n_{т \max}; l_{шт. \min} = 10,25 + 5 \cdot 4,88 = 34,65 \cong 35 \text{ мм};$$

$$l_{шт. \max} = l_{шт. y} + 8n_{т \max}; l_{шт. \max} = 10,25 + 8 \cdot 4,88 = 49,29 \cong 49 \text{ мм},$$

где 5 и 8 - соответственно минимальный и максимальный средние нормативные зазоры между колодкой и колесом  $\delta_k$ . В данном случае рассмотрены пределы выхода штока при максимально возможных величинах усилий (в том числе наибольшем передаточном отношении) и деформаций в рычажной передаче.

Необходимо уточнить значения  $l_{шт.}$  при наименьших усилиях и деформациях. Произведем расчет аналогично приведенному выше. В исходных данных для расчета используем следующие характеристики:  $p_{ц} = 0,3 \text{ МПа}$  ( $3,0 \text{ кгс/см}^2$ ) - минимальное значение давления в тормозном цилиндре для груженого вагона при полном служебном торможении;  $n_{т \min} = 4,82$ ;  $a = 369 \text{ мм}$ ;  $b = 131 \text{ мм}$ . При этом расположение шарнира на тормозной балке не изменится.

Получим согласно формуле (1):  $P_{шт} = 7,9 \text{ кН}$ ;  $P_1 = 22,25 \text{ кН}$ ;  $P_2 = 30,15 \text{ кН}$ .

1. Деформация винта регулятора В1:

$$\Delta_{l_{вин.}} = l_{шт. y.1} = 0,031 \text{ мм.}$$

2. Деформация рычага Р1 в средней части:

2.1. При изгибе рычага, согласно формуле (2),  $\Delta_{P_{P1}} = 0,12 \text{ мм}$ .

2.2. Радиальная податливость втулок по формулам (3-5):  $\Delta_{P_{B_{P1}}} = 0,532 \text{ мм}$ .

Суммарно:  $\Delta_{P1} = \Delta_{P_{P1}} + \Delta_{P_{B_{P1}}}$ ;

$$\Delta_{P1} = 0,652 \text{ мм.}$$

$$l_{шт. y.4} = \Delta b_{P_{шт}} + (\Delta b_{P_2} + \Delta b_{B_{P_2}}) \frac{a+b}{b}; l_{шт. y.4} = 3,66 \text{ мм.}$$

Суммарная упругая составляющая выхода штока рычажной передачи с учетом деформаций тормозных балок:

$$l_{шт. y} = \sum l_{шт. y_n}; l_{шт. y} = 8,88 \text{ мм.}$$

Пределы выхода штока при максимальных усилиях и деформациях:

$$l_{шт. \min} = l_{шт. y} + 5n_{т \max}; l_{шт. \min} = 8,88 + 5 \cdot 4,82 = 32,98 \cong 33 \text{ мм};$$

$$l_{шт. \max} = l_{шт. y} + 8n_{т \max}; l_{шт. \max} = 8,88 + 8 \cdot 4,82 = 47,44 \cong 47 \text{ мм.}$$

В данном случае рассмотрены пределы выхода штока при минимально возможных величинах усилий (в том числе

Упругая составляющая на штоке:

$$l_{шт. y.2} = 2,49 \text{ мм.}$$

3. Деформация распорки:

3.1. Общая деформация сжатия и изгиба распорки [3]:  $\Delta_{l_{расп.}} = 1,25 \text{ мм}$ .

3.2. Радиальная податливость втулки распорки в соответствии с формулой (4):

$$\Delta_{P_{B_{расп.}}} = 0,34 \text{ мм.}$$

Суммарно:

$$\Delta_{расп.} = 0,625 + 0,34 = 0,965 \text{ мм.}$$

Упругая составляющая на штоке от сжатия распорки и податливости втулок:

$$l_{шт. y.3} = 2,7 \text{ мм.}$$

Упругая составляющая на штоке без учета деформаций тормозных балок:

$$l_{шт. y} = \sum_{i=1}^n l_{шт. y_i}; l_{шт. y} = 5,22 \text{ мм.}$$

4. Деформации изгиба и податливость втулок тормозной балки в точках приложения наименьших усилий от тормозного цилиндра и рычага:

4.1. Расчет деформаций изгиба произведем с помощью МКЭ.

Деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_{шт}$   $\Delta b_{P_{шт}} = 0,23 \text{ мм}$ .

Деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_2$   $\Delta b_{P_2} = 0,544 \text{ мм}$ .

4.2. Деформации втулок в точке приложения усилия  $P_2$   $\Delta b_{B_{P_2}} = 0,354 \text{ мм}$ .

Упругая составляющая выхода штока от деформаций тормозных балок:

наименьшем передаточном отношении) и деформаций в рычажной передаче.

Таким образом, диапазон значений выхода штока для систем с наименьшими и наибольшими деформациями, предполагающий зазоры между колодкой и колесом  $\delta_k$  не менее 5 и не более 8 мм, составит  $l_{шт.} = 35...47$  мм.

При  $n = 4,82$   $\delta_k = 5,4...8$  мм; при  $n = 4,88$   $\delta_k = 5...7,5$  мм.

При максимальном значении выхода штока (47 мм) определим допускаемую для рассмотренной системы толщину колодки:

$$\Delta t = \frac{L - l_{шт.}}{n_{Tmax}}; \Delta t = 61 \text{ мм.}$$

Здесь суммарный выход винта и штока  $L = 345$  мм (выход винта относительно поршня - 245 мм, рабочий ход поршня - 100 мм);  $l_{шт.} = 47$  мм - «нормативный» максимальный выход штока;  $n_{Tmax} = 4,88$ .

Максимальная толщина полномерной колодки соответственно составит 71 мм. Это значение превышает максимально возможную толщину применяемых колодок ( $65^{+5}$  мм) согласно техническим требованиям [4].

### Оценка возможности применения цилиндра 670В в разработанной тормозной системе при торможении вагона на крутом затяжном спуске

На основании известной формулы [3] для рассмотренной схемы определим необходимый максимально допустимый выход штока в эксплуатации  $L_{max}$  (максимальный выход штока, полученный с учетом износа колодок на крутом затяжном спуске).

$$n \leq \frac{L_{max} - l_{упр}}{\frac{V_k}{m_k F_{тр}} + \Delta_c}$$

где  $l_{упр}$  - выход штока от упругих деформаций (упругая составляющая) рычажной передачи;  $V_k$  - объемный износ композиционной тормозной колодки ( $83 \text{ см}^3$ );  $m_k$  -

число тормозных колодок, действующих на одно колесо (для четырехосных вагонов - одна);  $F_{тр}$  - площадь трения композиционной тормозной колодки ( $290 \text{ см}^2$ );  $\Delta_c$  - средний зазор между тормозной колодкой и колесом,  $\Delta_c = 0,5...0,8$  см;  $n = n_{Tmax}$ .

С учетом  $\Delta_c = 0,8$  см (8 мм) и  $l_{упр} = 10,25$  см (10,25 мм) определяем  $L_{max} \geq 6,3$  см (63 мм). Таким образом, максимальный выход штока, полученный с учетом износа колодок на крутом затяжном спуске, для цилиндра не превышает рабочего хода штока (100 мм).

### Выводы

1. Для рассмотренной модели рычажной передачи [1] определена максимальная толщина композиционных тормозных колодок. Она составляет 71 мм, что позволяет применять в эксплуатации колодки с максимально допустимой толщиной ( $65^{+5}$  мм) до их полного износа.

2. Определен выход штока тормозного цилиндра, учитывающий все упругие деформации рычажной передачи:  $l_{шт.} = 35...47$  мм при зазорах между колодками и колесами  $\delta_k = 5,4...7,5$  мм (при нормативе  $\delta_k = 5...8$  мм).

3. Определен максимальный выход штока тормозного цилиндра 670В в рассмотренной системе ( $L_{max} = 63$  мм), учитывающий полученную по результатам расчетов упругую составляющую ( $l_{упр} = 10,25$  мм), максимальный зазор между колодкой и колесом ( $\delta_k = 8$  мм), величину износа композиционных колодок на крутом затяжном спуске ( $V_k = 83 \text{ см}^3$ ). Эта величина не превышает рабочего хода штока (100 мм), что подтверждает возможность применения разработанной рычажной передачи с цилиндром 670В в эксплуатации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сеницын, В.В. Вариант применения цилиндра со встроенным регулятором рычажной передачи в тормозной системе тележки грузового вагона / В.В. Сеницын, В.В. Кобищанов, В.И. Сакало // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – № 4. – С. 19-23.
2. Сеницын, В.В. Методика расчета выхода штока тормозного цилиндра грузовых четырехосных вагонов с учетом упругой составляющей / В.В. Сеницын // Тяжелое машиностроение. – 2015. – Вып. 6. – С. 19-23.
1. Sinitsyn, V.V. Option of use of cylinder with integral regulator of leverage in brake system of freight car bogie / V.V. Sinitsyn, V.V. Kobishchanov, V.I. Sakalo // Bulletin of Bryansk State Technical University. – 2017. – No.4. – pp. 58-64.
2. Sinitsyn, V.V. Procedure for rod outlet calculation in brake cylinder of eight-wheel freight cars taking into account elastic constituent / V.V. Sinitsyn // Heavy Engineering Industry. – 2015. – Edition 6. – pp. 19-23.
3. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов / П.С. Анисимов, В.А. Юдин, А.Н. Шмаков, С.Н. Коржин; под ред. П.С. Анисимова. – М.: Маршрут, 2005. – 248 с.
4. Технические требования к тормозному оборудованию грузовых вагонов постройки заводов РФ. Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. – М.: МПС РФ, 1996. – 77 с.
3. Calculation and Design of Pneumatic and Engineering Parts of Car Brakes / P.S. Anisimov, V.A. Yudin, A.N. Shmakov, S.N. Korzhin; under the editorship of P.S. Anisimov. – M.: Route, 2005. – pp. 248.
4. Technical Requirements to Braking Equipment of Freight Cars Manufactured in RF. Standard Computation of Brake for Freight and Refrigerator Cars. – M.: MT of RF, 1996. – pp. 77.

Ссылка для цитирования:

Сеницын, В.В. Учет упругой составляющей хода штока в тормозной системе тележки грузового вагона с цилиндрами 670В / В.В. Сеницын, В.В. Кобищанов // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2019. – № 8. – С. 64-70.

Статья поступила в редакцию 18.06.19  
Рецензент: д.т.н., профессор Российского  
университета транспорта  
Петров Г.И.

Статья принята к публикации 27. 06. 19.

## Сведения об авторах:

**Сеницын Владимир Владимирович**, к.т.н., ведущий инженер-конструктор ОП ООО «ТМХ Инжиниринг», г. Брянск, «КБ «Локомотивы», e-mail: [universalmasch@yandex.ru](mailto:universalmasch@yandex.ru).

**Sinitsyn Vladimir Vladimirovich**, Can. Sc. Tech., Leading engineer-designer OP PC™TMH Engineering, Bryansk, e-mail: [universalmasch@yandex.ru](mailto:universalmasch@yandex.ru).

**Кобищанов Владимир Владимирович**, д.т.н., профессор кафедры «Подвижной состав железных дорог» Брянского государственного технического университета, e-mail: [wagon@tu-bryansk.ru](mailto:wagon@tu-bryansk.ru).

**Kobishchyanov Vladimir Vladimirovich**, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. "Railway Rolling-Stock", Bryansk State Technical University, e-mail: [wagon@tu-bryansk.ru](mailto:wagon@tu-bryansk.ru).