

УДК 629.463.077-592-52

DOI: 10.30987/1999-8775-2020-3-21-28

В.В. Синицын, В.В. Кобищанов

ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ПОТЕЛЕЖЕЧНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Выбрана оптимальная конструкция унифицированной рычажной передачи для тележек двухосных типа 2 и типа 3 (ГОСТ 9246-2013) с расположением цилиндров 670В на тележке, разработана схема ее регулировки в эксплуатации. С помощью подробной 3D-модели выбранной тормозной системы разработаны схема регулировки и таблица монтажных размеров тормозной системы в эксплу-

атации для колодки толщиной 60 ± 4 мм. Рассмотренная конструкция рычажной системы предложена в качестве прототипа для проектирования тормозной системы грузовых вагонов.

Ключевые слова: рычажная передача, тормозной цилиндр, тормозная колодка, износ колеса, суммарный выход штока и винта, потележечное торможение, грузовой вагон.

V.V. Sinityn, V.V. Kobishchanov

BRAKING SYSTEM FOR BOGIE SUCCESSIVE BRAKING OF FREIGHT CARS

Brake levers with the location of brake cylinders on bogies have a number of advantages as compared with common circuits. Domestic braking systems are presented mainly by design improvements and inventions. In this connection the development of the prototype of such a system for domestic standard bogies corresponding to the requirements and conditions of Russian railways is urgent. At that the application of domestic brake devices in such systems is preferable.

The aim of this work is a choice of the optimum design for a unified leverage for two-axial bogies of type 2 and 3 (RSS 9246-2013) with the location of cylinders 670V on a bogie, and also a development of the circuit for its adjustment while operation.

On the basis of the regulations for a standard computation of a brake there is chosen an optimum circuit of the brake leverage. With the aid of 3D thoroughly developed model of a brake system located directly on a bogie taking into account a design outline of bogie elements, the analysis of bogie units geometry

is carried out and all intermediate leverage, separators and brake beams positions are defined which allowed obtaining the sufficiently accurate values of assembly dimensions at different wear stages of a wheel tread and a brake shoe.

There is chosen an optimum brake system for two-axial bogies of type 2 and type 3 (RSS 9246-2013) with the location of cylinders 670V on a bogie. The regulating circuits and a table of assembly dimensions of the brake system during operation for a brake shoe 60 ± 4 mm thick are developed. An aggregate stock and screw travel of a brake cylinder regulator during operation without taking into account elastic deformation of a system is chosen. The considered leverage system design is offered as a prototype for the brake system design for freight cars.

Key words: leverage, brake cylinder, brake shoe, wheel wear, aggregate output of stock and screw, bogie successive braking, freight car.

Введение

В настоящее время рассматривается внедрение на отечественных железных дорогах потележечного торможения с установкой тормозных цилиндров в зонах тележек или непосредственно на тележках [1-3]. В РФ также появляются адаптированные к российским условиям зарубежные тормозные системы и соответствующие ходовые части. Отечественные тормозные системы представлены большей частью конструкторскими проработками и изобретениями.

Расположение цилиндров на тележках имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционными тормозными системами: унификация тормозов для значительного количества вагонов (удобство при изготовлении, обслуживании и ремонте), освобождение подвагонного пространства. Кроме того, такие схемы содержат меньшее количество шарнирных соединений, чем в традиционных схемах, что повышает надежность системы и КПД. Также новые схемы рычажных передач могут позволить

увеличить толщину применяемых колодок. В частности, согласно исследованиям [4], существующая конфигурация рычажной передачи грузовой тележки наиболее оптимально подходит для колодок максимальной толщиной 50^{+5} мм (при максимально допустимом отклонении вертикального рычага 35°).

В связи с этим разработана прототипа такой системы для отечественных типовых тележек, соответствующих требованиям и условиям российских железных дорог, яв-

ляется актуальной. Причем применение в таких системах отечественных тормозных приборов предпочтительно.

Для решения этой задачи были разработаны две тормозные системы [5-7]. Обе схемы предполагают применение типовых отечественных грузовых тележек и тормозных цилиндров 670В (со встроенным авторегулятором). В данной работе рассмотрим эти модели и определим оптимальную, которая будет предложена к разработке в качестве прототипа.

Определение оптимальной конструкции унифицированной рычажной передачи для тележек двухосных типа 2 и типа 3 (ГОСТ 9246-2013)

На рис. 1 [5; 6] и 2 [7] показаны варианты предлагаемых конструкций с тормозными балками, выполненными из двух листов каждая, с выштамповкой под установку цилиндров и распорок. Корпуса ци-

линдров закреплены шарнирно между двумя поясами тормозных балок.

Подробно рассмотрим достоинства и недостатки применения конструкции, изображенной на рис. 1.

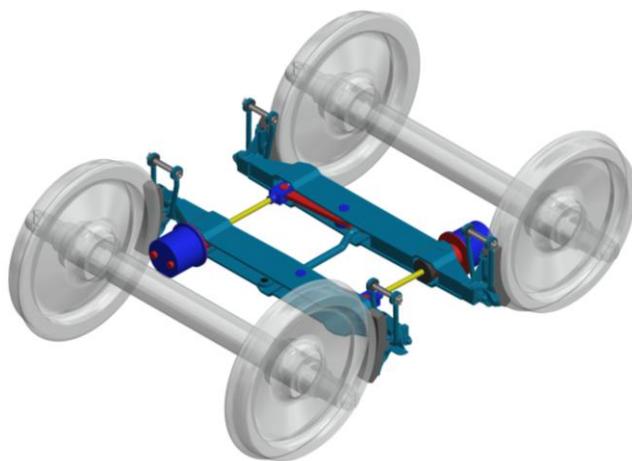


Рис. 1. Вариант тормозной системы с цилиндрами 670В и общей распоркой

К достоинствам можно отнести минимально возможное количество элементов при условии установки двух цилиндров. Это, в свою очередь, повышает надежность системы и снижает необременную массу. Схема достаточно проста для регулировки.

Но имеется и ряд недостатков. Для стабильной работы и равномерного и симметричного воздействия на балки необходимо исключить перекосы в шарнирах, возникающие при относительном вертикальном смещении балок (как при изготовлении, так и при эксплуатации).

Другой проблемой является различие усилий, воздействующих на распорку от рычагов, что может вызвать ее существенное смещение в продольном направлении и привести к несимметричному распределению усилий и перемещений в системе.

Кроме того, в процессе эксплуатации происходит износ колодок и колес, что потребует определенной схемы регулировки.

Первая проблема может быть решена путем постановки в шарнирное соединение рычага с головкой штока и соединения распорки с рычагом шарнирных подшипников (ШС) по ГОСТ 3635-78. На рис. 3

показан подшипник ШС30 (с отверстиями и канавками для смазки во внутреннем кольце, внутренним диаметром $\varnothing 30$ мм, высотой 22 мм, углом поворота внутреннего кольца относительно наружного $\alpha=6^\circ$; допустимая радиальная нагрузка - 353040 Н (36000 кгс)). Применение таких подшипников хорошо себя зарекомендовало в

рычажных передачах тормоза на отечественном тяговом подвижном составе.

Закрепление тормозного цилиндра в тормозной балке с возможностью поворота в вертикальной плоскости возможно также при помощи специального поворотного кронштейна [8; 9].

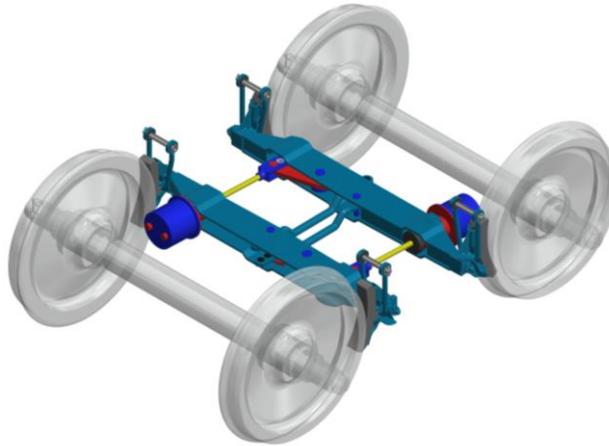


Рис. 2. Вариант тормозной системы с цилиндрами 670В и двумя независимыми распорками

Определим наиболее значимые факторы, вызывающие различие усилий, воздействующих на распорку:

- величина давления (при расчете на юз или эффективность) в цилиндрах вызывает максимальные отклонения усилий, приложенных от цилиндров к распорке;

- максимально возможные допуски на размеры плеч рычагов ± 1 ;

- расхождение в усилиях начальной затяжки оттормаживающей пружины цилиндра 670В составляет ± 7 кгс.

Максимальное и минимальное усилия на штоке при полном служебном торможении груженого вагона, согласно типовому расчету тормоза,

$$P_{шт} = \left(\frac{\pi d_{ц}^2}{4} p_{ц} \eta_{ц} - F_1 \right) \eta_{п};$$

$$P_{шт.min} = 7,89 \text{ кН (789 кгс)}, P_{шт.max} = 9,1 \text{ кН (910 кгс)},$$

где $d_{ц} = 203$ мм (20,3 см) - диаметр цилиндра; $p_{ц.min} = 0,3$ МПа (3,0 кгс/см²), $p_{ц.max} = 0,34$ МПа (3,4 кгс/см²) - минимальное и максимальное значения давления в тор-

можном цилиндре для груженого вагона; $\eta_{ц} = 0,98$ - КПД цилиндра; $F_1 = 1,2$ кН (120,05 кгс) при выходе штока 65 мм; $\eta_{п} = 0,95$ - КПД рычажной передачи.

Таким образом, при равных выходах штока получим разность усилий на концах распорки:

$$\Delta P_{расп.} = ((P_{шт.+7})(371+1)/129-1) - ((P_{шт.-7})(371-1)/129+1).$$

При $P_{шт.min} = 789$ кгс, $\Delta P_{расп.} = 87,7$ кгс, при $P_{шт.max} = 910$ кгс $\Delta P_{расп.} = 95$ кгс.

Наиболее возможными вариантами решения этой проблемы представляются установка пружин между распоркой и тормозными балками, а также применение шарнирного опирания распорки на кронштейны, установленные на наддрессорной балке. Возможны варианты поперечных связей боковин и распорки. Эти варианты значительно усложняют конструкцию и требуют дополнительных экспериментальных исследований.

Вариант тормозной системы с двумя независимыми распорками (рис. 2) не имеет такого недостатка. Перекосы в шарни-

рах исключаются аналогично первой схеме. К недостаткам относится большее количество элементов (дополнительная распорка и две оси) и более сложная схема регулировки (однако дополнительных экс-

периментов не требуется). В связи с этим наиболее подробно рассмотрим применение схемы, изображенной на рис. 2, в том числе разработаем схему регулировки.



Рис. 3. Подшипник ШС30 (ГОСТ 3635-78) в нормальном положении (слева) и с относительным смещением колец (справа)

В конструкции появляется дополнительная точка приложения усилия к балке, укорачиваются рычаги по сравнению с первой схемой. Передаточное отношение выглядит следующим образом:
 $n = 1 + (2a + b) / b$.

Согласно ТУ 3184-503-05744521-95 на цилиндр 670В, суммарный выход штока и винта составляет 345 мм (выход винта относительно поршня - 245 мм, рабочий ход поршня - 100 мм). При максимальном расчетном для унифицированной системы (с цилиндром 670В) с отдельным торможением передаточном отношении $n = 4,88$ и максимальном зазоре между колодкой и колесом $\delta_k = 8$ мм получим максимально возможную величину износа колодки без учета износа обода колеса:

$$\Delta t = \frac{L}{n_{m \max}} - \delta_k ; \Delta t = 62,7 \approx 63 \text{ мм.} \quad (1)$$

Таким образом, максимальная толщина полномерной колодки составит 73

мм. Это значение превышает максимально возможную толщину применяемых колодок (65^{+5} мм). Этот результат будет являться предварительным. Для уточнения необходимо вычесть величину упругой составляющей выхода штока и винта из величины L . При этом разработка схемы регулировки системы при износах колес будет являться определяющей для максимальной величины колодки, поскольку будет учитывать и величину износа колеса между переключениями монтажных размеров.

Рассмотрим характеристики рычажной передачи при номинальном $n = 4,86$. При этом плечи рычага, воздействующего средней частью на тормозную балку, имеют допуски $a \pm 0,5$; $(a+b) \pm 0,5$, а максимальное передаточное отношение $n = 4,88$.

В соответствии с формулой (1) запас хода по винту и выходу штока при $n = 4,86$ также составит $\Delta t = 63$ мм.

Разработка схемы регулирования тормозной системы в зависимости от износа колодок и колес

Износ колеса учитывается традиционно при помощи дополнительных компенсационных отверстий в элементах рычажной передачи. В качестве основного варианта предлагается выполнять дополнительное отверстие в головке штока и по три дополнительных в концах распорки (всего достаточно пяти отверстий).

Согласно ГОСТ 10791-2011 и Инструкции по осмотру, освидетельствованию, ремонту и формированию вагонных колесных пар ЦВ-944 [10], можно определить минимальный и максимальный размер колеса.

Максимальный (в соответствии с ГОСТ 10791-2011 диаметр по кругу ката-

ния колеса $D_1=957\pm 7$ мм) диаметр составит $D_{max}=964$ мм.

Минимальный диаметр определяется в соответствии с предельной толщиной обода колеса для грузовых вагонов 22 мм. Диаметр колеса по ободу $D_2=810_{-10}$ мм. Таким образом, $D_{min}=800+2\cdot 22=844$ мм. Максимально возможный износ колеса $\Delta_{кол.}=120$ мм (60 мм толщины обода).

Рассмотрим применение колодок толщиной 60 ± 4 мм в соответствии с таблицей Руководства 732-ЦВ-ЦЛ [11], а именно максимальной толщиной 64 мм. Разделим величину полного износа на 6 ступеней переключений монтажных размеров с интервалом по 10 мм.

С помощью 3D-модели рычажной передачи определялись положения рычагов при различных диапазонах износа колес. При этом были выявлены особенности работы системы. В частности, перемеще-

ние подвесок вверх (при предельном износе колес и колодок) приводит к значительному уменьшению расстояния между распоркой и надрессорной балкой.

Это обстоятельство было учтено при разработке и корректировке размеров рассмотренной модели. Была изменена конструкция тормозной балки, а также увеличена длина и величина эксцентриситета распорки. Прочностной расчет тормозной балки был проведен по формулам сопротивления материалов и по МКЭ. Получены близкие значения результатов расчетов обоими способами, причем напряжения не превышали допустимых. Расчет по МКЭ показал некоторое увеличение напряжений в местах выштамповок по сравнению с расчетом по формулам сопромата. На рис. 4 показаны результаты расчетов тормозной балки с помощью МКЭ.

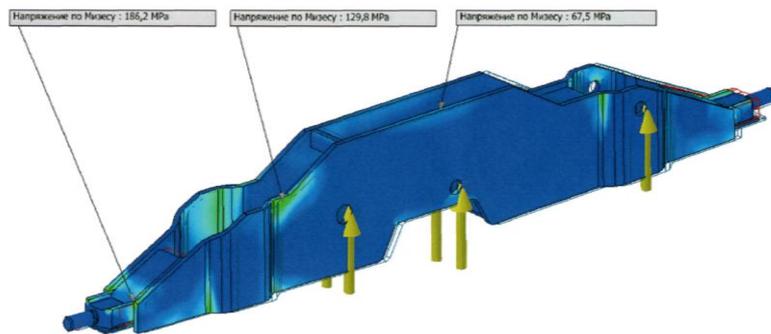


Рис. 4. Результаты прочностного расчета тормозной балки

На рис. 5 показана схема рычажной передачи тележки с основными регулируемыми размерами, имеющими типовой шаг 50 мм.

Монтажные размеры элементов рычажной передачи по аналогии с таблицами Руководства 732-ЦВ-ЦЛ [11] показаны в таблице.

Размер n определяет расположение оси соединения рычага в головке штока (на внутреннем отверстии - 0, на внешнем - 50) размер P определяет длину распорки. При этом размер C^* (расстояние между осью крепления цилиндра и внутренним отверстием в головке его штока) будет справочным. Он характеризует суммарную величину хода штока и размера винта регулятора при износе колеса по радиусу на

величину от 0 до 10 мм и колодки на величину от 0 до 54 мм на каждой ступени переключения монтажных размеров.

Рассмотренная рычажная передача работоспособна и может быть рекомендована в качестве прототипа для разработки конструкторской документации и изготовления опытного образца.

Следует рассмотреть подробно действие рычажной передачи в пределах каждой из 6 ступеней переключения монтажных размеров при износе колеса на 10 мм.

Максимальный суммарный ход штока и винта, согласно таблице, с учетом максимального зазора между колодкой и колесом

$$\Delta t = C^*_{max} - C^*_{min} + l_{шт.},$$

где $l_{шт} = n\delta_k = 39$ мм - величина выхода штока без учета упругой деформации системы при максимальном передаточном

отношении и максимальном зазоре между колодками и колесами.

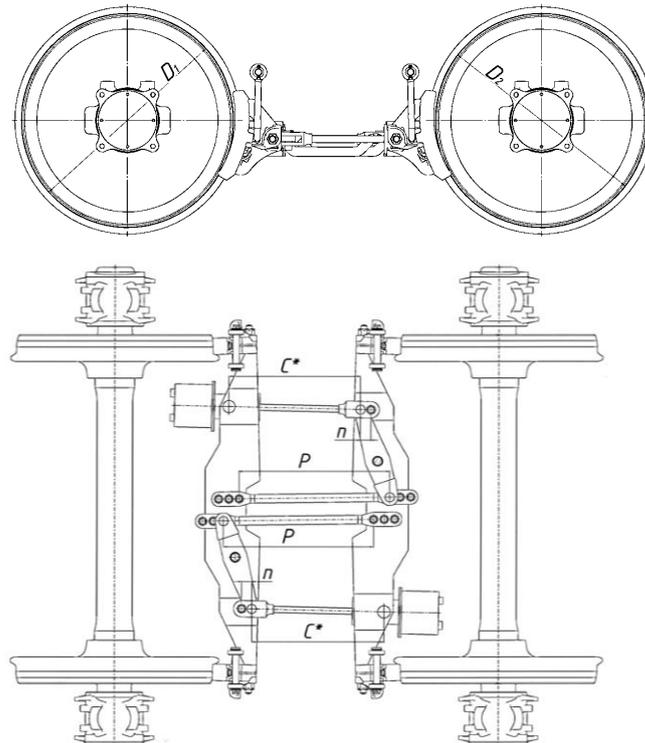


Рис. 5. Схема рычажной передачи и регулировочные размеры

По порядку (от 1 ступени до 6) от максимального (теоретически) диаметра колеса до предельно изношенного суммарный выход штока и винта составит: 348, 345, 345, 342, 343, 340 мм.

Поскольку суммарный ход штока и размер винта регулятора не более 345 мм, на каждой ступени (кроме первой) получим возможность полного износа колодки толщиной 64 мм и колеса на 10 мм по радиусу. На первой ступени колодка (колесо) будут не полностью изношены на 0,6 мм, но недостаточный износ может быть компенсирован уменьшенным зазором $\delta_k = 7$ мм. Здесь следует отметить идеализацию расчетов, поскольку фактически полного износа всех колодок одновременно не происходит, при замене наиболее изношенной колодки заменяют и остальные.

Полученный результат в целом характеризует возможность корректной работы разработанной схемы до полного износа колодок и колес при нормативных зазорах между колодкой и колесом $\delta_k = 5-8$ мм. При этом необходимо учесть компен-

сацию разницы между табличными величинами (C^*_{min}) для наименьшего размера $C^*_{min} = 592$ мм на ступени № 3 и наибольшего размера $C^*_{min} = 621$ мм на ступени № 4:

$$C^*_{min(4)} - C^*_{min(3)} = 29 \text{ мм.}$$

Применение, например, резьбовых стяжных муфт на винте штока, предназначенных для регулировки разницы в размерах винта на разных ступенях (выставление размера C^*_{min}), а также для компенсации размеров системы (разность размеров по боковым рамам, диаметрам колес и т.д.), позволит использовать данную схему. Это можно производить либо визуально по меткам муфты, либо по количеству оборотов.

При этом следует дополнительно уточнить величину выхода штока на размер упругой составляющей. Максимальный выход штока и винта будет равен $l_{шт} = n\delta_k + l_{шт.у}$. Это уточнение может потребовать разбиения величины общего износа обода колеса на большее количество интервалов монтажных размеров.

Таблица

Монтажные размеры разработанного прототипа тормозной рычажной передачи двухосной тележки грузового вагона с тормозными колодками толщиной 60 ± 4 мм

Обозначение размера	Величина размера, мм, при среднем диаметре колес тележки $D_{cp}=(D_1+D_2)/2$					
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6
	964-944	944-924	924-904	904-884	884-864	864-844
n	0	0	50	0	50	50
P	725	775	775	825	825	875
C^*	616-925	595-901	592-898	621-924	617-921	595-896

Заключение

Разработанная модель рычажной передачи является полностью работоспособной и предлагается для применения на трехэлементных тележках грузовых вагонов с регулировкой давления в цилиндрах при помощи авторежима.

Максимальная толщина композиционных колодок для разработанной схемы составляет 64 мм. Для регулировки длины винта в начальном положении C^*_{min} для различных ступеней переключения при полномерных колодках необходимо ввести

стяжную муфту, учитывая, что минимальный размер самого винта и штока должен оставаться равным 592 мм при прижатых колодках.

Однако такая мера достаточна для разработанного прототипа, основой которого является существующий цилиндр 670В. Доработка цилиндра с целью увеличения хода винта позволит отказаться от регулировки стяжной муфтой C^*_{min} и даст возможность применения колодок толщиной 65^{+5} мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башкиров, К.В. Тормозное оборудование для современного вагона / К.В. Башкиров, К.Н. Болотов, Д.В. Палатов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2011. – Вып. 4. – С. 26-28.
2. Батенков, В.А. Задача на будущее – создать конкурентоспособную продукцию / В.А. Батенков // Евразия Вести. – 2010. – Вып. 5. – С. 12-13.
3. Пат. 2415769 РФ, МПК В61Н 13/20. Механическая часть тормоза железнодорожного транспортного средства / Ю.В. Мещерин, В.А. Чаркин, В.Ф. Зубков [и др.]; заявитель и патентообладатель ОАО «РЖД». № 2009142452/11; заявл. 18.11.09; опубл. 10.04.11. Бюл. – № 10. – 10 с.
4. Тулузин, С.В. Оценка работоспособности тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона на различных стадиях износа колодок и колес / С.В. Тулузин, Д.В. Горский // Вестник ВНИИЖТ. – 2015. – Вып. 2. – С. 38-44.
5. Заявка 2017125644 РФ, МПК В 61 Н 13/20 13/28. Механическая часть тормоза железнодорожного транспортного средства / В.В. Сеницын, В.В. Кобищанов. Заявл. 17.07.17.
6. 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. 58-64.
7. Заявка 2019122945 РФ, МПК В 61 Н 13/20 13/28. Механическая часть тормоза железнодорожного транспортного средства / В.В. Сеницын, В.В. Кобищанов. Заявл. 16.07.19.
8. Пат. 2478505 РФ, МПК В61Н 13/20. Механическая часть тормоза железнодорожного транспортного средства / В.А. Батенков, В.Г. Охотников, Е.С. Сипягин, С.С. Старостин; заявитель и патентообладатель ОАО «Транспневматика». №2011130092/11; заявл. 19.07.11; опубл. 10.04.13, Бюл. № 10.
9. Старостин, С.С. Новые подходы к проектированию инновационных тормозных систем грузовых вагонов / С.С. Старостин, Е.С. Сипягин // Транспорт Российской Федерации. – 2014. – Вып. 3. – С. 36-40.
10. Инструкция по осмотру, освидетельствованию, ремонту и формированию вагонных колесных пар ЦВ-944: утв. МПС России 20.06.2003: введ в действие с 01.01.2006. – 55 с.
11. Общее руководство по ремонту тормозного оборудования вагонов 732-ЦВ-ЦЛ / ПКБ ЦВ ОАО «РЖД». – 2011. – 198 с.

1. Bashkurov K.V., Bolotov K.N., Palatov D.V. Brake equipment for modern car // Cars and Car Equipment. 2011. Issue 4. pp. 26-28.
2. Batenkov V.A. Problem for future – to create competitive products // Eurasia News. 2010. Issue 5. pp. 12-13.
3. Pat. 2415769 the RF, IPC B61H 13/20. Mechanical Part of Railway Vehicle Brake / Meshcherin Yu.V., Charkin V.A., Zubkov V.F. [et al.]; applicant and patent holder: PC “RR”. No. 2009142452/11; applied: 10.04.09; published: 10.04.11. Bull. No.10. pp. 10.
4. Tuluzin S.V., Gorsky D.V. Estimate of capacity for work of brake leverage of freight car bogie at different stages of shoe and wheel wear // Bulletin of ARRIRT. 2015. Issue 2. pp. 38-44.
5. Application 2017125644 the RF, IPC B 61 H 13/20 13/28. Mechanical Part of Railway Vehicle / V.V. Sinitsyn, V.V. Kobishchanov. Applied: 17.07.17.
6. Sinitsyn V.V., Kobishchanov V.V., Sakalo V.I. Version of application of cylinder with installed brake leverage regulator in brake system of freight car bogie // Bulletin of Bryansk State Technical University. 2017. No.4. pp. 58-64.
7. Application 2019122945 the RF, IPC B 61 H 13/20 13/28. Mechanical Part of Railway Vehicle Brake / V.V. Sinitsyn, V.V. Kobishchanov. Applied: 16.07.19.
8. Pat. 2478505 the RF, IPC B61H 13/20. Mechanical Part of Railway Vehicle Brake / Batenkov V.A., Okhotnikov V.G., Sipyagin E.S., Starostin S.S.; applicant and patent holder: PC “Transpneumatica”. No.2011130092/11; applied: 19.07.11; published: 10.04.13, Bull. No.10.
9. Starostin S.S., Sipyagin E.S. New approaches to design of innovation brake systems for freight cars // Transport of the Russian Federation. 2014. Issue 3. pp. 36-40.
10. Instruction for Inspection, Examination, Repair and Formation of Car Wheel Pairs CV-944: approved by MRT of Russia 20.06.2003: implementation: since 01.01.2006. pp. 55.
11. General Guide for Brake Equipment Repair of Cars 732-CV-CL/ PDO CV BC “RR”.2011. pp. 198.

Ссылка для цитирования:

Синицын В.В., Кобищанов В.В. Тормозная система для потележечного торможения грузовых вагонов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 3. С. 21–28. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-3-21-28.

Статья поступила в редакцию 03.12.19.

Рецензент: д.т.н., зав. отделением «Динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры» Акционерного общества «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава»

Волохов Г.М.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 12. 02. 20.

Сведения об авторах:

Синицын Владимир Владимирович, к.т.н., ведущий инженер-конструктор ОП ООО «ТМХ Инжиниринг», тел. 8(905) 188-35-31, e-mail: universal-masch@yandex.ru.

Sinitsyn Vladimir Vladimirovich, Can. Sc. Tech., Leading design engineer PC “TMH Engineering”, Bryansk, “DO “Locomotives”, e-mail: universal-masch@yandex.ru.

Кобищанов Владимир Владимирович, д.т.н., профессор кафедры «Подвижной состав железных дорог» Брянского государственного технического университета, тел. 8(4832) 56-04-66, e-mail: wagon@tu-bryansk.ru.

Kobishchanov Vladimir Vladimirovich, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. “Rolling-Stock”, Bryansk State Technical University, e-mail: wagon@tu-bryansk.ru.