

Сущность предлагаемой схемы поясняется чертежом, где изображена схема отдельной тормозной системы (тормозной цилиндр, тормозная рычажная передача интегрированы в тележку грузового вагона). На кузове вагона размещены воздухораспределитель, авторежим, запасный резервуар и трубопроводы с соединительной арматурой, а тормозной цилиндр, рычажная передача находятся на тележке.

Наиболее близким аналогом для такой схемы будет являться система WAB COPAC производства компании Wabtec [6, 7].

Тормозная система состоит из двух тормозных цилиндров 1 со встроенным регулятором. Цилиндры закреплены на надрессорной балке с помощью трёх болтов, двух горизонтальных элементов 3, 4 для каждого тормозного цилиндра и нижней тяги 6, двух триангелей, соединенных через распорки с отверстиями вертикальных рычагов 5, тормозных колодок 8, закрепленных на неповоротных башмаках 7 триангелей. Крепление 2 крепится с одной стороны на надрессорную балку, с другой – на тормозной цилиндр. При этом шток тормозного цилиндра направляется в сторону надрессорной балки, двигая конец, прикрепленный к горизонтальному рычагу. Горизонтальный рычаг 3 соединяет шток тормозного цилиндра шарнирами с надрессорной балкой креплением 2. Затяжка 9 соединяет две отдельные системы нижними концами вертикальных рычагов, обеспечивает равномерную нагрузку при торможении.

Разработанная схема потележечной тормозной системы позволяет устранить износ валиков, обеспечивает более равномерное распределение нажатий на тормозные колодки. Это предотвращает быстрый износ колодок и позволяет повысить тормозную эффективность грузового вагона в условиях повышенных скоростей на железной дороге и надежность эксплуатации подвижного состава.

Список литературы

- 1 **Синицын, В. В.** Вариант применения цилиндра со встроенным регулятором рычажной передачи в тормозной системе тележки грузового вагона / В. В. Синицын, В. В. Кобищанов, В. И. Сакало // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – № 4 (57). – С. 58–64.
- 2 **Бороненко, Ю. П.** Стратегические задачи вагоностроителей в развитии тяжеловесного движения / Ю. П. Бороненко // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 5. – С. 68–73.
- 3 Конструкция тележки с осевой нагрузкой 27 тс с интегрированной тормозной системой / А. М. Орлова [и др.] // Железнодорожный транспорт. – 2018. – № 7. – С. 61–67.
- 4 **Никитин, Г. Б.** Новое в развитии автотормозной техники / Г. Б. Никитин, А. В. Казаринов, И. В. Назаров // Железнодорожный транспорт. – 2008. – Вып. 4. – С. 62–64.
- 5 **Voloshin, D.** Improvement of brake lever transmission for dump cars / D. Voloshin, I. Afanasenko, I. Derevianchuk // TRANSBUD-2019 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 708. – 2019. – 012037. – P. 1–5.
- 6 WABCOPAC. Brake Assembly [Electronic resource]. – Mode of access : <http://techinfo.wabtec.com/DataFiles/Leaflets/WABCOPAC.pdf>. – Date of access : 24.09.2021.
- 7 US3499507 A Int. Cl. B61h 13/00; F16D 65/38, 65/52 U.S. Cl. 188-52 Railway car truck brake apparatus and adjusting means / Daniel G. Scott, F. Temple; the applicant: Westinghouse Air Brake Co. filed 22.10.1968; patented 10.03.1970.

УДК 629.4.023.14

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КУЗОВА ВАГОНА-САМОСВАЛА МОДЕЛИ 31-656

В. В. КОМИССАРОВ, С. А. СКОРОХОДОВ, В. С. ПАЦУКЕВИЧ, П. М. АФАНАСЬКОВ
Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

А. В. ПУТЯТО

Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, г. Гомель

Большая часть парка грузовых вагонов-самосвалов, курсирующих по сети Белорусской железной дороги, выработала свой нормативный срок службы, установленный производителем. В большинстве случаев у вагонов, рассматриваемой модели срок службы уже превышает полуторный. У собственников специализированного подвижного состава зачастую отсутствует возможность обновления парка вагонов, поэтому необходимо определить остаточный ресурс несущих металлоконструкций подвижного состава, выработавшего полуторный срок службы.

В связи с проявившимся дефицитом подвижного состава специализированного типа Советом по железнодорожному транспорту стран СНГ и Балтии было принято решение о частичном отказе от регламентированных нормативных сроков службы для тех единиц подвижного состава, индивидуальный ресурс которых позволяет продолжить их эксплуатацию. На подвижной состав, находящийся в собственности у резидентов Республики Беларусь, распространяется действие СТБ-2534-2018 «Железнодорожный подвижной состав. Порядок продления срока службы. Общие положения», согласно которому грузовым вагонам может быть продлен срок службы свыше полуторного, но не более двойного, основным критерием продления срока службы является наличие остаточного ресурса у вагона, который оценивается по специально разработанным методикам. Стоит отметить, что проблема оценки ресурса вагонов, выработавших нормативный срок службы, актуальна не только для Республики Беларусь [1].

Сотрудниками отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Технические и технологические оценки ресурса единиц подвижного состава» разработан подход к оценке остаточного ресурса вагонов-самосвалов, который включает в себя ряд процедур, представленных в [2]. В рамках проведения работ по пятому этапу оценки технического состояния вагона-самосвала после длительной эксплуатации [2]. Предусмотрено проведение натурных испытаний на растяжение, сжатие, соударение и испытаний по сбросу с клиньев.

Испытательным центром железнодорожного транспорта БелГУТа, на основании выполненных ранее расчетов прочности кузова вагона для установления соответствия конструкции актуальным требованиям прочности [3], разработана схема установки тензометрических датчиков в контрольных точках, которые показаны на рисунке 1.

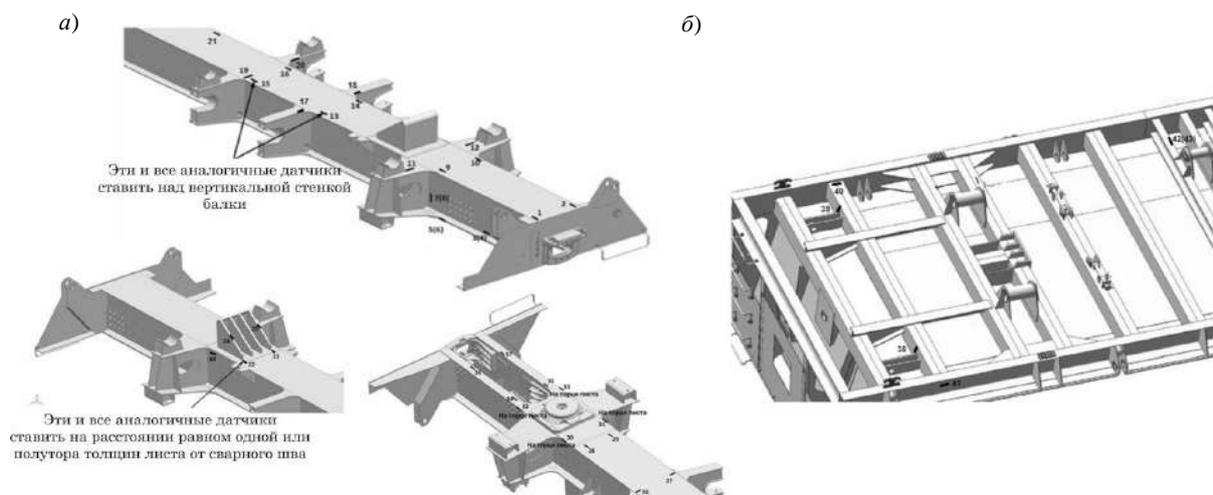


Рисунок 1 – Схема наклейки тензометрических датчиков:
а – нижняя рама вагона-самосвала; *б* – верхняя рама вагона-самосвала (вид снизу)

Испытания на прочность от действия продольных статических нагрузок растяжения-сжатия проводились на стенде, оборудованном гидравлическим нагружающим устройством. Нагрузка прикладывалась ступенчато, полный цикл нагружения при сжатии производился по схеме 0-2500-0 с шагом в 500 кН. Полный цикл нагружения при растяжении – 0-2000-0 с шагом в 500 кН. Испытания для каждого вида нагружения производились по три раза.

Перед проведением испытаний на соударение испытуемый вагон был загружен песком до полной грузоподъемности (60 тонн). В течение всего процесса погрузки вагона регистрировались напряжения, возникающие в результате давления груза на элементы вагона. Ударные испытания выполнялись путем соударения вагона-бойка с испытываемым вагоном в груженом состоянии, также использовалось три вагона подпора. Полученные напряжения приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Напряжения от действия ударных нагрузок и воздействия груза в момент загрузки вагона

В мегапаскалях

Номер тензорезистора	Загрузка	Сила удара, кН							
		1125	1645	2183	2105	2307	2569	2487	2727
5	29,1	106,2	182,9	170,8	186,2	130,0	154,7	132,8	154,4
14	37,7	42,3	88,2	65,6	75,3	119,1	167,2	173,3	182,8
27	-40,2	68,7	81,2	98,8	109,5	121,4	93,3	106,6	133,5
28	21,0	103,3	134,0	164,6	179,1	179,1	172,7	176,4	163,3
29	13,4	96,4	100,2	138,6	143,0	139,8	117,0	115,2	132,8
30	19,5	87,0	138,4	161,8	172,1	184,0	195,5	199,3	194,0
31	6,6	70,9	72,8	103,4	103,1	106,1	88,3	82,9	97,5
32	30,4	89,4	147,4	199,0	195,5	226,5	214,1	235,0	290,8
33	33,0	99,2	198,7	227,7	234,8	223,3	231,9	250,1	253,3

При проведении испытаний по сбросу с клиньев регистрировались амплитудные значения напряжений, а также коэффициент вертикальной динамики подрессоренных частей вагона-самосвала $k_{дв}$.

После окончания всего цикла натурных испытаний специалистами ОНИЛ «ТТОРЕПС» был произведен заключительный осмотр вагона-самосвала, по результатам которого неисправности и повреждения выявлены не были.

Обработав весь массив данных, полученных в ходе испытаний, можно выделить следующие результаты.

1 Получены максимальные значения напряжений при статических испытаниях по I и III расчетным режимам. Максимальные напряжения по I режиму при растяжении – 269,4 МПа на хребтовой балке в консольной части вагона, при сжатии – 227,1 МПа на хребтовой балке в консольной части вагона. Максимальные напряжения по III режиму при растяжении – 153,5 МПа на хребтовой балке в консольной части вагона, при сжатии – 81,2 МПа на хребтовой балке в консольной части вагона.

2 При испытаниях на соударение получены максимальные напряжения при различных силах соударения в диапазоне от 1000 до 2700 кН. Данные по результатам испытаний без учета квазистатической составляющей представлены в таблице 1.

3 Получены наибольшие и наименьшие напряжения в момент сброса вагона с клиньев. Коэффициент динамики подрессоренных частей вагона – 0,66.

Список литературы

1 **Boiko, A.** Assessment of remaining resource of tank wagons with expired life time: Summary of Doctoral Dissertation: Engineering sciences / A. Boiko // Riga Technical University. – Riga, 2013. – 39 p.

2 **Афанаськов, П. М.** Несущая способность кузова вагона-самосвала для перевозки сыпучих грузов после длительной эксплуатации / П. М. Афанаськов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – № 4 (68). – С. 202–210.

3 Нормы для расчета и проектирования новых вагонов-самосвалов (думпкаров) колеи 1520 мм. – М. : ВНИИВ, 1986. – 155 с.

УДК 620.178.16

КЛАССИЧЕСКИЙ ЗАКОН ТРЕНИЯ И ЕГО МОДИФИКАЦИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СИСТЕМЕ КОЛЕСО/РЕЛЬС

В. В. КОМИССАРОВ, Е. С. ТАРАНОВА

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Трения качения (ведущий процесс для силовой системы колесо/рельс) является физической основой движения поездов по железным дорогам. В этой связи повреждения наблюдаемые в данной системе связывают исключительно с действием контактной нагрузки, что отражено в классической формулировке закона трения: сила трения (F_S) прямо пропорциональна контактной нагрузке (F_N):