

Транспорт

УДК 629.463.67

DOI: 10.30987/1999-8775-2021-4-36-46

А. Е. Афанасьев, А. О. Воробьев, А. В. Додонов,
Д. И. Загорский, С. Д. Коршунов, А. А. Хоменко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ШКВОРНЕВОГО УЗЛА ВАГОНА-САМОСВАЛА

Подтвержден срока службы вагона-самосвала, на основе разработанной методики. Испытаны макеты шкворневых узлов вагона-самосвала. Выполнен анализ действующих нагрузок в эксплуатации, определены суммарное повреждающее воздействие за срок службы вагона и эквивалентная сила нагружения образцов, идентичная по повреждающему воздействию реальному спектру нагружения испытываемого образца. Получено количество циклов нагружения, которое в несколько раз превышает контрольное число циклов,

что говорит о значительном запасе сопротивления усталости данного узла у вагонов-самосвалов. Успешно апробирована и может быть использована при подтверждении назначенного срока службы данного типа вагонов методика проведения стендовых испытаний на ресурс шкворневых узлов вагонов-самосвалов.

Ключевые слова: вагон, вагон-самосвал, думпка, расчет, испытания, ресурс, срок службы, методика, шкворневой узел.

A.E. Afanasiev, A.O. Vorobiyov, A.V. Dodonov,
D.I. Zagorsky, S.D. Korshunov, A.A. Khomenko

EXPERIMENTAL CONFIRMATION OF HINGE PIVOT UNIT LIFE OF DUMP CAR

In the paper there is presented a procedure for the life testing of a hinge pivot in a dump car. This unit is one of the most significant elements in the design on which depends traffic safety.

As a method for the estimate of reliability and life of the element under consideration there are chosen accelerated life tests allowing the definition of fatigue strength characteristics using a limited number of samples at the specified forced mode.

Particular attention is paid to the circuit of sample installation on a plant, to the circuit of loading, to the estimate and substantiation of load values at the known loading range of the hinge pivot unit corre-

sponding to speed motion distribution of a car under operation. The analysis of acting loads in operation is carried out, a total damaging impact during car operation and an equivalent force of sample loading are defined identical by a damaging impact to an acting loading range of a sample under testing are defined. According to the investigation results there is developed and approved successfully a new procedure for the fulfillment of bench tests allowing more complete and reliable estimates of hinge pivot unit life for a dump car in comparison with computational methods.

Key words: car, dump car, computation, resource, life, procedure, hinge pivot unit.

Введение

В соответствии с действующим «Положением...» [1], в случае, если вагону устанавливается назначенный срок службы, превышающий численные значения, приведенные в «Положении...», новые значения назначенного срока службы должны быть подтверждены экспериментально путем проведения ресурсных испытаний вагона в целом или узлов, лимитирующих его срок службы.

В настоящее время типовые методи-

ки экспериментальной оценки срока службы отсутствуют. При этом, в зависимости от типа вагона определяющее срок службы повреждающее воздействие может быть различным. Так для интенсивно эксплуатируемых вагонов и подлежащих роспуску с сортировочных горок в основном лимитирующей нагрузкой является продольная нагрузка от соударения вагонов. Данная нагрузка при испытаниях может быть смоделирована ресурсными ис-

пытаниями при многократных соударениях. Однако для вагонов-самосвалов, не подлежащих роспуску с горок и большей частью эксплуатируемых в составе поездов постоянного формирования данный способ подтверждения ресурса не должен применяться, по причине не соответствия реальному нагружению в эксплуатации. Наибольший вклад в повреждающее воздействие, определяющее ресурс при многоцикловом нагружении вагона-самосвала вносит динамическая составляющая вертикальной нагрузки, возникающая при движении. Поэтому для данного типа подвижного состава наиболее целесообразна

Цель работы

Целью работы являлось экспериментальное подтверждение срока службы вагона-самосвала, на основе разработанной методики. ООО «ИЦПС» в рамках работ по постановке на производство на АО

Методика экспериментального подтверждения срока службы

Отличия вагонов-самосвалов моделей 32-626 и 32-626-01 заключаются в наличии у вагона модели 32-626-01 амортизирующего настила пола из деревянных досок, для установки которого, каркас верхней рамы накрывается металлическими листами, затем устанавливается деревянный настил, а затем закрывается листом пола, идентичным применяемому в вагоне 32-626. Нижние рамы данных вагонов одинаковые.

На начальном этапе были определены узлы, которые определяют ресурс вагонов-самосвалов. Назначенный ресурс вагонов определяется возникновением при их эксплуатации неисправностей, описанных в ЦЧУ-ЦВ/4433 [2] и в «Требованиях по исключению вагонов из инвентаря» [3]. Неисправности, описанные в указанных документах, были классифицированы по причинам их возникновения и возможности возникновения в конструкции вагонов-самосвалов. Неисправности причиной которых является нарушение условий эксплуатации были исключены из рассмотрения. В результате определено, что элементом конструкции, определяющим ресурс вагона в целом, является хребтовая балка.

разработка методики, предусматривающей оценку назначенного ресурса.

Разработанные АО «ЗМК» вагоны-самосвалы моделей 32-626 и 32-626-01, согласно техническим условиям спроектированы на срок службы 32 года. При этом, согласно «Положению...» [1] назначенный срок службы вагонов-самосвалов (думпкаров) составляет 22 года. Таким образом, для подтверждения срока службы вагонов-самосвалов 32-626 и 32-626-01 должна обязательно выполняться расчетно-экспериментальная оценка путем проведения ресурсных испытаний вагона или его наиболее нагруженных узлов.

«ЗМК» данных вагонов, разработал соответствующую методику и провел экспериментальное подтверждение срока службы шкворневого узла.

Далее, на основании расчета сопротивления усталости, была выбрана зона хребтовой балки с наименьшим коэффициентом запаса. Такой зоной являлось место пересечения шкворневой и хребтовой балок. Данная зона является наиболее нагруженной с точки зрения усталостной прочности, воспринимающей весь комплекс нагрузок в течение всего периода эксплуатации и не подлежащей замене. Поэтому элементом конструкции вагона, определяющим его ресурс, является узел соединения хребтовой балки со шкворневой (шкворневой узел).

В 60-70-х годах прошлого столетия при оценке ресурса полувагонов широко применялись стендовые ресурсные испытания его узлов [4-15], и их методика апробирована при отработке различных конструкций шкворневых узлов. Кроме того, разработку методик оценки запаса сопротивления усталости шкворневых узлов вагонов-платформ выполнял ООО «ИЦПС» с последующим проведением испытаний в ЗАО НО «ТИВ». На основании имеющегося опыта силами ООО «ИЦПС» была разработана методика стендовых ресурсных испытаний шкворневых узлов

вагонов-самосвалов. В целом методика состоит из аналогичных этапов, что и разработанные ранее, однако особое внимание в данной работе уделено начальным этапам, таким как определение нагруженности узла, расчет испытательных нагрузок и обоснование контрольного числа циклов.

Выполненная работа, по разработке методики является уникальной, поскольку до этого не применялась к шкворневым узлам вагонов-самосвалов.

В ходе испытаний выполнялся контроль характеристик, которые определяют

усталостную прочность конструкции. При испытаниях фиксировались усталостные повреждения конструкции и количество циклов, при которых они обнаружены, а также значения статических и динамических напряжений.

При разработке схемы нагружения опытного образца составлена схема сил и определены изгибающие моменты нижней рамы, которые соответствуют нагружению узла при движении вагона. Схема нагружения хребтовой балки вагона-самосвала приведена на рис. 1.

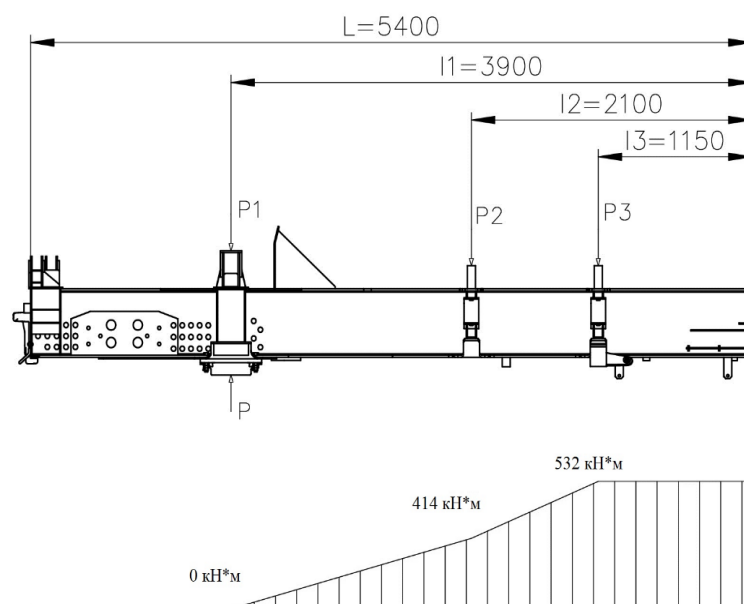


Рис. 1. Схема сил и изгибающих моментов, действующих на хребтовую балку рамы нижней

Реакция в пятнике определялась по формуле

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \quad (1)$$

Силы P_1 , P_2 и P_3 определялись пропорционально расстояниям между опорами, при условии, что нагрузка распределена равномерно по всей длине рамы нижней.

$$P_1 = P \frac{(L-l_1)+0,5 \cdot (l_1-l_2)}{L} \quad (2)$$

$$P_2 = P \frac{0,5 \cdot (l_1-l_2)+0,5 \cdot (l_2-l_3)}{L} \quad (3)$$

$$P_3 = P \frac{0,5 \cdot (l_2-l_3)+l_3}{L} \quad (4)$$

В результате вычислений по формулам (2) - (4) получаем $P_1=0,44P$, $P_2=0,26P$, $P_3=0,30P$.

Из рис. 1 следует, что изгибающий

момент в хребтовой балке в зоне пятника отсутствует, поэтому при испытаниях его не моделировали.

На шкворневую балку действует сила P_1 , следовательно, на один конец шкворневой балки действует сила $0,5 \cdot P_1$ или $0,22P$. Расстояние действия силы на шкворневой балке соответствует роликовым опорам и равняется 600 мм от оси шкворня.

Таким образом, силы, приходящиеся на хребтовую балку, составляют P_1+P_2 или $0,56P$. На один конец хребтовой балки приходится $0,5 \cdot 0,56P=0,28P$. Расстояние между опорами хребтовой балки не регламентировано, т.к. отсутствует изгибающий момент в данной зоне. В данном

случае расстояние от оси шкворня до оси действия силы принимаем 800 мм исходя из особенностей конструкции и учета сварных швов в шкворневой зоне, чтобы хребтовая балка работала на изгиб, а не на смятие.

Кручение хребтовой балки реализовано также, как и в ранее выполняемых работах Уральского отделения ВНИИЖТ и ООО «ИЦПС», опора хребтовой балки располагалась со смещением на величину 150 мм относительно продольной оси хребтовой балки. В результате получена схема нагружения шкворневого узла, которая также применялась при ресурсных испытаниях вагонов других типов [10, 11, 16]. Отличия заключались в расстояниях между опорами, две из которых расположены по концам хребтовой балки, и две – по концам шкворневых балок.

Основным принципом при определении схемы нагружения являлось обеспечение, и сохранение на всем протяжении испытаний, необходимых реакций в опорах, а также в их соотношения между собой. Предложенная схема распределения нагрузок наиболее полно имитирует эксплуатационную нагруженность рассматриваемого узла вагона.

Расположение цилиндрической опоры под опорными балками было рассчитано по формулам, приведенным в статье [16]. По результатам расчета определены расстояния l и l_1 которые составили 918 и 514 мм соответственно.

Для более точного распределения реакций в опорах опытного образца допускалось изменение расстояния вдоль оси хребтовой балки, при этом выполнял-

ся контроль величин реакций во всех опорах.

Определение средней и амплитудной нагрузки цикла выполнено по формулам, приведенным в ранее выполненной работе [16]. В отличие от предыдущих работ был выполнен расчет накопленного усталостного повреждения для шкворневого узла по двум нормативным документам («Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [17] и «ГОСТ 33211-2014» [19]) и выбрано наибольшее значение.

В разработанной методике были проведены данные вычисления, они показали, что накопленное усталостное повреждение в эксплуатации за срок службы для шкворневого узла разное, так при расчете по [19] данная величина больше на 10,4 %, чем при расчете по [17].

Результаты расчета, позволили определить среднюю и амплитудную нагрузку цикла $P_m = 414,0$ кН, $P_a = 251,8$ кН. Амплитудная нагрузка приведена к контрольному числу циклов $N_{исп} = 10^6$. Контрольное число циклов $N_{исп} = 10^6$ выбрано таким образом, чтобы при проведении испытаний материал шкворневого узла находился в зоне упругого деформирования, т.е. испытания выполнялись в зоне многоциклового усталости в соответствии с ГОСТ 23207-78 [18], с одновременным возможным сокращением временных затрат.

Таким образом для получения положительного результата опытный образец должен выдержать количество циклов до разрушения не менее 10^6 при установившемся режиме испытаний $414,0 \pm 251,8$ кН.

Проведение испытаний и оценка результатов

Для проведения испытаний АО «ЗМК» изготовило четыре опытных образца, общий вид которых представлен на рис. 2.

Нагружение опытных образцов циклической нагрузкой выполнялось на специальном стенде. В качестве рабочего ор-

гана применялись два гидроцилиндра номинальным усилием 1000 кН. Данные гидроцилиндры были подключены к испытательной машине ПЦА-100. На рис. 3 и 4 представлены опытный образец, который помещен в стенд, и опоры образца.

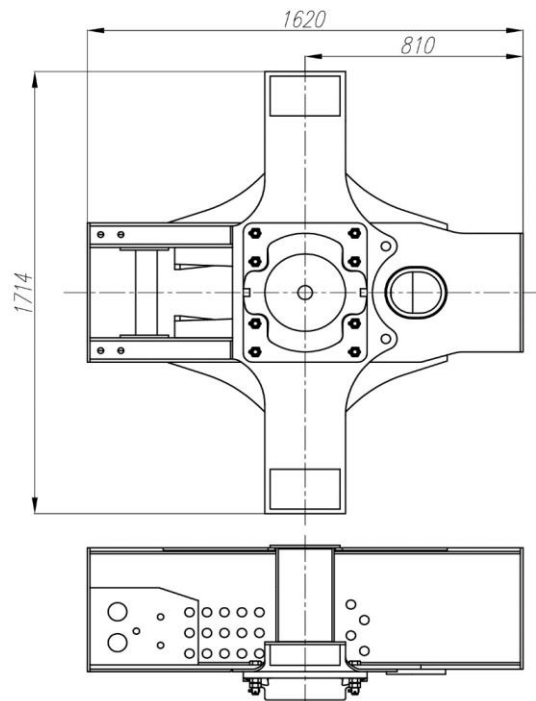


Рис. 2. Опытный образец шкворневого узла для испытаний



Рис. 3. Опытный образец, установленный в стенд

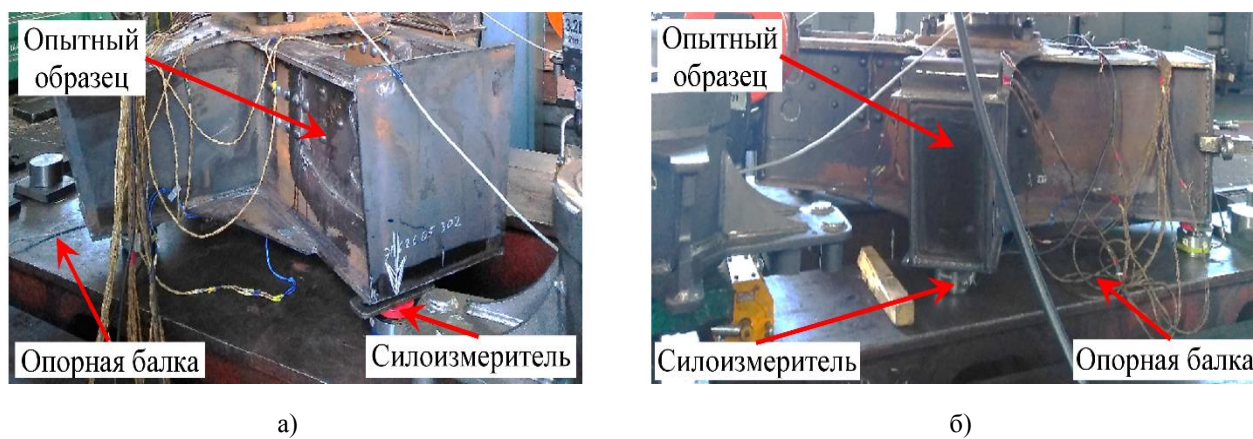


Рис. 4. Опоры опытного образца
а – опора хребтовой балки; б – опора шкворневой балки

В ходе испытаний контроль напряжений, возникающих в образцах, осуществлялся при помощи тензометрии. Контрольные точки, в которых были установлены тензорезисторы, были определены с помощью разработанной схемы. В основу данной схемы были положены результаты расчетов. Количество циклов приложения динамической нагрузки определялось по показаниям электромеханического счетчика. Наличие усталостных повреждений контролировалось визуально и фиксировалось при помощи фотоаппаратуры.

Проведение испытаний, выполнение требований безопасности, а также процедура обработки и анализа результатов испытаний были выполнены с учетом ГОСТ 33788-2016 [20].

По завершению статических испытаний, был проведен анализ, полученных результатов, в результате которого установлено, что зависимость изменения нагрузки и напряжения в контрольных точках имеют линейный характер, что показывает их достоверность, кроме того напряжения в элементах конструкции при приложении испытательных нагрузок не превышали предел текучести материала. Максимальные зафиксированные значения напряжений составили 81 МПа при нагрузке 700 кН.

Динамические испытания каждого

образца выполняли при асимметричном цикле нагружения до получения предельного состояния, либо разрушения. Под разрушением понималось такое повреждение образца, при котором становится невозможно дальнейшее поддержание установленного режима работы стенда, в связи со значительным снижением жесткости образца. При испытаниях частота изменения циклической нагрузки составляла 4 Гц. При достижении контрольного числа циклов $N_{исп} = 10^6$ и отсутствии усталостных повреждений испытательную нагрузку увеличивали на 10% амплитудной нагрузкой и продолжали испытания до достижения $N = 2,5 \cdot 10^6$. После достижения данного количества циклов нагружения (в 2,5 раза превышающего базовое число) было принято решение не продолжать испытания, так как отсутствие разрушений образцов, при достигнутом числе циклов однозначно свидетельствовало о том, что образцы выдержали испытания.

При проведении испытаний на одном из образцов шкворневого узла была обнаружена трещина представленная на рисунке на рис. 5. Количество циклов нагружения данного образца, при появлении трещины составило 7,4 млн. Испытания данного образца были продолжены, при этом развития трещины не происходило, при достижении 8,9 млн. циклов испытания были остановлены.



Рис. 5. Общий вид трещины в образце шкворневого узла

Как указано выше, в процессе испытаний шкворневой узел подвергался нескольким уровням амплитудной нагрузки, поэтому для оценки результатов, с учетом гипотезы линейного суммирования повреждающего воздействия при нагрузке, рассчитывалось приведенное к амплитуде $P_a = 251,8$ кН, количество циклов нагружения по формуле

$$N = x_i \cdot \left(\frac{P_i}{P_a}\right)^m, \quad (5)$$

где N – приведенное к амплитудной нагрузке P_a число циклов нагружения; x_i –

полученное на испытаниях количество циклов при заданном режиме испытаний; P_i – фактическая амплитудная нагрузка при испытаниях, кН.

Полученное в результате пересчета число циклов до обнаружения трещины и до разрушения (остановки испытаний) было занесено в таблице. При этом ресурс до разрушения установлен более 32 лет для всех образцов, так как данному сроку службы соответствует контрольное количество циклов $N_{исп} = 10^6$.

Таблица

Результаты ресурсных испытаний

№ образца	Режим нагружения, кН (тс)				№ трещины	Количество циклов, млн		Ресурс до разрушения, лет
	P_m	P_a	P_{max}	P_{min}		До обнаружения трещины	До разрушения (или остановки испытаний)	
1					-	-	3,4	более 32
2	414,0	251,8	665,8	162,2	-	-	3,3	более 32
3	(42,2)	(25,67)	(67,87)	(16,53)	1	7,4	8,9	более 32
4					-	-	3,3	более 32

Из-за того, что получена только одна трещина и ни один образец не разрушился и не достиг предельного состояния, выполнить статистический анализ результатов не представляется возможным. По результатам испытаний выполнена оценка действительного числа циклов по минимальному значению количества циклов до остановки испытаний для образца № 4 по формуле

$$(1 - \varepsilon)\bar{x} \leq x_{\text{ср}} \leq (1 + \varepsilon)\bar{x}, \quad (6)$$

где \bar{x} – выборочное среднее значение циклов до появления первой трещины и до разрушения, вместо \bar{x} принято минимальное количество циклов до остановки испытаний; ε – относительная погрешность, принятая в соответствии с номограммой для значения доверительной вероятности

Выводы

Разработанная с целью оценки усталостной прочности шкворневых узлов методика позволила подтвердить назначенный срок службы вагона-самосвала в наиболее сжатые сроки. При этом достоверность полученных результатов превышает расчетный метод оценки ресурса конструкции шкворневого узла вагона-самосвала.

Представленная в статье методика проведения стендовых испытаний на ресурс шкворневых узлов вагонов-самосвалов является частью комплекса

β. Для деталей, влияющих на безопасность эксплуатации принимается $\beta=0,9$ (в соответствии с приложением 2 ГОСТ 25.507-85 [21]). Принимаем $\varepsilon = 0,38$.

В результате получено минимальное значение количества циклов нагружения до остановки испытаний

$$x_{\text{ср}} = (1 - 0,38) \cdot 3,3 \cdot 10^6 = 2,0 \cdot 10^6.$$

Анализ полученных результатов показал, что первая трещина в шкворневых узлах возникла при количестве циклов нагружения в несколько раз превышающем контрольное число циклов. Единственная трещина, полученная при стендовых испытаниях, получена при достижении более 7 млн. циклов. Что говорит о значительном запасе сопротивления усталости данного узла у вагонов-самосвалов.

работ по постановке на производство вагонов-самосвалов моделей 32-626 и 32-626-01, выполняемого совместно ЗАО НО «ТИВ» и ООО «ИЦПС». По результатам ресурсных испытаний оформлены протоколы 77702333-530 Д10/1 [22] и 77702333-530 Д10/2 [23], подтверждающие срок службы вагонов-самосвалов. В результате данной работы успешно апробирована методика ресурсных испытаний, которая может быть использована при подтверждении назначенного срока службы данного типа вагонов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Положение о системе технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов**, допущенных на пути общего пользования в международном сообщении, Совет по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества, протокол от 16-17 октября 2012. - № 57.
2. **ЦЧУ-ЦВ/4433**. Инструкция по исключению из инвентаря вагонов. – М.: – Транспорт. – 1987. – 29 с.
3. **Требования по исключению из инвентаря грузовых вагонов**. Комиссия Совета по железнодорожному транспорту полномочных специалистов вагонного хозяйства железнодорожных администрации/ протокол от 16-17 декабря 2008. – № 46.
4. **Афанасьев А. Е.** Совершенствование конструкции шкворневого узла универсального полувагона // Совершенствование методик исследования грузовых вагонов : сб. науч. тр. / под ред. А. А. Битюцкого. – СПб., Инженерный центр вагоностроения, 2011. – Вып. 9. – С. 101-110.
5. **Сурвилло А. Б.** Стендовые и эксплуатационные испытания натуральных узлов сочленения хребтовой и шкворневой балок : отчет о НИР (заключ.). Тема 138-В-68 / Уральское отделение ВНИИЖТ ; УВЗ ; исп. А. Б. Сурвилло, А. Г. Зоценко, С. В. Вершинский, И. В. Тарлинский. – Свердловск, 1968. – 86 с.
6. **Соколов П. С.** Экспериментальные исследования работы шкворневого узла 4-осных полувагонов и пути повышения его эксплуатационной надежности / П. С. Соколов, В. И. Гамиров, И. В. Тарлинский, С. И. Михайлов // Вагоны и грузовая работа: материалы III науч.-техн. конф. / Уральское отделение ВНИИЖТ – Свердловск, 1964. - Вып. 5. – С. 26-38.
7. **Сурвилло А. Б.** Исследование динамической нагруженности и оценка усталостной прочности

- несущих узлов восьмиосных полувагонов / А. Б. Сурвилло, В. С. Плоткин, А. Б. Бронивичский // Динамика и прочность перспективных вагонов: сб. науч. тр. / ВНИИЖТ; под ред. д-ра техн. наук С. В. Вершинского. – М., 1976. – Вып. 548. – С. 94-109.
8. **Гамиров В. И.** Исследование эффективности усиления шкворневого узла четырехосных полувагонов // Повышение надежности и совершенствование методов ремонта и эксплуатации грузовых вагонов: материалы IV науч.-техн. конф. / Уральское отделение ВНИИЖТ. – Свердловск, 1965. – Вып. 10. – С. 63-75.
 9. **Кузьмич Л. Д.** Ускоренные испытания вагонных конструкций на усталостную прочность / Л. Д. Кузьмич // Повышение прочности и надежности вагонных конструкций: сб. науч. тр. / ВНИИ Вагоностроения. – М., 1971. – Вып. 14. – С. 3-15.
 10. **Ченцов И. Е.** Исследование напряженного состояния крестообразных макетов шкворневых узлов полувагонов. Разработка предложений по совершенствованию конструкции сочленения шкворневой и хребтовой балок по результатам усталостных испытаний крестообразных макетов шкворневых узлов: отчет о НИР (заключ.). Тема 544-У-83, р. 3а / ВНИИЖТ; исп. И. Е. Ченцов, В. А. Косарев, В. В. Зубарев. М., 1983. – 74 с.
 11. **Соколов П. С.** Испытания шкворневых узлов полувагонов: отчет о НИР (заключ.). Тема 138-В-72, р. 7а / Уральское отделение ВНИИЖТ; исп. П. С. Соколов и др. Свердловск, 1972. – 79 с.
 12. **Шмерман Т. П.** Повышение долговечности шкворневых балок восьмиосных полувагонов / Т. П. Шмерман, С. И. Михайлов // Железнодорожный транспорт. – 1978. – № 4. – С. 39-41. – ISSN 0044-4448.
 13. **Жовтобрюх Г. Д.** Исследование сопротивления усталости шкворневого узла универсальной платформы / Г. Д. Жовтобрюх, М. Н. Закс, Е. Т. Иорш и др. // Проблемы совершенствования вагонных конструкций и методов исследования: сб. науч. тр. / ВНИИ Вагоностроения. – М., 1984. – Вып. 53. – С. 63-72.
 14. **Кашкин А. И.** Исследование усталостной прочности макетных образцов и натуральных узлов платформ, изготовленных из стали марки 10Г2БД / А. И. Кашкин, Н. И. Миронов // Повышение прочности и надежности вагонных конструкций: сб. науч. тр. / ВНИИ Вагоностроения. – М., 1980. – Вып. 42. – С. 76-90.
 15. **Сурвилло А. Б.** Расчетно-экспериментальная оценка усталостной прочности и долговечности рамы универсальной 4-осной платформы / А. Б. Сурвилло, А. П. Погребной // Повышение прочности и надежности вагонных конструкций: сб. науч. тр. / ВНИИ Вагоностроения. – М., 1980. – Вып. 42. – С. 8-21.
 16. **Додонов А. В.** Разработка и апробация методики ресурсных испытаний шкворневого узла вагона-платформы для лесоматериалов / А. В. Додонов, А. Е. Афанасьев, Д. И. Загорский, А. А. Хоменко, А. Н. Макаров // Транспорт Урала. – 2019. – № 2 (61). – С. 15-22. – DOI: 10.20291/1815-9400-2019-2-15-22. – ISSN 1815-9400.
 17. **Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (не-самоходных).** М.: ГосНИИВ; ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
 18. **ГОСТ 23207-78** Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения.
 19. **ГОСТ 33211-2014** Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Стандартиформ, 2016. – 52 с.
 20. **ГОСТ 33788–2016** Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. М.: Стандартиформ, 2016. – 42 с.
 21. **ГОСТ 25.507-85** Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования // Официальное издание. Механические испытания. Расчет и испытания на прочность: Сб. стандартов. – М.: Стандартиформ, 2005. – 19 с.
 22. **77702333-530 Д1/1** Вагон-самосвал. Модель 32-626-01. Протокол по результатам ресурсных испытаний шкворневого узла. ООО «ИЦПС», 2019. – 34 л.
 23. **77702333-530 Д1/2** Вагон-самосвал. Модель 32-626. Протокол по результатам ресурсных испытаний шкворневого узла. ООО «ИЦПС», 2019. – 34 л.
1. **Maintenance and Repair Regulation of Freight Cars** admitted to public roads in international railway communications, *Council on Railway Transport of Participating States of Commonwealth*, Protocol of 16-17 October, 2012. – No. 57.
 2. **TsChU-TsV/4433. Instruction on Car Abandonment from Inventory.** – М.: - Transport. – 1987. – pp. 29.
 3. **Requirements on Freight Car Abandonment from Inventory.** *Commission of Council on Railway Transport of Authorized Experts of Railway Authorities/* Protocol No.46 of 16-17 December, 2008.
 4. **Afanasiev A.E.** Hinge Pivot Unit Improvement of Universal Gondola Car // *Improvement of Gondola Car Analysis Procedures: Proceedings* / under the editorship of A.A. Bityutsky. – S-Pb., Engineering Center of Car Building, 2011. – Issue 9. – pp. 101-110.
 5. **Survillo A.B.** *Bench and Operation Tests of Full-Scale Units of Center Sills and Body Bolster Beams:* RE report (Conclusion). Subject 138-V-68 / Urals Branch of RIRT; UCB; performed: A.B. Sur-

- villo, A.G. Zotsenko, S.V. Vershinsky, I.V. Tarlinsky. – Sverdlovsk, 1968. – pp. 86.
6. **Sokolov P.S.** Pivot unit experimental researches of four-axle gondola cars and ways for its operation reliability / P.S. Sokolov, V.I. Gamirov, I.V. Tarlinsky, S.I. Mikhailov // *Cars and Load Work: Proceedings of the III-d Scientif.-Tech. Conf. / Urals Branch of RIRT – Sverdlovsk, 1964. – Issue 5. – pp. 26-38.*
 7. **Survillo A.B.** Dynamic load research and fatigue strength estimate of load-carrying units in eight-axle gondola cars / A.B. Survillo, V.S. Plotkin, A.B. Bronivitsky // *Dynamics and Strength of Promising Cars: Proceedings / RIRT; under the editorship of Dr. Sc. Tech. S.V. Vershinsky. – M., 1976. – Issue 548. – pp. 94-109.*
 8. **Gamirov V.I.** Research of pivot unit reinforcement effectiveness in four-axle gondola cars // *Reliability Increase and Improvement of Repair and Operation Methods for Freight Cars: Proceedings of the IV-th Scientif.-Tech. Conf. / Urals Branch of RIRT. – Sverdlovsk, 1965. – Issue 10. – pp. 63-75.*
 9. **Kuzmich L.D.** Fatigue strength accelerated tests of car structures / L.D. Kuzmich // *Strength and Reliability Increase in Car Structures: Proceedings / REI of Car Building. – M., 1971. – Issue 14. – pp. 3-15.*
 10. **Chentsov I.E.** Stressed state research in crossed models of gondola car pivot units. Development of offers on improvement of design in joints of body bolster beam and center sill on results of fatigue tests of crossed models of pivot units: *RI Report (conclusion)*. Subject 544-U-83, r. 3a / RIRT; performed: I.E. Chentsov, V.A. Kosarev, V.V. Zubarev. M., 1983. – pp. 74.
 11. **Sokolov P.S.** Tests of gondola car pivot units: *RI Report (Conclusion)*. Subject 138-V-72, r. 7a / Urals Branch of RIRT; performed: P.S. Sokolov et al. Sverdlovsk, 1972. – pp. 79.
 12. **Schmerman T.P.** Body bolster beam life increase in eight-axle gondola cars / T.P. Schmerman, S.I. Mikhailov // *Railway Transport. – 1978. – No.4. – pp. 39-41. - ISSN 0044-4448.*
 13. **Zhovtobryukh G.D.** Researches of fatigue resistance in pivot unit of universal platform / G.D. Zhovtobryukh, M.N. Zaks, E.T. Iorsh et al. // *Problems in Car Design Improvement and Research Methods: Proceedings / RI of Car Building. – M., 1984 – Issue 53. – pp. 63-72.*
 14. **Kashkin A.I.** Research of fatigue strength of model samples and full-scale units of platforms made of steel 10G2BD / A.I. Kashkin, N.I. Mironov // *Strength and Reliability Increase in Car Structures: Proceedings / RI of Car Building. – M., 1980. – Issue 42. – pp. 76-90.*
 15. **Survillo A.B.** Calculated-experimental estimation of frame fatigue and life of universal four-axle flat car / A.B. Survillo, A.P. Pogrebnoy // *Strength and Reliability Increase of Frame in Four-axle Flat Car : Proceedings / RI of Car Building. – M., 1980. – Issue 42. – pp. 8-21.*
 16. **Dodonov A.V.** Development and probation of pivot unit life testing of flat car for timber / A.V. Dodonov, A.E. Afanasiev, D.I. Zagorsky, A.A. Khomenko, A.N. Makarov // *Urals Transport. – 2019. – No.2(61). – pp. 15-22. DOI: 10.20291/1815-9400-2019-2-15-22. - ISSN 1815-9400.*
 17. **Standards for Computation and Design of Cars (non-self-propelled) for RM track width of 1520 mm.** M.: StateRIC; RIERT, 1996. – pp. 319.
 18. **GOST 23207-78 Fatigue Resistance. Basic Terms and Definitions and Designations.**
 19. **GOST 33211-2014 Freight Cars. Requirements to Strength and Dynamic Properties.** M.: Standardinform, 2016. – pp. 52.
 20. **GOST 33788-2016 Freight and Passenger Cars. Strength Test Methods and Ride Performance.** M.: Standardinform, 2016. – pp. 42.
 21. **GOST 25.507-85 Computations and strength tests in mechanical engineering. Fatigue test methods at load operation modes. General Requirements // Official Edition. Mechanical Tests. Computations and Tests for Strength: Standard Collection. – M.: Standardinform, 2005. – pp. 19.**
 22. **77702333-530 D1/1 Dump Car. Model 32-626-01. Protocol on Results of Resource Tests of Pivot Unit.** PC “ITsPS”, 2019. – pp. 34.
 23. **77702333-530 D1/2 Dump Car. Model 32-626. Protocol on Results of Resource Tests of Pivot Unit.** PC “ITsPS”, 2019. – pp. 34.

Ссылка цитирования:

Афанасьев, А.Е. Экспериментальное подтверждение срока службы шкворневого узла вагона-самосвала / А. Е. Афанасьев, А. О. Воробьев, А. В. Додонов, Д. И. Загорский, С. Д. Кориунов, А. А. Хоменко // *Вестник Брянского государственного технического университета. – 2021. - № 4. – С. 36 - 46. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-4-36-46.*

Статья поступила в редакцию 21.01.21.
Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета,
Кобищанов В.В.,
член редсовета журнала «Вестник БГТУ».
Статья принята к публикации 25.03.21.

Сведения об авторах:

Афанасьев Александр Евгеньевич, к.т.н., зам. руководителя отдела экспертизы, ООО «Инженерный центр подвижного состава» (ООО «ИЦПС»), e-mail: aae@engcenter.ru.

Воробьев Артем Олегович, инженер II категории, ЗАО Научная организация «Тверской институт вагоностроения» (ЗАО НО «ТИВ»), e-mail: 19club@mail.ru.

Додонов Александр Владимирович, к.т.н., зам. директора, ООО «Инженерный центр подвижного состава» (ООО «ИЦПС»), e-mail: a.dodonov@engcenter.ru.

Afanasiev Alexander Yevgenievich, Can. Sc. Tech., Deputy Head of Examination Department, PC “Engineering Center of Rolling-Stack” (PC “ECRS”), e-mail: aae@engcenter.ru.

Vorobiyov Artyom Olegovich, Engineer of 2d Category, CC Scientific Organization “Tver Institute of Car Building” (CCSO “TICB”), e-mail: 19club@mail.ru.

Dodonov Alexander Vladimirovich, Can. Sc. Tech., Deputy Director, PC “Engineering Center of Rolling-Stack” (PC “ECRS”), e-mail: a.dodonov@engcenter.ru.

Zagorsky Denis Igorevich, Deputy Head of Exami-

Загорский Денис Игоревич, зам. руководителя отдела испытаний, ООО «Инженерный центр подвижного состава» (ООО «ИЦПС»), e-mail: zdi@engcenter.ru.

Коршунов Сергей Дмитриевич, к.т.н., зав. лабораторией, ЗАО Научная организация «Тверской институт вагоностроения» (ЗАО НО «ТИВ»), e-mail: korshunow1@yandex.ru.

Хоменко Андрей Анатольевич, к.т.н., заведующий лабораторией, ЗАО Научная организация «Тверской институт вагоностроения» (ЗАО НО «ТИВ»), e-mail: homenko@tiv.ru.

nation Department, PC “Engineering Center of Rolling-Stack” (PC “ECRS”), e-mail: zdi@engcenter.ru.

Korshunov Sergey Dmitrievich, Can. Sc. Tech., Head of the Lab., CC Scientific Organization “Tver Institute of Car Building” (CCSO “TICB”), e-mail: korshunow1@yandex.ru.

Khomenko Andrey Anatolievich, Can. Sc. Tech., Head of the Lab., CC Scientific Organization “Tver Institute of Car Building” (CCSO “TICB”), e-mail: homenko@tiv.ru.