

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.027.23

А. А. ШИКУНОВ<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, эл. почта tri\_s@ua.fm, ORCID 0000-0002-8256-2634

## ПРОЧНОСТЬ БОКОВОЙ РАМЫ ТРЕХЭЛЕМЕНТНОЙ ТЕЛЕЖКИ

**Цель.** В научной работе предполагается оценить влияние различных нагрузок на напряженно-деформированное состояние боковой рамы тележки грузового вагона, а также распределение полей напряжений в конструкции боковой рамы тележки грузового вагона с опиранием через горизонтальные поверхности, и через горизонтальные и наклонные поверхности челостного проема. **Методика.** Разработана объемная конечно-элементная модель боковой рамы тележки ЗК-1 грузового вагона. К модели приложены силы согласно действующей нормативной документации на теоретические исследования, определены напряжения, возникающие в элементах модели. Проведены статические испытания боковой рамы тележки модели ЗК-1, при которых определены напряжения, возникающие в ключевых точках рамы при действии сил согласно существующей методике статических испытаний боковых рам тележек грузового вагона. Для проверки качества конечно-элементной модели определены напряжения в ней при действии сил, соответствующих статическим испытаниям. Для согласования напряжений, полученных при теоретических исследованиях и статических испытаниях, определены соответствующие коэффициенты. Проведено сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований напряжений в конструкции боковой рамы для ее опасных сечений. **Результаты.** Нормативная документация на проведение экспериментальных исследований прочности боковых рам не учитывает в полной мере загрузки, действующие на раму во время ее эксплуатации, и предусмотренную теоретическим путем прочность боковой рамы. Оценка прочности боковой рамы по результатам только натурных испытаний не дает полной картины распределения полей напряжений, так как предусмотренные места установки датчиков не охватывают большинства элементов конструкции с возможной концентрацией напряжений. **Научная новизна.** Автором проведено сравнение нагрузок, прикладываемых к боковой раме при теоретических и экспериментальных исследованиях, с нагрузками, действующими в эксплуатации. Дана оценка влияния применения наклонных поверхностей в буксовом проеме. **Практическая значимость.** Полученные результаты позволяют более точно оценивать прочность боковой рамы трехэлементной тележки, а также возможность выбрать более предпочтительный способ опирания боковой рамы в буксовом узле.

*Ключевые слова:* боковая рама; трехэлементная тележка; прочность; испытания; расчет; опирание

### Введение

Прочность новых и модернизированных конструкций элементов вагонов оценивается при помощи экспериментальных и теоретических исследований. Каждый элемент вагона должен пройти эти два этапа и для каждого из них разработаны нормативные документы, регламентирующие нагрузки, которые необходимо прикладывать к объекту исследований при теоретических и экспериментальных исследованиях [3, 7, 8, 10].

Для боковой рамы трехэлементной тележки грузового вагона такими документами являются «Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1 520 мм (несамоходных)» [8] для теоретических исследований и «Надрессорные балки и боковые рамы

литые двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1 520 мм. Методика статических испытаний на прочность» [7] для экспериментальных.

Однако нагрузки, при действии которых исследуется напряженно-деформированное состояние боковой рамы при теоретических и экспериментальных исследованиях отличаются как значением, так и местом приложения. И если разность величин действующих нагрузок можно компенсировать соответствующими коэффициентами, то отличие мест приложения нагрузки компенсировать гораздо сложнее, что приводит к затруднениям при сравнении результатов испытаний и теоретических исследований.

Развитие вагонного парка ПАО «Укрзалізниця» и стран СНГ в последние годы направлено на повышение эффективности вагонов не

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

только за счет увеличения скорости движения [6], но и за счет повышения их грузоподъемности путем увеличения осевой нагрузки с 23,5 т/ось до 25 т/ось [4, 5, 13, 18].

Увеличение массы перевозимого груза ведет к необходимости усиления конструкции кузова вагона и его ходовых частей [1]. При этом с увеличением массы брутто вагона, кроме постоянно действующей статической нагрузки, постоянно действующей на тележку со стороны кузова и груза, увеличивается и динамическая составляющая, возникающая при движении вагона по магистральным путям. Что приводит к необходимости дополнительного усиления конструкции тележки и ее боковой рамы как одного из элементов [11].

Альтернативой повышения прочности элементов тележки является снижение динамических воздействий на нее во время движения. Этот эффект достигается различными способами, такими как: применение билинейного рессорного подвешивания в центральной ступени, усовершенствование пар трения в фрикционном клиновом гасителе колебаний, установка дополнительных связей между боковыми рамами тележки и т.д. [2, 12, 15, 16, 17]

Одним из способов снижения динамической составляющей нагрузки, действующей на боковую раму, является установка второй ступени подвешивания между боковой рамой тележки и буксой колесной пары. В данный узел вводится упругий элемент в виде пружины, полиуретановой, резиновой или резинометаллической прокладки. Такой элемент может воспринимать и передавать дальше как исключительно только вертикальные усилия, так и вертикальные и горизонтальные усилия.

Если для восприятия первых достаточно горизонтальных опорных поверхностей в челюстном проеме боковой рамы тележки, то для передачи горизонтальных усилий необходимо предусмотреть наличие упругого элемента между вертикальными опорными поверхностями. Реализовывая такой способ опирания, необходимо исключить возможность выпадения упругого элемента из пространства между вертикальными опорными поверхностями, путем его дополнительного крепления, что ведет к усложнению конструкции в месте взаимодействия боковой рамы и буксового узла. Альтер-

нативой является установка упругих элементов на наклонных поверхностях для восприятия вертикальных и горизонтальных нагрузок одним и тем же упругим элементом. Для этого необходимо предусмотреть соответствующие опорные поверхности как на корпусе буксы, так и в челюстном проеме или использовать переходные адаптеры. Второй способ не эффективен, хоть и ведет к повышению унификации боковой рамы, однако наличие дополнительных элементов ведет к уменьшению полезного пространства в челюстном проеме и размеров упругой вставки.

Переход от букс к подшипникам кассетного типа и буксовым адаптерам позволяет отказаться от унифицированных корпусов букс и применять буксовые адаптеры с различными поверхностями для опирания боковой рамы.

Необходимость наличия наклонных опорных поверхностей в челюстном проеме так же предусматривает изменение боковой рамы тележки, а передача горизонтальных нагрузок или их большей части, через верхний пояс челюстного проема ведет к перераспределению напряжений в боковой раме и необходимости усиления в местах, не критических для рам с отдельной передачей нагрузок.

### Цель

Целью работы является оценка влияния различных нагрузок на напряженно-деформированное состояние боковой рамы тележки грузового вагона, а также оценка распределения полей напряжений в конструкции боковой рамы тележки грузового вагона с опиранием через горизонтальные поверхности и через горизонтальные и наклонные поверхности челюстного проема.

### Методика

Исследование проводилось для боковой рамы трехэлементной тележки модели ЗК-1 производства КНР.

Боковая рама тележки ЗК-1 имеет типовую для боковых рам трехэлементных тележек конструкцию. Она состоит из верхнего, нижнего, наклонных поясов и 2 колонок. Опирание на колесные пары – через челюстные проемы, верхняя поверхность которых двускатная с горизонтальной площадкой посередине. В цен-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

травному проємі бокової рами розміщується комплект із 9-ти двурядних пружин рессорного підвешивання. На внутрішній поверхні монтується фрикційні планки гасителя коливань.

Для оцінки напружено-деформованого стану бокової рами розроблена кінечно-елементна модель. Применені об'ємні 10-вузлові елементи з характерним розміром ребра 10 мм. Розміри елементів варіюються по об'єму моделі і зменшуються в місцях наявності отворів, радіусних переходів і інших можливих концентраторів напружень. Розмір елемента подобрано так, щоб подальше його змінення не впливало на результати розрахунку. В процесі моделювання спочатку була створена об'ємна геометрична модель (рис. 1), яка була автоматично розбита на об'ємні кінцеві елементи (рис. 2). В отриманій кінечно-елементній моделі тележки 664 705 елементів, 1 789 864 вузлів і 5 369 592 ступеней свободи.



Рис. 1. Геометрична модель бокової рами тележки моделі ЗК-1



Рис. 2. Фрагмент кінечно-елементної моделі бокової рами тележки моделі ЗК-1

Для матеріала моделі прийняті наступні значення пружних постійних матеріала: мо-

дуль Юнга  $E = 210$  ГПа, коефіцієнт Пуассона  $\nu = 0,27$ .

Розрахунок проводився в відповідності з «Нормами...» [8], згідно з якими на бокову раму тележки діють комбінації вертикальних, поперечних і продольних навантажень.

Вертикальні навантаження представлені:

- вертикальної статическої навантаження;
- вертикальної динаміческої навантаження;
- вертикальної довантаження від продольної сили інерції вагона;
- вертикальної довантаження від гальмівної сили;
- вертикальної довантаження від сил інерції в кривій і сили тиснення вітру.

Бокові навантаження представлені:

- силами тиснення вітру і центробіжної силою при проходженні кривих ділячок шляху;
- поперечною складовою продольної квазістатическої сили;
- рамної силою.

Продольні навантаження представлені:

- силою інерції мас тележки;
- гальмівної силою;
- силою розпора від фрикційних клинців.

Ці навантаження об'єднані в шість варіантів навантаження, які відповідають:

а) силам, діючим на вагон в час його зіткнення з складом при розпуску з гірки;

б) силам, діючим на вагон в середині складу при затриманих впереди стоячих вагонах і не затриманих, наближаючих ззаду;

в) силам, діючим на останній вагон, що рухається з конструкційною швидкістю в складі при регулювальному гальмуванні в початку кривої ділячки;

г) силам, діючим на вагон, що рухається з конструкційною швидкістю в середині складу при регулювальному гальмуванні на прямій ділячки шляху;

д) силам, діючим на вагон, що рухається з конструкційною швидкістю в середині складу при регулювальному гальмуванні в кривій, при затриманих впереди стоячих вагонах і не затриманих, наближаючих ззаду;

е) силам, діючим на вагон, що рухається з конструкційною швидкістю, в сере-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

дине состава при регулировочном торможении в кривой.

І расчетному режиму соответствуют варианты нагружения а и б, III – в...е.

В табл. 1 приведены значения и места возникновения максимальных напряжений в боковой раме тележки.

Таблица 1

**Максимальные напряжения в боковой раме тележки, МПа**

Вариант нагружения	Место возникновения	Допускаемые значения	Расчетное значение
а	Нижние углы центрального рессорного проема	250	240
б	Вертикальная упорная поверхность челюстного проема	250	235
в	Нижние углы центрального рессорного проема	140	132
г	Вертикальная упорная поверхность челюстного проема	140	137
д	Вертикальная упорная поверхность челюстного проема	140	139
е	Нижние углы центрального рессорного проема	140	131

Для данной боковой рамы также проведен комплекс статических прочностных испытаний согласно [7]. Испытания проводились на территории Цицикарской железнодорожной компании с ограниченной ответственностью (КНР) на испытательной машине ZDM 200Pu.

В процессе испытаний регистрировались напряжения, возникающие в контрольных точках боковой рамы, при пяти схемах нагружения. Для боковых рам вагонов с осевой нагрузкой 245 кН предусмотрены следующие значе-

ния испытательных нагрузок и места их приложения:

1 – вертикальная нагрузка 490 кН равномерно приложена к местам опирания пружин центрального рессорного комплекта;

2 – горизонтальная нагрузка 147 кН приложена с внешней стороны боковой рамы к одной из колонок центрального рессорного проема;

3 – горизонтальные нагрузки по 73,5 кН каждая приложены с внешней стороны боковой рамы к обоим колонкам центрального рессорного проема;

4 – горизонтальные нагрузки по 122 кН приложены к фрикционным планкам центрального рессорного проема;

5 – горизонтальные нагрузки по 66 кН приложены к вертикальным поверхностям челюстного проема.

Для проверки адекватности конечноэлементной модели реальной боковой рамы проведены расчеты, при которых к конечноэлементной модели прикладывались нагрузки аналогичные испытательным, а полученные в результате расчета напряжения сравнивались с полученными при испытаниях [14]. На рис. 3 приведены контрольные сечения и места установки датчиков при испытаниях.

Сравнение результатов расчета и испытаний для некоторых контрольных точек приведены в табл. 2.

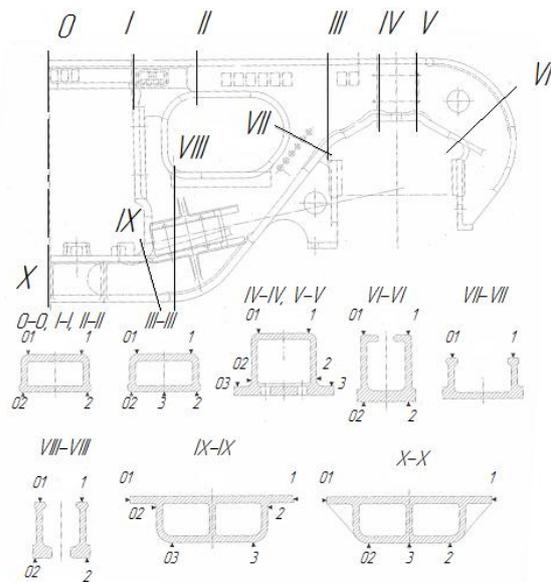


Рис. 3. Схема расположения тензодатчиков при статических испытаниях

Таблица 2

**Напряжения в контролируемых точках при испытаниях и теоретическом моделировании**

Сечение-точка	Напряжения при нагружении по схеме, МПа				
	1	2	3	4	5
0-2	-54,23	-42,73	-41,13	-22,17	-0,30
	-47,73	-44,46	-26,13	-21,26	-0,60
0-02	-48,10	44,83	38,7	21,83	-0,70
	-49,80	40,66	23,82	19,79	-0,53
I-2	-81,83	-99,67	-57,50	24,83	-3,23
	-86,59	-125,93	-53,00	30,29	-2,61
Г-2	-73,80	-43,03	-67,77	21,90	0,60
	-97,82	-59,88	-61,66	35,38	0,74
III-2	94,23	-0,57	-8,50	-3,37	23,40
	108,34	23,34	11,85	-4,50	24,81
III'-2	68,43	-15,47	-11,43	-2,47	0,07
	109,69	16,40	11,94	-4,63	0,01
III'-02	93,00	8,23	3,73	-3,23	0,10
	115,24	-16,99	-12,52	-4,46	0,01
VIII-1	-72,30	-10,70	-20,67	-30,00	0,03
	-70,25	-14,47	-18,41	-29,97	0,06
IX-1	31,50	-164,40	-132,20	9,23	-0,73
	44,59	-112,94	-54,39	11,05	-0,87
IX-01	22,23	103,60	84,83	11,53	-0,97
	67,82	165,31	84,93	11,07	-1,00
X-02	100,10	17,87	17,10	-0,70	-0,13
	105,53	15,69	9,42	-1,33	0,14

Примечание: в числителе приведены значения, полученные в результате испытаний, в знаменатели – теоретических исследований.

Как видно из табл. 2, результаты теоретических исследований достаточно хорошо согласуются с результатами испытаний, что свидетельствует об адекватности конечноэлементной модели и реальной боковой рамы.

Для сравнения результатов теоретического исследования согласно «Норм...» [8] и эксперимента согласно методики [7], рассчитаны коэффициенты соотношения прикладываемых при испытаниях нагрузок и комбинаций нагрузок, что действуют на боковую раму согласно «Норм...». Данные коэффициенты представлены в табл. 3.

Таблица 3

**Соотношение нагрузок при теоретических исследованиях и испытаниях боковой рамы**

Вариант нагружения	Суммарное усилие			
	Вертикальное усилие на нижний пояс	Поперечная сила на колонки	Сила распорки клиньев	Продольное усилие
а	0,91	0	0,36	1,24
б	0,46	1,44	0,21	0,89
в	0,89	0,23	0,35	0,35
г	0,77	0,81	0,31	0,74
д	0,80	0,81	0,32	0,74
е	0,80	0,81	0,32	0

Использование коэффициентов, приведенных в табл. 3, позволяет пересчитать напряжения, полученные в результате статических испытаний для сравнения их с результатами теоретических исследований по формуле:

$$\sigma_i = \sum k_{ij} \sigma_j,$$

где  $\sigma_i$  – напряжения, полученные при статических испытаниях по  $j$ -ой схеме нагружения, МПа;

$k_{ij}$  – коэффициент, учитывающий отношение усилий, приложенных по  $j$ -ой схеме нагружения статических испытаний и  $i$ -ом варианте нагружения при теоретических исследованиях;

$i$  – вариант нагружения при теоретических исследованиях,  $i=1, 2, \dots, 6$ ;

$j$  – схеме нагружения при статических испытаниях,  $j=1, 3, 4, 5$ .

В табл. 4 приведены напряжения, полученные в контрольных точках при теоретическом исследовании напряженно-деформированного состояния боковой рамы согласно «Норм...» (знаменатель) и полученные в результате пересчета результатов испытаний с учетом коэффициентов табл. 3 (числитель).

Таблица 4

**Напряжения в контролируемых точках при теоретическом моделировании и пересчете результатов испытаний**

Сечение-точка	Напряжения при нагружении по схеме, МПа					
	а	б	в	г	д	е
1	2	3	4	5	6	7
0-2	-42,00	-80,01	-50,19	-68,25	-69,66	-69,43
	-31,04	-53,26	-40,06	-49,19	-50,80	-53,78

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7
0-02	-37,02	37,47	-26,49	0,73	-0,63	-0,11
	-33,53	20,26	-30,40	-9,32	-11,05	-13,98
I-2	-69,88	-118,44	-78,66	-104,01	-106,25	-103,85
	-69,82	-114,42	-80,50	-103,14	-106,17	-105,69
I'-2	-58,84	-126,75	-73,56	-104,24	-106,24	-106,68
	-62,40	-120,37	-86,33	-108,12	-111,52	-120,42
III-2	113,84	51,46	89,01	81,60	84,65	67,29
	59,87	18,25	83,99	57,22	61,55	84,53
III'-2	61,67	14,80	57,41	42,44	44,66	44,61
	96,42	42,74	95,40	79,68	84,08	85,56
III''-02	83,87	47,91	82,54	73,32	76,31	76,24
	101,50	60,87	102,22	90,36	94,96	96,52
VIII'-1	-76,62	-69,63	-79,56	-81,34	-84,05	-84,08
	-65,16	-57,51	-68,07	-68,11	-71,04	-73,77
IX-1	31,13	-174,64	0,33	-80,70	-79,30	-78,76
	45,69	-78,17	-33,83	-42,58	-42,47	-41,59
IX-01	23,18	134,16	43,12	88,60	89,31	90,03
	68,29	161,82	85,80	127,45	130,21	129,57
X-02	55,45	10,85	51,24	36,77	38,78	38,76
	90,45	30,18	86,21	67,41	71,53	71,88

Примечание: в числителе приведены значения, полученные в результате пересчета результатов испытаний, в знаменатели – результаты теоретических исследований.

Как видно из табл. 4, между результатами теоретических исследований и пересчитанными результатами эксперимента имеется достаточно большое, иногда более 100 %, расхождение. Например, сечение III-2 при вариантах нагружения *a* и *б* экспериментальные-пересчитанные напряжения превышают теоретические в 1,9 и 2,8 раза, а при варианте нагружения *в* – практически равны. Для сечения III'-2, расположенного симметрично относительно вертикальной поперечной плоскости, при тех же вариантах нагружения экспериментальные-пересчитанные напряжения ниже теоретических в 1,5 и 2,9 раза. При этом значительных расхождений между сечениями при действии отдельных компонентов испытательной нагрузки (табл. 2) не наблюдается. Это связано с тем, что варианты нагружения *a* и *б* соответствуют первому расчетному режиму и продольная нагрузка, учитываемая при теоретических исследованиях, при этих вариантах достаточно велика. Моделирование действия силы инерции масс тележки и тормозной силы не предусмотрено при испытаниях. При действии этих сил, приложенных к одной из поверхностей фрикционных

планок, боковая рама упирается в одном из челюстных проемов внутренней вертикальной поверхностью, а в другом – внешней [9]. Это вызывает несимметричное нагружение боковой рамы и приводит к перераспределению напряжений в конструкции. Заменить действие этих сил результатами испытаний при воздействии распорных нагрузок в центральном и челюстном проеме не верно, так как при таких нагружениях участок боковой рамы между колонкой и челюстным проемом практически не работает, так как нет растягивающей или сжимающей его нагрузки.

Также, анализ распределения полей напряжений показал, что приведенные в [7] точки расположения датчиков на боковой раме тележки хоть и расположены в наиболее нагруженных сечениях, однако зачастую не дают полной картины о максимальных значениях напряжений, возникающих в этих сечениях. Напряжения, возникающие в контролируемом сечении или возле него, могут превышать значения в точке установки датчиков в два и более раза (рис. 4).

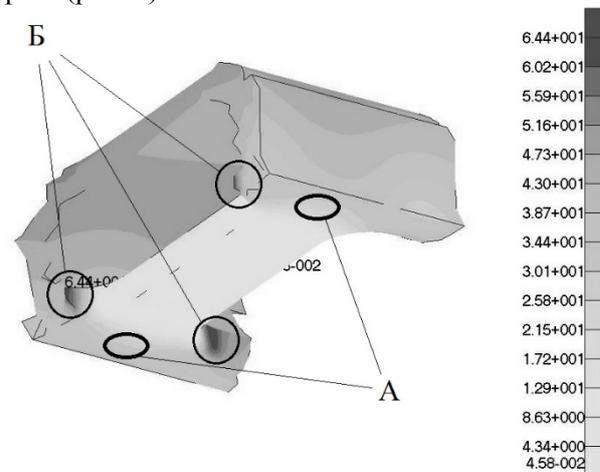


Рис. 4. Распределение напряжений в районе сечения *0* на верхнем поясе боковой рамы:

А – места установки датчиков (~34,4 МПа); Б – участки с повышенными напряжениями (64,4 МПа)

Для сравнения распределения напряжений в боковых рамах с разным опиранием в буксовых проемах моделировалась также боковая рама с опиранием в буксовом узле, которой производится только через горизонтальные поверхности аналогично тележки 18-100.

Для данной боковой рамы также была создана объемная модель, представленная на

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

рис. 5 и конечноэлементная модель (рис. 6). Применены также объемные 10 узловые элементы с характерным размером ребра 10 мм. В полученной конечноэлементной модели тележки 812 400 элементов, 1 290 310 узлов и 3 870 930 степеней свободы.



Рис. 5. Геометрическая модель боковой рамы тележки с горизонтальными опорными поверхностями



Рис. 6. Фрагмент конечноэлементной модели боковой рамы тележки опорными поверхностями

Сравнение распределения напряжений в боковых рамах проводилось при воздействии на них только при вертикальной нагрузке соответствующей первому варианту нагружения при испытаниях – нагрузка 490 кН равномерно приложена к местам опирания пружин центрального рессорного комплекта, так как эта нагрузка вносит основную составляющую в напряженно-деформированное состояние боковой рамы.

Сравнение напряжений в боковых рамах приведено в табл. 5.

Наличие наклонной площадки на участке перехода от наклонного пояса к верхнему поясу челюстного проема увеличило площадь сечения в районе внутреннего угла буксового проема, что позволило снизить напряжения на этом участке. Также снизило напряжения в районе

технологического окна и нижнего пояса, однако повысило их значения в нижнем углу центрального рессорного проема.

Таблица 5

**Напряжения в элементах боковых рам при действии вертикальной нагрузки 490 кН**

Участок	Напряжения в боковой раме, МПа	
	ZK-1	аналог 18-100
Внутренний угол буксового проема	121	173
Технологическое окно	139	156
Нижний угол центрального рессорного проема	245	225
Нижний пояс	139	191

**Результаты**

Оценка прочности боковой рамы трехэлементной тележки при моделировании нагрузок во время проведения натуральных испытаний согласно [7] не учитывает в полной мере нагрузки, действующие на раму во время ее эксплуатации и предусмотренных при оценке прочности боковой рамы теоретическим путем [8].

Оценка прочности боковой рамы по результатам только натуральных испытаний не дает полной картины распределения полей напряжений, так как предусмотренные места установки датчиков согласно [7] не охватывают большинства элементов конструкции с возможной концентрацией напряжений.

Применение наклонных опорных поверхностей в буксовом проеме позволяет снизить напряжения в его внутреннем углу.

**Научная новизна и практическая значимость**

Проведено сравнение нагрузок, прикладываемых к боковой раме при теоретических и экспериментальных исследованиях с нагрузками, действующими в эксплуатации.

Впервые дана оценка влияния применения наклонных поверхностей в буксовом проеме.

Полученные результаты позволяют более точно оценивать прочность боковой рамы трехэлементной тележки, а также позволяют

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

выбрать более предпочтительный способ опирания боковой рамы в буксовом узле.

**Выводы**

Нормативная документация, регламентирующая нагрузки, которые должны выдерживать боковые рамы тележек грузовых вагонов, не в полной мере учитывают возникающие при эксплуатации вагонов нагрузки.

Необходимо уточнить действующие согласно нормативной документации силы, прикла-

дываемые к боковой раме трехэлементной тележки при проведении прочностных испытаний.

Оценка прочности боковой рамы по результатам только натуральных испытаний не дает полной картины распределения полей напряжений в конструкции.

Наклонные поверхности в буксовом проеме в районе внутреннего угла предпочтительней горизонтальных.

**СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Богатов, А. А. О повышении служебных характеристик боковой рамы тележки грузового вагона / А. А. Богатов, Р. А. Ильиных // Вестн. ВНИИЖТа. – 2010. – № 6. – С. 42–44.
2. Бороненко, Ю. П. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2004. – Вип. 5. – С. 25–29.
3. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 2015.11.01. – Москва : Стандартинформ, 2012. – 87 с.
4. Динамические качества грузовых вагонов, имеющих тележки с диагональными связями / Е. П. Блохин, К. Т. Алпысбаев, Р. Б. Грановский [и др.] // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. Володимира Даля. – 2012. – № 5, ч. 1. – С. 12–16.
5. Захаров, С. М. Развитие тяжеловесного движения в мире / С. М. Захаров, К. П. Шенфельд // Вестн. ВНИИЖТа. – 2013. – № 4. – С. 9–18.
6. Мямлін, С. В. Прогнозування розвитку конструкції двовісного візка вантажного вагона / С. В. Мямлін, А. С. Мацюк // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2009. – Вип. 27. – С. 24–29.
7. Наддресорные балки и боковые рамы литых двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика статических испытаний на прочность. – Москва : ГосНИИВ : ВНИИЖТ, 1992.
8. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) (с изменениями и дополнениями № 1 (с 01.02.2000 г.) и № 2 (с 01.03.2002 г.)). – Москва : ГосНИИВ : ВНИИЖТ, 1996. – 352 с.
9. Определение параметров пространственного нагружения литых деталей тележки 18-9855 при проведении стендовых испытаний / Д. В. Шевченко, Т. С. Куклин, А. М. Орлова [и др.] / Техника железных дорог. – 2016. – № 1 (33). – С. 68–74.
10. ОСТ 32.183-2001. Тележки двухосные грузовых вагонов колеи 1520 мм. Детали литые. Рама боковая и балка наддресорная. Технические условия. – Введ. 2002.05.01. – Москва : МПС России, 2001. – 22 с.
11. Рейдемейстер, А. Г. Способы увеличения прочности боковых рам трехэлементных тележек / А. Г. Рейдемейстер, А. А. Шикунов // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 5 (59). – С. 141–149. doi: 10.15802/stp2015/55351.
12. Ушкалов, В. Ф. Модернизация тележек грузовых вагонов как вариант обновления ходовых частей грузового подвижного состава / В. Ф. Ушкалов, А. Д. Лашко, Т. Ф. Мокрий // Вестн. ВНИИЖТа. – 2013. – № 5. – С. 8–15.
13. Харыбин, И. А. Совершенствовать ходовую часть грузовых вагонов / И. А. Харыбин, А. М. Орлова, А. В. Додонов // Вагоны и вагонное хоз-во. – 2009. – № 1 (17). – С. 26–29.
14. Bubnov, V. Theoretical and experimental investigations of strength properties of cast parts for freight cars bogie with axle load of 245 kn / V. Bubnov, S. Myamlin, N. Mankevych // TRANSBALTICA 2013 : Thesis of the 8<sup>th</sup> Intern. Conf. (09.05–10.05.2013) / Vilnius Gediminas Technchal University. – Vilnius, 2013. – P. 9–13.
15. Kure, G. The evolution of railway axlebox technology [Электронный ресурс] / G. Kure // Evolution. – 2010. – 7 December. – Режим доступа: <http://evolution.skf.com/the-evolution-of-railway-axlebox-technology/>. – Заглавие с экрана. – Проверено : 03.05.2016.
16. Kure, G. The evolution of railway axlebox technology – Part two: Present and future [Электронный ресурс] / G. Kure // Evolution. – 2011. – 9 March. – Режим доступа: <http://evolution.skf.com/the-evolution-of-railway-axlebox-technology/>.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

- axlebox-technology-%E2%80%93part-two-present-and-future/. – Заглавие с екрана. – Проверено : 03.05.2016.
17. Myamlin, S. V. Experimental research of dynamic qualities of freight cars with bogies of different designs / S. V. Myamlin, O. O. Ten, L. O. Neduzha // Наука та прогрес транспорту. – 2014. – № 3 (51). – С. 136–145. doi: 10.15802/stp2014/25921.
18. Rizvi, D. R. Optimisation of Bogie Springs for Higher Axle Load Wagons / D. R. Rizvi, P. K. Bharti // Intern. J. of Engineering Research & Technology. – 2015. – Vol. 4. – Iss. 05. – P. 56–60. doi: 10.17577/ijertv4is050162.

О. А. ШИКУНОВ<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровській національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, ел. пошта tri\_s@ua.fm, ORCID 0000-0002-8256-2634

## МІЦНІСТЬ БІЧНОЇ РАМИ ТРЬОХЕЛЕМЕНТНОГО ВІЗКА

**Мета.** У науковій роботі передбачається оцінити вплив різних навантажень на напружено-деформований стан бічної рами візка вантажного вагона, а також розподіл полів напружень у конструкції бічної рами візка вантажного вагона, що спирається через горизонтальні поверхні, та через горизонтальні й похилі поверхні щелепного отвору. **Методика.** Розроблена об'ємна скінченно-елементна модель бічної рами візка ZK-1 вантажного вагона. До моделі прикладені сили відповідно до чинної нормативної документації на теоретичні дослідження, визначені напруження, що виникають в елементах моделі. Проведено статичні випробування бічної рами візка моделі ZK-1, при яких визначені напруження, що виникають у ключових точках рами при дії сил згідно з існуючою методикою статичних випробувань бічних рам візків вантажних вагонів. Для перевірки якості скінченно-елементної моделі визначена напруга в ній при дії сил, відповідних статичним випробуванням. Для узгодження напружень, отриманих при теоретичних дослідженнях, і статичних випробувань визначені відповідні коефіцієнти. Проведено порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень напружень у конструкції бічної рами для її небезпечних перетинів. **Результати.** Нормативна документація на проведення експериментальних досліджень міцності бічних рам не враховує повною мірою навантаження, що діють на раму під час її експлуатації, та передбачену теоретичним шляхом міцність бічних рам. Оцінка міцності бічних рам за результатами тільки натурних випробувань не дає повної картини розподілу полів напружень, бо передбачені місця встановлення датчиків не охоплюють більшості елементів конструкції, де можлива концентрація напружень. **Наукова новизна.** Автором проведено порівняння навантажень, що прикладаються до бічної рами при теоретичних та експериментальних дослідженнях, із навантаженнями, що діють в експлуатації. Визначена оцінка впливу застосування похилих поверхонь у буксових отворах. **Практична значимість.** Отримані результати дозволяють більш точно оцінювати міцність бічної рами трьохелементного візка, а також вибрати кращий спосіб спирання бічної рами в буксових вузлах.

*Ключові слова:* бічна рама; трьохелементний візок; міцність; випробування; розрахунок; спирання

О. А. SHYKUNOV<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Cars and Cars Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail tri\_s@ua.fm, ORCID 0000-0002-8256-2634

## THREE-ELEMENT BOGIE SIDE FRAME STRENGTH

**Purpose.** To evaluate the effect of different loads on the stress-strain state of the freight car bogie side frame, as well as to evaluate the distribution of the stress fields in the design of the freight car bogie side frame supported through the horizontal surface and through the horizontal and inclined surfaces of the pedestal opening. **Methodology.** A volumetric finite element model of the side frame of ZK-1 bogie of the freight car was designed. The forces under the current regulatory documentation for theoretical research were applied to the model, the stress arising in the model elements were determined. The static tests of ZK-1 bogie side frame were conducted; they allowed determining the stresses in the key points of the frame under the action of forces in accordance with the existing procedure of static tests of the freight car bogie side frame. To check the quality of the finite element model we

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

determined the stress in the model under the action of forces corresponding to the static requirements. The corresponding coefficients were determined to match the stress obtained through theoretical studies and static tests. The results of theoretical and experimental studies of stress for dangerous sections of the side frame design were compared. **Findings.** The regulatory documentation for carrying out experimental research of the side frame strength does not fully take into account the load acting on the frame during its operation and that provided while assessing the side frame strength theoretically. The strength evaluation of the side frame by the results of field tests only does not give a complete picture of the distribution of stress fields, as the provided sensor installation points do not cover most of the design elements with possible stress concentration. **Originality.** The loads applied to the side frame during theoretical and experimental studies were compared to the loads acting during operation. The impact of use of inclined surfaces in the pedestal box opening was evaluated. **Practical value.** The obtained results allow the more accurate assessment of the three-piece bogie side frame strength, as well as allow you to choose the more preferred method of side frame support in the axle box.

*Keywords:* side frame; three-piece bogie; strength; test; calculation; support

## REFERENCES

1. Bogatov, A. A., & Ilyikh, R. A. (2010). O povyshenii sluzhebnykh kharakteristik bokovoy ramy telezhki gruzovogo vagona. *Vestnik of the Railway Research Institute*, 6, 42-44.
2. Boronenko, Y. P., & Orlova, A. M. (2004). Generalisation of learned lessons in design of freight cars trucks for the creation of their standard series. *Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 5, 25-29.
3. Vagony gruzovyye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam, GOST 33211-2014 (2015).
4. Blokhin, Y. P., Alpysbaev, K. T., Granovskiy, R. B., Dzichkovskiy, Y. M., Krivchikov, A. Y., & Fedorov, Y. F. (2012). Dinamicheskiye kachestva gruzovykh vagonov, imeyushchikh telezhki s diagonalnymi svyazyami. *Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian National University*, 5(1), 12-16.
5. Zakharov, S. M., & Shenfeld, K. P. (2013). Global development of heavy-haul railway traffic. *Vestnik of the Railway Research Institute*, 4, 9-18.
6. Myamlin, S. V., & Matsiuk, A. S. (2009). The prediction of the two-axles development of freight car truck. *Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 27, 24-29.
7. GosNIIV, & VNIIZhT. (1992). *Nadressornyye balki i bokovyye ramy litykh dvukhosnykh telezhok gruzovykh vagonov kolei 1520 mm. Metodika staticheskikh ispytaniy na prochnost*. Moscow: GosNIIV, VNIIZhT.
8. GosNIIV, & VNIIZhT (2002). *Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)*, Moscow: GosNIIV, VNIIZhT.
9. Shevchenko, D. V., Kuklin, T. S., Orlova, A. M., Savushkin, R. A., Dmitriev, S. V., & Belyankin, A. V. (2016). Defining the parameters of the spatial loading carts cast parts 18-9855 during the bench tests. *Tekhnika zheleznykh dorog*, 1(33), 68-74.
10. Telezhki dvukhosnyye gruzovykh vagonov kolei 1520 mm. Detali lityye. Rama bokovaya i balka nadressornaya. *Tekhnicheskiye usloviya*, OST 32.183-2001 (2001).
11. Reydemeyster, O. H., & Shykunov, O. A. (2015). Strength increase methods of the side frame of the bogie in three-piece trucks. *Science and Transport Progress*, 5(59), 141-149. doi: 10.15802/stp2015/55351
12. Ushkalov, V. F., Lashko, A. D., & Mokriy, T. F. (2013). Upgrading Freight Car Bogies as Possible Option of Freight Rolling Stock Running Gear Renovation. *Vestnik of the Railway Research Institute*, 5, 8-15.
13. Kharybin, I. A., Orlova, A. M., & Dodonov, A. V. (2009). Sovershenstvovat khodovuyu chast gruzovykh vagonov. *Vagony i vagonnoye khozyaystvo*, 1(17), 26-29.
14. Bubnov, V., Myamlin, S., & Mankevych, N. (2013). Theoretical and experimental investigations of strength properties of cast parts for freight cars bogie with axle load of 245 kn. *Thesis of the 8<sup>th</sup> International Conference TRANSBALTICA 2013, May 09-10, 2013, Vilnius*, 9–13.
15. Kure, G. (2010). The evolution of railway axlebox technology. *Evolution*. Retrieved from <http://evolution.skf.com/the-evolution-of-railway-axlebox-technology/>
16. Kure, G. (2011). The evolution of railway axlebox technology – Part two: Present and future. *Evolution*. Retrieved from <http://evolution.skf.com/the-evolution-of-railway-axlebox-technology-%E2%80%93-part-two-present-and-future/>
17. Myamlin, S. V., Ten, O. O., & Neduzha, L. O. (2014). Experimental research of dynamic qualities of freight cars with bogies of different designs. *Science and Transport Progress*, 3(51), 136-145. doi: 10.15802/stp2014/25921

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

---

18. Rizvi, D. R., & Bharti, P. K. (2015). Optimisation of Bogie Springs for Higher Axle Load Wagons. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 4(05), 56-60. doi: 10.17577/ijertv4is050162

*Статья рекомендована к публикации д.т.н, проф. И. Э. Мартыновым (Украина);  
д.т.н, проф. С. В. Мямлиным (Украина)*

Поступила в редколлегию: 12.10.2016

Принята к печати: 04.01.2017