

## Анализ прочности и модернизация конструкции области шкворневой балки главной рамы специального подвижного состава

М.М. Савельев<sup>1,4</sup>✉, В.И. Федорова<sup>1,2</sup>, В.В. Жавыркин<sup>3,4</sup>

<sup>1</sup>Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), г. Москва, Российская Федерация

<sup>2</sup>Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

<sup>3</sup>Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва, Российская Федерация

<sup>4</sup>ООО «Синара Алгоритм», г. Москва, Российская Федерация

✉SavelevMM@internet.ru

### Резюме

Данная статья представляет собой исследование конструкции области шкворневой балки главной рамы специального подвижного состава. В основе работы лежит анализ технических характеристик указанной области с целью выявления потенциальных уязвимостей и проблем, которые могут привести к снижению прочности и безопасности транспортного средства. С помощью современных методов инженерного анализа, включая конечно-элементное моделирование и инженерные расчеты, проведен подробный обзор текущего состояния конструкции и ее поведения под нормативными нагрузками. В соответствии с результатами исследования обозначены потенциальные дефекты и уязвимые места в области шкворневой балки, что является ключевым шагом для разработки эффективных стратегий модернизации. На основе полученных данных выработаны рекомендации по улучшению конструкции, сформулированы предложения относительно применения новых материалов, технологий сборки и методов усиления. Эти предложения направлены на максимизацию прочности области шкворневой балки главной рамы специального подвижного состава, что будет способствовать повышению безопасности и надежности работы транспортного средства. Исследование имеет практическое значение для инженеров, работающих в сфере транспортной инфраструктуры, а также для специалистов, занимающихся техническим обслуживанием и модернизацией транспортных средств. В целом статья вносит значимый вклад в развитие инженерных решений, направленных на интенсификацию безопасности и надежности подвижных составов, что является важным аспектом в современной транспортной индустрии.

### Ключевые слова

шкворневая балка, главная рама, специальный подвижной состав, метод конечных элементов, прочность по допускаемым напряжениям, коэффициент запаса сопротивления усталости, модернизация

### Для цитирования

Савельев М.М. Анализ прочности и модернизация конструкции области шкворневой балки главной рамы специального подвижного состава / М.М. Савельев, В.И. Федорова, В.В. Жавыркин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2024. № 2 (82). С. 24–34. DOI 10.26731/1813-9108.2024.2(82).24-34.

### Информация о статье

поступила в редакцию: 20.03.2024 г.; поступила после рецензирования: 27.03.2024 г.; принята к публикации: 01.04.2024 г.

## Stress analysis and design upgrade of the center pivot beam area of the underframe of specialized rolling stock

M.M. Savel'ev<sup>1,4</sup>✉, V.I. Fedorova<sup>1,2</sup>, V.V. Zhavyrkin<sup>3,4</sup>

<sup>1</sup>Scientific Research Institute of Railway Transport (VNIIZHT), Moscow, the Russian Federation

<sup>2</sup>Petersburg State Transport University named after Emperor Alexander I, Saint Petersburg, the Russian Federation

<sup>3</sup>Russian University of Transport (MIIT), Moscow, the Russian Federation

<sup>4</sup>LTD «Sinara Algorithm», Moscow, the Russian Federation

✉SavelevMM@internet.ru

### Abstract

This article presents a research on the design of the center pivot beam area of the underframe of specialized rolling stock. The article is based on an analysis of the technical characteristics of this area in order to identify potential vulnerabilities and problems that could lead to a decrease in the strength and safety of the vehicle. Through the use of modern engineering analysis methods, including finite element modeling and engineering calculations, the research provides a detailed overview of the current state of the structure and its behavior under standard loads. The results of the analysis can identify potential defects and vulnerabilities in the center pivot beam area, which is a key step for developing effective retrofit strategies. Based on the data obtained, recommendations are made for improving the design, including proposals for the use of new materials, assembly technologies and reinforcement methods. These

proposals are aimed at improving the strength and safety of the center pivot beam area of the under frame of specialized rolling stock, which in turn improves the safety and reliability of the vehicle. The study has practical implications for engineers in the field of transport infrastructure, as well as for specialists involved in the maintenance and modernization of vehicles. Overall, this article makes a significant contribution to the development of engineering solutions aimed at improving the safety and reliability of rolling stock, which is an important aspect in the modern transport industry.

### Keywords

center pivot beam, underframe, specialized rolling stock, finite element method, allowable stresses analysis, fatigue resistance factor, modernization

### For citation

Savel'ev M.M., Fedorova V.I., Zhavyrkin V.V. Analiz prochnosti i modernizatsiya konstruksii oblasti shkvornevoi balki glavnoi ramy special'nogo podvizhnogo sostava [Stress analysis and design upgrade of the center pivot beam area of the underframe of specialized rolling stock]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2024, no. 2(82), pp. 24–34. DOI: 10.26731/1813-9108.2024.2(82).24-34.

### Article Info

Received: March 20, 2024; Revised: March 27, 2024; Accepted: April 1, 2024.

### Введение

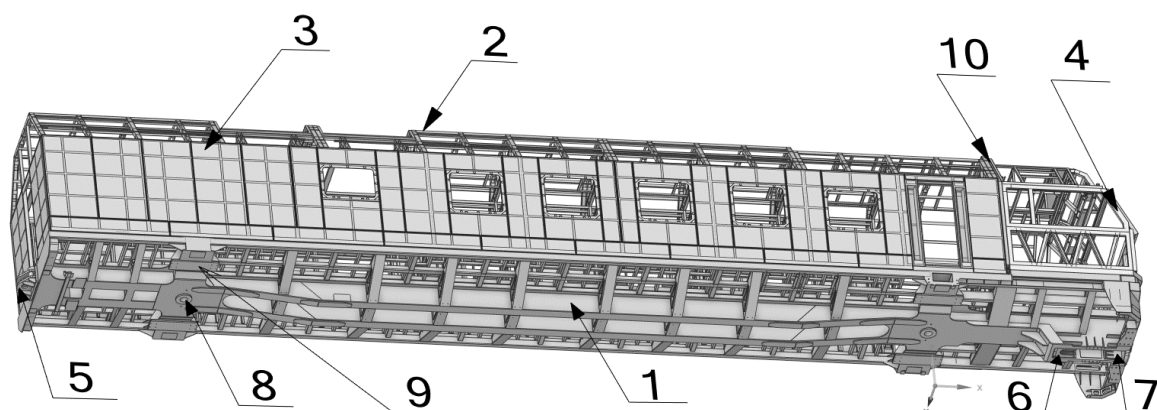
Современные транспортные системы требуют непрерывного развития и совершенствования, особенно в области повышения надежности и безопасности подвижного состава [1, 2]. Одним из ключевых аспектов обеспечения этих критериев является анализ и модернизация конструкций, используемых в главных рамах специального подвижного состава.

Настоящее исследование фокусируется на анализе прочности и последующих улучшениях в области шкворневой балки, являющейся важным элементом главной рамы специального подвижного состава. Шкворневая балка играет решающую роль в обеспечении безопасности и надежности конструкции, особенно при передаче вертикальной статической и динамической

нагрузок от кузова вагона на тележку [3].

Целью данного исследования является проведение прочностного расчета и выполнение анализа текущего состояния области шкворневой балки с целью выявления мест возникновения контактно-усталостных повреждений. На основании полученных результатов ведутся работы, связанные с разработкой рекомендаций по модернизации конструкции с целью повышения ее прочности, надежности и безопасности.

Для достижения поставленной цели в работе используются современные методы инженерного анализа, включая конечно-элементное моделирование и инженерные расчеты [4, 5]. В статье проведен анализ конструкции области



**Рис. 1.** Расчетная модель вагона:

1 – главная рама; 2 – кузов; 3 – обшивка; 4 – кабина; 5 – кронштейн межсекционного шарнира; 6 – задний упор; 7 – передний упор; 8 – втулка шкворня; 9 – проставка под тележку; 10 – соединительная рама между кабиной и кузовом

**Fig. 1.** Calculation model of a wagon:

1 – main frame; 2 – box; 3 – skin; 4 – cabin; 5 – bracket of the inter-sectional hinge; 6 – rear stop; 7 – front stop; 8 – pin bushing; 9 – spacer for the trolley; 10 – connecting frame between the cabin and the body

шкворневой балки главной рамы специального подвижного состава, в том числе материалов, сборки, соединений и технологических особенностей изготовления.

### Подготовка геометрии

Геометрическая модель устаревшей модели головного вагона специального подвижного состава, предназначенного для исправления дефектов верхнего строения железнодорожного пути, переработана в расчетную модель (рис. 1), включающую следующие элементы:

- главная рама (вместе с платформой между кабиной и главной рамой);
- кузов;
- обшивка кузова;
- кабина;
- кронштейн межсекционного шарнира;
- упоры автосцепки;
- втулки шкворней;
- проставки под тележку;
- соединительная рама между кабиной и кузовом.

Проводится тщательная проверка геометрической модели, которая направлена на устранение недочетов сборки или упрощения сложных элементов конструкции, которые не влияют на конечный расчет прочности [6] (в данном расчете в единое тело были объединены части

главной рамы, кузова, обшивки, кабины и кронштейна межсекционного шарнира, которые представлены в расчетной модели пятью самостоятельными компонентами). Отдельные места, требующие дополнительного расчета [7], либо являющиеся концентраторами напряжений на глобальной расчетной модели впоследствии можно уточнить субмоделированием.

### Метод расчета

Согласно [8], для оценки прочности по допускаемым напряжениям проверяются два режима: продольного нагружения автосцепок и движения с конструкционной скоростью.

В соответствии с п. 6.3.2.1 [8] для режима продольного нагружения автосцепок определяют сумму напряжений от нормативных продольных нагрузок на растяжение и сжатие (группа Г) и сил тяжести (группа А).

По п. 6.3.2.2 [8] для режима движения с конструкционной скоростью определяют сумму напряжений от действия нагрузок группы А с добавлением переменных напряжений, определяемых при конструкционной (транспортной) скорости, и напряжений от нагрузок группы Г. Продольную силу принимают 0,5 от силы группы Г.

Комбинация нагрузок для расчетных случаев представлена в табл. 1.

**Таблица 1.** Комбинация нагрузок  
**Table 1.** Load combination

Расчетный режим Settlement mode	Ускорение, мм/с <sup>2</sup> Acceleration, mm/s <sup>2</sup>			Растягивающее усилие, кН Tensile force, kN			Сжимающее усилие, кН Compressive force, kN		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
1. Положение равновесия The position of equilibrium									
1	–	–	9 806,6	–	–	–	–	–	–
2. Режим продольного нагружения автосцепок The mode of longitudinal loading of automatic couplings									
2.1*	–	–	9 806,6	–	–	–	–1 500,0	–	–
2.2*	–	–	9 806,6	1 000,0	–	–	–	–	–
3. Режим движения с конструкционной скоростью The mode of movement at an operational speed									
3.1**	–	–	11 866,0	–	–	–	–750,0	–	–
3.2**	–	–	7 747,2	500,0	–	–	–	–	–

\*Расчетные случаи 2.1 и 2.2 возникают при приложении максимальной силы к переднему/задному упору автосцепки.

\*\*Расчетные случаи 3.1 и 3.2 возникают при приложении половины от максимальной силы к переднему/задному упору автосцепки и добавлении/убавлении составляющей коэффициента динамики к ускорению свободного падения.

\*The calculated cases 2.1 and 2.2 occur when the maximum force is applied to the front/rear stop of the automatic coupling.

\*\*The calculated cases 3.1 and 3.2 arise when half of the maximum force is applied to the front/rear stop of the automatic coupling and the component of the dynamics coefficient is added/subtracted to the acceleration of gravity.

### Критерий оценки прочности по допускаемым напряжениям

Оценка прочности по допускаемым значениям напряжений проводится в соответствии с п. 6.3.2.1 и 6.3.2.2 [8].

Согласно п. 6.3.2.1 действующие напряжения не должны превышать 90 % от предела текучести материала:

$$\sigma_{\max} \leq 0,9 \cdot \sigma_{0,2}.$$

Согласно п. 6.3.2.2 действующие напряжения не должны превышать 65 % от предела текучести материала:

$$\sigma_{\max} \leq 0,65 \cdot \sigma_{0,2}.$$

### Критерий оценки коэффициента запаса сопротивления усталости

Оценка прочности по допускаемым значениям коэффициентов запаса сопротивления усталости проводится, согласно пункту 6.3.2.3 [8] по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{(K \cdot \sigma_{\alpha}) + (\Psi \cdot \sigma_m)}, \quad (3)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения, МПа;  $K$  – коэффициент концентрации, учитывающий понижение сопротивления усталости;  $\sigma_{\alpha}$  – амплитуда напряжений цикла, МПа;  $\Psi$  – коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла, МПа.

Коэффициент  $K$ , характеризующий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца (коэффициент концентрации), рассчитывается по формуле:

$$K = \beta_k \cdot \frac{K_1 \cdot K_2}{K_3 \cdot K_4}.$$

В табл. 2 приведены поправочные значения для расчета коэффициентов и рекомендации по их выбору для конкретной конструкции.

Характеристики материалов, принятые в расчете [9], представлены в табл. 3, характеристики упругих элементов – в табл. 4.

**Таблица 2.** Поправочные значения для расчета коэффициентов запаса сопротивления усталости  
**Table 2.** Correction values for calculating fatigue resistance reserve coefficients

Обозначение Designation	Наименование показателя The name of the indicator	Рекомендации по выбору значений Recommendations for choosing values
$\sigma_{-1}$	Предел выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения, МПа Fatigue limit stress of the standard sample with a symmetrical loading cycle, MPa	$(0,45-0,5) \cdot \sigma_b$ – для прокатной стали (for rolled steel); $0,4 \cdot \sigma_b$ – для литых сталей и алюминиевых сплавов (for cast steels and aluminum alloys)
$\sigma_{\alpha}$	Амплитуда напряжений цикла, МПа The amplitude of the cycle stresses, MPa	Значение определяется по данной методике The value is determined by this method
$\sigma_m$	Среднее напряжение цикла, МПа Average cycle stress, MPa	За средние напряжения цикла принимаются значения напряжений, полученные при статическом нагружении. Значение определяется по данной методике с учетом знака The stress values obtained under static loading are taken as the average cycle stresses. The value is determined by this method, taking into account the sign
$\Psi_{\sigma}$	Коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла A coefficient characterizing the effect of cycle asymmetry	0,3 при $\sigma_m \geq 0$ ; 0 при $\sigma_m < 0$
$K_1$	Коэффициент, учитывающий влияние неоднородности материала детали	1,1 – для проката, поковки и штамповки (for rolling, forging and stamping);

	Coefficient that takes into account the influence of the heterogeneity of the part material	1,2–1,3 – для литых деталей (for cast parts)
$K_2$	Коэффициент, учитывающий влияние внутренних напряжений в детали A coefficient that takes into account the influence of internal stresses in the part	1,0 – при поперечном сечении до 250 мм (with a cross section of up to 250 mm); 1,0–1,2 – при поперечном сечении от 250 до 1 000 мм (with a cross section from 250 to 1 000 mm)
$K_3$	Коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали Coefficient that takes into account the influence of the absolute dimensions of the part	1,0 – при поперечном сечении до 10 мм (with a cross section of up to 10 mm); 0,6–0,76 – при поперечном сечении до 200 мм (with a cross section of up to 200 mm)
$K_4$	Коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали и в зависимости от способа обработки A coefficient that takes into account the condition of the surface of the part and depending on the processing method	1,0 – для полированной поверхности (for a polished surface); 0,9 – для поверхности после станочной обработки с обеспечением шероховатости (for the surface after machining with ensuring roughness); 0,8–0,85 – для поверхностей после грубой обработки на станке, обдирке, прокате (for surfaces after rough machining, roughing, rolling); 0,8 – для литья (for casting)
$\beta_k$	Эффективный коэффициент концентрации напряжений для различных форм геометрических концентраторов The effective stress concentration coefficient for various shapes of geometric concentrators	1 – при оценке прочности узлов по максимальным амплитудам напряжений цикла (т.е. в зоне концентрации напряжений) 1 – when assessing the strength of the nodes by the maximum amplitudes of the cycle stresses (i.e., in the stress concentration zone)

Таблица 3. Характеристики материалов

Table 3. Material characteristics

Деталь Detail	Материал Material	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> Density $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Модуль Юнга $E$ , МПа Young's modulus $E$ , MPa	Коэффициент Пуассона $\mu$ Poisson's ratio $\mu$	Предел текучести $\sigma_{0,2}$ , МПа Yield limit stress $\sigma_{0,2}$ , MPa	Предел выносливости $\sigma_{-1}$ , МПа Fatigue limit stress $\sigma_{-1}$ , MPa
Главная рама Underframe	09Г2С	7 850	$2 \cdot 10^5$	0,3	325	235*
Кузов Box	Ст3сп5	7 850	$2 \cdot 10^5$	0,3	245	195*
Обшивка Skin	Ст3сп5	7 850	$2 \cdot 10^5$	0,3	245	195*

\*Согласно п. 6.3.1, значения пределов выносливости получают по результатам испытаний на усталость натуральных деталей или определяют по пределам выносливости соответствующих материалов  $\sigma_{-1}$  с учетом концентрации напряжений в детали.

\*According to paragraph 6.3.1 the values of fatigue limit stress are obtained from the results of fatigue tests of full-scale parts or determined by the fatigue limit stress of the corresponding materials  $\sigma_{-1}$ , taking into account the stress concentration in the part.

Таблица 4. Характеристики упругих элементов  
Table 4. Characteristics of elastic units

Деталь Detail	Жесткость вдоль оси X $C_x$ , Н/мм Stiffness along the X axis $C_x$ , N/mm	Жесткость вдоль оси Y $C_y$ , Н/мм Stiffness along the Y axis $C_y$ , N/mm	Жесткость вдоль оси Z $C_z$ , Н/мм Stiffness along the Z axis $C_z$ , N/mm	Жесткость вокруг оси X $C_{\theta_x}$ , Н/мм <sup>°</sup> Stiffness around the X axis $C_{\theta_x}$ , N/mm <sup>°</sup>	Жесткость вокруг оси Y $C_{\theta_y}$ , Н/мм <sup>°</sup> Stiffness around the Y axis $C_{\theta_y}$ , N/mm <sup>°</sup>	Жесткость вокруг оси Z $C_{\theta_z}$ , Н/мм <sup>°</sup> Stiffness around the Z axis $C_{\theta_z}$ , N/mm <sup>°</sup>
Пружина Spring	0	0	1 000*	0	0	0

\*Жесткость пружины задана в локальной системе координат, где ось Z располагается вдоль продольной оси пружины.

\*The spring stiffness is set in a local coordinate system, where the Z axis is located along the longitudinal axis of the spring.

### Граничные условия и расчетная схема

К шкворневым втулкам на рис. 2 по внутренней поверхности приложены ограничения на перемещение по оси Y со смещением по оси Z на 500 мм (имитация высоты шкворня). Втулки шкворней соединены с главной рамой контактом типа «склейка».

Обшивка соединена с каркасом и основанием кузова контактом типа «склейка» по зазорам из исходной геометрии и по кронштейнам и уголкам (рис. 3) [10]. Также в реальной конструкции каждое касание труб каркаса кузова с обшивкой по возможности (в легкодоступных местах) проваривается прерывистым швом, на модели подобное соединение представлено контактом типа «склейка», имитирующее сплошной шов [11].

К площадкам для установки тележки

приложены упругие элементы с жесткостью  $C_z = 1\,000$  Н/мм со смещением по оси Z на 1 700 мм (имитация высоты тележки) (рис. 4).

Упоры поглощающего аппарата [12] соединены с главной рамой контактом типа «склейка» по кромкам боковых поверхностей (рис. 5).

Кузов соединен с главной рамой контактом типа «склейка» по поверхностям соприкосновения (каркас кузова с главной рамой сваривается по контуру и по хребтовым балкам) (рис. 6).

Нижняя часть кабины соединена с подрамником главной рамы контактом типа «склейка» по поверхностям касания (рис. 7). Задняя часть кабины соединена с кузовом контактом типа «склейка» по поверхностям касания при помощи дополнительной соединительной рамы.

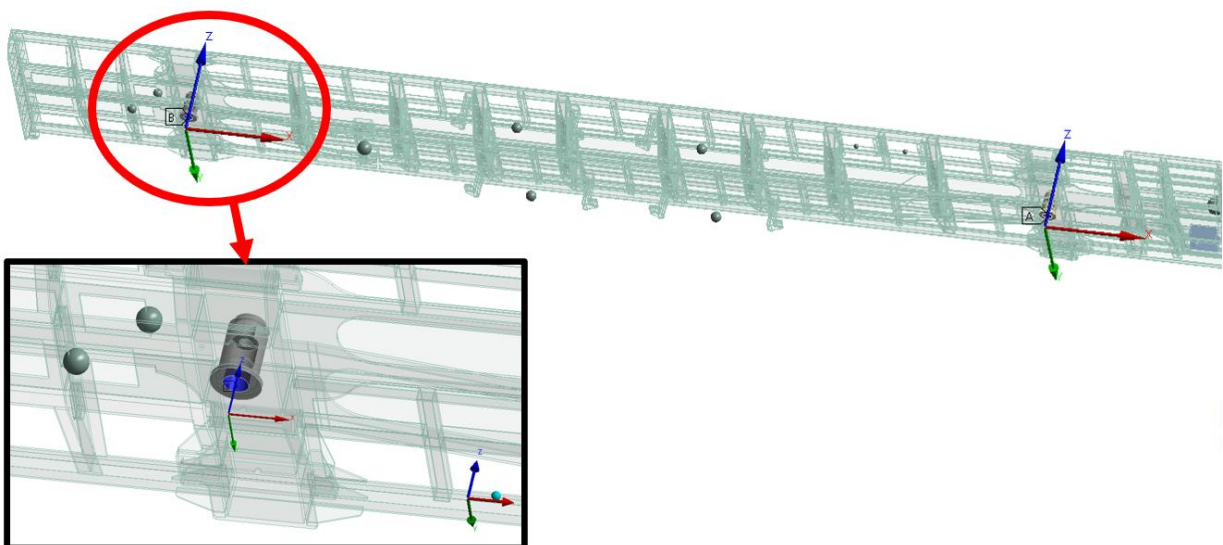
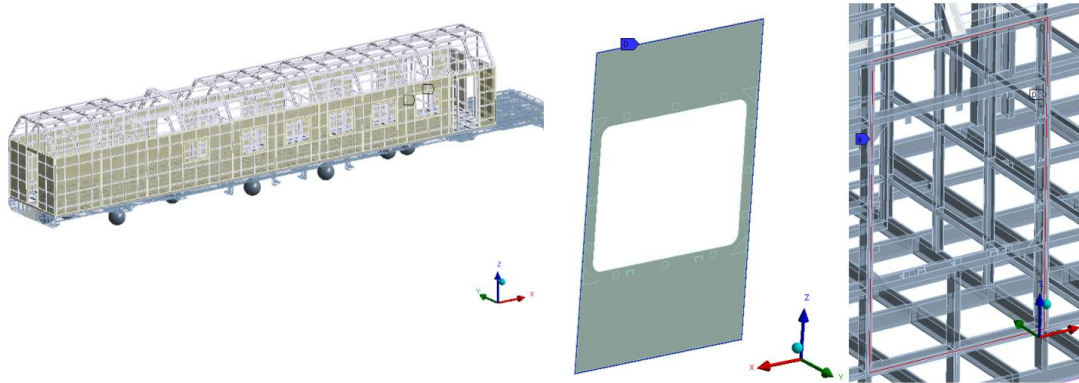


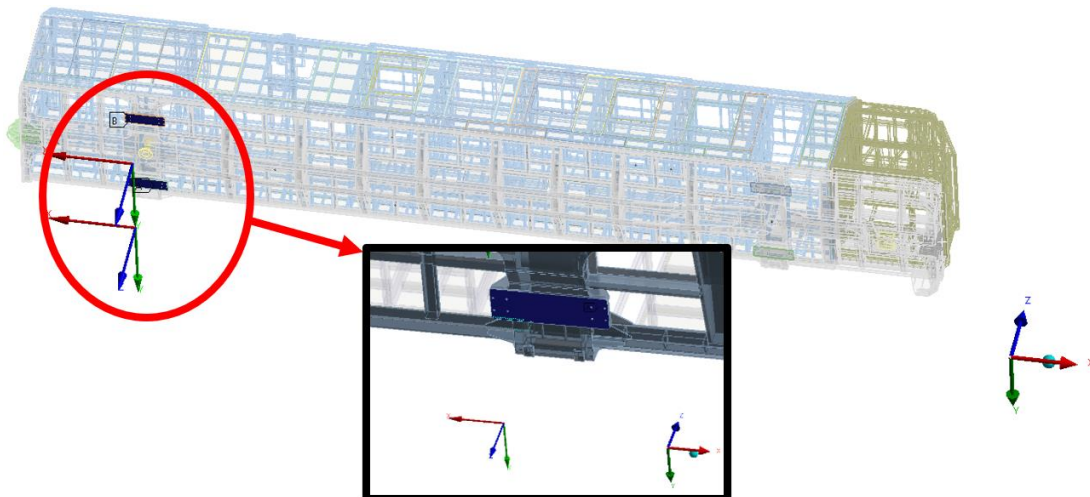
Рис. 2. Граничные условия для шкворневых втулок  
Fig. 2. Boundary conditions for center pivot bushings

К проушине межсекционного шарнира на рис. 8 приложено ограничение на перемещение по оси X в глобальной системе координат. Сам кронштейн межсекционного шарнира соединен

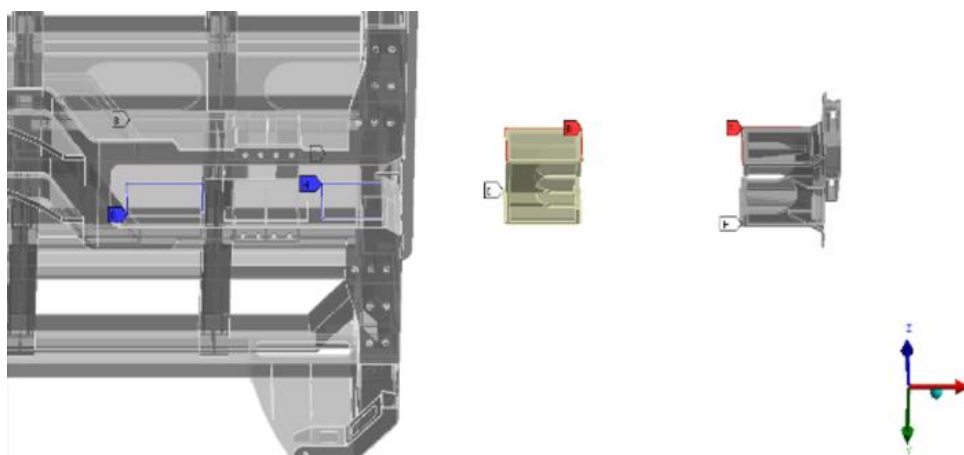
с главной рамой контактом типа «склейка» по контуру стыка плиты с лобовым листом и по контуру стыка коробчатой части с хребтовыми балками.



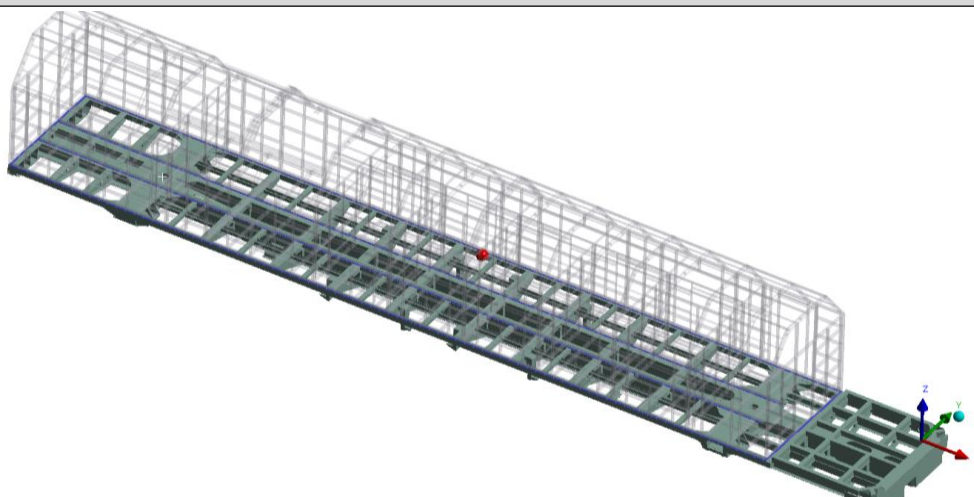
**Рис. 3.** Контакт обшивки с кузовом  
**Fig. 3.** Skin contacts with the body



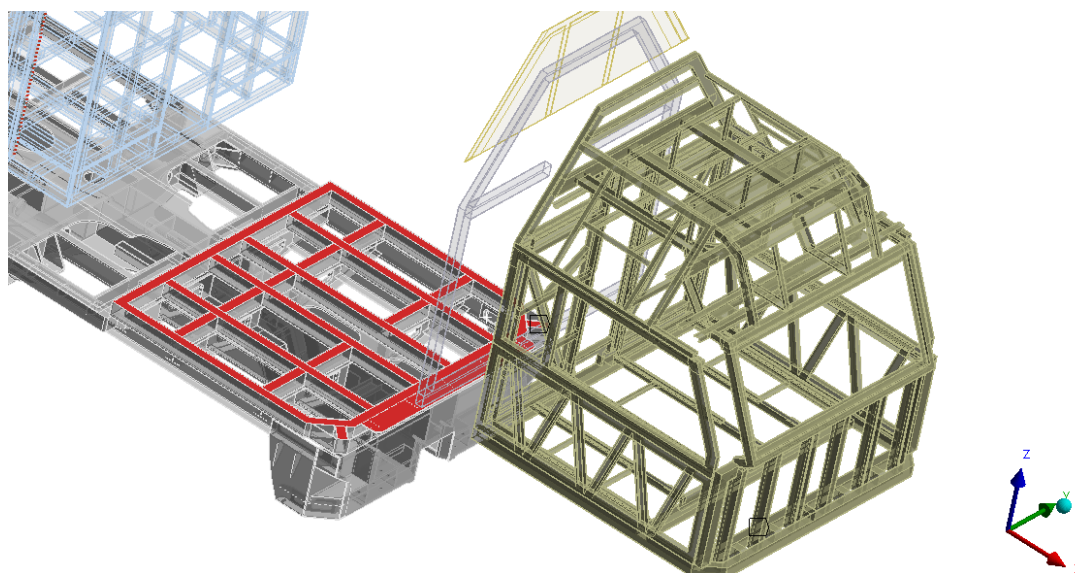
**Рис. 4.** Установка тележек  
**Fig. 4.** Installation of bogies



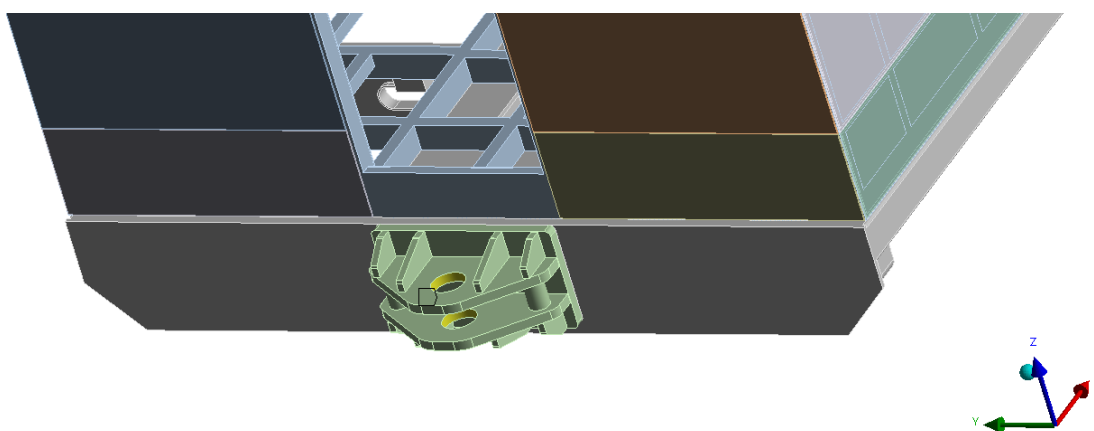
**Рис. 5.** Установка упоров  
**Fig. 5.** Installation of stops



**Рис. 6.** Соединение главной рамы с каркасом кузова  
**Fig. 6.** Connection of the underframe with the body frame



**Рис. 7.** Соединение кабины с главной рамой и каркасом кузова  
**Fig. 7.** Connection of the cabin to the underframe and the body frame



**Рис. 8.** Граничные условия кронштейна межсекционного шарнира  
**Fig. 8.** Boundary conditions of the bracket of the intersectional hinge



Растягивающее усилие прикладывается к ударным поверхностям переднего упора поглощающего аппарата, сжимающее усилие – к ударным поверхностям заднего упора поглощающего аппарата [13]. Конструкция догружена точечными и распределенными массами для соблюдения условия реализации 25 т на ось. Болтовые соединения учитывают в расчете с помощью балочных элементов с моментом затяжки не менее  $500 \text{ Н} \cdot \text{м}$  [14]. Оставшиеся контактирующие части, не указанные ранее, задаются контактом с трением с коэффициентом  $\mu = 0,2$ . Расчетная модель была разбита сеткой, состоящей из 4 069 318 узлов и 2 274 366 элементов.

### Результаты расчетного исследования

Выполненный расчет показал, что эквивалентные напряжения при эксплуатации специального подвижного состава в транспортном режиме находятся в пределах допустимых, поэтому было уделено внимание расчету конструкции на усталость. Итоговые распределения амплитудных и средних напряжений показаны на рис. 9 (слева до модернизации, справа – после). Переход шкворневой балки в хребтовые выполнен под углом, который способствует высокой концентрации напряжений, также данная конструкция плохо воспринимает изгиб из-за большого угла деформации [15]. Переход шкворневой балки к стяжному ящику выполнен

с конструкцией радиуса округления с острыми окончаниями, который на стыке свариваемых частей создает дополнительный концентратор напряжений [16]. Этот же лист оказался слишком тонким для адекватного распределения нагрузок, приходящихся на главную раму от изгиба подкабинной части [15].

### Предложения по модернизации конструкции

Зона изгиба при переходе шкворневой балки в хребтовые была отодвинута на расстояние не менее 10 см от зоны сварки. К частям хребтовых балок в областях, страдающих от чрезмерных изгибных напряжений, были приварены накладки, поддерживающие нижние хорды хребтовых балок и обеспечивающие равномерную передачу нагрузки. Радиус скругления возле стяжного ящика был разбит на два со ступенчатым переходом, чтобы перераспределить напряжения и отодвинуть подобные однопутные зоны передачи нагрузок от мест сварки и изменения толщин. Толщина листа перехода шкворневой балки в стяжной ящик была увеличена на 5 мм. Для более надежной передачи нагрузок была увеличена ширина поперечной балки, следующей за шкворневой в сторону стяжного ящика. После учета предложенных изменений, область шкворневой балки главной рамы специального подвижного состава соответствует требованиям в части усталостной прочности [8].

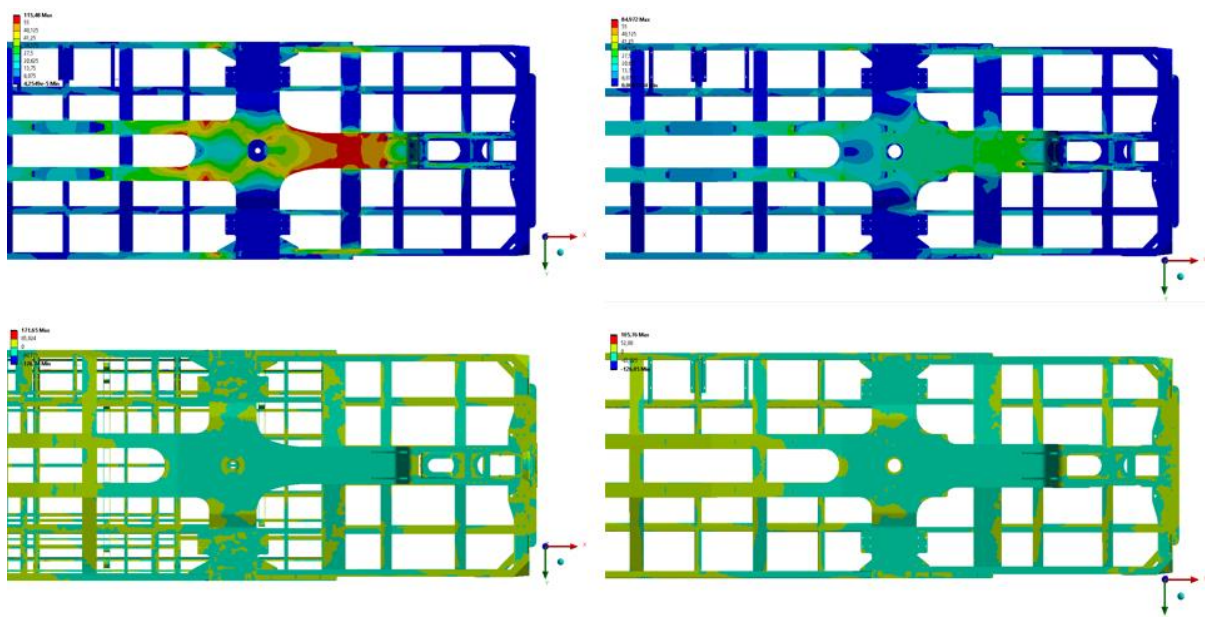


Рис. 9. Распределение амплитудных и средних напряжений в главной раме в двух вариантах исполнения конструкции

Fig. 9. Distribution of amplitude and average stresses in the underframe in two versions of the design

## Заключение

В статье был представлен анализ прочности конструкции области шкворневой балки главной рамы специального подвижного состава по разработанной методике и последующие ее улучшения. Целью исследования было выявление мест возникновения контактно-усталостных повреждений [17] в данной конструкции с последующей разработкой рекомендаций по ее модернизации для повышения надежности и безопасности. На основе анализа предложены конкретные рекомендации по модернизации конструкции, включая использование новых технологий сборки и методов усиления. Установлено, что одними из самых недостаточно раскрытых мест в подобных конструкциях являются сварные соединения [18], для которых до сих пор не разработана

явная методика моделирования, расчета и оценки прочности [19].

Анализ показал, что минимальный коэффициент запаса сопротивления усталости исходной конструкции  $n_{исх} = 1,21$ , а модернизированной конструкции  $n_{мод} = 1,62$ , при допуске  $n = 1,5$ . Таким образом, предложенные изменения позволяют улучшить показатели коэффициентов запаса сопротивления усталости главной рамы на 35 %, что соответствует требованиям в части усталостной прочности [8].

В будущих исследованиях планируется доработать прототип главной рамы до более благоприятного распределения напряжений в этой критически важной зоне, а также применить новую консервативно-приближенную методику моделирования сварных соединений.

## Список литературы

1. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М. : Машиностроение, 1984. 312 с.
2. О принятии технических регламентов Таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава», «О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта» и «О безопасности инфраструктуры железнодорожного транспорта»: утв. решением комиссии Таможенного союза № 710 от 15.07.2011 г (ред. 30.03.2023). Доступ из справ.-прав. системы АСПИЖТ в локал. сети.
3. Opala M. Evaluation of bogie centre bowl friction models in the context of safety against derailment simulation predictions // Archive of Applied Mechanics. 2018. Vol. 88. Iss. 6. P. 943–953. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00419-018-1351-4>.
4. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. М. : Мир, 1977. 349 с.
5. Оганьян Э.С., Волохов Г.М. Расчеты и испытания на прочность несущих конструкций локомотивов. М. : УМЦ по образованию на ж.-д. трансп, 2013. 324 с.
6. Маковкин Г.А., Лихачева С.Ю. Применение МКЭ к решению задач механики деформируемого твердого тела. Ч. 1. Нижний Новгород : ННГАСУ, 2012. 71 с.
7. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимации. М. : Мир, 1986. 318 с.
8. ГОСТ 31846–2012. Специальный подвижной состав. Требования к прочности несущих конструкций и динамическим качествам. Введ. 2014–01–01. М. : Стандартинформ, 2013. 70 с.
9. Марочник сталей и сплавов / под общей ред. А.С. Зубченко. М. : Машиностроение, 2003. 784 с.
10. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев : Наук. думка, 1988. 736 с.
11. Sasmitho A., Irawadi Y., Soebagyo H. Analisis of Welding Crack on The Under Frame of Wagon for Cement Bags Transportation Using Euro Code, Measurement and Finite Element // IIW 2018 - International Conference on Advanced Welding and Smart Fabrication Technologies. Bali, 2018. Vol. 269. DOI 10.1051/mateconf/201926903003.
12. ГОСТ 34710–2021. Упоры автосцепного устройства грузовых и пассажирских вагонов. Общие технические условия. Введ. 2021–11–01. М. : Стандартинформ, 2021. 36 с.
13. ГОСТ 33434-2015. Устройство сцепное и автосцепное железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки. Введ. 2016–09–01. М. : Стандартинформ, 2016. 20 с.
14. Волошин А.А., Григорьев Г.Т. Расчет и конструирование фланцевых соединений. Л. : Машиностроение, 1972. 136 с.
15. Иванов М.Н. Детали машин. М. : Высш. шк., 2000. 383 с.
16. Failure analysis of a train coach underframe / J.J.J. De Cisneros Fonfría, E. Olmeda, S. Sanz et al. // Engineering Failure Analysis. 2024. Vol. 156. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2023.107756.
17. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. М. : Мир, 1984. 624 с.
18. Майзель В.С., Навроцкий Д.И. Сварные конструкции. Л. : Машиностроение, 1973. 304 с.
19. Покровский А.М. Разработка расчетных методов анализа прочности крупногабаритных прокатных валков при термообработке и прессовой посадке : дис. ... д-ра техн. наук. М., 2003. 305 с.

## References

1. Bolotin V.V. Prognozirovanie resursa mashin i konstruksii [Forecasting the service life of machines and structures]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 312 p.
2. Reshenie komissii Tamozhennogo soyuza № 710 ot 15.07.2011 g «O prinyatii tekhnicheskikh reglamentov Tamozhennogo soyuza «O bezopasnosti zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava», «O bezopasnosti vysokoskorostnogo zheleznodorozh-

nogo transporta» i «O bezopasnosti infrastruktury zheleznodorozhnogo transporta» (red. 30.03.2023) [Decision of the Customs Union Commission No 710 dated July 15, 2011 «On the adoption of the technical regulations of the Customs Union «On the safety of railway rolling stock», «On the safety of high-speed rail transport» and «On the safety of railway transport infrastructure» (ed. March 30, 2023)].

3. Opala M. Evaluation of bogie centre bowl friction models in the context of safety against derailment simulation predictions. *Archive of Applied Mechanics*, 2018, vol. 88, iss. 6, pp. 943–953. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00419-018-1351-4>.

4. Strang G., Fix G.J. *Teoriya metoda konechnykh elementov* [An Analysis of the Finite Element Method]. Moscow: Mir Publ., 1977. 349 p.

5. Ogan'yan E.S., Volokhov G.M. Raschety i ispytaniya na prochnost' nesushchikh konstruktssii lokomotivov [Calculations and tests for the strength of load-bearing structures of locomotives]. Moscow: UMTs ZhDT Publ., 2013. 324 p.

6. Makovkin G.A., Likhacheva S.Yu. Primenenie MKE k resheniyu zadach mekhaniki deformiruемого твердого тела. Chast' 1 [Application of FEM to solving problems of mechanics of deformable solids. Part 1]. Nizhnii Novgorod: NNGASU Publ., 2012. 71 p.

7. Zienkiewicz O.C., Morgan K. *Konechnye elementy i approksimatsii* [Finite elements and approximations]. Moscow: Mir Publ., 1986. 318 p.

8. GOST 31846–2012. Spetsial'nyi podvizhnoi sostav. Trebovaniya k prochnosti nesushchikh konstruktssii i dinamicheskim kachestvam [State Standard 31846–2012. Special rolling stock. Requirements for bearing structure strength and for dynamic properties]. Moscow: Standartinform Publ., 2013. 70 p.

9. *Marochnik stalei i splavov* [Brand of steels and alloys] / Ed. by Zubchenko A.S. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2003. 784 p.

10. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* [Handbook of Strength of Materials]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1988. 736 p.

11. Sasmito A., Irawadi Y., Soebago H. Analisis of Welding Crack on The Under Frame of Wagon for Cement Bags Transportation Using Euro Code, Measurement and Finite Element. *IIV 2018 - International Conference on Advanced Welding and Smart Fabrication Technologies*. Bali, 2018, vol. 269. DOI 10.1051/mateconf/201926903003.

12. GOST 34710–2021. Upory avtostsepnogo ustroystva gruzovykh i passazhirskikh vagonov. Obschie tekhnicheskie usloviya [State Standard 34710–2021. Stops of automatic coupler equipment of freight and passenger cars. General specifications]. Moscow, Standartinform Publ., 2021. 36 p.

13. GOST 33434-2015. Ustroystvo stepnoe i avtostsepnoe zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Tekhnicheskie trebovaniya i pravila priemki [State Standard 33434-2015. Coupler and automatic coupler device of railway rolling stock. Technical requirements and acceptance rules]. Moscow: Standartinform Publ., 2016. 20 p.

14. Voloshin A.A., Grigor'ev G.T. Raschet i konstruirovaniye flantsevykh soedinenii [Calculation and design of flange connections]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 136 p.

15. Ivanov M.N. *Detali mashin* [Machine Details]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 2000. 383 p.

16. De Cisneros Fonfria Ju.J.J., Olmeda E., Sanz S., Garrosa M., Diaz V. Failure analysis of a train coach underframe. *Engineering Failure Analysis*, 2024, vol. 156. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2023.107756.

17. Collins J.A. *Povrezhdenie materialov v konstruktssiyakh. Analiz, predskazanie, predotvrashchenie* [Failure of Materials in Mechanical Design. Analysis. Prediction. Prevention]. Moscow: Mir Publ., 1984. 624 p. (Russ. ed.: Dzh. Kollinz. *Povrezhdenie materialov v konstruktsiyakh. Analiz, predskazanie, predotvrashchenie* Moscow, Mir Publ., 1984. 624 p.).

18. Maizel' V.S., Navrotskii D.I. *Svarnye konstruktssii* [Welded structures]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1973. 304 p.

19. Pokrovskii A.M. *Razrabotka raschetnykh metodov analiza prochnosti krupnogabaritnykh prokatnykh valkov pri termoobrabotke i pressovoi posadke* [Development of calculation methods for analyzing the strength of large-sized rolling rolls during heat treatment and press fit]. Doctor's theses. Moscow, 2003. 305 p.

### Информация об авторах

**Савельев Михаил Михайлович**, аспирант научного центра тяги поездов, Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ); инженер 2-й категории, ООО «Синара Алгоритм», г. Москва; e-mail: [SavelevMM@internet.ru](mailto:SavelevMM@internet.ru).

**Федорова Вероника Игоревна**, кандидат технических наук, технический эксперт научного центра «Инфраструктура», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ), г. Москва; доцент кафедры вагонов и вагонного хозяйства, Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, г. Санкт-Петербург; e-mail: [Fedorova.Veronika@vniizht.ru](mailto:Fedorova.Veronika@vniizht.ru).

**Жавыркин Вадим Витальевич**, аспирант кафедры наземных и транспортно-технологических средств, Российский университет транспорта (МИИТ); руководитель отдела прочности, ООО «Синара Алгоритм», г. Москва; e-mail: [ZhavyrkinV@mail.ru](mailto:ZhavyrkinV@mail.ru).

### Information about the authors

**Mikhail M. Savel'ev**, Ph.D. student of the Scientific Center of Train Traction, Scientific Research Institute of Railway Transport (VNIIZHT); 2 class engineer, LTD «Sinara Algorithm», Moscow; e-mail: [SavelevMM@internet.ru](mailto:SavelevMM@internet.ru).

**Veronika I. Fedorova**, Ph.D. in Engineering Science, Technical Expert of the Scientific Center «Infrastructure», Scientific Research Institute of Railway Transport (VNIIZHT), Moscow; Associate Professor of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Petersburg State Transport University named after Emperor Alexander I, Saint Petersburg; e-mail: [Fedorova.Veronika@vniizht.ru](mailto:Fedorova.Veronika@vniizht.ru).

**Vadim V. Zhavyrkin**, Ph.D. Student of the Department of Land Transport Technology Facilities, Russian University of Transport (MIIT); the Head of the Strength Department, LTD «Sinara Algorithm», Moscow; e-mail: [ZhavyrkinV@mail.ru](mailto:ZhavyrkinV@mail.ru).