

## Создание модели тензометрической колесной пары с применением программного комплекса «Универсальный механизм»

М.Г. Акашев<sup>1,2</sup>✉, А.Н. Савоськин<sup>2</sup>, В.В. Чунин<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, г. Коломна, Российская Федерация

<sup>2</sup>Российский университет транспорта, г. Москва, Российская Федерация

✉akashev-mg@vnikti.com

### Резюме

Достижение непрерывного процесса взаимодействия колеса с рельсом могло бы решить многие проблемы в области безопасности движения железнодорожного транспорта. Вопросом определения сил в контакте колеса с рельсом ученые занимаются с середины прошлого века, и он до сих пор актуален. Современные технологии шагнули далеко вперед, что позволяет создавать более качественные средства измерения, к которым можно отнести и тензометрическую колесную пару. При этом моделированию тензометрических колесных пар уделялось недостаточно внимания, хотя это очень важная задача, позволяющая ответить на многие вопросы и решить некоторые проблемы изобретения такого средства измерения еще на стадии проектирования. В статье описывается процесс создания модели тензометрической колесной пары с применением программного комплекса «Универсальный механизм» на базе существующей патентной разработки. Рассмотрены такие стадии построения модели, как подготовка конечно-элементной упругой колесной пары, определение мест расположения тензорезисторов. Проанализировано напряженно-деформированное состояние колеса при его вращении и определено оптимальное количество тензорезисторов для получения в дальнейшем непрерывных случайных процессов взаимодействия колеса с рельсом. Полученная модель показала хорошую сходимость результатов при определении вертикальных и боковых сил в контакте колеса с рельсом. В то же время остается много неисследованных моментов, которые помогли бы усовершенствовать модель тензометрической колесной пары.

### Ключевые слова

тензометрическая колесная пара, вертикальная сила, боковая сила, контакт «колесо – рельс», напряженно-деформированное состояние, программный комплекс «Универсальный механизм», подвижной состав

### Для цитирования

Акашев М.Г. Создание модели тензометрической колесной пары с применением программного комплекса «Универсальный механизм» / М.Г. Акашев, А.Н. Савоськин, В.В. Чунин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2022. № 4 (76). С. 81–91. DOI 10.26731/1813-9108.2022.4(76).81-91.

### Информация о статье

поступила в редакцию: 20.10.2022 г.; поступила после рецензирования: 22.12.2022 г.; принята к публикации: 23.12.2022 г.

## Creating a strain-gauge wheel set model using software package «Universal mechanism»

M.G. Akashev<sup>1,2</sup>✉, A.N. Savos'kin<sup>2</sup>, V.V. Chudin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock, Kolomna, the Russian Federation

<sup>2</sup>Russian University of Transport, Moscow, the Russian Federation

✉akashev-mg@vnikti.com

### Abstract

Achieving a continuous process of wheel-rail interaction could solve most of the problems in the field of railway traffic safety. Scientists have been studying the issue of determining forces in the wheel-rail contact since the middle of the last century, and it is still relevant. Modern technologies have stepped far ahead, which allows to create measuring instruments of a better quality, including a strain-gauge wheel set. At the same time, insufficient attention has been paid to the simulation of strain-gauge wheel sets, although this is a very important task allowing to answer many questions and solve some problems of creating such a measuring tool at the design stage. The article describes the process of creating a strain-gauge wheel set model using software package «Universal Mechanism» based on the existing patent design. Such stages of the model creation are considered as preparation of a finite-element elastic wheel set, determination of locations of strain gauges. The wheel stress-strain state during its rotation is analyzed and the optimal number of strain gauges is determined to further obtain continuous random processes of the wheel-rail interaction. The resulting model has shown good convergence of results in determining vertical and lateral forces in the wheel-rail contact. At the same time, there are many aspects to be studied that would help to improve the strain-gauge wheel set model.

**Keywords**

strain-gauge wheel set, vertical force, lateral force, wheel-rail contact, stress-strain state, the «Universal Mechanism» software package, rolling stock

**For citation**

Akashev M.G., Savos'kin A.N., Chunin V.V. Sozdanie modeli tenzometricheskoi kolesnoi pary s primeneniem programmno kompleksa «Universal'nyi mekhanizm» [Creating a strain-gauge wheel set model using software package «Universal mechanism»]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemy analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 4 (76), pp. 81–91. DOI: 10.26731/1813-9108.2022.4(76).81-91.

**Article info**

Received: October 20, 2022; Received: December 22, 2022; Accepted: December 23, 2022.

**Введение**

Тензометрическая колесная пара (ТКП) является средством измерения, позволяющим проводить кусочно-непрерывную регистрацию вертикальных и горизонтально-поперечных (боковых) сил в контакте колеса с рельсом при движении подвижного состава (ПС).

В разные годы изучению и созданию ТКП уделялось много внимания и за рубежом [1–6], и в нашей стране [7–10]. В настоящий момент в России зарегистрировано три реализации ТКП [11–13], для которых характерно размещение тензорезисторов с внутренней стороны дисков колес на двух concentрических окружностях, измеряющих радиальные деформации. Отличие между ними заключается только в количестве тензорезисторов на каждой окружности: по 4 тензорезистора через  $90^\circ$ , по 8 через  $45^\circ$ , либо по 16 через  $22,5^\circ$ .

Для данных реализаций ТКП проводилось мало исследований (особенно математического моделирования) по определению мест для расположения тензорезисторов с учетом действующих сил в зоне контакта колеса с рельсом. Кроме того, не решена задача выбора оптимального количества тензорезисторов, необходимых для непрерывной регистрации сил в зоне контакта колеса с рельсом.

В настоящей работе создана математическая модель ТКП в программном комплексе «Универсальный механизм» (ПК УМ). Для этого в ПК УМ, позволяющем проводить моделирование динамики железнодорожных экипажей с учетом упругости колесных пар, выполнено исследование напряженно-деформированного состояния диска колеса при различных вариантах его нагружения. Этот программный комплекс имеет значительные преимущества по сравнению с другими, так как входящие в него модули UM Loco, UM FEM и UM Flexible Wheel Set позволяют рассчитывать динамику

рельсового экипажа (РЭ) в полной пространственной постановке, в прямых и кривых участках пути с учетом и без учета неровностей путевой структуры [14–16].

**Создание конечно-элементной упругой колесной пары**

За основу модели ТКП взята реализация, при которой на внутренней части диска колеса на двух concentрических окружностях расположено по четыре тензорезистора через  $90^\circ$ , измеряющих радиальную деформацию (рис. 1).

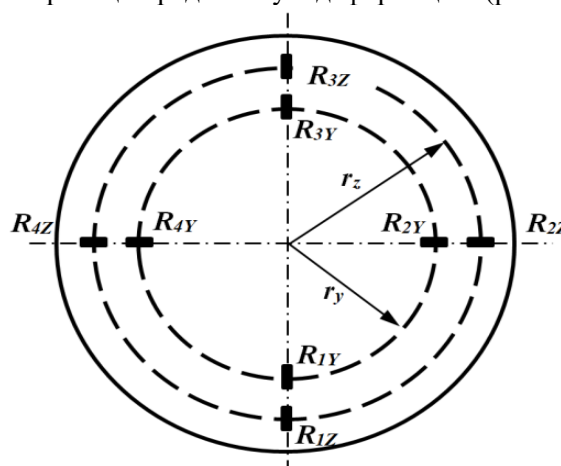


Рис. 1. Схема расположения тензорезисторов на колесе

Fig. 1. Scheme of location of strain gauges on the wheel

На concentрической окружности радиусом  $r_z$  располагаются тензорезисторы, на которые оказывается минимальное воздействие со стороны боковых сил, а на concentрической окружности радиусом  $r_y$  на тензорезисторы оказывается минимальное воздействие со стороны вертикальных сил. Пары диаметрально противоположных тензорезисторов на одной окружности ( $R_{1Z}-R_{3Z}$ ,  $R_{2Z}-R_{4Z}$ ,  $R_{1Y}-R_{3Y}$ ,  $R_{2Y}-R_{4Y}$ ) собирают

ся в мостовые тензометрические схемы с двумя активными тензорезисторами [17].

Объектом исследования является колесная пара с цельнокатаным вагонным колесом с плоскоконическим диском [18]. С использованием пре- и постпроцессора MSC.Patran созданная конечно-элементная пространственная модель колесной пары из восьмиузловых объемных *hex*-элементов (рис. 2) была добавлена к модели цистерны на место первой колесной пары в первой тележке (рис. 3).

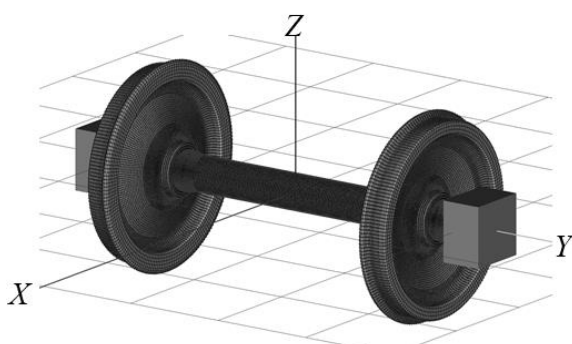


Рис. 2. Пространственная конечно-элементная модель колесной пары

Fig. 2. Spatial finite element wheel-set model

Компьютерная модель вагона-цистерны на двухосных тележках модели 18-100 построена с использованием подхода системы тел, в соответствии с которым механическая система представляется набором абсолютно твердых тел, связанных посредством шарниров и силовых элементов.

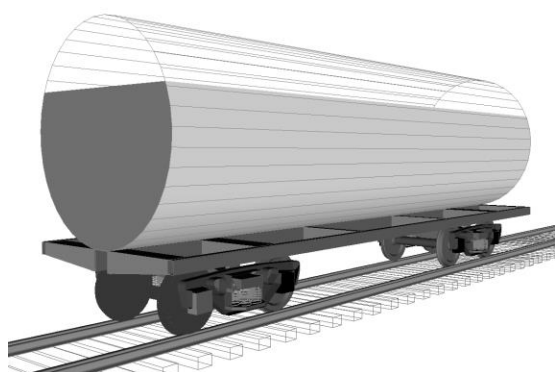


Рис. 3. Модель цистерны с упругой набегающей колесной парой

Fig. 3. Model of a tank with an elastic incoming wheel-set

Модель является параметризованной, допускает изменение геометрических и физиче-

ских параметров и может быть использована для исследования динамики вагона. При этом контактное взаимодействие тел осуществляется с помощью специальных силовых элементов, описывающих контакт отдельных точек одного тела с поверхностью другого.

В ПК УМ для расчета кинематики профиля и обобщенных сил, приложенных в произвольной точке поверхности качения колеса, предлагается использовать подходы Лагранжа либо Эйлера [16].

Подход Лагранжа заключается в том, что исследователь наблюдает за точками объекта, движущегося в пространстве. Это привычный для динамики систем тел метод, он применяется для вывода уравнений движения в ПК УМ. Основным результатом применения подхода Эйлера является невращающаяся конечно-элементная сетка и, следовательно, возможность использовать заранее определенный набор узлов в одном сечении колеса для описания кинематики профиля и расчета обобщенных сил от контактных взаимодействий.

Во время исследования напряженно-деформированного состояния диска колеса при создании модели ТКП использовался привычный для динамики систем тел метод, т. е. подход Лагранжа.

В соответствии с этим подходом к упругой модели колесной пары были добавлены виртуальные тензорезисторы (ВТ) на внутренней поверхности диска правого колеса в узлах на радиусах 168–353 мм, расположенные в вертикальном сечении выше и ниже оси. Общее количество ВТ составило 52 шт. При этом для исследования напряжений ВТ в радиальном направлении в узлы введены начальные точки отсчета вспомогательных систем координат (СК) таким образом, чтобы радиальному направлению соответствовала ось  $Z$ , направленная от обода к оси вращения колеса, касательному направлению к окружности соответствовала ось  $X$ , а ось  $Y$  вспомогательной СК была бы перпендикулярна поверхности.

### Определение мест расположения тензорезисторов

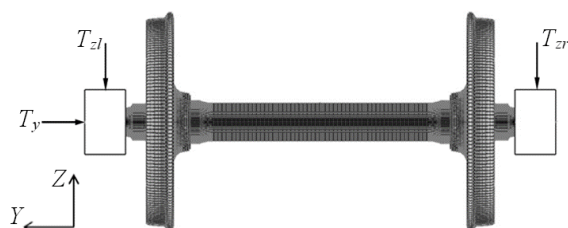
С учетом выбранной измерительной мостовой схемы для анализа напряженно-деформированного состояния колеса будем использовать разность радиальных напряжений диаметрально противоположных ВТ, располо-

женных на одинаковом радиусе концентрической окружности:

$$\Delta\sigma = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (1)$$

где  $\sigma_1$  – радиальное напряжение, определяемое ВТ  $R_1$  (ниже оси);  $\sigma_3$  – радиальное напряжение, определяемое ВТ  $R_3$  (выше оси).

При исследовании напряженно-деформированного состояния упругой колесной пары будем нагружать ее внешними активными  $T$ -силами в соответствии со схемой (рис. 4), где  $T_{ZL}$  – вертикальная активная сила на буксе левого колеса,  $T_{ZR}$  – вертикальная активная сила на буксе правого колеса.



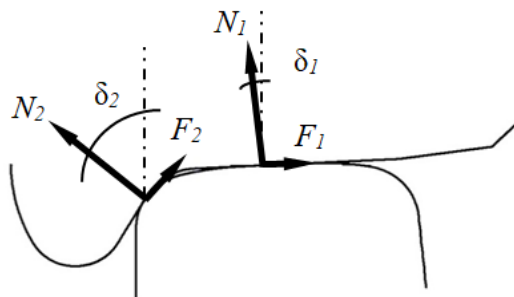
**Рис. 4.** Схема нагружения упругой колесной пары активными внешними силами:

$T_{ZL}$  – вертикальная активная сила на буксе левого колеса;  $T_{ZR}$  – вертикальная активная сила на буксе правого колеса;  $T_Y$  – поперечная активная сила

**Fig. 4.** Loading scheme of an elastic wheelset active external forces:

$T_{ZL}$  – vertical active force on the axle box of the left wheels;  $T_{ZR}$  – vertical active force on axle box right wheel;  $T_Y$  – transverse active force

В результате различных вариантов нагружения будут образовываться случаи одноточечного и двухточечного контактов, при которых в точках взаимодействия колеса с рельсом действуют нормальные  $N$  и касательные  $F$  силы (поперечные силы крива) (рис. 5).



**Рис. 5.** Силы, действующие в точках контакта колеса с рельсом (двухточечный контакт)

**Fig. 5.** Forces acting at points of contact wheels with rail (point-to-point contact)

Боковая  $F_Y$  и вертикальная  $F_Z$  силы определяются согласно [14]:

$$F_Y = N_1 \cdot \sin(\delta_1) - F_1 \cdot \cos(\delta_1) + N_2 \cdot \sin(\delta_2) - F_2 \cdot \cos(\delta_2),$$

$$F_Z = N_1 \cdot \cos(\delta_1) + F_1 \cdot \sin(\delta_1) + N_2 \cdot \cos(\delta_2) + F_2 \cdot \sin(\delta_2).$$

Так как поиск радиусов концентрических окружностей проводится в состоянии покоя ( $v = 0$  м/с), касательные силы равны нулю. Тогда:

$$F_Y = N_1 \cdot \sin(\delta_1) + N_2 \cdot \sin(\delta_2), \quad (1)$$

$$F_Z = N_1 \cdot \cos(\delta_1) + N_2 \cdot \cos(\delta_2). \quad (2)$$

Поиск радиуса концентрической окружности  $r_Y$  будем производить из условия наименьшего влияния на деформации от нормальной силы  $N_1$  в первой точке контакта, а радиус концентрической окружности  $r_Z$  из условия наименьшего влияния на деформации от нормальной силы  $N_2$  во второй точке контакта.

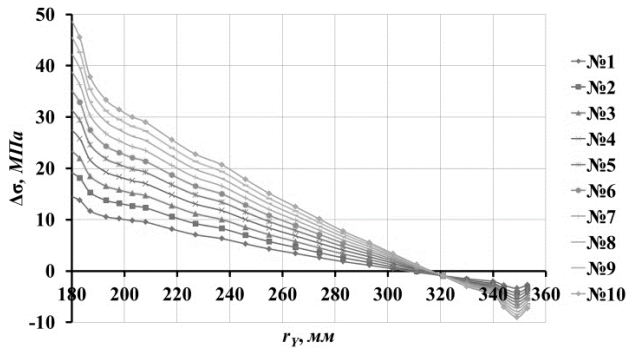
Задавая нагрузку с помощью сил  $T_{ZL}$  и  $T_{ZR}$ , будем изменять нормальную силу  $N_1$  и определим радиус концентрической окружности  $r_Y$ , где влияние этой силы на разность радиальных напряжений  $\Delta\sigma$  в узлах будет минимальным. Скорость движения вагона-цистерны при моделировании равна  $v = 0$  м/с, а влияние будем рассматривать для пары ВТ  $R_1$ – $R_3$  в вертикальном сечении (см. рис. 1). Расчетные варианты нагружения представлены в табл. 1.

**Таблица 1.** Расчетные варианты нагружения для определения радиуса концентрической окружности  $r_Y$   
**Table 1.** Calculated loading variants to determine the radius of a concentric circle  $r_Y$

№	$T_Y$ , кН	$T_{ZL}$ , кН	$T_{ZR}$ , кН
1	–	0	0
2		–10	–10
3		–20	–20
4		–30	–30
5		–40	–40
6		–50	–50
7		–60	–60
8		–70	–70
9		–80	–80
10		–90	–90

По результатам моделирования получены графики изменения разности радиальных напряжений  $\Delta\sigma$  (рис. 6), анализ которых показывает, что наименьшее влияние на  $\Delta\sigma$  происходит при расположении тензорезисторов на радиусе  $r_Y = 321$  мм. Таким образом, для регистрации нормальной силы  $N_2$  на этом радиусе концентрической окружности колеса

необходимо расположить пары виртуальных тензорезисторов  $R_{1Y}-R_{3Y}$  и  $R_{2Y}-R_{4Y}$ .



**Рис. 6.** Зависимость разности радиальных напряжений  $\Delta\sigma$  на внутренней части диска колеса в вертикальном сечении от радиуса концентрической окружности при различных вариантах нагружения силами  $T_{ZL}$  и  $T_{ZR}$

**Fig. 6.** Dependence of the difference in radial stresses  $\Delta\sigma$  over the inner part of the wheel disk in a vertical section on the radius of the concentric circle under different loading options by forces  $T_{ZL}$  and  $T_{ZR}$

Задавая нагрузку с помощью силы  $T_Y$ , будем изменять нормальную силу  $N_2$  и определим радиус концентрической окружности  $r_Z$ , на котором влияние этой силы на разность радиальных напряжений  $\Delta\sigma$  в узлах будет минимальным. Расчетные варианты нагружения представлены в табл. 2, а результаты расчетов – на рис. 7.

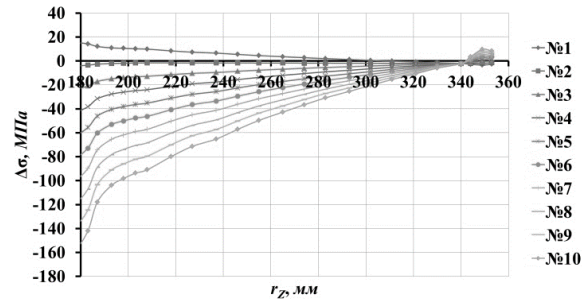
**Таблица 2.** Расчетные варианты нагружения для определения радиуса концентрической окружности  $r_Z$

**Table 2.** Calculated load cases for determining the radius of a concentric circle  $r_Z$

№	$T_Y$ , кН	$T_{ZL}$ , кН	$T_{ZR}$ , кН
1	0	–	–
2	–10		
3	–20		
4	–30		
5	–40		
6	–50		
7	–60		
8	–70		
9	–80		
10	–90		

Анализ графиков рис. 7 показывает, что наименьшее влияние на разность радиальных напряжений  $\Delta\sigma$  происходит при расположении

тензорезисторов на радиусе  $r_Z = 340$  мм. Для регистрации нормальной силы  $N_1$  на этом радиусе концентрической окружности колеса необходимо расположить пары ВТ  $R_{1Z}-R_{3Z}$  и  $R_{2Z}-R_{4Z}$ .



**Рис. 7.** Зависимость разности радиальных напряжений  $\Delta\sigma$  на внутренней части диска колеса в вертикальном сечении от радиуса концентрической окружности

при различных вариантах нагружения силой  $T_Y$

**Fig. 7.** The dependence of the difference of radial stresses  $\Delta\sigma$  in the inner part of the wheel disk in the vertical section on the radius of the concentric circle under different variants of loading by force  $T_Y$

### Напряженно-деформированное состояние вращающегося колеса тензометрической колесной пары

Зная радиусы концентрических окружностей, добавим недостающие ВТ на диск правого колеса в горизонтальном сечении  $R_{2Z}-R_{4Z}$  и  $R_{2Y}-R_{4Y}$  и рассмотрим напряженно-деформированное состояние вращающегося колеса ТКП при движении модели вагона-цистерны со скоростью  $v = 1$  м/с на прямом участке пути без неровностей. Разности радиальных напряжений будем рассматривать при разных подходах моделирования:

- подход Лагранжа (вращающаяся сетка);
- подход Эйлера (невращающаяся сетка).

По результатам моделирования получены графики разности радиальных напряжений для пар ВТ  $R_{1Z}-R_{3Z}$  и  $R_{2Z}-R_{4Z}$ , расположенных на концентрической окружности радиусом  $r_Z = 340,0$  мм, в зависимости от угла  $\varphi$  поворота колеса при постоянно действующей нормальной силе  $N_1 = 113,1$  кН в контакте колеса с рельсом (рис. 8). Сигнал  $\Delta\sigma_Z^{1-3}$ , полученный с применением подхода Лагранжа от пары ВТ  $R_{1Z}-R_{3Z}$ , изменяется по закону косинуса, а сигнал  $\Delta\sigma_Z^{2-4}$  от пары ВТ  $R_{2Z}-R_{4Z}$  – по закону синуса. При этом, если мы рассмотрим сигнал  $\Delta\sigma_Z^{1-3}$ , полученный с применением подхода Эйлера, то увидим, что



он постоянен. Тогда зависимость разности радиальных напряжений тензорезисторов, расположенных на концентрической окружности  $r_z$ , от угла поворота колеса  $\varphi$  при постоянно действующей нормальной силе  $N_1$  в зоне контакта колеса с рельсом можно представить в виде:

$$\Delta\sigma_z(\varphi) = \Delta\sigma_z^{1-3} \cdot \cos \varphi + \Delta\sigma_z^{2-4} \cdot \sin \varphi. \quad (3)$$

Аналогично ведут себя напряжения и при действии нормальной силы во второй точке контакта при постоянно действующей нормальной силе  $N_2$ . Зависимость разности радиальных напряжений тензорезисторов, расположенных на концентрической окружности  $r_y$  от угла поворота колеса  $\varphi$ , можно представить следующим образом:

$$\Delta\sigma_y(\varphi) = \Delta\sigma_y^{1-3} \cdot \cos \varphi + \Delta\sigma_y^{2-4} \cdot \sin \varphi. \quad (4)$$

Для проверки выражений (3) и (4) рассмотрим движение модели вагона-цистерны с набегающей ТКП в прямом участке пути со скоростью  $v = 16$  м/с по произвольным неровностям на правой и левой рельсовых нитях.

По результатам моделирования получены графики зависимости разности радиальных напряжений  $\Delta\sigma$ , рассчитанных с помощью подхода Лагранжа для пар ВТ  $R_{1Z}-R_{3Z}$ ,  $R_{2Z}-R_{4Z}$ ,  $R_{1Y}-R_{3Y}$  и  $R_{2Y}-R_{4Y}$ , а также рассчитанных с помощью подхода Эйлера для пар ВТ  $R_{1Z}-R_{3Z}$ ,  $R_{1Y}-R_{3Y}$  от координаты пути  $x$  (рис. 9).

Аналогично представлены пересчитанные по формулам (3) и (4) зависимости от координаты пути  $x$  значений  $\Delta\sigma_z$  и  $\Delta\sigma_y$  (рис. 10).

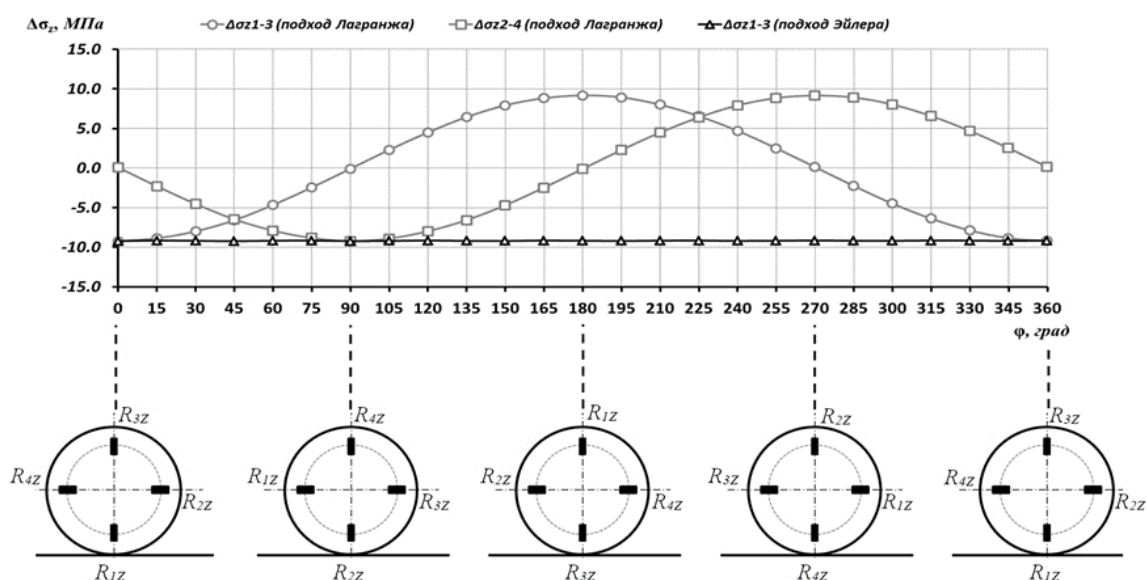
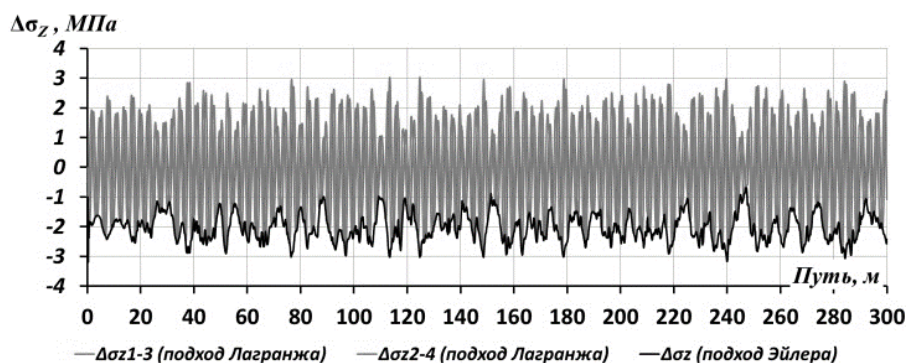


Рис. 8. Графики зависимости разности радиальных напряжений для пар виртуальных тензорезисторов  $R_{1Z}-R_{3Z}$  и  $R_{2Z}-R_{4Z}$  от угла  $\varphi$  поворота колеса (виртуальные тензорезисторы  $R_{1Y}-R_{3Y}$  и  $R_{2Y}-R_{4Y}$  на рисунке не показаны)

Fig. 8. Graphs of the dependence of the radial stresses' difference for pairs of virtual strain gauges  $R_{1Z}-R_{3Z}$  and  $R_{2Z}-R_{4Z}$  on the wheel rotation angle  $\varphi$  (virtual strain gauges  $R_{1Y}-R_{3Y}$  and  $R_{2Y}-R_{4Y}$  are not shown in the figure)



a

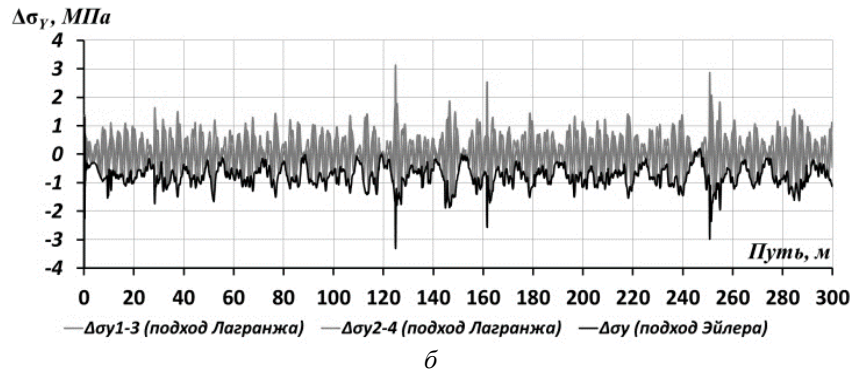
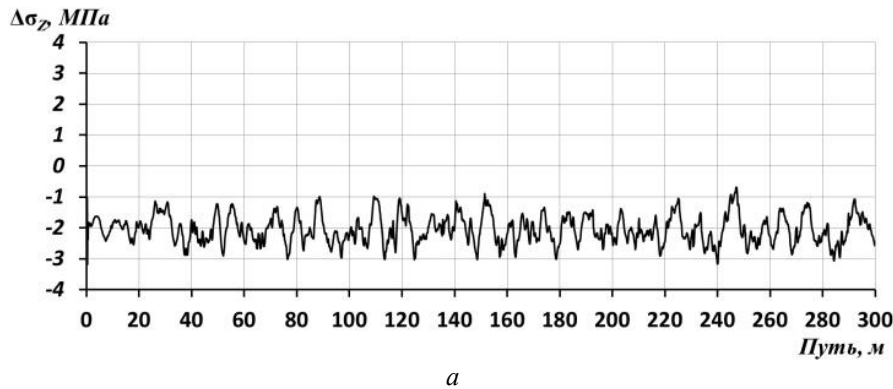


Рис. 9. Разность радиальных напряжений для пар виртуальных тензорезисторов:

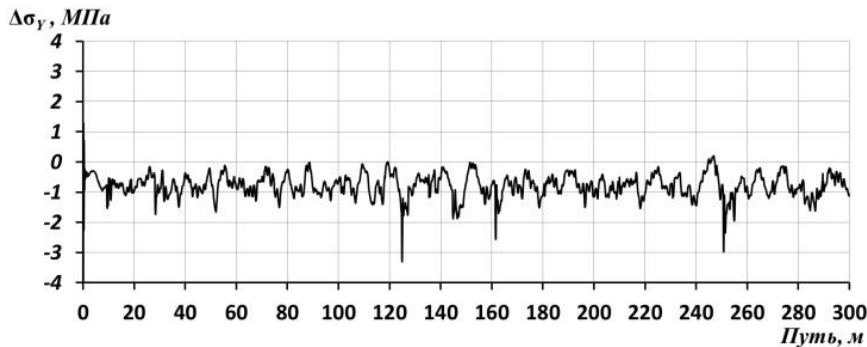
$a - R_{1Z} - R_{3Z}, R_{2Z} - R_{4Z}; \bar{b} - R_{1Y} - R_{3Y}, R_{2Y} - R_{4Y}$

Fig. 9. Radial stress difference for pairs of virtual strain gauges:

$a - R_{1Z} - R_{3Z}, R_{2Z} - R_{4Z}; b - R_{1Y} - R_{3Y}, R_{2Y} - R_{4Y}$



$a$



$\bar{b}$

Рис. 10. Разность радиальных напряжений, рассчитанная по формулам (3) и (4)

для пар виртуальных тензорезисторов:

$a - R_{1Z} - R_{3Z}, R_{2Z} - R_{4Z}; \bar{b} - R_{1Y} - R_{3Y}, R_{2Y} - R_{4Y}$

Fig. 10. Radial stress difference calculated by formulas (3) and (4) for pairs of virtual strain gauges:

$a - R_{1Z} - R_{3Z}, R_{2Z} - R_{4Z}; b - R_{1Y} - R_{3Y}, R_{2Y} - R_{4Y}$

Сравнение этих рисунков показывает полную сходимость результатов при использовании подхода Эйлера (невращающаяся сетка).

Таким образом, применяя по две пары диаметрально противоположных тензорезисторов на одной концентрической окружности, при использовании выражений (3) и (4) можно получить непрерывный сигнал разности ради-

альных напряжений  $\Delta\sigma$ , т. е. для оборудования ТКП необходимо всего 16 тензорезисторов.

#### Определение зависимости между показаниями виртуальных тензорезисторов и силами в точках контакта

Для определения зависимости между показаниями ВТ и силами в точках контакта

используем схему нагружения внешними силами (см. рис. 4). Для градуировки нормальной силы  $N_1$  будем нагружать ТКП внешней силой  $T_Y$ , а для градуировки нормальной силы  $N_2$  – внешними силами  $T_{ZL}$  и  $T_{ZR}$ . Значения внешних сил для градуировки представлены в табл. 3.

**Таблица 3.** Значения внешних сил для градуировки нормальных сил

**Table 3.** Values of external forces for grading Normal forces

№	Градуировка $N_1$	Градуировка $N_2$	
	$T_Y$ , кН	$T_{ZL}$ , кН	$T_{ZR}$ , кН
1	0	0	0
2	-20	-20	-20
3	-40	-40	-40
4	-60	-60	-60
5	-80	-80	-80
6	-100	-100	-100

Определение зависимости между показателями проводилось при следующих условиях:

- скорость движения  $v = 0$  м/с;
- ширина колеи  $S = 1\,520$  мм;
- профиль рельса Р65 новый;
- подуклонка 1/20.

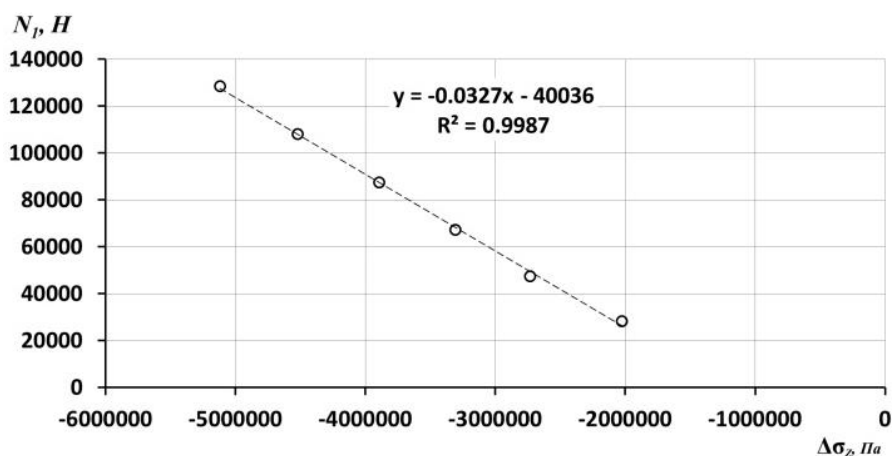
Результаты градуировки нормальной силы  $N_1$  и разности напряжений  $\Delta\sigma_Z$  (рис. 11, а), а также нормальной силы  $N_2$  и разности напряжений  $\Delta\sigma_Y$  (рис. 11, б) можно использовать для определения нормальных сил в точках контакта и для дальнейшего вычисления вертикальных и боковых сил по формулам (3) и (4).

Таким образом, для определения нормальных сил можно использовать следующие зависимости:

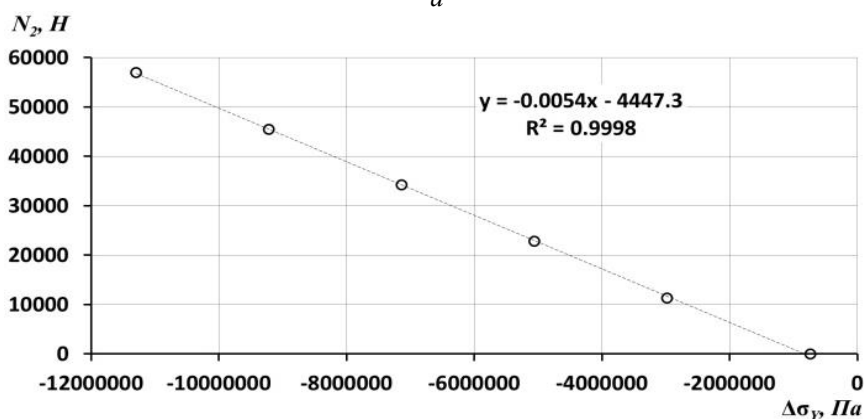
$$N_1 = -0,0327 \cdot \Delta\sigma_Z - 40\,036, \quad (5)$$

$$N_2 = -0,0054 \cdot \Delta\sigma_Y - 4\,447,3. \quad (6)$$

Для проверки полученных соотношений рассмотрим результаты моделирования движения со скоростью  $v = 16$  м/с порожнего вагона-цистерны с набегающей ТКП на прямом участке пути по произвольным неровностям на правой и левой рельсовых нитях.



а

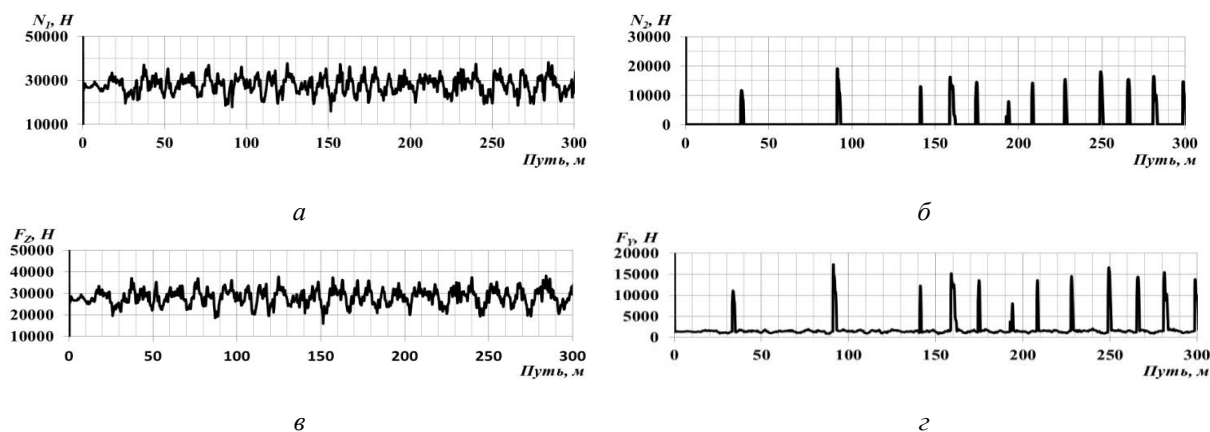


б

**Рис. 11.** Зависимость разности радиальных напряжений  $\Delta\sigma_Z$  от нормальной силы  $N_1$  (а) и  $N_2$  (б)

**Fig. 11.** Dependence of the difference of radial stresses  $\Delta\sigma_Z$  on the normal force  $N_1$  (a) and  $N_2$  (b)



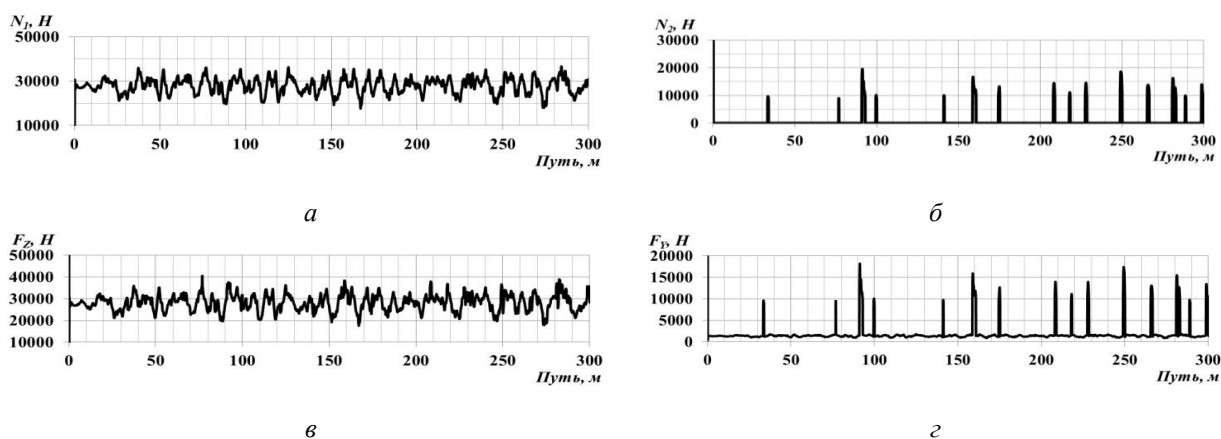


**Рис. 12.** Результаты моделирования, полученные путем расчета с использованием мастера переменных в программном комплексе «Универсальный механизм»:

*a* – нормальная сила  $N_1$  в первой точке контакта; *б* – нормальная сила  $N_2$  во второй точке контакта;  
*в* – вертикальная сила  $F_z$ ; *г* – боковая сила  $F_y$

**Fig. 12.** Simulation results obtained by calculation using the variable wizard in the program complex «Universal mechanism»:

*a* – normal force  $N_1$  at the first point of contact; *b* – normal force  $N_2$  at the second point of contact;  
*c* – vertical force  $F_z$ ; *d* – lateral force  $F_y$



**Рис. 13.** Результаты моделирования, полученные при пересчете по формулам (1)–(3) с использованием данных виртуальных тензорезисторов:

*a* – нормальная сила  $N_1$  в первой точке контакта; *б* – нормальная сила  $N_2$  во второй точке контакта;  
*в* – вертикальная сила  $F_z$ ; *г* – боковая сила  $F_y$

**Fig. 13.** Simulation results obtained by recalculation according to formulas (1)–(3) using virtual strain gauge data

*a* – normal force  $N_1$  at the first point of contact; *b* – normal force  $N_2$  at the second point of contact;  
*c* – vertical force  $F_z$ ; *d* – lateral force  $F_y$

По результатам моделирования были построены графики зависимости нормальных сил  $N_1$  и  $N_2$  от координаты пути  $x$  (рис. 12), полученные в результате расчета с использованием мастера переменных в ПК УМ, а также боковой  $F_y$  и вертикальной  $F_z$  сил, определенных по формулам (1), (2). На рис. 13 представлены аналогичные характеристики, но там нормальные силы  $N_1$  и  $N_2$  определены через радиальные напряжения по выражениям (5) и (6).

Как видно из рисунков, результаты пока-

зывают достаточно удовлетворительную сходимость.

### Заключение

Разработана конечно-элементная модель тензометрической колесной пары для исследования в ПК УМ.

Определены места расположения тензорезисторов для регистрации сил взаимодействия колеса с рельсом.

Проанализировано деформированное состояние колеса и определено оптимальное количество тензорезисторов для получения непрерывных сигналов сил в контакте колеса с рельсом.

Получены зависимости напряжений к силам в контакте колеса с рельсом, которые показали хорошую сходимость с силами, рассчитанными в ПК УМ.

### Список литературы

1. Konishi S., Nakamura H. An Example of the measured loads on the wheel set // Bulletin of the JSME. 1959. Vol. 2 (8). Pp. 526–532.
2. Konishi S. Measurement of loads on wheel set // Transaction of the JSME. 1967. Vol. 8. № 3. Pp. 26–29.
3. Prigge Braunschweig W. Die Beanspruchung einer einfachgewellten Eisenbahnradzscheibe. Ermittlung der Spannungen durch spannungsoptische Verfahren // Glasers annalen. 1959. Vol. 83 (4). Pp. 132–136.
4. Olson P.E., Johnsson S. Seitenkrafte zwischen Rad und schiene // Glasers annalen. 1959. № 5. Pp. 153–161.
5. Weber H.H. Zur direkten Messung der Krafte zwischen Rad und Schiene // Elektrische Bahnen. 1961. № 5. Pp. 93–110.
6. Измерение геометрии пути с учетом характеристик подвижного состава // Железные дороги мира. 2007. № 8. С. 74–77.
7. Шафрановский А.К. Непрерывная регистрация вертикальных и боковых сил взаимодействия колеса и рельса. М. : Транспорт, 1965. 96 с.
8. Шафрановский А.К. Измерения и непрерывная регистрация сил взаимодействия колесных пар локомотивов с рельсами. М. : Транспорт, 1969. 120 с.
9. Сасковец В.М. Измерение вертикальных и горизонтальных сил, действующих на колесную пару вагона // Сборник трудов ВНИИЖТ. 1977. № 572. С. 28–36.
10. Коваль В.А., Кажаяев А.Н. Метод измерения динамических сил с большой дискретизацией по длине пути с помощью тензометрической колесной пары // Решение задач взаимодействия подвижного состава и пути реального очертания : сб. науч. тр. М. : Транспорт 1985. С. 49–57.
11. Пат. 2441206 Рос. Федерация. Устройство для измерения вертикальных и боковых сил взаимодействия между колесом и рельсом / О.Г. Краснов, А.Л. Бидуля, В.С. Коссов и др. № 2010144830/28 ; заявл. 02.11.2010 ; опубл. 27.01.2012, Бюл. № 3. 7 с.
12. Пат. 2591739 Рос. Федерация. Устройство для измерения вертикальных и боковых сил взаимодействия между колесом и рельсом / А.Я. Коган, О.А. Суслов, А.Н. Кажаяев. № 2015116322/28 ; заявл. 29.04.2015 ; опубл. 20.07.2016, Бюл. № 20. 15 с.
13. Пат. 2682567 Рос. Федерация. Устройство сбора информации и способ оценки результатов взаимодействия между колесом и рельсом / А.В. Третьяков, К.В. Елисеев, М.В. Зимакова и др. № 2017143085 ; заявл. 08.12.2017 ; опубл. 19.03.2019, Бюл. № 8. 13 с.
14. Моделирование динамики железнодорожных экипажей : руководство пользователя // Universal mechanism : сайт. URL: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/08\\_um\\_loco.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/08_um_loco.pdf) (Дата обращения 18.10.2022).
15. Моделирование упругих тел : руководство пользователя // Universal mechanism : сайт. URL: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/11\\_um\\_fem.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/11_um_fem.pdf) (Дата обращения 18.10.2022).
16. Моделирование динамики железнодорожных экипажей с учетом упругости колесных пар : руководство пользователя // Universal mechanism : сайт. URL: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/28\\_um\\_flexible\\_wheelset.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/28_um_flexible_wheelset.pdf) (Дата обращения 18.10.2022).
17. Тензометрия в машиностроении / Р.А. Макаров, А.Б. Ренский, Г.Х. Боркунский и др. М. : Машиностроение, 1975. 287 с.
18. ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. Введ. 2012-01-01. М. : Стандартинформ, 2011. 49 с.

### References

1. Konishi S., Nakamura H. An Example of the measured loads on the wheel set. Bulletin of the JSME, 1959, vol. 2 (8), pp. 526–532.
2. Konishi S. Measurement of loads on wheel set. Transaction of the JSME, 1967, vol. 8, no. 3, pp. 26–29.
3. Prigge Braunschweig W. Die Beanspruchung einer einfachgewellten Eisenbahnradzscheibe. Ermittlung der Spannungen durch spannungsoptische Verfahren. Glasers annalen, 1959, vol. 83 (4), pp. 132–136.
4. Olson P.E., Johnsson S. Seitenkrafte zwischen Rad und schiene. Glasers annalen, 1959, no. 5, pp. 153–161.
5. Weber H.H. Zur direkten Messung der Krafte zwischen Rad und Schiene. Elektrische Bahnen, 1961, no. 5, pp. 93–110.
6. Izmereniye geometrii puti s uchedom kharakteristik podvizhnogo sostava [Measuring track geometry taking into account rolling stock characteristics]. *Zheleznyye dorogi mira* [Railways of world], 2007, no. 8, pp. 74–77.
7. Shafranovskii A.K. Nepreryvnaya registratsiya vertikal'nykh i bokovykh sil vzaimodeystviya koleasa i rel'sa [Continuous recording of vertical and lateral wheel-rail interaction forces]. Moscow: Transport, 1965. 96 p.
8. Shafranovskii A.K. Izmereniya i nepreryvnaya registratsiya sil vzaimodeystviya kolesnykh par lokomotivov s rel'sami [Measurements and continuous recording of interaction forces between locomotive wheelsets and rails]. Moscow: Transport, 1969. 120 p.
9. Saskovets V.M. Izmereniye vertikal'nykh i gorizontal'nykh sil, deistvuyushchikh na kolesnuyu paru vagona [Measurement of vertical and horizontal forces acting on a wagon wheelset]. *Trudy VNIIZHT* [Proceedings of the All-Union Science-Research Institute of Railway], 1977, no. 572, pp. 28–36.
10. Koval' V.A., Kazhaev A.N. Metod izmereniya dinamicheskikh sil s bol'shoi diskretizatsiei po dline puti s pomoshch'yu tenzometricheskoi kolesnoi pary [Method to measure dynamic forces with a large discretization along the track length using a strain-

gauge wheel set]. *Sbornik nauchnykh trudov «Reshenie zadach vzaimodeistviya podvizhnogo sostava i puti real'nogo ochertaniya»* [Proceedings «Solving the problems of interaction of rolling stock and actual configuration track»]. Moscow, 1985, pp. 49–57.

11. Krasnov O.G., Bidulya A.L., Kossov V.S., Astanin N.N. Patent RU 2441206 C1, 27.01.2012.

12. Kogan A.Ya., Suslov O.A., A.N. Kazhaev. Patent Ru 2591739 C1, 20.07.2016.

13. Tret'yakov A.V., Eliseev K.V., Zimakova M.V., Petrov A.A., Kozlov P.V. Patent RU 2682567 C1, 19.03.2019.

14. Rukovodstvo pol'zovatelya «Modelirovanie dinamiki zheleznodorozhnykh ekipazhei» [User guide «Simulation of the dynamics of railway vehicles»]. Available at: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/08\\_um\\_loco.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/08_um_loco.pdf) (Accessed October 18, 2022).

15. Rukovodstvo pol'zovatelya «Modelirovanie uprugikh tel» [User guide «Simulation of elastic bodies»]. Available at: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/11\\_um\\_fem.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/11_um_fem.pdf) (Accessed October 18, 2022).

16. Rukovodstvo pol'zovatelya «Modelirovanie dinamiki zheleznodorozhnykh ekipazhei s uchedom uprugosti kolesnykh par» [User guide «Simulation of the dynamics of railway vehicles, taking into account the elasticity of wheel sets»]. Available at: [http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/28\\_um\\_flexible\\_wheelset.pdf](http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/28_um_flexible_wheelset.pdf) (Accessed October 18, 2022).

17. Makarov R.A., Renskii A.B., Borkunskii G.Kh., Etingof M.I. *Tenzometriya v mashinostroenii* [Strain-gauging in mechanical engineering]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 287 p.

18. GOST 10791-2011. *Kolesa tsel'nokatanye. Tekhnicheskie usloviya* [State standard 10791-2011. Solid-rolled wheels. Technical specification]. Moscow: Standartinform Publ., 2011. 49 p.

### Информация об авторах

**Акашев Михаил Геннадьевич**, аспирант кафедры электропоездов и локомотивов, Российский университет транспорта, г. Москва; ведущий инженер отдела пути и специального подвижного состава, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, г. Коломна; e-mail: akashev-mg@vnikti.com.

**Савоськин Анатолий Николаевич**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры электропоездов и локомотивов, Российский университет транспорта, г. Москва; e-mail: elmechtrans@mail.ru.

**Чунин Виталий Владимирович**, заведующий лабораторией колесных пар отдела прочности, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, г. Коломна; e-mail: chunin-vv@vnikti.com.

### Information about the authors

**Mikhail G. Akashev**, Ph.D. student of the Department of Electric Trains and Locomotives, Russian University of Transport, Moscow; leading Engineer of the Department of Track and Special Rolling Stock, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock, Kolomna; e-mail: akashev-mg@vnikti.com.

**Anatolii N. Savos'kin**, Doctor of Engineering Science, Full Professor, Professor of the Department of Electric Trains and Locomotives, Russian University of Transport, Moscow; e-mail: elmechtrans@mail.ru.

**Vitalii V. Chunin**, Head of Wheel set Laboratory of the Department of Strength, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock, Kolomna; e-mail: chunin-vv@vnikti.com.