

Научная статья  
УДК 625.033.3+620.179.18  
doi:10.52170/1815-9265\_2026\_78\_78

## Разработка способов измерения динамических сил в системе «колесо – рельс» с использованием модельного эксперимента и тензометрии

Алексей Андреевич Игумнов<sup>1✉</sup>, Татьяна Викторовна Игумнова<sup>2</sup>

<sup>1, 2</sup> Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск, Россия

<sup>1</sup> iaa@yandex.ru✉

<sup>2</sup> itv@sgups.stu.ru

**Аннотация.** При прохождении подвижного состава по пути при взаимодействии колеса и рельса возникают динамические нагрузки, одновременно воздействующие на колесо, на остальные части вагона, а также на рельсовое полотно. Динамические силы при прочих равных условиях будут тем больше, чем больше жесткость элементов в системе, поэтому особенно сильному влиянию динамических ударов подвержены непроредресованные части вагона и рельс при увеличенной жесткости подрельсового основания. Сверхнормативные динамические силы вызывают повышенные значения напряжений и прогрессирующее развитие усталостных трещин в рельсах, в деталях вагонов. В условиях интенсификации перевозок это может иметь негативные последствия и приводить к критическим несоответствиям.

В статье рассматривается опыт постановки модельного эксперимента для изучения распределения деформаций рельсового полотна при прохождении подвижного состава при различных условиях испытаний.

Целью настоящего исследования являлось совершенствование способов измерения динамических сил в системе «колесо – рельс», а также разработка и верификация адекватных моделей для изучения процессов, протекающих в данной системе.

В рамках исследования установлены условия верификации модели, при которых возможна реализация модельных экспериментов. В работе проанализировано деформированное состояние рельса под поездной нагрузкой и оценена применимость модели к задаче оценки деформаций рельса. Проведена верификация созданной модели по типу граничных условий, по размеру конечных элементов, по типу нагрузки и размеру пятна контакта, а также по расположению граничного участка. Установлена зависимость прогиба при изменении жесткости в системе «колесо – рельс». Предложено совершенствование способа восстановления действующих нагрузок в данной системе. Предлагаемая методика определения действующих сил позволяет повысить точность измерений и уменьшить погрешности.

**Ключевые слова:** тензометрия, деформации рельса, динамическое воздействие, система «колесо – рельс», верификация

**Для цитирования:** Игумнов А. А., Игумнова Т. В. Разработка способов измерения динамических сил в системе «колесо – рельс» с использованием модельного эксперимента и тензометрии // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2026. № 1 (78). С. 78–88. DOI 10.52170/1815-9265\_2026\_78\_78.

Original article

## Development methods for measuring dynamic forces in the wheel-rail system using a model experiment and strain-gauging

Alexey A. Igumnov<sup>1✉</sup>, Tatyana V. Igumnova<sup>2</sup>

<sup>1, 2</sup> Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

<sup>1</sup> iaa@yandex.ru✉

<sup>2</sup> itv@sgups.stu.ru

**Abstract.** A railway rolling stock passes along the track, while the wheel interacts with the rail and dynamic loads occur in this system. The forces simultaneously act on the wheel, as well as on the rest of the car, and on the track bed. All other things being equal, the greater the rigidity of the elements in the system, the greater the dynamic forces. Unsprung parts of the carriage and the rails are particularly strongly influenced by dynamic impacts with increased rigidity of the under-rail base. If the dynamic forces turn out to be greater than normal, they cause

increased stress values and the progression of defects, the development of fatigue cracks in rails and in wagon parts. In conditions of increased transportation, this can have consequences and lead to critical defects.

The article discusses the experience of setting up a model experiment to study the distribution of deformations of the track bed during the passage of rolling stock under various test conditions.

The purpose of this study was to improve the methods of measuring dynamic forces in the wheel-rail system, as well as to develop and verify adequate models for studying the processes occurring in the wheel-rail system.

Within the framework of the study, the conditions for model verification have been established, under which the implementation of model experiments is possible. The paper analyzes the deformed state of the rail under train load and evaluates the applicability of the model to the task of estimating rail deformations. The verification of the created model was carried out by the type of boundary conditions, by the size of the finite elements, by the type of load and the size of the contact spot, as well as by the location of the boundary section. The dependence of deflection upon a change in stiffness in the wheel-rail system has been established. It is proposed to improve the method of restoring the existing loads in the wheel and rail system. The proposed method for determining the acting forces makes it possible to increase the accuracy of measurements and reduce errors.

**Keywords:** strain-gauging, rail deformations, dynamic impact, wheel-rail system, verification

**For citation:** Igumnov A. A., Igumnova T. V. Development methods for measuring dynamic forces in the wheel-rail system using a model experiment and strain-gauging. *The Siberian Transport University Bulletin*. 2026;(78):78–88. (In Russ.). DOI 10.52170/1815-9265\_2026\_78\_78.

### Введение

В Российской Федерации введен стандарт на нормы допустимого воздействия на путь и методы испытаний. Для оценки воздействия подвижного состава на путь действительные значения показателей, определенные расчетно-экспериментальным методом, сопоставляют с допускаемыми значениями, приведенными в данном документе. Нормы допустимого воздействия при этом ограничиваются максимальными реализуемыми силами в системе «колесо – рельс» [1–3].

Для того чтобы отслеживать и оценивать процессы, происходящие в системе «колесо – рельс», может использоваться измерительная аппаратура и датчики, работа которых основана на разных принципах. С развитием электронной техники и современных средств обработки данных широкое распространение получили системы непрерывного мониторинга, которые в том числе применяются для оценки нагрузок в системе «колесо – рельс». За последние годы в России и за рубежом созданы и внедрены системы с оптическими и лазерными датчиками для определения геометрии деталей, максимальных прогибов, виброускорений, виброскоростей, а также датчики деформаций [4–9].

Стандартизированные методы регламентируют только способы оценки сил посредством регистрации относительных деформаций с использованием тензорезисторов, соединенных в тензосхемы. Решается обратная задача восстановления действующих усилий в системе со сложным сопротивлением, где на рельс воздействуют совместные нагрузки: изгиб, растяжение, кручение. Коэффициенты динамики при

этом могут меняться случайным образом. Процесс изменения нагрузок и вызванных ими деформаций, напряжений протекает достаточно быстро, и, для того чтобы регистрировать данные процессы, нужны системы обработки сигналов с определенной частотой дискретизации для проведения динамических измерений [10, 11]. Проведенный анализ отечественной нормативной документации показал, что требования к аппаратуре при этом следующие. Для измерений относительной деформации рельсов должны применяться тензорезисторы с номинальным сопротивлением от 100 до 700 Ом, базой от 10 до 20 мм. При определении вертикальной и боковой силы, действующей от колеса подвижного состава на рельс, должны применяться тензорезисторы с разбросом тензочувствительности не более 1 %. Установленная частота дискретизации сигнала должна составлять от 1 до 3 кГц.

### Материалы и методы исследования

Первым и основным рассматриваемым способом является метод Шлюмпфа [12], в нем применяется тензометрическая схема из шести датчиков на шейке рельса (рис. 1), с помощью которой измеряют боковые силы  $F_x$  по разности противоположных по знаку изгибающих моментов  $M_z$  на четырех датчиках, установленных выше и ниже нейтральной оси, и вертикальные силы  $F_y$  с помощью пары датчиков, размещенных вблизи нейтральной оси. Для определения вертикальной силы выполняют калибровку измерительного сечения, прикладывая эталонную нагрузку ступенями от 20 кН до максимального значения, равного от 100 до 150 кН в зависимости от единицы подвижного состава. Применяют приспособления, которые допускают смещение точки приложения силы не более чем

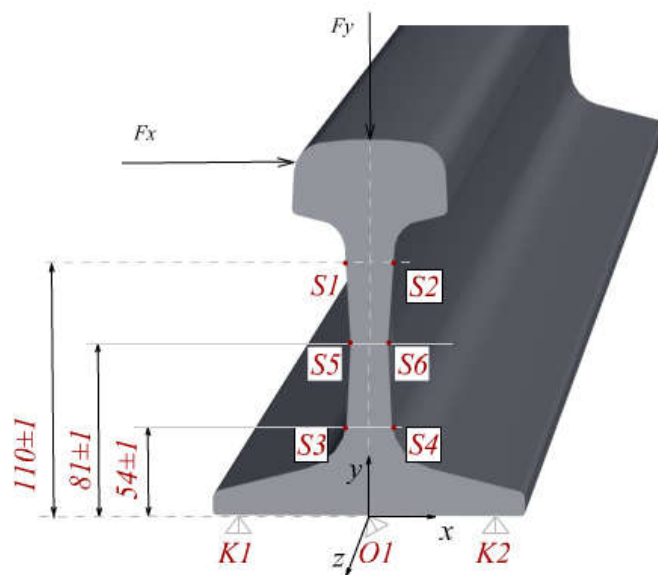


Рис. 1. Схема определения силовых факторов на рельс:  
 $F_y$  – вертикальная сила;  $F_x$  – боковая сила;  $S_i$  – места установки тензорезисторов

на 5 мм. Получают масштабный коэффициент  $k_1$  – значение отклика на измерительном канале в зависимости от величины нагрузки. Для расчета аппроксимируют полученные данные способом наименьших квадратов. Для определения боковой силы также вычисляют масштабный коэффициент  $k_2$  – усредненное значение отклика на измерительном канале в зависимости от величины нагрузки. При калибровке боковую силу прикладывают в точке, находящейся на 13 мм ниже уровня головки рельса с допуском 1 мм. Величина боковой силы при калибровке составляет от 20 до 100 кН при одновременно приложенной в измерительном сечении вертикальной силе.

К недостаткам данного способа можно отнести большую систематическую погрешность измерений при вносимой несимметричности установки тензометрических преобразователей по высоте, что описано в работе

[13]. Преимуществом является то, что в данном случае толщина шейки и изменение ее геометрических размеров не оказывают большого влияния на результаты расчета.

Способ соединения тензодатчиков в измерительный мост для регистрации боковой нагрузки представлен на рис. 2, вертикальной нагрузки – на рис. 3. Нумерация тензорезисторов (см. рис. 2, 3) соответствует нумерации точек  $S_i$  на рис. 1.  $K$  – компенсационные тензорезисторы, используемые для компенсации температурных напряжений.

При подключении тензорезисторов в такой измерительный мост показания канала  $A_1$  определяются выражением, в соответствии с которым можно найти боковую силу по зависимости  $F_x = k_2 A_1$ :

$$A_1 = U_1 \left( \frac{R_3}{R_3 + R_4} - \frac{R_1}{R_1 + R_2} \right), \quad (1)$$

где  $U_1$  – напряжение питания, В;  $R_1, R_2, R_3, R_4$  – сопротивление тензорезисторов, Ом.

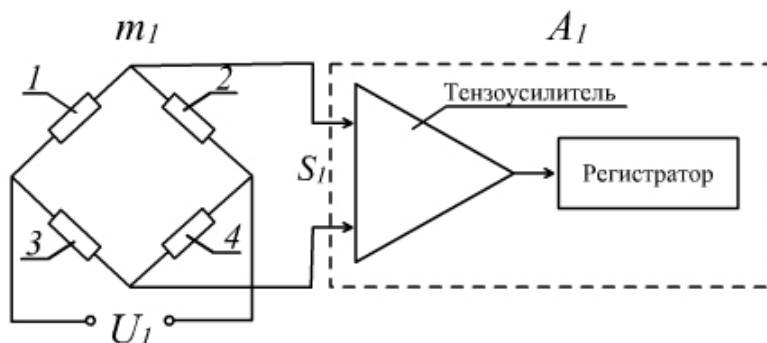


Рис. 2. Схема соединения тензорезисторов в измерительный мост для определения действующей на рельс боковой нагрузки

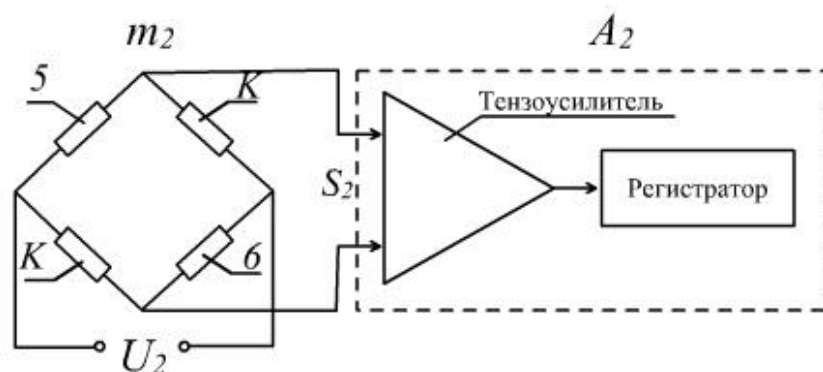


Рис. 3. Схема соединения тензорезисторов в измерительный мост для определения действующей на рельс вертикальной нагрузки

Боковая сила  $F_x$  оказывается пропорциональна разности изгибающих моментов  $M_z$  (см. рис. 1) в сечениях  $S1-S2$  и  $S3-S4$ . Верхнее сечение  $S1-S2$  ближе к боковой силе, и ее плечо меньше, а нижнее сечение  $S3-S4$  оказывается дальше от боковой силы, и ее плечо больше. Для регистрации в стандартизированном методе используется полный мост Уитстона с температурной самокомпенсацией. Разница моментов учитывает вычитание моментов, вносимых эксцентриситетом вертикальной силы; из этого предположения следует, что эксцентриситет вертикальной силы не влияет на результат определения боковой силы таким способом.

При определении вертикальной силы используется пара датчиков, расположенных вблизи нейтральной оси. При этом рельс работает на изгиб в вертикальной плоскости.

Следующий способ – метод матриц влияния – подразумевает использование четырех измерительных датчиков в вертикальном направлении в точках  $S_1, S_2, S_3, S_4$ , за его основу взят метод «РЖД-2016» [1, 3]. Для расчета сил этим способом используются матрицы влияния, связывающие действующие на рельс силы с напряжениями в местах наклейки тензодатчиков при их работе в упругой области деформаций зависимостью

$$\varepsilon_i = g_{ij} f_j, \quad (2)$$

где  $\varepsilon$  – относительные деформации;  $g$  – получаемая матрица коэффициентов;  $f$  – действующие в системе нагрузки;  $i, j$  – коэффициенты в системе матриц (векторы).

Матрицу коэффициентов  $g$  получают в процессе калибровки системы в определенной комбинации сил, которая учитывает верти-

кальную составляющую силы, боковую силу, эксцентриситет:

$$V = \{V^0 + V^1 + V^2 + V^3\}, \quad (3)$$

где  $V^0, \dots, V^3$  – столбцы результатов регистрации относительных деформаций по каждому из четырех каналов тензосистемы ( $n$  каналов).

После того как калибровка проведена, находят коэффициенты псевдообратной матрицы к матрице  $g$ . Умножение ее на вектор-столбец регистрируемых относительных деформаций дает вектор действующих нагрузок. Данный метод впервые вошел в стандартные методы определения нагрузок колеса на рельс и открывает широкие возможности. Матричный метод может быть использован в других вариациях, при другом расположении датчиков [4, 14, 15]. Его преимуществом является малая погрешность влияния несимметричности установки тензодатчиков [16]. Однако минимизация погрешности расчета при восстановлении нагрузок возможна только в случае максимального приближения условий испытаний при определении коэффициентов и натурных испытаний.

Эксперименты включали в себя разработку и верификацию конечно-элементной модели участка рельсового полотна. Математическое моделирование проводилось в программной среде SolidWorks на модели рельса Р65 длиной 15 м. Таким образом, был создан виртуальный испытательный участок пути, время прохождения подвижного состава на скорости 60 км/ч по которому составит 1 с. Шпалы имитировались распределенной упругой поддержкой в вертикальной и горизонтальной плоскостях: в вертикальной плоскости значение коэффициента относительной жесткости составило для тестового

эксперимента  $3 \cdot 10^9$  (Н/м)/м<sup>2</sup>, в горизонтальной –  $1 \cdot 10^8$  (Н/м)/м<sup>2</sup>. Конечно-элементная модель соответствовала рельсу с эпюрой 2 000 шпал на 1 км пути, шпалы были распределены равномерно (рис. 4, а).

Предусматривались специальные датчики в узлах модели, которые позволили бы отслеживать отклик по перемещениям, относительным деформациям, напряжениям для определения боковой и вертикальной сил по методу Шлюмппа и детального изучения распределения относительных деформаций в подошве рельсов с помощью тензорезисторов (см. рис. 4, в). Воздействие колеса на рельс моделировалось с помощью распределенной нагрузки. В зоне приложения нагрузки также была сгенерирована более плотная сетка конечных элементов для исключения дополнительной погрешности расчета (см. рис. 4, б). Прикладываемая нагрузка составила 100 кН, в дальнейшем после верификации в расчет будет введена вторая нагрузка от второго колеса в тележке.

Для оценки точности расчетов и повторяемости испытаний при различных модельных экспериментах устанавливался разброс и оценивалась сумма квадратов разностей для опре-

деленной линии влияния. Разброс рассчитывался по формуле

$$D = \frac{F}{A} \cdot 100 \%, \quad (4)$$

где  $F$  – сумма квадратов разностей между каждым набором относительных деформаций для точек с одинаковыми координатами в двух выборках значений относительных деформаций;  $A$  – сумма квадратов опорных значений относительных деформаций для точек с теми же координатами, что и для  $F$ .

В выполненной ранее научной работе установлено, что при определении силы в системе «колесо – рельс» следует учитывать влияние жесткости подрельсового основания [13]. Для матричного метода это влияние наиболее значительно. При вариации жесткости даже на один порядок, что очень часто можно встретить на практике, погрешность определения боковой силы достигает 10 %. Если не учитывать неопределенность жесткости подрельсового основания, могут возникать значительные погрешности при определении сил в системе колеса и рельса. По этой причине алгоритм определения сил должен разрабатываться с учетом изменения данного параметра при испытаниях.

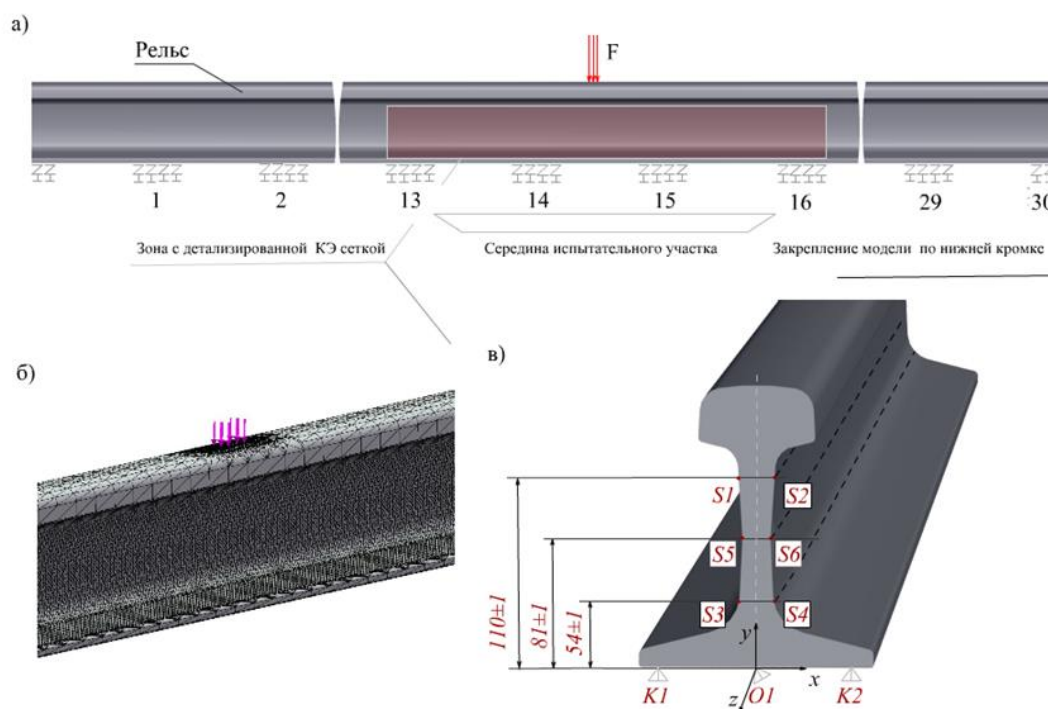


Рис. 4. Расчетная схема:

а – вид модели в длину; б – иллюстрация зон с детализированной конечно-элементной сеткой; в – поперечное сечение моделируемого рельса с линиями отклика  $S1, S2, S3, S4, S5, S6, O1, K1, K2$

Цель исследования – определить пути повышения точности измерения нагрузок в системе колеса и рельса с учетом неопределенности условий испытаний. Для этого необходимо проведение модельных экспериментов на верифицированной модели, позволяющих изучить влияние различных факторов на точность восстановления нагрузок в системе колеса и рельса; минимизация источников погрешности и определение способов совершенствования расчета действующих сил от колеса на рельс.

#### Результаты исследования

Для исследуемой модели получены распределения относительных деформаций шейки рельса по линиям отклика  $S1-S6$ , а также по линиям  $O1, K1, K2$  на подошве в виртуальном измерительном сечении. Для тестового модельного эксперимента проведен анализ относительных деформаций  $\epsilon_y$  в шейке рельса при среднем размере конечно-элементной сетки, равном 5; 7,2; 10; 14 мм. В окрестности экстремального значения присутствует неравномерность функции для сетки 10 и 14 мм. Таким образом, для поддержания точности в дальнейших расчетах выбрана сетка со средним размером элемента 10 мм. Установлено пространственное ограничение при влиянии граничных условий. Проведен анализ результатов для симметричных линий  $S1$  и  $S2, S3$  и  $S4, S5$  и  $S6, K1$  и  $K2$  (см. рис. 4). Разброс, рассчитанный по (4) для симметричных линий влияния, и относительная погрешность составили много меньше 1 %.

Выполнен анализ влияния жесткостных характеристик системы «подвижной состав –

верхнее строение пути» на результаты расчета относительных деформаций. Был проведен ряд модельных экспериментов, при равнозначных условиях изменялся только коэффициент жесткости подрельсового основания, результирующие эпюры вертикальных относительных деформаций для двух из них представлены на рис. 5. Эпюры деформаций (см. рис. 5) в шейке и подошве рельса имеют различный характер, зона экстремальных значений отличается. При увеличении коэффициента жесткости упругой поддержки больше потенциальной энергии деформаций приходится на изгиб рельса в пролете между шпалами и над опорами.

Рассмотрим случай проезда колеса над измерительным сечением  $l$ . На рис. 6 представлен отклик на виртуальных тензодатчиках  $S2, S4, S6$  при проезде виртуальной модели колеса вдоль длины  $l$  при двух различных условиях податливости подрельсового основания. Даны отклики во времени виртуальных датчиков на разной высоте шейки, для модели рельса со значением  $E = 3 \cdot 10^9$  (Н/м)/м<sup>2</sup> (кривая 1) и увеличенным до  $E = 3 \cdot 10^{13}$  (Н/м)/м<sup>2</sup> (кривая 2). Измерительное сечение находится в середине пролета между шпалами. Применялась только вертикальная составляющая силы. Возле каждого рисунка указана высота расположения датчика от основания подошвы.

При увеличенной жесткости подрельсового основания (кривая 2 на рис. 6, а–в) на всех датчиках по высоте наблюдается положительный всплеск над опорами величиной от  $10 \cdot 10^{-6}$  до  $15 \cdot 10^{-6}$  отн. ед. при наезде колеса

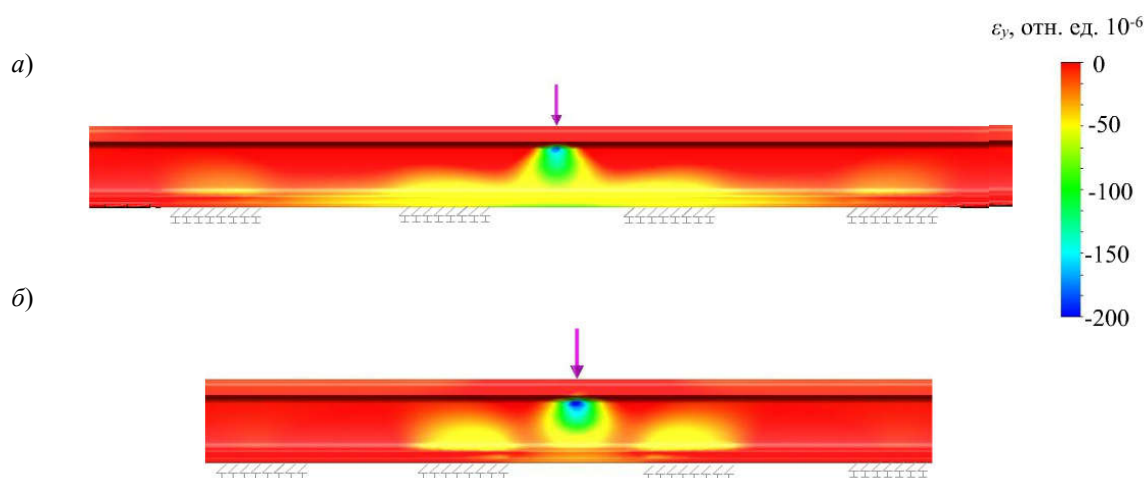


Рис. 5. Эпюры вертикальных деформаций шейки рельса для модели рельса с разным коэффициентом жесткости:  
а –  $E = 3 \cdot 10^8$  (Н/м)/м<sup>2</sup>; б –  $E = 3 \cdot 10^{10}$  (Н/м)/м<sup>2</sup>

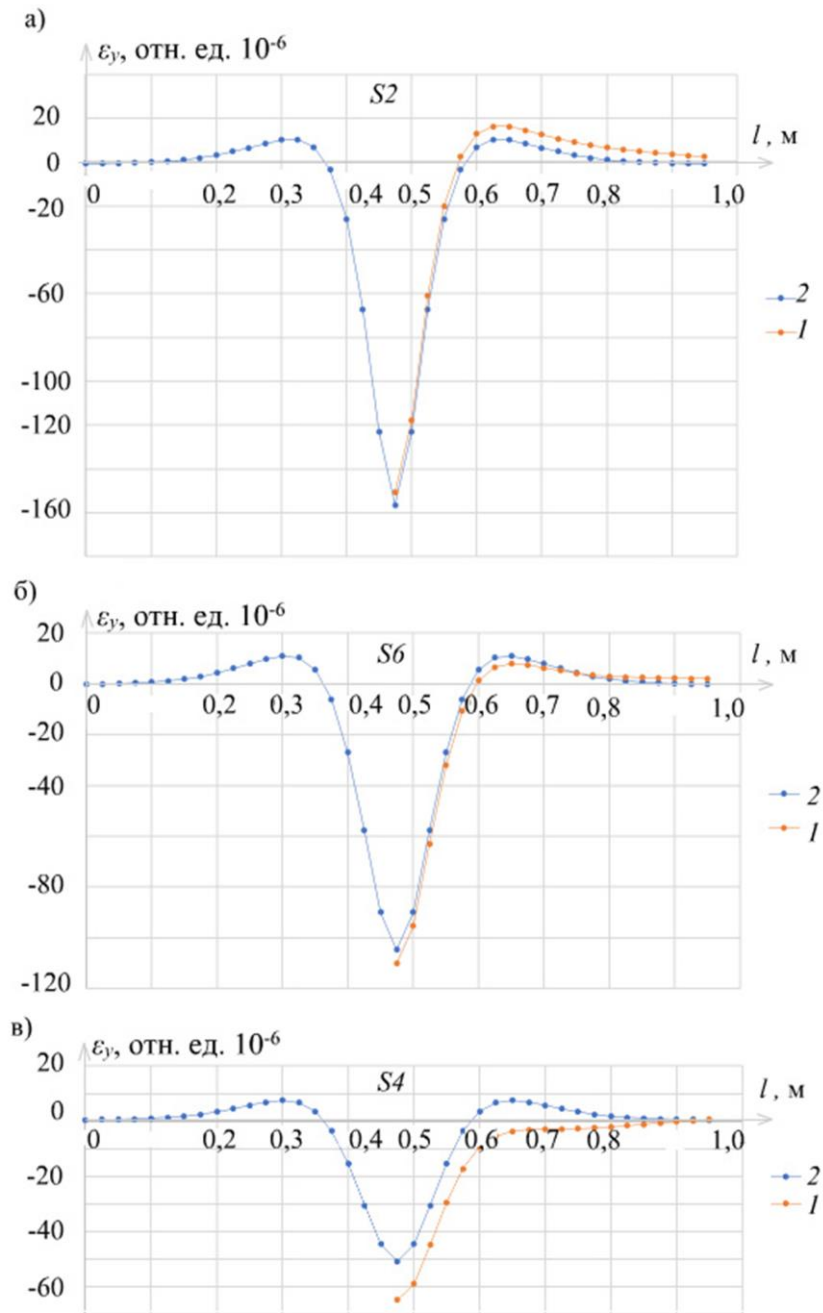


Рис. 6. Зависимость вертикальных относительных деформаций шейки на датчиках S2 (а), S6 (б), S4 (в) от расстояния до колеса:  
 $1 - E = 3 \cdot 10^9$  (Н/м)/м<sup>2</sup>;  $2 - E = 3 \cdot 10^{13}$  (Н/м)/м<sup>2</sup>

на первую шпальную решетку по ходу поезда. Всплеск деформаций формируется за счет того, что колесо проезжает над упругим основанием. Положительный всплеск над опорами в случае меньшей жесткости присущ только для области выше нейтральной оси (кривая 1 на рис. 6, а, б). При этом эффект просадки за счет более мягкого подрельсового основания прослеживается по показаниям датчика S4 (кривая 1 на рис. 6, в).

Практически оценивать жесткостные параметры системы сложно, поэтому предложено использовать связь параметров жесткости с результирующим прогибом рельса. На рис. 7, а представлена зависимость прогиба от значения коэффициента жесткости подрельсового основания. Зависимость может быть аппроксимирована функцией  $y = k x^{-0,669}$  при  $k = 10^6$  с величиной достоверности аппроксимации  $R = 0,998$ . На рис. 7, б приве-

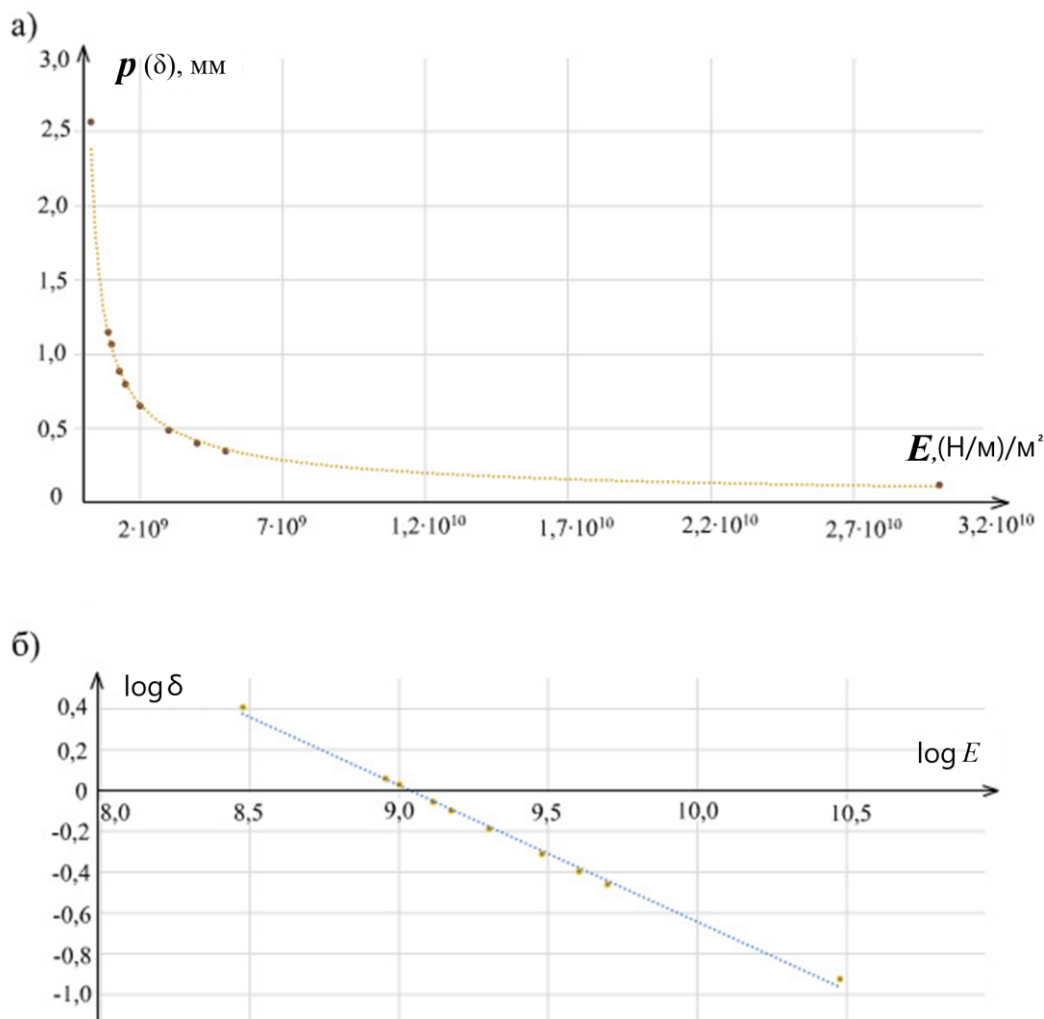


Рис. 7. Функции прогиба:  
 а – зависимость  $p(\delta)$  от  $E$ ; б – зависимость  $\log \delta$  от  $\log E$

дены те же данные в логарифмической шкале. Зависимость в этом случае описывается линейной функцией ( $R = 0,9968$ ). Данные прогиба получены для задачи приложения нагрузки только вертикальной силой ( $F_z = 100$  кН) в середине пролета между шпалами. Оценивался прогиб на уровне нейтральной оси шейки рельса. Аналогичные результаты рассчитаны для прогиба при приложении и вертикальной ( $F_z = 100$  кН) и боковой ( $F_y = 25$  кН) нагрузки.

С учетом анализа данных рис. 7 выбран линейный участок зависимости прогиба от логарифма коэффициента жесткости  $\log E$  в пределах от 8 до 10. Прогиб  $p$  в заданном диапазоне изменяется в пределах от 0,12 до 2,5 мм. Для совершенствования матричного метода предлагается использовать зависимость  $p$  от  $E(a)$  ( $F(\delta)$ ). После получения обратной матрицы возможно восстановление действующих силовых факторов и функции прогиба по формуле

$$A(e) = \begin{cases} Q(F_y) \\ M_Q \\ F_x \\ p \end{cases} = c_{ij}a_{ij}, \quad (5)$$

где  $M_Q = F_y e$  – составляющая бокового изгиба от действия вертикальной нагрузки с эксцентриситетом  $e$ ;  $c_{ij}$  – обратная матрица коэффициентов, полученная при калибровке;  $a_{ij}$  – столбец регистрируемых сигналов с тензодатчиков.

Для оценки способа был выбран вектор нагрузок для калибровки системы в диапазоне коэффициента жесткости от  $E_1 = 3 \cdot 10^8$  до  $E_2 = 3 \cdot 10^9$  (Н/м)/м², с максимальным прогибом  $p = 2,3$  мм. Внесение в эксперимент эксцентриситета вертикальной силы обозначено как изгибающий момент  $M_Q$ , кН·мм (таблица).

Из (5) можно получить квадратную матрицу коэффициентов  $c_{ij}$ , связывающую полученный отклик на датчиках  $a_{ij}$  и вектор калиброванных воздействий  $A(e)$ . Для оценки

**Данные для оценки достоверности разрабатываемой методики**

| Вид нагрузки и ее значение                            | Действующие значения нагрузок и варианты приложения различных комбинаций нагрузок |                   |                | Восстановленные значения |                   |                | Относительная погрешность, % |      |       |
|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-------------------|----------------|--------------------------|-------------------|----------------|------------------------------|------|-------|
|                                                       | 2                                                                                 | 3                 | 4              | 5                        | 6                 | 7              | 8                            | 9    | 10    |
| $Q$ , кН                                              | 100                                                                               | 100               | 100            | 99,99                    | 102,60            | 93,93          | –0,01                        | 2,60 | –6,00 |
| $M_Q$ , кН·мм                                         | 1 000                                                                             | 1 000             | 0              | 1 000                    | 1 374             | –186,51        | –                            | –    | –     |
| $F_x$ , кН                                            | 25,00                                                                             | 25,00             | 2,005          | 25,01                    | 26,58             | 26,39          | 0,03                         | 6,30 | 5,50  |
| Прогиб $\delta$ , мм                                  | 0,41                                                                              | 0,09              | 2,36           | 0,41                     | 0,12              | 0,97           | –                            | –    | –     |
| Коэффициент жесткости основания, (Н/м)/м <sup>2</sup> | $3 \cdot 10^9$                                                                    | $3 \cdot 10^{10}$ | $3 \cdot 10^8$ | $3 \cdot 10^9$           | $3 \cdot 10^{10}$ | $3 \cdot 10^8$ | –                            | –    | –     |

достоверности разработанного способа рельс нагружали комбинацией сразу нескольких факторов:  $Q$ ,  $M_Q$ ,  $F_x$  – в диапазоне коэффициента  $E$  от  $1 \cdot 10^8$  до  $3 \cdot 10^{10}$  (Н/м)/м<sup>2</sup>. Варианты приложения различных комбинаций нагрузок моделируют воздействие колеса железнодорожного подвижного состава. Примененные комбинации приведены в стб. 2–4 таблицы. Обработка результатов измерений и реализация алгоритма восстановления нагрузок по регистрируемым датчиками деформациям проводилась в среде Mathcad. Полученные значения нагрузок приведены в стб. 5–7 таблицы.

Анализ точности расчета действующих сил по предложенной методике обеспечивает восстановление нагрузок в широком диапазоне жесткости подрельсового основания. В пределах линейного участка при величине  $E$  от  $1 \cdot 10^8$  до  $3 \cdot 10^{10}$  (Н/м)/м<sup>2</sup> нагрузки восстанавливаются с удовлетворительной точностью. Диапазон изменения абсолютного значения прогиба шейки при таких значениях  $E$  составляет от 0,12 до 5,3 мм, что хорошо соотносится с практическими задачами.

#### **Выводы**

По результатам проведенного исследования можно заключить, что для расчетов и модельных экспериментов может быть использована верифицированная модель, учитывающая характер приложения нагрузки, средний размер элемента, ограничения по пространственному влиянию граничных условий, ха-

рактерные условия испытаний. При этом в системе колеса и рельса существуют значительные неопределенности условий испытаний.

Создан испытательный участок с измерительным сечением, включающим одиннадцать датчиков. Проведена верификация созданной модели. Рассмотрены результаты моделирования проезда колеса по виртуальному участку пути с разной жесткостью основания и анализ сигналов на датчиках в измерительном сечении в пролете между шпалами.

Установлено, что датчики, которые расположены ниже нейтральной оси рельса, больше подвержены неопределенности жесткости подрельсового основания, наименьшее влияние испытывают датчики вблизи нейтральной оси рельса.

Прогиб  $p(\delta)$  в вертикальной плоскости, как суммарная реакция системы рельса с основанием на воздействие колеса, зависит от коэффициента жесткости  $E$ . Получены зависимости  $p(\delta)$  от  $E$ , которые использованы для разработки алгоритма расчета действующих на рельс нагрузок по действительным значениям регистрируемых деформаций шейки. Данные зависимости могут быть применены в практике тензометрии.

Апробация описываемого способа показывает, что относительная погрешность при расчете действующих сил от колеса на рельс не превышает 6 % для боковой и вертикальной сил в условиях изменения жесткости подрельсового основания на два порядка.

## Список источников

1. Гапанович В. А. Вопросы взаимодействия подвижного состава и инфраструктуры при тяжеловесном движении // Железнодорожный транспорт. 2016. № 10. С. 10–15.
2. Инфраструктура в условиях интенсификации перевозок / В. А. Гапанович, В. О. Певзнер, О. А. Суслов, В. В. Третьяков // Железнодорожный транспорт. 2016. № 3. С. 16–20.
3. ГОСТ 34759–2021. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний : введ. 2022-02-01. Москва : Издательство стандартов, 2021. 32 с.
4. Мониторинг технического состояния железнодорожного пути с использованием метода непрерывной регистрации динамических процессов, возникающих при взаимодействии подвижного состава и пути / Ю. П. Бороненко, А. В. Третьяков, Р. В. Рахимов [и др.] // Бюллетень результатов научных исследований. 2021. № 3. С. 66–82.
5. Динамические силы и процессы в рельсах при ударном взаимодействии колес с дефектами / О. Г. Краснов, О. К. Богданов, М. Г. Акашев // Вестник ВНИИЖТ. 2016. Т. 75, № 6. С. 354–364.
6. Clegg E., Blevins W. G. Wheel impact load detector experience on CN // American Railway Engineering Association Bulletin. 1996. October. P. 499–523.
7. Оптическая тензометрия в задаче взаимодействия колесо – рельс / В. Н. Федоринин, С. А. Бехер, В. С. Выплавень [и др.] // Автометрия. 2023. Т. 59, № 3. С. 33–42.
8. Достигнутый результат внедрения поста акселерометрического универсального контроля и дальнейшие перспективы при определении дефектов на поверхности катания колес вагонов / А. С. Ададунов, А. В. Нерезков, В. И. Федорова [и др.] // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2021. № 1 (69). С. 192–199.
9. Суслов О. А., Ададунов А. С. Экспериментальные исследования цифровых акселерометров и систем обнаружения дефектов поверхности катания колес подвижного состава на их основе // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. 2019. № 3 (47). С. 40–45.
10. Овчинников Д. В., Суслов О. А. Моделирование устойчивости бесстыкового пути при температурных нагрузках и критерии определения допускаемой температуры нагрева рельсовых плетей по условию недопущения выброса пути в процессе эксплуатации // Наука и образование транспорту. 2021. № 2. С. 238–243.
11. Оптимизация взаимодействия в системе колесо – рельс / С. А. Виноградов, А. В. Сухов, А. А. Лунин [и др.] // Железнодорожный транспорт. 2023. № 3. С. 37–45.
12. Schlumpf G. Messungen mit Dehnungsmesstreifen bei den SBB // Technische Rundschau. Bern, 1955. No. 26. S. 35–41.
13. Sych T., Kolomeets A. Methods of determination of forces in the “wheel-rail” system // MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 216. P. 03009.
14. Анализ методов измерений силового воздействия подвижного состава на путь и систем технического контроля колес при движении поезда / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, Р. Ю. Григорьев, В. В. Попов // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2020. Т. 17, № 3. С. 324–344.
15. Ершков О. П. Установление коэффициентов, учитывающих боковой изгиб и кручение рельсов // Труды ЦНИИ МПС. Москва : Трансжелдориздат, 1955. Вып. 97. С. 289–325.
16. Разработка средств мониторинга динамических процессов взаимодействия колес и рельсов в эксплуатации / С. А. Бехер, Т. В. Сыч, А. О. Коломеец, А. С. Кочетков // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2018. № 3 (46). С. 33–42. EDN YAATUT.

## References

1. Gapanovich V. A. Issues of interaction of rolling stock and infrastructure in heavy traffic. *Railway Transport*. 2016;(10):10–15. (In Russ.).
2. Gapanovich V. A., Pevsner V. O., Suslov O. A., Tretyakov V. V. Infrastructure in conditions of transportation intensification. *Railway Transport*. 2016;(3):16–20. (In Russ.).
3. Federal Law of the Russian Federation No. 34759-2021. Railway rolling stock. Standards of permissible impact on the railway track and testing methods. Introduction. 2022-02-01. Moscow: Publishing House of Standards; 2021. 32 p. (In Russ.).
4. Boronenko Yu. P., Tretyakov A. V., Rakhimov R. V. [et al.]. Monitoring the technical condition of the railway track using the method of continuous registration of dynamic processes occurring during the interaction of rolling stock and track. *Bulletin of Scientific Research Results*. 2021;(3):66–82. (In Russ.).

5. Krasnov O. G., Bogdanov O. K., Akashev M. G. Dynamic forces and processes in rails during the impact interaction of wheels with defects. *The Russian Railway Science Journal*. 2016;75(6):354–364. (In Russ.).
6. Clegg E., Blevins W. G. Wheel impact load detector experience on CN. *American Railway Engineering Association Bulletin*. October 1996. P. 499–523.
7. Fedorin V. N., Bekher S. A., Vyplaven V. S. [et al.]. Optical strain gauge in the wheel-rail interaction problem. *Autometry*. 2023;59(3):33–42. (In Russ.).
8. Adadurov A. S., Nerezkov A. V., Fedorova V. I. [et al.]. The achieved result of the introduction of an accelerometric universal control post and further prospects for determining defects on the rolling surface of wagon wheels. *Modern technologies. System analysis. Modeling*. 2021;(69):192–199. (In Russ.).
9. Suslov O. A., Adadurov A. S. Experimental studies of digital accelerometer and systems for detecting rolling surface defects based on them. *Bulletin of the Institute of Problems of Natural Monopolies: Railway Engineering*. 2019;(47):40–45. (In Russ.).
10. Ovchinnikov D. V., Suslov O. A. Modeling the stability of continuous welded rail track under temperature loads and criteria for determining the permissible heating temperature of rail strings under the condition of preventing track ejection during operation. *Science and Education of the Transport*. 2021;(2):238–243. (In Russ.).
11. Vinogradov S. A., Sukhov A. V., Lunin A. A. [et al.]. Optimization of interaction in the wheel – rail system. *Railway Transport*. 2023;(3):37–45. (In Russ.).
12. Schlumpf G. Messungen mit Dehnungsmessstreifen bei den SBB. *Technische Rundschau*. Bern; 1955. No. 26. S. 35–41.
13. Sych T., Kolomeets A. Methods of determination of forces in the “wheel-rail” system. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 216. P. 03009.
14. Boronenko Yu. P., Rakhimov R. V., Grigoriev R. Yu., Popov V. V. Analysis of methods for measuring the force effect of rolling stock on the track and systems of technical control of the co-forest during train movement. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2020;17(3):324–344. (In Russ.).
15. Yershkov O. P. The establishment of coefficients that take into account lateral bending and torsion of rails. *Proceedings of the Central Research Institute of the Ministry of Railways*. Moscow: Transzheldorizdat; 1955. Issue 97. P. 289–325. (In Russ.).
16. Bekher S. A., Sych T. V., Kolomeets A. O., Kochetkov A. S. Development of monitoring tools for dynamic processes of interaction of wheels and rails in operation. *The Siberian Transport University Bulletin*. 2018;(46):33–42. (In Russ.).

### **Информация об авторах**

**А. А. Игумнов** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин» Сибирского государственного университета путей сообщения.

**Т. В. Игумнова** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник НИЛ «Физические методы контроля качества» Сибирского государственного университета путей сообщения.

### **Information about the authors**

**A. A. Igumnov** – Candidate of Engineering, Associate Professor of the Technology of Transport Engineering and Operation of Machines Department, Siberian Transport University.

**T. V. Igumnova** – Candidate of Engineering, Senior Researcher of the Physical Methods of Quality Control Laboratory, Siberian Transport University.

Статья поступила в редакцию 03.02.2026; одобрена после рецензирования 05.03.2026; принята к публикации 06.03.2026.

The article was submitted 03.02.2026; approved after reviewing 05.03.2026; accepted for publication 06.03.2026.