

## ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ПУТЬ И ТРАНСПОРТНОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО

УДК 625.143.54

DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_3\_8

*А. С. Ильиных, А. А. Войченко, Т. С. Абрамова***ОЦЕНКА УСИЛИЯ ЗАТЯЖКИ ПУТЕВЫХ ШУРУПОВ  
УПРУГИХ РЕЛЬСОВЫХ СКРЕПЛЕНИЙ МЕТОДОМ ТЕНЗОМЕТРИИ**

**Аннотация.** Приведены результаты исследования усилий затяжки шурупов скрепления ЖБР-65Ш на трёх группах узлов скреплений с различным состоянием резьбы шурупов при нормативном моменте затяжки 250 Н·м.

Для определения осевого усилия в резьбе использовались тензодатчики, установленные на клемме. Схема установки тензодатчиков выбрана исходя из исследования напряженно-деформированного состояния клеммы. Характерными зонами деформации клеммы являются зоны перегибов на концевых и боковых участках. Доля усилия нажатия клеммы на рельс составляет 40,2 % от усилия затяжки шурупа.

Усилие затяжки путевых шурупов является случайной величиной, распределённой по нормальному закону. Корродированные и загрязнённые шурупы в условиях увеличенных требований по усилию прижатия рельса для регионов с годовым перепадом температур более 110 °С не способны обеспечить необходимое прижатие в более чем половине случаев. Очистка резьбы повышает вероятность достижения требуемого усилия, однако только использование смазанных шурупов практически полностью гарантирует соответствие нормативам прижатия рельса.

Значительный разброс усилия затяжки не позволяет эффективно реализовывать противоугольные и упругие свойства скреплений.

**Ключевые слова:** путевой шуруп, промежуточные рельсовые скрепления, усилие затяжки, усилие прижатия рельса.

**Для цитирования:** Ильиных, А. С. Оценка усилия затяжки путевых шурупов упругих рельсовых скреплений методом тензометрии / А. С. Ильиных, А. А. Войченко, Т. С. Абрамова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 3. – С. 8–17. – DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_3\_8.

**Введение**

В России при строительстве и эксплуатации бесстыкового пути широко используются различные типы железнодорожных скреплений. За последние десятилетия наблюдается уверенный рост доли упругих рельсовых скреплений по сравнению с устаревшими жёсткими системами.

Основным критерием надежного функционирования рельсовых скреплений, который определяет стабильность ширины рельсовой колеи и их способность предотвращать «угол пути», является сила прижатия упругих клемм, фиксирующих рельс к подрельсовому основанию. Согласно [1] каждый узел скрепления для достижения достаточного сопротивления продольному перемещению рельсовых плетей должен обеспечивать нормативное прижатие рельса с усилием не менее 20 кН, а для регионов с температурными интервалами, равными или большими 110 °С, – не менее 25 кН. Таким образом, каждая клемма должна обеспечивать усилие прижатия не менее 10 и 12,5 кН соответственно.

В настоящее время контроль усилия прижатия при сборке рельсошпальной решетки осуществляется косвенно по величине момента затяжки крепежителей (гайки или шурупа). Так, согласно [2] для модификаций скрепления ЖБР-65 нормативный момент затяжки для гаек составляет 200 Н·м, для шурупов – 250 Н·м. Усилие прижатия клеммы к рельсу обеспечивается осевым усилием в резьбе её крепежителей. Осевое усилие в резьбе может быть выражено следующим общепринятым выражением теории винтовой пары, кН [3]:

$$Q = \frac{M_{кр}}{\frac{d_{ср}}{2} \tan(\alpha + \varphi_{пр}) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f t}, \quad (1)$$

где  $Q$  – осевое усилие в резьбе, Н;  $M_{кр}$  – момент сопротивления на ключе при затяжке крепежителей скрепления, Н·м;  $d_{ср}$  – средний диаметр резьбы, м;  $\alpha$  – угол подъёма винтовой линии резьбы, град;  $R$

и  $r$  – соответственно внешний и внутренний диаметры кольцевой опорной поверхности гайки или головки шурупа, м;  $f_t$  – коэффициент трения по торцу гайки или головке шурупа;  $\varphi_{пр}$  – приведенный угол трения в резьбе,  $\varphi_{пр} = \tan^{-1} f_t^{пр}$ , град;  $f_t^{пр}$  – приведённый коэффициент трения резьбовой пары.

$$f_t^{пр} = \frac{f_t}{\cos\beta}, \quad (2)$$

где  $f_t$  – коэффициент трения резьбовой пары;  $\beta$  – половина угла профиля резьбы, град.

Коэффициенты трения изменяются в достаточно широком диапазоне, так коэффициент трения по торцу гайки или головке шурупа может принимать значения в пределах 0,08–0,22, а коэффициент трения в резьбовой паре «закладной болт – гайка» – в пределах 0,045–0,4 [3, 4].

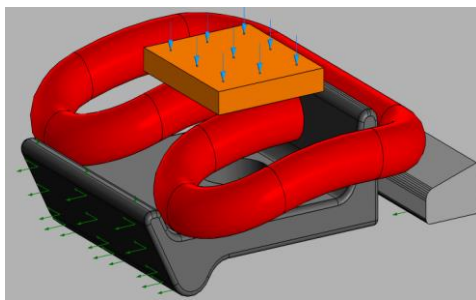
В зависимости от шероховатостей поверхности коэффициент трения полиамида (материал дюбеля крепления ЖБР-65Ш) по стали находится в пределах 0,14–0,25 [5]. Однако данные значения в значительной мере могут меняться в зависимости от наличия загрязнителей, ржавчины, смазки, условий эксплуатации (влажности, температуры), а также скорости закручивания шурупа. Соответственно так же значительно может изменяться осевое усилие в резьбовой паре «шуруп – дюбель».

В настоящей работе поставлена цель экспериментально определить фактический разброс величины усилия затяжки путевых шурупов при сборке упругих рельсовых креплений с нормативным моментом затяжки. Оценка и количественная характеристика разброса усилия затяжки путевых шурупов позволит объективно оценить эффективность действующей методики оценки качества сборки промежуточных рельсовых креплений.

#### **Материалы и методы исследования**

Оценить осевое усилие в резьбе, возникающее при затяжке шурупа, предлагается на примере крепления ЖБР-65Ш по деформации упругой клеммы. Для оценки деформации упругой клеммы предлагается применять тензодатчики, которые будут установлены на её поверхности.

Предварительно в среде APM FEM произведен анализ напряженно-деформированного состояния клеммы для выявления наиболее характерных зон деформирования. Разработаны трехмерные модели клеммы ЦПЗ69.102, упорной скобы и подошвы рельса Р65. Положение моделей в сборке соответствует рабочему положению элементов крепления ЖБР-65Ш. Осевое усилие, возникающее при затяжке шурупа, имитировано прикладыванием распределенной силы к пластине, контактирующей с концевыми участками клеммы (рис. 1).



**Рис. 1. Трехмерная модель элементов крепления ЖБР-65Ш:**

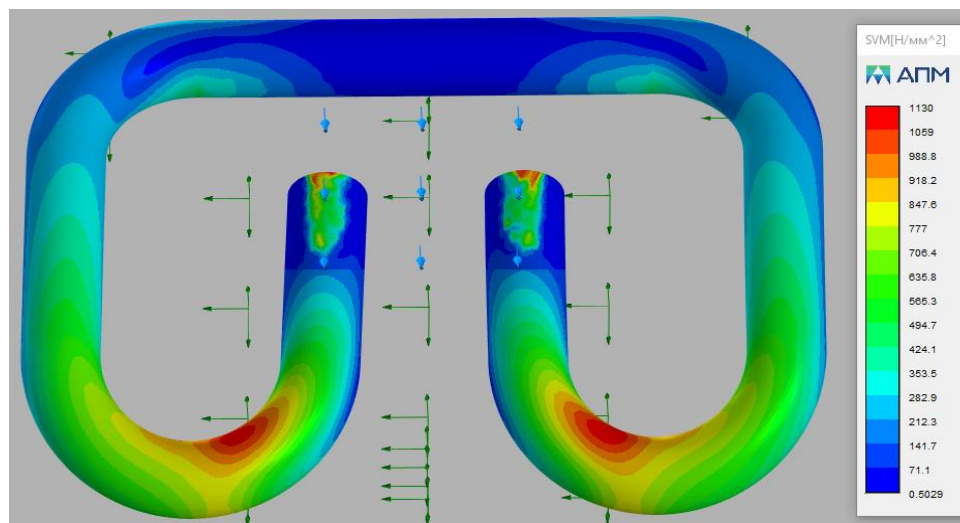
голубыми стрелками обозначена распределенная сила, приложенная к металлической пластине; зелеными стрелками обозначены закрепления упорной скобы и рельса от горизонтальных и вертикальных перемещений

Модели заданы следующие граничные условия: подошва рельса и упорная скоба зафиксированы от горизонтальных и вертикальных перемещений; в соприкасающихся поверхностях «клемма – рельс», «клемма – упорная скоба», «клемма – шайба» задан скользящий контакт с коэффициентом трения 0,15. Для клеммы выбран материал сталь 60С2А с параметрами согласно [6] для закалки при 870 °С в масле и отпуске при 420 °С на воздухе.

В качестве типа конечных элементов выбран десятиузловой тетраэдр размером 1 мм. Конечно-элементная модель состоит из 674558 конечных элементов, образованных 1139071 узлом.

Из анализа реакций опор при различном прикладываемом усилии установлено, что доля усилия передаваемого на подошву рельса при затяжке шурупа составляет 40,2 %. Таким образом, для прижатия рельса упругой клеммой ЖБР с усилием 10 и 12,5 кН осевое усилие в резьбе должно составлять не менее 24,9 и 31,1 кН соответственно.

Значения эквивалентных напряжений в клемме и их распределение отображены на рис. 2. Исследование напряженно-деформированного состояния продемонстрировало, что максимальные эквивалентные напряжения наблюдаются в поперечных сечениях концевых и боковых участков в зонах технологических перегибов. Наибольшая интенсивность напряжений в опасном сечении составляет 1060–1130 МПа.



**Рис. 2.** Карта распределения напряжений в упругой клемме ЖБР при вертикальной силе 25 кН

Для выявления зависимости деформаций упругой клеммы от осевой силы, возникающей при затяжке шурупа, произведена тарировка клеммы на испытательной машине МИ-40КУ (рис. 3). Осевое усилие прикладывалось к головке шурупа ступенчато в диапазоне 0–30 кН с шагом 2 кН, погрешность измерения осевого усилия не более  $\pm 5\%$ . Параллельно на тензосистеме осуществлялась фиксация значений амплитуды сигналов с тензодатчиков. Для обеспечения положения элементов, соответствующего рабочему, из стальной пластины толщиной 30 мм был изготовлен ложемент. Исследование проводилось с использованием быстродействующего тензометрического комплекса «Динамика-3», зарегистрированного в Государственном реестре средств измерений под № 66938-17.

Схема установки тензодатчиков (рис. 4) выбрана с учетом наиболее характерных зон деформирования клеммы, выявленных в результате предварительного исследования напряженно-деформированного состояния клеммы. Были использованы тензорезисторы типа 2ФКП–5–200-А-12-С с номинальной базой 5 мм. Установка тензодатчиков на клемму осуществлялась с помощью двухкомпонентного цианакрилатного быстродействующего клея «ТУТАН». Предварительно место установки очищалось от загрязнений с помощью наждачной бумаги.



**Рис. 3.** Узел крепления с клеммой, оборудованной тензодатчиками, в рабочем поле машины МИ-40КУ



Рис. 4. Расположение тензодатчиков на упругой клемме скрепления ЖБР-65

По результатам тарировки упругой клеммы построена точечная диаграмма (рис. 5). В результате аппроксимации экспериментальных данных получены следующие линейные зависимости осевого усилия в резьбе от амплитуды сигналов с датчиков на участках клеммы, кН:

– на концевом участке клеммы

$$Q = \frac{A_{\text{к.у.}} + 106,29}{89,935}; \quad (3)$$

– на боковом участке клеммы

$$Q = \frac{A_{\text{б.у.}} - 111,59}{-63,153}, \quad (4)$$

где  $A_{\text{к.у.}}$ ,  $A_{\text{б.у.}}$  – амплитуда сигнала соответственно с датчика на концевом и боковом участке клеммы.

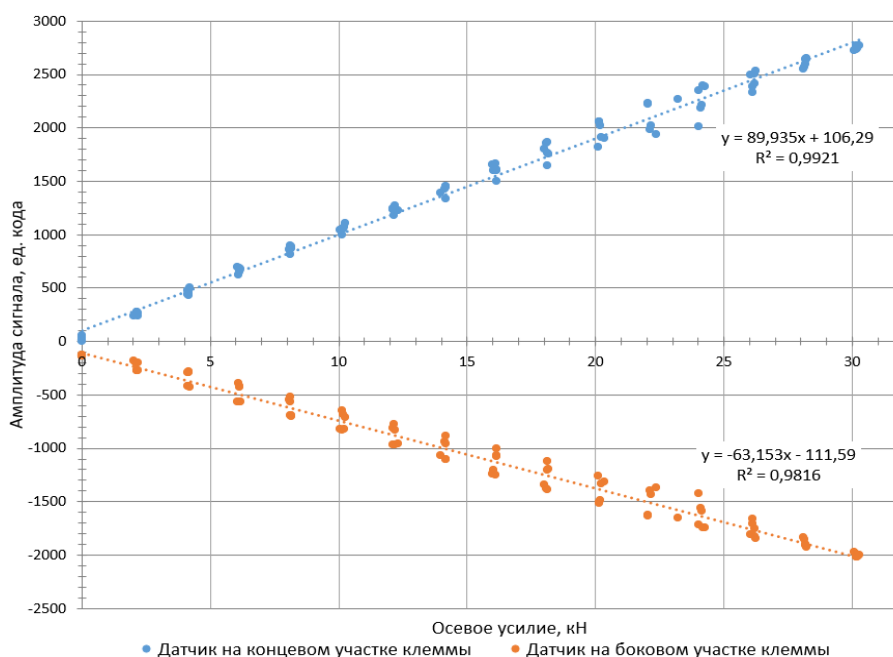


Рис. 5. Зависимость амплитуды сигнала с тензодатчиков на участках клеммы от осевого усилия, приложенного к головке шурупа

Сбор статистической информации о разбросе осевого усилия в крепежителях проводился на испытательном полигоне на рельсошпальной решетке со скреплениями типа ЖБР-65Ш. Клемма с тензодатчиками поочередно устанавливалась в узлы скреплений, производилась затяжка шурупов с нормативным крутящим моментом  $M_{\text{кр}} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , тензосистемой фиксировались значения амплитуды сигналов с датчиков на участках клеммы. Крутящий момент при закручивании шурупов создавался динамометрическим ключом САТ 9U-5006. Точность момента затяжки  $\pm 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Для эксперимента были подготовлены три группы по 30 штук узлов скреплений ЖБР-65Ш, дифференцированных по состоянию резьбовой поверхности шурупов:

- 1) узлы, бывшие в эксплуатации, шурупы с загрязненной, ржавой резьбовой поверхностью;
- 2) узлы скреплений, бывшие в эксплуатации, резьбовая поверхность шурупов почищена;

3) новые узлы креплений.

Стоит отметить, что новые шурупы на заводе-изготовителе смазываются пластичной смазкой типа «Буксол» или ЖРО (расход смазки на один шуруп составляет 15 грамм) [7].

### Результаты исследований

По результатам измерений амплитуды сигнала с датчиков на боковом и концевом участках клеммы по зависимостям (3) и (4) найдены значения усилий затяжки путевых шурупов. Результаты измерений и расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1

### Результаты измерений усилия затяжки путевых шурупов при нормативной величине момента затяжки

№ П/П	Группа 1			Группа 2			Группа 3		
	Амплитуда сигнала на боковом участке клеммы, ед. кода	Амплитуда сигнала на концевом участке клеммы, ед. кода	Среднее значение осевого усилия в резьбе по измерениям с двух датчиков, кН	Амплитуда сигнала на боковом участке клеммы, ед. кода	Амплитуда сигнала на концевом участке клеммы, ед. кода	Среднее значение осевого усилия в резьбе по измерениям с двух датчиков, кН	Амплитуда сигнала на боковом участке клеммы, ед. кода	Амплитуда сигнала на концевом участке клеммы, ед. кода	Среднее значение осевого усилия в резьбе по измерениям с двух датчиков, кН
1	-1767	2468	26,23	-2540	3560	38,42	-2575	3589	38,85
2	-2015	2841	30,27	-2477	3465	37,39	-2698	3785	40,92
3	-2319	3241	34,90	-2170	3037	32,58	-2134	2978	31,97
4	-2057	2864	30,73	-2156	3020	32,38	-2491	3501	37,71
5	-1913	2674	28,53	-2147	3011	32,26	-2326	3262	35,07
6	-1890	2638	28,15	-1851	2572	27,48	-2690	3775	40,80
7	-2272	3181	34,19	-2255	3146	33,86	-2959	4140	44,96
8	-1527	2122	22,41	-2299	3214	34,59	-2890	4021	43,75
9	-2338	3293	35,34	-2449	3430	36,98	-2455	3447	37,12
10	-1345	1843	19,42	-2641	3696	39,98	-2667	3746	40,46
11	-1749	2432	25,89	-2272	3185	34,21	-2295	3197	34,46
12	-2415	3396	36,52	-2504	3500	37,80	-2553	3589	38,69
13	-1717	2395	25,43	-2729	3830	41,42	-2094	2904	31,24
14	-2138	3008	32,17	-2332	3270	35,16	-2529	3558	38,32
15	-2057	2864	30,73	-2855	4007	43,40	-2626	3678	39,75
16	-2344	3261	35,21	-2037	2821	30,33	-2758	3865	41,84
17	-2407	3392	36,43	-1866	2590	27,69	-2777	3907	42,23
18	-2246	3108	33,59	-1572	2182	23,10	-3048	4265	46,36
19	-2025	2851	30,40	-2482	3480	37,52	-3097	4348	47,21
20	-2565	3598	38,83	-2092	2925	31,34	-2355	3307	35,55
21	-1615	2238	23,75	-1602	2242	23,67	-2515	3536	38,09
22	-2665	3738	40,40	-2745	3838	41,59	-2988	4202	45,54
23	-1555	2148	22,77	-2001	2801	29,93	-2266	3187	34,18
24	-1873	2624	27,94	-2369	3324	35,75	-2953	4135	44,89
25	-1749	2438	25,92	-2593	3590	39,01	-2345	3287	35,36
26	-1427	1988	20,87	-1692	2362	25,05	-2234	3128	33,60
27	-2390	3345	36,04	-2349	3291	35,41	-2485	3464	37,45
28	-2465	3438	37,15	-2741	3836	41,55	-2740	3821	41,45
29	-2369	3325	35,76	-2360	3306	35,58	-2890	4053	43,93
30	-2013	2794	29,99	-1951	2699	28,97	-2628	3675	39,75

Анализ результатов эксперимента проводился с использованием программного обеспечения Microsoft Excel. Результаты экспериментальных исследований использовались для оценки гипотезы  $H_0$  о том, что распределение значений усилия затяжки  $Q$  соответствует нормальному закону распределения, параллельно выдвинута конкурирующая гипотеза  $H_1$  о неподчинении величины выбранному закону. В качестве метода проверки адекватности выбранного распределения был применён критерий согласия Пирсона, который служит показателем различий между теоретически ожидаемым и фактически измеренным рядами частот. Условие принятия гипотезы  $H_0$ :

$$\chi^2 < \chi_{\text{кр.}}^2, \quad (5)$$

где  $\chi^2$  и  $\chi_{\text{кр.}}^2$  – соответственно наблюдаемое и критическое значение критерия Пирсона.

$$\chi^2 = \sum \frac{(n_i - n_i^t)^2}{n_i^t}, \quad (6)$$

где  $n_i$  и  $n_i^t$  – соответственно эмпирические и теоретические частоты.

Теоретические частоты рассчитаны по формуле:

$$n_i^t = \frac{h \cdot n}{\sigma_B} \cdot f(z_i), \quad (7)$$

где  $h$  – длина интервала,  $n$  – объём выборки,  $\sigma_B$  – выборочное среднее квадратичное отклонение,  $f(z)$  – функция Гаусса.

$$f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}}, \quad (8)$$

$$z_i = \frac{x_i - \bar{x}_B}{\sigma_B}, \quad (9)$$

где  $x_i$  – середина частичного интервала,  $\bar{x}_B$  – выборочное среднее значение.

Гистограммы и кривые распределения усилия затяжки при моменте затяжки  $M_{\text{кр}} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$  по каждой группе узлов скреплений приведены на рис. 6–8.

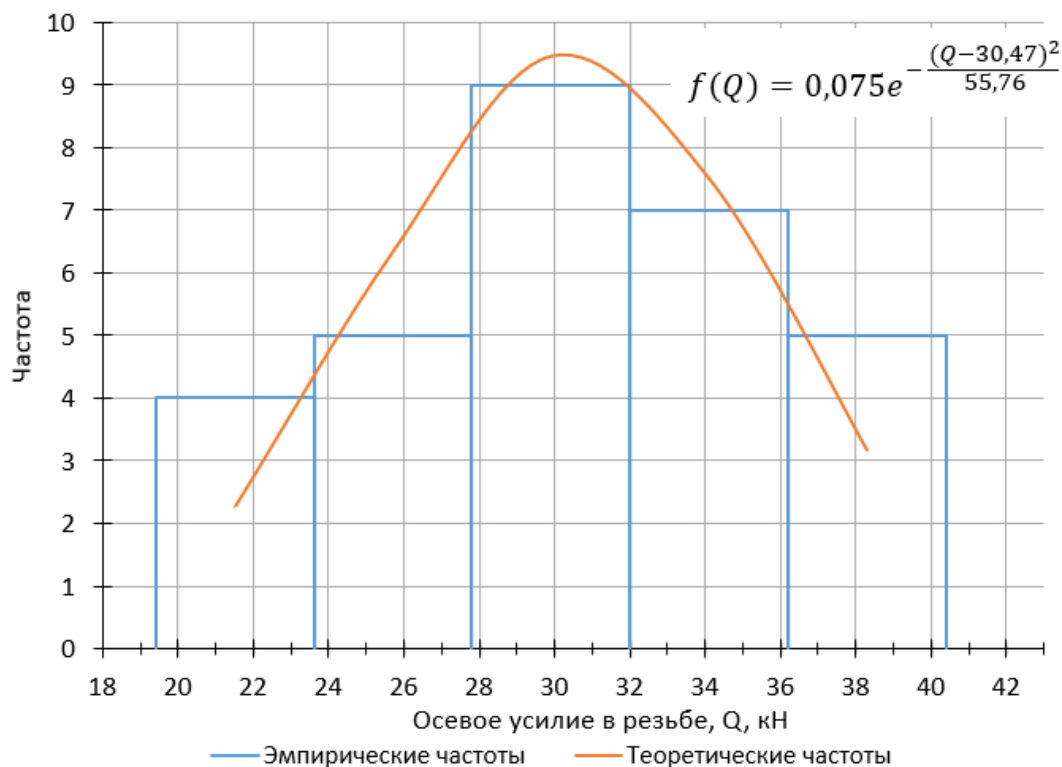
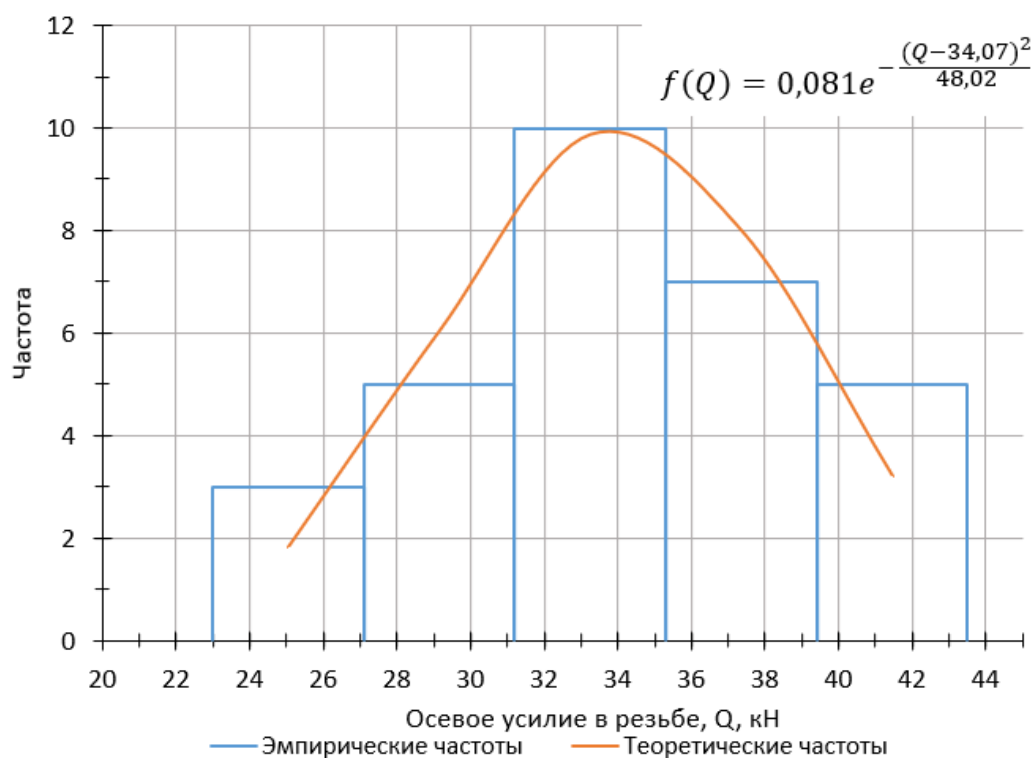
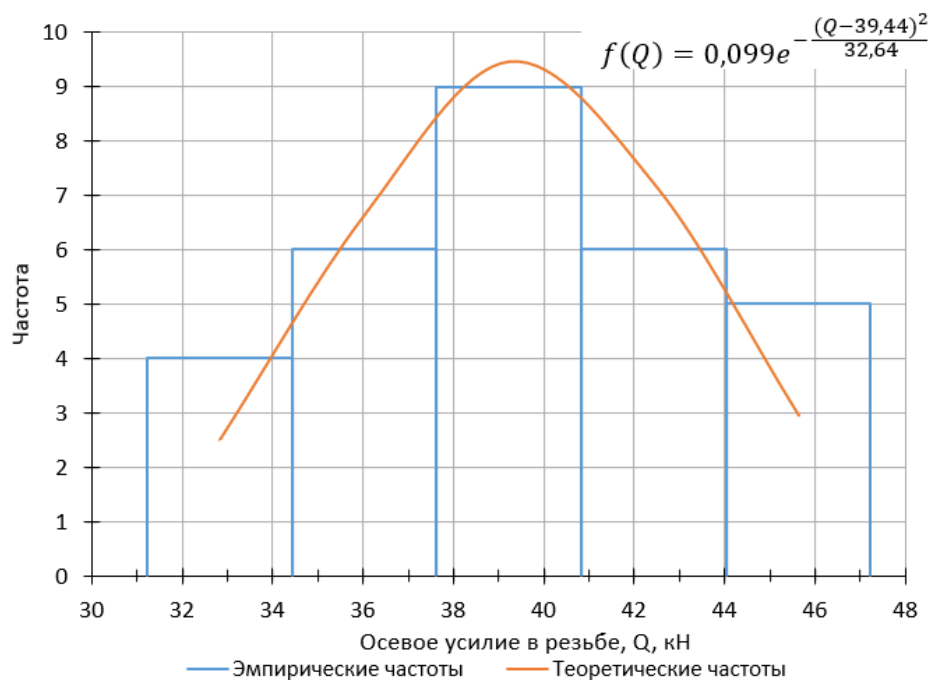


Рис. 6. Гистограмма и теоретическая кривая распределения усилия затяжки шурупов для первой группы скреплений



**Рис. 7. Гистограмма и теоретическая кривая распределения усилия затяжки шурупов для второй группы скреплений**



**Рис. 8. Гистограмма и теоретическая кривая распределения усилия затяжки шурупов для третьей группы скреплений**

Также для каждой группы скреплений произведена оценка вероятности того, что осевое усилие в резьбе примет значение больше минимальной величины, необходимой для достижения нормативного прижатия рельса:

$$P(Q_{min.доп} \leq Q) = \Phi\left(\frac{3\sigma_B}{\sigma_B}\right) - \Phi\left(\frac{Q_{min} - \bar{x}_B}{\sigma_B}\right), \quad (10)$$

где  $Q_{min, доп}$  – минимально допустимая величина осевого усилия в резьбе, обеспечивающая нормативное прижатие рельса, для регионов с годовым перепадом температур менее 110 °С  $Q_{min, доп} = 24$  кН, для регионов с перепадом  $\geq 110$  °С  $Q_{min, доп} = 31,1$  кН;  $\Phi(x)$  – интегральная функция Лапласа.

Результаты расчетов по формулам (5)–(9) занесены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты обработки экспериментальных данных

Группа узлов скреплений	$\chi_{кр.}^2(0,05; 2)$	$\chi^2$	Выборочное среднее $\bar{x}_B$ , кН	Выборочное СКО $\sigma_B$ , кН	$P(24,9 \leq Q)$	$P(31,1 \leq Q)$
1	5,9915	2,7489	30,47	5,28	0,8528	0,4512
2		2,0311	34,07	4,90	0,9681	0,7265
3		2,6598	39,44	4,04	0,9985	0,9791

Из анализа таблицы видно, что около 15 % загрязнённых и ржавых шурупов не обеспечивают минимального осевого усилия 24,9 кН и более половины (около 55 %) шурупов не обеспечивают усилия 31,1 кН. Это указывает на высокий риск того, что не все загрязнённые и ржавые шурупы обеспечат необходимое прижатие, особенно при повышенных требованиях для регионов с годовым перепадом температур  $\geq 110$  °С.

Очистка шурупов заметно увеличивает надёжность обеспечения нормативного прижатия рельса. Доля почищенных шурупов, не обеспечивающих осевое усилие 24,9 кН, составляет около 3 %. Однако для повышенных требований по прижатию рельса в более чем четверти случаев осевое усилие не достигает минимально допустимого уровня 31,1 кН.

Почти 100 % смазанных шурупов из новых узлов скреплений обеспечивают усилие 24,9 кН, лишь около 2 % шурупов из этой группы не способны обеспечить повышенное осевое усилие 31,1 кН. Это говорит о практически гарантированном обеспечении нормативного прижатия.

Таким образом, очистка и смазка резьбовой поверхности путевых шурупов значительно повышает надёжность обеспечения нормативного прижатия рельса к основанию. Однако текущие технологические процессы работ по укладке, ремонту и текущему содержанию бесстыкового пути не предусматривают таких операций [2, 7, 8].

Исследование показало, что при неизменном моменте затяжки шурупов максимальное значение осевого усилия в резьбе может превышать минимальное в зависимости от состояния резьбовой поверхности шурупов:

- для загрязнённых и корродированных шурупов – в 3,16 раза;
- для шурупов с очищенной резьбовой поверхностью – в 2,52 раза;
- для новых и смазанных шурупов – в 1,89 раза.

Кроме того, полученный разброс усилия затяжки увеличивается наложением разброса момента затяжки шурупов, обеспечиваемого путевыми машинами и средствами механизации. Также в конечном итоге на разброс усилия прижатия рельса может повлиять разность свойств упругих клемм, связанная с нестабильностью режимов обработки.

### Выводы

1 В ходе предварительного исследования разработана конечно-элементная модель клеммы ЖБР-65 для оценки её напряженно-деформированного состояния. Установлено, что наиболее характерными зонами деформации упругой клеммы являются зоны технологических перегибов на концевых и боковых участках.

2 В результате проведённого моделирования удалось определить минимальную величину усилия затяжки путевого шурупа, необходимую для достижения нормативного прижатия клеммой рельса к подрельсовому основанию. Данная величина составляет 24,9 кН, а для регионов с температурными интервалами, равными или большими 110 °С, – не менее 31,1 кН. Было установлено, что на прижатие рельса передаётся 40,2 % усилия затяжки.

3 Состояние шурупов критически влияет на вероятность достижения осевого усилия, достаточного для нормативного прижатия рельса. В скреплениях, бывших в эксплуатации, шурупы с коррозией и загрязнениями на резьбовой поверхности не способны обеспечить требуемое усилие почти в половине случаев при повышенном значении минимального осевого усилия в 31,1 кН. Очистка резьбовой поверхности шурупов существенно повышает надёжность обеспечения нормативного прижатия рельса, однако только смазанные шурупы в узлах новых скреплений дают почти полную гарантию

соблюдения нормативных требований прижатия рельса, что особо значимо при повышенных требованиях для регионов с годовым перепадом температур  $\geq 110$  °С.

4 Существующий и уже традиционный метод контроля качества сборки узлов скреплений по моменту затяжки крепежителей не позволяет обеспечить стабильность нормативного прижатия рельса к основанию. Для эффективного использования противоугонных, а также упругих свойств современных скреплений необходима разработка методики контроля качества сборки узлов скреплений по критерию усилия затяжки шурупов или усилия прижатия рельса.

#### Список литературы

1 ГОСТ Р 59428-2021. Скрепление рельсовое промежуточное железнодорожного пути. Общие технические условия. – Москва : Стандартинформ, 2021. – 24 с.

2 Инструкция по устройству, укладке, содержанию и ремонту бесстыкового пути : утверждена распоряжением ОАО "РЖД" от 14 декабря 2016 г. № 2544р. – Москва : ОАО «РЖД», 2016. – 185 с.

3 Дунаев, В. В. Экспериментальное исследование затяжки болтовых соединений / В. В. Дунаев, А. А. Ширшов // Вестник машиностроения. – 2009. – № 9. – С. 7–14. – ISSN 0042-4633.

4 Стоянович, Г. М. Оценка усилия прижатия рельсовых плетей к опорам при их укладке и дальнейшем содержании / Г. М. Стоянович, В. В. Пупатенко, С. А. Гильмутдинов // Проектирование развития региональной сети железных дорог. – 2018. – № 6. – С. 63–69. – EDN VLSHIE.

5 Кущенко, А. В. Исследование коэффициента трения покоя полиамидного покрытия по стали / А. В. Кущенко, А. Я. Башкарев, В. Ф. Корелин // Современные наукоемкие технологии. – 2015. – № 1-1. – С. 42–46. – ISSN 1812-7320.

6 ГОСТ 14959-2016. Металлопродукция из рессорно-пружинной нелегированной и легированной стали. Технические условия. – Москва : Стандартинформ, 2017. – 28 с.

7 Инструкция на сборку, укладку и эксплуатацию пути с различными модификациями рельсового скрепления ЖБР на железобетонных шпалах: утверждена распоряжением ОАО "РЖД" от 23 августа 2013 г. № 1815р. – Москва : ОАО «РЖД», 2013. – 38 с.

8 Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути : утверждена распоряжением ОАО "РЖД" от 14 ноября 2016 г. № 2288р – Москва : ОАО «РЖД», 2016. – 289 с.

#### References

1 GOST R 59428-2021. Intermediate rail fastening for railway track. General specifications. – Moscow : Standartinform, 2021. – 24 p.

2 Instruction on the arrangement, laying, maintenance and repair of continuous welded track : approved by the Order of JSC Russian Railways on December 14, 2016 No. 2544r. – Moscow : JSC Russian Railways. –Moscow : JSC “Russian Railways”, 2016. – 185 p.

3 Dunaev, V. V. Experimental study of bolt joint tightening / V. V. Dunaev, A. A. Shirshov // Mechanical Engineering Bulletin. – 2009. – No. 9. – P. 7–14. – ISSN 0042-4633.

4 Stoyanovich, G. M. Estimation of rail string clamping force to supports during their laying and subsequent maintenance / G. M. Stoyanovich, V. V. Pupatenko, S. A. Gilmutdinov. // Design and Development of Regional Railway Networks. – 2018. – No. 6. – P. 63–69. – EDN VLSHIE.

5 Kushchenko, A. V. Investigation of the static friction coefficient of polyamide coating on steel / A. V. Kushchenko, A. Ya. Bashkarev, V. F. Korelin // Modern High Technologies. – 2015. – No. 1-1. – P. 42–46. – ISSN 1812-7320.

6 GOST 14959-2016. Metal products made of non-alloy and alloy spring steel. Specifications. – Moscow : Standartinform, 2017. – 28 p.

7 Instruction for the assembly, laying and operation of track with various modifications of the ZBR rail fastening on reinforced concrete sleepers : approved by the Order of JSC Russian Railways on August 23, 2013 No. 1815r. – Moscow : JSC “Russian Railways”, 2013. – 38 p.

8 Instruction for routine maintenance of railway track : approved by the Order of JSC Russian Railways on November 14, 2016 No. 2288r. – Moscow : JSC “Russian Railways”, 2016 – 289 p.

*A. S. Ilinykh, A. A. Voychenko, T. S. Abramova*

#### ASSESSMENT OF THE TIGHTENING FORCE OF TRACK SCREWS IN ELASTIC RAIL FASTENINGS BY THE STRAIN GAUGE METHOD

**Abstract.** The article presents the results of a study on the tightening forces of screws in ZhBR-65Sh fastenings for three groups of screws with different conditions of the threaded

surface, using a constant standard tightening torque of 250 N·m. Strain gauges installed on the clip were used for the experimental determination of the actual clamping force in the thread. The arrangement of the strain gauges was chosen based on a preliminary study of the stress-strain state of the ZhBR-65 fastening clip. The most characteristic deformation zones of the elastic clip are the technological bends in the end and side sections. The modeling also showed that the share of the elastic clip's clamping force acting on the rail base is 40.2% of the tightening force of the track screw.

The results of the study show that the tightening force of track screws is a random variable distributed according to a normal law. Screws with signs of corrosion and thread contamination, under increased rail clamping force requirements for regions with annual temperature fluctuations greater than 110°C, are unable to provide the necessary clamping in more than half of the cases. Cleaning the threads significantly increases the likelihood of achieving the required force; however, only the use of lubricated screws almost completely guarantees compliance with rail clamping standards. Such a wide range of tightening forces does not allow the anti-creep and elastic properties of modern intermediate rail fastenings to be effectively realized.

**Keywords:** track screw, intermediate rail fastenings, tightening force, rail clamping force.

**For citation:** Ilinykh, A. S. Assessment of the tightening force of track screws in elastic rail fastenings by the strain gauge method / A. S. Ilinykh, A. A. Voychenko, T. S. Abramova // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 3. – P. 8–17. – DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_3\_8.

#### Сведения об авторах

##### **Ильиных Андрей Степанович**

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС),  
кафедра «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин»,  
доктор технических наук, профессор,  
e-mail: asi80.2@yandex.ru

##### **Войченко Александр Александрович**

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС),  
кафедра «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин»,  
аспирант,  
e-mail: vojcenkoaleksandr365@gmail.com

##### **Абрамова Татьяна Сергеевна**

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС),  
кафедра «Физика, электротехника, диагностика и управление в технических системах»,  
аспирант,  
e-mail: t.abramova\_sgups@mail.ru

#### Information about the authors

##### **Ilinykh Andrey Stepanovich**

Siberian Transport University (STU),  
Chair “Technology of Transport Engineering and Machine Operation”,  
Doctor of Engineering Sciences, Professor,  
e-mail: asi80.2@yandex.ru

##### **Voychenko Alexander Alexandrovich**

Siberian Transport University (STU),  
Chair “Technology of Transport Engineering and Machine Operation”,  
Postgraduate Student,  
e-mail: vojcenkoaleksandr365@gmail.com

##### **Abramova Tatyana Sergeevna**

Siberian Transport University (STU),  
Chair “Physics, Electrical Engineering, Diagnostics and Control in Technical Systems”,  
Postgraduate Student,  
e-mail: t.abramova\_sgups@mail.ru