

УДК 629.463:629.4.018

## Исследование усталостной долговечности пружин боковых скользунов тележки модели 18–9891

Д. В. Даниленко<sup>1</sup>, В. П. Ефимов<sup>2</sup>, В. А. Чернов<sup>3</sup>

<sup>1</sup>ООО «УК РМ РЕЙЛ», Российская Федерация, 430006, Республика Мордовия, Саранск, ул. Лодыгина, 11

<sup>2</sup>ООО «УИЦ — Вагоны», Российская Федерация, 622007, Нижний Тагил, ул. Орджоникидзе, 22, оф. 28

<sup>3</sup>Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Российская Федерация, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

**Для цитирования:** Даниленко Д. В., Ефимов В. П., Чернов В. А. Исследование усталостной долговечности пружин боковых скользунов тележки модели 18-9891 // Известия Петербургского университета путей сообщения. — СПб.: ПГУПС, 2023. — Т. 20. — Вып. 3. — С. 519–530. DOI: 10.20295/1815-588X-2023-3-519-530

### Аннотация

**Цель:** Проведение комплексных экспериментальных исследований усталостной прочности пружин боковых скользунов грузовой тележки с оценкой эффективности применения термической и дробеструйной обработки в процессе их изготовления. **Методы:** Применен метод стендовых ресурсных (на усталость) испытаний пружин боковых скользунов постоянного контакта, который позволил получить характеристики выносливости натуральных деталей. Для исследования влияния упрочняющих операций в процессе изготовления пружин на их усталостную прочность проведены металлографические исследования пружинной стали с оценкой механических характеристик поверхностных слоев различных зон винтового пространственного бруса. **Результаты:** Получены экспериментальные силовые характеристики пружинных комплектов боковых скользунов инновационной грузовой тележки с нагрузкой на ось 25 тс (245 кН). Кривые усталости пружин, представленные в вероятностном аспекте, позволили определить коэффициенты запаса прочности пружин по усталости с учетом эксплуатационной нагруженности, а также обосновать соответствие пружинных комплектов нормативным требованиям. **Практическая значимость:** По результатам исследований рассмотренный конструктивно-технологический вариант бокового скользуна постоянного контакта грузовой тележки запущен в серийное производство. Результаты испытаний позволяют обоснованно назначить гарантийный межремонтный пробег ответственного узла тележки и проводить работы по дальнейшей модернизации конструкции с целью повышения эксплуатационного ресурса.

**Ключевые слова:** Усталостная прочность, пружины, боковой скользя тележки грузового вагона, металлографические исследования металла пружин.

В тележке модели 18-9891, тип 3, ГОСТ 9246—2013 [1] с максимальной статической нагрузкой от колесной пары на рельсы 25 тс (245кН) и конструкционной скоростью 120 км/ч (разработчик КД — ФГБОУ ВО ПГУПС, г. Санкт-Петербург) для эффективного гашения колебаний влияния и боковой качки применяются боковые скользуны

постоянного контакта. Боковой скользя тележки модели 18-9891, согласно ГОСТ 34387—2018 [2], относится к съемному скользяму постоянного контакта типа ПКСПП с упругим элементом в виде двухрядной винтовой пружины. В качестве упругих элементов используется комплект из цилиндрических винтовых пружин сжатия из

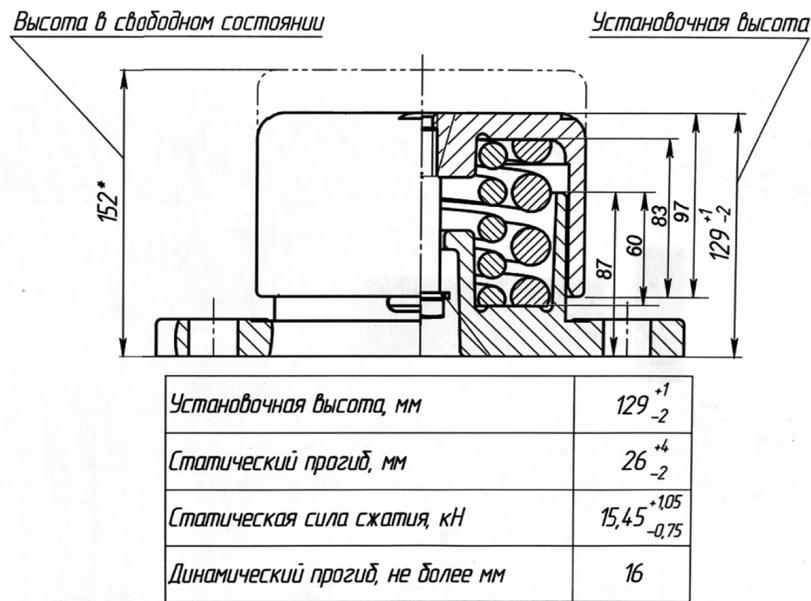


Рис. 1. Схема и основные характеристики бокового скользуна постоянного контакта тележки модели 18-9891

ТАБЛИЦА 1. Основные параметры пружин бокового скользуна тележки модели 18-9891 (категория пружин Б по ГОСТ 1452—2011)

Параметр пружины	$d$ , мм	$D$ , мм	$l_0$ , мм	$n$	$n_1$	Масса пружины, кг	$i$
Пружина внутренняя черт. № 9891.04.00.004	14	75	111 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	3,85	5,35 ± 0,13	1,4	5,357
Пружина наружная черт. № 9891.04.00.003	20	115	111 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	2,4	3,9 ± 0,13	3,0	5,75

Примечание:  $d$  — диаметр прутка пружины, мм;  $D$  — средний диаметр пружины, мм;  $l_0$  — высота пружины в свободном состоянии мм;  $n$  — число рабочих витков пружины;  $n_1$  — полное число витков пружины;  $i = D/d$  — индекс пружины.

стали круглого сечения. Изготовитель пружин — ООО «Уральский пружинный завод», г. Белорецк, Республика Башкортостан. Пружины категории Б, согласно ГОСТ 1452—2011 [3], — пружины, воспринимающие в условиях эксплуатации продольные (вдоль оси пружины) нагрузки и перемещения. Пружины изготовлены из стали 60С2ХФА с дробеструйной обработкой.

Долговечность бокового скользуна должна быть указана в эксплуатационных документах, должен обеспечиваться ресурс не менее наработки тележки от начала эксплуатации до ее первого планового ремонта. Для тележки модели 18-9891 с нагрузкой

на ось 25 тс (245 кН) гарантийный межремонтный пробег, согласно ТУ ВБСТ.667112.002 [4], установлен 500 тыс. км (6 лет).

Несущие составные части скользуна (пружины) должны обладать статической прочностью в соответствии с требованиями п. 4.5.1, 6.1.3 ГОСТ 33211—2014 [5]. При постановке пружин на производство, в рамках проведения предварительных испытаний, пружины подвергнуты испытаниям на циклическую долговечность на базе  $N_0 = 6 \cdot 10^6$  циклов нагружения. Схема и основные характеристики бокового скользуна постоянного контакта тележки и его силовые характеристики

приведены на рис. 1, основные параметры пружин бокового скользуна тележки приведены в табл. 1.

Перед проведением ресурсных (на усталость) испытаний пружин бокового скользуна проведены их статические испытания. Статические испытания пружин скользуна проведены методом трехкратного нагружения максимальной (пробной) нагрузкой, установленной КД. Напряжения  $\tau_1$  на внутренней поверхности витка пружины (МПа) определяются, учитывая действительные размеры диаметра прутка и среднего диаметра пружины (табл. 1) по формуле:

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot 10^3 K F_1 D}{\pi d^3}, \quad (1)$$

где  $F_1$  — расчетная статическая нагрузка на пружину (кН);

$D$  — средний диаметр пружины (мм);

$d$  — диаметр прутка пружины (мм);

$K$  — коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины, определяется по формуле:

$$K = \frac{4i-1}{4i-4} + \frac{0,615}{i}, \quad (2)$$

$i = D/d$  — индекс пружины. Для наружной пружины  $K = 1,265$ ; для внутренней пружины  $K = 1,287$ .

Для наружной пружины (черт. № 9891.04.00.003) расчетное значение касательного напряжения составило величину  $\tau_1 = 465,164$  МПа, при расчетной статической нагрузке на пружину  $F_1 = 10,04$  кН. При этом деформация пружины составила величину  $S_1 = 23$  мм. Амплитуда напряжения цикла  $\tau_{ан} = 217,156$  МПа определена на основании диаграммы предельных амплитуд напряжений цикла на базе испытаний  $6 \cdot 10^6$  циклов (ГОСТ 32208—2013 [6]) — пружина из стали 60С2ХФА, упрочненная дробью. Для внутренней пружины (черт. № 9891.04.00.004):  $\tau_1 = 485,726$  МПа, при  $F_1 = 5,42$  кН,  $S_1 = 23$  мм,  $\tau_{ан} = 212,04$  МПа.

Предельная амплитуда напряжений цикла при испытаниях на базе  $6 \cdot 10^6$  циклов нагружения для наружной пружины составила величину  $\tau_{а\ пред} = 189,718$  МПа (определена по формуле 10 ГОСТ 32208—2013 и диаграммы, приведенной в приложении Д), для внутренней пружины  $\tau_{а\ пред} = 193,878$  МПа. Амплитуда напряжений цикла  $\tau_{ан}$  (МПа) при проведении испытаний пружин на циклическую долговечность задается по амплитуде деформации цикла  $S_a$  (мм), которая определяется по формуле:

$$S_a = S_1 \frac{\tau_{ан}}{\tau_1}, \quad (3)$$

где  $S_1$  — продольная деформация (прогиб) пружины под расчетной статической нагрузкой  $F_1$  (мм).

На рис. 2 показан общий вид испытаний, на рис. 3 приведены силовые характеристики пружин. Проведены также статические испытания пружинных комплектов скользуна. В табл. 2 приведены результаты статических испытаний пружинных комплектов, на рис. 4 приведены силовые характеристики пружинных комплектов бокового скользуна постоянного контакта тележки модели 18-9891.

По результатам статических испытаний наружной и внутренней пружин бокового скользуна и статических испытаний пружинных комплектов скользуна установлено, что разработанный опытный вариант скользуна постоянного контакта тележки модели 18-9891 соответствует требуемым силовым параметрам при установочной высоте  $129_{-2}^{+1}$  мм. Среднее значение жесткости пружинного комплекта бокового скользуна составило величину  $Z_{ср} = 0,609$  кН/мм, что соответствует статической силе сжатия  $F = 15,834$  кН при статическом прогибе 26 мм.

Испытания пружин на циклическую долговечность проведены на специальном стенде для



Рис. 2. Общий вид статических испытаний пружин на универсальной испытательной машине ЦДМ Пу 10

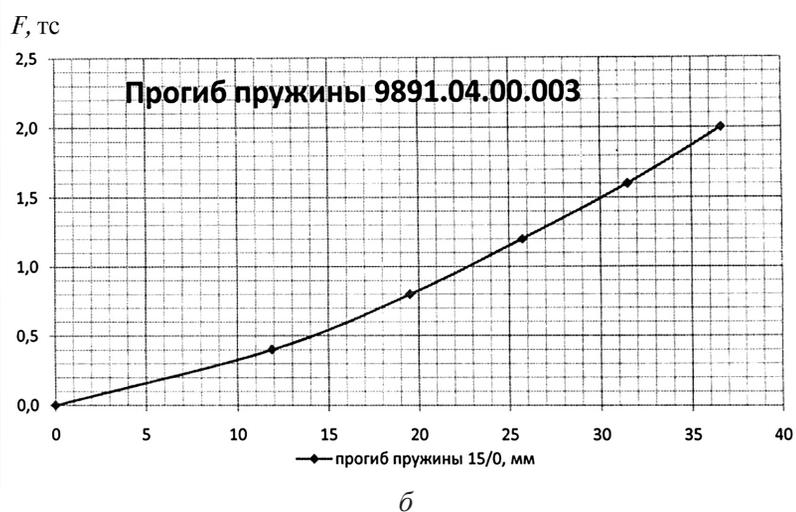
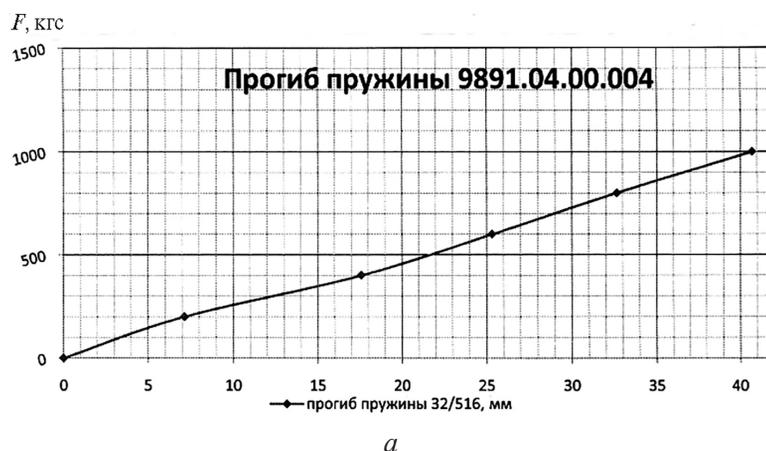


Рис. 3. Статическая тарировка внутренней (а) и наружной (б) пружин бокового скользяна

ТАБЛИЦА 2. Результаты статических испытаний пружинных комплектов бокового скользяна

Комплектация пружинного комплекта (зав. № пружины)	Прогиб пружинного комплекта S, мм	Вертикальная сила на пружинный комплект F, кН	Жесткость пружинного комплекта Z, кН/мм
36/15 и 16/0	23	13,92	0,650
– « –	24	14,70	0,612
– « –	25	15,68	0,627
– « –	26	16,66	0,640
34/545; 15/0	23	13,43	0,583
– « –	24	14,21	0,592
– « –	25	15,19	0,607
– « –	26	15,88	0,610

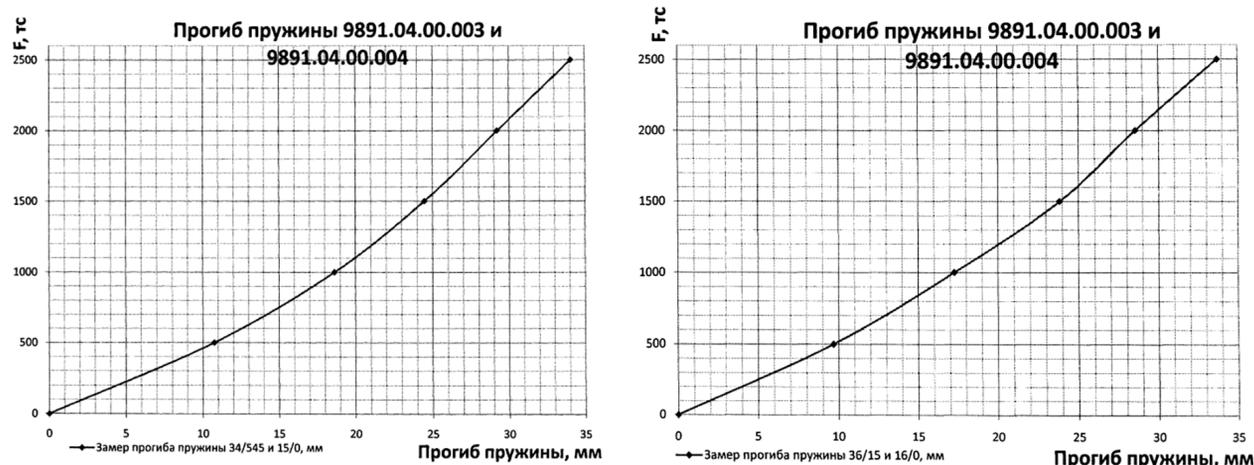


Рис. 4. Силовые характеристики пружинных комплектов бокового скользяна

усталостных испытаний пружин резонансного типа (рис. 5, 6).

Принцип действия стенда заключается в том, что упругим звеном колебательной системы являются расположенные друг под другом упругие элементы (цилиндрические винтовые пружины), между которыми крепится одно из плеч нагружающего рычага, шарнирно опирающегося на станину. На другом конце рычага установлен центробежный вибратор. Благодаря такому расположению пружин достигается достаточно высокая собственная частота колебаний стенда. Под действием центробежной силы груза вибратора, при его вращении, нагружающий рычаг колеблется относительно опоры с частотой, соответствующей скорости вращения вибратора. При этом пружины попеременно сжимаются и растягиваются относительно своего первоначального положения. Изменение амплитуды перемещения пружин достигается изменением скорости вращения вибратора. Среднее статическое поджатие пружин, от которого зависит частота колебаний, задается узлами статического нагружения стенда. При вводе стенда в резонансный режим энергетические затраты и время проведения испытаний для достижения необходимой базы значительно снижаются. Контроль режимов нагружения испытываемых пружин производится с помощью кон-

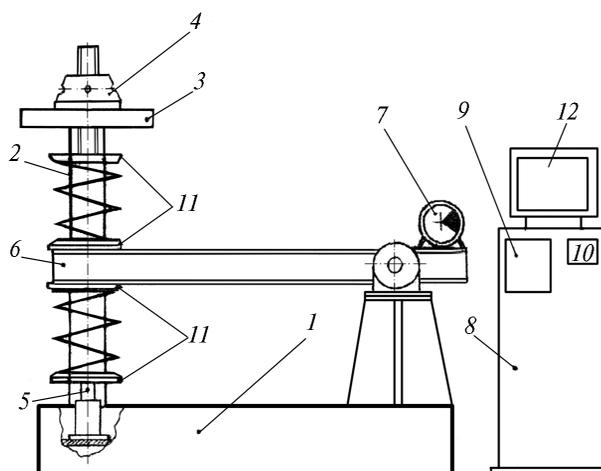


Рис. 5. Схема стенда резонансного типа для усталостных испытаний пружин:  
 1 — основание стенда; 2 — вертикальные колонны; 3 — верхняя траверса;  
 4 — верхний регулировочный винтовой механизм; 5 — нижний винтовой механизм;  
 6 — нагружающий рычаг;  
 7 — вибровозбудитель центробежного типа; 8 — шкаф электрооборудования;  
 9 — преобразователь частоты;  
 10 — электронный счетчик циклов;  
 11 — опорные тарелки испытываемых пружин; 12 — контрольно-измерительный комплекс

трольно-измерительного комплекса стенда. Этот комплекс позволяет постоянно следить за уровнем динамического нагружения испытываемых



Рис. 6. Общий вид стенда для усталостных испытаний пружин

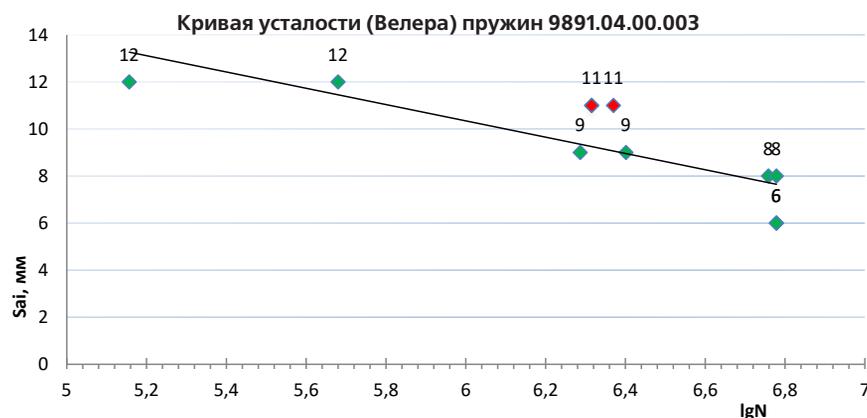


Рис. 7. Кривая усталости наружных пружин бокового скользуна

пружин и поддерживать заданный уровень нагружения. Стенд снабжен электронным счетчиком циклов нагружения объектов испытания с пределами измерений до  $10^7$  циклов.

Все пружины испытывались при постоянной средней деформации цикла ( $S_m$ ), нагруженность изменялась путем назначения амплитудных значений деформации цикла ( $S_a$ ). Кривые усталости построены методом Велера с учетом требований ГОСТ 33788—2016 [7] и соответствуют зависимости:

$$\tau_{a \text{ пред}}^m \cdot N = \text{const}, \quad (4)$$

где  $m$  — показатель степени наклонной кривой усталости. База испытаний  $N = 6 \cdot 10^6$  циклов. Результаты усталостных испытаний пружин обработаны методом линейно-регрессионного анализа. Кривые усталости построены в координатах ( $S_a$  —  $\lg N$ ) при вероятности неразрушения  $P = 0,5$  (рис. 7, 9).

Общий вид пружин, разрушенных в стендовых условиях при проведении усталостных испытаний, приведен на рис. 8.

По результатам испытаний и расчетов для внутренней пружины скользуна амплитудное значение

предела выносливости по деформациям составило величину  $S_a = 10$  мм, по касательным напряжениям амплитудное значение предела выносливости составило величину  $\tau_{a\text{пред}} = 211,29$  МПа (рис. 9), для наружной пружины  $S_a = 7,6$  мм,  $\tau_{a\text{пред}} = 150,99$  МПа (рис. 7) соответственно.

Применение дробеструйного наклепа поверхностного слоя пружин является эффективным методом повышения их усталостной прочности и долговечности. Эффективность наклепа складывается из нескольких факторов, из которых основными являются повышение механических свойств поверхностного слоя, создание в нем остаточных сжимающих напряжений и переход очага зарождения усталостной трещины с поверхности в подслоиную область. При этом следует учитывать, что применяемое оборудование для обработки пружин дробью не обеспечивает равномерного упрочнения всей поверхности детали, которая представляет собой винтовой пространственный брус. Наибольший упрочняющий эффект появляется на волокнах пружины, которые имеют оптимальный угол встречи (75–90°) с потоком дроби, в других зонах эффективность наклепа снижается. На рис. 10, а показан вид поверхности пружины в зоне перехода внутреннего волокна к средней зоне витка (эффективность наклепа низкая). На рис. 10, б показан вид

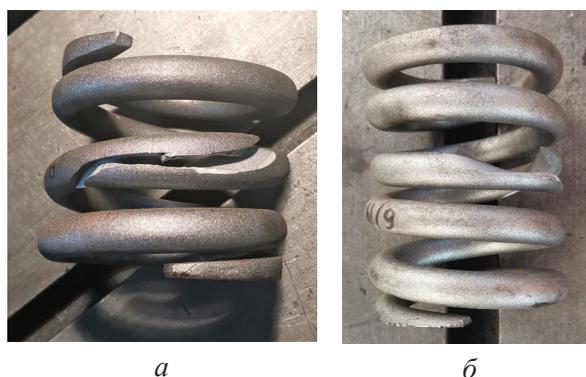


Рис. 8. Характер и зоны усталостных разрушений наружных пружин (а) и внутренних пружин (б) бокового скользуна в стендовых условиях

наружной поверхности витков пружины (эффективность наклепа высокая, сопровождается появлением волокнистой структуры).

Исследования микроструктуры разрушенных в стендовых условиях пружин показали, что низкие показатели усталостной прочности имеют пружины, структура металла которых представляет собой крупноигльчатый мартенсит. Значительно снижает усталостную прочность пружин включение троостита и феррита. Пружины, имеющие самые низкие показатели циклической прочности, имели неудовлетворительное качество поверхностных слоев, которые содержали участки феррита (рис. 11, а) или сплошную

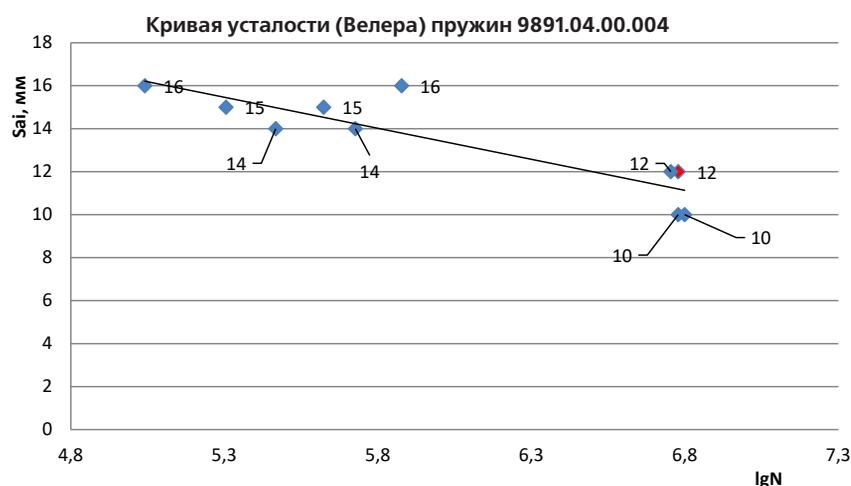


Рис. 9. Кривая усталости внутренних пружин бокового скользуна

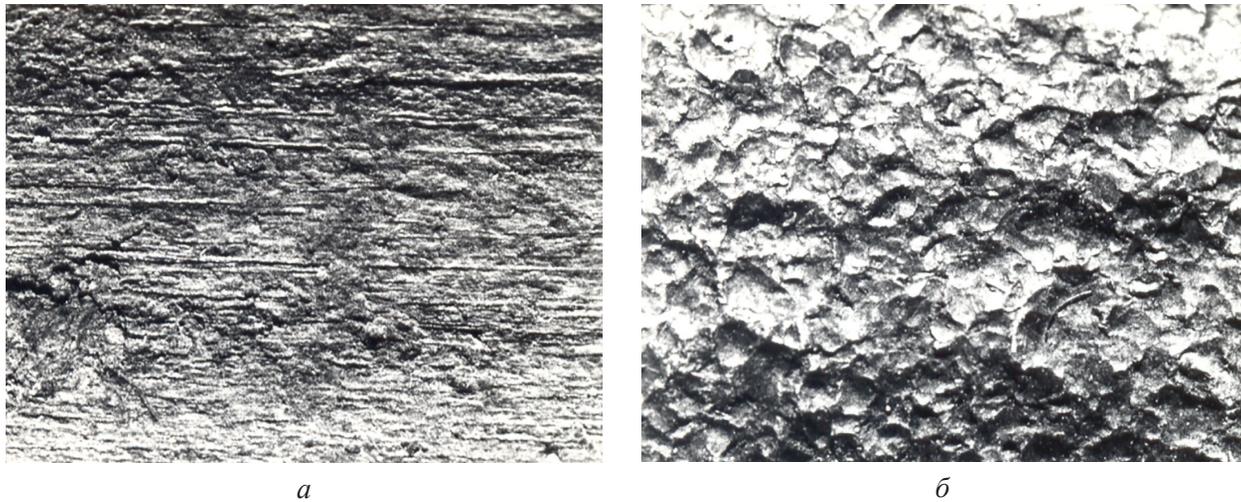


Рис. 10. Вид поверхности пружины с неэффективным наклепом (а) и вид поверхности пружины (б), наклепанной дробью с высоким эффектом, — волокнистая структура

ферритную зону значительной глубины (0,38–0,42 мм, рис. 11, б).

Наибольшую циклическую долговечность показывают пружины, металл которых имеет структуру мелко- и среднегольчатого отпущенного мартенсита (рис. 12) при твердости 42–45 HRC и глубине обезуглероженного поверхностного слоя не более 0,1–0,12 мм.

Коэффициент запаса прочности пружин скользуна по усталости определяется с учетом эксплуатационной нагруженности пружин по формуле:

$$n = \frac{\tau_1 + \tau_a^{\text{пред}}}{\tau_1 + \tau_a} \geq 1,0, \quad (5)$$

где  $\tau_1$  — касательное напряжение кручения на внутренней поверхности витка наружной пружины, возникающее при приложении силы  $F_1$  ( $\tau_1 = 456,16$  МПа);

$\tau_a^{\text{пред}}$  — предельная амплитуда напряжений цикла при испытаниях на базе  $N_0 = 6 \cdot 10^6$  циклов нагружения, ( $\tau_a^{\text{пред}} = 150,99$  МПа);

$\tau_a$  — амплитуда напряжений (модальное значение) от динамической нагрузки в эксплуатации, МПа, определяется из соотношения:

$$\tau_a = k_d \tau_1, \quad (6)$$

где  $k_d$  — коэффициент вертикальной динамики, при отсутствии экспериментальных данных принимается расчетное значение  $k_d = 0,25$ .

Полученное значение амплитуды напряжений (модальное значение) от динамической нагрузки в эксплуатации составило величину  $\tau_a = 114,04$  МПа. Коэффициент запаса прочности наружных пружин скользуна по усталости, определенный по формуле (5), с учетом эксплуатационной нагруженности пружин составил величину:  $n = 1,065 > [n] = 1,0$ , для внутренних пружин  $n = 1,148 > [n] = 1,0$ . Следовательно, испытанные пружины бокового скользуна по показателям циклической долговечности соответствуют требованиям ГОСТ 1452—2011 и ГОСТ 32208—2013.

Ниже приведен расчет коэффициента запаса прочности по усталости для пружин бокового скользуна в соответствии с требованиями [8] и СТ ССФЖТ ЦТ-ЦВ-ЦЛ 084—2000 [9]. Расчет сопротивления усталости производится по коэффициенту запаса по формуле:

$$n = \tau_{a,N} / \tau_{a,\sigma} \geq [n], \quad (7)$$

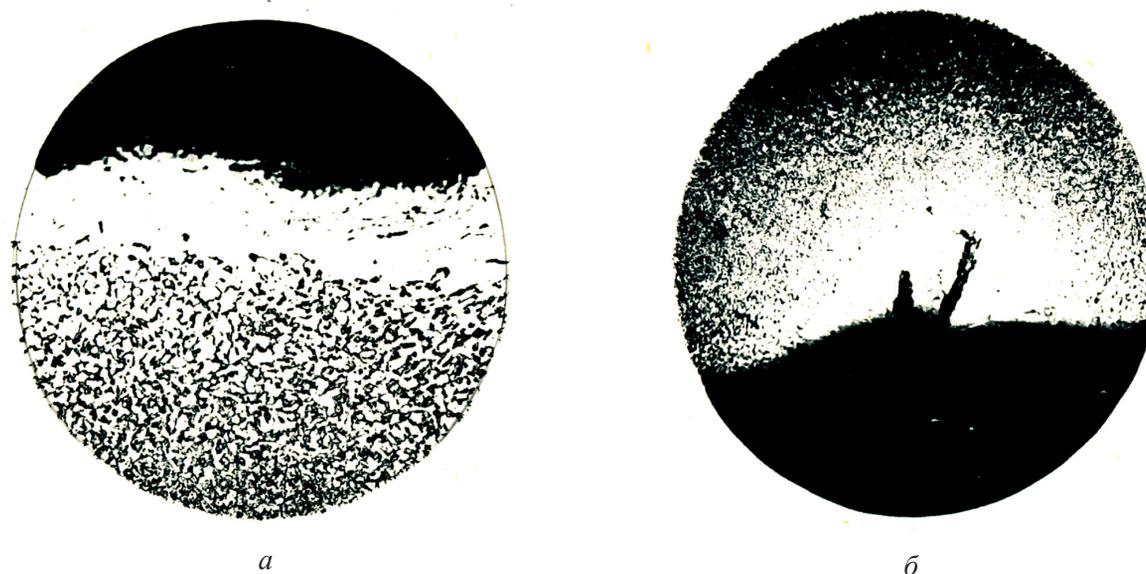


Рис. 11. Микроструктура поверхностного слоя пружин, содержащая участки феррита (а) или сплошную ферритную зону (б) с выявленным в ней очагом зарождения усталостной трещины

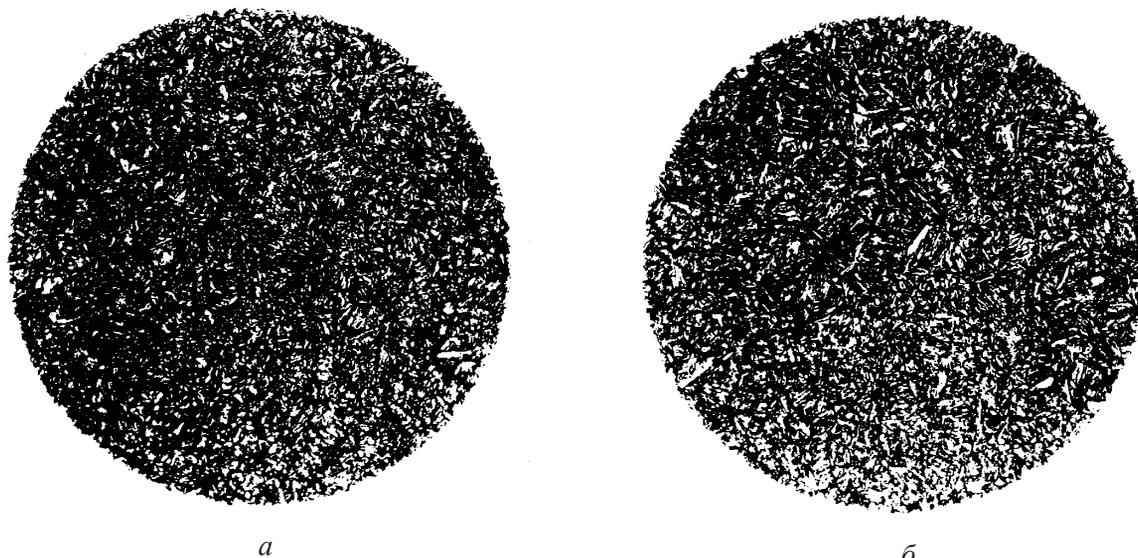


Рис. 12. Структура металла пружин, долговечность которых на высоком уровне, представляющая собой мелкоугольчатый мартенсит (а); среднеугольчатый мартенсит (б)

где  $\tau_{a,N}$  — предел выносливости (по амплитуде) натурной детали при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения на базе испытаний  $N_0 = 6 \cdot 10^6$  циклов (принимая для наружной пружины  $\tau_{a,N} = 150,99$  МПа);  $\tau_{a,\varepsilon}$  — расчетная величина амплитуды динамического напряжения условного симметричного цикла, приведенная к базе  $N_0$ , эквивалент-

ная по повреждающему действию реальному режиму эксплуатационных случайных напряжений за проектный срок службы детали, определяется по формуле:

$$\tau_{a,\varepsilon} = \tau_{ст} Y k_{двэ}, \tag{8}$$

где  $\tau_{ст} = \tau_1 = 456,16$  МПа;

$Y = 0,9$  — коэффициент использования грузоподъемности вагона;

$k_{двз} = 0,25$  — расчетный эквивалентный коэффициент вертикальной динамики;

$[n]$  — допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости. С учетом рекомендаций (табл. 3.6 [8]) при использовании статистически надежных экспериментальных данных по пределу выносливости  $\tau_{a,N}$  (при  $P = 0,5$ ) и приближенных данных по  $\tau_{a,3}$ , определяемых расчетным путем по установленным нормативам динамических сил, принимаем  $[n] = 1,4$ .

Таким образом, коэффициент запаса прочности наружных пружин бокового скользуна по формуле (7) с учетом эксплуатационной нагруженности пружин составил величину:  $n = 1,472 \geq [n] = 1,4$ , для внутренних пружин  $n = 1,934 \geq [n] = 1,4$ . Следовательно, испытанные наружные и внутренние пружины бокового скользуна постоянного контакта тележки модели 18-9891, из стали 60С2ХФА, упрочненные наклепом дробью, по показателю циклической долговечности соответствуют требованиям ГОСТ 1452—2011; «Норм для расчета...»; ГОСТ 32208—2013.

### Заключение

1. По результатам статических испытаний наружной и внутренней пружин бокового скользуна и статических испытаний пружинных комплектов скользуна установлено, что разработанный опытный вариант скользуна постоянного контакта тележки модели 18-9891 соответствует требуемым силовым параметрам при установочной высоте  $129_{-2}^{+1}$  мм. Среднее значение жесткости пружинного комплекта бокового скользуна составило величину  $Z_{cp} = 0,609$  кН/мм, что соответствует статической силе сжатия  $F = 15,834$  кН при статическом прогибе 26 мм.

2. По результатам усталостных испытаний опытных партий наружных и внутренних пружин бокового скользуна тележки модели 18-9891 с нагрузкой на ось 25 тс (245 кН), изготовленных на ООО «Уральский пружинный завод», получены параметры кривых усталости пружин:

– для наружной пружины амплитудное значение предела выносливости составило величину ( $\tau_a^{пред} = 138,67$  МПа) на базе  $N_0 = 6 \cdot 10^6$  циклов, коэффициент запаса прочности пружин по усталости составил величину  $n = 1,043 > [n] = 1,0$ . Согласно требованиям «Норм...»  $n = 1,472 \geq [n] = 1,4$ ;

– для внутренней пружины амплитудное значение предела выносливости составило величину ( $\tau_a^{пред} = 211,29$  МПа) на базе  $N_0 = 6 \cdot 10^6$  циклов, коэффициент запаса прочности пружин по усталости составил величину  $n = 1,148 > [n] = 1,0$ . Согласно требованиям «Норм...»  $n = 1,934 \geq [n] = 1,4$ .

3. Полученный результат свидетельствует о том, что пружины бокового скользуна тележки модели 18-9891, из стали 60С2ХФА, упрочненные наклепом дробью, соответствуют нормативным требованиям.

### Библиографический список

1. ГОСТ 9246—2013. Тележки двухосные грузовых вагонов магистрали железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия.
2. ГОСТ 34387—2018. Скользуны тележек грузовых вагонов. Общие технические условия.
3. ГОСТ 1452—2011. Пружины цилиндрические винтовые тележек и ударно-тяговых приборов подвижного состава железных дорог. Технические условия.
4. ТУ ВБСТ. 667112.002. Тележка двухосная 18-9891, тип 3 ГОСТ 9246—2013. Технические условия.
5. ГОСТ 33211—2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам.
6. ГОСТ 32208—2013. Пружины рессорного подвешивания железнодорожного подвижного состава. Метод испытаний на циклическую долговечность.
7. ГОСТ 33788—2016. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и динамические качества.

8. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: ГосНИИВ — ВНИИЖТ, 1996. — 317 с. (с изменениями и дополнениями).

9. СТ ССФЖТ ЦТ-ЦВ-ЦЛ 084—2000. Стандарт системы сертификации на Федеральном железнодорожном транспорте. Подвижной состав железных дорог. Пружины цилиндрические винтовые тележек. Типовая методика испытаний. Утвержден и введен в действие указанием МПС России от 18.06.2001 № М-1107у.

Дата поступления: 10.07.2023

Решение о публикации: 15.08.2023

**Контактная информация:**

ДАНИЛЕНКО Денис Викторович — руководитель департамента

ЕФИМОВ Виктор Петрович — канд. техн. наук, доц., генеральный директор; uiz123456@mail.ru

ЧЕРНОВ Владимир Александрович — доц. кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»

## Research on Fatigue Durability of Side Bearing Springs for Model 18–9891 Bogie

D. V. Danilenko<sup>1</sup>, V. P. Efimov<sup>2</sup>, V. A. Chernov<sup>3</sup>

<sup>1</sup>LLC “RM RAIL Management Company”, 11, Lodygina str., Saransk, Republic of Mordovia, 430006, Russian Federation

<sup>2</sup>LLC “UIC — Wagons”, 22, Ordzhonikidze str., Sverdlovsk region, Nizhny Tagil, 622007, Russian Federation

<sup>3</sup>Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, 9, Moskovsky pr., Saint Petersburg, 190031, Russian Federation

**For citation:** Danilenko D. V., Efimov V. P., Chernov V. A. Research on Fatigue Durability of Side Bearing Springs for Model 18-9891 Bogie // *Proceedings of Petersburg Transport University*, 2023, vol. 20, iss. 3, pp. 519–530. (In Russian). DOI: 10.20295/1815-588X-2023-3-519-530

### Summary

**Purpose:** To conduct comprehensive experimental studies on the fatigue strength of side bearing springs for freight bogies, evaluating the effectiveness of thermal and shot peening treatments during their manufacturing process. **Methods:** The method of stand endurance (fatigue) testing of constant contact side bearing springs has been applied, allowing for obtaining endurance characteristics of actual components. Metallographic studies of spring steel have been conducted to investigate the influence of strengthening operations during spring manufacturing on their fatigue strength, with the assessment of mechanical characteristics of surface layers in various zones of the helical spatial beam. **Results:** Experimental force characteristics of spring sets for side bearings of an innovative freight bogie with a load of 25 tons (245 kN) on the axle have been obtained. Fatigue curves of the springs have been presented in a probabilistic aspect, enabling the determination of load factor for fatigue strength of the springs considering operational loading, as well as justifying the compliance of the spring sets with the regulatory requirements. **Practical significance:** Based on the research results, the considered constructive-technological variant of the constant contact side bearing spring for the freight bogie has been put into serial production. The test results allow us to reasonably determine the warranty mileage of the responsible assembly of the bogie and to conduct further work on the design modernization with the aim of increasing operational life.

**Keywords:** Fatigue strength, springs, side bearing of a freight bogie, metallographic studies of spring metal.

## References

1. *GOST 9246—2013. Telezhki dvukhosnye gruzovykh vagonov magistrali zheleznykh dorog kolei 1520 mm. Tekhnicheskie usloviya* [GOST 9246—2013. Two-axle bogies of freight cars of the main line of railways of 1520 mm gauge. Technical conditions]. (In Russian)

2. *GOST 34387—2018. Skol'zuny telezhek gruzovykh vagonov. Obshchie tekhnicheskie usloviya* [GOST 34387—2018. Sliding trolleys of freight cars. General technical conditions]. (In Russian)

3. *GOST 1452—2011. Pruzhiny tsilindricheskie vintovye telezhek i udarno-tyagovykh priborov podvizhnogo sostava zheleznykh dorog. Tekhnicheskie usloviya* [GOST 1452—2011. Cylindrical screw springs of bogies and shock-traction devices of railway rolling stock. Technical conditions]. (In Russian)

4. *TU VBST. 667112.002. Telezhka dvukhosnaya 18-9891, tip 3 GOST 9246—2013. Tekhnicheskie usloviya* [TU VBST. 667112.002. Biaxial trolley 18-9891, type 3 GOST 9246—2013. Technical conditions]. (In Russian)

5. *GOST 33211—2014. Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam* [GOST 33211—2014. Freight cars. Requirements for strength and dynamic qualities]. (In Russian)

6. *GOST 32208—2013. Pruzhiny resornogo podveshivaniya zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Metod ispytaniy na tsiklicheskiy dolgovechnost'* [GOST 32208—2013. Springs of spring suspension of railway rolling stock. Test method for cyclic durability]. (In Russian)

7. *GOST 33788—2016. Vagony gruzovye i passazhirskie. Metody ispytaniy na prochnost' i dinamicheskie kachestva*

[GOST 33788—2016. Freight and passenger cars. Methods of testing for strength and dynamic qualities]. (In Russian)

8. *Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)* [Norms for the calculation and design of railcars of the MPC gauge of 1520 mm (non-self-propelled)]. Moscow: GosNIIV — VNIIZhT, 1996, 317 p. (In Russian)

9. *ST SSFZhT TsT-TsV-TsL 084—2000. Standart sistemy sertifikatsii na Federal'nom zheleznodorozhnom transporte. Podvizhnoy sostav zheleznykh dorog. Pruzhiny tsilindricheskie vintovye telezhek. Tipovaya metodika ispytaniy. Uтвержден и введен в действие указанием MPS России от 18.06.2001 № М-1107u* [ST SSFZHT CT-CV-CL 084—2000. The standard of the certification system for Federal Railway transport. Rolling stock of railways. Cylindrical screw springs of trolleys. Standard test procedure. Approved and put into effect by the instruction of the Ministry of Internal Affairs of Russia dated 18.06.2001. № M-1107u]. (In Russian)

Received: July 10, 2023

Accepted: August 15, 2023

### Author's information:

Denis V. DANILENKO — Head of the Department  
 Viktor P. EFIMOV — PhD in Engineering, Associate Professor, General Director; uiz123456@mail.ru  
 Vladimir A. CHERNOV — Associate Professor, Department of Carriages and Carriage Facilities