

БЕЗОПАСНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

УДК 629.462.4:629.4.018

В. И. СЕНЬКО, доктор технических наук, А. В. ПУТЯТО, доктор технических наук, Е. Н. КОНОВАЛОВ, научный сотрудник, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА
НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ВАГОНА ДИЗЕЛЬ-ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ
ПОСЛЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Приведена процедура оценки остаточного ресурса вагона дизель-электростанции модели 16-3001, выработавшего нормативный срок службы и обоснование его пригодности к дальнейшей эксплуатации. Выполнено обследование технического состояния несущей конструкции вагона, в том числе ультразвуковая толщинометрия, в результате которого не выявлено существенных повреждений и износа. Разработана конечно-элементная модель металлоконструкции вагона для установления ее соответствия актуальным нормативным требованиям, имеющая возможность учета износа конструкции после длительной эксплуатации. Приведены результаты расчета на прочность, показывающие соответствие несущей конструкции вагона действующим нормам, а также результаты проведения контрольных натурных испытаний. Массив экспериментальных данных, полученных для контрольных точек при эксплуатационных нагрузках, характерных для рассматриваемого типа вагона, использован при расчетно-экспериментальной оценке остаточного ресурса несущей конструкции вагона. Результаты исследований показали наличие остаточного ресурса металлоконструкции вагона не менее чем на 7 лет.

Введение. В соответствии с [1, 2] назначенный срок службы – это календарная продолжительность эксплуатации, при достижении которой эксплуатация объекта должна быть прекращена независимо от его технического состояния. В то же время многолетняя практика эксплуатации железнодорожного подвижного состава показала, что зачастую техническое состояние вагона, отработавшего назначенный срок службы, весьма далеко от предельного, и это может быть связано как с резервом, заложенным на стадии проектирования, так и условиями эксплуатации. В связи с этим в настоящее время широкое распространение получила процедура продления срока службы грузовых вагонов до возраста равного полуторному сроку назначенного срока службы вагона. Порядок реализации указанной процедуры изложен в «Положении о продлении сроков службы грузовых и рефрижераторных вагонов государств – участников соглашений о совместном использовании грузовых вагонов в международном сообщении», согласно которому остаточный ресурс вагона оценивается путем проведения технического диагностирования. Наряду с обследованием (контролем) технического состояния (объем зависит от типа вагона и опасности перевозимых грузов), заключающегося в изучении конструкторской документации, условий эксплуатации и проведения технических освидетельствований и ремонтов, проведении наружного и внутреннего визуального контроля металлоконструкции, а также контроле сварных швов и основного металла неразрушающими методами (ультразвуковая толщинометрия металлоконструкции, ультразвуковая дефектоскопия, капиллярный контроль и т.п.), техническое диагностирование вагона подразумевает проведение ресурсных ударных испытаний рассматриваемой модели вагона или ее аналога, под которым понимается вагон с аналогичными техническими и конструктивными характеристиками.

Следует отметить, что оцениваемый ресурс металлоконструкции вагона при выполнении указанного вида испытаний характеризует работу вагона только при воздействии соответствующего спектра продольных ударных нагрузок. В то же время ресурсные испытания должны максимально полно учитывать спектр эксплуатационных нагрузок, которые будут зависеть от типа вагона, условий его эксплуатации и рода перевозимого груза, оказывающего, зачастую, существенное влияние на значения амплитудных динамических напряжений в металлоконструкции вагона за счет взаимодействия с ней. В этом аспекте также нужно отметить, что в настоящее время отсутствуют результаты ресурсных испытаний новых вагонов, технико-экономические показатели и технологии изготовления которых существенно отличаются от вагонов старого поколения, а назначенный срок службы, например для нефтебензиновых вагонов-цистерн, уже на протяжении более 40 лет составляет 32 года, в связи с чем актуальной является задача развития методов экспериментальной и расчетной оценки ресурса вагона, в том числе и остаточного после длительной эксплуатации.

Постановка задачи и объект исследования. Для перевозки скоропортящихся грузов используется рефрижераторный железнодорожный подвижной состав. К такому типу относится пятивагонный состав постройки Брянского машиностроительного завода, в составе которого имеется служебно-технический вагон дизель-электростанция модели 16-3001. Вагон предназначен для выработки электроэнергии с целью питания силовых установок, приборов и системы освещения помещений грузовых вагонов. Внешний вид объекта исследования приведен на рисунке 1, этап 1.

Кузов вагона дизель-электростанции состоит из дизельного, аппаратного, котельного отделений и отделения для отдыха обслуживающего персонала, а также кухни-салона, аккумуляторной и туалета. В дизельном

отделении установлены два дизель-генератора. Вагон спроектирован по габариту 1-Т. Масса тары вагона – 64,5 т. Кузов – цельнометаллический, длина его по раме – 17 м.

Для придания необходимой устойчивости обшивка выполнена гофрированной и подкреплена стойками, продольными обвязками и дугами, изготовленными из гнутых профилей и соединенными между собой и с обшивкой сваркой.

Несущие части рамы, подкрепляющие элементы стен и крыши (стойки, обвязки и дуги) выполнены из низколегированной стали 09Г2Д (предел текучести материала – 305 МПа), а обшивка – из стали 10ХНДП (предел текучести материала – 345 МПа). На боковых стенах кузова предусмотрены дверные и оконные проемы. Боковые стены изготовлены из гофрированной металлической обшивки толщиной 2,0 мм, подкрепленной угловыми, промежуточными и дверными стойками, а также верхней и нижней продольными обвязками. Угловые стойки выполнены из гнутого уголка 80×80×4 мм, промежуточные – из Z-образного профиля, дверные – из специального профиля толщиной 4 мм, верхняя обвязка – из швеллера № 12, а нижняя – из уголка 120×80×8 мм. Торцовые стены также состоят из гофрированных листов толщиной 2 мм, подкрепленных угловыми и промежуточными стойками. Стойки сверху связаны верхней обвязкой, а снизу приварены к концевой балке рамы.

Рама кузова состоит из хребтовой, двух боковых, двух концевых, двух шкворневых, а также вспомогательных поперечных балок. Хребтовая балка образована двумя Z-образными балками № 31, соединенными диафрагмами и сваренными между собой по верхним полкам. В консольной части балка усилена розеткой и упорами автосцепки, а в зоне соединения с шкворневой балкой – надпятниковой коробкой. Боковые балки изготовлены из уголка 120×80×8 мм и усилены в дверном проеме подкрепляющими балками. Шкворневые балки сварные коробчатого сечения. Они состоят из двух вертикальных и двух горизонтальных листов. Концевые балки сварные корытообразного сечения.

Начало производства рассматриваемого подвижного состава на Брянском машиностроительном заводе датируется 1986 годом, и вагоны первых лет постройки уже вырабатывают свой нормативный срок службы. Учитывая, что рассматриваемый подвижной состав в настоящее время не выпускается, актуальной является задача определения наличия остаточного ресурса его несущей конструкции и обоснования дальнейшей безопасной эксплуатации.

Процедура обоснования остаточного ресурса несущей конструкции вагона. Обобщенная процедура обоснования остаточного ресурса несущей конструкции вагона дизель-электростанции модели 16-3001 приведена на рисунке 1.

На первом этапе выполняется обследование технического состояния вагона, в рамках которого разрабатываются диагностические карты основных конструктивных элементов металлоконструкции вагона, в которых отражаются результаты визуального, ультразвукового и, при необходимости, других методов неразрушающего контроля. Результаты ультразвуковой толщинометрии используются на втором этапе при разработке конечно-элементных схем металлоконструкции вагона для расче-

та на прочность с учетом ее физического износа. Расчеты в рамках третьего этапа выполняются с целью установления соответствия конструкции вагона актуальным нормативным требованиям прочности.

Положительные результаты расчетов являются необходимым требованием для перехода к четвертому этапу: подготовка к проведению контрольных натурных испытаний вагона на нагрузки, имеющие место в эксплуатации для рассматриваемого типа подвижного состава. В рамках подготовки разрабатываются программа и методика проведения испытаний, определяются контрольные точки на основе результатов прочностных расчетов, а также устанавливаются тензометрические датчики.

На пятом этапе проводится необходимый и достаточный объем контрольных испытаний, результатом которого является получение массива экспериментальных данных, используемых при расчетно-экспериментальном определении остаточного ресурса на окончательном этапе.

Расчеты на прочность металлоконструкции вагона. Для расчета на прочность металлоконструкции вагона разработана конечно-элементная модель. При разработке модели использован комплект конструкторской документации на вагон, а также значения толщин конструктивных элементов, определенных по результатам ультразвуковой толщинометрии объекта исследования (вагон № 53700100 после 25 лет эксплуатации). Использовались два типа конечных элементов: плоские пластинчатые 3- и 4-узловые. Параметры расчетной модели: число узлов – 434735, конечных элементов – 433321. Модуль упругости материала принят равным $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона – 0,3.

Силовые граничные условия введены в соответствии со значениями и расчетными схемами, приведенными в «Нормах для расчета и проектирования ...» [3]. Кинематические граничные условия включают в себя ограничение степеней свободы в местах крепления упоров автосцепного устройства и пятников. При подготовке модели учтены также особенности силового нагружения, связанные со спецификой рассматриваемого вагона: установка двух дизель-генераторов, наличие основных и раздаточных топливных баков, наличие баков с водой, а также дополнительного массивного оборудования внутри вагона. На рисунке 1, этап 2 приведена геометрическая модель вагона, а также фрагменты регулярного разбиения на конечные элементы.

Результаты расчета максимальных значений эквивалентных напряжений при I и III режимах нагружения (сжатие) приведены в таблице 1.

На рисунке 1, этап 3 приведена картина распределения эквивалентных напряжений (в мегапаскалях) при ударном нагружении. Максимальные значения напряжений в хребтовой балке получены равными 271 МПа при допуске значении 305 МПа, которые возникают в верхней полке в области сочленения с консольной балкой со стороны аккумуляторного отделения (сторона соударения). В свою очередь, уровень напряжений в нижнем листе шкворневой балки в месте соединения ее с хребтовой с ударной стороны составил 93,3 % от допускового. В области установки ударной розетки оказалась наиболее нагружена консольная балка (горизонтальный лист), где расчетные напряжения составили 279 МПа, что также ниже допустимого уровня.

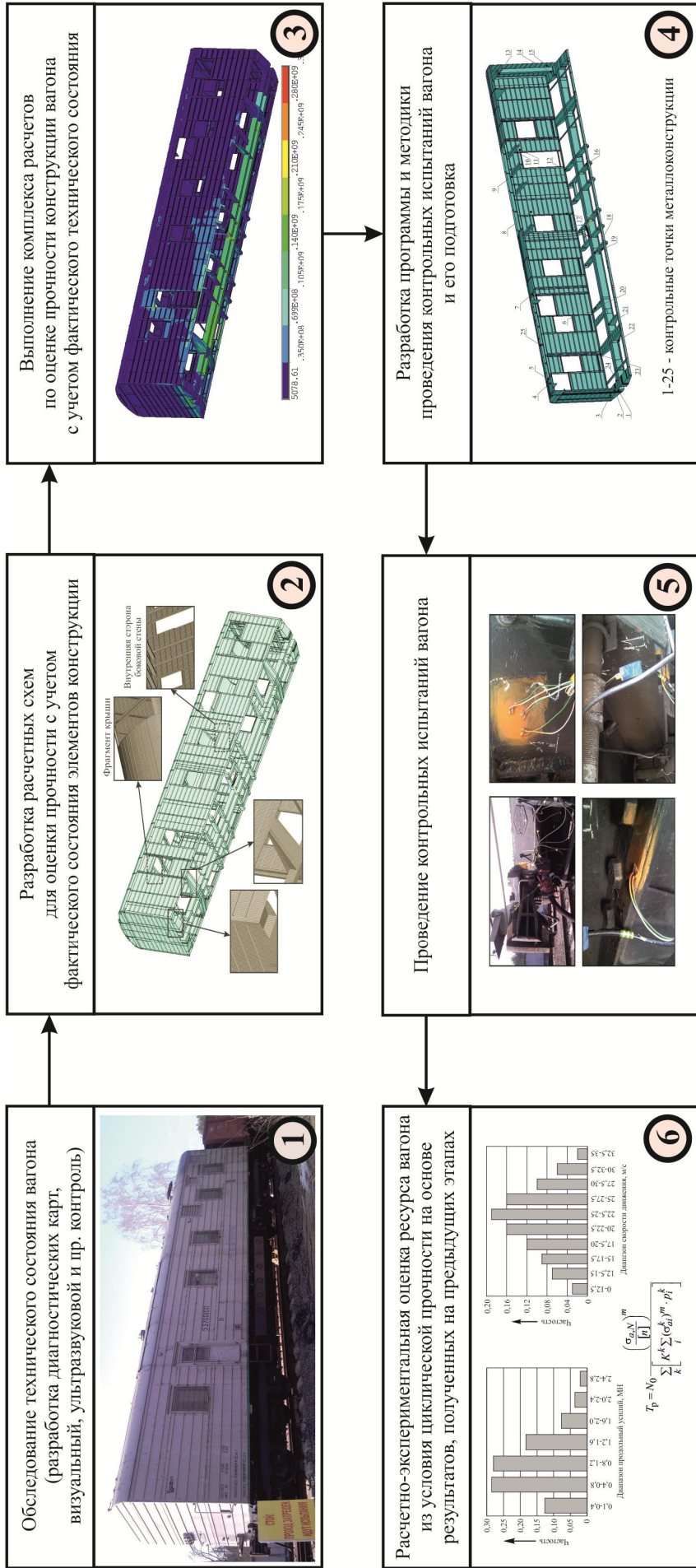


Рисунок 1 – Обобщенная процедура обновения остаточного ресурса несущей конструкции вагона дизель-электростанции

Таблица 1 – Результаты расчетов при I и III режимах нагружения (сжатие)

Наименование конструктивного элемента	Эквивалентные напряжения, МПа*	Допускаемые напряжения, МПа*
1 Хребтовая балка	266 (130)	274,5 (190)
2 Шкворневая балка	241 (137)	274,5 (190)
3 Концевая балка	187 (113)	274,5 (190)
4 Боковая обвязка	243 (152)	274,5 (190)
5 Стойки боковой стены	175 (134)	274,5 (190)
6 Обшива боковой стены	161 (130)	327,75 (195)
7 Стойки торцевой стены	131 (66,6)	274,5 (190)
8 Обшива торцевой стены	166 (64,6)	327,75 (195)
9 Подкрепляющие крыши	78,9 (97,4)	274,5 (190)
10 Обшива крыши	109 (137)	327,75 (195)
11 Поперечные балки рамы крепления топливных баков	128 (120)	274,5 (190)
12 Поперечные балки рамы (установка дизель-генераторов)	211 (158)	274,5 (190)

* В скобках указаны значения для III режима нагружения.

Достаточно высокий уровень эквивалентных напряжений зафиксирован в месте соединения верхнего листа шкворневой балки с боковой обвязкой с ударной стороны, а также при ее сочленении с верхним листом концевой балки (294 МПа, что составило 96,4 % от допускаемого уровня). Стойки боковой стены наиболее нагружены в области установки большого водяного бака в местах сочленения с нижней обвязкой боковой стены, максимальные эквивалентные напряжения составили 209 МПа. В этой же части вагона зафиксирован максимальный уровень напряжений в обшивке боковой стены (315 МПа при допускаемых 345 МПа).

Наиболее нагруженной частью стоек торцевой стены дизельного отделения оказалась зона сочленения с консольной балкой, где напряжения составили 100 МПа. В этой же области получены максимальные эквивалентные напряжения в обшивке рассматриваемой торцевой стены (73,6 МПа при допускаемых равных 345 МПа). В то же время в обшивке торцевой стены аккумуляторного отделения вблизи консольного бруса эквивалентные напряжения составили 220 МПа.

В продольных подкрепляющих элементах крыши большого люка в местах установки водяного бака (сочленение поперечных балок с верхней обвязкой торцевой стены) напряжения составили 84 % от допускаемого значения. В то же время наибольшие расчетные напряжения обшивки крыши получены в области установки малого люка крыши (дизельное помещение), в зоне ближе к середине вагона (место установки топливного бака) и составили 109 МПа при допускаемых 345 МПа. При рассматриваемом режиме нагружения в поперечных балках рамы максимальные напряжения (298 МПа) зафиксированы в местах соединения с боковой обвязкой рамы. Напряжении, близкие к пределу текучести материала (301 МПа при допускаемом значении 305 МПа) получены в области соединения поперечной балки рамы с хребтовой

балкой (установка дизель-генератора), расположенной ближе к консоли вагона.

Таким образом, выполненные расчеты на прочность кузова и рамы вагона дизель-электростанции модели 16-3001 № 53700100 с учетом фактических значений толщин металлоконструкции после 25 лет эксплуатации показали соответствие конструкции нормативным требованиям [3].

Расчетно-экспериментальная методика оценки остаточного ресурса несущей конструкции. Для оценки остаточного ресурса металлоконструкций вагона дизель-электростанции после длительной эксплуатации использована методика, основанная на подходе, изложенном в «Нормах...» [3] и РД 24.050.37 [4]. В методике приняты следующие допущения: усталостное повреждение или разрушение материала вагона в основном происходит при упругом деформировании; параметром, определяющим циклическую прочность, является коэффициент запаса сопротивления усталости; справедлива линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений; для неустановившегося режима нагружения амплитудные значения динамических напряжений приводятся к эквивалентному симметричному циклу.

Параметром, определяющим циклическую прочность, является коэффициент запаса сопротивления усталости n , определяемый из отношения предела выносливости материала $\sigma_{a,N}$ для контрольной зоны конструкции вагона к величине амплитуды динамического напряжения $\sigma_{a,\varepsilon}$, эквивалентной по повреждающему действию реальным режимам эксплуатационных случайных напряжений за срок службы.

Расчетное значение $\sigma_{a,N}$ определяется по формуле

$$\sigma_{a,N} = \bar{\sigma}_{a,N} (1 - z_p \nu_{\sigma_{a,N}}),$$

где $\bar{\sigma}_{a,N}$ – среднее значение предела выносливости контрольной зоны; z_p – квантиль распределения $\sigma_{a,N}$, соответствующий односторонней вероятности 95%; $\nu_{\sigma_{a,N}}$ – коэффициент вариации предела выносливости материала.

Значение $\bar{\sigma}_{a,N}$ определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_{a,N} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{k_{\sigma}},$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ – среднее значение предела выносливости гладкого стандартного образца при симметричном цикле изгиба на базе $N_0 = 10^7$ циклов; k_{σ} – среднее значение общего коэффициента снижения предела выносливости в выбранной контрольной зоне по отношению к пределу выносливости гладкого стандартного образца.

Таким образом, $\sigma_{a,\varepsilon}$ – параметр, включающий в себя срок службы металлоконструкции. Для его определения при k режимах нагружения воспользуемся формулой

$$\sigma_{a,\varepsilon} = m \sqrt{\sum_k \left[\frac{N_c^k}{N_0} \sum_i (\sigma_{ai}^k)^m p_i^k \right]},$$

где m – показатель степени в уравнении кривой усталости в амплитудах; N_c^k – суммарное число циклов динамических напряжений за расчетный срок службы

котла для k -го режима нагружения; σ_{ai}^k – уровень амплитуд напряжений в i -м интервале k -го режима нагружения; p_i^k – вероятность (частота) действия уровня амплитуд $\sigma_{a,i}$ в i -м интервале k -го режима нагружения.

Суммарное число циклов для k -го режима представим в виде

$$N_c^k = K_k T_p,$$

где K_k – коэффициент, связывающий суммарное число циклов динамических напряжений с расчетным суммарным сроком службы для k -го режима нагружения; T_p – суммарный расчетный срок службы.

Амплитудные значения динамических напряжений для неустановившегося режима нагружения, полученные по результатам натурных испытаний продлеваемого вагона, приводятся к эквивалентному симметричному циклу по формуле

$$\sigma_a = \sigma_a^{\text{исп}} + \psi \sigma_m^{\text{исп}},$$

где $\sigma_a^{\text{исп}}$ – амплитуда динамического напряжения, полученная по результатам испытаний при несимметричном цикле нагружения; ψ – коэффициент чувствительности асимметрии цикла нагружения; $\sigma_m^{\text{исп}}$ – среднее напряжение цикла, полученное по результатам испытаний.

Таким образом, выражение для определения срока службы вагона принимает вид

$$T_p = N_0 \frac{\left(\frac{\sigma_{a,N}}{[n]} \right)^m}{\sum_k \left[K^k \sum_i (\sigma_{ai}^k)^m p_i^k \right]},$$

где N_0 – базовое число циклов; m – показатель степени в уравнении кривой усталости в амплитудах; p_i^k – частота действия уровня амплитуд напряжений σ_{ai}^k в i -м интервале k -го режима нагружения.

В качестве остаточного срока службы принималось минимальное значение из массива $\{T_p\}$ для контрольных зон.

Результаты определения остаточного ресурса. Для рассматриваемого типа вагона, учитывая специфику эксплуатации, амплитудные динамические напряжения определены для двух режимов нагружения: продольного соударения и сброса с клиньев (имитация вертикальных колебаний вагона). Частоты диапазонов продольных усилий, воздействующих на автосцепное устройство, а

Получено 29.06.2015

V. I. Senko, A. V. Putsiata, Y. N. Kanavalau. Calculation and experimental estimation of residual resource of the bearing structure of the car of diesel engine-power station after long-term service.

Procedure calculation and experimental estimation of residual resource of the bearing structure of the car of diesel engine-power station model 16-3001 after long-term service is reduced. Within the limits of procedure inspection of a technical condition of a bearing structure of the car, including ultrasonic diagnostics in which result it is not revealed essential damages and deterioration is executed. Finite-element model of bearing structure of wagon is developed. It created for an establishment of its conformity to the actual standard requirements after long operation of wagon. Results of calculation on the durability showing conformity of a bearing structure of the wagon to effective standards, and also results of carrying out of control natural tests are resulted. The file of the experimental data received for control points at operational loadings, characteristic for considered type of the car, is used at a settlement-experimental estimation of a residual resource of a bearing design of the car. Results of researches have shown presence of a residual resource the car not less than 7 years.

также диапазонов скоростей в процессе эксплуатации приведены на рисунке 1, этап 6.

Зоны (контрольные точки 1 – 25) для наклейки тензометрических датчиков при проведении экспериментальных исследований определены по результатам прочностных расчетов. На рисунке 1, этап 4 приведена геометрическая модель металлоконструкции вагона с указанием контрольных точек, а также фрагменты размещения тензодатчиков (рисунок 1, этап 5).

Приведенная методика оценки остаточного ресурса реализована в программе *Microsoft Excel*. Опуская промежуточные расчеты, на диаграмме рисунка 2 приведены результаты определения долговечности для установленных контрольных зон (для контрольных точек, не указанных на диаграмме, остаточный ресурс составляет более 100 лет).

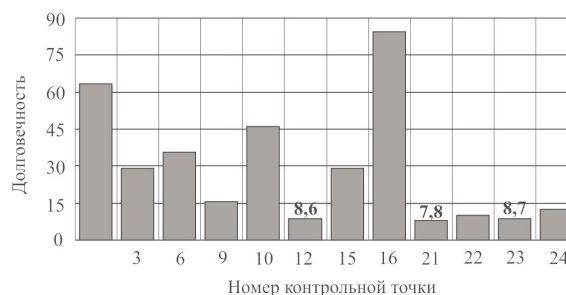


Рисунок 2 – Результаты определения долговечности

Таким образом, результаты расчетно-экспериментального определения остаточного ресурса по критерию усталостной прочности опытного образца вагона-дизель электростанции № 53700100 пятивагонной рефрижераторной секции постройки 1988 г. показали, что несущая металлоконструкция вагона обладает остаточным ресурсом не менее чем 7 лет эксплуатации.

Список литературы

- 1 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения : ГОСТ 27.002–89. – Введ. 1990-07-01. – 36 с.
- 2 Технический регламент Таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава» : ТР ТС 001/2011. – Введ. 2014-08-02. – 46 с.
- 3 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.
- 4 Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества : РД 24.050.37–95. – Введ. 1995-02-02. – М. : ГосНИИВ, 1995. – 101 с.