

Ткачук Ганна – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at Information Technology and Systems of Wheeled and Tracked Machines behalf of A. A. Morozov Department; tel.: (057) 707-63-35

Саверська Марія Сергіївна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", викладач-стажист кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Саверская Мария Сергеевна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", преподаватель-стажер кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01.

Saverska Marija – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", trainee teacher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

УДК 539.3:629.463

Н. А. ТКАЧУК, А. Д. ЧЕПУРНОЙ, Р. И. ШЕЙЧЕНКО, Р. В. ГРАБОРОВ, М. А. БОНДАРЕНКО, М. С. САВЕРСКАЯ, Е. О. ЛУНЕВ

ИННОВАЦИОННЫЕ ИЗДЕЛИЯ: РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЯ, ОПТИМИЗАЦИЯ

У статті описані методи обґрунтування проектних рішень при створенні інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій за критеріями забезпечення міцності з одночасним підвищенням рівня їх технічних характеристик на прикладі вагона-цистерни для перевезення метанолу. За підсумками багатоваріантних досліджень рекомендований набір параметрів, що відповідають комплексу діючих норм і критеріїв за показниками міцності. Запропонований в роботі підхід адаптований до проектних досліджень інноваційних виробів і поєднує в собі, з одного боку, новаторські методи, моделі та засоби синтезу проектних рішень, а з іншого – націленість на дотримання всіх чинних жорстких норм і стандартів.

Ключові слова: напружено-деформований стан, тонкостінна машинобудівна конструкція, інноваційний виріб, міцність, вагон-цистерна.

В статье описаны методы обоснования проектных решений при создании инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям обеспечения прочности с одновременным повышением уровня их технических характеристик на примере вагона-цистерны для перевозки метанола. По итогам многовариантных исследований рекомендован набор параметров, соответствующих комплексу действующих норм и критериев по показателям прочности. Предложенный в работе подход адаптирован к проектным исследованиям инновационных изделий и соединяет в себе, с одной стороны, новаторские методы, модели и средства синтеза проектных решений, а с другой – нацеленность на соблюдение всех действующих жестких норм и стандартов.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, тонкостенная машиностроительная конструкция, инновационное изделие, прочность, вагон-цистерна.

The article describes methods of design solutions justification for creating of innovative thin-walled machine-building structures by strength criteria with the level of their technical characteristics increased on the example of tank-wagon for methanol transportation. Based on the results of multivariate studies, a set of parameters is recommended which correspond to the set of norms and strength criteria. Equivalent stresses for the wagon structure are obtained. They don't exceed the allowable stresses for all load modes, and the calculated service life is 32 years. Approach proposed in the work is adapted to design studies of innovative products. On the one hand, it combines innovative methods, models and means of synthesizing of project solutions. On the other hand, it is aimed at complying of all strict norms and standards.

Keywords: stress-strain state, thin-walled machine engineering structure, innovative product, strength, tank-wagon.

Введение. Для современного машиностроения на фоне бурного развития отдельных отраслей наблюдается одна из очень важных тенденций. Она заключается в том, что в широком классе машиностроительных конструкций усиливается направление к повышению производительности, нагрузочной способности и долговечности.

Однако, учитывая, что во многих отраслях промышленности проектные решения устоялись десятилетними сроками их создания, это приводит к необходимости радикальных альтернативных решений, поскольку ресурсы традиционных технических решений исчерпаны. Но это – только одна сторона проблемы. Другая состоит в том, что для широкого класса машиностроительных конструкций действуют достаточно жесткие нормы по прочности, устойчивости, деформируемости. Кроме того, существуют традиционные методики расчета. Таким образом, все эти устоявшиеся факторы тормозят создание инновационных изделий с резко возросшими техническими характеристиками. Ярким примером подобных конструкций являются морские, речные и воздушные суда, грузовые и пассажирские вагоны, автомобили, технологическое оборудование, емкости и сооружения, которые применяются в нефтехимической,

горно-шахтной промышленности, в строительстве и агроиндустрии. Во многих случаях это тонкостенные машиностроительные конструкции (ТСМК).

Это обусловлено тем, что существующие методики расчета ориентированы на традиционные технические решения для перечисленных конструкций. И, наоборот, сами традиционные решения как раз консервируют устоявшиеся нормы и правила. В то же время это не избавляет от многочисленных аварий по техническим причинам. Особенно это заметно, например, на состоянии безопасности железнодорожных грузовых перевозок, которая заметно ухудшилась в последнее время на железных дорогах с шириной колеи 1520 мм. Таким образом, требуется повысить технические характеристики новых изделий при существующих нормах и правилах по безопасности. Это создает проблемную ситуацию, обусловленную противоречием между возможностями существующих традиционных методик, с одной стороны, и потребностями современного машиностроения, – с другой. Данное обстоятельство определяет актуальность проблемы разработки новых подходов, моделей и методов обоснования технических решений для инновационных изделий. Это определило направление исследований, описанных в работе.

Цель работы – разработка методов обоснования проектных решений при создании инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям обеспечения прочности с одновременным повышением уровня их технических характеристик.

Анализ состояния вопроса. Побудительными мотивами для разработки инновационных изделий во многих отраслях промышленности, как уже частично отмечалось выше, являются: исчерпание возможностей интенсивного роста, т.е. за счет расширения количества изделий с традиционными техническими решениями; исчерпание возможностей совершенствования конструкций на основе раздельного достижения различных требуемых уровней компонент технических характеристик без увязки с другими компонентами; увеличение количества аварий традиционных изделий в связи с интенсификацией эксплуатационных режимов; наличие естественных ограничений на некоторые характеристики, которые усложняют повышение нагрузочных характеристики изделия; экономические соображения, которые в условиях профицита тех или иных изделий требуют не увеличения количества выпускаемых изделий, а роста их функциональных свойств, т.е. создание новых конструкций на базе усовершенствованных решений.

Рассмотрим данные мотивы на примере грузовых вагонов. Железнодорожное пространство с шириной колеи 1520 мм (в основном – страны СНГ и бывшего СССР), является, с одной стороны, достаточно разветвленной сетью с высоким объемом грузоперевозок, а, с другой, – ограниченным с точки зрения поставщиков грузовых вагонов. Эти обстоятельства объясняются тем, что рыночные отношения, сложившиеся в железнодорожных перевозках за последние четверть века, накладываются на постсоветскую инфраструктуру (как производственную, так и эксплуатационную).

С точки зрения объемов производства наблюдается годовое потребление с максимум около 100 тыс. грузовых вагонов в странах СНГ и со значительным снижением в последние годы. При этом преобладающая тенденция – снижение спроса на продукцию.

В то же время внутри рынка железнодорожных вагонов наблюдаются разнонаправленные тенденции.

Перераспределение долей разных типов грузовых вагонов соответствует перераспределению спроса на рынке. Так, в сегменте полувагонов отмечается профицит предложения, а цистерны остаются востребованными.

На фоне отмеченных тенденций в России появились новые производители, в первую очередь, – Новозыбковский машиностроительный завод УК "Рейлтрансхолдинг". Также важным обстоятельством является упор, сделанный новыми производителями, на освоение инновационных изделий – ТСМСК [1–3].

Таким образом, конкуренция на рынке грузовых вагонов переместилась из общего вала в отдельные его сегменты, при этом общими тенденциями является крен в сторону инновационных изделий. В частности, как одно из направлений – переход на вагоны с нагрузкой на ось 26 тонн (вместо традиционных 23,5 тонн). Если при этом у одних производителей добавленная масса уйдет в основном в тару, то это – и технический, и экономический проигрыш. В то же время требования безопасности остаются действующими и приоритетными. Отсюда и резкое увеличение внимания к комплексным исследованиям, центральное место среди которых занимает анализ напряженно-деформированного состояния элементов конструкции и обоснование рациональных технических решений по критерию прочности, долговечности,

нагрузочной способности, экономичности.

Это вызывает, в свою очередь, повышенный интерес к исследованиям физико-механических процессов и состояний в инновационных изделиях.

В ряде работ [4, 5] разработаны общие подходы, методы и модели напряженно-деформированного состояния инновационных вагонов. В работе, опираясь на данный задел, описаны исследования напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны для метанола грузоподъемностью 74,5 тонн конструкции и производства УК "РТХ".

Цель исследований – создание вагона с улучшенными технико-экономическими характеристиками, отвечающими современным техническим требованиям и требованиям безопасности и экологии, предназначенного для перевозки метанола.

Исследуемый объект. Исследовалось напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны для перевозки метанола модели 15-6899. Технические характеристики вагона-цистерны (рис. 1) представлены в табл. 1.



Рис. 1 – Вагон-цистерна для метанола

Таблица 1 – Технические характеристики вагона-цистерны

Грузоподъемность, т	74,5
Объем котла, м ³	95,0
Диаметр котла, мм	3500
Масса тары, т	25,0
Коэффициент тары	0,33
Расчетная осевая нагрузка, т/ось	25
Габарит по ГОСТ 9238-2013	Тц
База вагона, мм	7800
Длина по осям автосцепок, мм	12020
Конструкционная скорость, км/ч	120
Материал котла	09Г2С

Главным исполнителем НИОКР является "Научно-инженерный центр Управляющей Компании "РэйлТрансХолдинг".

Изготовитель вагона – АО "Новозыбковский машиностроительный завод".

Методика исследований. При исследованиях напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов вагона-цистерны применялся метод конечных элементов (МКЭ). Нагрузки и режимы эксплуатации вагона соответствуют [6]. Конечно-элементная модель (рис. 2) строится по методикам, описанным в [4, 5]. Исследованы различные варианты нагружения (статика и динамика, движение в кривых, удары и т.п.) [6]. Требования к характеристикам напряженно-деформированного состояния – согласно [7].

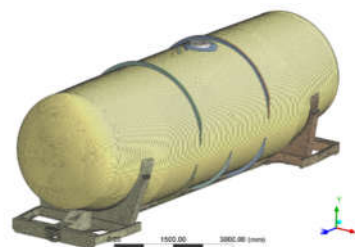


Рис. 2 – Расчетная модель с сеткой конечных элементов

Важно отметить, что при проектных исследованиях требуется решать два типа задач: анализа и синтеза. При этом естественным требованием является вариативность и управляемость изменяемыми в ходе исследований моделями. Для этих целей был развит и адаптирован метод обобщенного параметрического моделирования сложных механических систем, предложенный в работе [8].

На основе этого метода создавались, варьировались модели исследуемых конструкций, а в итоге – определялись такие технические решения, которые удовлетворяют и существующим нормативам [6, 7], и требованиям высоких технических и экономических характеристик, а также всему комплексу требований инновационности.

Именно такой подход отличает предложенную в работе методологию от традиционных методик. Также именно благодаря этой новизне удалось обосновать прогрессивные технические решения при соблюдении всех действующих нормативов, достигнув одновременно с этим положительных технико-экономических характеристик.

Далее в работе проиллюстрированы отдельные этапы проведенных исследований.

Результаты исследований. Как отмечалось выше, структура, параметры вагона-цистерны, а также применяемые технические решения для производства изделия обосновывались путем поэтапного осуществления стратегии поиска рациональных технических решений на базе обобщенного параметрического моделирования. Для целенаправленного продвижения к искомому решению в параметрическом пространстве применялись различные оптимизационные процедуры. На рис. 3–6 представлены картины НДС элементов вагона-цистерны с рекомендованными проектными параметрами. Максимальные значения напряжений – в табл. 2.

Допускаемые напряжения для испытательного режима вычисляются по формуле:

$$[\sigma^U] = \frac{\sigma_m}{n}, \text{ МПа}, \quad (1)$$

где n – коэффициент запаса прочности по ГОСТ 14249, $n = 1,1$;

$$\sigma^U = 313,6 \text{ МПа}.$$

Максимальные значения напряжений в элементах рамы вагона представлены в табл. 2 и на рис. 7, где номера элементов – согласно табл. 2.

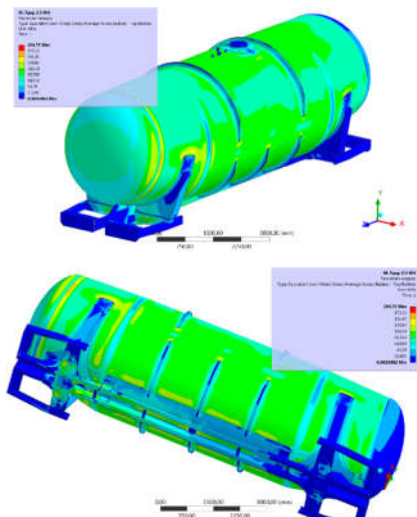


Рис. 3 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – удар 2,5 МН

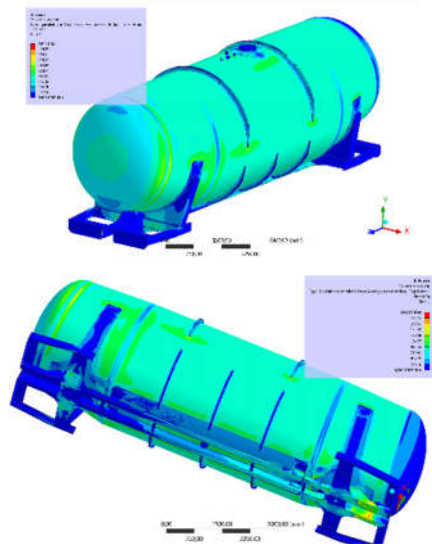


Рис. 4 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – рывок 2,5 МН

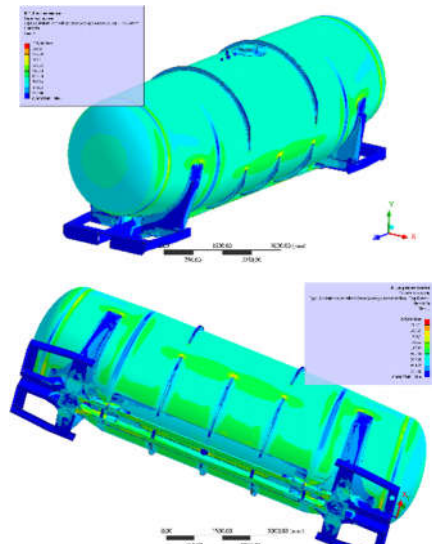


Рис. 5 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – сжатие 2,5 МН

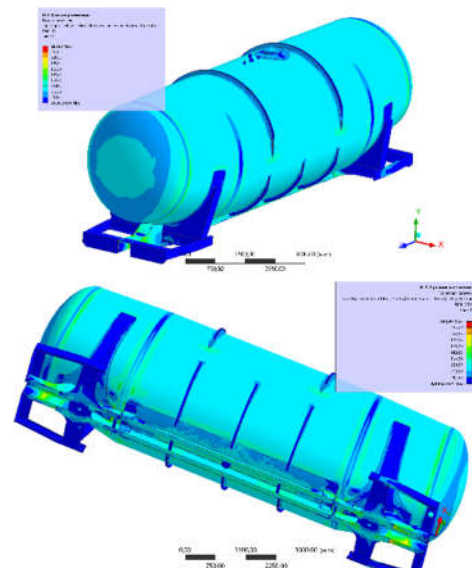


Рис. 6 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме – растяжение 2,0 МН

Таблиця 2 – Максимальные значения напряжений в элементах рамы вагона, МПа

№ зоны	Наименование элементов	I расчетный режим		III расчетный режим		Удар 3,0 МН	Рывок 2,5 МН	Удар 1,0 МН	Рывок 1,0 МН	Подъем одним домкратом	Подъем двумя домкратами	Подъем двумя домкр. по диаг.
		растяжение 2,0МН	сжатие 2,5 МН	растяжение 1,0 МН	сжатие 1,0 МН							
1	Балка хребтовая	266	180	127	81	146	219	47	87	33	15	5
2	Шкворневые диафрагмы	61	112	82	98	165	126	113	136	95	84	32
3	Нижний шкворневой лист	212	236	98	118	228	164	141	123	134	62	18
4	Зона перехода хребтовой балки в стрингера	174	202	77	89	176	135	77	63	19	10	3
5	Стрингера	130	152	65	55	155	92	48	41	8	4	2
6	Швеллер боковой в зоне стыковки со шкворневой балкой	96	21	54	31	57	54	42	44	135	112	22
7	Балка передняя	62	34	29	21	46	76	27	24	16	12	3
8	Опора цистерны	286	139	98	74	191	249	85	69	176	105	31
9	Обечайка цистерны в зоне опор	108	155	56	96	177	141	96	89	57	36	10
10	Обечайка цистерны в зоне сливного поддона	124	157	74	85	168	133	83	79	11	11	2
11	Обечайка цистерны в зоне соединения консольной и средней частей	275	194	139	123	218	198	134	129	68	48	9
12	Обечайка цистерны в зоне люка лаза	94	110	65	59	169	151	87	87	23	24	3
13	Днище цистерны	147	166	114	110	222	196	121	121	47	35	7

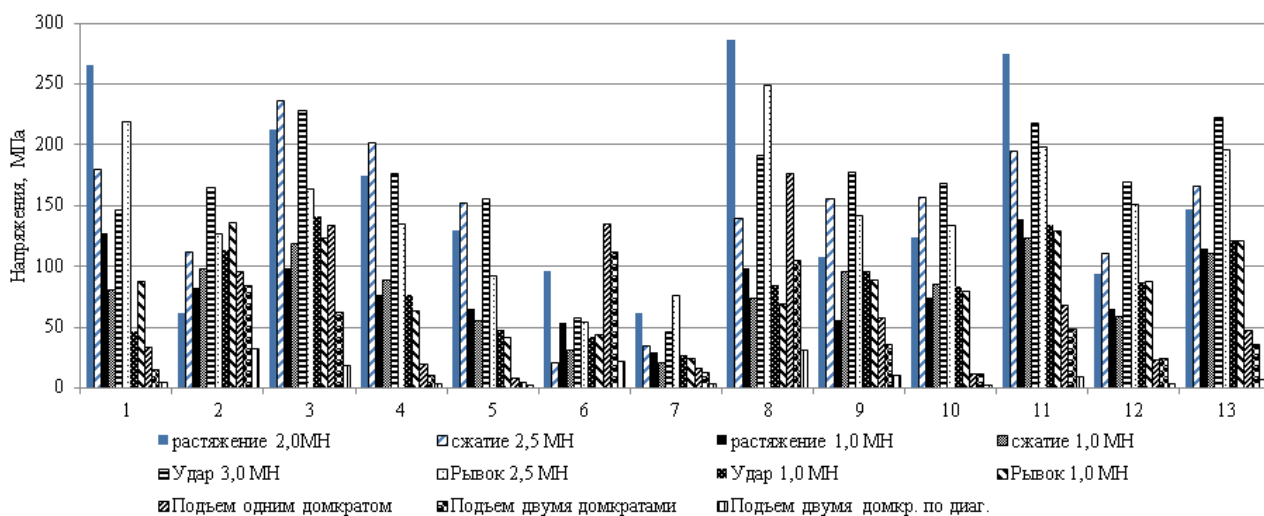


Рис. 7 – Максимальные эквивалентные напряжения в элементах рамы вагона

Материалы элементов вагона, их механические характеристики и соответствующие допускаемые напряжения приведены в табл. 3.

Был проведен также расчет НДС вагона-цистерны для метанола модели 15-6899 с целью определения ко-

эффициента запаса усталостной прочности [7] исходя из данных, представленных в табл. 4.

Механические характеристики материалов, из которых изготовлены основные элементы конструкции вагона, представлены в табл. 5.

Таблиця 3 – Материалы элементов вагона, их механические характеристики и соответствующие допускаемые напряжения

Наименование узлов и элементов, материал	Предел текучести σ_t , МПа	Допускаемые напряжения $[\sigma]$, МПа	
		I расчетный режим	III расчетный режим
Хребтовая балка полурамы, стрингера, элементы опоры цистерны, элементы шкворневых балок, шпангоуты – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	345	$0,9\sigma_t$ 310,5	210
Элементы рамы – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	345	$0,95\sigma_t$ 327,7	220
Обечайка цистерны, днища, внутренние стрингера, накладка горловины, накладка шкворневая – сталь 09Г2С ГОСТ 5520	345	$0,9*0,95\sigma_t$ 295,0	210
Обечайка горловины, накладка нижняя – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	325	$0,9*0,95\sigma_t$ 277,9	195

Таблиця 4 – Исходные данные для расчета коэффициента запаса усталостной прочности

Наименование параметра	Значение
Срок службы вагона (назначенный) T_k , лет	32
Грузоподъемность, т	74,5
Максимальная масса тары вагона, т	25,5

Таблиця 5 – Механические характеристики материалов

Марка стали	Класс прочности материала	Значение предела выносливости материала при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$ и односторонней доверительной вероятности 95%, σ_M , МПа
09Г2С ГОСТ 19281	345	47
09Г2С ГОСТ 5520	345	47

Оценка сопротивления усталости производилась согласно [7] по коэффициенту запаса сопротивления усталости n , определяемому по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,\vartheta}} \geq [n], \text{ МПа}, \quad (2)$$

где $\sigma_{a,N}$ – предел выносливости по амплитуде, Па, для контрольной зоны при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения, при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$;
 $\sigma_{a,\vartheta}$ – приведенная амплитуда динамического напряжения условного симметричного цикла, Па, приведенная к базовому числу циклов N_0 , эквивалентная по повреждающему воздействию реальному режиму эксплуатационных напряжений за проектный срок службы;
 $[n]$ – минимально допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости за выбранный срок службы. Значение $\sigma_{a,N}$ определялось по формуле:

$$\sigma_{a,N} = \frac{\overline{\sigma}_M}{K_\sigma}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

где $\overline{\sigma}_M$ – значение предела выносливости базового материала (листа, проката) при базовом числе циклов $N_0 = 10^7$ и односторонней доверительной вероятности 95%, принимают $\overline{\sigma}_M = 47$ МПа для стали;

K_σ – коэффициент снижения предела выносливости, определяемый для различных типов сварных соединений согласно [7].

При оценке сопротивления усталости были рассмотрены следующие наиболее опасные зоны вагона, приведенные в табл. 6.

Принятые значения коэффициентов снижения предела выносливости K_σ согласно [7] для наиболее напряженных зон кузова вагона и соответствующие им расчетные значения пределов выносливости $\sigma_{a,N}$ приведены в табл. 6.

Таблица 6 – Значения коэффициентов снижения предела выносливости и расчетные значения пределов выносливости

№ зоны	Наименование узлов и элементов	Коэффициент снижения предела выносливости K_σ	Предел выносливости $\sigma_{a,N}$, МПа
1	Сварные швы соединения передней балки с хребтовой балкой	3,20	14,69
2	Сварные швы соединения нижнего шкворневого листа с хребтовой балкой (перед шкворневой балкой)	2,86	16,43
3	Сварные швы соединения верхнего шкворневого листа с опорой цистерны	2,86	16,43
4	Сварные швы соединения шкворневых диафрагм с хребтовой балкой	2,25	20,89
5	Сварные швы соединения нижнего шкворневого листа со стрингерами	2,86	16,43
6	Сварные швы в зоне соединения шкворневой балки с боковым швеллером	2,25	20,89
7	Сварные швы соединения сливного поддона и обечайки котла	2,0	23,50
8	Нижний шкворневой лист в зоне изгиба возле скользунa	2,0	23,50
9	Опора, соединяющая цистерну со стрингерами	1,0	47,0
10	Сварные швы соединения консольной и средней обечайки	1,78	26,40
11	Обечайка цистерны в зоне окончания шкворневых накладок	2,54	18,5
12	Обечайка цистерны в зоне шпангоутов	1,0	47,0
13	Днище цистерны	1,0	47,0
14	Сварные швы в зоне соединения обечайки люка лаза и обечайки котла	2,86	16,43

При определении $\sigma_{a,\vartheta}$ использовалась формула:

$$\sigma_{a,\vartheta} = \sqrt[m_1]{\frac{1}{N_0} \left(\sum n_i \sigma_{a,i}^{m_1} + \sigma_{a,N}^{(m_1-m_2)} \sum n_j \sigma_{a,j}^{m_2} \right)}, \text{ МПа}, \quad (4)$$

где m_1 – показатель степени первой ветви кривой выносливости (для сварных соединений принимают $m_1 = 3$);

$\sigma_{a,i}$ – амплитуда динамического напряжения, Па,

$\sigma_{a,i} \geq \sigma_{a,N}$; $\sigma_{a,N}$ см. табл. 6;

m_2 – показатель степени второй ветви кривой выносливости, для сварных соединений принимают

$m_2 = 5$ (для основного металла принимают $m_2 = 9$);
 n_j – количество циклов амплитуд динамического напряжения $\sigma_{a,j}$;

$\sigma_{a,j}$ – амплитуда динамического напряжения, Па,

$\sigma_{a,i} \geq \sigma_{a,N}$.

Уровень амплитуд напряжений $\sigma_{a,k}$ определялся при действии вертикальных динамических нагрузок, действии продольных ударных и рывковых сил, а также действии продольных сжимающих и растягивающих сил. Полученные напряжения приведены на диаграмме (рис. 8), где номера элементов – согласно табл. 6.

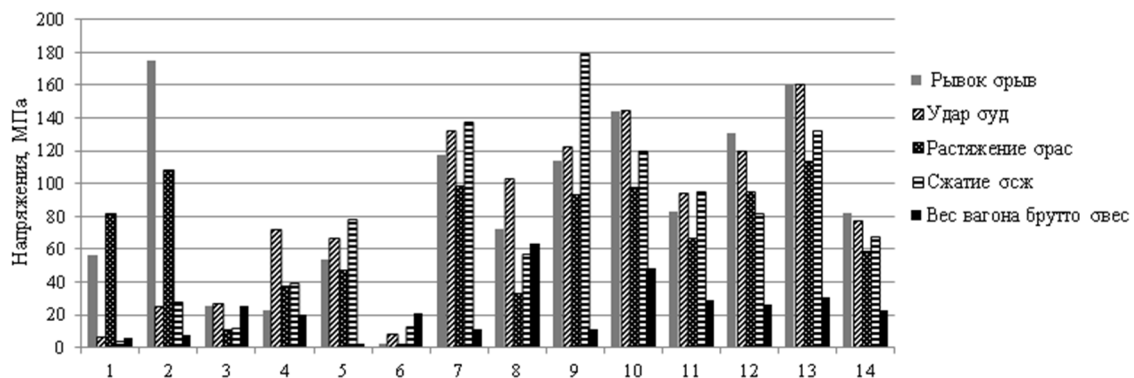


Рис. 8 – Уровень напряжений при действии разных видах нагружения

Эквивалентные амплитуды напряжений $\sigma_{a,z}$ и коэффициенты запаса сопротивления усталости n приведены на диаграммах (см. рис. 9, 10), номера элементов – см. табл. 6.

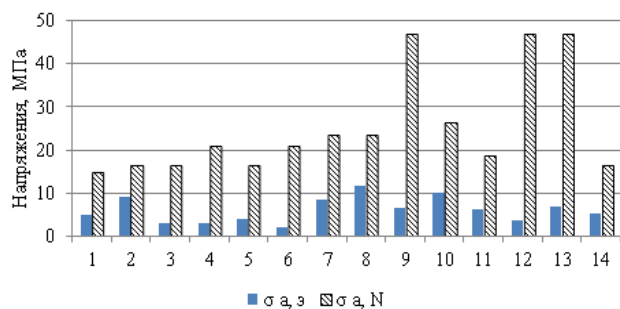


Рис. 9 – Эквивалентные амплитуды напряжений для разных элементов конструкции вагона

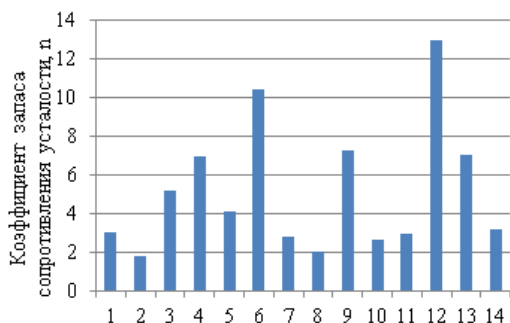


Рис. 10 – Коэффициенты запаса сопротивления усталости

Расчеты по оценке сопротивления усталости показали, что коэффициенты запаса сопротивления усталости n каждой из наиболее нагруженных зон кузова вагона при всех схемах его нагружения больше допустимого согласно требованиям [7] коэффициента запаса сопротивления усталости [n] = 1,5.

Усталостная прочность вагона обеспечена на срок службы, равный 32 года.

Заключение. Из результатов расчета следует, что напряжения во всех элементах вагона-цистерны модели 15-6899, при всех расчетных режимах не превышают допустимые [7].

Конструкция вагона по нормируемым параметрам прочности соответствует требованиям [7].

Итоговые выводы по результатам исследований состоят в следующем:

1. По итогам многовариантных исследований рекомендован набор параметров, соответствующих комплексу действующих норм и критериев по показателям прочности.

2. В результате расчета прочности и выносливости получены эквивалентные напряжения для конструкции вагона, анализ которых позволил сделать вывод, что максимальные расчетные эквивалентные напряжения во всех элементах конструкции вагона не превышают допустимые [6, 7] для всех расчетных режимов, а расчетный срок службы – 32 года.

3. Предложенный в работе подход адаптирован к проектным исследованиям инновационных изделий и соединяет в себе, с одной стороны, новаторские методы, модели и средства синтеза проектных решений, а с другой – нацеленность на соблюдение всех действующих жестких норм и стандартов.

В дальнейшем предложенные разработки планируются применить к различным инновационным изделиям.

Список литературы

1. Carolan M. Crippling Test of a Budd M-1 Passenger Railcar: Test and Analysis Results / M. Carolan, B. Perlman, D. Tyrell, J. Gordon // Proceedings of the 2014 Joint Rail Conference, JRC2014-3824, April 2014. – 11 p.
2. Baykasoglu C. Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models / C. Baykasoglu // International Iron & Steel Symposium, 02-04 April 2012, Karabük, Türkiye – P. 579–586.
3. Liana P. Finite Element Analysis and Full-Scale Testing of Locomotive Crashworthy Components / P. Liana, R. Stringfellow, R. Mayville // American Society of Mechanical Engineers, Paper No. JRC2013-2546, April 2013. – 51 p.
4. Сенько В. И. Методологические основы расширенных прочностных и динамических исследований при испытаниях длиннобазных платформ / В. И. Сенько, С. В. Makeev, А. Д. Чепурной, А. В. Литвиненко, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, Н. А. Ткачук, М. А. Чубань // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків : НТУ "ХПІ", 2015. – № 1. – С. 67–81.
5. Чепурной А. Д. Решение задач анализа и синтеза сложных пространственных тонкостенных конструкций / А. Д. Чепурной В. И. Сенько, С. В. Makeev, А. В. Литвиненко, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, Н. А. Ткачук, М. А. Бондаренко // Вестник БелГУТа: Наука и Транспорт. – 2017. – в печати.
6. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1996. – 319 с.
7. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам: ГОСТ 33211-2014. – [Действует от 01-07-2016]. – М.: Стандартинформ, 2016. – 53 с. – (Межгосударственный стандарт).
8. Ткачук Н. А. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н. А. Ткачук, Г. Д. Грищенко, А. Д. Чепурной, Е. А. Орлов, Н. Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. – 2006. – № 1. – С. 57–79.

References (transliterated)

1. Carolan M., Perlman B., Tyrell D., Gordon J. Crippling Test of a Budd M-1 Passenger Railcar: Test and Analysis Results. *Proceedings of the 2014 Joint Rail Conference*, JRC2014-3824, April 2014, 11 p.
2. Baykasoglu C. Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models. *International Iron & Steel Symposium*, 02-04 April 2012, Karabük, Türkiye, pp. 579–586.
3. Liana P., Stringfellow R., Mayville R., Finite Element Analysis and Full-Scale Testing of Locomotive Crashworthy Components *American Society of Mechanical Engineers*, Paper No. JRC2013-2546, April 2013, 51 p.
4. Senko V. I., Makeev S. V., Chepurnoy A. D., Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Tkachuk N. A., Chuban M. A. *Methodologicheskii osnovy rasshirenykh prochnostnykh i dinamicheskikh issledovaniy pri ispytaniyakh dlinnobaznykh platform Mehanika ta mashinobuduvannya* [Methodological basis of extended strength and dynamic studies in tests long wheelbase platforms] *Mehanika ta mashinobuduvannya*. [Mechanics and Mechanical Engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 1, pp. 67–81.
5. Chepurnoy A. D., Senko V. I., Makeev S. V., Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Tkachuk N. A., Bondarenko, M. A. *Reshenie zadach analiza i sinteza slozhnykh prostanstvennykh tonkostennykh konstruksiy* [Solving the problems of analysis and synthesis of complex spatial thin-walled structures]. *Vestnik BelGUta: Nauka i Transport* [Bulletin of the Belarusian State University of Transport: Science and transport]. 2017. v pechati.
6. *Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnykh)* [Norms for analysis and design of MRW wagons for 1520 mm gauge railways]. Moscow, VNIIZhT-GosNIIV Publ., 1996. 319 p.
7. *GOST 33211-2014* [Deystvuet ot 01-07-2016] *Vagonyi gruzovyye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam* [Developing from 01-07-2016. Freight cars. Requirements for strength and dynamic qualities]. Moscow, Standartinform Publ., 2016.
8. Tkachuk N. A., Gritsenko G. D., Chepurnoy A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. *Konechno-elementnyye modeli elementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya* [Finite element models of complex mechanical systems elements: technology of automated generation and parameterized descriptions] *Mehanika ta mashinobuduvannya*. [Mechanics and Mechanical Engineering]. Kharkov NTU "KhPI" Publ., 2006, no.1, pp. 57–79.

Поступила (received) 05.06.2017

Інноваційні вироби: розробка, дослідження, оптимізація / М. А. Ткачук, А. Д. Чепурний, Р. І. Шейченко, Р. В. Граборов, М. О. Бондаренко, М. С. Саверська, Є. О. Луньов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 153–159. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Инновационные изделия: разработка, исследования, оптимизация / Н. А. Ткачук, А. Д. Чепурной, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, М. А. Бондаренко, М. С. Саверская, Е. А. Лунев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 153–159. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Innovative products: development, research, optimization / M. A. Tkachuk, A. D. Chepurnoy, R. I. Sheychenko, R. V. Graborov, M. O. Bondarenko, M. Saverska, E. Lunyov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 153–159. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", заведующий кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – doctor of technical sciences, professor, National Technical University "Kharkiv polytechnic institute", Chief of the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Чепурний Анатолій Данилович – доктор технічних наук, професор, директор з науково-технічного розвитку "КК "РейлТрансХолдинг", Москва;

Чепурной Анатолий Данилович – доктор технических наук, профессор, директор по научно-техническому развитию "УК "РэйлТрансХолдинг", Москва;

Chepurnoy Anatoly – Doctor of Technical Sciences, professor, Director of Scientific and Technological Development "UK "RailTransHolding", Moscow.

Шейченко Роман Ігоревич – головний конструктор проекту вагонів-цистерн ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг", Маріуполь.

Шейченко Роман Игоревич – главный конструктор проекта вагонов-цистерн ООО Научно-инженерный центр УК "РэйлТрансХолдинг", Мариуполь.

Sheychenko Roman – chief designer of the tank-car project at the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol.

Граборов Роман Вікторович – начальник групи технічних розрахунків ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг", Маріуполь.

Граборов Роман Викторович – начальник группы технических расчетов ООО Научно-инженерный центр УК "РэйлТрансХолдинг", Мариуполь.

Graborov Roman – chief of technical calculations group of the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol.

Бондаренко Марина Олександрівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Бондаренко Марина Александровна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", аспирант теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Bondarenko Maryna – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", postgraduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", викладач-стажист кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Саверская Мария Сергеевна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", преподаватель-стажер кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01.

Saverska Marija – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", trainee teacher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.

Луньов Євген Олександрович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", здобувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01.

Лунев Евгений Александрович – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", соискатель кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01.

Lunyov Eugene – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", applicant at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01.