УДК 539.3:4/629.4.027.2 DOI: https://doi.org/10.18664/1994-7852.162.2016.78377

РОЗРАХУНКОВІ МЕТОДИ ОЦІНКИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ЛИТОЇ БОКОВОЇ РАМИ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

Д-р техн. наук О. В. Фомін (ДЕТУТ), старш. наук. співроб. О. М. Багров (ДП УНДІВ)

РАСЧЕТНЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЛИТОЙ БОКОВОЙ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Д-р техн. наук О. В. Фомин (ГЭТУТ), старш. науч. сотруд. А. Н. Багров (ГП УНИИВ)

CALCULATION METHODS FOR FATIGUE STRENGTH EVALUATION OF THE CAST SIDE FRAME OF THE FREIGHT CAR BOGIE

Doctor of technical sciences A. Fomin, senior researcher O. Bahrov

Бокова рама візка є особливо важливою та найбільш проблемною деталлю ходової частини вантажного вагона. При цьому бокова рама є непідресореною частиною візка, що призводить до більш жорсткого сприйняття навантажень цією деталлю. Тому на етапі проектування слід приділяти особливу увагу характеристикам, що пов'язані з опором утомі деталі.

У статті розглянуто основні методи визначення показників опору втомі, що можуть бути застосовані під час теоретичної та експериментальної оцінки.

Ключові слова: *бокова рама, візок, втомна міцність, коефіцієнт запасу опору втомі.*

Боковая рама тележки особенно важная и наиболее проблемная деталь ходовой части грузового вагона. При этом боковая рама является неподрессоренной частью тележки, что приводит к более жесткому восприятию нагрузок этой деталью. Поэтому на этапе проектирования следует уделять особое внимание характеристикам, связанным с сопротивлением усталости детали.

В статье рассмотрены основные методы определения показателей сопротивления усталости, которые могут быть применены при теоретической и экспериментальной оценке.

Ключевые слова: *боковая рама, тележка, усталостная прочность, коэффициент запаса сопротивления усталости.*

A side frame of the bogie is the most important and problem part of a freight car chassis. Besides a side frame is an unsprung part of the bogie what results in harder resistance of loads by this part. That's why during design period special attention should be paid to characteristics connected with fatigue resistance of the part.

In the article were considered basic methods for determination of fatigue resistance values, which can be used during theoretical and experimental evaluation.

When implementation of changes into the design takes place, evaluation of the design integrity under static and dynamic loads is a necessary condition for its further use.

At the design start theoretical evaluation of the fatigue resistance of a cast side frame takes places. For this purpose, with the help of software, maximum equivalent stresses cased by the vertical static total weight load are being determined. Fatigue safety factor is determined according to obtained stresses and compared to its normative value.

The next stage of the fatigue resistance evaluation is manufacture and testing of the part natural sample. Tests are performed according to procedures in force. Experimental data of complete tests of side frames go through probability statistical processing determination of the fatigue resistance characteristics with the confidence estimation of probable divergence. Assessment of the complete tests results is performed by comparison of design safety factors with their accepted values.

Key words: *side frame, bogie, fatigue strength, fatigue safety factor.*

Вступ. На даний момент основною ходовою частиною вантажного вагона є візок 18-100. Візок даної конструкції, завдяки своїй простоті, тривалий час експлуатується на просторі залізниць колії 1520 мм. За всі ці роки деталі візка зазнали різних модифікацій конструкції. Як показує досвід експлуатації і численні дослідження, однією з основних причин виходу з ладу цих моделей є недостатня міцність бокової рами [1, 2]. Тому на етапі проектування нових конструкцій візків особлива увага приділяється вивченню небезпечних зон, які характеризуються виникненням підвищених напруг при експлуатації.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Над розробленням і вдосконаленням методів розрахунку бокових рам трьохелементних візків вантажних вагонів працювали багато вітчизняних та зарубіжних учених [1-5].

Великий внесок у розвиток цієї галузі зробили вчені: М.Ф. Веріго, О.Б. Камаєв, С.В. Вершинський, В.С. Плоткін, Л.А. Шадур та ін. Нині залишаються нерозв’язаними завдання зі створення методів проектування литих деталей візків вантажних вагонів, які б давали змогу на етапах пророблення технічного завдання визначати варіанти конструкцій з покращеними показниками надійності.

Мета статті. Висвітлення особливостей запропонованої узагальненої процедури розрахункового методу визначення оцінки втомної міцності литої бокової рами візка вантажного вагона, що допоможе вчасно на етапі проектування при необхідності внести зміни в конструкцію з метою збільшення надійності.

Основна частина. При запропонуванні змін до конструкції відповідно до вимог [4] необхідною умовою для подальшого впровадження в експлуатацію є оцінка міцності конструкції під дією статичних і динамічних навантажень [5, 7, 8]. Однак для розробника проведення повного циклу випробувань, необхідних для оцінки міцності, є дорогим, особливо в разі появи необхідності внесення додаткових змін до конструкції. Таким чином, на початковій стадії проектування доцільно вдатися до теоретичної оцінки міцності за допомогою сучасного програмного забезпечення. Одним з таких програмних продуктів є Ansys Workbench [9], за допомогою якого можна отримати велику кількість характеристик міцності деталі, а також при необхідності відкоригувати конструкцію, що дає змогу знизити вартість на етапі проектування.

На початковому етапі проектування виконується теоретична оцінка втомної міцності литої бокової рами. З цією метою, використовуючи програмне забезпечення, визначають максимальні еквівалентні напруження від дії вертикального статичного навантаження брутто. Схема встановлення граничних умов і прикладення навантаження повинна відповідати схемі при проведенні випробувань натурних зразків (рис. 1).

Під час експлуатації бокових рам візка вантажного вагона найбільш небезпечними є тріщини, що виникають у зоні внутрішнього кута буксового прорізу [10], тому цей переріз є одним з наднебезпечних. Після розрахунку напружень Мізеса (рис. 2) визначають максимальні напруження в небезпечних перерізах.

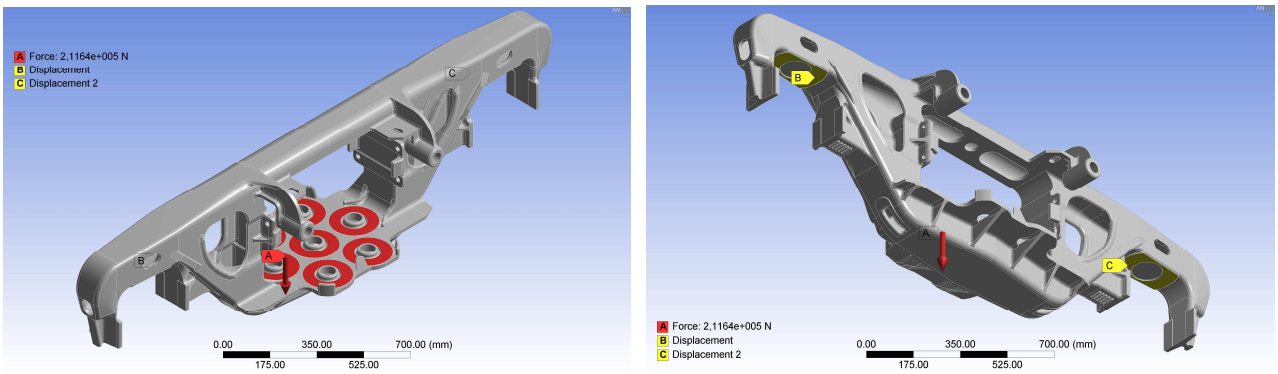

Рис. 1. Схема прикладення навантаження та встановлення граничних умов

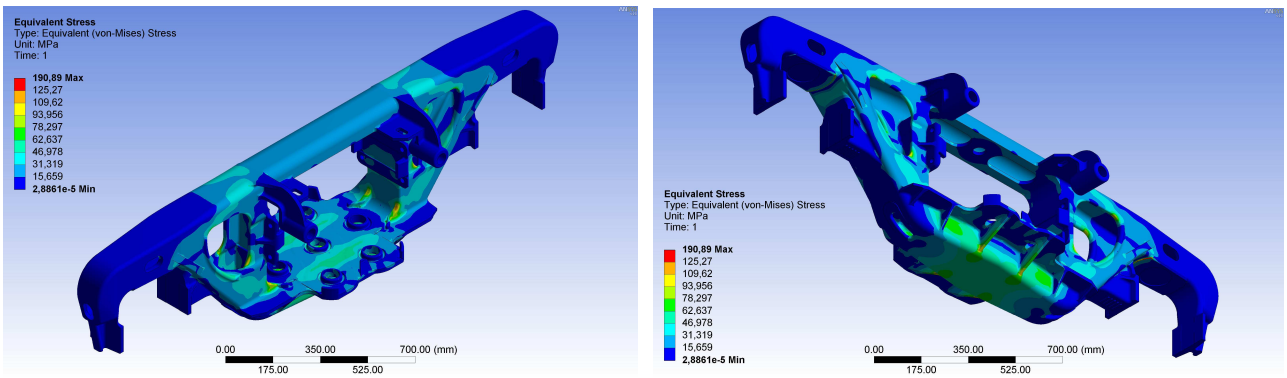

Рис. 2. Напружений стан бокової рами візка 18-100

Оцінка втомної міцності проводиться згідно з [11] за коефіцієнтом запасу за формулою

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,э}} \geq [n] \,, \qquad (1)$$

де $\sigma_{a,N}$ – межа витривалості (за амплітудою) натурної деталі при симетричному циклі і сталому режимі навантаження при базовому числі циклів N_0. Для конструкцій із сталей приймається $N_0 = 10^7$;

$\sigma_{a,э}$ – розрахункова величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, приведена до базового числа циклів N_0, еквівалентна за шкідливою дією реальному режиму експлуатаційних випадкових напружень за проектний термін служби деталі;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу опору втоми.

Розрахункове значення $\sigma a,N$ визначається за формулою

$$\sigma_{a,N} = \overline{\sigma}_{a,N} \cdot (1 - z_p \cdot v_{\sigma_{a,N}}) \,, \qquad (2)$$

де $\overline{\sigma}_{a,N}$ – середнє (медіанне) значення межі витривалості контрольної зони деталі;

z_p – квантиль розподілу $\sigma_{a,N}$, для основних несучих деталей вагонів рекомендується приймати ймовірність розподілу $P = 0{,}95$ та $z_p = 1{,}645$;

$v_{\sigma a,N}$ – коефіцієнт варіації межі витривалості деталі, для сталевих виливків згідно з [10] $v_{\sigma a,N} = 0{,}1$.

Значення $\overline{\sigma}_{a,N}$ визначається за формулою

$$\overline{\sigma}_{a,N} = \frac{\overline{\sigma}_{-1}}{(\overline{k}_{\sigma})_k}, \quad (3)$$

де $\overline{\sigma}_{-1}$ – середнє (медіанне) значення межі витривалості гладкого стандартного зразка з матеріалу деталі при симетричному циклі вигину на базі N_0, для сталевого литва $\overline{\sigma}_{-1} \approx 0{,}45\sigma_в$;

$(\overline{k}_{\sigma})_k$ – середнє значення загального коефіцієнта зниження межі витривалості даної натурної деталі по відношенню до межі витривалості гладкого стандартного зразка.

Оцінка на втомну міцність бокової рами проводиться для перерізів з максимальним рівнем еквівалентних напружень від впливу вертикального статичного навантаження брутто.

При впливі на деталь циклічного навантаження крива втоми має вигляд:

$$N_i \cdot \sigma_i^m = const, \quad (4)$$

де N_i – кількість циклів навантаження;

σ_i – напруження матеріалу в даній точці.

У разі впливу навантаження з різними напруженнями сумарна втома буде дорівнювати сумі додатків кількості циклів при кожному напруженні на дане напруження.

Таким чином, при виникненні у вузлі різних циклічних навантажень можна замінити їх навантаженням з постійною амплітудою:

$$N_1 \cdot \sigma_1^m = \sum N_i \cdot \sigma_i^m. \quad (5)$$

Таке перетворення буде справедливе для напружень, менших від межі текучості.

Значення напружень у вузлі під час руху потяга визначаємо за статичними напруженнями від ваги кузова з вантажем і надресорними балками і за коефіцієнтом динаміки відповідно до [11, 12]

$$\sigma_i = \sigma_{cm} \cdot K_{di} \quad (6)$$

– при $V < 15$ м/с (≈ 55 км/год)

$$\overline{K_{di}} = a \cdot \frac{V_i}{15}, \quad (7)$$

– при $V > 15$ м/с

$$\overline{K_{di}} = a + 3{,}6 \cdot 10^{-4} \cdot в \cdot \frac{V_i - 15}{f}, \quad (8)$$

де a – коефіцієнт для елементів рами, $a=0{,}15$;

$в$ – коефіцієнт, що враховує вплив кількості осей у візку, $b=1$;

V_i – швидкість руху в i-му інтервалі;

f – розрахунковий статичний прогин ресорного підвішування $f=0{,}05$ *м*.

Отримуємо

$$N_1 \cdot \sigma_1^m = \sigma_{cm}^m \cdot \sum N_i \cdot \overline{K_{di}^m}. \quad (9)$$

Кількість циклів при кожному з напружень визначаємо за [8]

$$N_i = N_p \cdot p_i, \quad (10)$$

де N_p – загальне число циклів;

p_i – імовірність перебування вагона в заданому діапазоні швидкостей,

$$N_0 \cdot \sigma_{a,э}^4 = N_p \cdot \sigma_{cm}^4 \cdot \sum \overline{K_{di}^4} \cdot p_i, \quad (11)$$

звідки

$$\sigma_{a,э} = \sigma_{cm} \cdot \sqrt[4]{\frac{N_p}{N_0} \sum \overline{K_{di}^4} \cdot p_i}. \quad (12)$$

Сумарна кількість циклів вертикальних динамічних сил за розрахунковий термін служби визначається згідно з [8] за формулою

$$N_p = 365 \cdot f_э \cdot \frac{L_c}{\overline{V_m}} \cdot T_к, \qquad (13)$$

де $f_э$ – ефективна частота процесу вимірювання вертикальних динамічних напружень;

L_c – середньодобовий пробіг навантаженого вагона;

$\overline{V_m}$ – середня технічна швидкість руху вагона;

$T_к$ – проектний (календарний) термін служби деталі.

Ефективна частота $f_э$ визначається згідно з [10] за формулою

$$f_э = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2}{\lambda \cdot m_к}}, \qquad (14)$$

де $m_к$ – маса навантаженого кузова;

λ – гнучкість ресорного комплекту під вагою брутто.

Для визначення величини еквівалентної наведеної амплітуди динамічних напружень $\sigma_{a,эi}$ використовувалися дані середніх швидкостей в інтервалах V_i і частота експлуатації в i-му інтервалі швидкостей p_i (табл. 1), що наведені в [10].

Таблиця 1

Визначення коефіцієнта вертикальної динаміки в i-му інтервалі швидкостей

Інтервал швидкостей	V_i, м/с	p_i	K_{di}	$(K_{di})^4 \cdot p_i$
0-12,5	6,25	0,03	0,063	0,000000473
12,5-15,0	13,75	0,07	0,138	0,000025387
15,0-17,5	16,25	0,09	0,158	0,000056088
17,5-20,0	18,75	0,12	0,174	0,000109996
20,0-22,5	21,25	0,16	0,190	0,000208514
22,5-25,0	23,75	0,19	0,206	0,000342155
25,0-27,5	26,25	0,16	0,222	0,000388626
27,5-30,0	28,75	0,10	0,238	0,000320854
30,0-32,5	31,25	0,06	0,254	0,000249739
32,5-35,0	33,75	0,02	0,271	0,000107872
Σ		1,00		**0,001809703**

Підставивши значення в формулу (12), отримаємо значення розрахункової величини амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, після чого розраховують коефіцієнт запасу опору втомі. Визначають мінімальне значення між отриманими коефіцієнтами за перерізами та порівнюють з нормативним значенням. Згідно з вимогами [13] коефіцієнт запасу опору втомі, отриманий за розрахунковими даними для деталей візків, повинен бути не менше ніж 2,1.

Наступним етапом оцінки втомної міцності є виготовлення та випробування натурних зразків деталі. Випробування проводять згідно з чинними методиками [6].

Дослідні дані повних випробувань бокових рам піддають імовірно-статистичній обробці для визначення

характеристик опору втомі з довірчою оцінкою ймовірного розсіювання.

При статистичній обробці даних випробувань деталей, які не отримали руйнування втомною тріщиною при досягненні базового числа циклів навантаження $N_б = 10^7$, до розрахунку береться $N_i = 1{,}1 \cdot N_б$.

При цьому приймають степеневу апроксимацію рівняння кривої втоми $P_a^m \cdot N_i = const$, передбачають логарифмічний нормальний розподіл межі витривалості і використовують методику лінійного регресивного аналізу [13, 14].

Основні статистичні характеристики показників витривалості обчислюють з точністю до шести знаків після коми:

– вибіркові середні значення логарифмів розмірів величин амплітуд змінних навантажень P_{ai} і кількості циклів N_i до зруйнування:

$$\overline{\lg P_a} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \lg P_{ai}}{n}, \quad (15)$$

$$\overline{\lg N} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \lg N_i}{n}, \quad (16)$$

де n – кількість випробовуваних деталей;

– вибіркові середньоквадратичні відхилення значень логарифмів амплітуд навантажень $S_{\lg Pa}$ і кількості циклів $S_{\lg N}$:

$$S_{\lg Pa} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\lg P_{ai} - \overline{\lg P_a}\right)^2}{n-1}}, \quad (17)$$

$$S_{\lg N} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\lg N_i - \overline{\lg N}\right)^2}{n-1}}; \quad (18)$$

– коефіцієнт лінійної кореляції експериментальних даних:

$$\rho = \frac{\sum_{i=1}^{n} \left(\lg P_{ai} - \overline{\lg P_a}\right) \cdot \left(\lg N_i - \overline{\lg N}\right)}{(n-1) \cdot S_{\lg Pa} \cdot S_{\lg N}}; \quad (19)$$

– показник степеня m рівняння кривої втоми:

$$m = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{S_{\lg N}}{S_{\lg Pa}}. \quad (20)$$

За отриманими статистичними характеристиками записують рівняння лінії регресії меж обмеженої витривалості деталі в координатах ($\lg P_a$, $\lg N$), що відображає середньо-імовірне положення кривої втоми для випробовуваних деталей:

$$\lg P_{an} = \overline{\lg P_a} - \frac{1}{m} \cdot \left(\lg N_б - \overline{\lg N}\right). \quad (21)$$

За рівняннями лінії регресії обчислюють середнє (відповідно до ймовірності $\alpha = 0{,}5$) значення межі витривалості в амплітудах при базовій кількості циклів навантажування $N_б = 10^7$ за формулою

$$\left(\lg P_a\right)_{0,5} = \overline{\lg P_a} + \frac{1}{m} \cdot \left(7 - \overline{\lg N}\right). \quad (22)$$

Логарифм мінімально можливого значення межі витривалості в амплітудах при однобічній довірчій імовірності α визначають за формулою

$$\left(\lg P_a\right)_{\alpha}^{\min} = (\lg P_a)_{0,5} - Z_{\alpha}\left(S^*_{\lg P_a} + S_0 + S_s\right), \quad (23)$$

де Z_α – квантиль нормального розподілу, при рекомендованій імовірності оцінки α. При прийнятій імовірності $\alpha = 0{,}95$, $Z_\alpha = 1{,}645$;

$S^*_{\lg P_a}$ – міра індивідуального розсіювання частинних значень меж обмеженої витривалості, розраховують за формулою

$$S^*_{\lg P_a} = S_{\lg P_a}\sqrt{1-\rho^2}\,; \qquad (24)$$

S_0 – основна помилка середнього виборчого значення межі витривалості, визначають за формулою:

$$S_0 = \frac{S^*_{\lg Pa}}{\sqrt{n}}\,; \qquad (25)$$

S_S – основна помилка міри індивідуального розсіювання межі витривалості, визначають за формулою

$$S_s = \frac{S^*_{\lg Pa}}{\sqrt{2(n-1)}}\,. \qquad (26)$$

Достовірність визначення межі витривалості додатково визначають за коефіцієнтом кореляції ρ при рівні значущості 0,05 у залежності від числа степенів свободи (n - 2), де n – кількість випробовуваних деталей.

Результати випробувань вважають цілком достовірними, якщо отримане значення коефіцієнта кореляції більше за критичне значення [ρ], яке наведено в табл. 2.

Якщо отримане значення коефіцієнта кореляції менше за критичне (ρ < [ρ]), слід додатково випробовувати дві-три деталі.

Таблиця 2

Критичні значення коефіцієнта кореляції в залежності від кількості випробовуваних деталей

Число степенів свободи (n-2)	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Критичне значення коефіцієнта кореляції, [ρ]	0,811	0,754	0,707	0,667	0,632	0,602	0,576	0,553	0,532

Коефіцієнт запасу опору втомі n визначають за формулою

$$n = \frac{(P_a)^{\min}_{0,95} + \Delta}{P_{CT}\cdot K_{де}\cdot K_B} \geq [n], \qquad (27)$$

де $(P_a)^{\min}_{0,95}$ – межа витривалості за амплітудою при ймовірності неруйнування 0,95, кН (тс);

P_{CT} – розрахункове статичне навантаження брутто на деталь, кН (тс), значення якого приймається за табл. 3;

$K_{де}$ – приведений еквівалентний коефіцієнт вертикальної динаміки для візків, приймається за табл. 4. Для інших типів візків уточнюють за результатами ходових динамічних випробувань;

K_B – коефіцієнт використання вантажопідйомності вагона, приймають рівним 0,9 (стосовно напіввагона);

[n] – допустимий коефіцієнт запасу опору втомі, [n] ≥1,8;

Δ – розмір коригувальної добавки до $(P_a)^{min}_{0,95}$, яка враховує різницю між середнім (постійним) навантаженням циклу при випробуваннях P_m і розрахунковим статичним навантаженням брутто на деталь P_{CT}, визначають за формулою

$$\Delta = \psi(P_m - P_{CT}\cdot K_B), \qquad (28)$$

де ψ – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу натурної деталі, прийнятий для бокових рам зі сталі марок 20ГЛ, 20ГФЛ і 20ГФТЛ при термообробці нормалізацією рівним 0,05.

Таблиця 3

Розрахункове вертикальне статичне навантаження брутто на деталь

Деталь	Величина навантаження P_{CT} кН (тс) при проектному осьовому навантаженні кН (тс)			
	230 (23,5)	235 (24,0)	245 (25,0)	265 (27,0)
Рама бокова	216 (22,0)	221 (22,5)	230 (23,5)	248 (25,3)

Таблиця 4

Приведений еквівалентний коефіцієнт вертикальної динаміки для візків моделей 18-100

Деталь	Величина $K_{де}$ при розрахунковій швидкості, км/год				
	120	100	90	80	70
Рама бокова	0,50	0,47	0,45	0,43	0,40

Оцінку результатів повних випробувань проводять шляхом порівняння розрахункових коефіцієнтів запасу з їх допустимими значеннями. Результати повних випробувань вважаються позитивними, якщо отриманий коефіцієнт запасу виявився не меншим за допустиме значення [n].

Висновки. Для забезпечення безпеки перевезень на залізничному транспорті при проектуванні деталей нових конструкцій необхідно виконувати оцінку втомної міцності деталей. Знизити витрати при проектуванні можливо на початковому етапі, використовуючи сучасне програмне забезпечення та виконуючи теоретичний розрахунок коефіцієнта запасу опору втоми, що також дає можливість, при необхідності, вносити зміни в конструкцію з метою збільшення її надійності.

Список використаних джерел

1. Донченко, А. В. Аналіз руйнування литих бокових рам рухомого складу [Текст] / А. В. Донченко, С. В. Бондарев, О. М. Багров // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технологія: матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції. Сер. Техніка, технологія. – К.: ДЕТУТ, 2013. – 222 с.

2. Фомін, О. В. Дослідження дефектів та пошкоджень несучих систем залізничних напіввагонів [Текст]: монографія / О. В. Фомін. – К.: ДЕТУТ, 2014. – 299 с.

3. Фомін, О. В. Теоретичні основи програмного комплексу визначення та використання математичних моделей складових вантажних вагонів [Текст] / О.В. Фомін // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського: наук. журнал. – Кременчук: КДПУ, 2013. – Вип. 6(83). – С. 87-91.

4. Aharoni A., Reinhartz-Berger I. A Domain Engineering-based Approach for Situational Method Engineering. Proceedings of the 27th International Conference on Conceptual Modeling (ER'2008), Lecture Notes in Computer Science, 2008. – 5231. – pp. 455-468.

5. Konyukhov, A.D. Properties of welds of sheets, made of 1565ch (1565) alloy, applied to the bodies of freight cars / A.D. Konyukhov, A.M. Drits, A.K. Shurtakov // Tsvetnye Metally. – 2014. – № 3. – P. 71-76.

6. Fomin, O. Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2014, No. 5 – P.31-43.

7. Фомін, О. В. Підвищення ступеня ідеальності вантажних вагонів та прогнозування стадій їх еволюції [Текст] / О. В. Фомін // Науковий вісник Національного гірничого університету. – Дніпропетровськ: НГУ, 2015. – №3. – С.68-76

8. ДСТУ 7570:2014 «Візки вантажних вагонів. Деталі литі. Загальні умови».

9. Инжененрный анализ в Ansys Workbench [Текст]: учеб. пособ. / В.А. Буряка, В.Г. Фокин, Е.А. Солодусова, [и др.]. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.

10. Самошкин, С. Л. Исследование несущих элементов тележек модели 18-100 грузовых вагонов [Текст] / С.Л. Самошкин, А.А. Хоменко, А.А. Виноградов // Тяжелое машиностроение. – 2007. – № 9. – С. 23-25.

11. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) и изменения и дополнения [Текст]. – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

12. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model (Удосконалення обв’язування верхнього стін бокових напіввагонів моделі 12-9745) [Текст] / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, No. 1 – P.45-48.

13. Степнов, М. Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний [Текст]: справочник / М.Н. Степнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

14. Фомін, О. В. Визначення перспективних напрямків проектування несучих систем у вантажному вагонобудуванні [Електронний ресурс] / О.В. Фомін // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – № 3/7(57), 2012. – С. 32-35. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/Vejpte_2012_3(7)__9.pdf.

Фомін Олексій Вікторович, доктор технічних наук, доцент кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного економіко-технологічного університету транспорту, м. Київ. Тел. (095)142-90-74.
E-mail: fomin1985@list.ru.
Багров Олександр Миколайович, старший науковий співробітник лабораторії наукових та експериментальних досліджень на втому конструкцій залізничної техніки Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут вагонобудування», м. Кременчук. Тел. (095)381-35-29. E-mail: alexbagrov7@yandex.ua.

Fomin O., doctor of Engineering Sciences, associate professor of department the "Carand Carriages' Economy" of the State University of transport economy and technologies, Kyiv. (095)142-90-74. E-mail: fomin1985@list.ru.
Bahrov Olexandr Mykolayovych, the senior research associate of scientific and research laboratory for structural fatigue of the railway technics of the State Enterprise “Ukrainian Scientific and Research Institute of Railcar-building”, Kremenchug. (095)381-35-29. E-mail: alexbagrov7@yandex.ua.

Стаття прийнята 22.06.2016 р.