

А.О. Сулим*

Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»
вул. І. Приходька 33, м. Кременчук, Полтавської обл., 39621, Україна
Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8144-8971>

П.О. Хозя

Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»
вул. І. Приходька 33, м. Кременчук, Полтавської обл., 39621, Україна
Телефон: +38 (05366) 6 20 43, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8948-6032>

Ю.Я. Водянніков

Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»
вул. І. Приходька 33, м. Кременчук, Полтавської обл., 39621, Україна
Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6111-7128>

С.О. Столетов

Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»
вул. І. Приходька 33, м. Кременчук, Полтавської обл., 39621, Україна
Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8819-2534>

І.І. Федорак

Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»
вул. І. Приходька 33, м. Кременчук, Полтавської обл., 39621, Україна
Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua

**АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКВІВАЛЕНТНИХ НАПРУЖЕНЬ В
РАМІ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА ВІД ПОЗДОВЖНІХ СИЛ ЗА
РЕЗУЛЬТАТАМИ ВИПРОБУВАНЬ НА СПВУДАР**

Останнім часом в світовому вагонобудуванні спостерігається тенденція активної роботи зі створення інноваційних вантажних вагонів, які відповідають сучасним вимогам. Основні напрямки створення інноваційних вагонів полягають у підвищенні осьових навантажень та швидкості руху. У цих умовах актуальними стають питання міцності і надійності конструкції вагонів, здатності витримувати експлуатаційні навантаження за весь термін служби.

Найбільш ушкоджуючими є ударні навантаження, що виникають під час розпуску вагонів з сортувальних гірок, проведення маневрових робіт, при гальмуванні, осадженні поїзда і ін.

© Сулим А.О., Хозя П.О., Водянніков Ю.Я., Столетов С.О.,
Федорак І.І., 2021

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Динамічні ударні випробування вантажних вагонів, при яких поздовжні ударні сили прикладаються до рами вагона через автотачки, проводяться з метою визначення динамічних напружень і їх розподілу в елементах рами і кузова вагона, граничної допустимої величини поздовжньої сили, при якій може відбутися руйнування рами або кузова вагона.

Ударні випробування можуть проводитися з одиночним вагоном, який ударяється в групу загальмованих навантажених вагонів, що стоять на прямій горизонтальній ділянці залізничної колії, або в який ударяється навантажений вагон-бойок, при різній швидкості зіткнення.

Разом з тим, встановлення міцності рами вагона при поздовжніх навантаженнях за максимальними напруженнями, для сучасних вимог, є недостатньою. Тому, основним завданням ударних випробувань є визначення несучої здатності вагона за весь термін експлуатації. У зв'язку з цим, метою ударних випробувань є визначення еквівалентної приведеної амплітуди напружень від дії поздовжніх сил, що виникають в експлуатації за весь термін служби вагона, що дозволяє оцінити коефіцієнт запасу міцності.

Важливим етапом досліджень є автоматизація проведення випробувань, яка дозволяє звести до мінімуму кількість помилок, викликаних людським фактором, підвищити точність обчислень і скоротити час на проведення випробувань.

Для автоматизації експериментальних досліджень був розроблений алгоритм і програмний комплекс для визначення наведених еквівалентних напружень від поздовжніх навантажень.

Ключові слова: поздовжня сила, схема, алгоритм, напруження, амплітуда, сила удару.

А.А. Сулим

Государственное предприятие «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»

ул. И. Приходько 33, г. Кременчуг, Полтавской обл., 39621, Украина

Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8144-8971>

П.А. Хозя

Государственное предприятие «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»

ул. И. Приходько 33, г. Кременчуг, Полтавской обл., 39621, Украина

Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8948-6032>

Ю.Я. Водяников

Государственное предприятие «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»

ул. И. Приходько 33, г. Кременчуг, Полтавской обл., 39621, Украина

Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6111-7128>

С.А. Столетов

Государственное предприятие «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»

ул. И. Приходько 33, г. Кременчуг, Полтавской обл., 39621, Украина.

Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8819-2534>

И.И. Федорак

Государственное предприятие «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»

ул. И. Приходько 33, г. Кременчуг, Полтавской обл., 39621, Украина

Телефон: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РАМЕ ГРУЗОВОГО ВАГОНА ОТ ПРОДОЛЬНЫХ СИЛ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ НА СОУДАРЕНИЕ

В последнее время в мировом вагоностроении наблюдается тенденция активной работы по созданию инновационных грузовых вагонов, отвечающих современным требованиям. Основные направления создания инновационных вагонов состоят в повышении осевых нагрузок и скорости движения. В этих условиях актуальными становятся вопросы прочности и надежности конструкции вагонов, способности выдерживать эксплуатационные нагрузки за весь срок службы.

Наиболее повреждающими являются ударные нагрузки, возникающими при роспуске вагонов с сортировочных горок, выполнении маневровых работ, при торможении, осаживании поезда и др.

Динамические ударные испытания грузовых вагонов, при которых продольные ударные силы прикладываются к раме вагона через автосценку, проводят с целью определения динамических напряжений и их распределения в элементах рамы и кузова вагона, предельной допустимой величины продольной силы, при которой может произойти разрушение рамы или кузова вагона.

Ударные испытания могут проводиться с одиночным вагоном, который ударяется в группу заторможенных груженых вагонов, стоящих на прямом горизонтальном участке железнодорожного пути, или в который ударяется груженный вагон-боек, при различной скорости соударения.

Вместе с тем, установление прочности рамы вагона при продольных нагрузках по максимальным напряжениям, при современных требованиях, является недостаточной. Поэтому, основной задачей ударных испытаний является определение несущей способности вагона за весь срок эксплуатации. В этой связи, целью ударных испытаний является определение эквивалентной приведенной амплитуды напряжений от действия продольных сил, возникающих в эксплуатации за весь срок службы вагона, что позволяет оценить коэффициент запаса прочности.

Важным этапом исследований является автоматизация проведения испытаний, которая позволяет свести к минимуму количество ошибок, вызванных человеческим фактором, повысить точность вычислений и сократить время на проведение испытаний.

Для автоматизации экспериментальных исследований был разработан алгоритм и программный комплекс для определения приведенных эквивалентных напряжений от продольных нагрузок.

Ключевые слова: продольная сила, схема, алгоритм, напряжение, амплитуда, сила удара.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Вступ та постановка проблеми. В процесі експлуатації вантажні вагони відчують різні види навантажень, з яких найбільш ушкоджують поздовжні сили. Поздовжні сили виникають при розпуску вагонів з сортувальних гірок, при маневрових роботах, гальмуванні, осадженні поїзда і ін.

Аналіз існуючих досліджень. Міцність конструкції від поздовжніх сил, як правило, визначають в процесі ударних випробувань. Теоретичним та експлуатаційним дослідженням поздовжніх сил, які діють на вантажний вагон присвячено чимало робіт. В силу обмежень до об'єму викладаемого матеріалу розглянемолише деякі з них. В роботах [1 – 9] виконано оцінку поздовжньої навантаженості несучої конструкції різних типів вагонів залежно від характеру вантажу, що перевозиться. В роботах [1, 4, 6] оцінку поздовжньої навантаженості виконано для нових типів вантажних вагонів перспективної конструкції; в роботах [2, 8] розглянуто поздовжню навантаженість несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контрейлером та вагона-цистерни для небезбечних вантажів; роботи [3, 5, 7, 9] присвячені дослідженню поздовжньої навантаженості переобладнаних вантажних вагонів та вагонів з вичерпаним терміном служби. Однак питанню розробки алгоритму визначення еквівалентних напружень в рамі вантажного вагона від поздовжніх сил за результатами випробувань на співудар приділено недостатньо уваги.

Мета. Розробити алгоритм і програмний комплекс для визначення наведених еквівалентних напружень від поздовжніх навантажень для автоматизації експериментальних досліджень.

Матеріали та результати досліджень. Міцність конструкції від поздовжніх сил, як правило, визначають в процесі ударних випробувань. Ударні випробування виконуються шляхом зіткнення вагона-бойка з вагоном, який випробовують, у завантаженому стані, який встановлюється перед вагонами підпору за схемою, представленої на рисунку 1 та вільностоячий за схемою на рисунку 2.

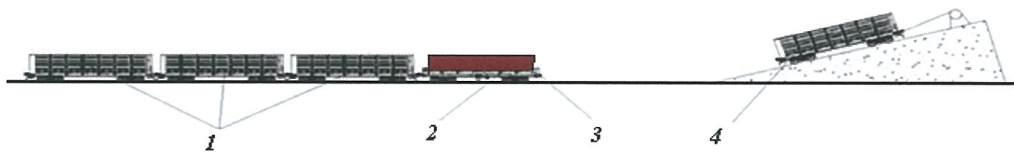


Рис. 1. Схема розташування вагонів при проведенні ударних випробувань:
1 - вагони підпору; 2 - вагон, який випробовують; 3 - тензометричний автозцеп; 4 - вагон-бойок

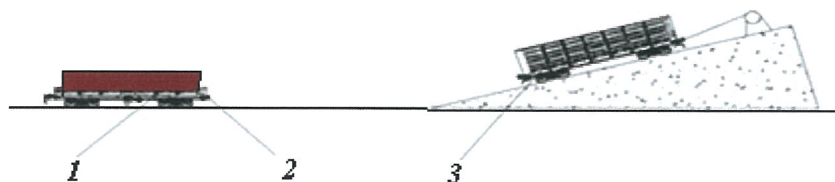


Рис. 2. Схема розташування вагонів при проведенні ударних випробувань:
1 - вагон, який випробовують; 2 - тензометричний автозцеп; 3 - вагон-бойок

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Еквівалентна приведена амплітуда напружень від дії поздовжніх сил згідно [10, 11] визначається за формулою (1):

$$\sigma_{a,\varepsilon}^n = m_1 \sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^n \left(\frac{\sigma_{удi} F_i}{F_{уд}} \right)^{m_1}} \cdot N_{уд,j} \cdot T_k, \quad (1)$$

де $N_{уд,j}$ – нормативну кількість циклів динамічних напружень від поздовжніх сил за 1 рік експлуатації, приймається за таблицями 1 і 2;

T_k – розрахунковий ресурс (призначений календарний термін служби вагона), роки;

n – лічильник діапазонів сил, що прикладаються;

m_1 – показник ступеню в рівнянні кривої втоми;

$\sigma_{удi}$ – амплітуда динамічного напруження, МПа, отримана при силі $F_{уд}$ (при зіткненні 3,5 МН, ривку 2,5 МН, стисненні 2,5 МН і розтягуванні 2 МН);

F_i – середнє значення сили в інтервалі i , МН;

$F_{уд}$ – поздовжнє зусилля удару в автозчеп (3,5 МН, 2,5 МН, 2 МН);

N_0 – базове число циклів, $N_0 = 10^7$.

Таблиця 1. – Розподіл поздовжніх сил, що діють на несну конструкцію кузова вагона через автозчепні пристрої, для визначення опору втоми

Середнє значення сили в інтервалі, МН	Кількість сил, що прикладається за 1 рік	
	сили стиснення	сили розтягування
0,3	2432	800
0,6	5700	2000
1,0	5120	2230
1,4	3050	1410
1,8	800	800
2,2	180	200
2,6	0	50
3,0	0	9
3,35	0	1
Загальна кількість сил, що прикладається	17500	7500

Таблиця 2. – Розподіл поздовжніх сил, що діють на несну конструкцію кузова вагона через автозчепні пристрої, для визначення опору втоми, які не підлягають розпуску з гірок

Середнє значення сили в інтервалі, МН	Кількість сил, що прикладається за 1 рік	
	сили стиснення	сили розтягування
1	2	3
0,2	2650	800

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Закінчення табл. 2

1	2	3
0,4	5700	2000
0,7	5120	2230
1,0	3050	1410
1,3	800	800
1,6	180	200
1,9	0	50
2,1	0	9
2,4	0	1
загальна кількість сил, що прикладається	17500	7500

Установлюються такі значення і схеми прикладання поздовжніх сил до рами вагона:

- ✓ Сила 3,5 МН, спрямована всередину вагона, прикладена до опорної поверхні заднього упору автозчепного пристрою з одного боку вагона і врівноважена поздовжніми силами інерції мас кузова вагона, візків, автозчепних пристроїв і вантажу. Для вагонів з максимальним розрахунковим осьовим навантаженням не більше 245 кН, що не підлягають розпуску з сортувальних гірок або обладнаних поглинаючими апаратами класу Т2 або Т3, приймають значення поздовжньої сили 2,5 МН, якщо інше не передбачено конструкторською документацією.
- ✓ Сила 2,5 МН, спрямована назовні вагона, прикладена до опорної поверхні переднього упору автозчепного пристрою з одного боку вагона і врівноважена поздовжніми силами інерції мас кузова вагона, візків, автозчепних пристроїв і вантажу;
- ✓ Сили 2,5 МН, спрямовані всередину вагона, прикладені до опорних поверхонь задніх упорів автозчепного пристрою з двох сторін вагона;
- ✓ Сили 2,0 МН, спрямовані назовні вагона, прикладені до опорних поверхонь передніх упорів автозчепного пристрою з двох сторін вагона.

Амплітуда напружень від дії поздовжніх навантажень для середніх значень інтервалів сил визначається за формулою (2) з урахуванням результатів ударних випробувань [10]:

$$\sigma_{ai}^n = \frac{\sigma_{уди} F_i}{F_{уд}}, \quad (2)$$

Алгоритм визначення еквівалентних значень напружень від поздовжніх сил може бути представлений трьома етапами.

На першому етапі, за результатами випробувань (як приклад табл. 3), визначаються рівняння лінії тренда залежності амплітуд напружень від сили удару (рис. 3 і 4).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 3. – Результати, отримані в процесі випробувань вантажного вагона на поздовжні навантаження

№ п\п	В упорі	
	F, МН	σ, МПа
1	0,21	15
2	0,76	38
3	0,83	40
4	0,45	31
5	0,95	48
6	1,03	45
7	1,05	52
8	2,42	85
9	1,62	58
10	2,10	78
11	1,54	60
12	2,51	76
13	2,31	64
14	2,68	80
15	3,88	122

№ п\п	Вільностоячий	
	F, МН	σ, МПа
16	0,92	41
17	0,81	39
18	1,13	38
19	1,34	44
20	2,81	77
21	2,45	71
22	3,25	105
23	2,92	95
24	1,88	62
25	1,94	69
26	2,35	79
27	2,36	69
28	1,94	62
29	1,94	73
30	1,85	63
31	1,47	60
32	1,12	44
33	1,37	52

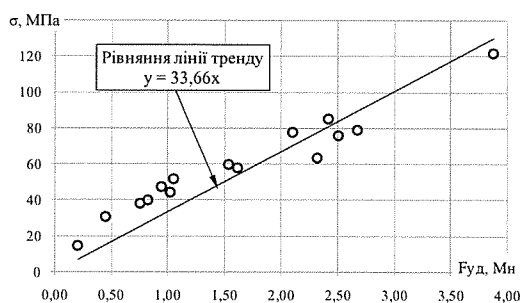


Рис.3. Рівняння лінії тренда (вагон в упорі)

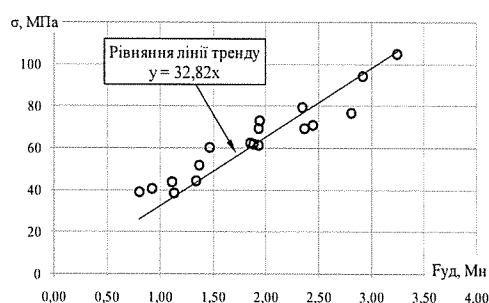


Рис.4. Рівняння лінії тренда (вагон вільностоячий)

На другому етапі, на рівняння лінії тренду, визначаються напруження:

- при силі удару 3,5 Мн - $\sigma(3,5) = 33,66 \cdot 3,5 = 117,81$ МПа;
- при силі удару 2,5 Мн - $\sigma(2,5) = 32,82 \cdot 2,5 = 84,15$ МПа.

Перша величина використовується при стисненні, друга - при розтягуванні.

На третьому етапі визначаються еквівалентні напруження з використанням формули (1).

Алгоритм розрахунку наведено в таблиці 4.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

За наведеним алгоритмом була написана програма на мові VBA (Visual Basic for Application) в середовищі Excel, результати розрахунку представлені на рисунку 5, які мають повний збіг з таблицею 4.

Таблиця 4. – Алгоритм визначення еквівалентних напружень

F_i , МН	$N_{уд,j}$	$\sigma_{уд}$	$\frac{\sigma_{уд} F_i}{F_{уд}}$	$\left(\frac{\sigma_{уд} F_i}{F_{уд}}\right)^3$	T_k	$N_{уд,j} \cdot T_k$	$\left(\frac{\sigma_{уд} F_i}{F_{уд}}\right)^{m_1} \cdot N_{уд,j} \cdot T_k$
Сили стиснення							
0,3	800	117,81	10,098	1029,689	32	25600	26360040
0,6	2000	117,81	20,196	8237,512	32	64000	527200799
1	2230	117,81	33,66	38136,63	32	71360	2721430052
1,4	1410	117,81	47,124	104646,9	32	45120	4721668937
1,8	800	117,81	60,588	222412,8	32	25600	5693768633
2,2	200	117,81	74,052	406078,9	32	6400	2598904681
2,6	50	117,81	87,516	670289,4	32	1600	1072463108
3	9	117,81	100,98	1029689	32	288	296550450
3,35	1	117,81	112,761	1433761	32	32	45880351,3
Сили розтягнення							
0,3	2432	84,15	10,098	1029,689	32	77824	80134521,5
0,6	5700	84,15	20,196	8237,512	32	182400	1502522278
1	5120	84,15	33,66	38136,63	32	163840	6248305770
1,4	3050	84,15	47,124	104646,9	32	97600	1,0214E+10
1,8	800	84,15	60,588	222412,8	32	25600	5693768633
2,2	180	84,15	74,052	406078,9	32	5760	2339014213
$\sum_{j=1}^n \left(\frac{\sigma_{уд} F_i}{F_{уд}}\right)^3 \cdot N_{уд,j} \cdot T_k$							43788693871
$\sigma_{a,3}^n = m_1 \sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^n \left(\frac{\sigma_{уд} F_i}{F_{уд}}\right)^3 \cdot N_{уд,j} \cdot T_k}$ ($N_0=10^7$)							16,36

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

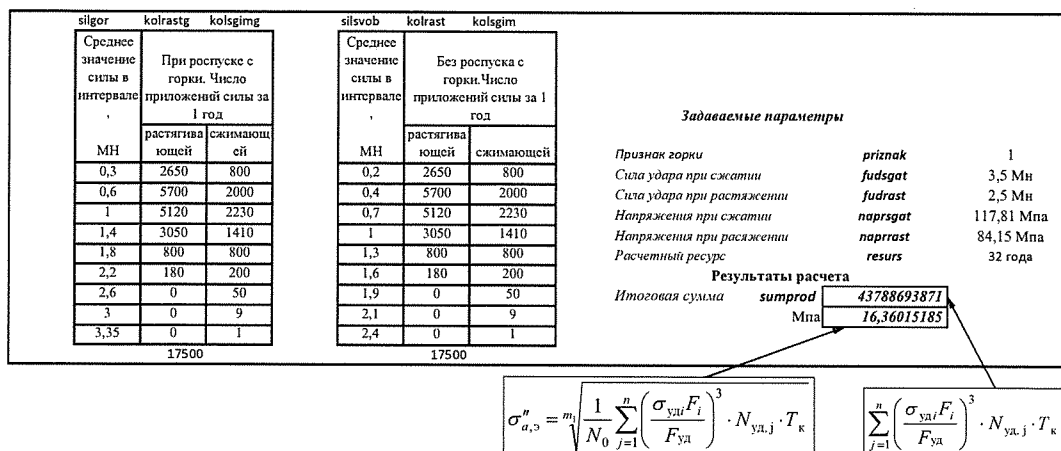


Рис. 5. Результати визначення на ЕОМ еквівалентних напружень в рамі вагона при ударних впливах

ЛІТЕРАТУРА

1. Фомін О.В., Ловська А.О., Медведєв Є.П., Шатковська Г.І. Виявлення особливостей динамічної завантаженості кузова напіввагона з пружною середньою частиною хребтової балки/Східно-Європейський журнал передових технологій. 2020. № 7 (107). Том 5. –С. 30-37. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.211936.
2. Фомін О.В., Ловська А.О., Горбунов М.І., Фоміна Ю.В. Визначення поздовжньої завантаженості несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контрейлером. – 2020. № 4(88). Наука та прогрес транспорту. – С. 103-113.
3. Fomin, O., & Lovska, A. (2020). Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource. (Виявлення особливостей визначення динаміки та міцності критого вагона, який вичерпав свій ресурс). Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6(7 (108), 21–29. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217162.
4. Фомін О.В., Ловська А.О., Сапронова С.Ю. Дослідження повздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу з пониженим центром ваги. – Вісник СХУ імені В. Даля. 2020. № 5(261). –С. 74-80. DOI: 10.33216/1998-7927-2020-261-5-74-80.
5. Швець А. О. Вплив на динаміку вантажних вагонів поперечнозміщення візків. - Наука та прогрес транспорту. 2020. № 6 (90). С. 66–81. DOI: 10.15802/stp2020/223519.
6. Panchenko, S., Fomin, O., Vatulia, G., Ustenko, O., & Lovska, A. (2021). Determining the load on the long-based structure of the platform car with elastic elements in longitudinal beams. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(7 (109), 6–13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.224638>.
7. Fomin O., Kara S., Prokopenko P., Gorbunov M., & Fomin V. (2020). ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ РУХУ ПЕРЕОБЛАДНАНИХ ВАГОНІВ- ХОПЕРІВ ПІСЛЯ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ. Транспортні системи і технології, (36), 33-42. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-36-4>.
8. Кельріх, М., О. Фомін, П. Прокопенко, і С. Сова. «Теоретичні аспекти визначення залишкового ресурсу вагона-цистерни для небезпечних вантажів». Вісник СХУ імені В. Даля. 2020. № 5(261). –С. 5-9. DOI: 10.33216/1998-7927-2020-261-5-5-9.
9. Koshel O., Sapronova S., Bulich D., & Tkachenko V. (2020). Визначення залишкового ресурсу несучих металевих конструкцій вагонів хопер-дозаторів та думпкарів (самоскидів) на основі результатів технічного діагностування та типових випробувань. Транспортні системи і технології, (35), 14-23. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-35-2>.
10. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996 г.
11. ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей. К.: Держстандарт України, 2017. 53 с.

A.O. Sulym

State Enterprise "Ukrainian Research Railway Car Bulding Institute "
33 I. Prikhodka Str, Kremenchuk, Poltava region, 39621, Ukraine
Tel.: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8144-8971>

P.O. Khozia

State Enterprise "Ukrainian Research Railway Car Bulding Institute "
33 I. Prikhodka Str, Kremenchuk, Poltava region, 39621, Ukraine
Tel.: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8948-6032>

Yu.Ya. Vodiannikov

State Enterprise "Ukrainian Research Railway Car Bulding Institute "
33 I. Prikhodka Str, Kremenchuk, Poltava region, 39621, Ukraine
Tel.: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6111-7128>

S.A. Stolietov

State Enterprise "Ukrainian Research Railway Car Bulding Institute "
33 I. Prikhodka Str, Kremenchuk, Poltava region, 39621, Ukraine
Tel.: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8819-2534>

I.I. Fedorak

State Enterprise "Ukrainian Research Railway Car Bulding Institute "
33 I. Prikhodka Str, Kremenchuk, Poltava region, 39621, Ukraine
Tel.: (05366) 6-03-24, E-mail: office@ukrndiv.com.ua

THE ALGORITHM FOR DETERMINING EQUIVALENT STRESSES IN THE CARGO CAR FRAME FROM THE LONGITUDINAL FORCES ACCORDING TO THE RESULTS OF TESTS FOR COLLISION

Recently, the global car building has been a tendency to actively work on the creation of innovative cargo cars that meet modern requirements. The main directions of creating innovative cars consist in increasing axial loads and speed of movement. Under these conditions, issues of strength and reliability of wagons design are becoming relevant, the ability to withstand operational loads for the entire service life.

The most damaging are shock loads arising from the dissolution of cars from the sorting slodder, the production of maneuver work, when braking, the sedimentation of the train, etc.

Dynamic drum tests of cargo wagons under which the longitudinal shock forces are applied to the car frame via the motor armor, to determine the dynamic stresses and their distribution in the elements of the frame and body of the wagon, the maximum permissible value of the longitudinal force at which the rim or body of the wagon may occur.

Impact tests can be carried out with a single car, which hits a group of inhibited loaded wagons, standing on a direct horizontal section of the railway track, or in which the loaded car battlefield is hung at different collisions.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

At the same time, the establishment of the strength of the frame of the wagon with longitudinal loads at maximum stresses, with modern requirements, is insufficient. Therefore, the main task of percussion tests is to determine the carrier capacity of the carriage for the entire service life. In this regard, the purpose of percussion tests is to determine the equivalent reduced amplitude of the strain from the action of the longitudinal forces arising in operation for the entire service life of the car, which makes it possible to estimate the safety reserve coefficient.

An important stage of research is the automation of testing, which allows minimizing the number of errors caused by the human factor, increase the accuracy of calculations and reduce the time for testing.

Key words: longitudinal forces, scheme, algorithm, strain, amplitude, impact force.

REFERENCES

1. Fomin O.V., Lovs'ka A.O., Medvedev E.P., SHatkovs'ka G.I. Viyavlennya osoblivostej dinamichnoi zavantazhenosti kuzova napivvagona z pruzhn'oyu seredn'oyu chastinoyu hrebtovoï balki/Skhidno-Єvropejs'kij zhurnal peredovih tekhnologij. 2020. № 7 (107). Tom 5. –S. 30-37. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.211936.
2. Fomin O.V., Lovs'ka A.O., Gorbunov M.I., Fomina YU.V. Vznachennya pozdovzhn'oi zavantazhenosti nesuchoï konstrukcii vagona-platformi, zavantazhenogo kontrejlerom. – 2020. № 4(88). Nauka ta progres transportu. –S. 103-113.
3. Fomin, O., & Lovska, A. (2020). Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource. (Viyavlennya osoblivostej vznachennya dinamiki ta micnosti kritogo vagona, yakij vicherpav svij resurs). Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6(7 (108), 21–29. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217162.
4. Fomin O.V., Lovs'ka A.O., Sapronova S.YU. Doslidzhennya povzdovzhn'oi navantazhenosti nesuchoï konstrukcii vagona-platformi zchlenovanogo tipu z ponizhenim centrom vagi. – Visnik SNU imeni V. Dalya. 2020. № 5(261). –S. 74-80. DOI: 10.33216/1998-7927-2020-261-5-74-80.
5. SHvec' A. O. Vpliv na dinamiku vantazhnih vagoniv poperechnogozmishchennya vizkiv. - Nauka ta progres transportu. 2020. № 6 (90). S. 66–81. DOI: 10.15802/stp2020/223519.
6. Panchenko, S., Fomin, O., Vatulia, G., Ustenko, O., & Lovska, A. (2021). Determining the load on the long-based structure of the platform car with elastic elements in longitudinal beams. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(7 (109), 6–13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.224638>.
7. Fomin O., Kara S., Prokopenko P., Gorbunov M., & Fomin V. (2020). OCINKA DINAMICHNIH YAKOSTEJ RUHU PEREOBLADNANIH VAGONIV- HOPERIV PISLYA TRIVALOÏ EKSPLUATACIÏ. Transportni sistemi i tekhnologii, (36), 33-42. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-36-4>.
8. Kel'rih, M., O. Fomin, P. Prokopenko, i S. Sova. «Teoretichni aspekti vznachennya zalishkovogo resursu vagona-cisterni dlya nebezpechnih vantazhiv». Visnik SNU imeni V. Dalya. 2020. № 5(261). –S. 5-9. DOI: 10.33216/1998-7927-2020-261-5-5-9.
9. Koshel O., Sapronova S., Bulich D., & Tkachenko V. (2020). Vznachennya zalishkovogo resursu nesuchih metalevih konstrukcij vagoniv hoper-dozatoriv ta dumpkariv (samoskidiv) na osnovi rezul'tativ tekhnichnogo diagnostuvannya ta tipovih viprobuvan'. Transportni sistemi i tekhnologii, (35), 14-23. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-35-2>.
10. Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznyh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh), GosNIIV-VNIIZhT, 1996 g.
11. DSTU GOST 33211:2017. Vagoni vantazhni. Vimogi do micnosti ta dinamichnih yakostej. K.: Derzhstandart Ukraini, 2017. 53 s.