

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.4

doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-69-78

ОЦЕНКА ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ МАССИВНЫХ ДЕТАЛЕЙ НА ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ ЧАСТЬ КОТЛОВ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ОБОЛОЧЕК

Павел Сергеевич Григорьев^{1✉}, Сергей Николаевич Коржин², Шерзод Рустамович Ибодуллоев³, Владимир Владимирович Гончаров⁴

^{1,2} Российский университет транспорта, Москва, Россия

³ Национальный университет Узбекистана имени Мирзо Улугбека, Ташкент, Узбекистан

⁴ НПО Лавочкина, Химки, Россия

¹ grigorev.p@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5841-341X>

² korjin@miit.ru, <https://orcid.org/0009-0003-4783-3413>

³ sherzod_uzmu@inbox.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1436-3844>

⁴ goncharovvv@laspace.ru, <https://orcid.org/0009-0006-1170-6908>

Аннотация

Рассмотрены вопросы влияния вибрационных воздействий массивных деталей на цилиндрическую оболочку котлов вагонов-цистерн. Для этого предлагается подход, реализация которого выполнена на основе теории оболочек. Для определения нагруженности при воздействии вибраций применены уравнения типа Доннелла.

Уравнение, основанное на теории пологих цилиндрических оболочек, и уравнение, основанное на полубезмоментной теории оболочек. В качестве подтверждения достоверности получаемых по предложенному подходу результатов был выполнен сравнительный анализ. Дана оценка жесткости замкнутой цилиндрической оболочки, для которой получены экспериментальные значения деформации при воздействии локальной нагрузки.

Приведены результаты расчетов на локальную единичную нагрузку замкнутой цилиндрической оболочки методом конечных элементов (МКЭ). Результаты показали удовлетворительную

сходимость с данными, полученными экспериментально (на основе расчета). Используя предложенный подход, авторы оценили жесткость цилиндрической части котла в местах установки массивных деталей, что позволило определить значения собственных частот и уровень динамической добавки при различных параметрах конструкции. В качестве примеров рассмотрены оболочки, геометрические параметры которых соответствуют параметрам четырехосных и восьмиосных вагонов-цистерн. Дополнительно построены амплитудно-частотные характеристики деформаций, ускорений и коэффициента динамичности в местах установки массивных деталей. Результаты исследования могут быть использованы для повышения надежности конструкции и улучшения условий эксплуатации котлов вагонов-цистерн.

Ключевые слова: вагон-цистерна, прочность, котел, нагруженность, теория, оболочка, жесткость.

Благодарность: авторы выражают благодарность заслуженному деятелю науки и техники РФСР, д.т.н., профессору Котуранову Владимиру Николаевичу и профессору кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ (МИИТ), д.т.н., профессору Беспалько Сергею Валерьевичу.

Ссылка для цитирования:

Григорьев П.С. Оценка вибрационных воздействий массивных деталей на цилиндрическую часть котлов вагонов-цистерн на основе теории оболочек / П.С. Григорьев, С.Н. Коржин, Ш.Р. Ибодуллоев, В. В. Гончаров // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 05. – С. 69-78. doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-69-78.

Original article

Open Access Article

EVALUATION OF VIBRATION EFFECTS OF BULKY ELEMENTS ON THE CYLINDRICAL PART OF TANK CAR BOILERS BASED ON SHELL THEORY

Pavel Sergeevich Grigoriev^{1✉}, Sergey Nikolaevich Korzhin², Sherzod Rustamovich Ibodulloev³, Vladimir Vladimirovich Goncharov⁴

^{1,2} Russian University of Transport, Moscow, Russia

³ National University of Uzbekistan named after Mirzo Ulugbek, Tashkent, Uzbekistan

⁴ Scientific and Production Association NPO Lavochkina, Khimki, Russia

¹ grigorev.p@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5841-341X>

² korjin@miit.ru, <https://orcid.org/0009-0003-4783-3413>

³ sherzod_uzmu@inbox.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1436-3844>

⁴ goncharovvv@laspace.ru, <https://orcid.org/0009-0006-1170-6908>

Abstract

The problems related to the vibration effects of bulky elements on the cylindrical shell of tank car boilers are considered. To do this, an approach based on the shell theory is proposed. Donnell equations are used to define the loading during vibrations.

Equations based on the theories of depressed cylindrical shells and on the polytechnic theory of shells are used. In order to confirm the reliability of the results obtained according to the proposed approach comparative analysis is performed. The rigidity of the attached cylindrical shell is estimated, for which experimental values of deformation under the local load are obtained.

The results of calculations for the local single load of a closed cylindrical shell by means of finite element method (FEM) are given. These results show a

satisfactory conformity with the data obtained experimentally (based on calculations). Using the proposed technique, the authors evaluated rigidity of the boiler cylindrical part where bulky elements are installed and this makes it possible to define the values of natural frequencies and the level of dynamic addition for various design parameters. Geometrics for tetra axial and eight axial tank cars are used as examples. Additionally, gain-frequency characteristics of deformations, accelerations and dynamic coefficients in the places of bulky elements are presented. Study results can be used to improve the design and the conditions for using tank car boilers.

Keywords: tank car, strength, boiler, loading, theory, shell, rigidity.

Acknowledgment: the authors thank the Honoured Man of Science and Technology of the USSR, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Cars and Car Facilities at RUT (MIIT), Koturanov Vladimir Nikolaevich and Doctor of Technical Sciences, Professor Bepalko Sergey Valeryevich.

Reference for citing:

Grigoriev PS, Korzhin SN, Ibodulloev SR, Goncharov VV. Evaluation of vibration effects of bulky elements on the cylindrical part of tank car boilers based on shell theory. *Transport Engineering*. 2023; 5:69-78. doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-69-78.

Введение

Детали несущих конструкций любого вида подвижного состава испытывают динамические воздействия, обусловленные его движением по неровностям пути. В связи с этим, согласно требованиям нормативных документов [6], при проектировании подвижного состава проводят динамико-прочностные испытания, позволяющие оценить прочность конструкции под воздействием различных видов нагружения в том числе динамических. В связи с установкой на цилиндрическую часть оболочки котлов вагонов-цистерн массивных деталей, таких как: сливные приборы, наливные горловины, тормозные устройства и т.д. на стадии проектирования необходимо оценивать их влияние на прочность котла вагона-цистерны. На сегодняшний день существуют известные подходы для оцен-

ки частот и форм собственных колебаний оболочек вагонов-цистерн [12, 15]. Однако, вопрос влияния вибрационных воздействий массивных деталей на цилиндрическую часть оболочки котлов вагонов-цистерн в практике расчетного моделирования не рассматривался. Были лишь оценки влияния этих масс на колебания оболочки в целом [14, 13]. Экспериментальные оценки имели место при испытаниях безрамных восьмиосных цистерн [2, 3]. Основной задачей данной работы ставится предложить несложный вариант оценки вибрационных воздействий массивных деталей на цилиндрическую оболочку котлов вагонов-цистерн. Для этого воспользуемся двумя уравнениями теории оболочек, которые хорошо зарекомендовали себя в практике расчетов котлов ваго-

нов-цистерн на прочность [10]. Первое уравнение основано на теории пологих цилиндрических оболочек, предложенной Доннеллом [8]. Второй вариант уравнения основан на полубезмоментной теории обо-

лочек с применением разрешающего уравнения этого варианта теории [7] и записанном в форме классического уравнения Доннелла.

Материалы, модели, эксперименты и методы

В решаемой задаче разрешающей функцией принято радиальное перемеще-

ние точек оболочек $w(x, \beta)$. Напомним, что уравнение Доннелла имеет вид

$$D\nabla^8 w + \frac{Eh}{R^2} \cdot \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = \nabla^4 q_z \quad (1)$$

Второе используемое уравнение, выведенное нами, таково

$$\frac{D}{R^4} \frac{\partial^4}{\partial \beta^4} \left(\frac{\partial^2}{\partial \beta^2} + 1 \right)^2 w + \frac{Eh}{R^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = q_z \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial \beta^2} + 1 \right), \quad (2)$$

где q_z – радиальная (направленная нормально к срединной поверхности) распределенная нагрузка.

Уравнения удобны, т.к. априори можно сказать, что основные смещения массивного узла обусловлены этими радиальными перемещениями $w(x, \beta)$ кругового контура поперечного сечения цилиндра. Два других линейных смещения $u(x, \beta)$ и $v(x, \beta)$ очень малы, то есть радиальные перемещения $w(x, \beta)$ точек площадки подвеса, естественно, будут основными. Для упрощения расчетных зависимостей желательно координатную ось X , ориентированную вдоль образующей, провести через центр площадки подвеса таким образом,

чтобы ось делила пополам дуги, ограничивающие площадку подвеса. Иными словами, ширина площадки $2R\beta_1$ делится на два равных участка $R\beta_1$. Это требуется для того, чтобы при аппроксимации перемещений сохранить симметрию относительно вертикального диаметра сечения, проходящего нормально к поверхности площадки контакта.

Расчетная схема цилиндрической части котла традиционная [10], и она позволяет строить решения вышеприведенных уравнений модели методом Бубнова-Галеркина [1]. Аппроксимируем перемещения $w(x, \beta)$ в виде двойного тригонометрического ряда

$$w(x, \beta) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=2}^{\infty} w_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{L_u}\right) \cos(n\beta), \quad (3)$$

где w_{mn} – коэффициент ряда.

Эта аппроксимация соответствует выбранной ориентации осей координат и граничным условиям. Как уже отмечалось,

по дуге сечения перемещение $w(x, \beta)$ симметрично относительно диаметра, который перпендикулярен площадке контакта и проходит через ее центр.

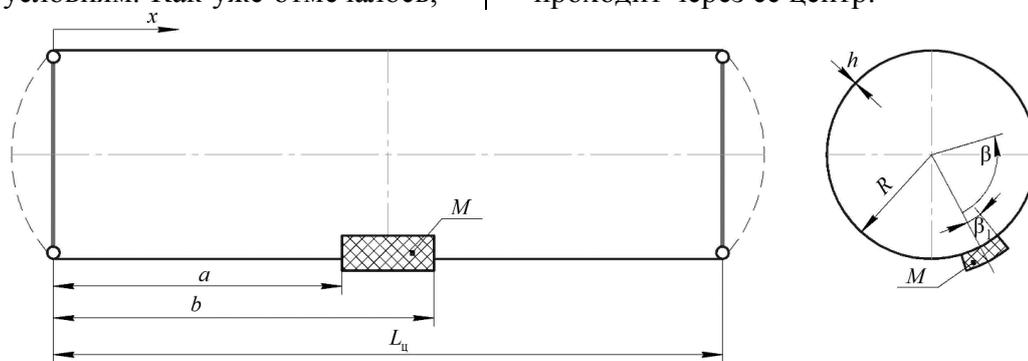


Рис. 1. Расчетная схема оболочки котла вагона-цистерны с установленной на ней массивным грузом массой M

Fig. 1. Scheme for calculating the boiler of a tank car with a massive load of mass M installed on it

Будем осуществлять преобразование обоих уравнений (1) и (2), используя прием Бубнова-Галеркина [1]. Осуществляем эту операцию, чтобы проверить применимость уравнения (2), так как оно новое и мало апробировано. Эта обработка с учетом выбранного выражения $w(x, \beta)$ обеспе-

$$q_z(x, \beta) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=2}^{\infty} q_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{L_u}\right) \cos(n\beta). \quad (4)$$

Будем предполагать, что вместо установленного массивного груза массой M в центр площадки подвеса приложена единичная сила и интенсивностью q_z , которая будет определяться как

$$q_z = \frac{F}{2R(b-a)\beta_1}, \quad (5)$$

чивает получение двух бесконечных систем независимых уравнений относительно коэффициентов рядов w_{mn} как для уравнений Доннелла, так и для уравнения типа Доннелла. Надо иметь в виду, что в уравнения (1) и (2) вместо q_z был подставлен ряд

где F – единичная сила; R – радиус цилиндрической оболочки; a, b – линейные координаты установки массивного груза; β_1 – угловая координата установки массивного груза.

Тогда при использовании метода Бубнова-Галеркина [1] коэффициент ряда q_{mn} будет определяться как

$$q_{mn} = \frac{2 \left(\cos\left(\frac{m\pi a}{L_u}\right) - \cos\left(\frac{m\pi b}{L_u}\right) \right) F \sin n\beta_1}{Rm\pi^2 (b-a)\beta_1}. \quad (6)$$

В результате математических операций дифференцирования уравнение Доннелла (1) сводится к бесконечной системе алгебраических уравнений

$$\left[D \left(\left(\frac{n}{R} \right)^2 + \left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^2 \right) + \frac{Eh}{R^2} \left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^4 \right] w_{mn} = \left(\left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^2 q_{mn}. \quad (7)$$

Использование уравнения полубезмоментной теории (2) приводит к алгебраическому уравнению

$$\left[\frac{D}{R^4} n^4 (n^2 - 1)^2 + \frac{Eh}{R^2} \left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^4 \right] w_{mn} = n^4 q_{mn}. \quad (8)$$

Из этих уравнений можно найти для обоих вариантов формулы для подсчета коэффициента w_{mn}

$$w_{mnD} = \frac{\left(\left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^2 q_{mn}}{D \left(\left(\frac{n}{R} \right)^2 + \left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^2 \right)^4 + \frac{Eh}{R^2} \left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^4}, \quad (9)$$

$$w_{mnB} = \frac{n^4 q_{mn}}{\frac{D}{R^4} n^4 (n^2 - 1)^2 + R^2 Eh \left(\frac{m\pi}{L_u} \right)^4}. \quad (10)$$

Прогиб от единичной нагрузки есть гибкость оболочки в месте ее приложения.

Если просуммировать ряды (3) с полученными коэффициентами (9) и (10) в точке с координатами центра площадки контакта подвеса, то можно сказать, что

этим суммами будет определяться гибкость оболочки в центре площадки контакта. Определим прогиб от единичной нагрузки, подсчитанный для координаты $x = (a + b)/2$ и $\beta = 0$. Тогда

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=2}^{\infty} w_{mn} \sin\left(\frac{m\pi}{L_{\text{ц}}} \frac{b+a}{2}\right). \quad (11)$$

Следует отметить, что коэффициенты рядов перемещений в обоих случаях убывают быстрее чем $1/m^2n^2$ и ряды для оценки гибкости абсолютно сходящиеся. Очевидно, что в случае установки на оболочку котла нескольких деталей потребуется для каждой из этих установок вводить свою систему координат, а затем с соответствующим сдвигом по углу накладывать эти результаты на расчеты котла как конструкции, симметричной относительно среднего сечения оболочки относительно вертикального диаметра поперечного сечения. Эта схема работает как при статических воздействиях нагрузок, так и динамических, обусловленных колебаниями котла на опоре.

Понятие «площадка подвеса» введено для того, чтобы обеспечить более интенсивную сходимость ряда. Имея относительно небольшие размеры площадки, можно положить, что мы будем иметь прогиб близким к прогибу от единичной силы.

В случае несимметричного расположения относительно среднего сечения цилиндра в аппроксимации по длине следует учитывать все гармоники от 1 и выше. Они будут описывать несимметричную форму прогибов относительно среднего сечения цилиндра. При симметричном расположении площадки целесообразно учитывать только нечетные гармоники. Они аппроксимируют симметричную форму деформации по образующей.

Рассмотрим подвешиваемый массивный груз массой M , как одномассовую динамическую систему с одной степенью свободы [4]. Для такой системы дифференциальное уравнение колебаний будет иметь вид

$$M\ddot{z} + \dot{z}\xi + \frac{z}{w} = 0, \quad (12)$$

где z – дополнительный прогиб из-за вибраций, накладываемый на прогиб $w(x,\beta)$ от нагрузки; ξ – коэффициент затухания в материале.

Таким образом, на основе дифференциального уравнения (12) для рассматриваемого случая собственная частота вибраций будет определяться как

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{Mw}}, \quad (13)$$

где F – единичная сила.

Для оценки частотных характеристик мест установки массивного груза на цилиндрическую оболочку котла-цистерны выполним построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) перемещений, ускорений и коэффициента динамичности при единичном возмущении, проложенном к центру места установки массивного груза. Для данной динамической системы выражение для построения АЧХ перемещений будет иметь вид

$$Z(\omega_{\text{в}}) = \left| \frac{(-j\omega_{\text{в}}\xi + C)\eta}{-\omega_{\text{в}}^2 M + j\omega_{\text{в}}\xi + C} \right|, \quad (14)$$

где $\omega_{\text{в}}$ – значения вынужденных частот, $\omega_{\text{в}} = 2\pi f_{\text{в}}$; η – единичное возмущение; C – жесткость оболочки в месте установки массивного груза, $C = F/w$; ξ – коэффициент затухания в материале, для рассматриваемого материала оболочки будем принимать $\xi = 0,02\xi_{\text{кр}}$; j – мнимая единица.

Умножив выражение (14) на $\omega_{\text{в}}^2$, получим выражение для построения АЧХ ускорения. Тогда выражение для построения АЧХ коэффициента динамики будет иметь вид

$$K_{\text{д}}(\omega_{\text{в}}) = \frac{M\omega_{\text{в}}^2 Z(\omega_{\text{в}})}{Mg}, \quad (15)$$

где g – ускорение свободного падения.

Результаты

Выполним расчеты с использованием уравнения (11) для случая с различными коэффициентами тригонометрического ряда (9) и (10) с целью определения оценки уровня вибрационного воздействия мас-

сивной детали на цилиндрическую оболочку котла вагона-цистерны.

Решение задачи будем рассматривать в два этапа. На первом этапе оценивается прогиб оболочки под воздействием единичной нагрузки. На втором – выполняет-

ся динамический анализ на основе дифференциального уравнения (12).

Для подтверждения достоверности результатов, получаемых на основе предложенного подхода, выполним сравнительную оценку результатов, полученных на основе вычислений МКЭ и экспериментальными данными, описанными в литературе [11, 16]. Вследствие отсутствия необходимых экспериментальных данных применительно к оболочкам вагонов цистерн, рассмотрим параметры оболочки, отличной от геометрических параметров котлов вагонов-цистерн. В частности, в литерату-

ре [11, 16] приводятся результаты экспериментального исследования прочности цилиндрической оболочки при действии локальных нагрузок. Параметры замкнутой цилиндрической оболочки и приложенные к ней нагрузки: $L_{ц} = 600$ мм; $R = 200$ мм, $h = 2$ мм, $F = 1,5$ кН; материал Я1Т с модулем упругости $E = 195$ ГПа. В табл. 1 приведены значения прогибов, полученным на основе: на теории пологих цилиндрических оболочек $w_{д}$, на полубезмоментной теории оболочек $w_{в}$, МКЭ $w_{МКЭ}$ и экспериментальным исследованием $w_{эксп}$.

Таблица 1

Результаты вычислений прогиба замкнутой цилиндрической оболочки под воздействием локальной сосредоточенной нагрузки

Table 1

The results of calculations of the deflection of a closed cylindrical shell under the influence of a local concentrated load

Подход по оценке прогиба	Прогиб оболочки w , мм
Теория пологих цилиндрические оболочки, $w_{д}$	0,75
Полубезмоментная теория оболочек, $w_{в}$	0,76
Метод конечных элементов, $w_{МКЭ}$	0,69
Результаты эксперимента, $w_{эксп}$	0,78

Как видно из табл. 1, расхождение между результатами, полученными на основе уравнений теории оболочек с результатами эксперимента, составило около 4 %, а с методом конечных элементов – около 8%. Данные результаты можно считать удовлетворительными.

Далее приведем результаты расчетов прогибов от единичной силы в 1 кН для замкнутых цилиндрических оболочек с размерами, соответствующими наиболее

распространенным четырехосным и восьмиосным вагонам-цистернам (табл. 2), и рассмотрим случай установки на цилиндрическую оболочку массивного груза с площадкой крепления 250×250 мм. Данный выбор площадки обоснован размерами крепления тормозного цилиндра 188Б. В табл. 2 приведены геометрические параметры рассматриваемых котлов вагонов-цистерн.

Таблица 2

Параметры котлов вагонов-цистерн, используемых в расчете

Table 2

Parameters of boilers of tank cars used in the calculation

Параметр	Типы вагонов-цистерн	
	Восьмиосный	Четырехосный
E , ГПа	210	210
$L_{ц}$, м	19,4	9,6
R , м	1,6	1,5
h , мм	10	10

Таблица 3

Результаты оценки прогиба оболочки котла цистерны

Table 3

The results of the assessment of the deflection of the shell of the tank boiler

Подход для оценки прогиба	Прогиб оболочки котла цистерны w , мм	
	Восьмиосной	Четырехосной
Теория пологих цилиндрические оболочки $w_{д}$	0,24	0,15
Полубезмоментная теория оболочек $w_{в}$	0,26	0,16
МКЭ $w_{МКЭ}$	0,21	0,14

На рис. 2 и 3 показано распределение деформаций в сечении, проходящем через центр площадки установки массивного груза котла цистерны восьмиосного и четырехосного вагонов-цистерн соответственно.

Используя данные из таблицы 3 и уравнение (13), найдем значения собственных частот установленного на цилиндрическую оболочку массивного груза. При-

ем массу массивного груза M равной 110 кг, что соответствует массе тормозного цилиндра 188Б. В результате получим значения собственных частот, представленные в табл. 4.

Следует отметить, что ввиду низкого затухания в материале оболочки значения многократно возрастают при приближении к собственным частотам.

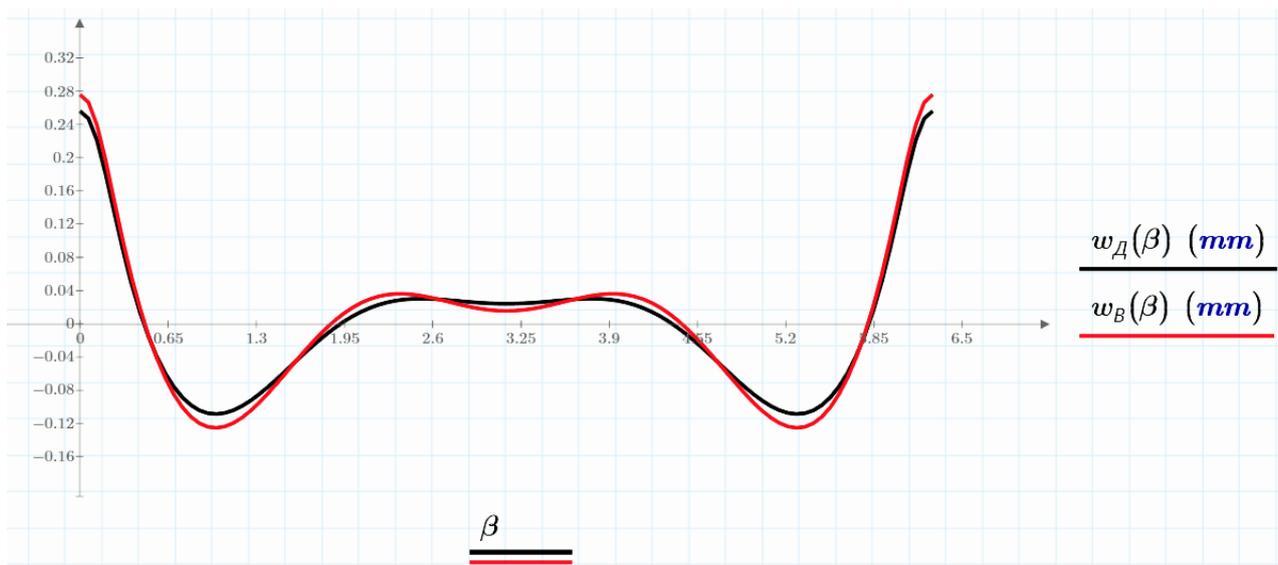


Рис. 2. Деформации в котле восьмиосного вагона-цистерны от единичной локальной нагрузки
 Fig. 2. Deformations in the boiler of an eight-axle tank car from a single local load

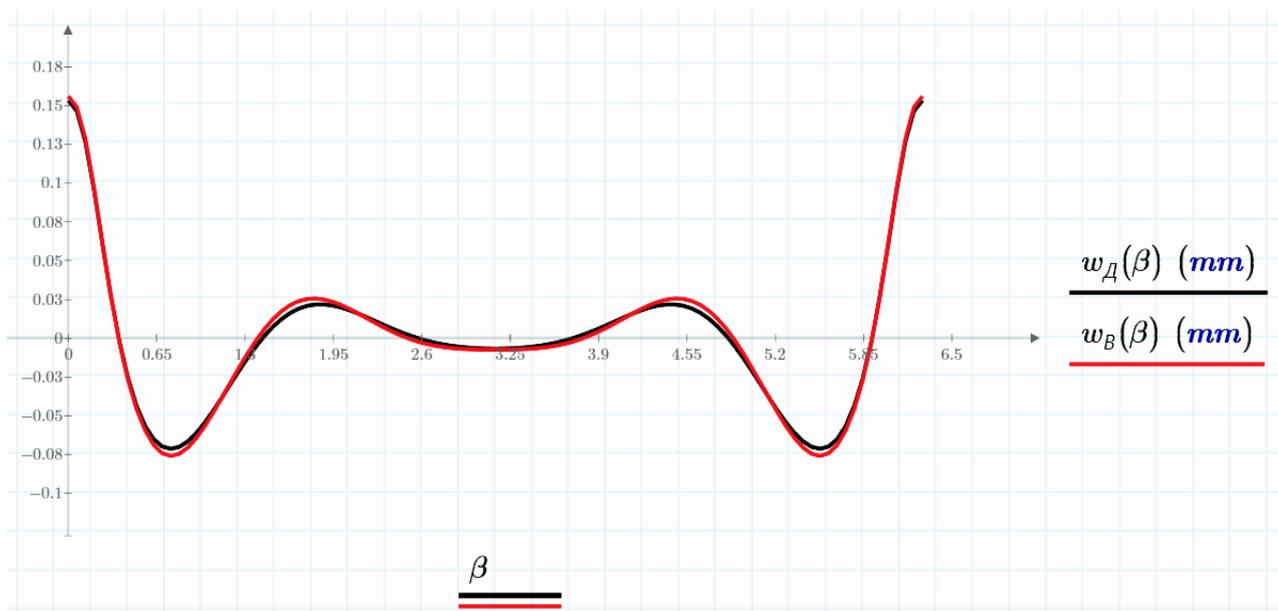


Рис. 3. Деформации в котле четырехосного вагона-цистерны от единичной локальной нагрузки
 Fig. 3. Deformations in the boiler of a four-axle tank car from a single local load

Значения собственных частот установленного на цилиндрическую оболочку массивного груза

Table 4

Values of natural frequencies of a massive load installed on a cylindrical shell

Подход для оценки прогиба	Собственные частоты f , Гц	
	Восьмиосный вагон-цистерна	Четырехосный вагон-цистерна
Теория пологих цилиндрические оболочки	29,9	38,7
Полубезмоментная теория оболочек	28,9	38,4

Обсуждение/Заключение

Предложен подход для оценки уровня вибрационных воздействий массивных деталей на цилиндрическую оболочку вагонов-цистерн. Особенностью предложенного подхода является возможность выполнить приближенный расчет по определению уровня собственных частот массивного груза. Расчеты такого рода необходимы при верификации и оценке адекватности результатов расчета, выполняемых другими методами, например, наиболее распространенным на сегодняшний день МКЭ.

Дополнительной возможностью является тот факт, что применения результа-

тов, описанных в статье, могут позволить оценить напряженно-деформированное состояние цилиндрической оболочки котла вагона цистерны под воздействием локальных нагрузок. Такие оценки необходимы ввиду конструкционной специфики котлов вагонов цистерн.

Тестовые расчеты оболочек, соответствующих восьмиосным и четырехосным вагонам-цистернам, показали, что значения собственных частот установленного на котлах вагонов-цистерн массивного груза находятся в районе 29 Гц и 38 Гц соответственно.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Awrejcewicz, J., & Kryszko, A. V. (2003). Analysis of complex parametric vibrations of plates and shells using Bubnov-Galerkin approach. *Archive of Applied Mechanics*, 73(7), 495–504. doi:10.1007/s00419-003-0303-8
2. Анализ напряженного состояния и других качеств восьмиосной цистерны [Текст] : отчет о НИР : Ч. V / МИИТ, ЦНИИ МПС, ВНИИВ ; рук Л. А. Шадур ; исполн.: О. Г. Бойчевский, Н. В. Дородницына, В. Н. Котуранов, М. Л. Каменомост, Г. М. Чернявский. М., 1965. – 143 с.
3. Анализ напряженного состояния и других качеств восьмиосной цистерны [Текст] : отчет о НИР : Ч. II / МИИТ ; рук Л. А. Шадур ; исполн. В. Н. Котуранов. М., 1964. – 136 с.
4. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Дрофа, 2004. – 591
5. Бойко А. Расчет прочности котла вагона-цистерны при циклическом нагружении [Текст] / А. Бойко, О. Коновалова // Механическая усталость металлов. Труды 13-го международного colloquium (МВМ-2006), 25-28 сентября 2006 года. Тернополь : ТГТУ, 2006, С. 484-490.
6. ГОСТ 33211 – 2014 Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Стандартинформ, 2016. – 87 с.
7. Григорьев П.С. Вариант представления разрешающего уравнения полубезмоментной теории оболочек в форме Доннелла для расчетов напряженного состояния и устойчивости котлов вагонов-цистерн / П.С. Григорьев, С.В. Беспалько, Н.С. Кодиров // Материалы Второй Международной научно-технической конференции «ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ: проблемы, решения, перспективы». Т.: ТГТрУ, 2023.
8. Доннелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки. – М.: Наука, 1982. – 568 с.
9. Котуранов, В.Н. Определение внутренних усилий в цилиндрической части оболочки котла цистерны. Большегрузные восьмиосные вагоны / В.Н. Котуранов. М. : Транспорт, 1968 г. – 288 с.
10. Лукин, В. В. Конструирование и расчет вагонов [Текст] / В. В. Лукин, Л. А. Шадур, В. Н. Котуранов, А. А. Хохлов, П. С. Анисимов / Под ред. В. В. Лукина. М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с
11. Никулин М.В. Экспериментальное исследование прочности цилиндрических оболочек при действии локальных нагрузок / М.В. Никулин // Прочность и динамика авиационных двигате-

- лей: науч. труды. М.: Машиностроение, 1966. Вып. 3. С. 3-32 с.
12. Оценка частот собственных колебаний и динамических напряжений в оболочке котла цистерны [Текст] / П.С. Григорьев, К.Е. Суворова // Известия петербургского университета путей сообщения. 2017. №4. С. 637 – 643.
 13. Серёгин С. В. Динамика тонких цилиндрических оболочек с присоединенной массой. [Текст] / С.В. Серегин. Комсомольск-на-Амуре: КнАГТУ, 2016. – 175 с.
 14. Серёгин С.В. Качественные эффекты при колебаниях кольцевых подкрепляющих элементов с присоединенной массой, как частный случай

тонкой бесконечно длинной круговой цилиндрической оболочки [Текст] / С.В. Серегин // Известия высших учебных заведений. машиностроение. 2017. №1(682). С. 31-43.

15. ЧАН Фу Тхуан Расчетные зависимости и оценки частот и форм колебаний оболочки котлов цистерн [Текст]/ ЧАН Фу Тхуан, Григорьев П.С., Суворова К.Е. // Мир Транспорта. 2018. № 5(78). С. 84-90.
16. Шагивалеев К. Ф. Расчет замкнутой цилиндрической оболочки на сосредоточенные нагрузки / К. Ф. Шагивалеев // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2007. №1, вып. 1. С. 36-42.

REFERENCES

1. Awrejcewicz J, Krysko AV. Analysis of complex parametric vibrations of plates and shells using Bubnov-Galerkin approach. *Archive of Applied Mechanics*. 2003;73(7):495–504. doi:10.1007/s00419-003-0303-8
2. Boychevsky OG, Dorodnitsina NV, Koturanov VN, Kamenomost ML, Chernyavsky GM. Analysis of the stress state and other qualities of an eight-axis tank: research report. Moscow: MIIT, Central Research Institute of MPS, VNIIV; 1965.
3. Koturanov VN. Analysis of the stress state and other qualities of an eight-axis tank: research report. Moscow: MIIT; 1964.
4. Babakov IM. Theory of oscillations. Moscow: Dropha; 2004.
5. Boyko A, Konovalova O. Calculation of the boiler strength of a tank car under cyclic loading. Proceedings of the 13th International Colloquium (IMM-2006), September 25-28, 2006: Mechanical Fatigue of Metals. Ternopil: TSTU; 2006.
6. GOST 33211 – 2014 Freight cars. Requirements for strength and dynamic qualities. Moscow: Standartinform; 2016.
7. Grigoriev PS, Bepalko SV, Kodirov NS. A type of representing Donnell resolving equation of the semi-instantaneous theory of shells for calculations of the stressed state and stability of tank car boilers. Proceedings of the Second International Scientific and Technical Conference, 2023: Railway Rolling Stock: Problems, Solutions, Prospects. Tashkent: TGTrU; 2023.
8. Donnell LG. Beams, plates and shells. Moscow: Nauka; 1982.
9. Koturanov VN. Determination of internal forces in the shell cylindrical part of the tank boiler. Heavy eight-axle cars. Moscow: Transport; 1968.
10. Lukin, VV, Shadur LA, Koturnov VN, Khokhlov AA, Anisimov PS. Design and calculation of cars. Moscow: UMK MPS of Russia; 2000.
11. Nikulin MV. Experimental study of the strength of cylindrical shells under the action of local loads Strength and dynamics of aircraft engines: scientific papers. Moscow: Mashinostroenie; 1966.
12. Grigoriev PS, Suvorova KE. Estimation of natural oscillation frequencies and dynamic stresses in the shell of a tank boiler. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2017;4:637 – 643.
13. Seregin SV. Dynamics of thin cylindrical shells with attached mass. Komsomolsk-on-Amur: КнАГТУ; 2016.
14. Seregin SV. Qualitative effects of vibrations of reinforcing ring elements with attached mass, as a special case of an infinitely long thin circular cylindrical shell. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2017;1(682):31-43.
15. Chan FT, Grigoriev PS, Suvorova KE. Calculated dependences and estimates of frequencies and forms of vibrations of the tank boiler shell. *World of Transport*. 2018;5(78):84-90.
16. Shagivaleev KF. Calculation of a closed cylindrical shell for concentrated loads. *Vestnik of Yuri Gagarin State Technical University of Saratov*. 2007;1(1):36-42.

Информация об авторах:

Григорьев Павел Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы», тел. +7-905-549-15-51.

Коржин Сергей Николаевич – доцент, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство».

Grigoriev Pavel Sergeevich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of

Ибодуллоев Шерзод Рустамович – старший преподаватель кафедры «Механика и математическое моделирование» Национального университета Узбекистана имени Мирзо Улугбека.

Гончаров Владимир Владимирович – кандидат технических наук, ведущий инженер технолог отдела главного металлурга.

Electric Trains and Locomotives; phone: tel. +7-905-549-15-51.

Korzhin Sergey Nikolaevich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Cars and Car Facilities.

Ibodulloev Sherzod Rustamovich - Senior Lecturer of the Department of Mechanics and Mathematical

Modeling at National University of Uzbekistan named after Mirzo Ulugbek.

Goncharov Vladimir Vladimirovich - Candidate of Technical Sciences, Principle Production Engineer of the Department of Chief Metallurgist.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 25.03.2023; одобрена после рецензирования 14.04.2023; принята к публикации 27.04.2023. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 25.03.2023; approved after review on 14.04.2023; accepted for publication on 27.04.2023. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.