

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.067:62-592

doi: 10.30987/2782-5957-2022-7-43-52

БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОЗДУШНЫХ РЕЗЕРВУАРОВ ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Евгений Николаевич Христофоров^{1✉}, Наталия Евгениевна Сакович²,
Антон Михайлович Никитин³, Андрей Сергеевич Шилин⁴

^{1, 2, 3} Брянский государственный аграрный университет; Брянск, Россия

⁴ АО «Брянсксельмаш; Брянск, Россия

¹ en-x@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1994-0831>

² nasa2610@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6154-4445>

³ a.m.nikitin32@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8261-1969>

Аннотация. Цель исследования. Обосновать возможность применения изделий из композиционных материалов вместо металлических в автомобилестроении, в частности, воздушных резервуаров тормозной системы автомобилей фирмы «КАМАЗ».

Задача, решению которой посвящена статья. Обеспечить возможность замены металлических изделий тормозной системы автомобиля изделиями из композиционных материалов, например, воздушных резервуаров.

Методы исследования. Обоснована математическая модель условий нагружения нагретых цилиндрических оболочек сосудов, изготовленных из композиционных материалов при осевом нагружении, изложены основы некоторых вопросов применения цилиндрических оболочек в задачах динамического деформирования оболочечных элементов конструкций.

Новизна работы. Впервые для автомобилестроения теоретически и экспериментально обоснована возможность замены металлических изделий изделиями из композиционных материалов, которые по своим техническим характеристикам, весовым, температурным и прочностными не уступают или превосходят металлические, в частности обеспечения коррозионной стойкости, герметичности и безопасности.

Результаты исследования. В результате

было установлено, что после снятия нагрузки и остывании стенки оболочек оставались в том же положении, в котором они занимали в момент выпучивания, причем отслоение поверхностных слоев в районе гребней волн не обнаруживалось. Однако при визуальном осмотре поперечных сечений оболочек наблюдалось расслоение стенок, с возрастанием температуры значение критической нагрузки уменьшалось и стремилось к нулю при некоторой предельной температуре.

Выводы: Проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что по весовым, температурным и прочностными характеристикам композиционные материалы не уступают и даже превосходят металлические в обеспечения коррозионной стойкости, герметичности и безопасности эксплуатации. В автомобилестроении изделия из композиционных материалов позволяют повысить надежность и безопасность систем автомобилей, в том числе тормозной, снизить показатели аварийности при выполнении транспортных процессов, снизить вероятность травмирования и гибели людей.

Ключевые слова: аварийность, травматизм, опасный производственный объект, опасность, резервуар, баллон, оболочка, эксперимент, безопасность эксплуатации, технические характеристики.

Ссылка для цитирования:

Христофоров Е.Н. Безопасность эксплуатации воздушных резервуаров тормозного оборудования автомобилей / Е.Н. Христофоров, Н. Е. Сакович, А. М. Никитин, А. С. Шилин // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 7. – С. 43 – 52. doi: 10.30987/2782-5957-2022-7-43-52.

WORKING SAFETY OF AIR TANKS OF CAR BRAKING EQUIPMENT

Evgeny Nikolaevich Khristoforov^{1✉}, Natalia Evgenievna Sakovich²,
Anton Mikhailovich Nikitin³, Andrey Sergeevich Shilin⁴

^{1,2,3} Bryansk State Agrarian University; Bryansk, Russia

⁴ АО "Bryanskselelmash"; Bryansk, Russia

¹ en-x@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1994-0831>

² nasa2610@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6154-4445>

³ a.m.nikitin32@mail.ru, ORCID <https://orcid.org/0000-0002-8261-1969>

Abstract. The study objective is to substantiate the possibility of using products made of composite materials instead of metals in the automotive industry, in particular, for air tanks of the braking system of KAMAZ vehicles.

The problem to which the paper is devoted is to provide the possibility of replacing metal products of the car braking system with products made of composite materials, for example, for air tanks.

Research methods. A mathematical model of the loading conditions of heated cylindrical shells of vessels made of composite materials under axial loading is substantiated, the basics of some issues to use cylindrical shells in the problems of dynamic deformation of shell structural elements are justified.

The novelty of the work. For the first time in the automotive industry, the possibility is theoretically and experimentally substantiated to replace metal products with products made of composite materials, which in terms of their technical characteristics, weight, temperature and strength are not inferior or superior to metal ones, in particular, ensuring corrosion resistance, tightness and safety.

Reference for citing:

Khristoforov EN, Sakovich NE, Nikitin AM, Shilin AS. Working safety of air tanks of car braking equipment. Transport Engineering. 2022; 7:43–52. doi: 10.30987/2782-5957-2022-7-43-52.

Введение

Одной из проблем, стоящих перед руководством страны и регионов состояние аварийности на дорогах. В результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) гибнут и травмируются люди, наносится огромный материальный ущерб, состоящий из миллиардов рублей. Среди причин большой аварийности на дорогах - техническое состояние систем автотранспортных средств и, в частности, неисправности тормозной системы, из-за отказов которой происходит до 50 % ДТП по техническим причинам. Среди технических причин ДТП – негерметичность тормозной

The results of the study. As a result, it was found that after removing the load and cooling down, the walls of the shells remain in the same position which they occupied at the time of buckling, and the surface disintegration in the area of the wave crests was not detected. However, upon visual inspection of the cross-sections of the shells, wall delamination is observed, with increasing temperature, the value of the critical load decreases and tends to zero at a certain limit temperature.

Conclusions: The studies conducted allow to conclude that in terms of weight, temperature and strength characteristics, composite materials are not inferior and even superior to metal ones in ensuring corrosion resistance, tightness and safety of operation. In the automotive industry, products made of composite materials can improve the reliability and safety of vehicle systems, including braking, reduce accident rates for transport processes, reduce injuries and death of people.

Keywords: accident, injury, hazardous production facility, danger, tank, cylinder, shell, experiment, operational safety, technical characteristics.

системы, в частности, негерметичность резервуаров для хранения рабочего тела (воздуха). Федеральным законом «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» от 21.07.97 № 116-ФЗ (ред. от 08.12.2020) воздушные резервуары тормозного оборудования автомобилей, относятся к категории опасных производственных объектов (ОПО) [13].

Эксплуатация воздушных резервуаров автомобилей связана с повышенной опасностью, в первую очередь, возможностью взрыва, причинами которого являются: потеря механической прочности сосудов,

местные перегревы, удары, превышении рабочего давления и другие. Результатами взрыва становятся тяжелые и летальные травмы людей, нанесение крупного материального ущерба.

По конструктивному исполнению применяются металлические: цельнокованные, кованосварные, вальцованосварные, штампосварные, многослойные рулонированные воздушные резервуары тормозной системы автомобилей, которые относятся к 2 группе сосудов с расчетным давлением до 6 МПа и более (ГОСТ Р 52630–2012) [10].

Схема тормозного оборудования автомобилей фирмы КамАЗ представлена на рис. 1. Воздушными резервуарами тормозного оборудования автомобилей фирмы КамАЗ являются баллоны, которые располагаются в 4 контурах. Контур I имеет 1 ресивер, контур II – 2 ресивера, контур III – 1 ресивер, контур IV – 1 ресивер. Вместимость

каждого баллона 25 литров, давление в них от 0,6 до 0,7 МПа ($6 \dots 7 \text{ кг/см}^2$) [1].

Выполненные из стальных материалов воздушные баллоны пневматического привода автомобилей обладают многими конструктивными достоинствами, однако конструкциям из металла присущи и недостатки, в частности, образование внешней и внутренней коррозии, наличие сварных швов снижающих прочность конструкций и другие.

Заменить в автомобилестроении сталь могут композиционные материалы, которые позволяют создавать конструкции с уникальными весовыми, температурными и прочностными характеристиками.

Авторы предлагают заменить металлические воздушные резервуары тормозного оборудования в пневматическом приводе автомобилей на композиционные.

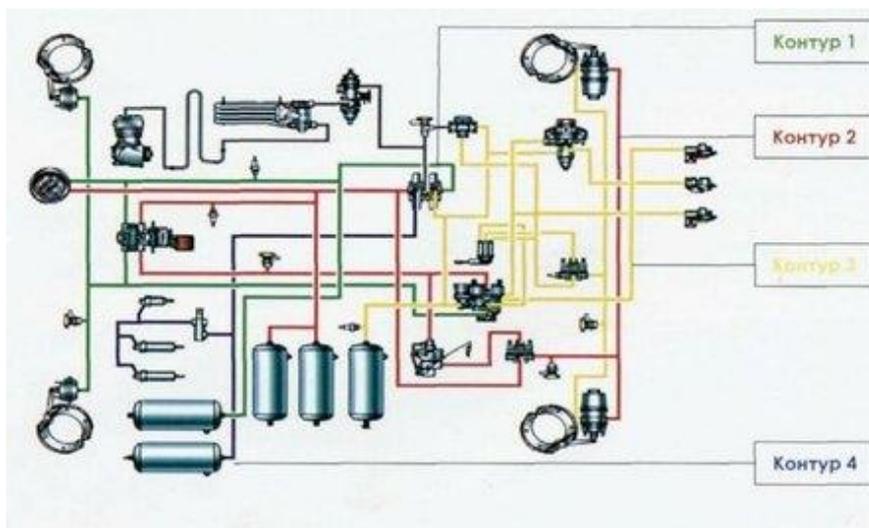


Рис. 1. Схема пневматического привода тормозных механизмов автомобилей фирмы КамАЗ
Fig. 1. Scheme of pneumatic drive of brake mechanisms of KAMAZ cars

Использование композиционных материалов при создании современных аппаратов и устройств, сложная проблема, решение которой требует разработки математических моделей рассматриваемых явлений, удовлетворяющих требованиям надежности и безопасности с одной стороны и практической применимости к инже-

нерным расчетам – с другой [7].

В процессе эксплуатации, воздушные резервуары тормозного оборудования автомобилей подвергаются различным силовым и температурным нагрузкам, поэтому при проектировании конструкций из композиционных материалов такие нагрузки должны быть исследованы и определены.

Материалы, модели, эксперименты и методы

Оболочки сосудов, работающих под давлением, в большинстве случаев имеют утолщенные торцы, с помощью которых

они воспринимают нагрузки от соседних элементов. В процессе нагрева или охлаждения из-за различной толщины и низкой

теплопроводности материала могут возникать перепады температуры между стенкой и утолщениями, которые способствуют образованию в зоне сопряжения окружных напряжений. Эти напряжения при нагреве тонких оболочек могут вызывать местное выпучивание или оказывать влияние на величину критических напряжений, например, в случае осевого сжатия, а при нагреве толстых оболочек – разрушение материала. Поэтому оценка влияния этих напряжений на несущую способность оболочек представляет интерес при выборе геометрических размеров на этапе проектирования, а также при выборе режимов нагревания (охлаждения) при испытаниях. [3, 4, 5].

Влияние окружных сжимающих напряжений на несущую способность оболочек может быть оценено, например, в

$$D_{11} = \frac{d^4 \omega}{dr^2} + 2(2D_{33} + \nu_2 D_{11}) \frac{d^4 \omega}{dr^2 d\eta^2} + D_{22} \frac{d^4 \omega}{d\eta^4} = \frac{h}{\lambda^2 R} \frac{d^2 \Phi}{dr^2} - \frac{N_{\eta 0}}{\lambda^2} \frac{d^2 \omega}{d\eta^2} + h \frac{d^2 \Phi}{d\eta^2} \frac{d^4 \omega_0}{dr^2}$$

$$\frac{d^2 \Phi}{dr^2} + \left(\frac{E_2}{G} - 2\nu_0 \right) \frac{d^4 \Phi}{dr^2 d\eta^2} + \frac{E_2}{E_1} \frac{d^4 \Phi}{d\eta^4} = - \frac{E_2}{\lambda^2 R} \frac{d^2 \omega_0}{dr^2} - E_2 \frac{d^2 \omega_0}{dr^2} \frac{d^2 \omega}{d\eta^2}$$

где ω – прогиб, мм; Φ – функция усилий в срединной поверхности оболочки в момент выпучивания, Н; ω_0 – прогиб перед выпучиванием, мм; R – радиус срединной поверхности, мм; r и η – безразмерные координаты на срединной поверхности, мм; $N_{\eta 0}$ – докритическое усилие в окружном направлении, Н; E_1 и E_2 – модули упругости в осевом и окружном направлениях соответственно, МПа; G – модуль сдвига, МПа; ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона; h – толщина стенки оболочки, мм.

Предполагается, что напряжения, вызывающие потерю устойчивости в ортотропной оболочке, по аналогии с изотропной быстро затухают с удалением от ребер жесткости. Поэтому такие оболочки рассматриваются как полубесконечные.

Возникающие при нагреве оболочки прогибы и усилия, симметричные относительно ее оси, определяются следующими выражениями:

1. Для защемленной оболочки
$$\omega_0 = \alpha_2 \Delta T R [-1 + e^{-r} (\cos r + \sin r)]$$

случае осевого сжатия, с помощью формулы

$$\frac{P}{P_{кр}} + \frac{\Delta T}{\Delta T_{кр}} = 1 \quad (1)$$

где P – сила осевого сжатия, Н; ΔT – перепад температуры между стенкой оболочки и ребром жесткости (шпангоута), К; $\Delta T = T_{общ} - T_{шп}$; $T_{общ}$ – температура обшивки, К; $T_{шп}$ – температура шпангоута, К; $P_{кр}, \Delta T_{кр}$ – критические значения силы, Н и перепада температуры, К.

Критический перепад температуры между обшивкой ортотропной оболочки и ребром жесткости (например, шпангоута), вызывающим выпучивание в зоне сопряжения, может быть определен из системы уравнений устойчивости в «малом», полученных на основе гипотезы Кирхгофа – Лява [11]:

$$N_{\eta 0} = -E_2 \alpha_2 \Delta T h e^{-r} (\cos r + \sin r) \quad (3)$$

2. Для шарнирно опертой
$$w_0 = \alpha_2 \Delta T R (-1 + e^{-r} \cos r)$$

$$N_{\eta 0} = -E_2 \alpha_2 \Delta T h e^{-r} \cos r \quad (4)$$

где α_2 – коэффициент теплового расширения в окружном направлении.

Условия шарнирного опирания могут быть приняты для однопролетных отсеков, а условия защемления – для промежуточных шпангоутов многопролетных отсеков.

Задача устойчивости сводится к выявлению собственных функций однородных уравнений (2) с краевыми условиями:

при $r = 0$

$$\frac{d^2 \Phi}{d\eta^2} = \frac{d^2 \Phi}{dr d\eta} = 0$$

для защемленной оболочки

$$w = \frac{d^2 \omega}{dr} = 0$$

для шарнирно опертой

$$w = \frac{d^2 \omega}{dr^2} = 0$$

при $r \rightarrow \infty$, значения w, Φ ограничены.

Решение строится на основе метода Бубнова-Галеркина в форме Папковича, при этом функция выпучивания выбирается в виде [3, 4, 11]:

1. Для защемленной оболочки

$$w = fe^{-ar}(1 - \cos cr) \sin b\eta$$

2. Для шарнирно опертой

$$w = fe^{-ar} \sin cr \sin b\eta,$$

где a, b, c – параметры волнообразования.

Формула для определения перепада температуры может быть представлена как

$$\Delta T = \frac{k_1}{\sqrt{3(1-\nu_1\nu_2)}} \sqrt{\frac{E_1}{E_2} - \frac{h}{\alpha_2 R}} \quad (5)$$

где k_1 – сложная функция параметров волнообразования a, b, c и упругих характеристик материала [3, 4]. Наименьшее значение функции k_1 соответствует критическому перепаду температур.

Критическая сила осевого сжатия нагретой цилиндрической оболочки может быть приближенно определена по формуле

$$k = \frac{1}{\sqrt{3(1-\nu_1\nu_2)}} \sqrt{\frac{E_1\nu_2 + \sqrt{E_1E_2} + 2G(1-\nu_1\nu_2)}{\sqrt{E_1E_2} - E_2\nu_1 + \frac{E_1E_2}{2G}}}$$

Стенки оболочек образовывали продольно – поперечной намоткой лент из стеклонитей НС-170,2 по схеме 0; 90°; 90°; 0; 90°; 90°; 0 и т. д. Связующим служили резольная фенолформальдегидная смола Р-2 и клей БФ-4. Содержание связующего – 30 %, влаги и летучих фракций – 3,6...3,9 % [2, 6, 8, 12].

Геометрические размеры оболочек: длина $l=550$ мм, внутренний диаметр $d=287$ мм, толщина стенки $h=2,5$ мм. Длина цилиндрической части утолщения $l_1=10$ мм, а конической $l_1=40$ мм; толщина цилиндрической части утолщения $h_1=5$ мм. Утолщение образовывали намоткой лент.

Переменными величинами при испытаниях были температура обшивки и

лам линейной теории ортотропных оболочек, приведенным в работах А.А. Баштырова, Л.Г. Белозерова, В.В. Иванова, В.А. Киреева и других ученых [3, 4]. Сравнительный анализ показывает, что результаты расчетов критических нагрузок по этим формулам для оболочек одинаковой геометрии при одних и тех же значениях упругих характеристик материалов различаются на 4 ... 5%. Для выяснения диапазона температур, в котором справедливо использование формул линейной теории ортотропных оболочек, было проведено дополнительное экспериментальное исследование Л.Г. Белозеровым и В.А. Киреевым [4]. Нагретые оболочки из углепластика нагружали осевой сжимающей силой вплоть до разрушения. Результаты эксперимента были сопоставлены с результатами расчета по одной из формул, взятой из работы Л.Г. Белозерова и В.А. Киреева [4]:

$$P_{кр} = k2\pi h^2 \sqrt{E_1 E_2}, \quad (6)$$

нагрузка. Было испытано 15 оболочек, из них пять при комнатной температуре. Испытание проводили при 293, 323, 373, 473 и 523 К.

При 523 К после снятия нагрузки и остывании, стенки оболочек оставались в том же положении, в котором они занимали в момент выпучивания, причем отслоение поверхностных слоев в районе гребней волн не обнаруживалось. Однако при визуальном осмотре поперечных сечений оболочек наблюдалось расслоение стенок. Температура, при которой изменилось поведение оболочек – 480 К.

С возрастанием температуры значение критической нагрузки уменьшалось и стремилось к нулю при некоторой предельной температуре (рис. 2).

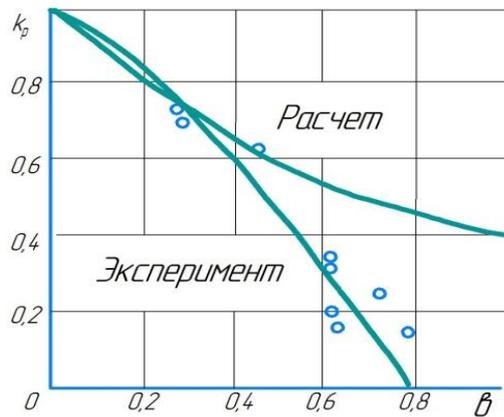


Рис. 2. График изменения нагрузки от температуры
Fig. 2. Graph of load changes from temperature

Зависимости перемещений от нагрузки при разных уровнях температур были линейными вплоть до начала разрушения, причем перемещения при разгрузке достаточно близко совпадали с перемещениями при нагрузке (в пределах точности

измерений). Результаты обработки диаграммы перемещений использовали для определения модуля упругости E_1 , зависимость которого от температуры представлена на рис. 3.

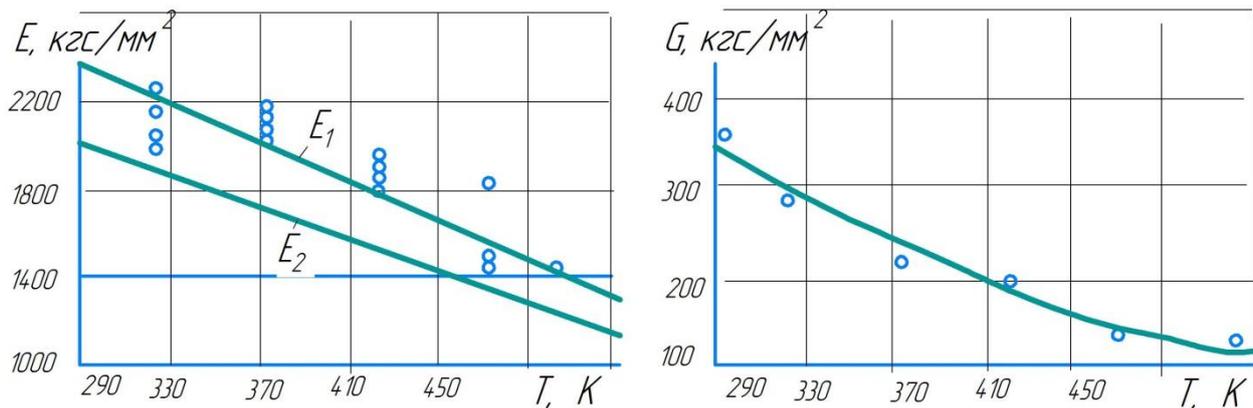


Рис. 3. Схема изменения модуля упругости E_1 , в зависимости от температуры
Fig. 3. Scheme of modulus of elasticity change E_1 , depending on temperature

Как видно, с возрастанием температуры его значения уменьшаются, но в меньшей степени, чем значения критической нагрузки.

Результаты расчета критических нагрузок по формуле (6) приведены рис. 1 в виде зависимости $k_p = \frac{F_{кр}}{F_{кр0}}$ от $\theta = \frac{T-T_0}{T_0}$.

При этом принималось, что коэффициенты Пуассона не зависят от температуры, а их отношение $\frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{\nu_{10}}{\nu_{20}} = const$ для всех уровней температур.

Исходя из условий ортотропности, значения модуля E_1 при температуре нагрева определялись как

$$E_2 = \frac{\nu_{20}}{\nu_{10}} E_1 \quad (7)$$

Учитывая, что зависимость модуля E_2 от температуры близка к линейной (рис. 3), выражение (7) можно представить как

$$E_2 = \frac{\nu_{20}}{\nu_{10}} (c_1 + c_2 T),$$

где

$$\nu_{20} = 0,124; \nu_{10} = 0,42; c_1 = 3595 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}; c_2 = 4,30 \text{ кгс/мм}^2.$$

Значение v_{20} определялось при растяжении дуговых образцов, вырезанных из оболочек, а значение v_{10} – при нагружении оболочек осевой сжимающей силой. Принимаемая при расчетах зависимость модуля E_2 от температуры представлена на рис. где

$$c_3 = 1275 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2} \cdot \text{К}; c_4 = 0,00451 \text{ кгс/мм}^2 \cdot \text{К}.$$

Как видно, формула (6), выведенная для монолитного ортотропного материала, справедлива при равномерном нагреве оболочки из стеклопластика на фенолформальдегидном связующем лишь до 420 К. При превышении этой температуры нарушается монолитность материала из-за низкой прочности связующего и начинают проявляться его реономные свойства, что делает эту формулу неприемлемой.

Исходя из опытных данных, изменение критической нагрузки от температуры для рассматриваемых оболочек может быть принято в виде параболы

$$k_p = \frac{F_{\text{КР}}}{F_{\text{КР0}}} = a_2 \theta^2 + a_1 \theta + 1,$$

3. Значение модуля сдвига G в соответствии с данными работы, представлялось экспонентой (рис. 3) [2, 12].

$$G = c_3 e^{c_4 T},$$

где $\theta = \frac{T-T_0}{T_0}$ - относительная температура,

$a_2=755$, $a_1=-0,706$ - коэффициенты, определяемые с помощью метода наименьших квадратов. Эта формула может быть использована для расчета критических нагрузок при температуре выше 420 К.

Оценим величину критического перепада, возможного при нагревании стеклопластиковых оболочек на фенолформальдегидном связующем. Для расчетов воспользуемся формулой (5). Числовые значения функций k_1 соответствующие критическому перепаду, приведены в таблице.

Таблица

Числовые значения функций k_1

Table

Numeric values of functions k_1

Показатели	k_1 при граничных условиях	
	защемление	шарнирное опирание
Стеклопластик на фенолформальдегидном связующем		
Без учета моментности докритического состояния	4,25	9,02
С учетом моментности докритического состояния	5,35	10,0
Изотропный материал		
Без учета моментности докритического состояния	5,59	15,7
С учетом моментности докритического состояния	6,02	16,6

При заполнении данных в таблице, изменение упругих характеристик в зависимости от марки материала не учитывалось. Для оценки $\Delta T_{\text{КР}}$ других композиционных материалов в первом приближении

Заключение

Как следует из данных приведенных в табл. 1, критический перепад температуры шарнирно опертой оболочки более чем вдвое выше, чем защемленной, что объясняется большей податливостью при нагреве шарнирно опертой оболочки. Кроме того, при влиянии моментов сил в исходном

можно принимать эти же значения k_1 . Там же для сравнения приведены значения для изотропной оболочки. Отметим, что для изотропной оболочки k_1 не зависит от характеристик материала.

состоянии увеличивается критический перепад температуры, что может быть объяснено стабилизирующим эффектом искривления образующей оболочки. Зависимость критического перепада температуры от отношения R/h защемленных оболочек на фенолформальдегидном связующем,

полученная с помощью формул (5), приведена на рис. 4.

Как видно, с уменьшением отношения R/h значения $\Delta T_{кр}$ возрастают. Испытанные оболочки были относительно толстыми $R/h=58$ и для них критический перепад температур $\Delta T_{кр} = -3250\text{К}$. Скорость нагрева в процессе испытаний не превышала $0,3 \text{ град/с}$, а перепад температур между внутренними поверхностями шпангоутов и обшивки $\Delta T_{кр} = 40\text{К}$.

Следовательно, при указанных выше скоростях нагрева критический перепад

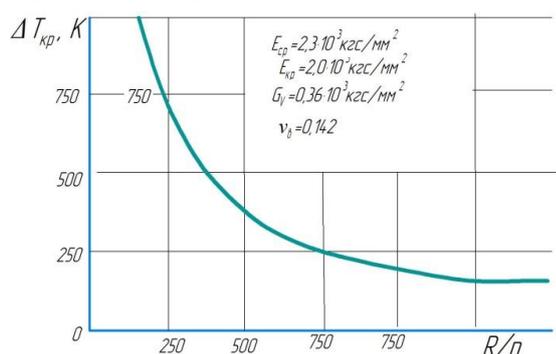


Рис. 4. Зависимость критического перепада температуры от отношения R/h

Fig. 4. Dependence of the critical temperature drop on the ratio R/h

Из графика видно, для толстых оболочек ($R/h \approx 58$) это влияние незначительно и им можно пренебречь, а для тонких

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Акинин С.А., Нурмехамитов М.Н., Якунин В.Н. Сервисная книжка автомобилей КАМАЗ. Набережные челны, 2010. 249 с.
2. Бабушкин А.В. Механика композиционных материалов и конструкций: курс лекций. Пермь: Изд-во Пермский государственный технический университет, 2017. 128 с.
3. Белозеров Л.Г., Киреев В.А. Композитные оболочки при силовых и тепловых воздействиях. М.: Физматлит, 2003. 388 с.
4. Белозеров Л.Г., Васильев А.Б., Киреев В.А. и др. Проектирование, расчет и испытания конструкций из композиционных материалов. М.: ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского, 1974. 50 с.
5. Васильев А.П. Разработка полимерных композиционных материалов на основе политетрафторэтилена с углеродными волокнами и природными наполнителями: каолином и вермикулитом: специальность 05.17.06 «Технология и переработка полимеров и композитов»: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. Казань, 2020. 155 с. Библиогр.: с. 131-146.

температур недостижим.

Влияние окружающих сжимающих усилий на несущую способность защемленных оболочек из стеклопластика на фенолформальдегидном связующем с различным соотношением R/h , оцененное с помощью формулы (1), наглядно представлено на рис. 5, где сплошной линией нанесена несущая способность равномерно нагретых оболочек $\Delta T = 0$, а пунктирными – с температурой шпангоута 293 К .

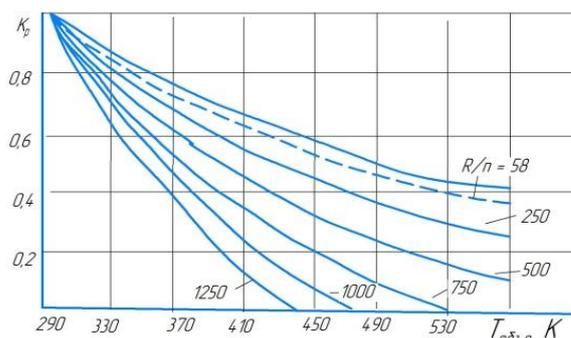


Рис. 5. Влияние окружающих сжимающих усилий на несущую способность защемленных оболочек

Fig. 5. Influence of circumferential compressive forces on the bearing capacity of the pinched shells

($R/h = 1000$) оно может быть существенным.

6. Васильев В.В. Механика конструкций из композиционных материалов. М.: Машиностроение, 1988. 267 с.
7. Галинская О.О. Проектирование элементов конструкций ракетных комплексов из композиционных материалов. СПб.: Балтийский государственный технический университет, 2014. 95 с.
8. Головкин Г.С. Проектирование технологических процессов изготовления изделий из полимерных материалов. М.: Химия, КолосС, 2007. 399 с.
9. Горбачёв В.И., Кабанова Л.А. О постановке задач в общей теории Кирхгофа-Лява неоднородных анизотропных пластин // Вестник Московского ун-та. Сер. 1. Математика. Механика. 2018. №3. С. 43-48.
10. ГОСТ 34347-2017. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия = Steel welded vessels and apparatus. General specifications: нац. стандарт Российской Федерации : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию

и метрологии от 14 дек. 2017 г. № 2002-ст. : введ. впервые : дата введ. 2018-09-01 / разраб. Международным техническим комитетом по стандартизации МТК 523 «Техника и технологии добычи и переработки нефти и газа», ЗАО «ПХИ»; АО «ВНИИНЕФТЕМАШ»; ООО «НТП ЦЕНТРИХИМАШ»; АО «НИИХИМАШ» М.: Стандартиформ, 2018.

11. Колмогоров Г.Л., Мельникова Т.Е., Азина Е.О. Применение метода Бубнова-Галеркина для оценки устойчивости анизотропных пластин // Строительная механика инженерных конструк-

ций и сооружений. 2017. № 4. С.29-33. DOI: 10.22363/1815-5235-2017-4-29-33.

12. Васильев В.В., Протасов В.Д., Болотин В.В. и др. Композиционные материалы: справочник /под общ. ред. В.В. Васильева, Ю.М. Тарнопольского. М.: Машиностроение, 1990. 512 с.
13. О промышленной безопасности опасных производственных объектов: Федер. закон [принят Гос. Думой 21.07.1997] // Собрание законодательства Российской Федерации, N 30, 28.07.97, ст.3588.

REFERENCE

1. Akinin SA, Nurmehamitov MN, Yakunin VN. Service book of KAMAZ vehicles. Naberezhnye Chelny; 2010.
2. Babushkin AV. Mechanics of composite materials and structures: a course of lectures. Perm: Publishing house of Perm State Technical University; 2017.
3. Belozеров LG, Kireev VA. Composite shells under force and thermal influences. Moscow: Fizmatlit; 2003.
4. Belozеров LG, Vasilyev AB, Kireev VA. Design, calculation and testing of structures made of composite materials. Moscow: TsAGI; 1974.
5. Vasilyev AP. Development of polymer composite materials based on polytetrafluoroethylene with carbon fibers and natural fillers: kaolin and vermiculite [dissertation]. [Kazan (RF)]; 2020.
6. Vasilyev VV. Mechanics of structures made of composite materials. Moscow: Mashinostroenie; 1988.
7. Galinskaya OO. Design of structural elements of rocket complexes made of composite materials. St. Petersburg: Baltic State Technical University; 2014.
8. Golovkin GS. Design of technological processes for

manufacturing products of polymer materials. Moscow: Khimiya, ColosS; 2007.

9. Gorbachev VI, Kabanova LA. On stating the problems in Kirchhoff–Love theory of nonhomogeneous anisotropic plates. Bulletin of Moscow University. Mathematics. Mechanics. 2018;3:43-48.
10. GOST 34347-2017. Steel welded vessels and apparatus. General specifications: Equipment and Technologies for Oil and Gas Production and Processing, Moscow: Standartinform; 2018.
11. Kolmogorov GL, Melnikova TE, Azina EO. Application of Bubnov-Galerkin method to assess the stability of anisotropic plates. Construction Mechanics of Engineering Construction and Buildings. 2017;4:29-33. DOI: 10.22363/1815-5235-2017-4-29-33
12. Vasilyev VV, Protasov VD, Bolotin VV. Composite materials: handbook. Moscow: Mashinostroenie; 1990.
13. Industrial safety of hazardous production facilities: Federal law adopted by the State Duma on 21.07.1997. Collection of Legislation of the Russian Federation; 30, 28.07.97.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Производственная безопасность**: учеб. пособие / под общ. ред. А.А. Попова. 2-е изд., испр. СПб.: Лань, 2013. 432 с.
2. **Савченков А.А.** Цикл лекций по теории изгиба

пластин: учеб. пособие. Казань: Казанский федеральный университет механики и математики, 2012. 245 с.

BIBLIOGRAPHIC LIST

1. Popov AA, editor. Industrial safety: tutorial. SPetersburg: Lan; 2013.
2. Savchenkov AA. A series of lectures on the theory

of plate bending: textbook. Kazan: Kazan Federal University of Mechanics and Mathematics; 2012.

Информация об авторах:

Христофоров Евгений Николаевич, доктор технических наук, профессор, тел. 8(915)5371275, профессор кафедры безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии.

Сакович Наталия Евгениевна, доктор технических наук, доцент, тел. 8(906)5025552, профессор

кафедры безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии.

Никитин Антон Михайлович, кандидат технических наук, тел. 8(906)5025552, доцент кафедры электроэнергетики и электротехнологий.

Шилин Андрей Сергеевич, главный инженер – заместитель генерального директора по произ-

водству АО «Брянксельмаш».

Information about the authors:

Khristoforov Evgeny Nikolaevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Life Safety and Environmental Engineering, phone: 8(915)5371275.

Sakovich Natalia Evgenievna, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Life Safety and Environmental Engineer-

ing, phone: 8(906)5025552,

Nikitin Anton Mikhailovich, Candidate of Technical Sciences, tel. 8(906)5025552, Associate Professor of the Department of Electric Power Engineering and Electrical Technologies.

Shilin Andrey Sergeevich, Chief Engineer – Deputy General Director for Production of Bryanskselmash.

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 15.03.2022; одобрена после рецензирования 30.03.2022; принята к публикации 23.05.2022. Рецензент – Рассоха В.И., доктор технических наук, доцент, декан транспортного факультета Оренбургского государственного университета, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 15.03.2022; approved after review on 30.03.2022; accepted for publication on 23.05.2022. The reviewer is Rossokha V.I., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Dean of the Transport Faculty of Orenburg State University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.