

УДК 621.79

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КУЗОВОВ АВТОБУСОВ ОТ ДЕЙСТВИЯ ИНЕРЦИОННЫХ НАГРУЗОК

¹Гоц А.Н., ²Гусев Д.С., ¹Гуськов В.Ф., ¹Люхтер А.Б.

¹ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, e-mail: hotz@mail.ru;

²ООО «ИЦ при ВлГУ», Владимир, e-mail: gusev@laser33.ru

В работе предлагается метод расчета на прочность алюминиевых панелей, соединенных со стальным каркасом лазерной сваркой под действием инерционных нагрузок, возникающих при движении автобуса по дорогам общего пользования. При расчете методом конечных элементов крышки люка используются кинематические граничные условия, а именно: места крепления с каркасом автобуса ограничены во всех степенях свободы. Для сварных соединений алюминиевой панели со стальными листами каркаса крышки используется связанный контакт, не допускающий перемещений и скольжений узлов конечно-элементной модели, а в остальных случаях применяется контакт без трения. Ускорение кузова автобуса записывалось с помощью пьезорезистивного акселерометра в видеорегистраторе Datakam и встроенного программного обеспечения. Поскольку процесс нагружения инерционными силами является случайным, то для использования в расчетах была произведена замена реального изменения ускорения кузова автобуса от начала движения до остановки схематизированным. Для расчета напряженно-деформированного состояния панелей элементов кузова методом конечных элементов под действием инерционных нагрузок в правую часть матричного уравнения МКЭ в форме метода перемещений добавляются инерционные силы, которые вычисляются как произведение матрицы масс всей упругой конструкции в общей системе координат на вектор ускорений, взятый с обратным знаком. После расчета МКЭ по полученным значениям тензора напряжений в наиболее напряженных конечных элементах определяется интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла от начала движения до остановки автобуса и наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение), что позволяет определить запасы прочности в отдельных точках панели при действии циклических нагрузок.

Ключевые слова: алюминиевая решетка, сварочный шов, каркас, инерционная нагрузка, граничные условия, амплитудное напряжение, эквивалентные напряжения, запасы прочности

THE CALCULATION OF THE STRENGTH OF BODY PANELS OF BUSES FROM THE ACTION OF INERTIAL LOADS

¹Gots A.N., ²Gusev D.S., ¹Guskov V.F., ¹Lyukhter A.B.

¹Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru;

²EC at VSU LLC, Vladimir, e-mail: gusev@laser33.ru

The paper proposes a method for calculating the strength of aluminum lattice connected to a steel frame by laser welding under the action of inertial loads arising from the movement of a bus on public roads. When calculating by the of finite element method (FEM) of the compartment hatch, kinematic boundary conditions are used, namely: the attachment points with the bus frame are limited in all degrees of freedom. To connect the aluminum lattice with steel sheets in the welded joint zone, a bonded contact is used, which does not allow displacements and slips of the finite element model nodes, and in other cases the frictionless contact is used. Acceleration of the body of the bus was recorded a piezoresistive accelerometer in the Datakam video recorder and firmware. Since the loading process of the inertial forces is random, then for use in the calculation has been replaced a real change in the acceleration of the body of the bus from the start to stop schematized. To calculate the stress-strain state of the body elements panels using the FEM under the action of inertial loads, the inertial forces are added to the right side of the FEM matrix equation in the form of the displacement method, which are calculated as the product of the mass matrix of the entire elastic structure in the general coordinate system the opposite sign. After calculating the FEM for the obtained values of the stress tensor in the most intense FE, the intensity of the amplitudes of the variables cycle stress and the highest constant cycle stress (the first principal stress) were determined. It is possible to determine the safety factor in the most loaded FE of the compartment hatch under cyclic loads.

Keywords: aluminum lattice, welding seam, bus frame, inertial load, boundary conditions, stress amplitude, equivalent stress, safety factor

Одним из направлений в автомобилестроении является применение в кузовах и в крышках смотровых, багажных и вентиляционных люков кузовов панелей из алюминиевых сплавов. По данным зарубежных исследований ежегодно объемы использования алюминия в транспортных средствах увеличивается на 7% [1].

Укрепление панелей на стальном каркасе в современном производстве автобусов

осуществляемое сваркой, обуславливает нагрев соединяемых деталей, приводящий к появлению в них остаточных напряжений после остывания.

Поскольку автобус перемещается с различными ускорениями (разгон и торможение транспортного средства, рельеф дороги, повороты и т.д.), то на кузов и, соответственно, панели действуют знакопеременные инерционные нагрузки [2]. После некоторого зна-

чительного количества циклов нагружения в местах концентрации напряжений могут появиться микротрещины, которые с течением времени, прогрессивно развиваясь, приведут к разрушению сварных соединений [3]. Процесс нагружения инерционными силами является случайным, поскольку ускорение автотранспортного средства зависит от множества как объективных, так и субъективных факторов. Поэтому определение напряженно-деформированного состояния и запасов прочности сварных конструкций под действием переменных нагрузок позволит оценить долговечность конструкции.

Цель исследования: оценка напряженно-деформированного состояния панелей кузова при движении автобуса на дорогах общего пользования.

Материалы и методы исследования

Объектом исследования является напряженно-деформированное состояние в алюминиевой панели, соединенной со стальным каркасом лазерной сваркой, от инерционных нагрузок, возникающих при движении автобуса по дорогам общего пользования. В качестве предмета исследования принята опытная крышка смотрового люка отсека силовой установки электробуса Волгабас 5270Е (рис. 1).

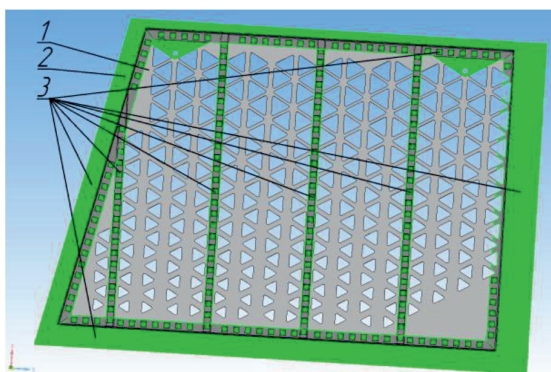


Рис. 1. Крышка люка силового отсека:
1 – решетка из алюминиевого сплава АМГ2М;
2 – полосы из стали 20;
3 – места под сварные соединения

Крышка выполнена в виде рамы трапециевидальной формы из стальных профильных труб прямоугольного сечения. На раме сваркой установлены полосы из тонкой листовой стали, к которым прямолинейными и кольцевыми швами (способом, описанным в патенте № 2638267) присоединена панель из алюминиевого сплава с треугольными прорезями разной величины, что обуславливает неравномерное распределение массы по площади панели. Крепление крышки к каркасу автобуса осуществляется с помощью двух петель и двух замков к стенке кузова. Полная масса крышки составляет 27,62 кг при массе алюминиевой панели 10,28 кг.

Механические характеристики используемых материалов по справочным данным [4] и результатам экспериментальных испытаний сварных швов, выполненных в НОЦ ВЛТ ВлГУ, приведены в табл. 1, на лабораторных образцах в соответствии с ГОСТ 6996-66 «Сварные соединения. Методы определения механических свойств».

Расчет напряженного состояния крышки осуществляется с помощью программного комплекса Ansys. Трехмерная конечно-элементная модель (КЭМ) сборки каркаса, полос и решетки состоит из 579359 узлов и 1250094 конечных элементов (КЭ). На рис. 2 приведен фрагмент КЭМ решетки крышки, в которой около сварных швов (на рис. 2 имеется затемнение) используется сгущение сетки КЭ. Размер КЭ в зоне сварного шва составляет 1 мм, для остальной модели – 3 мм.

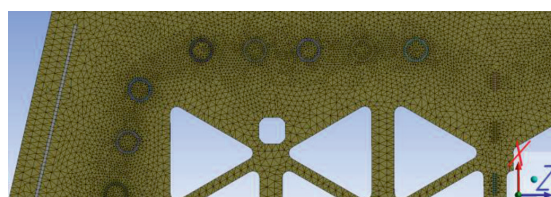


Рис. 2. Фрагмент КЭМ решетки крышки люка силового отсека

При моделировании соединения крышки люка с каркасом автобуса (две петли и два замка) используется ограничение перемещения крышки во всех степенях свободы (Fixed support). При моделировании сварных соединений решетки со стальными листами применяется связанный контакт (Bonded), который не допускает перемещений и скольжений узлов КЭМ крышки в зоне сварного соединения по всем направлениям, а за пределами сварных швов – контакт без трения (Frictionless), который обеспечивается при отсутствии нормального давления и предусматривает возможность его нарушения в зависимости от нагрузки.

Таблица 1

Механические характеристики стали 20, алюминиевого сплава АМГ2М, соединений из стали и алюминиевых сплавов для прямолинейного и кольцевого сварных швов

Материал	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона μ	Временное сопротивление σ_B , МПа	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа
Листы и профиль, Сталь 20	210000	0,32	420	274
Алюминиевый лист, АМГ2М	71000	0,34	195	100
Прямолинейный сварной шов (для соединения)	65759	0,32	187	108
Кольцевой сварной шов (для соединения)	53061	0,32	172	99

Распределение сил инерции при моделировании реального нагружения рассматриваемой решетки в эксплуатационных условиях осуществляется по центрам масс элементов КЭМ решетки с учетом их массы в направлении, противоположном направлению вектора ускорения кузова автобуса.

Ускорение кузова определяется обработкой опытных данных, полученных при движении автобуса по маршруту общественного транспорта г. Владимира со следующими характеристиками: тип дорожного покрытия – асфальтобетонный, протяженность – 13,36 км, количество промежуточных остановок – 27, часы «пик» на данном маршруте с 7 до 9 ч утром и с 19 до 20 ч вечером, появление детей на проезжей части не предполагается.

Регистрация ускорения кузова, возникающего при движении автобуса, выполнялась с помощью пьезорезистивного акселерометра в видеорегистраторе Datakam и встроенного программного обеспечения.

Результатом обработки опытных данных, регламентируемой ГОСТ 25.101-83 «Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин конструкций и статического представления результатов», является замена реального процесса изменения ускорения кузова автобуса от начала движения до остановки схематизированным.

Схематизация процесса изменения ускорения включает следующие этапы:

- предварительная подготовка к схематизации;
- дискретизация процесса изменения ускорения (ГОСТ 23207-78);
- замена реального процесса изменения ускорения схематизированным по выбранному методу схематизации по ГОСТ 25.101-83.

После определения напряженно-деформируемого состояния алюминиевой решетки от сил инерции схематизированного процесса запасы прочности могут быть определены по эквивалентным напряжениям [4, 5] на основе принципа эквивалентности [6]:

$$\sigma_{ae} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \sigma_{ia} + \Psi_{\sigma} (\sigma_{1m} + \sigma_r), \quad (1)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε_{σ} – масштабный коэффициент (влияния абсолютных размеров детали); β_{σ} – коэффициент поверхностной чувствительности; Ψ_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние средних напряжений на предел выносливости; σ_{ia} – интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла $\sigma_{xa}, \sigma_{ya}, \dots, \tau_{xya}, \tau_{yza}, \dots$ (вычисленных по известному тензору напряжений для наиболее нагруженного КЭ);

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2)}, \quad (2)$$

σ_{1m} – наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение); амплитуды нормальных и касательных напряжений [5, 6].

$$\sigma_{ja} = \frac{\sigma_{j,max} - \sigma_{j,min}}{2}, \quad (j = x, y, z), \quad (3)$$

$$\tau_{jka} = \frac{\tau_{jk,max} - \tau_{jk,min}}{2}, \quad (jk, kl, lj = xy, yz, zx), \quad (4)$$

$\sigma_{j,max}$ – максимальные нормальные напряжения по осям ($j = x, y, z$), возникающие при разгоне; $\sigma_{j,min}$ – минимальные нормальные напряжения по осям ($j = x, y, z$), возникающие при торможении; $\tau_{jk,max}$ – максимальные касательные напряжения в плоскости ($jk, kl, lj = xy, yz, zx$), возникающие при разгоне; $\tau_{jk,min}$ – минимальные касательные напряжения в плоскости ($jk, kl, lj = xy, yz, zx$), возникающие при торможении; σ_{1m} – первые главные напряжения.

Запас прочности по переменным напряжениям равен

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1s}}{\sigma_{ae}} = \frac{\sigma_{-1s}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \sigma_{ia} + \Psi_{\sigma} (\sigma_{1m} + \sigma_r)}, \quad (5)$$

σ_{-1s} – предел выносливости при переменных напряжениях сварного соединения; σ_r – остаточные напряжения, возникающие после сварки соединения [7].

Результаты исследования и их обсуждение

На рис. 3 приведены зарегистрированные данные в ходе эксплуатации: скорость

транспортного средства, общий вектор ускорений и акселерограммы по трем осям (ось Y соответствовала направлению движения).

Выполненные процедуры позволили произвести замену действительного процесса изменения ускорения автобуса (рис. 3, линия 4) по методу полных циклов (ГОСТ 25.101-83) схематизированными, согласно которому величина ускорения автобуса изменяется в пределах от $0,5 \cdot g$ до $-0,5 \cdot g$.

Результаты обработки приведены на рис. 4. Для расчета напряженно-деформируемого состояния панелей элементов кузова МКЭ под действием инерционных нагрузок необходимо в правую часть матричного уравнения МКЭ в форме метода перемещений добавить реакции от инерционных сил, тогда уравнение равновесия при рассмотрении динамической задачи примет следующий вид:

$$\{\bar{K}\} \{q(t)\} = \{\bar{P}(t)\} - \{\bar{M}\} \{\bar{j}(t)\}, \quad (6)$$

где $\{\bar{K}\}$ – матрица жесткости КЭМ; $\{q(t)\}$ – вектор узловых перемещений модели; $\{\bar{P}(t)\}$ – вектор узловых сил (в нашем случае – это силы тяжести); $\{\bar{M}\}$ – матрица масс всей упругой конструкции в общей системе координат; $\{\bar{j}(t)\}$ – вектор ускорений, действующий на КЭ системы.

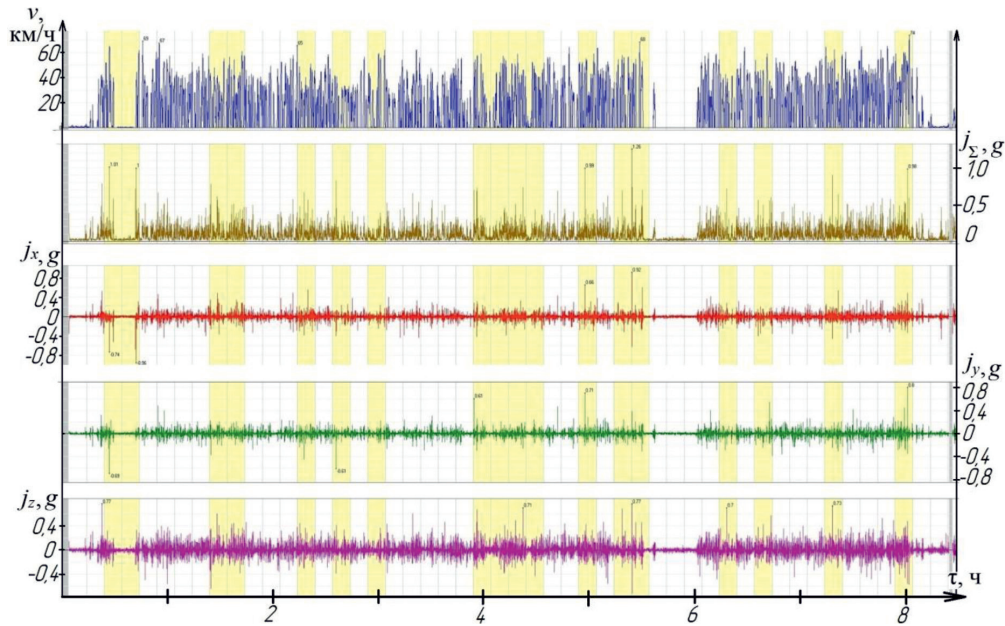


Рис. 3. Параметры движения автобуса (сверху вниз): скорость, модуль вектора ускорения, проекции ускорения по осям X, Y, Z (ось Y соответствует направлению движения)

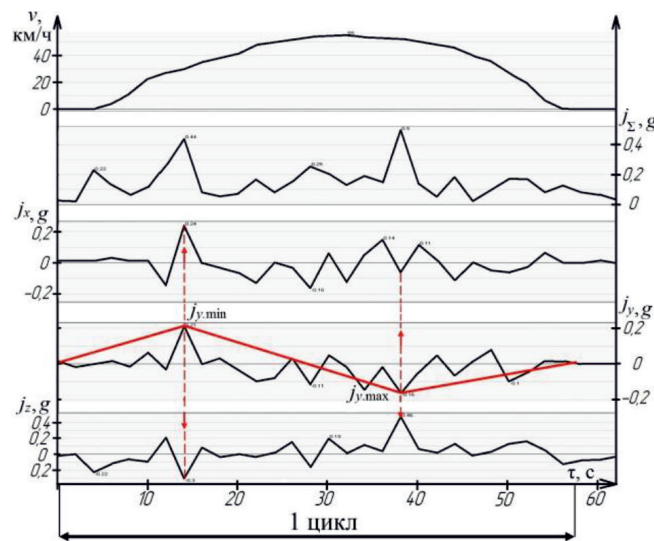


Рис. 4. Результаты обработки записи скорости и ускорения для случайного цикла нагружений (сверху вниз): скорость, модуль вектора ускорения, проекции ускорения по осям X, Y, Z

Матрицу масс КЭ можно определить по формуле

$$\{\overline{M}\} = \iiint_V \{C\}^T \{m\} \{C\} dx dy dz, \quad (7)$$

где $\{m\} = \begin{Bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{Bmatrix}$, m – масса единицы объема; $[C]$ – матрица, связывающая компоненты перемещений для произволь-

ной точки КЭ с узловыми перемещениями (в программном комплексе выбирается в зависимости от типа КЭ).

Результаты численного расчета эквивалентных напряжений от сил инерции представлены на рис. 5. Использование прямолинейных сварных швов обусловлено конструктивными особенностями крышки.

Компоненты тензора напряжений для расчета амплитудных напряжений относящиеся к КЭ в прямолинейном шве с максимальным эквивалентным напряжением

$\sigma_{\text{экв.макс}} = 10, 146$ МПа (рис. 5, а), согласно схематизированному процессу ускорения представлены в табл. 2. По данным табл. 2 и формулам (3) и (4) вычислены амплитудные напряжения, а далее – по (2) затем интенсивность амплитуд σ_{ia} . Результаты расчетов приведены в табл. 2^а. В двух последних столбцах приведены интенсивность амплитуд σ_{ia} и максимальные значения первых главных напряжений σ_{1m} .

Группы циклов были разбиты по величинам интенсивности амплитуд σ_{ia} , отличающимся не более чем на 0,5 МПа, а также

при совпадении величины первых главных напряжений σ_{1m} . В табл. 3 указаны усредненные значения компонентов тензора напряжений в окрестностях КЭ для каждой выделенной группы циклов, а также соответствующие им интенсивность амплитуд σ_{ia} и первые главные напряжения σ_{1m} .

Проведем расчет запаса прочности по переменным напряжениям для наиболее нагруженного цикла (№ 21) для КЭ в сварном соединении с максимальными эквивалентными напряжениями $\sigma_{\text{экв.макс}} = 10,146$ МПа (рис. 5, а).

$$n_{\sigma} = \frac{19,79}{\frac{1}{0,99 \cdot 0,96} \cdot 7,6238 + 0,1031(8,8482 + 40,76)} = 1,506, \quad (8)$$

где $\sigma_{-1s} = \sigma_{-1} \cdot k_{osl} = 210,942 = 19,79$ МПа, σ_{-1} – предел выносливости для АМг2 по ГОСТ Р 52857.6-2007; k_{osl} – коэффициент ослабления сварного шва; $\epsilon_{\sigma} = 0,99$ – масштабный коэффициент; $\beta_{\sigma} = 0,96$ – коэффициент поверхностной обработки; $\Psi_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1s}}{\sigma_a} = 0,1031$ по схематизированной диаграмме Рабиновича [5]; $\sigma_r = 40,76$ МПа – величина остаточных напряжений по результатам численного расчета [7].

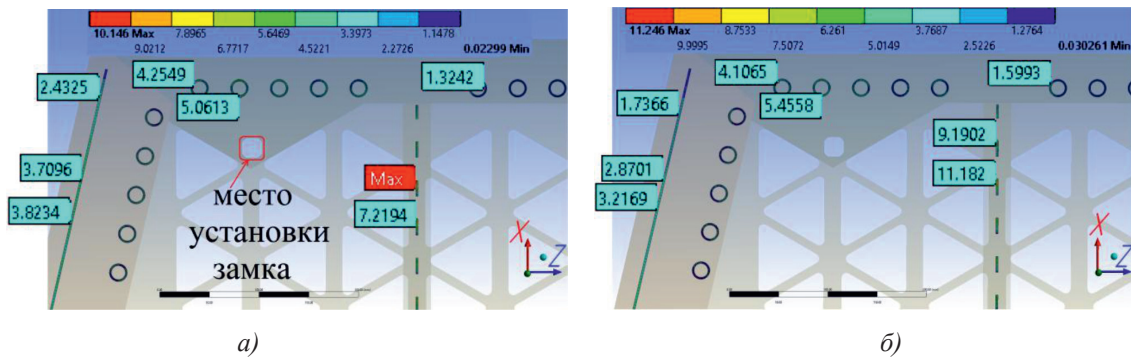


Рис. 5. Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экв}}$, МПа в участках сварной крышки:
 а) при ускорении торможения 0,5-g, «Max» соответствует напряжению 10, 146 МПа;
 б) при ускорении разгона 0,5-g, «Max» соответствует напряжению 11, 246 МПа

Таблица 2

Компоненты тензора напряжений, возникающие в алюминиевой решетке, от действия различных амплитуд ускорений

Ускорение <i>a</i>	Нормальные напряжения			Касательные напряжения		
	σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}	τ_{xz}
0,1-g	1,9954	0,4613	0,5290	-0,1157	-0,0425	0,1683
0,2-g	4,2197	0,9373	1,0853	-0,2471	-0,1433	0,3573
0,3-g	6,4449	1,4135	1,6416	-0,3788	-0,2443	0,5464
0,4-g	8,6711	1,8906	2,1988	-0,5107	-0,3451	0,7357
0,5-g	10,8970	2,3675	2,7555	-0,6426	-0,4460	0,9252
-0,1-g	-2,1231	0,1413	-0,0036	0,1319	0,2021	-0,1923
-0,2-g	-4,0468	0,3096	0,0434	0,2508	0,3468	-0,3455
-0,3-g	-5,9701	0,4780	0,0904	0,3696	0,4914	-0,4988
-0,4-g	-7,8937	0,6462	0,1373	0,4887	0,6361	-0,6521
-0,5-g	-9,8146	0,8153	0,1857	0,6081	0,7813	-0,8064

Таблица 3

Амплитудные значения нормальных, касательных и первых главных напряжений

Группа циклов	$j_{y,\min}$ g, м/с ²	$j_{y,\max}$ g, м/с ²	σ_{xa} МПа	σ_{ya} МПа	σ_{za} МПа	τ_{xa} МПа	τ_{ya} МПа	τ_{za} МПа	σ_{ia} МПа	σ_{im} МПа
1	-0,1	0,0	1,0616	-0,0707	0,0018	-0,0659	-0,1010	0,0961	1,1298	0,0000
2	0,0	0,1	1,0701	0,2326	0,2715	-0,0611	-0,0300	0,0898	0,8417	2,0844
3	-0,1	0,1	2,0710	0,1608	0,2678	-0,1246	-0,1252	0,1813	1,9100	2,0844
4	-0,2	0,1	3,0339	0,0728	0,2445	-0,1841	-0,1976	0,2578	2,9508	2,0844
5	-0,3	0,1	4,0190	-0,0100	0,2209	-0,2434	-0,2669	0,3359	4,0107	2,0844
6	-0,4	0,1	4,827	-0,1041	0,1756	-0,2924	-0,3015	0,3988	4,9011	2,0844
7	-0,5	0,1	6,0099	-0,1647	0,1813	-0,3666	-0,4250	0,4961	6,1476	2,0844
8	0,1	0,2	1,2761	0,2522	0,2980	-0,0753	-0,0822	0,1088	1,0374	4,3378
9	-0,1	0,2	3,1960	0,3959	0,5477	-0,1911	-0,1786	0,2768	2,8060	4,3378
10	-0,2	0,2	4,1461	0,3108	0,5227	-0,2498	-0,2480	0,3523	3,8322	4,3378
11	-0,3	0,2	5,1286	0,2359	0,4986	-0,3090	-0,3173	0,4306	4,8854	4,3378
12	-0,4	0,2	6,3277	0,1670	0,4999	-0,3805	-0,4263	0,5270	6,1503	4,3378
13	-0,5	0,2	7,2299	0,0783	0,4712	-0,4380	-0,4930	0,5995	7,1325	4,3378
14	-0,1	0,3	4,2722	0,6351	0,8210	-0,2545	-0,2202	0,3683	3,6515	6,5925
15	-0,2	0,3	5,2820	0,5505	0,8023	-0,3163	-0,2999	0,4487	4,7363	6,5925
16	-0,3	0,3	6,3487	0,4785	0,7868	-0,3796	-0,3809	0,5338	5,8709	6,5925
17	-0,4	0,3	7,4032	0,4028	0,7779	-0,4464	-0,4807	0,6192	6,9973	6,5925
18	-0,1	0,4	5,3855	0,8689	1,0990	-0,3204	-0,2707	0,4627	4,5368	8,8482
19	-0,2	0,4	6,4538	0,7987	1,0894	-0,3864	-0,3650	0,5489	5,6721	8,8482
20	-0,2	0,4	6,5011	0,7971	1,0889	-0,3861	-0,3590	0,5517	5,7187	8,8482
21	-0,4	0,4	8,2473	0,6196	1,0277	-0,4981	-0,4862	0,6911	7,6238	8,8482
22	-0,1	0,5	6,5467	1,1098	1,3755	-0,3853	-0,3112	0,5601	5,4647	11,1037
23	-0,2	0,5	7,5659	1,0357	1,3609	-0,4489	-0,3976	0,6422	6,5530	11,1037

Заключение

Проведенные исследования по определению нагрузок на панели кузовов автобусов при движении их по городским дорогам показали, что при разгоне или торможении автобуса ускорение на элементы кузовов составляет от 0,1 g до 0,5 g соответственно в сторону движения при ускорении и в обратную сторону при торможении. Это позволяет определить силы инерции на конечные элементы КЭМ модели крышки люка и провести расчет ее напряженно-деформированного состояния и запасы прочности при действии переменных напряжений от инерционных нагрузок. Коэффициент запаса прочности для крышки смотрового люка отсека силовой установки Волгабас 5270E составил 1,506.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации. Соглашение о предоставлении субсидии № 14.577.21.0158 от 28 ноября 2014 г. Уникальный идентификатор ПНИЭР RFMEFI57714X0158.

Список литературы

1. Worldwide Ducker. Aluminium Content in Cars // Summary report prepared for European Aluminium. 2016. [Electronic resource]. URL: https://european-aluminium.eu/media/1721/european-aluminium-ducker-study-summary-report_sept.pdf (дата обращения: 09.04.2019).
2. Зыков С.Н., Овсянников С.В. Силовая схема нагружения различных типов автобусов при эксплуатации // Машиностроение: проектирование, конструирование, расчет и технологии ремонта и производства: материалы Всерос. науч.-практ. конф. Ижевск, 2012. Т. 11. С. 71–74.
3. Петин С.В. Эксплуатационная прочность и надежность конструкций: в 2 ч. / Ч. 2. СПб.: Политехнический университет, 2012. 45 с.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640.
5. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учебное пособие. 3-е изд., испр. и доп. М.: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2017. 208 с.
6. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели долговечности / Проблемы прочности летательных аппаратов: сб. стат. / Под ред. И.Ф. Образцова, А.С. Вольмира. М.: Машиностроение, 1985. С. 105–150.
7. Гоц А.Н., Гусев Д.С., Гуськов В.Ф., Люхтер А.Б. Расчет температурных полей в процессе лазерной сварки стальных и алюминиевых листов внахлест // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 2. С. 32–37.