

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-260838>

Оригинальное исследование



Топологическая оптимизация силовой конструкции каркаса безопасности

Д.А. Жителев, Т.Д. Поздняков, Д.А. Сулегин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Проведённое ранее исследование напряжённо-деформированного состояния каркаса безопасности, спроектированного в соответствии с требованиями Российской автомобильной федерацией (РАФ), показало, что конструкция не обеспечивает требования по деформации при боковом воздействии. Следовательно, исходная конструкция требует дополнительной проработки с применением современных подходов к проектированию.

Цель. В данной статье рассматривался вопрос поиска оптимальной конструкции каркаса безопасности гоночного автомобиля на базе топологической оптимизации с целью обеспечения требований по жёсткости при минимизации массы.

Методы. Для реализации метода топологической оптимизации проведено математическое моделирование при помощи модуля *Structural Optimization* программного комплекса *Ansys*. Для проверки эффективности оптимизированной конструкции были выбраны испытания, регламентированные РАФ. Для оценки результатов сравнивались результаты моделирования испытаний до и после оптимизации.

Результаты. Масса оптимизированной конструкции уменьшилась на 6% относительно исходной. При испытаниях на главной и передней дуге жёсткость конструкции сохранилась. При испытании с боковой нагрузкой главной дуги деформации оптимизированной конструкции уменьшились на 98%.

Выводы. Результаты моделирования регламентированных РАФ испытаний показали, что конструкция каркаса безопасности, разработанная на основе карты псевдоплотностей материала, полученной в результате топологической оптимизации, соответствует требованиям по допускаемой деформации. Дальнейшее исследование НДС каркаса безопасности должно проводиться совместно с конечноэлементной моделью автомобиля для учёта нагрузок, возникающих в результате деформации кузова.

Ключевые слова: *каркас безопасности; пассивная безопасность; топологическая оптимизация; деформация; испытания; главная дуга; передняя дуга.*

Как цитировать:

Жителев Д.А., Поздняков Т.Д., Сулегин Д.А. Топологическая оптимизация силовой конструкции каркаса безопасности // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 2. С. 179–186. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-260838>

Рукопись получена: 14.01.2023

Рукопись одобрена: 10.02.2023

Опубликована онлайн: 15.07.2023

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-260838>

Original study article

Topological optimization of the load-bearing structure of the safety cage

Daniil A. Zhitelev, Tikhon D. Pozdnyakov, Dmitry A. Sulegin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The conducted study of the stress-strain state of the safety cage developed in compliance with the requirements of the Russian Automotive Federation (RAF) showed that the structure does not meet the requirements of deformation after side impact. Therefore, the basic design demands additional study with the use of state-of-the-art approaches of development.

AIMS: This paper considers the issue of finding the optimal design of a racing car safety cage based on topological optimization in order to meet the rigidity requirements while minimizing the mass.

METHODS: To implement the topological optimization method, mathematical modeling was carried out using the *Structural Optimization* module of the *Ansys* software package. Tests regulated by the RAF were selected to test the effectiveness of the optimized design. To evaluate the results, a comparison of the results of test simulation before and after optimization was made.

RESULTS: The mass of the optimized design has decreased by 6% relative to the original. Rigidity of the structure with loading at main and front rollbars remained the same. Deformation of the optimized design with side loading of the main rollbar was reduced by 98%.

CONCLUSIONS: The results of modeling the tests regulated by the RAF showed that the design of the safety cage, developed on the basis of the material pseudo-density map obtained as a result of topological optimization, meets the requirements for permissible deformation. Further study of the stress-strain state of the safety cage should be carried out in conjunction with the finite element model of the vehicle to take into account the loads arising as a result of body deformation.

Keywords: *safety cage; passive safety; topological optimization; deformation; tests; main rollbar; front rollbar.*

To cite this article:

Zhitelev DA, Pozdnyakov TD, Sulegin DA. Topological optimization of the load-bearing structure of the safety cage. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2023;17(2): 179–186. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-260838>

Received: 02.02.2023

Accepted: 01.04.2023

Published online: 15.07.2023

ВВЕДЕНИЕ

Каркас безопасности является неотъемлемой частью любого гоночного автомобиля, обеспечивающей пассивную безопасность экипажа. Требования к конфигурации каркасов и материалу регламентированы РАФ [1]. В некоторых случаях конструкция может быть изменена и во все отличаться от требований РАФ, при этом для допуска автомобиля к соревнованиям требуется дополнительная омологация, то есть производитель обязан предоставить расчёты прочности конструкции, либо результаты испытаний, подтверждающих работоспособность каркаса. Данное условие позволяет проводить дополнительные исследования с целью получения более жёсткой и лёгкой конструкции. В предыдущей работе было выявлено, что при боковом испытании главной дуги каркаса безопасности деформации превышают установленный РАФ допуск [2]. Вследствие этого данное исследование должно быть, в первую очередь, направлено на устранение существующих недостатков, при этом масса конструкции должна быть сохранена или уменьшена. Таким образом, для доработки существующей конструкции необходимо провести топологическую оптимизацию исходной конструкции каркаса безопасности. В работе Д.А. Сулегина в результате топологической оптимизации усиления крыши легкового автомобиля получена конструкция, обеспечивающая прирост энергоёмкости при боковом ударе на 6,99% [3]. В работе В.Н. Зузова с помощью топологической оптимизации были рационально расставлены усиливающие элементы в задней стенке кабины грузового автомобиля, тем самым удалось уменьшить перемещения нагружающего элемента при испытании пассивной безопасности на 47% [4]. В работе Р.Б. Гончарова было достигнуто снижение массы бампера легкового автомобиля на 20% при сохранении параметров жёсткости и энергоёмкости с помощью топологической оптимизации [5].

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель работы заключается в повышении жёсткости конструкции каркаса безопасности за счёт разработки новой схемы расположения усиливающих элементов на базе топологической оптимизации.

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ КАРКАСА БЕЗОПАСНОСТИ

Результат предыдущего исследования показывает, что при боковом воздействии деформации главной дуги превышают установленные допуски (рис. 1) [2].

Как видно из рисунка, в зоне приложения нагрузки, где возникли наибольшие деформации, отсутствуют поперечные элементы, которые могли бы «принять на себя» силу. В табл. 1 представлены результаты исследования, проведённого в соответствии с требованиями РАФ.

Отсюда видно, что структура каркаса показывает хорошие результаты при вертикальных испытаниях, следовательно, основная структура каркаса может остаться прежней.

Топологическая оптимизация позволяет получить карты псевдоплотностей материала, по которым может быть получена схема расстановки усиливающих элементов конструкции. Программный комплекс *Ansys* обладает модулем *Structural Optimization*, который реализует метод топологической оптимизации. Для выполнения топологической оптимизации необходимо задать массив материала и определить оптимизируемую часть,

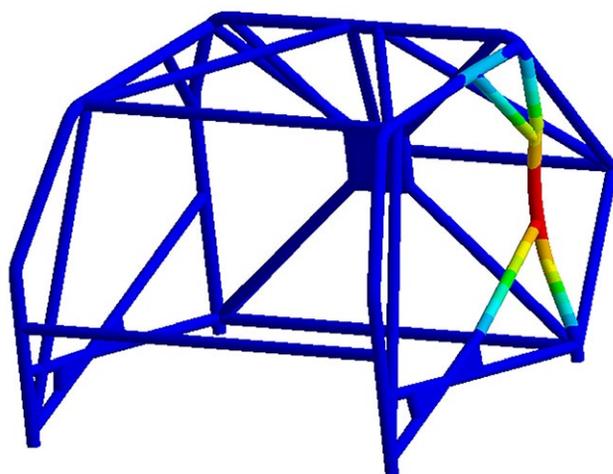


Рис. 1. Деформированное состояние при горизонтальном испытании главной дуги.

Fig. 1. Deformed state with horizontal loading of the main rollbar.

Таблица 1. Результаты моделирования испытаний каркаса безопасности

Table 1. Safety cage test simulation results

	Максимальные напряжения, МПа	Максимальные деформации, мм	Допускаемые деформации, мм
Испытание на передней дуге	311,8	4,34	100
Испытание на главной дуге	276,4	1,06	50
Горизонтальное нагружение главной дуги	452,9	102,2	50

сформировать расчётную модель, определить целевую функцию, задать ограничения [3].

В качестве массива материала использовалась созданная по исходной [2] стержневой модели (см. рис. 2) поверхностная модель (рис. 3).

Граничными условиями являлись: фиксация в шести точках опор *B* (см. рис. 3); нагрузка вертикальная, распределённая на главную дугу *A*, рассчитанная в соответствии с требованиями РАФ; нагрузка на переднюю дугу *D*; горизонтальная нагрузка на главную дугу *C*. Подробный расчёт нагрузки представлен в предыдущей работе [2]. Из области оптимизации исключены ребра, повторяющие расположение основной структуры каркаса (главной дуги и двух боковых полудуг).

Целевой функцией являлась максимизация жёсткости, ограничением — остаточная масса, равная 5% от исходной. Результат оптимизации представлен на рис. 4.

В результате оптимизации получена карта псевдоплотностей материала, в соответствии с которой была

создана модель, показанная на рис. 5, со следующими параметрами: сечение главной и боковых дуг изменено с $45 \times 2,5$ мм на $40 \times 2,5$ мм, дополнительных элементов — с 40×2 мм на 35×2 мм; некоторые дополнительные элементы в плоскости главной дуги выполнены из труб сечением $35 \times 1,5$ мм.

Получившаяся конструкция легче исходной на 4 кг (63,727 кг и 67,646 кг).

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННЫХ СОСТОЯНИЙ (НДС) ОПТИМИЗИРОВАННОГО КАРКАСА БЕЗОПАСНОСТИ

КЭМ была разработана в соответствии с принципами, изложенными в работах [6–12]. Выбран размер конечного элемента (КЭ) равный 7 мм, что характерно для моделей среднего уровня [13]. Количество элементов — 86677. Сетка КЭ смоделирована

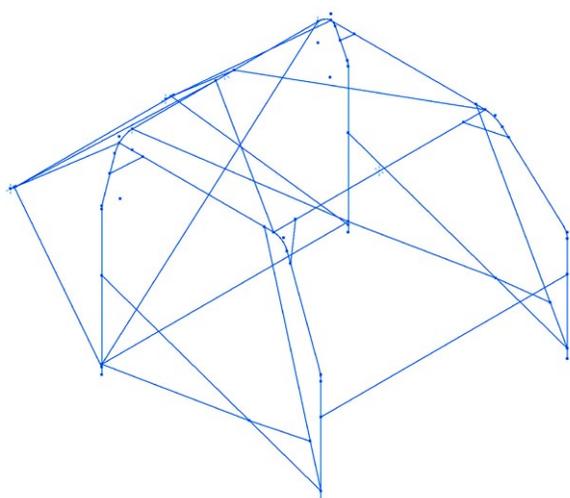


Рис. 2. Стержневая модель.
Fig. 2. The beam model.

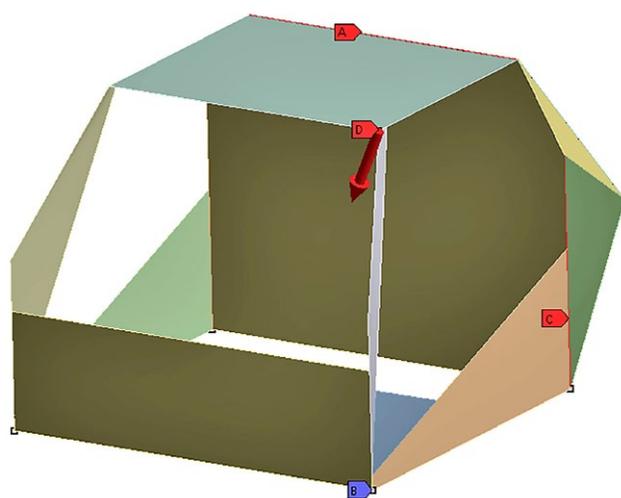


Рис. 3. Поверхностная модель.
Fig. 3. The surface model.

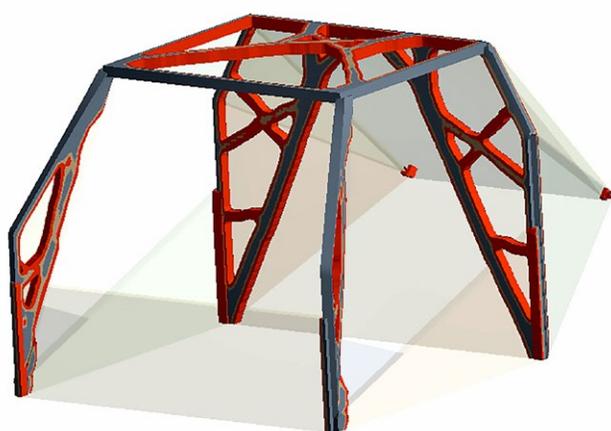


Рис. 4. Результат топологической оптимизации.
Fig. 4. The result of topological optimization.

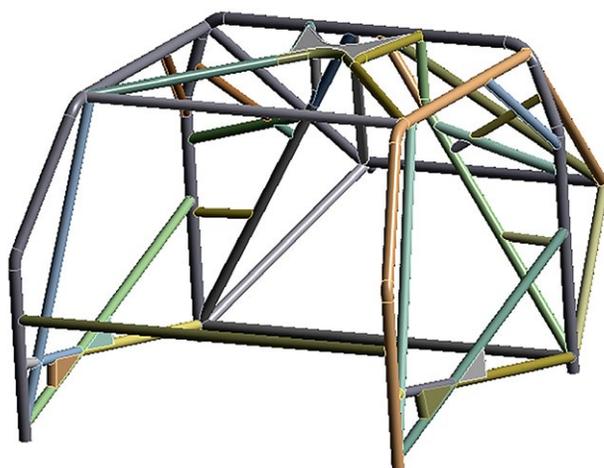


Рис. 5. Каркас безопасности по результатам оптимизации.
Fig. 5. The safety cage based on optimization results.

преимущественно четырёхузловыми оболочечными элементами типа Белычко-Лина-Цая. КЭМ представлена на рис. 6.

Материал труб — сталь 20. При испытаниях каркаса безопасности данный материал работает в зоне пластических деформаций, в виду этого необходимо учитывать физическую нелинейность свойств. Подробное описание модели материала представлено в предыдущей работе [2].

Характеристики для стали 20 представлены в табл. 2.

Также задана кусочно-линейная диаграмма зависимости между напряжением и деформацией для стали 20 ($E_t=1044$ МПа) (рис. 7).

В результате моделирования испытаний получена картина деформированного состояния, представленная на рис. 8, 9, 10.

При испытании на главной дуге (рис. 9) деформация перешла на V-образные распорки, смоделированные в результате топологической оптимизации.

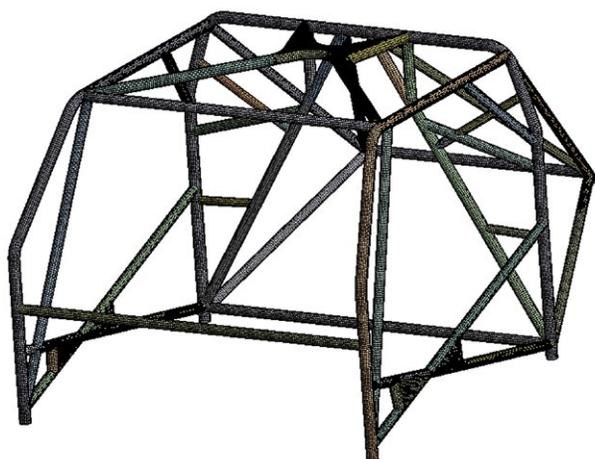


Рис. 6. КЭМ каркаса безопасности.
Fig. 6. The finite element model of the safety cage.

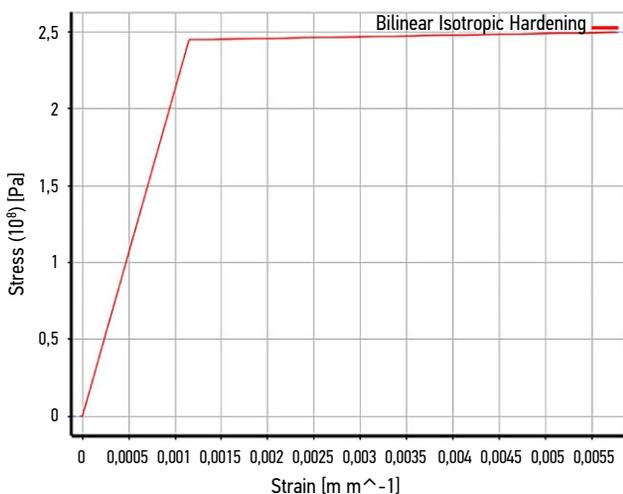


Рис. 7. Билинейная характеристика стали 20.
Fig. 7. The steel 20 bilinear characteristic.

Таблица 2. Характеристики материала

Table 2. Material properties

	Сталь 20
Плотность, кг/м ³	7859
Коэффициент Пуассона	0,3
Модуль Юнга, ГПа	213
Предел текучести, МПа	245
Предел прочности, МПа	412
Относительное удлинение, %	21

При испытании на передней дуге наибольшая деформация возникла в месте приложения нагрузки. Произошло смятие трубы в сечении.

При горизонтальном испытании главной дуги наибольшая деформация возникла в месте соединения упорной трубы сечением 35×1,5 мм с V-образной распоркой. Результаты моделирования представлены в табл. 3.

Из результатов, приведённых в таблице видно, что первые два испытания прошли почти без изменений, относительно испытаний до оптимизации. Деформации при третьем испытании уменьшились более, чем на 98%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Результаты моделирования регламентированных РАФ испытаний показали, что конструкция каркаса безопасности, разработанная на основе карты псевдоплотностей материала, полученной в результате топологической оптимизации, соответствует требованиям по допускаемой деформации.
2. Применение топологической оптимизации позволяет уменьшить массу конструкции на 6% относительно массы исходной, при этом жёсткостные характеристики сохраняются.
3. Дальнейшее исследование НДС каркаса безопасности должно проводиться совместно с КЭМ автомобиля для учёта нагрузок, возникающих в результате деформации кузова.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Д.А. Жителев — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; Т.Д. Поздняков — редактирование текста рукописи; Д.А. Сулегин — редактирование текста рукописи. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

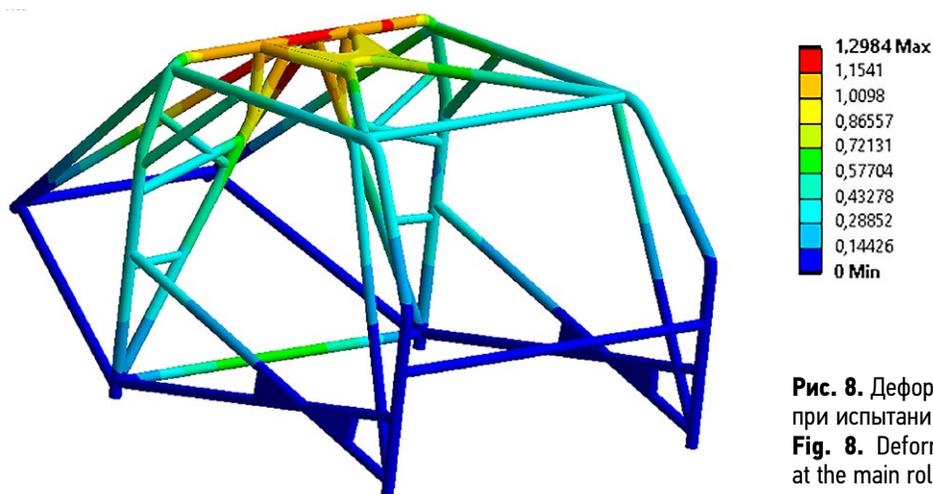


Рис. 8. Деформированное состояние при испытании на главной дуге.

Fig. 8. Deformed state with loading at the main rollbar.

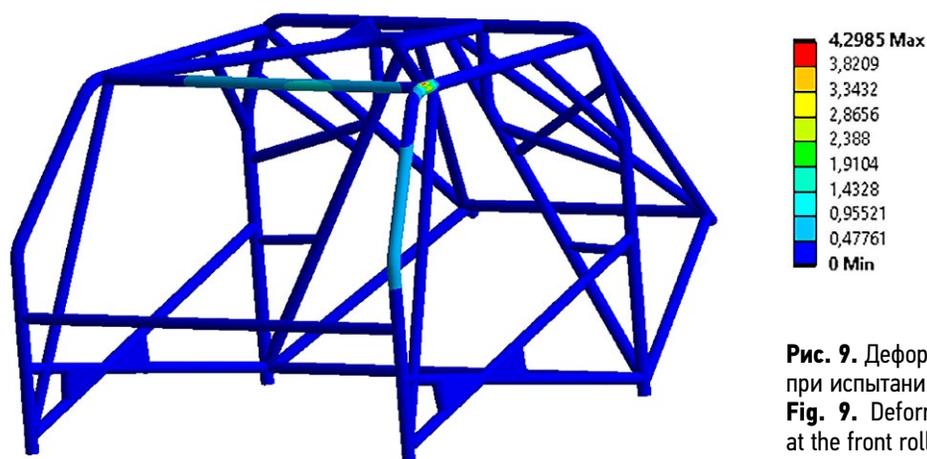


Рис. 9. Деформированное состояние при испытании на передней дуге.

Fig. 9. Deformed state with loading at the front rollbar.

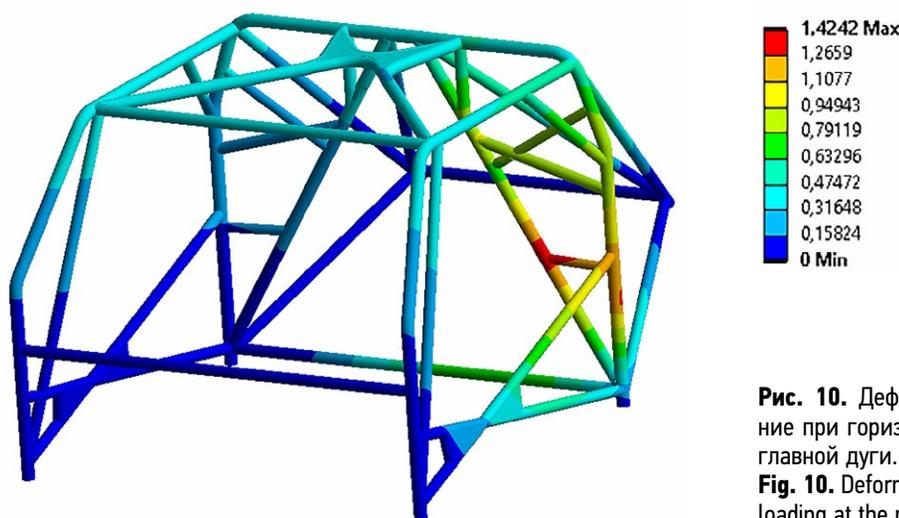


Рис. 10. Деформированное состояние при горизонтальном испытании главной дуги.

Fig. 10. Deformed state with horizontal loading at the main rollbar.

Таблица 3. Результаты моделирования испытаний каркаса безопасности

Table 3. Safety cage test simulation results

Виды испытаний	Максимальные напряжения, МПа	Максимальные деформации, мм	Допускаемые деформации, мм
Испытание на передней дуге	296,8	4,23	100
Испытание на главной дуге	240,3	1,29	50
Горизонтальное нагружение главной дуги	255,9	1,43	50

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. D.A. Zhitelev — search for publications, writing the text of the manuscript;

T.D. Pozdnyakov — editing the text of the manuscript; D.A. Sulegin — editing the text of the manuscript. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Российская автомобильная федерация. Оборудование без опасности: приложение J. М.: РАФ. 2014. С. 253.
2. Жителев Д.А., Поздняков Т.Д., Сулегин Д.А., и др. Исследование экспериментального и численного поведения тонкостенных труб при квазистатическом режиме нагружения // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022. № 4(139). С. 85–96. EDN: TVZSXR doi: 10.46960/1816-210X_2022_4_85
3. Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Топологическая оптимизация конструкции крыши легкового автомобиля с целью повышения энергоёмкости при боковом ударе // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. Т. 15, №1. С. 81–88. EDN: UFBAPZ doi: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-81-88
4. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Особенности поиска оптимальных параметров усилителей задней части кабины грузового автомобиля на базе параметрической и топологической оптимизации с целью обеспечения требований по пассивной безопасности по международным правилам и получения ее минимальной массы // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. № 2(125). С. 163–170. EDN ZTSJEL doi: 10.46960/1816-210X_2019_2_163
5. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Топологическая оптимизация конструкции бампера автомобиля при ударном воздействии с позиций пассивной безопасности // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. Т. 12, №2. С. 2–9. EDN XUWVXB doi: 10.17816/2074-0530-66811
6. Шабан Б.А., Зузов В.Н. Особенности моделирования каркасных элементов кузовов и кабин автомобилей при исследовании пассивной безопасности // Наука и образование. Электрон. журн. 2012. № 11. С. 81–104. doi: 10.7463/1112.0486675
7. Шабан Б.А., Зузов В.Н. Анализ влияния конструктивных факторов кабины на пассивную безопасность грузовых автомобилей при ударе по передним стойкам // Наука

и образование. Электрон. журн. 2013. № 11. С. 95–106. doi: 10.7463/1113.0636798

8. Шабан Б.А., Зузов В.Н. Анализ влияния конструктивных факторов на пассивную безопасность кабины грузового автомобиля при фронтальном ударе // Наука и образование. Электрон. журн. 2013. № 8. С. 91–108. doi: 10.7463/0813.0580257

9. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Проблемы поиска оптимальных конструктивных параметров бампера автомобиля при ударном воздействии с позиций пассивной безопасности // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2018. № 3 (122). С. 130–136.

10. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Проблемы поиска оптимальных решений для обеспечения пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей при минимальной массе // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. Т. 12, № 4. С. 92–102. doi: 10.17816/2074-0530-66869

11. Зузов В.Н., Сулегин Д.А. Исследование влияния на энергоёмкость основных силовых элементов кузова автомобиля в зоне бокового удара // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2020. Т. 20, № 4. С. 20–34. EDN MJDFIQ. doi: 10.14529/engin200403

12. Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Исследование влияния усиливающих элементов двери автомобиля на пассивную безопасность при боковом ударе // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2021. № 1(132). С. 86–97. EDN MPXGAF doi: 10.46960/1816-210X_2021_1_86

13. Шабан Б.А., Зузов В.Н. Особенности построения конечно-элементных моделей кабин для исследования пассивной безопасности при ударе в соответствии с правилами ЕЭК ООН № 29 // Наука и образование. Электрон. журн. 2013. № 3. С. 129–156. doi: 10.7463/0313.0542301

REFERENCES

1. Russian Automobile Federation. *Safety equipment: appendix J*. Moscow: RAF. 2014:253. (in Russ).
2. Zhitelev DA, Pozdnyakov TD, Sulegin DA, et al. Investigation of the experimental and numerical behavior of thin-walled pipes under quasi-static loading conditions. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*. 2022;4(139):85–96. (in Russ). EDN: TVZSXR doi: 10.46960/1816-210X_2022_4_85
3. Sulegin DA, Zuzov VN. Topological optimization of the roof structure of a passenger car in order to increase energy intensity

in a side impact. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2021;15(1):81–88. (in Russ). EDN: UFBAPZ doi: 10.31992/2074-0530-2021-47-1-81-88

4. Goncharov RB, Zuzov VN. Features of the search for optimal parameters of the amplifiers of the rear part of the cab of a truck based on parametric and topological optimization in order to ensure the requirements for passive safety according to international rules and obtain its minimum mass. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*. 2019;2(125):163–170. (in Russ). EDN ZTSJEL doi: 10.46960/1816-210X_2019_2_163

5. Goncharov RB, Zuzov VN. Topological optimization of the automobile bumper design under impact from the passive safety standpoint. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2018;12(2):2–9. (in Russ). EDN XUWXVB. doi: 10.17816/2074-0530-66811
6. Shaban BA, Zuzov VN. Features of modeling frame elements of car bodies and cabins in the study of passive safety. *Nauka i obrazovanie. Elektron. zhurn.* 2012;11:81–104. (in Russ). doi: 10.7463/1112.0486675
7. Shaban BA, Zuzov VN. Analysis of the impact of cab design factors on the passive safety of trucks in case of impact on the front pillars. *Nauka i obrazovanie. Elektron. zhurn.* 2013. № 11. С. 95–106. (in Russ). doi: 10.7463/1113.0636798
8. Shaban BA, Zuzov VN. Analysis of the Influence of Design Factors on the Passive Safety of a Truck Cabin in a Frontal Impact. *Nauka i obrazovanie. Elektron. zhurn.* 2013;8:91–108. (in Russ). doi: 10.7463/0813.0580257
9. Goncharov RB, Zuzov VN. Problems of finding optimal design parameters of a car bumper under impact from the standpoint of passive safety. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*. 2018;3(122):130–136. (in Russ).
10. Goncharov RB, Zuzov VN. Problems of finding the best solutions to ensure the passive safety of the cabins of trucks at a minimum weight. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2018;12(4):92–102. (in Russ). doi: 10.17816/2074-0530-66869
11. Zuzov VN, Sulegin DA. Study of the impact on the energy intensity of the main power elements of the car body in the side impact zone. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie*. 2020;20(4):20–34. (in Russ). EDN MJDFIQ doi: 10.14529/engin200403
12. Sulegin DA, Zuzov VN. Study of the effect of reinforcing elements of a car door on passive safety in a side impact. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*. 2021;1(132):86–97. (in Russ). EDN MPXGAF doi: 10.46960/1816-210X_2021_1_86
13. Shaban BA, Zuzov VN. Features of building finite element models of cabins for the study of passive safety on impact in accordance with UNECE rules No. 29. *Nauka i obrazovanie. Elektron. zhurn.* 2013. № 3. С. 129–156. (in Russ). doi: 10.7463/0313.0542301

ОБ АВТОРАХ

* Жителев Даниил Анатольевич,

студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы»;

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,

2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1;

ORCID: 0000-0002-8080-1419;

eLibrary SPIN: 6751-6872;

e-mail: zhitelevda@student.bmstu.ru

Поздняков Тихон Дмитриевич,

старший преподаватель кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы»;

ORCID: 0000-0001-8966-1806;

eLibrary SPIN: 9150-2654;

e-mail: t.pozdnyakov@bmstu.ru

Сулегин Дмитрий Андреевич,

доцент, канд. техн. наук,

первый заместитель декана факультета «Специальное машиностроение»,

ORCID: 0000-0003-3359-3829;

eLibrary SPIN: 6960-2909;

e-mail: d_sulegin@bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

* Daniil A. Zhitelev,

Student of the Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Department;

address: 5/1 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,

Russian Federation;

ORCID: 0000-0002-8080-1419;

eLibrary SPIN: 6751-6872;

e-mail: zhitelevda@student.bmstu.ru

Tikhon D. Pozdnyakov,

Senior Lecturer of the Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Department;

ORCID: 0000-0001-8966-1806;

eLibrary SPIN: 9150-2654;

e-mail: t.pozdnyakov@bmstu.ru

Dmitry A. Sulegin,

Associate Professor, Cand. Sci. (Tech.),

First Vice Dean of the Mechanical Engineering Faculty;

ORCID: 0000-0003-3359-3829;

eLibrary SPIN: 6960-2909;

e-mail: d_sulegin@bmstu.ru

* Corresponding author