

# ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ ПРИ УДАРНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ С ПОЗИЦИЙ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Гончаров Р.Б., д.т.н. Зузов В.Н.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия  
goncharov.roman@bmstu.ru, zuzvalery@rambler.ru

*Топологическая оптимизация элементов конструкции автомобиля помогает снизить его массу при сохранении прочностных и жесткостных характеристик, следовательно, применение оптимизации в процессе проектирования является важной и актуальной задачей. В данной работе рассматривается топологическая оптимизация бампера автомобиля с позиций пассивной безопасности. Даны краткие теоретические сведения о методе оптимизации, основанном на применении метода гибридных ячеек и концепции тела переменной плотности. В статье представлены разработанные рациональные конечно-элементные модели бампера и ударника для проведения топологической оптимизации, описана схема нагружения, получены результаты с приемлемой точностью и минимальным временем решения при использовании решателя LS-DYNA и модуля LS-TaSC. Обоснован выбор типа и размера конечных элементов для решения задачи ударного взаимодействия бампера и ударника на примере трех моделей разной степени структурирования. Рассмотрены варианты начальных и граничных условий для проведения топологической оптимизации. Приводится обоснование выбора времени решения задачи ударного воздействия с точки зрения рационального использования машинного времени и точности получаемых результатов. Представлен вариант конструкции бампера и его конечно-элементной модели после доработки по итогам оптимизации, проведена проверка того, что доработанная модель удовлетворяет исходным требованиям. В результате масса доработанной конструкции бампера на 29% меньше исходной при сохранении параметров жесткости и энергоемкости.*

**Ключевые слова:** пассивная безопасность, топологическая оптимизация, LS-DYNA, LS-TaSC, бампер, конечно-элементная модель, ударопрочность.

## **Введение**

Требования обеспечения как активной, так и пассивной безопасности людей в автомобиле являются важнейшими в настоящий момент. Конструкции автомобиля, воспринимающие внешнее воздействие при аварии, в том числе ударное, должны быть легкими, прочными и способными поглощать энергию так, чтобы сохранялось жизненное пространство вокруг людей и при этом они не испытывали чрезмерные ускорения, то есть эти конструкции должны удовлетворять определенным критериям (быть оптимальными). Однако создание оптимальных конструкций автомобиля с точки зрения пассивной безопасности одна из самых сложных проблем, которые сегодня решаются в сфере оптимизации [1, 2]. Проблема связана со сложным поведением конструкции, которое должно быть смоделировано для точного представления процесса удара (например, нели-

нейное поведение материала, геометрические нелинейности, контакт между элементами и другие эффекты, зависящие от скорости деформации). Эти задачи решаются методом конечных элементов (МКЭ) в нелинейной постановке, причем продолжительность их решения достаточно велика. Процесс оптимизации является итерационным, что увеличивает время решения задачи в десятки раз. Следовательно, одной из важнейших задач является обоснованный выбор рациональных КЭМ объекта, которые обеспечивают получение требуемой точности решения при минимальных затратах машинного времени.

## **Цель исследования**

Целью данной статьи является разработка рациональной КЭМ бампера автомобиля с учетом особенностей конструкции, исследование поведения при ударе, осуществляемом

в соответствии со стандартами пассивной безопасности, снижение массы за счет топологической оптимизации, оценка полученных результатов расчетов с позиций погрешностей и трудозатрат на разработку и решение с помощью программных комплексов, реализующих МКЭ (ANSYS и LS-DYNA).

### Методология исследования

В статье рассматривается методология проектирования конструкций, подверженных ударному воздействию, с применением топологической оптимизации на примере автомобильного бампера.

Публикаций на эту тему не так много, в частности, первое использование топологической оптимизации в случае ударного взаимодействия описано в работах Майера в 1996 году [3]. В методе оптимизации использовался способ гомогенизации, целью которого была минимизация внутренней энергии с ограничением по массе. Для определения распределения материала использовался метод критериев оптимальности. Позднее Педерсен разработал метод топологической оптимизации с использованием двумерных структур кадра [4]. В этой работе использовался метод перемещения асимптот, целью которого было получение желаемой истории поглощения энергии [5]. Сото представил эвристический метод, который не требовал информации о чувствительности [6]. Идея, лежащая в основе метода, заключалась в создании структуры, которая эффективно поглощает энергию, распределяя пластическую деформацию по всей структуре.

В данной статье рассматривается применение топологической оптимизации при удар-

ном воздействии с использованием метода гибридных ячеек (hybrid cellular automaton (HCA) method), который является весьма эффективным [7]. Данный алгоритм реализован в приложении к программе LS-DYNA в модуле LS-TaSC.

### Постановка задачи ударного воздействия

Бампер представляет собой энергопоглощающее устройство автомобиля в виде тонкостенного бруса, расположенного спереди. Согласно проведенным исследованиям [8], бампер при ударе может испытывать сложный нелинейный характер поведения, имеющий много общего с поведением каркасных элементов кабин и кузовов. Внешний вид бампера и твердотельная модель показаны на рис. 1.

Геометрические размеры, свойства материалов, условия взаимодействия бампера и ударника подробно рассмотрены в статье Zhi Xiao, Jianguang Fang, Guangyong Sun, Qing Li [9].

В данной статье рассматривается ударное взаимодействие бампера с ударником. Бампер состоит из двух частей: внешнего и внутреннего силового элементов, материал – сталь В410LA, толщина внешней части 1,2 мм, внутренней части 1 мм. Бампер опирается на два коробчатых элемента, материал которых сталь В260LYD, толщина 3,2 мм. Он жестко закреплен в основании коробчатых элементов. Начальная скорость ударника составляет 10 м/с, масса ударника 25 кг (кинетическая энергия ударника 1250 Дж). Общая масса бампера 4,5 кг.

Тип конечного элемента (КЭ) бампера и опор – shell Belytschko-Tsay. Для обоснования

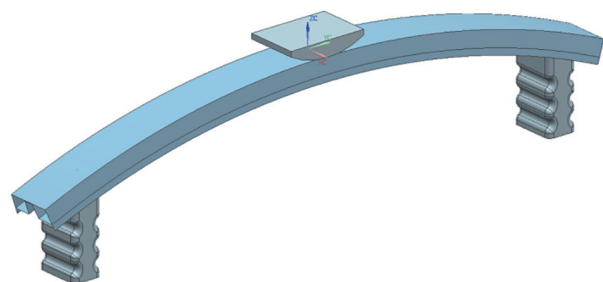
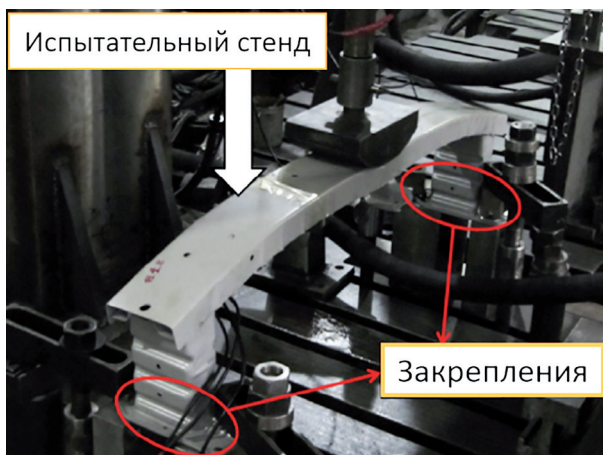


Рис. 1. Внешний вид и твердотельная модель бампера

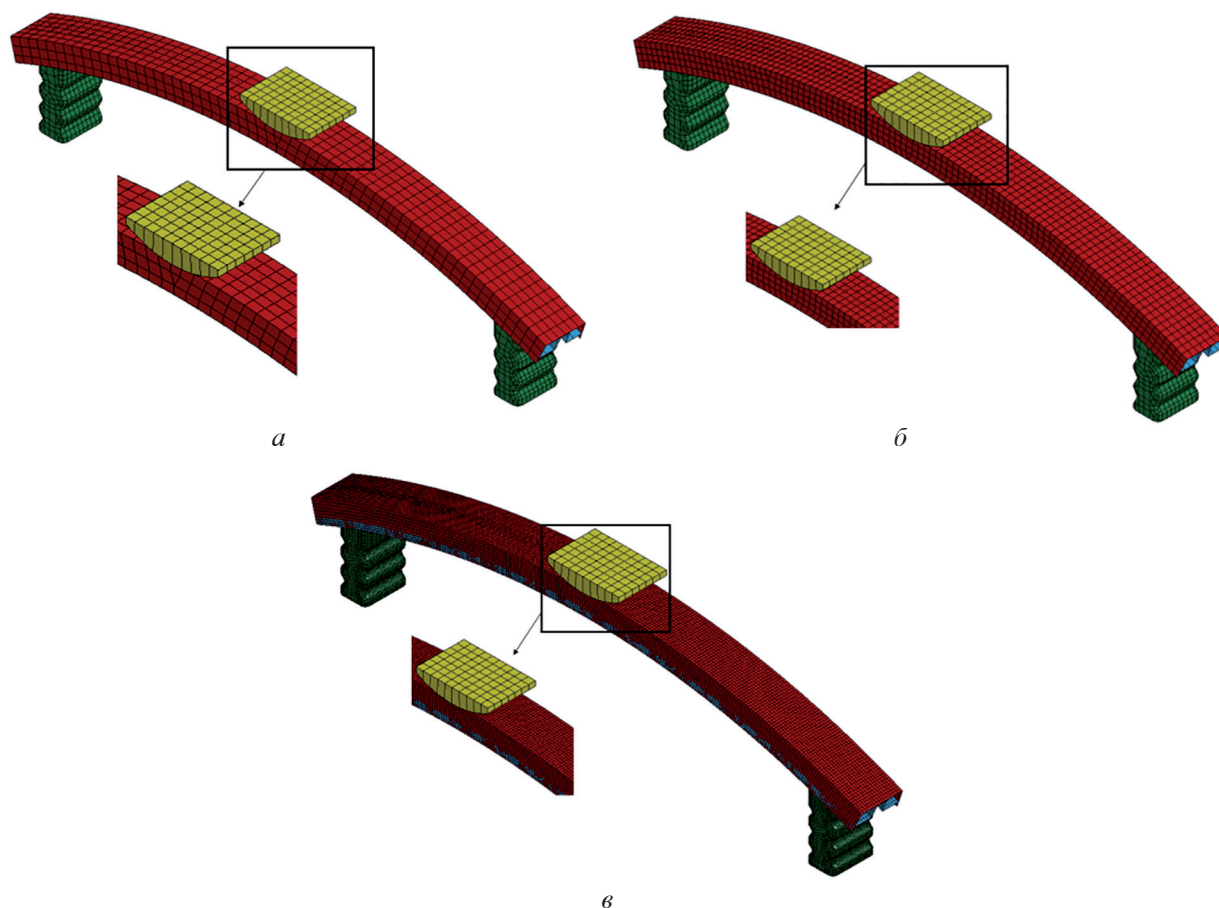


Рис. 2. Оболочечные КЭМ бампера:

*а* – низший уровень; *б* – средний уровень; *в* – высший уровень

требуемого размера КЭ проводилось моделирование с разными размерами с учетом ранее проведенных исследований [10]. КЭМ с разной степенью структурированности представлены на рис. 2.

КЭМ бампера низшего уровня (число узлов 2610, число конечных элементов 2617, размеры элементов 30 мм) обеспечивают получение результатов с погрешностями 21,4% для усилий в зоне контакта; КЭМ бампера среднего уровня (число узлов 14124, число элементов 14203, размеры элементов 15 мм) – получение результатов с погрешностями 12,5% для усилий в

зоне контакта; КЭМ бампера высшего уровня (число узлов 25850, число элементов 26147, размеры элементов 5 мм) – получение результатов с погрешностями 3,5 % для усилий в зоне контакта, что соизмеримо с погрешностями экспериментальных исследований.

Погрешности решений и основные характеристики сетки КЭМ представлены в табл. 1.

Из таблицы следует, что при использовании КЭ с размером 5 мм, КЭМ можно считать рациональной (средняя погрешность не более 3,5% по сравнению с экспериментом), поскольку при более крупных КЭ результаты моде-

Таблица 1

Результаты решения задачи взаимодействия бампера с ударником с использованием КЭМ различного уровня

Модель	Число узлов	Число элементов	Размер элемента, мм	Максимальная сила, кН		Относительная погрешность, %
				Эксперимент	Расчет МКЭ	
Низший уровень	2610	2617	30	14	11	21,4
Средний уровень	14124	14203	15	14	16	12,5
Высший уровень	25850	26147	5	14	14,5	3,5

лирования имеют слишком высокую погрешность по сравнению с экспериментальными данными (от 12% и выше).

Рациональная КЭМ бампера и схема нагружения с размером КЭ 5 мм показаны на рис. 3.

Материалы бампера и опорных элементов моделировались как нелинейные с изотропным упрочнением. Материал ударника – сталь с линейными характеристиками. Контактное взаимодействие в программе LS-DYNA задавалось картой *automatic\_surface\_to\_surface*. Время ударного взаимодействия ограничивалось 0,025 с.

### **Анализ результатов моделирования ударного воздействия**

Результаты моделирования задачи в явной постановке в программе LS-DYNA показаны на рис. 4.

Анализ результатов моделирования позволил сделать следующие выводы:

- вся кинетическая энергия ударника перешла в упругую энергию деформации бампера и опор, скорость ударника в момент времени 0,025 секунды равна 0 м/с;
- в конструкции бампера в результате взаимодействия образовались множественные пластические деформации;
- максимальное перемещение ударника 115 мм;
- в конструкции возник пластический шарнир (что привело к потере несущей способности бампера, и, как следствие, возникли большие перемещения ударника).
- Основываясь на результатах расчета, были сформулированы задачи для проведения топологической оптимизации:
- максимальное перемещение ударника не должно превышать 100 мм;
- возникновение пластического шарнира не допустимо;
- конечная масса конструкции должна быть минимальной при сохранении целостности конструкции;
- энергия, поглощенная конструкцией, должна быть максимальной.

### **Постановка задачи оптимизации**

Основываясь на поставленных задачах, была создана КЭМ для топологической оптимизации. Данная модель показана на рис. 5. Тип элемента бампера – *solid hexa 8*, размер элемента 5 мм, материал бампера – сталь

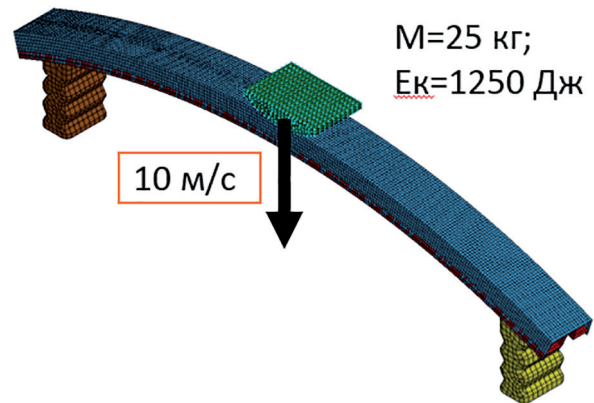


Рис. 3. Оболочечная КЭМ и схема нагружения бампера с размером КЭ 5 мм

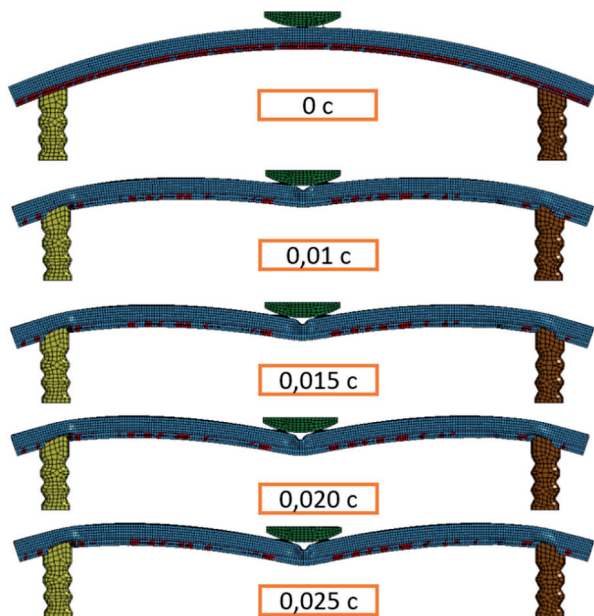


Рис. 4. Результаты моделирования

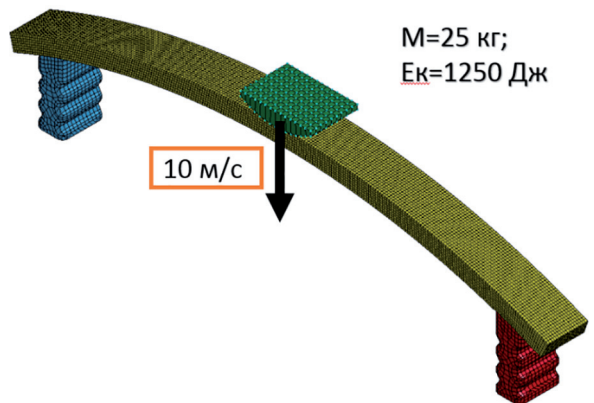


Рис. 5. КЭМ и схема нагружения бампера для оптимизации

B410LA с изотропным упрочнением, суммарное количество КЭ – 36686. В отличие от базовой постановки задачи бампер моделировался в виде твердотельной конструкции.

В качестве целевой функции оптимизации была выбрана масса бампера.

На основе проведенного анализа результатов вышеописанного решения, а также решения идентичных модельных оптимизационных задач сформулированы следующие ограничения и рациональные параметры задачи:

- ограничение по максимальному перемещению ударного элемента должно быть не более 100 мм;
- максимальная скорость ударного элемента за все время расчета должна превышать значение 0 м/с (это необходимо для того, чтобы конструкция полностью поглотила кинетическую энергию ударника);
- время расчета должно быть не менее  $t > 2l_{max} / v_0$  (где  $l_{max}$  – максимальное допустимое перемещение,  $v_0$  – начальная скорость ударного элемента). Для данного расчета  $t = 0,025$ с (чрезмерное увеличение времени расчета может привести к излишним затратам машинного времени).

Следует отметить, что метод очень «чувствителен» к назначению параметров задачи топологической оптимизации, в том числе по продолжительности решения. Однако задание слишком малого шага (интервала) по времени (для сокращения продолжительности решения) может привести к неадекватным результатам в следствии того, что конструкция не успеет поглотить всю кинетическую энергию при воздействии.

### **Анализ результатов оптимизации**

Окончательный результат решения задачи топологической оптимизации методом гибридных ячеек (HCA) в программе LS-TaSC показан на рис. 6.

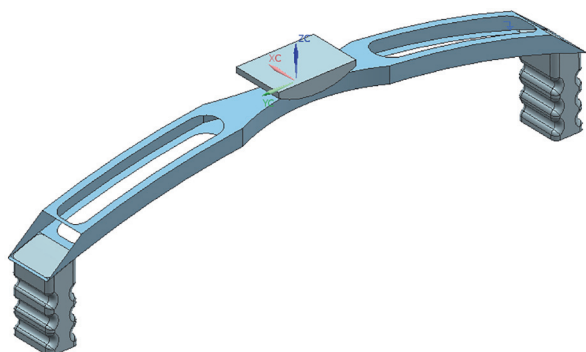


Рис. 7. Доработанная твердотельная модель бампера

Машинное время расчета, необходимое для получения приемлемого результата, составляет 24 часа, количество итераций при топологической оптимизации – 60. Результатом топологической оптимизации является конструкция, средняя часть которой в месте удара состоит из двух пластин и вертикальной перемычки, ветви бампера представляют собой элементы типа стрешней, которые при ударе работают на растяжение-сжатие.

Полученная в результате топологической оптимизации КЭМ требует доработки для практического использования. Доработанная твердотельная модель представлена на рис. 7.

Твердотельная модель бампера имеет толщину 1,9 мм, материал – сталь B410LA, общая масса бампера с опорами составляет 3,4 кг.

Для проверки того, что доработанная модель удовлетворяет сформулированным выше требованиям, была подготовлена КЭМ и решена задача ударного воздействия. КЭМ бампера и схема нагружения показаны на рис. 8. Тип элемента бампера и опор shell Belytschko-Tsay, размер элемента 5 мм, количество элементов 11523. Материалы бампера и опорных элементов моделировались как нелинейные с изо-

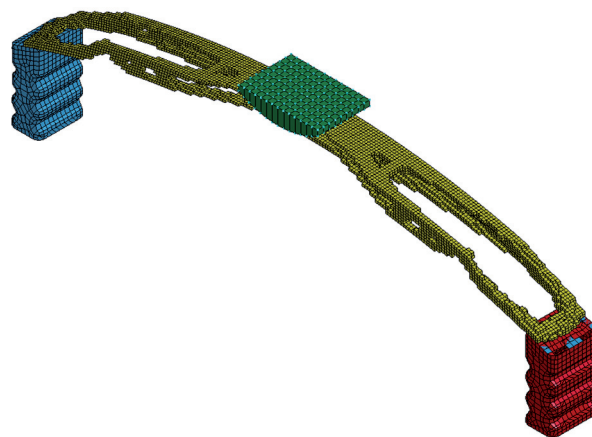
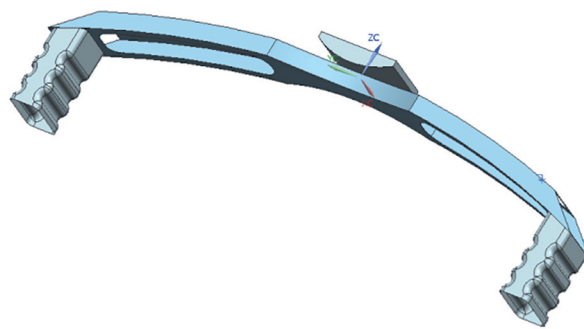


Рис. 6. КЭМ бампера после топологической оптимизации



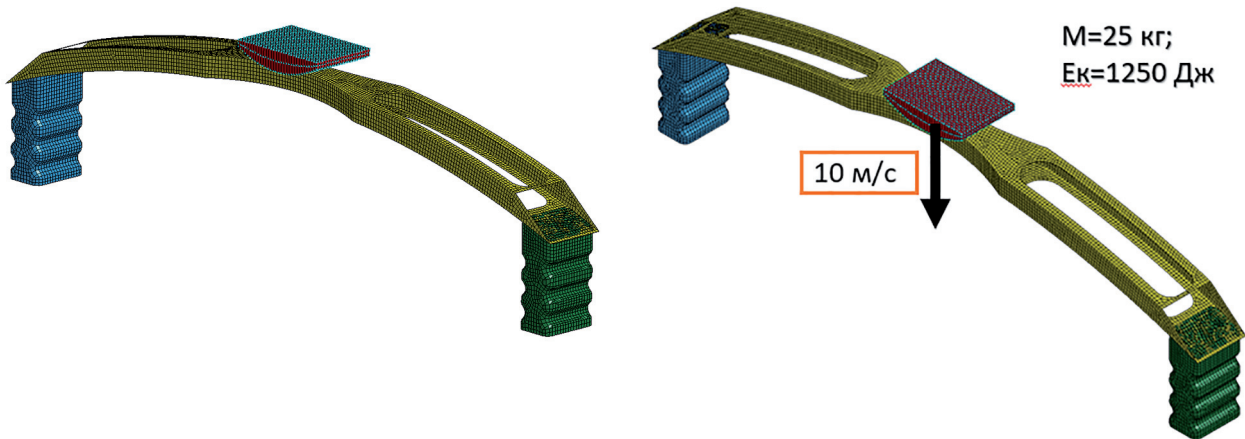


Рис. 8. Оболочечная КЭМ и схема нагружения доработанного бампера

тропным упрочнением. Тип элемента ударника – solid hexa 8, материал задавался в линейной постановке. Контактное взаимодействие в программе LS-DYNA задавалось картой automatic\_surface\_to\_surface. Время расчета ограничивалось 0,03 с.

Результаты моделирования задачи в явной постановке в программе LS-DYNA показаны на рис. 9.

По результатам моделирования можно сделать следующие выводы:

- вся кинетическая энергия ударника перешла в упругую энергию деформации бампера и опор, скорость ударника в момент времени 0,024 секунды равна 0 м/с. График зависимости скорости ударника от времени показан на рис. 10а;
- максимальное перемещение ударника составляет 110 мм, что меньше перемещения, которым обладала начальная конструкция (115 мм). График зависимости перемещения ударника от времени показан на рис. 10б;
- масса бампера 3,4 кг, что меньше массы первоначальной конструкции (4,5 кг) на 29,4%, при этом жесткость конструкции не изменилась.

### Заключение

На основе проведенных исследований можно сделать следующее заключение.

Для предварительных и многовариантных расчетов тонкостенных конструкций типа бамперов автомобилей рекомендуется использовать КЭ типа shell Belytschko-Tsay с размерами КЭ до 5 мм (при этом средняя погрешность составляет 3,5% по сравнению с экспериментом). По значениям трудозатрат

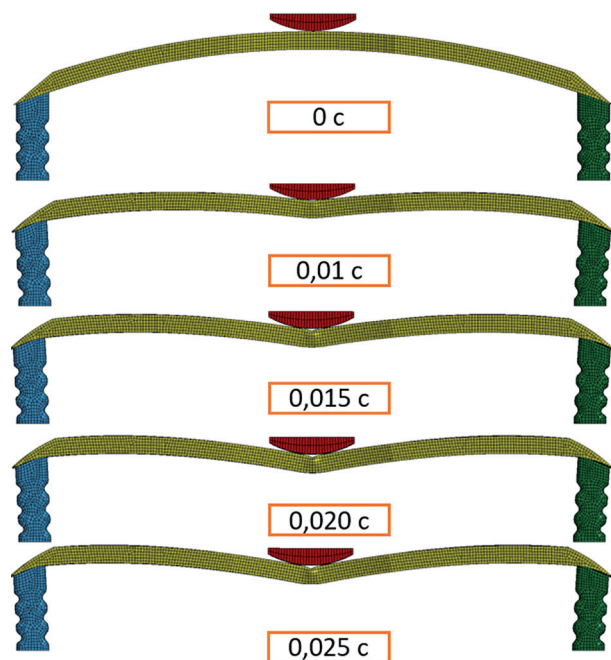


Рис. 9. Результаты моделирования

на ее создание и решение задачи и по погрешностям результатов такие модели можем считать рациональными.

Метод гибридных ячеек (HCA) в программе LS-TaSC применим для решения задач оптимизации конструкций по массе, однако данный метод очень чувствителен к назначению ограничений и параметров задачи.

Полученная в результате топологической оптимизации КЭМ требует доработки для практического использования и проверки того, что доработанная модель удовлетворяет исходным требованиям. Полученная модель имеет массу на 29% меньше, чем исходная конструкция при сохранении параметров жесткости и энергоемкости.

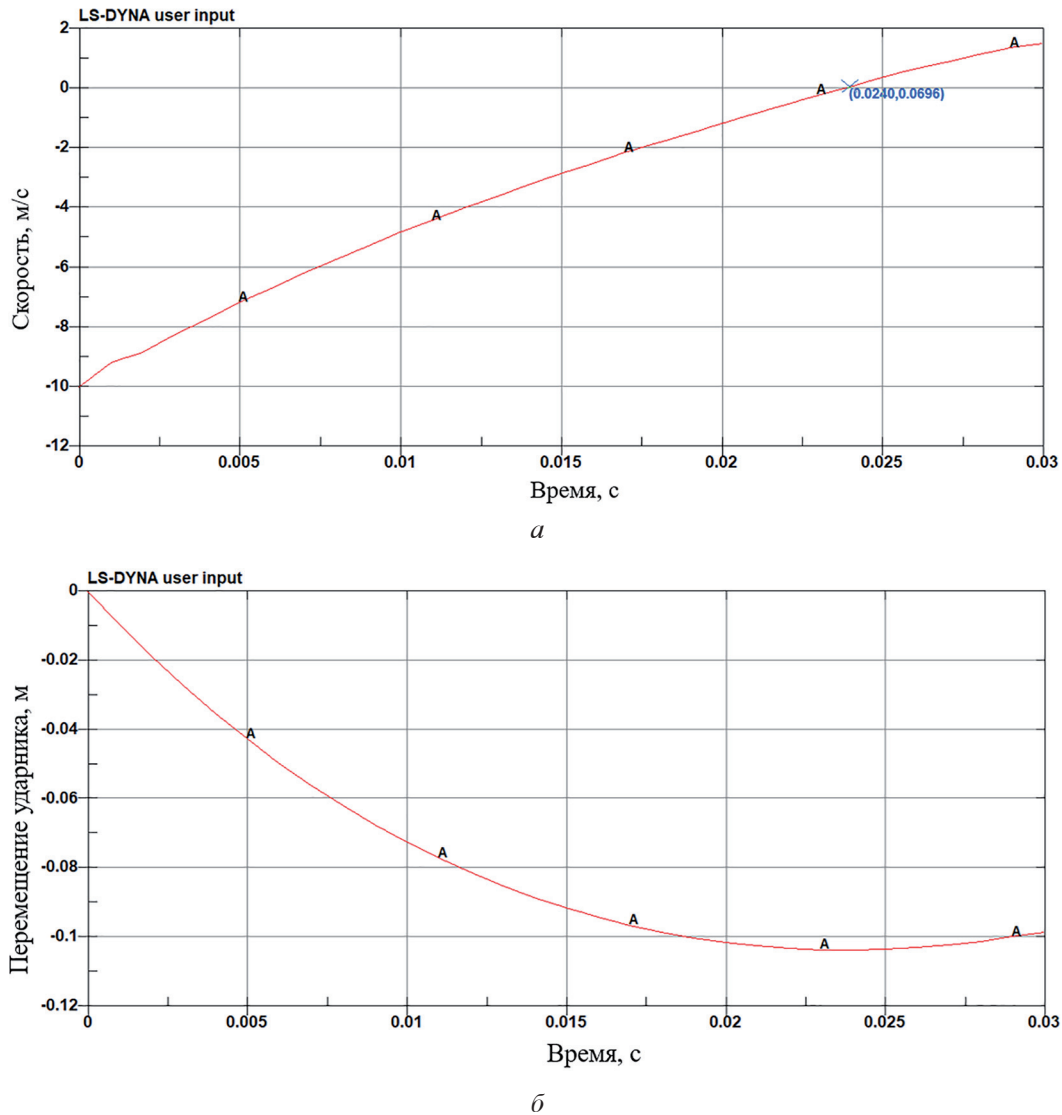


Рис. 10. Графики изменений по времени:  
*a* – скорость ударника; *б* – перемещение ударника

### Литература

1. Hamza K., Saitou K. Design optimization of vehicle structures for crashworthiness using equivalent mechanism approximations // ASME J. Mech. Des. 2005. № 127-3. P. 485–492.
2. Шаболин М.Л., Вдовин Д.С. Снижение требований к прочности материала подрамника грузового автомобиля с независимой подвеской путем топологической оптимизации конструктивно-силовой схемы // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 4(30). С. 90–96.
3. Mayer R.R., Kikuchi N., Scott R.A. Applications of topology optimization techniques to structural crashworthiness // Int. J. Numer. Methods Eng. 1996. № 39 P. 1383–1403.
4. Pedersen C.B.W. Topology optimization design of crushed 2-d frames for desired energy absorption // Struct. Multidiscip. Optim. 2003. № 25. P. 368–382.
5. Svanberg K. The method of moving asymptotes a new method for structural optimization // 1987. Int. J. Numer. Methods Eng. № 24. P. 359–373.
6. Soto C.A. Structural topology optimization for crashworthiness // Int. J. Numer. Methods Eng. 2004. № 9–3. P. 277–283.
7. Tovar A. Bone remodeling as a hybrid cellular automaton optimization process // Ph.D. thesis. University of Notre Dame. Notre Dame. IN. 2004.
8. Шабан Б.А., Зузов В.Н. Особенности моделирования каркасных элементов кузовов и кабин автомобилей при исследовании пассивной безопасности // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 11. DOI: 10.7463/1112.0486675

- Zhi Xiao, Jianguang Fang, Guangyong Sun, Qing Li Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam // *Int. J. Advances in engineering software*. 2015. № 85. P. 81–95.
- 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. МГТУ им. Н.Э.Баумана. Электрон. журн.* 2013. № 03. DOI: 10.7463/0313.0542301.
- Hamza K., Saitou K. Design optimization of vehicle structures for crashworthiness using equivalent mechanism approximations. *ASME J. Mech. Des.* 2005. No 127-3. pp. 485–492.
- SHabolin M. L. Vdovin D. S. Reducing the requirements for the strength of the sub-frame material of a truck with independent suspension by topological optimization of the structural-power scheme. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2016. No 4(30), pp. 90-96 (in Russ.).
- Mayer R. R., Kikuchi N., Scott R. A. Applications of topology optimization techniques to structural crashworthiness. *Int. J. Numer. Methods Eng.* 1996. No 39, pp. 1383–1403.
- Pedersen C. B. W. Topology optimization design of crushed 2-d frames for desired energy absorption. *Struct. Multidiscip. Optim.* 2003. No 25, pp. 368–382.
- Svanberg K. The method of moving asymptotes a new method for structural optimization. 1987. *Int. J. Numer. Methods Eng.* No 24, pp. 359–373.
- Soto C. A. Structural topology optimization for crashworthiness. *Int. J. Numer. Methods Eng.* 2004. No 9-3, pp. 277–283.
- Tovar A. Bone remodeling as a hybrid cellular automaton optimization process. Ph.D. thesis. University of Notre Dame. Notre Dame. IN. 2004.
- SHaban B.A., Zuzov V.N. Features of modeling carcass elements of bodies and cabins of vehicles in the study of passive safety. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.EH. Baumana. Elektron. zhurn.* 2012. No 11 (in Russ.). DOI: 10.7463/1112.0486675
- Zhi Xiao, Jianguang Fang, Guangyong Sun, Qing Li Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam. *Int. J. Advances in engineering software*. 2015. No 85, pp. 81-95.
- SHaban B.A., Zuzov V.N. Aspects of construction of finite element models of cabins for the study of passive safety when impacted in accordance with UNECE regulations № 29. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.EH. Baumana. Elektron. zhurn.* 2013. No 03 (in Russ.). DOI: 10.7463/0313.0542301.

## TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF THE AUTOMOBILE BUMPER DESIGN UNDER IMPACT FROM THE PASSIVE SAFETY STANDPOINT

R.B. Goncharov, Dr. Eng. V.N. Zuzov

Bauman MSTU, Moscow, Russia

goncharov.roman@bmstu.ru, zuzvalery@rambler.ru

*Topological optimization of the elements of the automobile's design helps to reduce its weight while maintaining the strength and rigidity characteristics, therefore, the use of optimization in the design process is an important and urgent task. In this paper, topological optimization of the vehicle bumper is considered from the standpoint of passive safety. Brief theoretical information on the optimization method based on application of the method of hybrid cells and the concept of a body of variable density is given. The article presents the developed rational finite element models of the bumper and impactor for topological optimization, the loading scheme is described, the results with acceptable accuracy and minimum solution time using the LS-DYNA solver and the LS-TaSC module are obtained. The selection of the type and size of the finite elements for the solution of the problem of the shock interaction of the bumper and the impactor is substantiated by the example of three models of different degree of structuring. The variants of the initial and boundary conditions for topological optimization are considered. The substantiation of a choice of time of the decision of a problem of impact influence from the point of view of rational use of computer time and accuracy of received results is given. A variant of the design of the bumper and its finite element model is presented after the completion of the optimization results, and a check is made that the modified model satisfies the initial requirements. As a result, the weight of the modified bumper structure was 29% less than the original, while maintaining the stiffness and energy intensity parameters.*

**Keywords:** passive safety, topological optimization, LS-DYNA, LS-TaSC, bumper, finite element model, impact resistance.