

УДК 629.113

Р.Б. Гончаров, В.Н. Зузов

ПРОБЛЕМЫ ПОИСКА ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ ПРИ УДАРНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ С ПОЗИЦИЙ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Параметрическая 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 параметрическая оптимизация бампера автомобиля с позиций пассивной безопасности. Обоснован выбор типа и размера конечного элемента (КЭ) для решения задачи ударного взаимодействия бампера и ударника на примере трех моделей разной степени структурированности. П

Представлены разработанные рациональные конечно-элементные модели (КЭМ) бампера и ударника для проведения параметрической оптимизации, описана схема нагружения, получены результаты с приемлемой точностью и минимальным временем решения при использовании решателя LS-DYNA и модуля LS-OPT. Рассмотрены варианты применения пеноалюминия для заполнения стоек бампера, исследовано влияние плотности наполнителя и толщины стенок на общую жесткость бампера.

Представлен вариант конструкции бампера и его КЭМ после доработки по итогам оптимизации, проведена проверка того, что доработанная модель удовлетворяет исходным требованиям. В результате масса доработанной на 5% меньше, чем исходной конструкции при сохранении ключевых параметров.

Ключевые слова: пассивная безопасность, топологическая оптимизация, LS-DYNA, LS-OPT, 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, эти конструкции должны удовлетворять определенным критериям и при этом 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, нелинейное 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 оптимизация 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 работы

Целью данной работы является снижение массы базовой конструкции бампера автомобиля при сохранении аналогичных параметров по перемещению ударника, как у исходной конструкции, путем применения параметрической оптимизации.

Постановка задачи ударного воздействия

Конструкция автомобильного бампера состоит из тонкостенного бруса и двух стоек, которые крепятся к бамперу с обеих сторон. Согласно проведенным исследованиям, при ударе бампер испытывает сложный нелинейный характер поведения, стойки деформируются

с образованием складок, при этом происходит поглощение энергии ударника за счет образования пластических деформаций [3-5].

Внешний вид испытательного стенда с установленным бампером показан на рис. 1. На рис. 2 приведена твердотельная модель конструкции бампера, а на рис. 3 основные сечения и геометрические размеры [6].

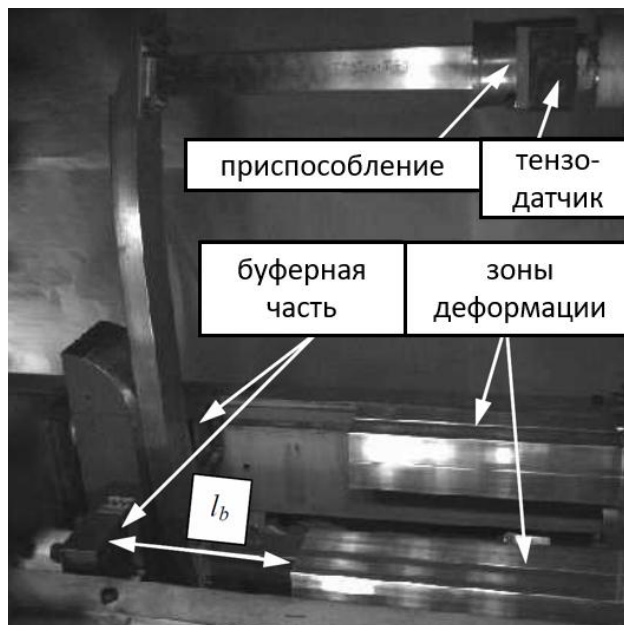


Рис. 1. Внешний вид стенда с установленным бампером

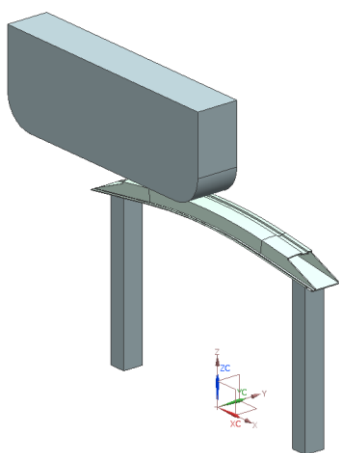


Рис. 2. Твердотельная модель бампера

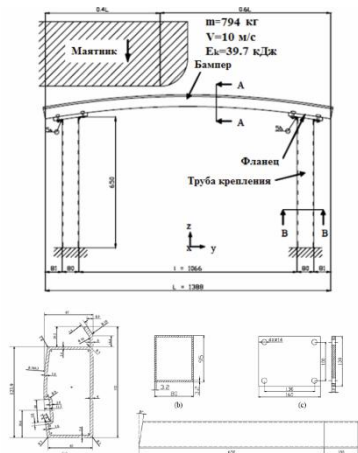


Рис. 3. Основные сечения и размеры бампера

Бампер состоит из силового элемента и двух стоек, материал – алюминий AA7003-T79 с кинематическим упрочнением. В работе моделировался фронтальный удар с частичным перекрытием (косо-фронтальный удар) в соответствии с требованиями ЕЭК ООН, начальная скорость ударника составляет 10 м/с, масса ударника 794 кг (кинетическая энергия ударника 39,7 кДж). Общая масса бампера 10,3 кг.

Тип конечного элемента бампера и стоек – оболочечный Belytschko-Tsay. Для оценки соотношения точности получаемых результатов к затраченному времени были созданы модели с разной степенью структурированности с учетом ранее проведенных исследований [7]. На рис. 4 показаны оболочечные модели бампера.

КЭМ бампера низшего уровня (число узлов 7524, число конечных элементов 6240, размер элементов 20 мм) обеспечивают получение результатов с погрешностями 34% по перемещению ударника; КЭМ бампера среднего уровня (число узлов 13893, число КЭ 12728, размер

элементов 10 мм) – получение результатов с погрешностями 21%; КЭМ бампера высшего уровня (число узлов 47248, число КЭ 44663, размер элементов 5 мм) – получение результатов с погрешностями 3,7 %, что соизмеримо с погрешностями экспериментальных исследований.

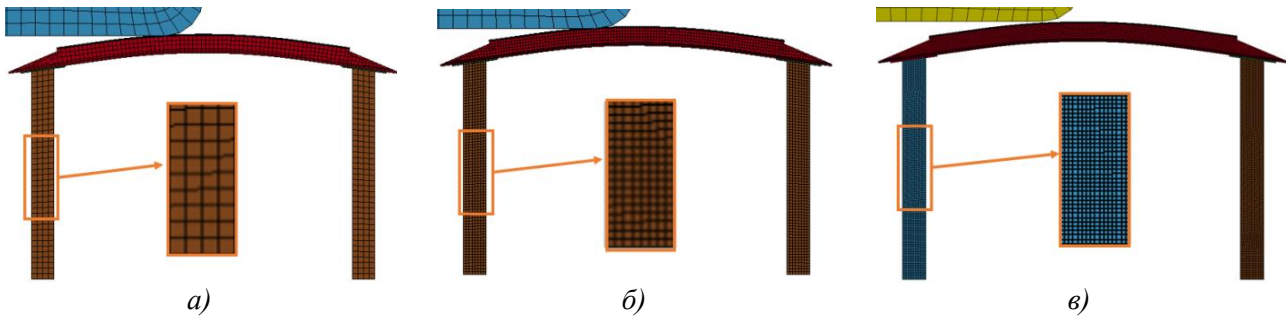


Рис. 4. Оболочечные КЭМ бампера:
а - низший уровень; *б* - средний уровень; *в* - высший уровень

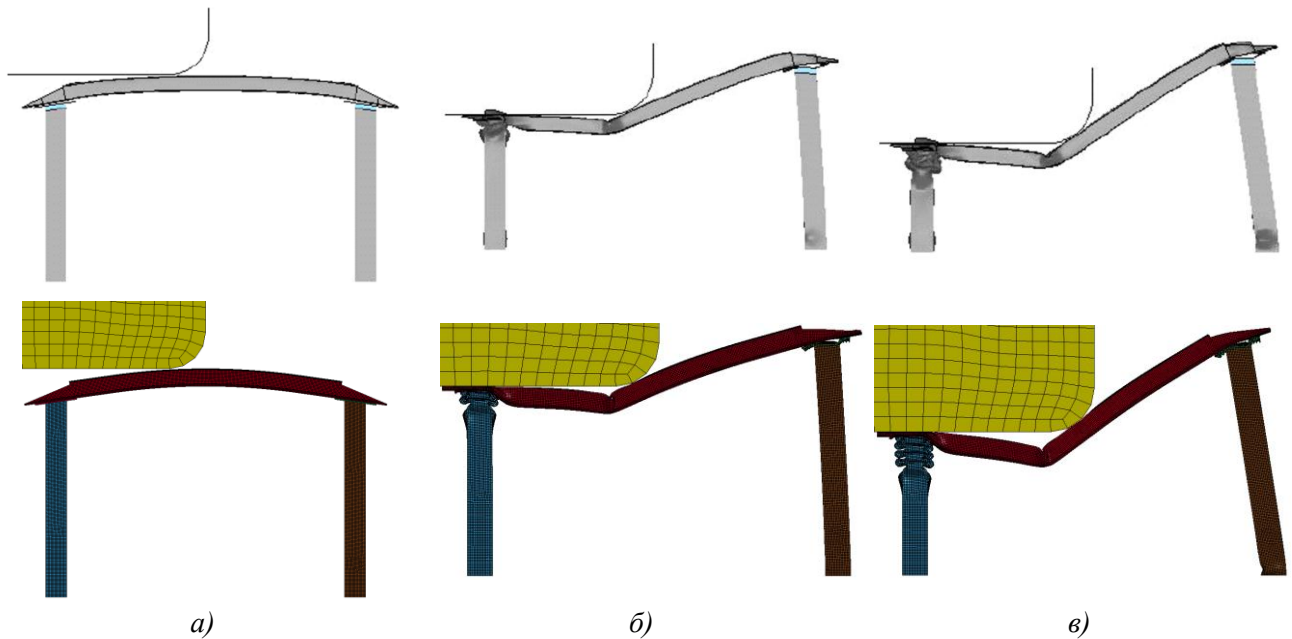
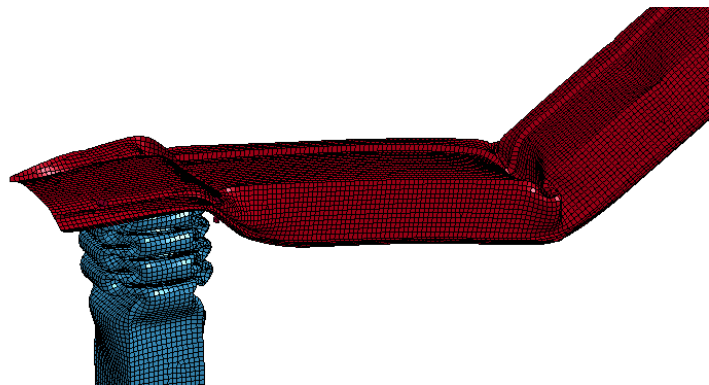


Рис. 5. Результаты расчета бампера в зависимости от времени:
а - время 0 с; *б* - время 0,035 с; *в* - 0,075 с



а)



б)

Рис. 6. Результаты расчета бампера:
а - эксперимент; *б* - расчет

Погрешности решений, время расчета и основные характеристики сетки КЭМ представлены в табл. 1. Картины деформированного состояния, полученные экспериментально и расчетным путем, показаны на рис. 5 и рис. 6.

Таблица 1

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

Модель	Число узлов	Число элементов	Размер элемента, мм	Перемещение, мм		Относительная погрешность, %	Машинное время счета, мин
				эксперимент	расчет МКЭ		
Низший уровень	7524	6240	20	431	285	34	24
Средний уровень	13893	12728	10	431	340	21	40
Высший уровень	47248	44663	5	431	415	3,7	182

Из анализа результатов следует, что при использовании КЭ с размером 5 мм, КЭМ можно считать наилучшей с точки зрения точности результатов (погрешность 3,7%), но по соотношению точность расчета – затраченное машинное время, КЭМ среднего уровня является рациональной применительно к задачам оптимизации с учетом того, что характер деформаций при использовании КЭМ среднего уровня идентичен экспериментальным.

Основываясь на проведенном анализе, были сформулированы этапы для получения оптимальной конструкции:

1. Исследовать влияние конструктивных параметров на свойства бампера с целью выявления факторов, наиболее существенно влияющих на поведение конструкции, на базе КЭМ среднего уровня;
2. Провести поиск оптимального решения для КЭМ высшего уровня (на основе выводов, сделанных на первом этапе - предварительные расчеты).

Максимальное перемещение ударника не должно превышать значений, полученных в результате эксперимента.

Постановка задачи оптимизации

С целью доработки бампера, были рассмотрены два варианта конструкции: стойка полностью заполнена пеноалюминием, стойка частично заполнена пеноалюминием (стойка с двойными стенками), как показано на рис. 7.

Материал *пеноалюминий* в программе LS-DYNA описывается моделью, предложенной Дешпендом и Флеком [8]. В данной модели параметры материала зависят от плотности наполнителя, что позволяет использовать данный материал для решения оптимизационных задач, выбирая в качестве варьируемого параметра плотность. Примеры использования этой модели материала применительно к задачам оптимизации бампера легкового автомобиля описаны в работе [9].

На первом этапе для предварительных многовариантных расчетов с целью повышения их эффективности использовались КЭМ среднего уровня. В качестве основного ограничения выступало максимальное перемещение ударника (оно не должно превышать значения, полученного в результате эксперимента). Переменными параметрами выступали: плотность пеноалюминия и толщины стенок стойки бампера. Для второго случая переменной толщиной об-

ладали обе стенки – внешняя и внутренняя. Основываясь на результатах работы [10], плотность варьировалась от 50 до 800 кг/м³, толщина стенки изменялась от 1 до 4 мм дискретно.

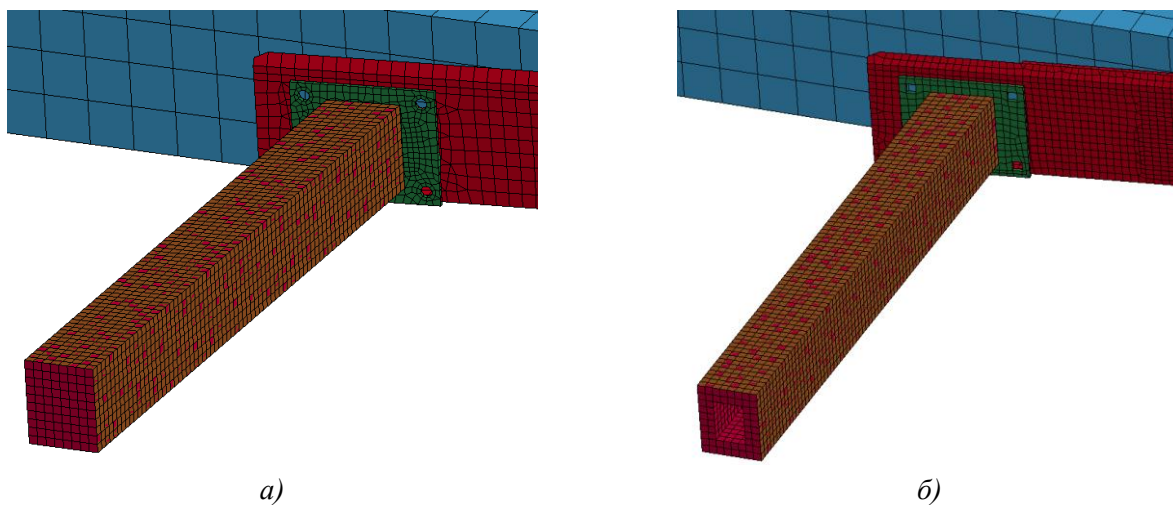


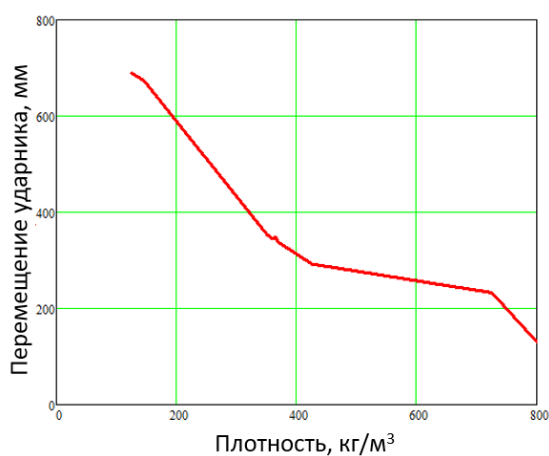
Рис. 7. Варианты доработки стойки бампера с помощью пеноалюминия:
а - полностью заполнена; *б* - частично заполнена (с двойными стенками)

Результаты оптимизации сведены в табл. 2. Зависимость перемещения ударника от плотности пеноалюминия показана на рис. 8. Затраченное машинное время счета 18 ч.

Таблица 2

Результаты оптимизации для КЭМ среднего уровня

Толщина стенки, мм	Плотность пеноалюминия, кг/м ³	Перемещение ударника, мм	Масса, кг	Тип наполнения
3,2	-	340	10,3	Пустая
1	360	346	11,4	Полностью
1	330	331	10,7	Частично



а



б

Рис. 8. Зависимости перемещения ударника от плотности пеноалюминия:
а - полностью заполнена; *б* - частично заполнена (с двойными стенками)

Анализируя результаты оптимизации модели среднего уровня, можно сделать вывод, что:

1. Использование частичного заполнения дает при аналогичном перемещении ударника меньшую массу, чем в случае полностью заполненной стойки;

2. Толщина стенки в меньшей степени влияет на свойства и поведение конструкции, чем плотность пеноалюминия;

3. Оптимальными параметрами являются: толщина стенки 1 мм, плотность 330 кг/м³.

Как следует из графиков, зависимость перемещения ударника от плотности пеноалюминия нелинейная для обоих рассматриваемых случаев, что накладывает дополнительные требования к параметрам оптимизации.

На втором этапе проводился поиск оптимальных параметров для КЭМ высшего уровня с частичным заполнением (с двойными стенками). В данном случае варьировалась только плотность пеноалюминия в пределах от 200 до 400 кг/м³, толщины внешней и внутренней стенок равны 1 мм. Максимальное перемещение ударника также не должно превышать значения, полученного в эксперименте.

Полученные результаты решения задачи оптимизации сведены в табл. 3 и показаны на рис. 9. Затраченное машинное время 45 ч.

Таблица 3

Результаты оптимизации для КЭМ высшего уровня

Толщина стенки, мм	Плотность пеноалюминия, кг/м ³	Перемещение ударника, мм	Масса, кг
3,2	-	415	10,3
1	258	415	9,8

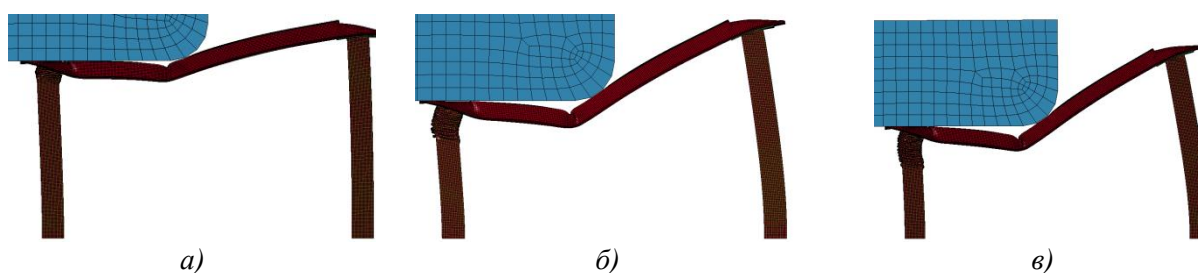


Рис. 9. Результаты расчета бампера в зависимости от времени:

a - 0,02 с; *б* - 0,05 с; *в* - 0,08 с

По результатам моделирования можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальным параметром плотности пеноалюминия является значение 258 кг/м³;
 2. Максимальное перемещение ударника 415 мм, что соответствует экспериментальным исследованиям;

3. Масса бампера 9,8 кг, что меньше массы первоначальной конструкции 10,3 кг на 5%, при этом максимальное перемещение ударника и поведение конструкции идентичны.

Заключение

На основе проведённых исследований можно сделать следующее заключение:

1. Для расчётов тонкостенных конструкций типа бамперов автомобилей рекомендуется использовать КЭ типа shell Belytschko–Tsay с размерами КЭ до 5 мм (при этом средняя погрешность составляет 3,7% по сравнению с экспериментом). По значениям трудозатрат на ее создание и решение задачи и по погрешностям результатов такие модели можем считать рациональными;

2. Для предварительных многовариантных расчетов можно использовать КЭМ среднего уровня с размерами КЭ 10 мм, так как поведение такой модели идентично поведению реальной конструкции (при этом затраты машинного времени значительно меньше, чем для КЭМ высшего уровня);

3. Для уточняющих оптимизационных расчетов следует использовать КЭМ высшего уровня, однако в этом случае необходимо тщательно подбирать количество варьируемых па-

раметров и диапазон их изменения, поскольку это влияет на машинное время расчета и точность результатов;

4. Полученная в результате параметрической оптимизации модель имеет массу на 5% меньше, чем исходная конструкция.

Библиографический список

1. **Hamza, K.** Design optimization of vehicle structures for crashworthiness using equivalent mechanism approximations / K. Hamza, K. Saitou // *ASME J. Mech. Des.* 2005. – №127-3. – P. 485–492.
2. **Шабалин, М.** Снижение требований к прочности материала подрамника грузового автомобиля с независимой подвеской путем параметрической оптимизации конструктивно-силовой схемы / М. Л. Шабалин, Д. С. Вдовин // *Известия Московского государственного технического университета МАМИ.* – 2016. – № 4 (30). – С. 90–96.
3. **Шабан, Б.А.** Особенности моделирования каркасных элементов кузовов и кабин автомобилей при исследовании пассивной безопасности / Б.А. Шабан, В.Н. Зузов // *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.* 2012. № 11. DOI: 10.7463/1112.0486675
4. **Зузов, И.В.** Моделирование продольного смятия передних лонжеронов кузова легкового автомобиля с учетом инициаторов деформаций // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение.* – 2011. – № 1. – С. 34–37.
5. **Зузов, И.В.** Моделирование продольного смятия передних лонжеронов кузова легкового автомобиля с учетом наполнителей и инициаторов деформаций / И.В. Зузов, В.Н. Зузов // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение.* – 2012. – № 2. – С. 42–45.
6. Satyanarayana Kokkula, Bumper beam-longitudinal system subjected to offset impact loading an experimental and numerical study // *PhD Thesis Trondheim Norwegian University of Science and Technology;* 2005. –P. 288.
7. **Шабан, Б.А.** Особенности построения конечно-элементных моделей кабин для исследования пассивной безопасности при ударе в соответствии с правилами ЕЭК ООН №29 / Б.А. Шабан, В.Н. Зузов // *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.* 2013. № 03. DOI: 10.7463/0313.0542301.
8. **Deshpande, V.S.** Isotropic models for metallic foams / V.S. Deshpande, N.A. Fleck // *J. Mech. Phys. Solids.* – 2000. – №48. – P. 1253–1283.
9. **Zhaokai, Li.** Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front end structure of auto-body / Li Zhaokai [et al.] // *Adv. Mech. Eng.* 2017. № 9(8). P. 1-21. DOI: 10.1177/1687814017702806
10. **Zhi, Xiao.** Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam / Xiao Zhi [et al.] // *Int. J. Advances in engineering software.* – 2015. – №85. – P. 81–95.

*Дата поступления
в редакцию 30.05.2018*

R. B. Goncharov, V. N. Zuzov

CRASHWORTHINESS DESIGN FOR FOAM-FILLED BUMPER BEAM

Bauman Moscow state technical university

Purpose: crashworthiness design for foam-filled bumper beam using a parametric optimization.

Design/methodology/approach: the design parameters for crashworthiness optimization are foam density and thickness of a crash box, the purpose is to minimize the total mass. There are two variants for optimization: full filled crash box and partially filled. The foam model that is used in this article is Deshpande and Fleck foam. The program for optimization is LS-DYNA and LS-OPT.

Findings: the total mass of optimization construction is less than original bumper beam (5%). It is expediently to use medium finite element model (10 mm – element size) for preliminary optimization and high-level finite element model (5 mm – element size) for base one.

Research limitations/implications: the present study provides a starting-point for further research in the improvement of the crashworthiness design for automobile's bumper beam.

Key words: passive safety, topological optimization, LS-DYNA, LS-OPT, bumper, finite element model, impact resistance.