

ПРОБЛЕМЫ ПОИСКА ОПТИМАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ КАБИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЕ

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

В данной работе рассматривались основные проблемы поиска оптимальных параметров кабины грузового автомобиля на базе параметрической и топологической оптимизации с целью обеспечения требований по пассивной безопасности по международным правилам и получения ее минимальной массы. В статье представлены разработанные рациональные конечно-элементные модели (КЭМ) кабины и маятника применительно к задачам оптимизации, позволяющие получать результаты с приемлемой точностью и минимальным временем решения при использовании программ LS-OPT и LS-TaSC с решателем LS-DYNA. В качестве элементов усиления кабины используются стальные накладки и наполнитель из пеноалюминия. Для решения поставленной задачи и более полной оценки влияния параметров было рассмотрено несколько вариантов доработки кабины. Топологическая оптимизация проводилась с целью получения картины наилучшего распределения наполнителя по каркасу кабины. Параметрическая оптимизация проводилась по подбору свойств наполнителя (пеноалюминия) и по толщинам конструктивных элементов кабины. Помимо оптимизации исследовалась чувствительность конструкции на изменение варьируемых параметров с целью выявления степени влияния на результат оптимизации. Поскольку длительность решения очень высока (до нескольких суток на доступных ЭВМ), то на основе проведенных исследований был разработан подход, позволяющий на разных этапах уменьшить количество переменных и, тем самым, сократить время решения. В итоге было обеспечено удовлетворение требованиям по пассивной безопасности (до оптимизации эти требования не удовлетворялись) при оптимальном распределении массы в результате комбинированного использования накладок и наполнителя. Увеличение массы кабины составило 20 %. Применение только накладок позволило удовлетворить правилам по пассивной безопасности, но дало еще большее увеличение массы кабины.

Ключевые слова: кабина, пассивная безопасность, оптимизация, LS-DYNA, LS-OPT, пеноалюминий, конечно-элементная модель, накладки.

Введение

Повышение требований обеспечения пассивной безопасности людей в автомобиле являются важнейшей задачей для конструкторов, работающих в данной сфере. Увеличение количества автомобилей, скорости движения по городским улицам и на шоссе, рост грузоподъемности вновь разрабатываемых автомобилей ведут к необходимости создания кабин грузовых автомобилей, отвечающих требованиям пассивной безопасности при минимальной массе и достаточной жесткости и прочности.

Испытание автомобилей на пассивную безопасность – задача сложная и дорогостоящая, поэтому целесообразно максимально использовать возможности современного расчетного анализа на основе компьютерного моделирова-

ния для уменьшения затрат времени и средств на разработку конструкции. Данного рода задачи решаются методом конечных элементов (МКЭ) с использованием явного способа решения дифференциальных уравнений.

Современные программные пакеты позволяют решать высоконелинейные, быстропротекающие задачи с контактным взаимодействием между элементами конструкции. В них реализованы разные алгоритмы оптимизации, в том числе на базе методов гибридных ячеек (НСА) для топологической оптимизации и различные вариационные алгоритмы для параметрической оптимизации [1–4].

В данной работе проводилась топологическая и параметрическая оптимизация для подбора параметров пеноалюминия и свойств элементов

каркасного типа кабин для обеспечения требований по пассивной безопасности по международным правилам и при оптимальном значении массы. Основной проблемой при решении оптимизационных задач, связанных с ударным воздействием, является машинное время расчета (от нескольких суток до нескольких недель). Для решения использовались программы LS-TaSC и LS-OPT с явным решателем LS-DYNA, которые дают хорошие результаты по соотношению точности и затрат времени на расчет.

Цель исследования

Цель работы состоит в обеспечении удовлетворения требованиям правил пассивной безопасности грузового автомобиля и минимизации его массы за счет оптимального распределения и подбора параметров пеноалюминия и толщин элементов каркасного типа в кабине.

Анализ напряженно-деформированных состояний (НДС) кабины при испытаниях на пассивную безопасность

Методики испытаний на пассивную безопасность конструкции призваны моделировать сценарии реальных аварийных ситуаций. Применительно к грузовым автомобилям такими ситуациями являются лобовой удар, удар по кабине сзади сорвавшимся при торможении грузом и опрокидывание автомобиля. Согласно требованиям ГОСТа Р 41.29-99 (идентичным правилу ЕЭК ООН № 29 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты лиц, находящихся в кабине грузового

транспортного средства» [5]), эти ситуации сведены к трем видам испытаний, проиллюстрированных на рис. 1, а.

Помимо ГОСТа существуют аналогичные региональные правила, среди которых особого внимания заслуживают шведские нормы VVFS 2003:29. Согласно этим нормам пассивная безопасность кабины проверяется проведением следующих испытаний, показанных на рис. 1, б: приложением статической нагрузки на крышу кабины; ударом цилиндрическим маятником спереди по переднему верхнему углу кабины; ударом прямоугольным маятником по задней стенке кабины под прямым углом.

Кабина считается выдержавшей все виды испытаний при выполнении следующих условий:

- в несущей конструкции кабины или деталях, а также узлах крепления не произошло разрушений и не образовались значительные трещины или деформации;
- в кабине остается жизненное пространство для водителя и пассажиров;
- при динамическом нагружении (ударе) вся энергия удара расходуется (поглощается) кабиной, при этом не происходит проскальзывания маятника по крыше.

Объектом исследования в данной работе является перспективная бескапотная кабина грузового автомобиля. Внешний вид кабины показан на рис. 2, а.

КЭМ кабины создавалась на основе методик, изложенных в работах [6, 7] (рис. 2, б). Характерный размер конечного элемента 35 мм, что свойственно для моделей среднего уровня (по нашей классификации), количество элементов 28521. Элементы кабины моделировались

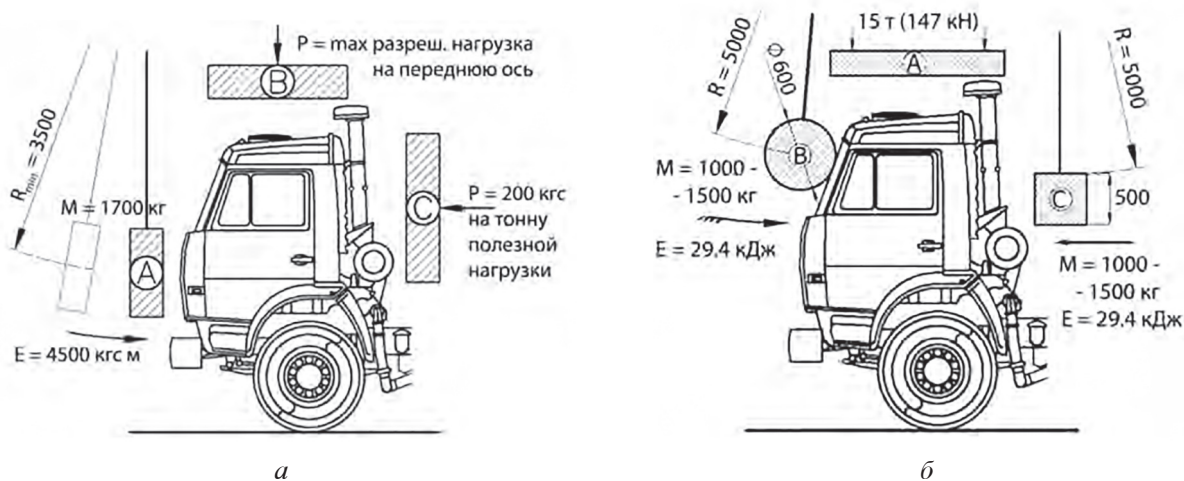


Рис. 1. Виды испытаний:

а – по ГОСТу Р 41.29-99; б – по VVFS 2003:29 («Шведские нормы»)

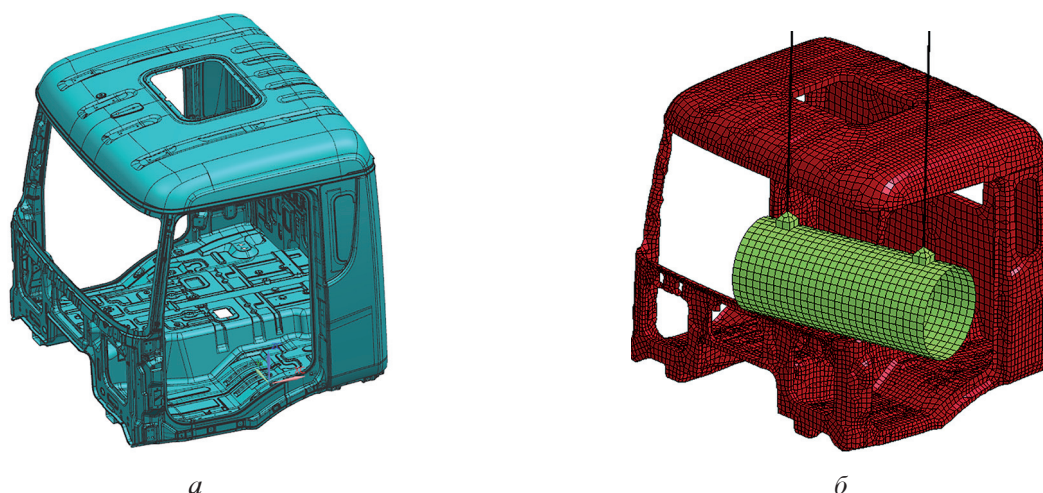


Рис. 2. Объект исследования:

a – твердотельная модель; *б* – КЭМ в момент удара маятником

преимущественно 4-х узловыми оболочечными элементами типа Belytschko-Tsay. Толщина внутренних и внешних панелей обшивки – 1 мм, лонжеронов кабины – 4 мм. Материал кабины – сталь 08кп с кинематическим упрочнением, масса кабины – 250 кг.

Для проверки работоспособности кабины был проведен расчет по оценке соответствия требованиям правил пассивной безопасности. В данной статье рассматривается наиболее сложный режим для конструкции: испытание ударом маятника массой 1000 кг с начальной скоростью 7,6 м/с по передней стойке кабины под углом 15° [8, 9].

Машинное время расчета в программе LS-DYNA составляет 41 минуту, что в случае решения оптимизационной задачи является приемлемым с точки зрения затрат времени при условии, что характер деформации идентичен экспериментальным. При более крупной сетке конечных элементов возникающая погрешность при расчете не позволяет получить адекватных результатов [10, 11]. В случае ис-

пользования более точных КЭМ время расчета многократно увеличивается, что приводит к чрезмерным затратам времени. Результаты расчета показаны на рис. 3.

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод, что остаточное жизненное пространство существенно меньше требуемых значений. В конструкции возникли обширные пластические деформации, дверной проем сильно деформировался, наблюдаются зоны смятия в местах соединения порогов с передней частью кабины.

На основании проведенного анализа была поставлена задача осуществить поиск оптимальных решений для кабины с целью удовлетворения требованиям по пассивной безопасности и минимизации массы.

Для решения поставленной задачи и более полной оценки влияния параметров было рассмотрено три подхода:

- использование только накладок;
- использование наполнителя из пеноалюминия в элементах каркасного типа;

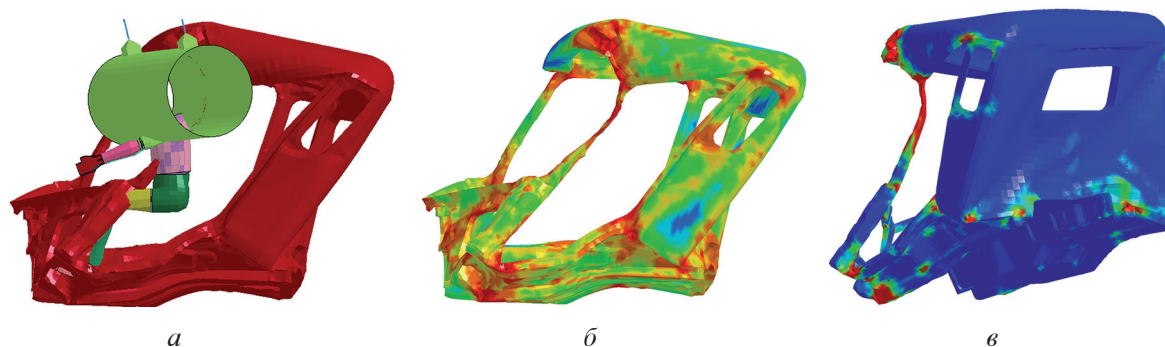


Рис. 3. Результаты расчета кабины:

a – КЭМ в конечной фазе удара; *б* – напряжения по Мизесу; *в* – деформированное состояние кабины

– совместное использование накладок и пеноалюминия.

Постановка задачи топологической оптимизации

С целью оптимального распределения наполнителя (пеноалюминия) по каркасу кабины была проведена совместная топологическая оптимизация для трех наиболее тяжелых режимов нагружения, показанных на рис. 1, *а*, *б* и 4.

Для решения задач ударного воздействия была создана КЭМ, состоящая из shell элементов (кабина) и solid элементов (типа tetra 10 – пенонаполнитель) (рис. 5). Вся совокупность solid элементов составляет пространство проектирования, которое участвует в топологической оптимизации. Размер характерного элемента – 35 мм, количество – 67890. Данная модель является моделью среднего уровня, которая, как отмечалось, подходит для решения оптимизационных задач. Цель оптимизации – обеспечение жизненного пространства в конструкции при минимизации массы. Основная задача расчета заключается в получении картины оптимального распределения материала по каркасу кабины в случае ударного нагружения маятником.

част конструкцию, предотвращая возникновение пластических шарниров при ударе по стойке. Элементы каркасного типа передней панели, усиленные наполнителем, замыкают в единый контур дверные проемы и лонжероны, тем самым объединяя конструкцию в единое целое. Для уменьшения последствий удара по задней стенке кабины пеноалюминием следует заполнить элементы каркасного типа, подкрепляющие заднюю панель, поскольку в данном месте возникают максимальные напряжения в процессе деформирования кабины.

Использование на предварительном этапе разработки КЭМ среднего уровня для решения задачи топологической оптимизации позволяет получить приемлемую картину распределения наполнителя по объему кабины при допустимых затратах машинного времени.

Из анализа результатов можно сделать следующие выводы:

- 1) пеноалюминием необходимо заполнить полости вокруг дверного проема и переднюю панель;
- 2) пол кабины и лонжероны являются основными элементами, передающими ударную нагрузку на кронштейны крепления кабины к раме;

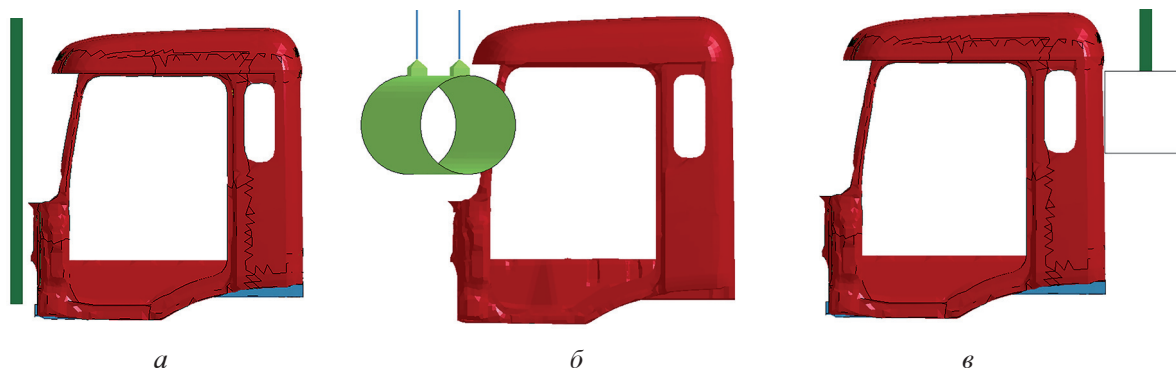


Рис. 4. Виды испытаний для топологической оптимизации: *а* – фронтальный удар; *б* – удар по стойке; *в* – удар сзади

Оптимизация проводилась методом гибридных ячеек (HCA) в программе LS-TaSC, как одним из наиболее эффективных для подобных задач [12, 13].

Результаты топологической оптимизации представлены на рис. 6.

Анализируя полученные результаты, можно отметить, что основными элементами, передающими нагрузку на кронштейны крепления кабины к раме, при ударе маятником спереди являются пол и лонжероны. В свою очередь пеноалюминий, расположенный в полостях по контуру дверного проема, ужесточает

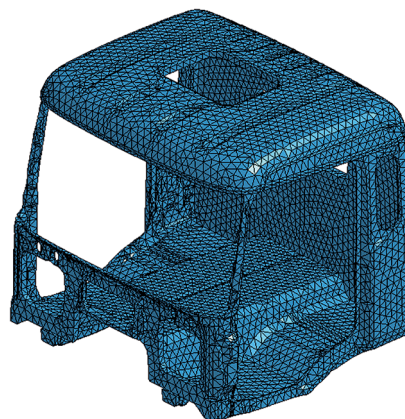


Рис. 5. Область проектирования

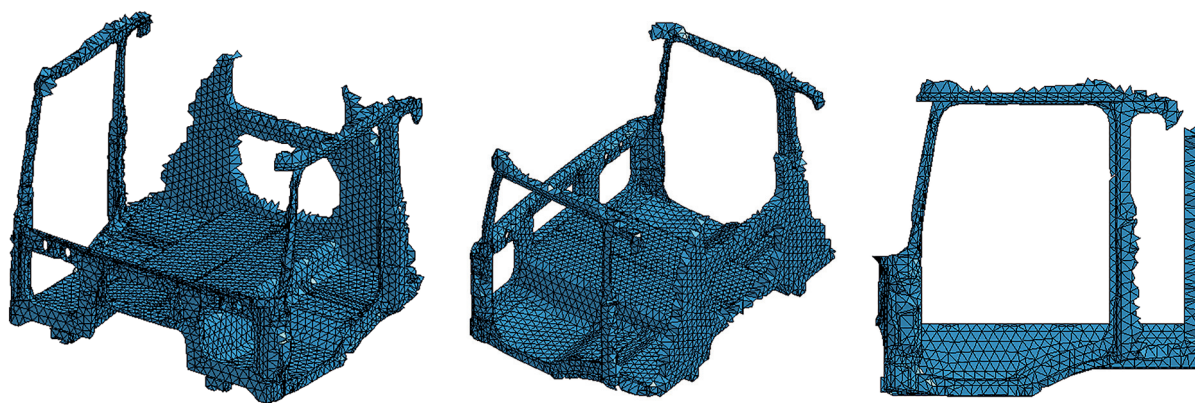


Рис. 6. Результаты топологической оптимизации

3) использование на предварительном этапе разработки КЭМ среднего уровня для решения задачи топологической оптимизации позволяет получить наилучшую картину распределения наполнителя по объему кабины при приемлемых затратах машинного времени (несколько суток на доступных компьютерах).

Постановка задачи параметрической оптимизации

На основании результатов топологической оптимизации и всестороннего анализа НДС кабины было рассмотрено несколько вариантов рационального распределения наполнителя (пеноалюминия) и накладок по конструкции кабины.

Для получения решения задачи оптимизации кабина была разделена на несколько фрагментов (подзон) и заполнена пеноалюминием. Разбиение на подзоны позволяет ограничить число варьируемых параметров таким образом, чтобы их количество было достаточным для получения адекватных результатов при минимальных затратах расчетного времени. На основании предварительных исследований были выделены подзоны вокруг дверного проема, лобового стекла, лонжеронов и задней стенки кабины. Помимо наполнителя дверные проемы и передняя часть были усилены накладками. Также варьировалась толщина лонжеронов для увеличения жесткости кабины.

Материал пеноалюминий в программе LS-DYNA описывается моделью, предложенной Дешпендом и Флеком [14]. В данной модели свойства наполнителя (такие, как прочность и жесткость) зависят от плотности, что позволяет использовать его для решения оптимизационных задач, выбирая в качестве варьируемого параметра плотность. Использование этой

модели применительно к задачам оптимизации конструкций представлено в работах [15–17].

В нашей задаче в качестве варьируемых параметров выступают плотность пеноалюминия, которая изменяется в пределах от 100 кг/м³ до 800 кг/м³, и элементы каркасного типа с вариантами толщин: 0,1 мм; 1 мм; 2 мм; 3 мм; 4 мм. Они являются аналогами накладок, увеличивающими жесткость конструкции. При этом все параметры варьируются независимо друг от друга.

На основе проведенного анализа максимальное перемещение стойки в контрольной точке (КТ) не должно превышать 350 мм (контрольная точка – узел на стойке, обладающий максимальным перемещением). Задача оптимизации решалась с помощью построения поверхности отклика (метамодель) методом Radial basis function network (основан на нейронных сетях) и алгоритма adaptive simulated annealing (алгоритм имитации отжига).

На первом этапе рассматривался вариант доработки конструкции кабины с использованием накладок. Схема деления на подзоны показана на рис. 7.

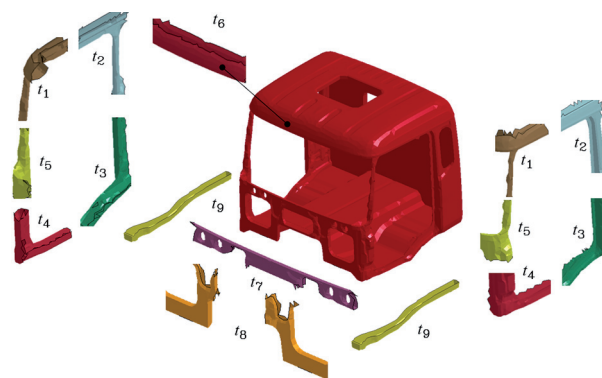


Рис. 7. Схема доработки кабины с помощью накладок

Таблица 1

Результаты оптимизации толщин накладок

Наладка	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	Масса, кг	Перемещение КТ, мм
Толщина, мм	4	4	2	2	1	0,1	1	3	0,1	330	350

Данный тип деления выбирался также исходя из анализа НДС кабины. Накладки t_2 , t_3 , t_4 служат для усиления зон дверного проема, в которых возникают пластические шарниры, элемент t_7 необходим для увеличения жесткости под лобовым стеклом, накладка t_8 объединяет в замкнутую систему подзоны t_4 , t_7 и t_9 .

Результаты оптимизации толщин накладок сведены в таблицу 1.

Помимо оптимизации был проведен анализ влияния варьируемых параметров на отклик конструкции (перемещение КТ), результаты показаны на рис. 8.

Основываясь на полученных результатах, можно сказать, что изменение толщин накладок t_1 и t_2 , сильнее всего влияет на параметры кабины, вклад каждой накладки в общую жесткость 64 % и 11 % соответственно. Данные элементы находятся в верхней части дверного

проема, позволяет получить рациональный вариант конструкции, который удовлетворяет требованиям по пассивной безопасности, однако при этом масса кабины относительно исходной конструкции увеличилась на 32 %.

На втором этапе конструкция дорабатывалась с помощью введения пеноалюминия. На рис. 9 показан способ разбиения на подзоны в случае использования наполнителя. Каркас дверного проема поделен на два элемента, наполненные пеноалюминием с плотностями ρ_1 и ρ_2 , подзона под лобовым стеклом ρ_3 соединяет дверные проемы, добавляя жесткости кабине. Данная схема разбиения основана на анализе картины распределения материала, полученной при топологической оптимизации.

Результаты расчетов показали, что пеноалюминий, обладающий максимальной плотностью 800 кг/м³, а следовательно, и жесткостью,



Рис. 8. Влияние толщин накладок на перемещение КТ

проема, накладка t_1 воспринимает основную ударную нагрузку от маятника; накладка t_2 , согласно рисунку 3, усиливает подзону, в которой возникает пластический шарнир. В свою очередь элементы t_6 – накладка над лобовым стеклом и t_9 – лонжерон практически не добавляют жесткости конструкции при ударе маятником по передней стойке, поэтому в доработанной кабине от накладки и увеличения толщины лонжерона отказались. В итоге масса получившейся кабины 330 кг. Максимальное перемещение стойки удовлетворяет заданным требованиям и не превышает 350 мм. Следовательно, доработка кабины грузового автомобиля с помощью элементов типа накладок

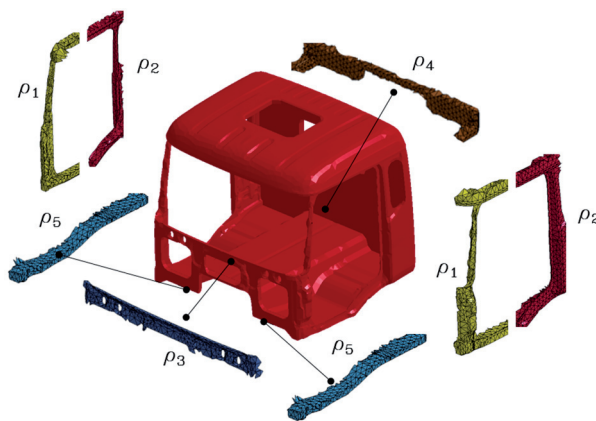


Рис. 9. Схема доработки кабины с помощью наполнителя

не позволяет добиться приемлемых результатов по перемещению КТ стойки.

На рис. 10 показана чувствительность жесткости кабины на изменение плотности пеноалюминия. Наибольшее влияние оказывает наполнитель в передней части контура двери ρ_1 (75 %), при этом перемещение КТ составляет 380 мм, что значительно превышает требуемое значение 350 мм. При использовании только наполнителя масса кабины составляет 360 кг.

На третьем этапе проводилась оптимизация исследуемой кабины грузового автомобиля с учетом как пеноалюминия, так и накладок.

Основываясь на предыдущих расчетах, было принято решение доработать конструкцию кабины с целью получения улучшенного варианта распределения наполнителя и элементов каркасного типа. Для этого накладка t_8 в районе передней части кабины, накладка t_6 , расположенная над лобовым стеклом, и t_9 – усилитель лонжеронов, не учитывались

возникновения обширных пластических деформаций подзоны ρ_1 и ρ_3 заполнить пеноалюминием с плотностью 800 кг/м³, 680 кг/м³ соответственно, также переднюю стойку необходимо усилить с помощью накладки толщиной 4 мм. В подзонах ρ_6 и ρ_7 плотность, а соответственно и жесткость наполнителя средняя, поскольку величины пластических деформаций меньше, чем в зоне ударного воздействия. Накладки в местах t_3 , t_4 и t_7 не требуются. В результате перемещение КТ не превышает заданного значения 350 мм, а масса кабины составила 306 кг.

В таблице 3 приводится сравнение всех четырех расчетных случаев.

После оптимизации кабина была доработана для практического использования. Зоны с наполнителем ρ_4 , ρ_5 и элементы каркасного типа с толщиной 0,1 мм были удалены из конструкции, а элемент t_1 был заменен эквивалентной по жесткости накладкой толщиной 4 мм.

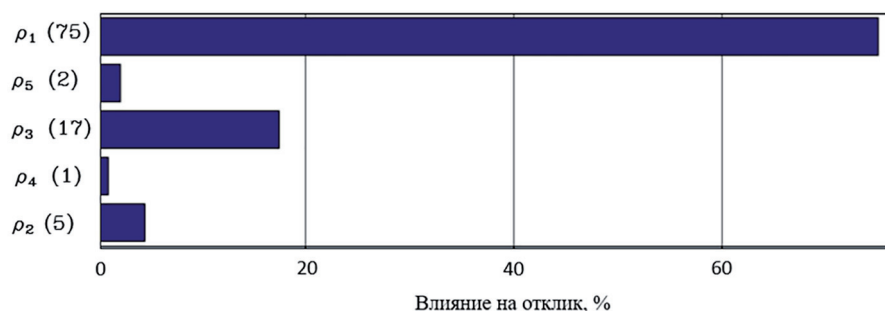


Рис. 10. Влияние плотности пеноалюминия на перемещение КТ

при дальнейшем рассмотрении; накладки t_1 и t_5 объединены в одну с одним варьируемым параметром.

Как следует из анализа диаграммы, изображенной на рис. 10, наполнители ρ_4 и ρ_5 меньше всего влияют на жесткость кабины, как следствие, их вклад в общую жесткость минимален, соответственно от данных подзон было принято решение отказаться. В свою очередь подзоны ρ_1 и ρ_2 были разбиты на несколько частей, способ разбивки выбирался вдоль направления действия удара. На рис. 11 показана картина распределения накладок и наполнителя по каркасу кабины.

Результаты оптимизации сведены в таблицу 2.

Из анализа данных (таблица 2) следует, что для обеспечения требований по пассивной безопасности кабины при ударе по передней стойке маятником необходимо для избежа-

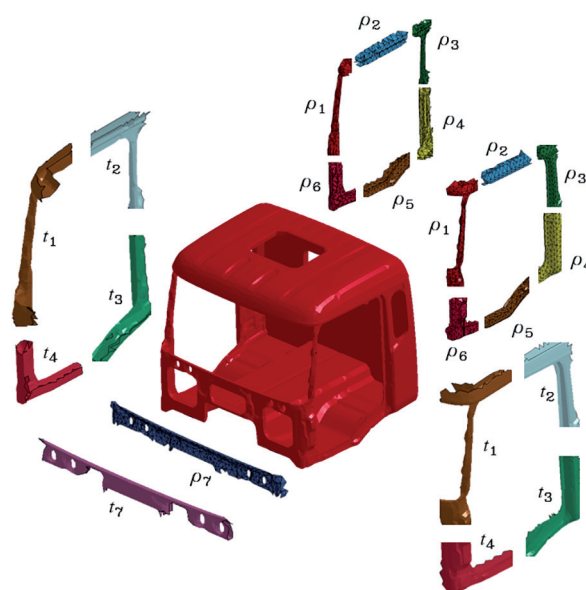


Рис. 11. Схема доработки кабины с помощью накладок и наполнителя

Таблица 2

Результаты совместной оптимизации плотности пеноалюминия и толщин накладок

Пеноалюминий	ρ_1	ρ_2	ρ_3	ρ_4	ρ_5	ρ_6	ρ_7
Плотность, кг/м ³	800	100	680	100	120	435	640
Накладка	t_1	t_2	t_3	t_4	t_7		
Толщина, мм	4	1	0,1	0,1	0,1		
Масса, кг	306						
Перемещение КТ, мм	358						

Таблица 3

Сравнение четырех расчетных случаев

	Перемещение КТ, мм	Масса кабины, кг	Увеличение массы, %	Удовлетворения требованиям безопасности
Базовая кабина	850	250	–	Нет
Кабина с накладками	350	330	32	Да
Кабина с наполнителем	380	360	44	Нет
Кабина с наполнителем и накладками	349	306	22	Да

В результате окончательной доработки кабина стала удовлетворять требованиям по пассивной безопасности, однако масса кабины увеличилась на 20 %, до 300 кг по сравнению с исходной конструкцией. Результаты расчета оптимизированной модели кабины показаны на рис. 12.

Заключение

На основе проведенных исследований можно сделать следующее заключение.

Использование предложенного комбинированного подхода (топологическая оптимизация для рационального распределения наполнителя и параметрическая оптимизация толщин

накладок и параметров пеноалюминия) позволило при минимальном увеличении массы (20 %) добиться заданных свойств по пассивной безопасности конструкции кабины грузового автомобиля.

Наилучшим решением является совместное использование накладок и пеноалюминия. Применение только накладок позволило удовлетворить требования по пассивной безопасности, однако привело к большей массе кабины (чем при комбинированном использовании их с пеноалюминием).

Применение подхода, основанного на разбиении задачи на подзадачи, позволило повысить эффективность решения поставленной опти-



Рис. 12. Результаты расчета оптимизированной кабины: а – недеформированное состояние кабины; б – состояние кабины после удара маятником

мизационной задачи (в т.ч. с учетом чрезвычайно длительного процесса решения задачи оптимизации кабины – несколько суток на доступных современных ЭВМ).

Литература

1. Tovar A. Bone remodeling as a hybrid cellular automaton optimization process // Ph.D. thesis. University of Notre Dame. Notre Dame. IN. 2004.
2. Шаболин М.Л., Вдовин Д. С. Снижение требований к прочности материала подрамника грузового автомобиля с независимой подвеской путем параметрической оптимизации конструктивно-силовой схемы // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 4 (30). С. 90–96.
3. Вдовин Д.С., Прокопов В.С., Рябов Д.С. Проектирование направляющего аппарата независимой подвески автомобиля с использованием метода топологической оптимизации // Известия МГТУ «МАМИ». 2017. № 3 (33). С. 9–13.
4. Вдовин Д.С., Котиев Г.О. Топологическая оптимизация рычага подвески грузового автомобиля // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 3. С. 20–23.
5. Правила ЕЭК ООН № 29 (документ E/ECE/324/Rev.1/Add.28/Rev.2 – E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.28/Rev.2). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты лиц, находящихся в кабине грузового транспортного средства. ООН. 2012. Р. 26.
6. 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
7. 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.
8. Шабан Б.А., Зузов В.Н. Анализ влияния конструктивных факторов кабины на пассивную безопасность грузовых автомобилей при ударе по передним стойкам // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 11. DOI: 10.7463/1113.0636798.
9. Черников С.К., Ахмадышин А.Н. Численные исследования процессов деформирования конструкций грузовых автомобилей в течение до-

рожно-транспортных происшествий // Казанский физико-технический институт имени Е.К. Завойского. 2010. Ежегодник. Казань: Физтех Пресс. 2011. С. 168–172.

10. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Топологическая оптимизация конструкции бампера автомобиля при ударном воздействии с позиций пассивной безопасности // Известия МГТУ «МАМИ». 2018. № 2 (36). С. 2–9.
11. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Проблемы поиска оптимальных конструктивных параметров бампера автомобиля при ударном воздействии с позиций пассивной безопасности // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2018. № 3 (122). С. 130–136.
12. Andres Tovar, Neal M. Patel, Byung-Soo Kang, John E. Renaud Crashworthiness design using topology optimization // Journal of mechanical design. 2009. № 131. P. 1-12. DOI: 10.1115/1.3116256.
13. Goel T., Roux W., Stander N. A topology optimization tool for LS-DYNA users: LS-OPT/ Topology // 7-th European LS-DYNA Conference. 2009.
14. Deshpande V.S., Fleck N.A. Isotropic models for metallic foams // J. Mech. Phys. Solids. 2000. № 48. P. 1253–1283.
15. Zhaokai Li, Qiang Yu, Xuan Zhao, Man Yu, Peilong Shi, Cilci Yan Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front-end structure of auto-body // Adv. Mech. Eng. 2017. № 9 (8). P. 1–21. DOI: 10.1177/1687814017702806.
16. Liuwei Guo, Jilin Yu Dynamic bending response of double cylindrical tubes filled with aluminum foam // International Journal of Impact Engineering. 2011. № 38. P. 85–94.
17. 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.

References

1. Tovar A. Bone remodeling as a hybrid cellular automaton optimization process // Ph.D. thesis. University of Notre Dame. Notre Dame. IN. 2004.
2. SHabolin M.L., Vdovin D.S. Reducing the requirements for the strength of the material of a sub-frame of a truck with independent suspension by parametric optimization of the structural-power circuit. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2016. No 4(30), pp. 90–96 (in Russ.).
3. Vdovin D.S., Prokopov V.S., Ryabov D.S. Designing an independent vehicle suspension guide using a topological optimization method. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2017. No 3 (33), pp. 9–13 (in Russ.).

4. Vdovin D.S., Kotiev G.O. Topological optimization of the truck suspension arm. *Traktory i sel'hoz-mashiny*. 2014. No 3, pp. 20–23 (in Russ.).
5. *Pravila EEHK OON No 29 (dokument E/ECE/324/Rev.1/Add.28/Rev.2 – E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.28/Rev.2). Edinoobraznye predpisaniya, kasayushchiesya oficial'nogo utverzhdeniya transportnyh sredstv v otnoshenii zashchity lic, nahodyashchihsya v kabine грузового транспортного средства* [Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants of the cab of a commercial vehicle]. OON. 2012. R. 26.
6. SHaban B.A., Zuzov V.N. Peculiarities of modeling the frame elements of bodies and cabins in the study of passive safety. *Nauka i obrazovanie*. MGTU im. N.EH. Bauman. EHEktron. zhurn. 2012. No 11 (in Russ.). DOI: 10.7463/1112.0486675
7. SHaban B.A., Zuzov V.N. Features of the construction of finite element models of cabs for the study of passive safety upon impact in accordance with the UNECE Regulations No. 29. *Nauka i obrazovanie*. MGTU im. N.EH. Bauman. EHEktron. zhurn. 2013. No 03 (in Russ.). DOI: 10.7463/0313.0542301.
8. SHaban B.A., Zuzov V.N. Analysis of the impact of cabin design factors on the passive safety of trucks when hitting the front pillars. *Nauka i obrazovanie*. MGTU im. N.EH. Bauman. EHEktron. zhurn. 2013. No 11 (in Russ.). DOI: 10.7463/1113.0636798.
9. CHernikov S.K., Ahmadyshin A.N. Numerical study of the deformation structures of commercial vehicles during road traffic accidents. *Kazanskij fiziko-tehnicheskij institut imeni E.K. Zavojsko-go*. 2010. *Ezhegodnik*. Kazan': Fiztekh Press. 2011, pp. 168–172 (in Russ.).
10. Goncharov R.B., Zuzov V.N. Topological optimization of the vehicle bumper design under impact from the position of passive safety. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2018. No 2 (36), pp. 2–9 (in Russ.).
11. Goncharov R.B., Zuzov V.N. Problems of search of optimum design parameters of a bumper of the vehicle at impact influence from positions of passive safety. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*. 2018. No 3 (122), pp. 130–136 (in Russ.).
12. Andres Tovar, Neal M. Patel, Byung-Soo Kang, John E. Renaud Crashworthiness design using topology optimization // *Journal of mechanical design*. 2009. № 131. P. 1–12. DOI: 10.1115/1.3116256.
13. Goel T., Roux W., Stander N. A topology optimization tool for LS-DYNA users: LS-OPT/ Topology // 7-th European LS-DYNA Conference. 2009.
14. Deshpande V.S., Fleck N.A. Isotropic models for metallic foams // *J. Mech. Phys. Solids*. 2000. No 48. P. 1253–1283.
15. Zhaokai Li, Qiang Yu, Xuan Zhao, Man Yu, Peilong Shi, Cilei Yan Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front-end structure of auto-body // *Adv. Mech. Eng.* 2017. No 9 (8). P. 1–21. DOI: 10.1177/1687814017702806.
16. Liuwei Guo, Jilin Yu Dynamic bending response of double cylindrical tubes filled with aluminum foam // *International Journal of Impact Engineering*. 2011. No 38. P. 85–94.
17. 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. R. 81–95.

PROBLEMS OF FINDING THE BEST SOLUTIONS TO ENSURE THE PASSIVE SAFETY OF THE CABINS OF TRUCKS AT A MINIMUM WEIGHT

R.B. Goncharov, DSc in Engineering **V.N. Zuzov**
Bauman MSTU, Moscow, Russia
goncharov.roman@bmstu.ru, zuzvalery@rambler.ru

This paper considered the main problems of finding the optimal parameters of a truck cabin based on parametric and topological optimization in order to meet the requirements for passive safety according to international rules and obtain its minimum mass. The article presents the developed rational finite element models (FEM) of the cabin and the pendulum for optimization problems, allowing to obtain results with acceptable accuracy and minimal solution time when using the LS-OPT and LS-TaSC programs with the LS-DYNA solver. Steel lining and foam aluminum filler are used as cabin reinforcement elements. To solve the problem and more fully assess the effect of the parameters, several options for cabin refinement were considered. Topological optimization was carried out with the aim of obtaining a picture of the best distribution of the filler along the cabin frame. Parametric optimization was carried out by selection of the properties of the filler (aluminum foam) and the thickness of the structural elements of the cabin. In addition to optimization, the sensitivity of the design to the variation of variable parameters was investigated in order to identify the degree of influence on the optimization result. Since the duration of the solution is very high (up to several days on available computers), an approach was developed based on the studies that were carried out, which at various stages reduced the number of variables and, thus, reduced the solution time. As a result, it was ensured that the requirements for passive safety were satisfied (these requirements were not met before optimization) with optimal mass distribution as a result of the combined use of linings and filler. The increase in cabin weight was 20 %. The use of linings only allowed to meet the rules for passive safety, but gave an even greater increase in the weight of the cabin.

Keywords: cabin, passive safety, optimization, LS-DYNA, LS-OPT, aluminum foam, finite element model, linings.