

Сулегин Дмитрий Андреевич

**Методика совершенствования конструкций кузовов легковых и
грузопассажирских автомобилей на стадии проектирования для обеспечения
требований пассивной безопасности при боковом ударе**

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: **Зузов Валерий Николаевич**
доктор технических наук, профессор
профессор кафедры колесных машин МГТУ
имени Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Орлов Лев Николаевич**
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Автомобили и тракторы»
Нижегородского государственного технического
университета имени Р.Е. Алексеева
Загарин Денис Александрович
кандидат технических наук, доцент
заместитель генерального директора – директор
центра испытаний ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

Ведущее предприятие: Московский политехнический университет
(МГТУ МАМИ)

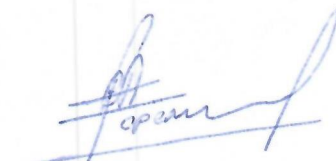
Защита диссертации состоится «21» июня 2021 г. в 14 ч. 30 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: www.bmstu.ru.

Автореферат разослан «__» _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., доцент



В.А. Горелов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение безопасности колёсных транспортных средств (КТС) имеет важное значение. В этой связи наблюдается постоянное ужесточение требований пассивной безопасности, предъявляемых к автомобилям. Статистические данные показывают, что боковой удар – не самый частый вид дорожно-транспортных происшествий, но среди аварий со смертельным исходом доля боковых ударов намного выше, чем лобовых столкновений или опрокидывания.

Поскольку пассивная безопасность, в первую очередь, определяется ударно-прочностными свойствами кузова автомобиля, то это должно учитываться уже на самых ранних этапах проектирования, когда невозможны натурные испытания. Таким образом, тема диссертационной работы, посвященная разработке методики совершенствования конструкций кузовов легковых автомобилей (ЛА) и грузопассажирских автомобилей (ГПА) на стадии проектирования для обеспечения требований пассивной безопасности при боковом ударе, является актуальной.

Цель и задачи. Цель работы состоит в направленном улучшении конструкций кузовов ЛА и ГПА и их элементов на стадии проектирования на базе топологической, топографической и параметрической оптимизаций для обеспечения требований пассивной безопасности.

Для достижения цели в работе поставлены и решены следующие основные задачи: 1). Провести анализ типовых конструкций ЛА и ГПА и выбор объекта исследования; 2). Провести анализ методов исследования пассивной безопасности транспортных средств; 3). Разработать конечно-элементные модели (КЭМ) кузова автомобиля для анализа влияния особенностей конструкции на ее поведение при ударе; 4). Провести многовариантные расчеты на базе КЭМ кузова автомобиля с различными особенностями конструкции (инициаторы, выштамповки, наличие пенного наполнителя и т.д.) с целью оценки влияния каждого фактора, включая конфигурацию и плотность сетки КЭ, на характер деформаций и энергоёмкость; 5). Выявить характер поведения конструктивных элементов при боковом ударе и степень их влияния на энергоёмкость кузова; 6). Разработать методику совершенствования конструкций кузовов ЛА и ГПА при боковом ударе; 7). Провести экспериментальное исследование для подтверждения основных положений метода 8). Применить разработанную методику к кузовам автомобилей УАЗ и пикап Chevrolet Silverado с целью иллюстрации основных положений метода; 9). Разработать рекомендаций по совершенствованию конструкций кузовов при боковом ударе.

Научная новизна результатов выполненных исследований заключается:

1. В разработанной методике совершенствования конструкций кузовов легковых и грузопассажирских автомобилей на стадии проектирования для обеспечения требований пассивной безопасности при боковом ударе, включающая в себя:

- разработанные рациональные конечно-элементные модели кузовов легковых и грузопассажирских автомобилей и их элементов применительно к задачам оптимизации, отличающиеся определенными, обоснованно выбранными размерами и типами конечных элементов, обеспечивающих получение требуемой точности результатов расчета при минимальных трудозатратах на подготовку и решение с помощью программных комплексов, реализующих метод конечных элементов (ANSYS и LS-DYNA);

- научно-обоснованный приоритетный порядок исследования зон кузова ТС (пол, порог, дверь, крыша), влияющих в наибольшей степени на обеспечение необходимого жизненного пространства, отличающийся тем, что позволяет проводить эффективную доработку конструкции для обеспечения требований пассивной безопасности при боковом ударе;

- разработанные пути целенаправленного изменения жёсткости и прочности элементов кузова автомобиля для достижения необходимой энергоёмкости кузова с учётом сохранения необходимого жизненного пространства, ускорений головы манекена и критерия травмирования головы (НІС36).

2. В полученных научных результатах и выводах.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов подтверждена сопоставлением результатов с известными теоретическими положениями, а также сравнениями результатов расчетов с экспериментальными данными.

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1). Разработанная методика может быть использована при проектировании и доводке кузовов ЛА и ГПА для удовлетворения требований пассивной безопасности при боковом ударе;

2). Результаты теоретических исследований и рекомендации позволили дать предложения по внесению изменений в конструкции кузовов автомобилей УАЗ и пикапа Chevrolet Silverado для повышения пассивной безопасности при боковом ударе.

Положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся методика совершенствования конструкций кузовов автомобилей на стадии проектирования для обеспечения требований пассивной безопасности при боковом ударе и результаты исследований.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в ООО «Военно-промышленная компания», научно-исследовательский институт «Специальное машиностроение», также используются в учебном процессе при подготовке инженеров на кафедре колесных машин МГТУ им. Н. Э. Баумана, что подтверждается соответствующими актами.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались на:

– Тринадцатой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». М., 2020.

– Научно-технических семинарах кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2017-2021;

– XLV Международной научно-практической конференции «Технические науки: проблемы и решения». М., 2021.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 6 научных статей общим объемом 4,2 п.л., 4 из которых входят в журналы из перечня, рекомендованного ВАК РФ.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов и заключения, списка литературы. Работа изложена на 152 листах машинного текста, содержит 109 рисунков, 18 таблиц. Список литературы содержит 118 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во Введении обоснована актуальность темы исследования, заключающегося в разработке методики целенаправленного изменения конфигурации, жесткости и энергоемкости силовых элементов кузовов ЛА и ГПА, в том числе введением усилителей и наполнителей на базе обоснованного применения топологической, топографической и параметрической оптимизаций с целью обеспечения требований пассивной безопасности при боковом ударе. Приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулирована цель работы и отражены основные положения, выносимые на защиту.

В Главе 1 приведен обзор и анализ литературы по проблеме пассивной безопасности КТС и методам ее оценки, а также представлена статистика по основным видам дорожно-транспортных происшествий, на основе которой можно судить о важности поставленной задачи. Установлено, что боковой удар – наиболее травмоопасен для пассажиров и сопровождается большим количеством летальных исходов. Также рассмотрены возможности применения топологической, топографической и параметрической оптимизаций при решении задач ударного характера.

Проблеме пассивной безопасности посвящено большое количество экспериментальных и теоретических работ. Из отечественных авторов можно выделить работы Рябчинского А.И., Фролова В.В., Дмитриченко С.С., Иванова В.Н. и Лялина В.А., Орлова Л.Н., Зузова В.Н. и ряда других авторов. Из зарубежных авторов большой вклад в исследования пассивной безопасности внесли Вуд, Т. Вержбицки и В. Абрамович, Н. Джонс, P.D. Bois, C.C. Chou, B.B. Fileta и др. Следует отметить научные школы МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МАДИ, МГТУ «МАМИ», ФГУП НАМИ и др., в которых изучаются проблемы пассивной безопасности.

На сегодняшний день существуют нормы по испытаниям на пассивную безопасность легковых и грузовых автомобилей. Если следовать предписанным правилам, то созданная конструкция ГПА может быть испытана по-разному и, соответственно, нет гарантий того, что будет обеспечена его пассивная безопасность. Поэтому, после проведения подробного анализа всех видов испытаний были сформированы рекомендации по испытанию ГПА (N1). В данной работе рассматривается только боковой удар. Так как ГПА относятся и к грузовым, и легковым, то основными критериями оценивания при испытаниях должно выступать и ускорение центра масс головы манекена, и сохранение необходимого жизненного пространства.

Проведённый анализ по теме диссертации показал, что: 1). Проблема пассивной безопасности актуальна, которую необходимо решать на этапе проектирования нового транспортного средства, когда натурные испытания невозможны. 2). Решение подобных задач осуществляется на базе МКЭ, позволяющего рассчитать любую пространственную геометрию, а также учесть все виды нелинейностей конструкции и др. Несомненным преимуществом данного метода является возможность провести расчет конструкции без натурных испытаний. Для решения поставленной задачи наиболее эффективным является использование явного метода решения системы дифференциальных уравнений, на котором основан решатель программного комплекса LS-Dyna. 3). Разработка методики совершенствования конструкций кузовов автомобилей на стадии проектирования с целью удовлетворения требований пассивной безопасности при боковом ударе является актуальной в связи с тем, что опубликованные под-

ходы не раскрывают способы рационального расположения усилителей и не обозначают пути решения поставленных проблем, не указывают, какие элементы кузова оказывают наибольший вклад в энергоёмкость.

В Главе 2 разработаны оригинальные рациональные КЭМ кузова автомобиля и его элементов с целью выявления приоритетного порядка зон, которые в наибольшей степени влияют на обеспечение необходимого жизненного пространства; исследование влияния двери, ее усилителей и порога автомобиля на энергоёмкость кузова и способы повышения их энергоёмкости при боковом ударе.

Задачи второй главы заключались в: 1). Обоснованной разработке КЭМ кузова автомобиля и в выявлении приоритетных его конструктивных зон, которые оказывают наибольшее влияние на пассивную безопасность автомобиля. 2). Оценке влияния усилителей двери и порога автомобиля на пассивную безопасность при боковом ударе и разработке способов повышения их энергоёмкости. 3). Расчётно-экспериментальном исследовании поведения тонкостенных труб (типа усилителей двери) с металлическим усилителем и без него с целью обоснования выбора типов и размеров конечных элементов (КЭ) и верификации КЭМ.

Объектами исследования в данной работе выбраны кузова автомобилей УАЗ и пикап Chevrolet Silverado, поскольку они являются одними из наиболее распространённых автомобилей на рынке, имеют рамную конструкцию и могут быть использованы для перевозки груза, а также результаты испытаний данных автомобилей на пассивную безопасность показывают, что кузова нуждаются в дополнительном исследовании, доработке и улучшении. На основании общих подходов к построению КЭМ была разработана КЭМ кузова и рамы автомобиля УАЗ преимущественно из оболочечных элементов. В результате проведения виртуальных краш-тестов по правилам ЕЭК ООН № 95 и 135 было получено, что деформации элементов конструкции кузова автомобиля при боковом ударе о столб являются значительными и нуждаются в детальном исследовании, так как они существенно отличаются от обычных столкновений с барьером (деформация больше практически в 2 раза). Выявлено, что при боковом ударе основными силовыми элементами, которые участвуют в процессе удара, являются основание (пол), порог, дверь, крыша и рама. Данные силовые элементы нуждаются в дополнительном исследовании и усилении. Ввиду существенных деформаций кузова при ударе о столб процесс деформирования разложен на 5 последовательных фаз (Рис.1).

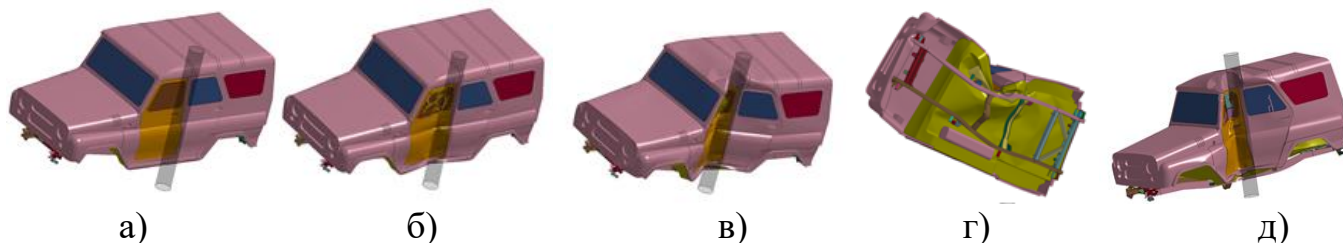


Рис. 1. Процесс деформирования кузова по фазам: а) фаза 1 - деформирование порога; б) фаза 2 - деформирование двери и основания кузова; в) фаза 3 - деформирование крыши; г) фаза 4 - деформирование лонжерона рамы; д) фаза 5 - упругий отскок

Анализ литературы и результаты расчётов показали, что во время бокового удара одним из ключевых элементов защиты пассажиров автомобиля является дверь, поэтому было проведено исследование путей увеличения энергоёмкости двери кузова

автомобиля и выбора наиболее эффективных способов усиления. Обычно дверь усиливают боковой ударной балкой, которая помещается между внутренней и внешней стальными оболочками. Исходя из этого основное внимание было сосредоточено на поиске формы поперечного сечения балки двери для улучшения характера поглощения энергии. Выбор типов балок производился на основании анализа публикаций по данной теме, наружный размер балок определялся возможностью их установки во внутреннее пространство двери. В результате был рассмотрен ряд балок различного сечения (Рис. 2), две из которых также заполнены пеноалюминием.

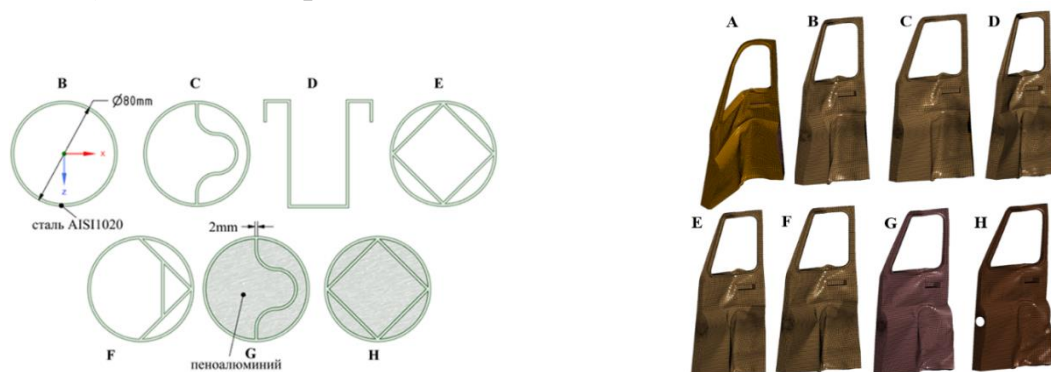


Рис. 2. Формы сечения рассматриваемых балок и деформированные двери

В результате проведённых расчётов было выявлено существенное влияние формы поперечного сечения балок и запенивания на энергоёмкость. Все из рассмотренных вариантов усиления двери имеют разную эффективность, повышая энергоёмкость системы от 5 до 19%. Из балок без пены наиболее эффективным является вариант комбинированного сечения, представляющего собой трубу с внутренним ромбом (вариант E), повышающий энергоёмкость почти на 12%. Эффективность труб с перемычками повышается практически в 2 раза при заполнении их полостей пеноалюминием (варианты G и H). Наиболее энергоёмким вариантом усиления двери является вариант круглой трубы с внутренним ромбом заполненной пеноалюминием (вариант H), повышающий энергоёмкость системы почти на 19%.

Для верификации теоретических положений были использованы результаты литературного эксперимента и разработана КЭМ ударяемой двери. Максимальное смещение ударника по результатам эксперимента и моделирования составило 266 мм и 272 мм соответственно. Результаты расчёты показали, что погрешность разработанной модели не превышает 2,5 % (средний размер КЭ равен 7 мм).

Анализ картин деформированного состояния кузова автомобиля УАЗ показал, что порог один из первых силовых элементов конструкции, который начинает взаимодействовать со столбом и при этом сильно деформируется (Рис.1), поэтому было проведено исследование поведения порога автомобиля при боковом ударе с различными изменениями геометрических параметров конструкции и применения пенонаполнения с последующей оценкой энергоёмкости каждого из рассмотренных случаев. Различные варианты геометрии порога создавались за счёт вставок различной конфигурации (Рис.3). Материал элементов порога – сталь AISI 20 с моделью деформирования Джонсона-Кука.



Рис. 3. Варианты геометрии порога

Расчёты показали, что вставка различных рёбер в порог позволяет снизить его деформацию. В частности, вариант 1 снижает деформацию на 12,8%, вариант 2 на 15,3%, вариант

3 на 16,7%, вариант 4 на 38%. Наиболее энергоёмким оказался вариант конструкции порога с ортогональными вставками (вариант 4), поэтому для данного варианта конструкции было проведено моделирование с использованием пеноалюминия с моделью материала, созданной Дешпендом и Флеком, как показано на Рис. 4.

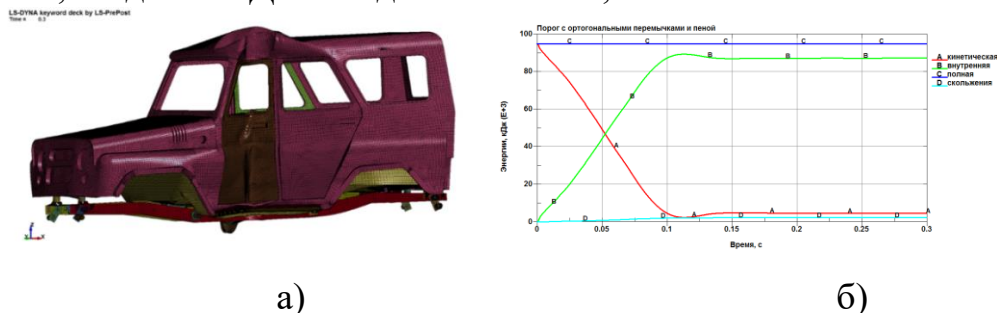


Рис. 4. Результаты расчёта:

а) деформированное состояние кузова; б) графики распределения энергий

Использование пеноалюминия увеличивает жесткость и энергоёмкость конструкции кузова. Наличие пены препятствует потере устойчивости и увеличивает сопротивление смятию в зоне контакта столба и порога. В результате внесённых изменений деформации у доработанного кузова меньше, чем у исходного варианта конструкции, энергоёмкость кузова повысилась на 8%, однако, жизненное пространство в салоне кузова всё ещё не обеспечено. В связи с этим требуется дальнейшая доработка конструкции кузова автомобиля, которая будет строиться на исследовании влияния на энергоёмкость конструкции других силовых элементов кузова и использования наполнителя (пеноалюминия) для этих элементов.

С целью выбора эффективных способов конечно-элементного моделирования поведения тонкостенных труб с металлическим усилителем (типа усилителей двери и порогов) и исследования их поведения при ударном режиме нагружения, а также верификации разработанных моделей применительно к задачам пассивной безопасности автомобилей были проведены расчётно-экспериментальные исследования. Проведены натурные эксперименты следующих образцов: 1). Полая труба (диаметр 88,9 мм, длина 1000 мм, толщина стенок 1,5 мм); 2). Труба, усиленная ромбом (60*60 мм; толщина 1,2 мм). Испытания на удар проводились на универсальной испытательной машине копёр. Труба располагалась на опорах, расстояние между которыми составляет 890 мм. С высоты 2,5 метра падает ударный элемент массой 22,3 кг и размерами ударной поверхности 102x97,5 мм. На основе проведенных экспериментов выявлено, что максимальная деформация полой трубы составляет 35 мм, а максимальная деформация трубы с металлической вставкой в виде ромба равна 15 мм (Рис.5). Далее в работе были созданы КЭМ труб с идентичными геометрическими характеристиками и проведено моделирование эксперимента с помощью программы LS-DYNA в явной постановке. Были проведены расчеты удара тонкостенной полой трубы и трубы, усиленной ромбом внутри, с различной конфигурацией сетки КЭ: грубая сетка (размер КЭ составляет 15% от длины трубы), средняя сетка (размер КЭ составляет 10% от длины трубы), мелкая сетка (размер КЭ составляет 5% от длины трубы) и проводилось сравнение с результатами экспериментов. Использовались оболочечные КЭ типа Shell (формулировка Беличко-Цая с пятью точками интегрирования по толщине).



а)

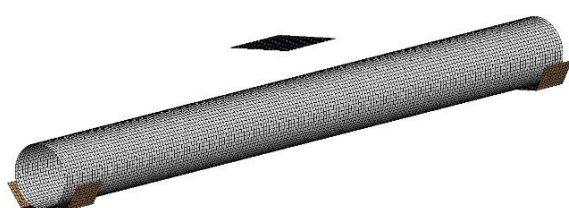


б)

Рис. 5. Деформированный вид тонкостенных труб:

а) полая труба, б) труба с ромбом внутри

Материал трубы сталь 08Х18Н10. На Рис.6 показана КЭМ трубы с размером КЭ равным 5 мм и картина деформированного состояния данной трубы.



а)



б)

Рис. 6. Результаты моделирования тонкостенной трубы:

а) КЭМ трубы (размер КЭ равен 5 мм), б) деформированный вид трубы

Результаты расчета показали, что наибольшей точностью обладает модель с мелкой сеткой (погрешность по перемещениям не превысила 1% для поллой трубы и 2,7% для трубы с ромбом). Средней точностью (погрешность по перемещениям не превышает 7% для поллой трубы и 10,3% для трубы с ромбом) обладает модель с комбинированной сеткой. Наихудшие результаты показала модель с грубой сеткой (погрешность составила 16%). Для многовариантных расчётов рекомендовано использовать модели среднего уровня (размер КЭ около 10 мм).

В Главе 3 проведено исследование влияния основных силовых элементов кузова на энергоёмкость и изучение путей улучшения данных элементов на основе топологической, топографической и параметрической оптимизаций.

Постановка задачи топологической оптимизации заключается: в задании области оптимизации и исключаемых областей, которые ограничивают область существования результата; целевой функции, которой выступает жёсткость конструкции; обязательного ограничения в виде остаточной массы конструкции, накладывающего свои условия по распределению материала для достижения целевой функции. В данном случае остаточная масса составляла 40 % от исходной; дополнительным ограничением являлось условие продольной симметрии, принимая во внимание возможность столкновения с препятствием как левым, так и правым бортами автомобиля. Постановка задачи топографической оптимизации отличается от топологической отсутствием ограничений в виде остаточной массы, а также заданием параметров выштамповки: глубины и угла наклона боковых стенок и их ориентации. Целевой функцией

являлось получение максимальной жесткости. Также задавалось ограничение в виде условия симметрии.

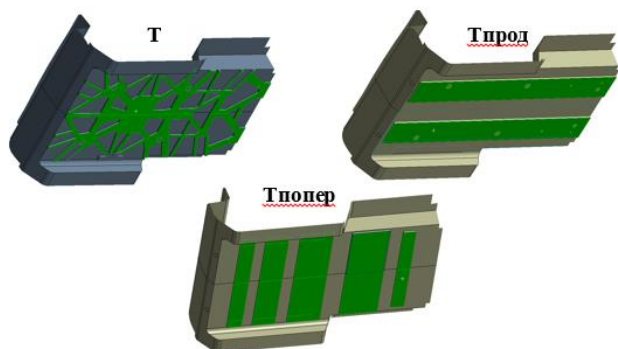


Рис. 7. Усилители основания кузова

На Рис.7 представлен итог интерпретации результатов оптимизации в виде геометрии основания кузова автомобиля для последующего расчета. Расчет проводился для ситуации, в которой осуществляется боковой удар автомобиля о столб, согласно регламенту документа ЕЭК ООН № 135. Критерием эффективности принималась энергоемкость. Наиболее эффективным является результат топографической оптимизации с поперечными выштамповками, повышающий энергоемкость на 20%. Данный вариант был дополнительно усилен с помощью пеноалюминия, модель которого описана зависимостью Дешпенда-Флека, что позволило повысить энергоёмкость кузова автомобиля почти на 58%. Далее была произведена оценка жизненного пространства кузова автомобиля после удара. Результаты расчёта представлены на Рис.8.

Далее была произведена оценка жизненного пространства кузова автомобиля после удара. Результаты расчёта представлены на Рис.8.

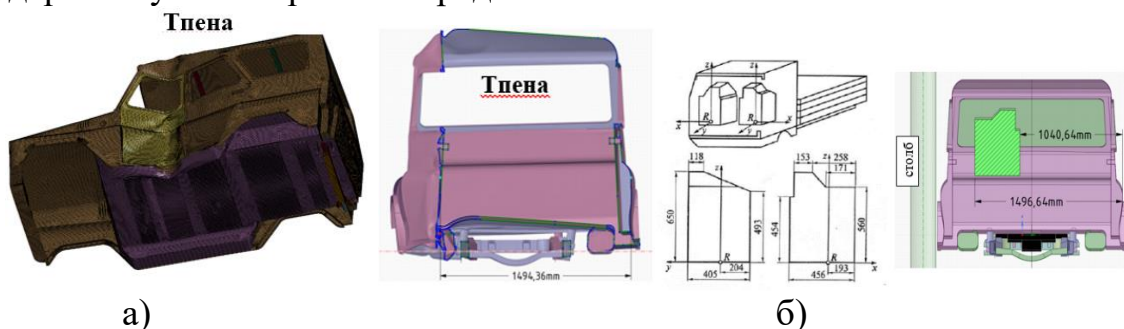


Рис. 8. Результаты расчёта: а) деформированное состояние кузова с усиленным основанием с помощью поперечных выштамповок и пены; б) оценка сохранения необходимого жизненного пространства

Из результатов расчёта можно сделать вывод о том, что достаточное условие сохранения необходимого жизненного пространства, выражающееся минимально необходимым размером в 1496,64 мм, практически полностью обеспечено в случае усиления основания поперечными выштамповками и пеноалюминием, так как в данном случае обеспечен размер в 1494,36мм.

Далее были рассмотрены вопросы повышения энергоёмкости кузова за счёт разработки усиления крыши автомобиля на базе топологической оптимизации с целью удовлетворения требований пассивной безопасности. Расчётная модель разрабатывалась преимущественно с использованием оболочечных КЭ, граничными условиями (ГУ) для которой являлись закрепление по стойкам и усилие вдоль всего борта, так как в процессе удара автомобиля столб может находиться в любой точке и поэтому целесообразно усилить всю крышу. При проведении оптимизации стойки кузова не учитывались, так как они могут исказить результаты оптимизации. Нагрузка прикладывалась неполной, так как часть энергии в процессе удара затрачивается на дефор-

мирование порога и двери. Значение нагрузки определялось по графикам распределения энергий при ударе кузова о столб. На Рис. 9 показаны фрагменты КЭМ и схема граничных условий.

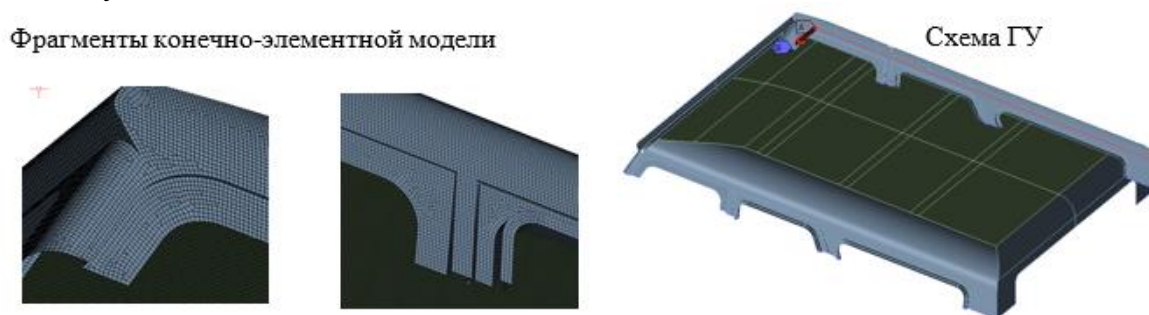


Рис. 9. Расчётная схема для проведения оптимизации

Целевой функцией являлась максимизация жесткости, ограничением – остаточная масса, равная 50% от исходной. В результате интерпретации результатов оптимизации были разработаны несколько вариантов усиления крыши кузова автомобиля: В1 – усиливающий элемент собран из балок швеллерообразного сечения; В2 – вариант В1, но с заполнением полостей усиливающего элемента пеноалюминием; В3 – вариант В1, но с установленными в балках диагональными перемычками; D – пеноалюминий под крышей с исходными усиливающими лонжеронами. Толщина усилителей подбиралась с помощью параметрической оптимизации. Способ изготовления и установки усилителей в кузов не рассматривалась т.к. это не являлось основной целью работы. На Рис. 10 показаны рассматриваемые варианты усиления крыши и картины деформированного состояния кузовов.

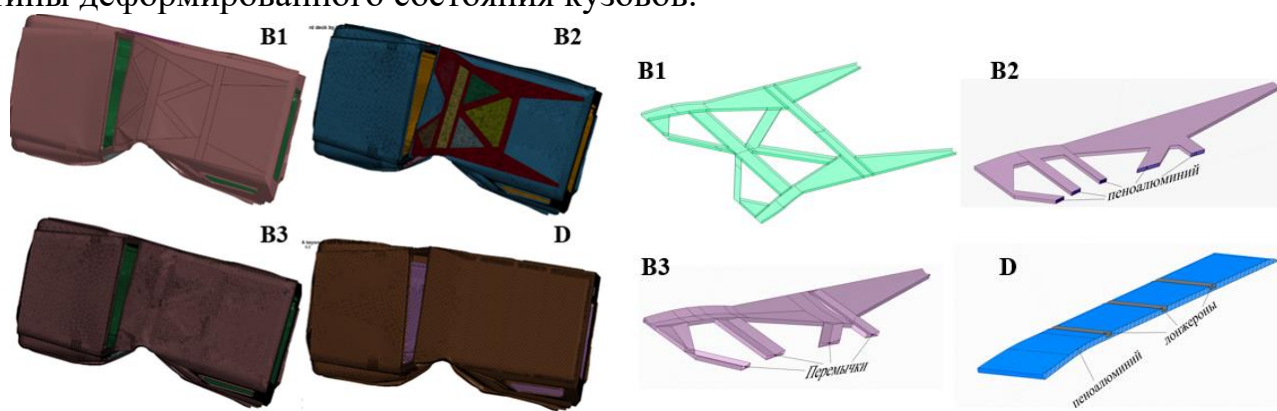


Рис. 10. Варианты усиления крыши и деформированные кузова

Проведённые исследования показали, что наиболее эффективным с позиции повышения энергоёмкости оказались два варианта: 1). Усиление крыши балками швеллерообразного сечения и заполнения их пеноалюминием. 2). Усиление крыши балками швеллерообразного сечения с диагональными перемычками в них. В первом случае наблюдается повышение энергоёмкости по сравнению с оригинальной конструкцией на 20,88%, а во втором на 19,94%. При этом масса первого варианта на 42кг меньше массы второго.

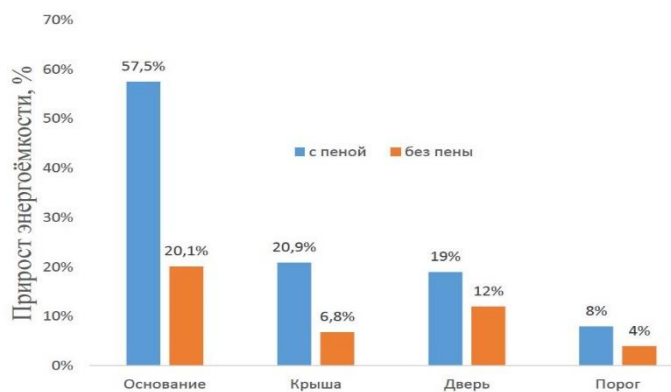


Рис. 11. Степень влияния силовых элементов на энергоёмкость кузова

В работе обоснован принцип моделирования, тип материала и размерность дополнительных составляющих расчётной модели (манекен, подушка безопасности и ремень безопасности). В результате проведённых исследований были выявлены приоритетные зоны (Рис. 11), которые оказывают наибольшее влияние на энергоёмкость кузов при использовании пеноалюминия и без него.

В Главе 4 разработана методика совершенствования конструкций кузовов ЛА и ГПА на стадии проектирования для обеспечения требований пассивной безопасности при боковом ударе и проведена её апробация.

Разработанную методику можно разбить на три основных блока (Рис. 12). 1. Синтез кузова автомобиля и составление рациональных КЭМ с последующим расчетом на статические и динамические режимы нагружения. 2. Проведение виртуальных испытаний согласно правилам ЕЭК ООН № 135. В первую очередь оценивается оставшееся жизненное пространство. В качестве второго оценочного параметра выступает ускорение центра масс головы манекена, максимальное значение которого в определенный интервал времени так же регламентировано. В случае неудовлетворения требованиям разработанная модель отправляется на следующий этап для доработки. Проводится детальный анализ деформированного состояния после удара с целью выявления элементов, которые наиболее активно задействованы в процессе деформирования при ударе и выявления элементов конструкции с пониженной жёсткостью.

Для выбора вариантов повышения жёсткости выявленных зон (доработки кузова) на этапе проектирования необходимо использовать возможности оптимизации (топологическая, топографическая, параметрическая). Далее проводится интерпретация результатов оптимизации, которая позволяет получить картину наиболее рационального расположения различных вариантов усилителей и их формы. После интерпретации результатов решения оптимизационных задач переходят к выбору механизмов доработки конструкции кузова автомобиля на основе анализа конструктивных и технологических факторов. Варианты доработки могут рассматриваться как по отдельности, так и комбинироваться (усилители и наполнитель, увеличение толщины стенок и изменения его формы и т.д.). После выбора вариантов усиления конструкции кузова автомобиля проводится его проверка на сохранение необходимого жизненного пространства. Если требования не выполняются, то выбираются другие варианты усиления, а если выполняются, то переходим к следующему этапу. 3. Оценка ускорения центра масс головы манекена. Если требование по ускорению выполняется, то завершается этап проектирования автомобиля. В случае, если ускорения превышают допустимые пределы, то выявляются приоритетные элементы кузова для уменьшения их жёсткости и внесения изменения в них.

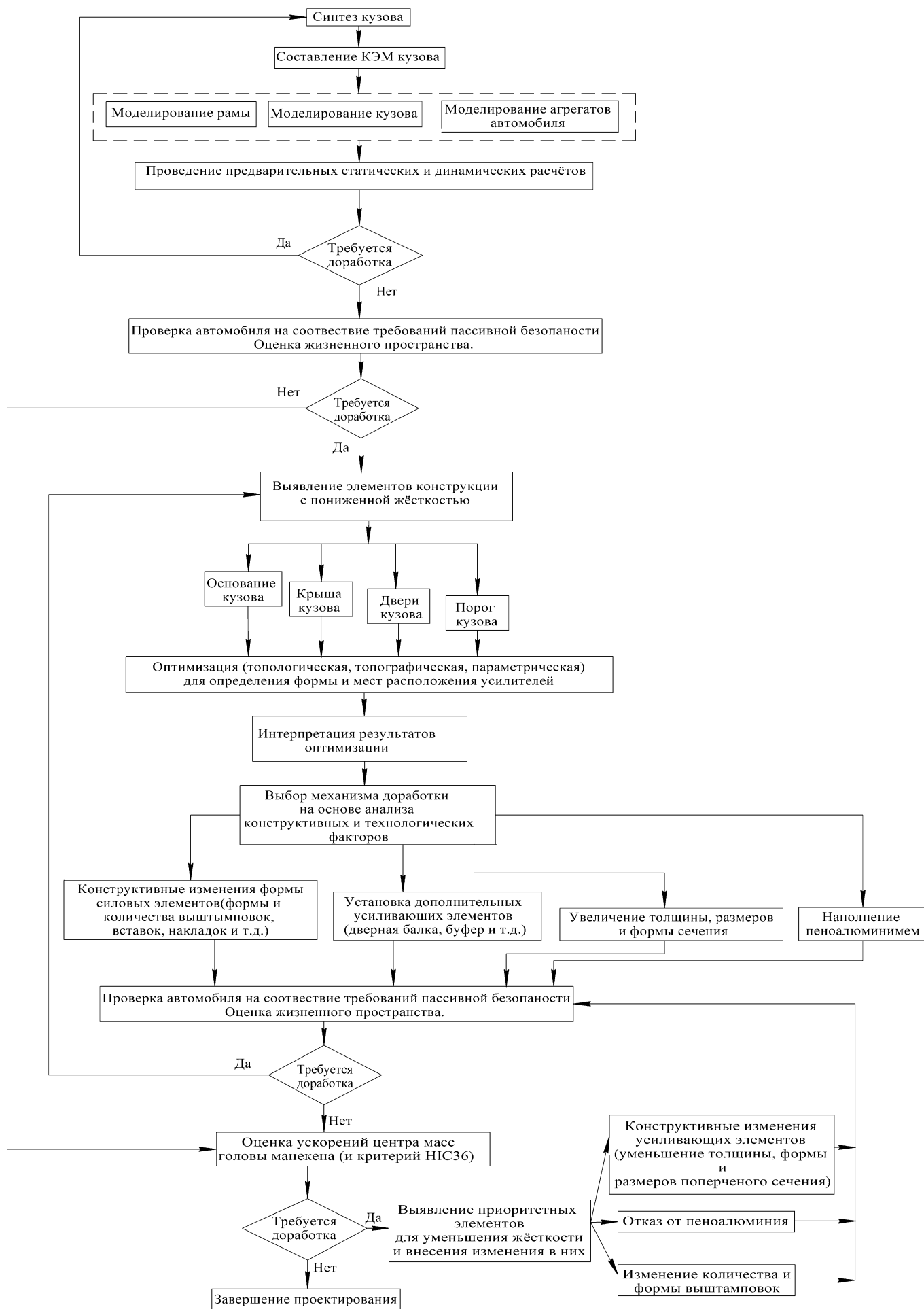


Рис. 12. Блок-схема разработанной методики

Основные положения разработанной методики были опробованы на созданной имитационной модели кузова автомобиля УАЗ. Процесс деформирования данного автомобиля при ударе о столб представлен на Рис. 1. На основе результатов многочисленных расчетов, экспериментов и разработанной методики были внесены изменения в конструкцию боковой части кузова с целью увеличения энергоемкости.

Из анализа конструкции и ее поведения при ударе выявлено, что основные доработки должны касаться основания, порога и двери кузова, как наиболее значимых в плане энергоемкости элементов. Проведенный выше анализ позволяет повысить жесткость конструкции без внесения радикальных изменений.

В первую очередь с помощью результатов топографической оптимизации добавляем поперечные выштамповки, заполненные пеноалюминием в основании кузова, поскольку они в значительной степени уменьшают изгибную жесткость. На следующем этапе изменяем геометрию порога кузова таким образом, чтобы уменьшить изгиб и смятие порога, а именно добавляем в конструкцию порога ортогональные перемычки и пеноалюминий.

На Рис. 13 показаны предложенные варианты усиления кузова, картины деформированного состояния доработанного кузова автомобиля УАЗ, графики распределения энергий в процессе удара.

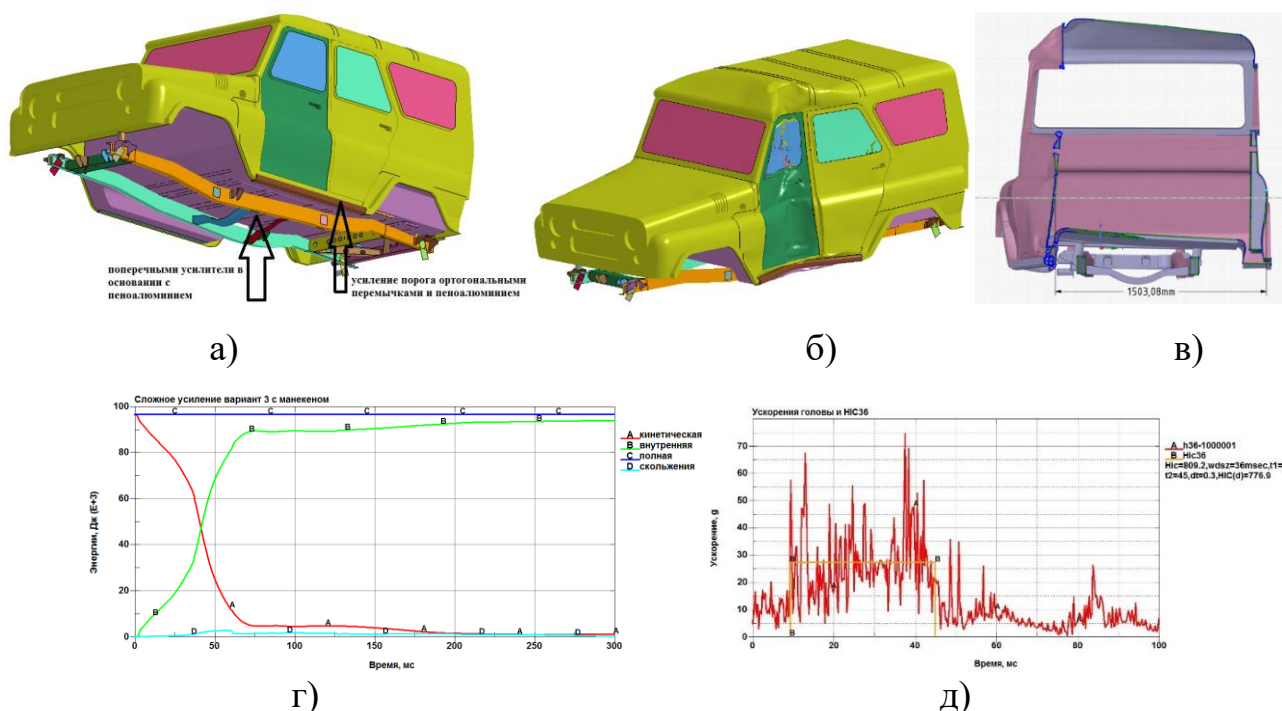


Рис. 13. Результаты расчёта доработанного кузова автомобиля УАЗ: а) способ усиления кузова; б) деформированное состояние кузов; в) оценка необходимого жизненного пространства; график распределения энергий при ударе; д) ускорение центра масс головы манекена

Применение разработанной методики к кузову автомобиля УАЗ позволило увеличить энергоемкость боковой части кузова на 59%, что позволило создать необходимое жизненное пространство после удара. Характер деформации основных элементов кузова отличается от исходной модели за счет перераспределений усилий между основными силовыми элементами. В том числе уменьшается деформация и количе-

ство складок в основании кузова, порог и дверь автомобиля изгибаются меньше. Основным отличием является форма деформирования основания. В исходной конструкции – это смятие и изгиб, в усиленной конструкции кузова основание работает на изгиб при внецентренном сжатии за счет увеличения высоты днища выштамповками и заполнением их пеной. Максимальное значение ускорения не превышает 75g в течение 3 мс.

Также разработанная методика была применена к автомобилю пикап Chevrolet Silverado. На Рис. 14 представлены КЭМ автомобиля, результаты натурного и виртуального экспериментов.

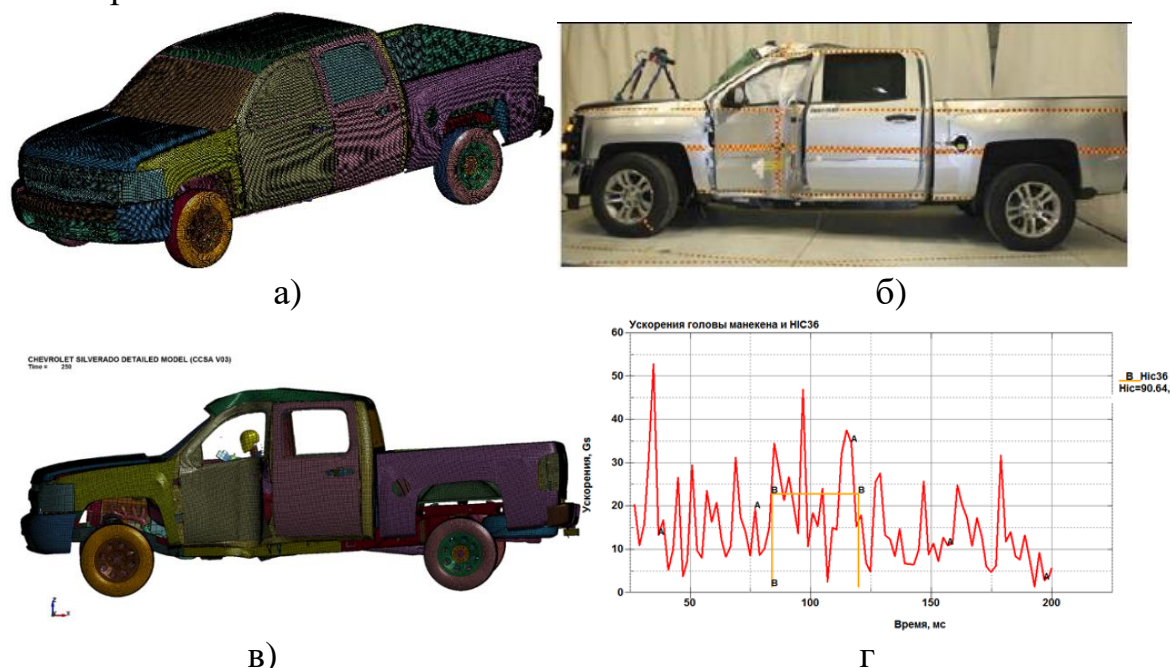


Рис. 14. Результаты расчёта кузова пикапа: а) КЭМ кузова; б) результаты натурного эксперимента; в) результаты виртуального эксперимента; г) график ускорений головы манекена

Деформация боковой конструкции и поведение транспортного средства при столкновении были проанализированы и сравнены с виртуальным испытанием транспортного средства. Фотографии испытаний и моделирования после удара о столб показывают аналогичную деформацию. Максимальное внедрение в салон автомобиля средней части двери в результате моделирования составляет 413 мм.

По результатам проведённого анализа была поставлена задача доработать кузов автомобиля с целью удовлетворения требований пассивной безопасности по Правилам ЕЭК ООН135. Для решения поставленной задачи была использована разработанная методика. В качестве способа доработки было выбрано проведение параметрической оптимизации усилителей двери и дверного проёма с целью демонстрации ее эффективности и определения оптимальной толщины усилителей, так как процесс деформирования автомобиля пикап показал, что элементы дверного проёма и усилители двери нуждаются в доработке.

Основываясь на результатах всестороннего анализа напряженно-деформированного состояния кузова при боковом ударе, а также особенностей конструкции были определены элементы, наиболее сильно влияющие на жёсткость кузова, как показано на Рис. 15 и в Таблице 1. Контрольная точка (КТ) – точка на кузове с противоположенной стороны от места удара.

Таблица 1.

Базовые параметры исследуемых деталей кузова

Наладка	t_3	t_{23}	t_{52}	t_{58}	t_{62}	t_{695}	t_{698}	Масса, кг	Перемещение КТ, мм
Толщина, мм	1,285	1,612	1,165	2,349	0,886	2,05	2,103	4200	413

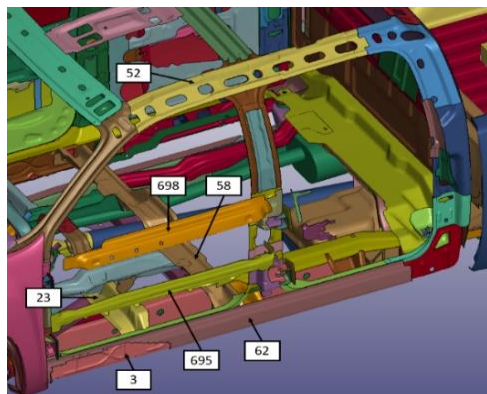


Рис. 15. Оптимизируемые элементы кузова

Для увеличения жесткости кузова при минимальном изменении массы была поставлена задача, заключающаяся в параметрической оптимизации толщин рассматриваемых элементов при заданных ограничениях. В качестве ограничения выступало максимальное перемещение КТ, которое ограничивалось 250 мм. Толщины элементов менялись от базового значения, указанного в таблице 1, до 5 мм. Все параметры варьировались независимо друг от друга. Результаты оптимизации панелей кузова приведены в Таблице 2.

Таблица 2.

Результаты оптимизации панелей кузова

Наладка	t_3	t_{23}	t_{52}	t_{58}	t_{62}	t_{695}	t_{698}	Масса, кг	Перемещение КТ, мм
Толщина, мм	1,285	4,81	1,18	5	5	2,05	3,5	4260	250

Помимо оптимизации был проведен анализ влияния варьируемых параметров на отклик конструкции (перемещение КТ), результаты показаны на Рис. 16.

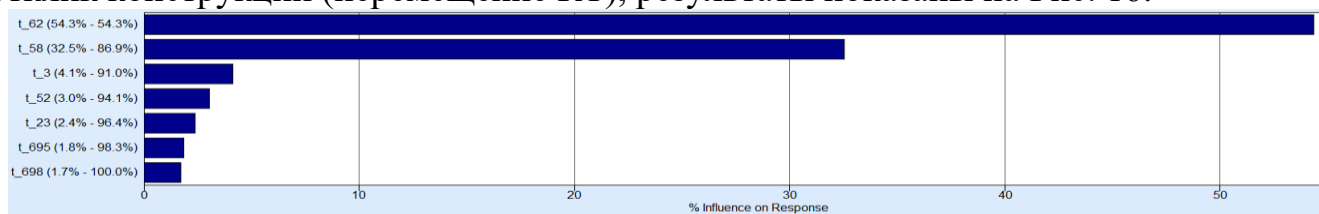


Рис. 16. Степень влияния варьируемых параметров на отклик конструкции

Основываясь на полученных результатах, можно сказать, что изменение толщин элементов t_{62} и t_{58} , сильнее всего влияет на жесткость кузова, вклад каждой детали в общую жесткость 54,3% и 32,5% соответственно. Элемент t_{62} является частью нижнего порога и воспринимает основную энергию удара. Элемент t_{58} – поперечная балка перераспределяет энергию удара между частями кузова при ударе. Толщины данных элементов необходимо увеличить до 5 мм. Элемент t_{23} , являющийся усилителем пола в месте удара, необходимо доработать путем введения накладки или увеличения толщины до 4,8 мм. Элементы кузова t_3 и t_{52} не вносят существенного вклада в общую жесткость конструкции. Из двух продольных балок, входящих в состав двери, только нижняя (t_{698}) влияет на жесткость кузова, поэтому её толщину необходимо увеличить до 3,5 мм.

В итоге масса автомобиля увеличилась на 60 кг до 4260 кг. Максимальное перемещение КТ удовлетворяет заданным требованиям и не превышает 250 мм. Следова-

тельно, доработка кузова автомобиля типа пикап с помощью изменения толщин элементов позволяет получить рациональный вариант конструкции, который удовлетворяет требованиям по пассивной безопасности, при увеличении массы относительно исходной конструкции на 1,4%. На Рис. 17 представлены результаты расчёта доработанного автомобиля пикап.

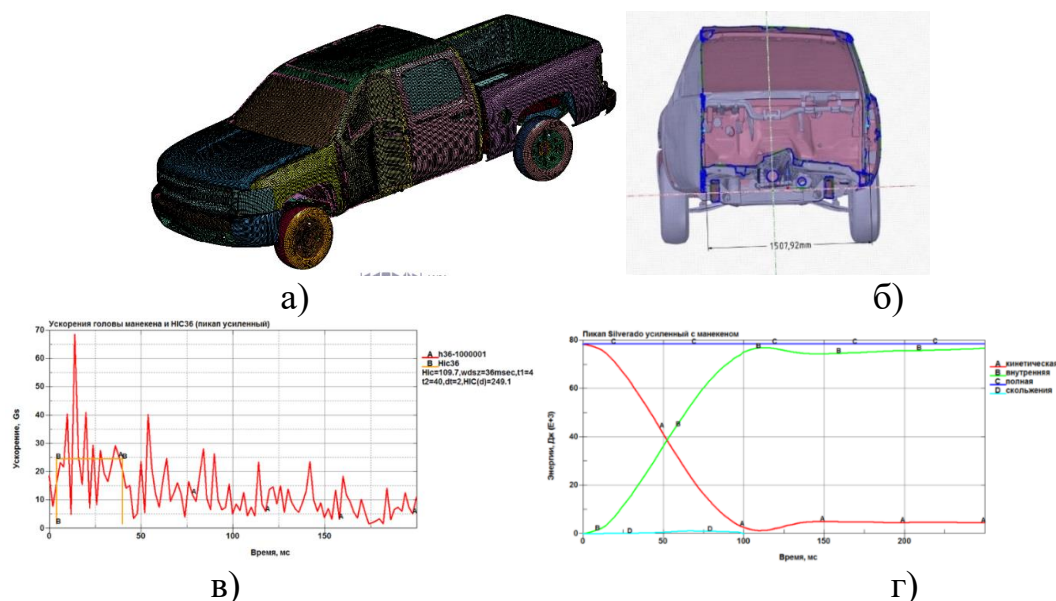


Рис. 17. Результаты расчёта доработанного кузова пикап: а) деформированный вид кузова; б) оценка жизненного пространства; в) график ускорений головы манекена; г) график распределения энергий при ударе

Анализ результатов расчёта доработанного кузова автомобиля пикап показал, что автомобиль удовлетворяет требованиям по пассивной безопасности при боковом ударе, необходимое жизненное пространство обеспечено. Основные силовые элементы кузова, такие как пол, дверь и дверной проём, крыша имеют схожую картину напряжённо-деформированного состояния, что и исходная конструкция кузова, но значения деформаций снизились. Максимальное перемещение КТ уменьшилось на 35 % (до 244 мм). Результирующее ускорение центра масс головы манекена увеличилось по сравнению с исходным вариантом кузова до 68g, но при этом не превышает максимально допустимого значения 80g в течении 3 мс. Критерий травмирования головы манекена составляет 909,7, что не превышает регламентируемого значения.

Общие выводы и заключение

1. Разработана методика совершенствования конструкций кузовов автомобилей для удовлетворения требований пассивной безопасности при боковом ударе, которая позволяет на самых ранних этапах проектирования автомобиля внести необходимые изменения в конструкцию кузова без проведения натурных испытаний.

2. Проведено расчётно-экспериментальное исследование поведения тонкостенных труб (типа усилителей двери и порогов) с металлическим усилителем и без него с целью верификации разработанных моделей и выборе эффективных способов конечно-элементного моделирования применительно к решению задач пассивной безопасности. Отличительной особенностью данного испытания является использование ударного режима нагружения. Погрешность для модели высшего уровня (размер КЭ около 5 мм) не превышает 3%. Для многовариантных расчётов рекомендовано использовать модели среднего уровня (размер КЭ около 10 мм).

3. На основании анализа конструкций и исследования поведения кузовов при боковом ударе выявлено, что наибольший вклад в энергоёмкость кузова при боковом ударе оказывают следующие конструктивные элементы: основание (до 57,5%), порог (до 8%), дверь (до 19%) и крыша (до 21%).

4. На основании методов топологической, топографической и параметрической оптимизаций предложены подходы целенаправленного изменения жёсткости и энергоёмкости кузова, особенностью которого является обоснованное определение способов усиления кузова (размеры, формы, расположение и т.д. усилителей), позволяющих достичь удовлетворения требований пассивной безопасности.

5. Предложенные рекомендации на базе разработанной методики по изменению конструкции кузова автомобиля УАЗ (усиление основания кузова и порога) позволили достичь удовлетворения требований пассивной безопасности по ускорениям (максимальное значение 75g) и обеспечения необходимого жизненного пространства.

6. Использование параметрической оптимизации применительно к рассмотренному кузову автомобиля пикап позволило снизить внедрение элементов кузова в салон на 35%, что обеспечило создание необходимого жизненного пространства и допустимого значения ускорения центра масс головы манекена (68g). Критерий травмирования головы манекена составляет 909,7 и не превышает регламентированного значения 1000.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Исследование влияния на энергоёмкость основных силовых элементов кузова автомобиля в зоне бокового удара // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2020. Т. 20, № 4. С. 20–34. (0,87 п.л./ 0,6 п.л.).

2. Сулегин Д.А. Оптимизация конструкции основания кузова грузопассажирского автомобиля в целях повышения энергоёмкости при боковом ударе // Инженерный журнал: наука и инновации. 2021. №2(110). С.1-16. (0,92 п.л./ 0,58 п.л.).

3. 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. (0,75 п.л./ 0,53 п.л.).

4. Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Топологическая оптимизация конструкции крыши легкового автомобиля с целью повышения энергоёмкости при боковом ударе // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2021. № 1 (47). С. 2-14. (0,75 п.л./ 0,58 п.л.).

5. Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Моделирование поведения тонкостенных труб с металлическим усилителем при ударном нагружении применительно к решению задач пассивной безопасности // В сборнике: ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКА: ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЕ. Сборник статей по материалам XLV международной научно-практической конференции. Москва, 2021. С.7-13. (0,5 п.л./ 0,35 п.л.).

6. Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Исследование деформированного состояния кузова автомобиля при боковом ударе // Будущее машиностроение России: Сборник докладов тринадцатой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов. Москва, 2020. С.55-59. (0,38 п.л./ 0,2 п.л.).