

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Оборудование и технологии машиностроительного производства»

(наименование кафедры)

15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

(код и наименование направления подготовки)

Технология автоматизированного машиностроения

(профиль)

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Исследование прочности и жесткости автомобильного кузова с
помощью 3D-моделирования

Студент

А.А. Самаркин

(И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

Научный

руководитель

В.А. Гуляев

(И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

Консультанты

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

Руководитель программы д.т.н., доцент Н.М. Бобровский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

« _____ » _____ 20__ г.

Допустить к защите

Заведующий кафедрой к.т.н, доцент Н.Ю. Логинов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

_____ (личная подпись)

« _____ » _____ 20__ г.

Тольятти 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Проект типового ТЗ на автомобиль.....	5
1.1 Основные группы параметров типового ТЗ на автомобиль.....	5
1.2 Основные положения методики расчетного сопровождения проекта.....	8
1.3. ТЗ на методику расчетного сопровождения проектирования силовой схемы кузова.....	11
2 Методика расчетного сопровождения проектирования силовой схемы кузова.....	22
2.1 Проектирование силовой схемы автомобиля с учетом требований по низкоскоростным ударам.....	22
3 Проектирование силовой схемы автомобиля с учетом бокового удара.....	44
3.1 Описание методики испытаний автомобиля по программе EURONCAP.....	45
3.2 Требования к кузову автомобиля при полномасштабном ударе в бок.....	49
3.3 Разработка математической модели манекена	53
3.4 Исследование факторов, влияющих на травмирование манекена при боковом ударе автомобиля.....	63
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	84
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	85

ВВЕДЕНИЕ

В ходе выполнения работы были проведены теоретические исследования, направленные на исследование основных проблем, возникающих на ранних стадиях проектирования современного автомобиля в последние 2-3 года. Это, в первую очередь, требования, связанные с новыми европейскими законодательными нормами по безопасности и потребительские требования, такие, как тесты страховых компаний и жесткостные характеристики кузова автомобиля. Разработаны методики проектирования силовой схемы автомобиля исходя из требований страховых компаний, высокоскоростного бокового удара, жесткости и прочности автомобиля. Получившаяся в результате разработки методик технология в черновом варианте была опробована на примере КЭ моделей новых и перспективных автомобилей ВАЗ.

В ходе выполнения работы реализованы и опробованы на реальных автомобилях ВАЗ:

- технология расчетного сопровождения проектирования силовой схемы кузова, исходя из требований по жесткости и ударной прочности (тест Даннера, высокоскоростной удар);
- технология расчетного сопровождения проектирования интерьера автомобиля;
- комплекс типовых математических моделей для расчета на удар на предпроектной стадии;
- комплекс типовых КЭ моделей для оценки соответствия конструкции требованиям технического задания на автомобиль.

Результаты работы позволят спланировать ресурсы и последовательность проведения НИР и ОКР, обеспечивающие возможность продажи российских автомобилей на Европейских рынках и их конкурентоспособность.

Результаты работы будут использованы для создания и внедрения в технических вузах новых специализированных курсов, позволяющих организовать подготовку специалистов в области расчетного сопровождения проектирования автомобилей и безопасности. В этих же курсах может быть использовано разработанное программное обеспечение и результаты моделирования, выполненные в рамках выполнения этой программы.

1 Проект типового ТЗ на автомобиль

1.1 Основные группы параметров типового ТЗ на автомобиль

В ходе выполнения работы были проведены теоретические исследования, направленные на исследование основных проблем, возникающих на ранних стадиях проектирования современного автомобиля и появившиеся в последние 2-3 года. Это, в первую очередь, требования, связанные с новыми европейскими законодательными нормами по безопасности и потребительские требования, такие, как тесты страховых компаний и жесткостные характеристики кузова автомобиля.

В отношении безопасности основными перспективными нормами, определяющими облик будущего автомобиля, являются нормы по высокоскоростному фронтальному удару в деформируемый барьер, наездам сзади и перспективные требования по безопасности пешехода.

В последние годы обнаруживается тенденция замедления роста жесткости кузова проектируемых автомобилей. В работе проанализирована статистика изменения жесткости кузова автомобилей последних лет выпуска. На основе проведенного анализа выдвинуты обоснованные требования к жесткости кузова перспективного автомобиля.

С точки зрения повышения потребительских качеств автомобиля важными являются тесты страховых компаний, направленные на определение затрат на ремонт автомобиля при низкоскоростных столкновениях. Учитывая изменение ситуации с обязательным страхованием у нас в стране и существование обязательной страховки в странах Европы, существенно важным является разработка конструкции современного автомобиля, учитывающая требования по низкоскоростным ударам.

Все вновь возникающие требования к конструкции автомобиля должны гармонично сочетаться с параметрами, традиционно учитываемые при проектировании автомобиля. Нами выделено несколько групп параметров

автомобиля, которые должны синтезироваться/контролироваться при проведении проектных работ.

Это следующие группы параметров:

- Паспортные характеристики автомобиля, в том числе параметры, определяющие его размерный класс
- Дорожно-климатические условия
- Массово – инерционные характеристики автомобиля
- Тягово-скоростные свойства
- Аэродинамика
- Тормозные свойства
- Топливная экономичность
- Управляемость
- Устойчивость
- Маневренность
- Плавность хода, вибрации и шум
- Профильная проходимость автомобиля
- Опорная проходимость
- Безопасность при фронтальном ударе 64 км/час
- Безопасность при боковом ударе
- Требования к конструкции автомобиля при низкоскоростных ударах (офсет 40% 15 км/час)
- Безопасность пешехода
- Статическая жесткость кузова
- Жесткость автомобиля в сборе
- Локальная жесткость элементов кузова
- Прочность каркаса кузова
- Жесткость и прочность навесных узлов кузова
- Требования к тягово-сцепным устройствам

- Собственные частоты, вибрационные и шумовые характеристики элементов кузова
- Жесткость кронштейнов подвески и силового агрегата

Каждая группа параметров содержит несколько (иногда до нескольких десятков) параметров, определяющих конкретную конструкцию. В таблице 1.1. приводится перечень параметров автомобиля, подлежащих расчетному контролю в процессе проектирования. Необходимо иметь ввиду, что в процессе проектирования должны быть предусмотрены процедуры как синтеза соответствующих конструктивных решений, так и расчетного анализа конструкции на соответствие требованиям ТЗ.

В дальнейшем основное внимание уделялось рассмотрению проектных процедур, обеспечивающих параметры безопасности автомобиля, прочность и жесткость кузова, поскольку эти группы параметров требуют наибольших временных затрат и методических наработок.

Таблица 1.1 – Перечень параметров в типовом ТЗ на автомобиль, подлежащих расчетному контролю в процессе проектирования

Группа параметров	Параметры автомобиля
Паспортные характеристики автомобиля, в том числе параметры, определяющие его размерный класс	Цели разработки и приоритет целей
	Рынки сбыта автомобиля
	Срок разработки проекта
	Начало выпуска автомобиля
	Планируемый период выпуска
	Распределение выпуска по моделям
	Назначение
	Наименование
	Условное обозначение
	Состав семейства
	Тип кузова
	Число дверей / мест
	Длина/ширина/высота
	База/ колея
	Рабочий объем двигателя
	Тип двигателя
Мощность двигателя	
Аэродинамика	Параметры обтекаемости

Продолжение таблицы 1.1

Тормозные свойства	Установившееся замедление при торможении
	Минимальный тормозной путь
	Коэффициент осевой неравномерности тормозных сил
	Суммарная сила торможения стояночной тормозной системы
Управляемость	Устойчивость управления траекторией
	Устойчивость курсового управления
	Устойчивость управления траекторией при торможении
	Устойчивость курсового управления при торможении
	Предельная скорость выполнения маневра , км/час
	Скорость начала снижения устойчивости управления траекторией, км/час
	Скорость начала снижения устойчивости курсового управления
Устойчивость	Критические скорости по боковому скольжению и боковому опрокидыванию
	Критические углы косогора по боковому скольжению и боковому опрокидыванию
	Коэффициент поперечной устойчивости
	Критическая скорость по курсовой устойчивости
Жесткость автомобиля в сборе	Жесткость кузова при кручении автомобиля в сборе. - минимальная жесткость (все крышки и двери открыты, откинута спинка заднего сидения для двухобъемных кузовов или без жесткой задней перегородки): - падение жесткости после пробеговых ресурсных испытаний:
Собственные частоты, вибрационные и шумовые характеристики элементов кузова	Собственные частоты рамок дверей:
	Вибрационная жесткость крепления на кузове панели приборов и рулевого колеса с блоком педалей. - собственные частоты: - уровни виброперемещений (виброскорости):
	Собственные частоты кронштейна крепления блока управления подушками безопасности. - собственно кронштейн - кронштейн смонтированный на кузове
Жесткость кронштейнов подвески и силового агрегата	Жесткость кронштейнов и зон кузова крепления элементов подвески автомобиля - остаточные деформации - упругие деформации
	Жесткость кронштейнов и зон установки опор силового агрегата

1.2 Основные положения методики расчетного сопровождения проекта

Обеспечение сформулированных выше требований технического задания на автомобиль предполагает наличие в процессе проектирования нескольких фаз, различающихся по объему исходных данных, процедурам их обработки и получающимся результатам работы. Нами выделено в общем случае три фазы проекта с точки зрения классификации работ по расчетному сопровождению:

- 1) Фаза синтеза конструкции – Фаза “С”
- 2) Фаза анализа конструкции – Фаза “А”
- 3) Фаза расчетного одобрения конструкции - Фаза “В”

Фаза С. Исходя из данных, имеющихся в задании на разработку и предварительных технических требований на автомобиль происходит генерация основных (концептуальных) элементов конструкции. Незначительный объем имеющихся исходных данных предполагает использование на этой стадии упрощенных математических моделей. Смысл проводимых работ – получение такого набора конструктивных параметров, который возможно более точно соответствует сформулированным для проекта целям.

Фаза А. Стартует с момента разработки первого комплекта конструкторской документации. Идет параллельно разработке КД. Цель фазы – проведение расчетного одобрения проекта и внесение изменений в КД до проведения натурных испытаний.

Фаза В. Начинается после получения первых данных натурных испытаний. На этой фазе происходит уточнение (валидация) расчетных моделей и, в случае необходимости, - расчетная доводка конструкции для максимального уточнения конструкторской документации следующей фазы.

Расчетные процедуры на фазах “А” и “В” являются в значительной степени формальными, они повторяют известные процедуры разработки

подробных математических моделей и использования их для расчетов конструкции. Успех проведения расчетов на этих фазах зависит от тщательности проработки модели и, в значительной степени, от опыта инженера-расчетчика.

В наибольшей степени успех проекта зависит от начальной фазы проекта, когда идут расчетные работы на фазе “С”. Именно в этот момент принимаются основные концептуальные решения, которые определяют по большому счету успех проекта. В настоящее время расчетное сопровождение проектных процедур в начальной фазе проектирования является наиболее неразработанным элементом технологии. На основании проведенных нами работ по проектированию силовой схемы автомобиля в отношении фронтального и бокового ударов, низкоскоростного удара и предполагаемых перспективных работ по обеспечению безопасности столкновения сформулирован перечень основных расчетных работ, которые должны проводиться на фазе “С”. Выделены основные работы, которые должны быть проведены на стадии “С” (приводятся в таблице 1.2).

Таблица 1.2 – Расчетные работы, проводимые с целью синтеза конструкции кузова автомобиля, соответствующего требованиям ТЗ

Фаза	N работы	Наименование работы
С	0	Разработка концепции безопасности автомобиля
	1	Предварительный анализ посадки манекена
	2	Синтез формы передка и конструкции передней части силового каркаса (ноги пешехода, Даннер)
	3	Синтез формы передка и компоновки подкапотного пространства с точки зрения безопасности пешехода (голова)
	4	Синтез силовой схемы в отношении фронтального удара 40%
	5	Синтез силовой схемы в отношении бокового удара
	6	Синтез конструкции кузова, обеспечивающей требуемые жесткостные показатели

В настоящее время описанные в таблице 1.2 процедуры расчетного сопровождения проектирования автомобиля детально не разработаны. Ниже в разделе 1.3 приводится проект технического задания на разработку соответствующих проектных процедур (описаны входные и выходные

данные, основные результаты работы, предполагаемый перечень необходимых для выполнения работы ресурсов).

1.3. ТЗ на методику расчетного сопровождения проектирования силовой схемы кузова

Ниже приведен набор ТЗ на разработку основных расчетных процедур. Процедуры пронумерованы в соответствии с таблицей 1.2 (С0-С6). В каждом разделе указаны :

- перечень исходных данных, необходимых для проведения работы
- основные результаты работы
- перечень выходных данных
- по необходимости – описание содержания работы
- предполагаемый состав исполнителей.

С.0. Разработка концепции безопасности автомобиля.

Содержание работы.

Назначение документа “Концепция безопасности автомобиля” – определить методы и средства обеспечения требований безопасности для проектируемого автомобиля. Используемые проектные решения должны с одной стороны обеспечить безусловное выполнение целей по безопасности, с другой – согласовать применяемые средства безопасности с другими целями разработки.

На первом этапе работы целевой уровень соответствия требованиям по безопасности транслируется в целевые показатели травмирования и целевые уровни деформации кузова автомобиля.

На втором этапе работы определяются конструктивные мероприятия, за счет которых достигаются целевые показатели по конкретным типам ударов.

Исходные данные:

- Цели разработки и приоритет целей.

- Перечень требований по безопасности, которым должен соответствовать автомобиль.
- Целевой уровень соответствия требованиям по безопасности.
- Фронтальный удар.
- Боковой удар.
- Наезд сзади.
- Безопасность столкновения с пешеходом.
- Требования к безопасности интерьера.
- Требования страховых компаний.
- Наезд на столб.

Результаты работы.

Документ “Концепция безопасности автомобиля”, содержащий концептуальную проработку конструкции автомобиля по всем направлениям безопасности.

1. Защита при боковом ударе

- Целевые показатели травмирования манекена и деформации кузова автомобиля

- Планируемые конструктивные мероприятия, обеспечивающие целевые показатели безопасности

- Защита головы.
- Защита груди
- Защита брюшной полости и таза

2. Защита автомобиля при низкоскоростных ударах (тесты страховых компаний).

- Цели разработки.
- Планируемые конструктивные мероприятия, обеспечивающие целевые показатели безопасности

3. Дополнительные средства безопасности

Таблица 1.3 – Выходные данные работы

Выходные данные	Примечание
Целевой уровень соответствия автомобиля требованиям по безопасности	
Боковой удар	
Голова, НИС	
Грудь, сжатие	
Грудь, ВС	
Брюшная полость, кН	
Таз, кН	
Деформация стойки на уровне верхнего ребра	
Деформация двери на уровне верхнего ребра	
Максимальная скорость внедрения двери в салон	
Максимальная скорость внедрения столба в салон	
Целевой график ускорения автомобиля	
Целевой график замедления телеги	
Перечень конструктивных мероприятий, обеспечивающих выполнение требований по боковому удару	
Тесты страховых компаний	
Стоимость восстановления автомобиля (работа) при фронтальном ударе	
Стоимость запчастей, необходимых для восстановления автомобиля при фронтальном ударе	
Стоимость восстановления автомобиля при наезде сзади	
Стоимость запчастей, необходимых для восстановления автомобиля при наезде сзади	
Перечень конструктивных мероприятий, обеспечивающих выполнение требований страховых компаний	

С.1. Предварительный анализ посадки манекена

Исходные данные:

- целевой уровень соответствия автомобиля требованиям по безопасности при фронтальном и боковом ударе
- схема вместимости с посадкой 95% манекена
- импульс замедлений автомобиля при фронтальном ударе
- импульс замедления тележки и импульс ускорения автомобиля при боковом ударе
- деформации кузова автомобиля при целевых ударах
- критерии травмирования манекена при целевых ударах

- перечень конструктивных мероприятий, обеспечивающих требования при фронтальном и боковом ударах

Результаты работы.

- документ «Схема посадки 50% манекенов HYBRIDIII для анализа фронтального удара»

- документ «Схема посадки 50% манекена EuroSID для анализа бокового удара»

- геометрия зон панели приборов и щитка передка, по которым устанавливаются геометрические и жесткостные характеристики, ограничения на деформации элементов и их внедрение в кузов

- геометрия зон центральной стойки и обивки двери, по которым устанавливаются геометрические и жесткостные характеристики, ограничения на деформации элементов и их внедрение в кузов

- сценарий поведения манекена и его элементов при фронтальном ударе автомобиля

- сценарий поведения манекена и его элементов при боковом ударе

Таблица 1.4 – Выходные данные работы

Выходные данные	Примечание
Боковой удар	
Схема посадки манекена EuroSID, 50% мужчина	
Описание геометрии зоны возможного удара головой	
Координаты наиболее вероятного расположения пятна контакта для головы	
Глубина проникновения головы в обивку центральной стойки, требования к структуре на всю глубину проникновения	
Описание геометрии зоны удара грудью	
Координаты наиболее вероятного расположения пятна контакта для груди	
Глубина деформации обивки стойки и двери с внутренней стороны при ударе грудью	
Описание геометрии зоны возможного удара животом	
Координаты наиболее вероятного расположения пятна контакта для живота	
Глубина проникновения живота в обивку центральной стойки и двери, требования к структуре на всю глубину проникновения	
Описание геометрии зоны возможного удара тазом	
Координаты наиболее вероятного расположения пятна контакта для таза	
Глубина проникновения таза в обивку центральной стойки и двери, требования к структуре на всю глубину проникновения	
Перемещения зон обивки двери и стойки при ударе	

С.2. Синтез формы передка и конструкции передней части силового каркаса (ноги пешехода, Даннер)

Исходные данные

- приоритет целей (требования страховых компаний – законодательство по пешеходу – законодательство по фронтальному удару – цена автомобиля – капитальные затраты)

- эскизная компоновка передка автомобиля

- положение снаряженного автомобиля относительно земли

- целевой уровень соответствия требованиям по безопасности пешехода

- целевой уровень соответствия требованиям страховых компаний

- стоимость

восстановления автомобиля (работа) при фронтальном ударе

- стоимость запчастей,

необходимых для восстановления автомобиля при фронтальном ударе

- стоимость

восстановления автомобиля при наезде сзади

- стоимость запчастей,

необходимых для восстановления автомобиля при наезде сзади

- габариты автомобиля, массово-инерционные характеристики автомобиля (масса, моменты инерции)

- перечень конструктивных мероприятий, обеспечивающих требования при низкоскоростных ударах

- семейство кривых, определяющих энергетiku удара бедром в зависимости от формы автомобиля

- обобщенная зависимость уровня травмирования бедра от минимального расстояния до жестких элементов и энергии удара

Результаты работы

- конструкция и материал балки бампера

- конструкция и материал энергопоглощающих вставок для защиты ног

- параметры травмирования нижней части ног при столкновении

- параметры травмирования бедра при столкновении

- конструкция и материалы элементов передка, обеспечивающих

результаты по удару бедром

- ограничения на внешнюю форму автомобиля

- связь между внешней формой автомобиля и критериями

травмирования

- конструкция и материал энергопоглощающего элемента (крэш-бокса)

Таблица 1.5 – Выходные данные работы

Выходные данные	Примечание
Целевой уровень соответствия автомобиля требованиям по безопасности	
Геометрия ударных зон	
Защита ног пешехода	
Максимальное замедление голени	
Максимальное перерезывающее перемещение в колене	
Максимальный угол изгиба в колене	
Размеры энергопоглощающей вставки для ног пешехода	
Характеристика ‘деформация-усилие’ энергопоглощающей вставки для ног пешехода	
Конструкция элемента, предохраняющего от больших перегибов в колене (нижний элемент бамперной части)	
Защита бедра пешехода	
Максимальный изгибающий момент бедра	
Максимальное усилие на бедре	
Минимальное расстояние от поверхности капота до жестких элементов подкапотного пространства в зоне удара бедром	
Конструкция энергогасящих элементов в зоне удара бедром	
Характеристика “деформация-усилие” для энергогасящих вставок в зоне удара бедром	
Уточненная зависимость необходимых размеров зоны гашения энергии при ударе бедром от энергии удара (в соответствии с заданным семейством кривых)	

С.3. Синтез формы передка и компоновки подкапотного пространства с точки зрения безопасности пешехода (голова)

Исходные данные

- приоритет целей (требования страховых компаний – законодательство по пешеходу – законодательство по фронтальному удару – цена автомобиля – капитальные затраты)

- эскизная компоновка передка автомобиля
- положение снаряженного автомобиля относительно земли
- целевой уровень соответствия требованиям по безопасности пешехода

- обобщенная
зависимость уровня травмирования головы от минимального расстояния до жестких элементов

Результаты работы

- расчет уточненной зависимости критериев травмирования головы от внешней формы автомобиля
- определение ограничений на внешнюю форму автомобиля (эскизное расположение капота)
- разработка конструкции капота (форма, размеры и материалы элементов)
- разработка конструкции крыльев в зоне разъема капота
- разработка конструкции петель и расположения стеклоочистителя
- разработка конструкции и подбор материала энергопоглощающих вставок для защиты головы.

Таблица 1.6 – Выходные данные работы

Выходные данные	Примечание
Геометрия ударных зон	
Характеристика “деформация-усилие” для энергопоглощающих вставок (капота)	
Уточненная зависимость уровня травмирования головы от минимального расстояния до жестких элементов	

С.4. Синтез силовой схемы в отношении фронтального удара 40%

Исходные данные

- эскизная компоновка передка автомобиля
- положение снаряженного автомобиля относительно земли
- целевой уровень соответствия требованиям по фронтальному удару
- требования к деформациям кузова и перемещениям элементов в салон при целевом фронтальном ударе

- габариты автомобиля, массово-инерционные характеристики автомобиля (масса, моменты инерции)
- перечень конструктивных мероприятий, обеспечивающих требования при фронтальном ударе
- конструкция балки бампера
- конструкция крэш-бокса
- эскизная проработка силовой схемы автомобиля
- целевой график замедлений автомобиля на порогах при фронтальном ударе

Результаты работы

- упрощенная конечно-элементная модель автомобиля для расчетов на фронтальный удар
- конструкция элементов силовой схемы
- конструкция специальных элементов, обеспечивающих требования по перемещениям руля
- конструкция специальных элементов, обеспечивающих требования по перемещению педалей
- расчетный график замедления автомобиля при целевом фронтальном ударе

Таблица 1.7 – Выходные данные работы

Выходные данные	Примечание
Таблица поглощения энергии удара деформируемыми элементами передка	
Графики замедлений автомобиля на порогах	
Конструкция деформирующихся при ударе элементов силовой схемы	

С.5. Синтез силовой схемы в отношении бокового удара

Исходные данные

- эскизная компоновка пассажирской ячейки, структуры боковины, порога, крыши и переднего пола

- положение снаряженного автомобиля относительно земли
- целевой уровень соответствия требованиям по боковому удару
- требования к деформациям кузова и перемещениям элементов в салон при целевом боковом ударе
- габариты автомобиля, массово-инерционные характеристики автомобиля (масса, моменты инерции)
- перечень конструктивных мероприятий, обеспечивающих требования при боковом ударе
- целевой график ускорений автомобиля и замедлений тележки при боковом ударе

Результаты работы

- упрощенная конечно-элементная модель автомобиля для расчетов на боковой удар
- конструкция элементов силовой схемы
- конструкция специальных элементов, обеспечивающих требования по перемещениям обивки дверей и стойки
- расчетный график ускорений автомобиля и замедлений тележки при целевом боковом ударе

Таблица 1.8 – Выходные данные работы

Выходные данные	Примечание
Таблица поглощения энергии удара деформирующимися элементами боковины	

С.6. Синтез конструкции кузова, обеспечивающей требуемые жесткостные показатели.

Исходные данные

- эскизная компоновка кузова
- целевой уровень жесткостных показателей кузова на кручение и изгиб

- габариты автомобиля, массово-инерционные характеристики автомобиля (масса, моменты инерции)

- жесткостные характеристики подвески.

Результаты работы

- упрощенная конечно-элементная модель автомобиля для расчетов на боковой удар

- конструкция элементов силовой схемы

- Перестройка исходной гибридной модели по результатам оптимизационного расчета.

- Построение вспомогательных элементов для анализа балочных сочленений.

- Формализация оптимизационной задачи для анализа балочных сочленений и ее решение.

- Обработка и анализ коэффициентов чувствительности.

- Формирование итогового отчета.

Таблица 1.9 – Выходные данные работы

Выходные данные	Примечание
Балочно-оболочечная концептуальная модель автомобиля	
Геометрические параметры силовых элементов кузова	
Расчетные жесткостные показатели кузова и автомобиля в целом	
Таблица чувствительности, определяющая в приоритетном порядке конструктивные элементы, влияющие на жесткость автомобиля на изгиб и кручение	
Конструкция элементов, обеспечивающих целевые жесткостные параметры	

2 Методика расчетного сопровождения проектирования силовой схемы кузова

2.1 Проектирование силовой схемы автомобиля с учетом требований по низкоскоростным ударам

Автомобиль, помимо технических параметров, характеризуется своими потребительскими свойствами. Одним из таких свойств является отношение стоимости затрат на восстановление автомобиля после аварии к общей стоимости автомобиля.

Для того, чтобы количественно оценить показатель стоимости затрат на восстановление автомобиля проводят испытания автомобиля на малой скорости. По повреждениям автомобиля, полученным в результате испытания, определяют объем восстановительных работ и перечень деталей, подлежащих замене.

На основании анализа повреждения автомобиля рассчитывают стоимость затрат на запчасти и на ремонт автомобиля. В качестве оценочных параметров применяют параметры стоимости восстановления относительно его цены. Эти показатели используют страховые компании для определения стоимости страховой суммы автомобиля.

Чем ниже показатели стоимости восстановления автомобиля, тем более привлекательно этот автомобиль выглядит в глазах потребителя.

Кроме того, в Европе, США и Канаде существуют законодательные требования по ударам транспортного средства на малой скорости в другое транспортное средство или жесткое препятствие. Требования по результатам этих испытаний обычно везде одинаковые - сохранение функциональности кузова транспортного средства, важнейших внутренних систем и осветительных приборов, достаточно чтобы безопасно продолжить движение после удара.

Все известные на сегодняшний день требования к методикам проведения испытаний легковых автомобилей на малых скоростях делятся на: законодательные требования и потребительские требования (требования страховых компаний).

Тесты страховых компаний предъявляют к конструкции автомобиля более жесткие требования, чем текущее законодательство. Поэтому рассмотрим случай доводки автомобиля с учетом требований по низкоскоростным ударам на примере применяющихся европейскими страховыми компаниями тестов Даннера.

Зарубежные страховые компании для определения суммы страхового взноса пользуются понятием класса страхования, который определяется как функция двух переменных: величины затрат на ремонт поврежденного после аварии автомобиля и индекса частоты повреждений (статистического значения объединения страховых компаний, свидетельствующего о том, насколько часто конкретный тип автомобиля попадает в аварии).

Ниже проведена методика определения класса страхования.

Этап 1: определение среднего значения повреждений «SD»

На основании данных, полученных после испытаний автомобиля на малых скоростях, определяется, путем подстановки в формулу (2.1), показатель «SD».

$$"SD" = \frac{(54\% П + 16\% Б + 30\% З) * 100 * 1.13}{СЗ}, \quad (2.1)$$

где П – затраты на ремонт повреждений передней части автомобиля;

Б - затраты на ремонт повреждений боковой части автомобиля;

З - затраты на ремонт повреждений задней части автомобиля;

СЗ – средние затраты на ремонт всех повреждений, регистрируемых страховыми компаниями (это значение ежегодно изменяется и на 2019 год составляло 2100 Е);

1.13 – коэффициент (индекс) предполагаемых накладных расходов в результате аварии (например, стоимость проката автомобиля или буксировка попавшего в аварию автомобиля).

Этап 2: определение индекса частоты повреждений «SH»

Индекс частоты повреждений – это статистическое значение объединения страховых компаний, свидетельствующее о том, насколько часто конкретный тип автомобиля (с привязкой к торговой марке) попадает в аварии. Эти цифры не раскрываются общественности, и у каждого изготовителя имеется информация только по значениям для собственных торговых марок.

Этап 3: определение востребованности повреждений «SB»

По данным, полученным в процессе выполнения этапа 1 и этапа 2, определяется востребованность повреждений по формуле (2.2):

$$"SB" = \frac{SD * SH * 0.94}{100}, \quad (2.2)$$

где 0.94 – поправка для индекса частоты повреждений (по мере повышения изготовителем восстанавливаемости автомобилей).

Этап 4: определение класса страхования «VK»

Решение о присвоении автомобилю определенного класса страхования (а следовательно и величины страхового взноса) принимается на основании данных таблицы 2.1 и рисунка 2.1.

Таблица 2.1 – Зависимость класса страхования от востребованности повреждений

SB	10-39	40-49	50-59	. . .	130-139	140-149	и т. д.
VK	10	11	12	. . .	20	21	и т. д.

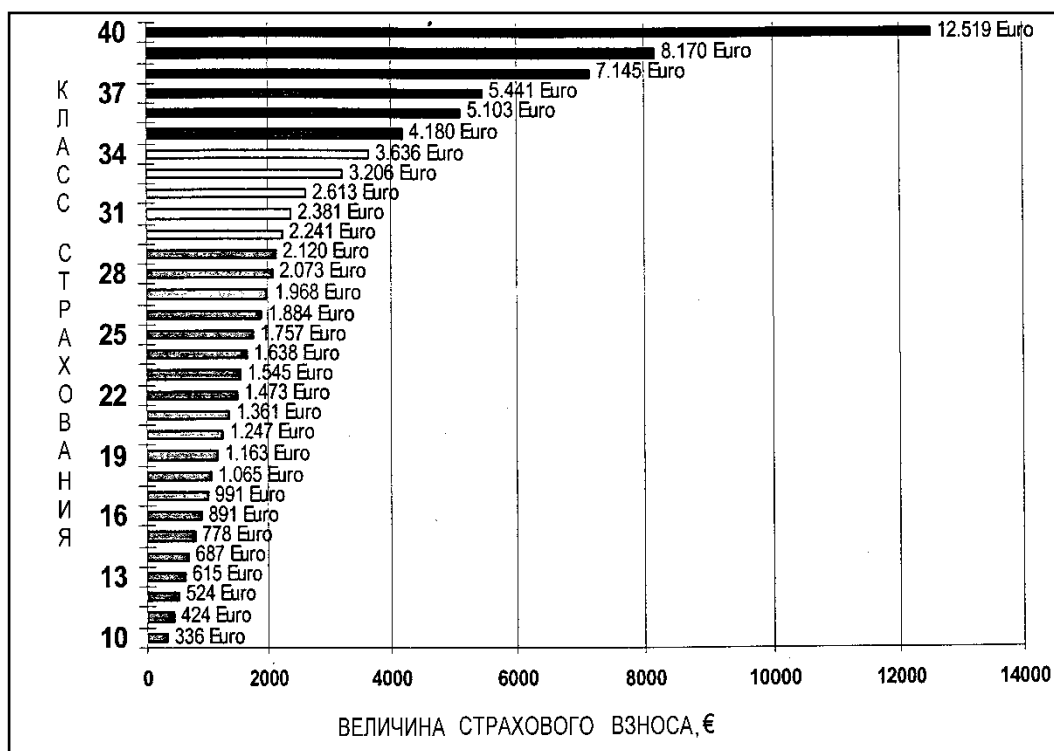


Рисунок 2.1 – Зависимость суммы страхового взноса от класса страхования

Рассмотрим выборку показателей стоимости восстановления для автомобилей различных классов зарубежных изготовителей.

Средние показатели стоимости восстановления автомобиля самые высокие для автомобилей малого класса, самые низкие – для автомобилей класса SUV.

Это объясняется тем, что в среднем для разных классов цены на автомобили отличаются в порядке возрастания, самые низкие для автомобилей малого класса, самые высокие – для автомобилей класса SUV. Кроме того, отличается характер повреждений автомобилей различных классов.

Снижения стоимости ремонта повреждений автомобиля при низкоскоростном фронтальном столкновении можно достичь с помощью специальных энергоемких съемных элементов, которые предотвратили бы деформацию несъемных деталей кузова автомобиля. Проектирование начинается с определения силовой структуры передней части автомобиля для

эффективного энергогашения в ходе фронтального столкновения по методике теста Даннера. Требуется минимизировать деформацию несъемных узлов автомобиля. На рисунке 2.2 приводятся две характерные схемы энергогашения:

В первой схеме гашение энергии удара происходит за счет деформации балки бампера. Во второй - за счет деформации крэш-бокса.

Основным параметром, который требуется определить, является длина «L» энергоемкого элемента.

Схема 1

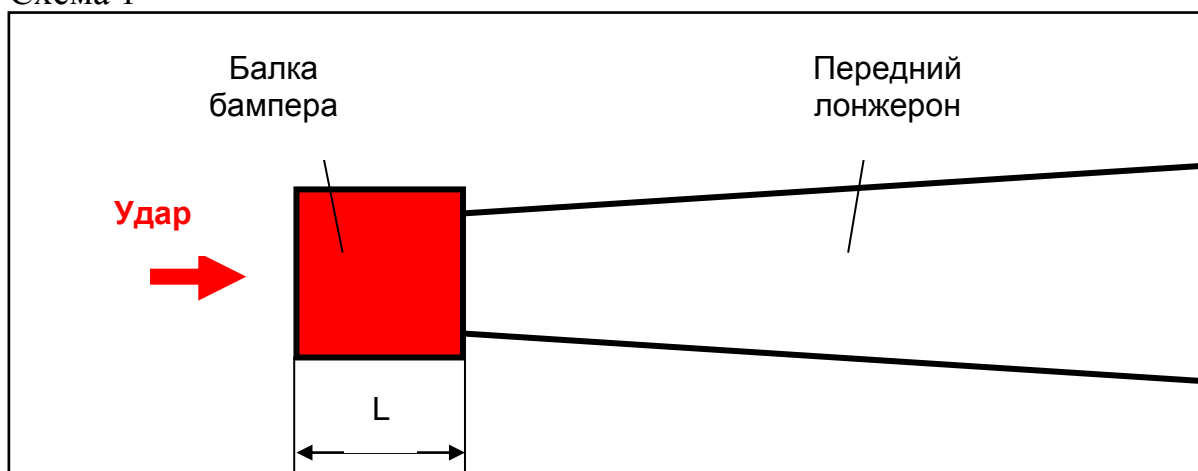


Схема 2

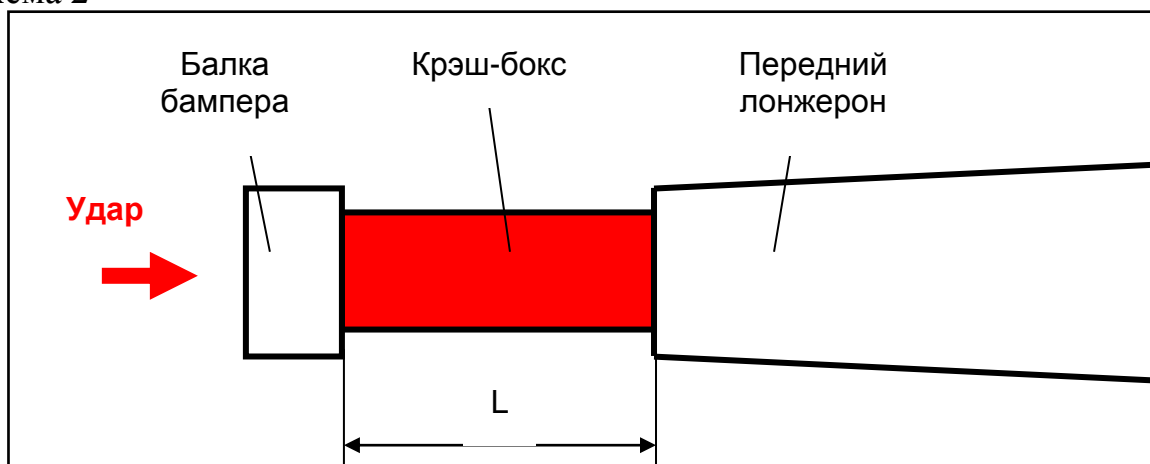


Рисунок 2.2 – Схемы энергогашения при низкоскоростном ударе

Определение длины энергоемкого элемента для приведенных схем энергогашения одинаково: эффективная деформация определяется из равенства энергии деформации энергоемкого элемента энергии удара и составляет 70% от полной длины элемента.

Исходными данными являются:

Скорость удара $V=4.17\text{ м/с}$ - требования испытаний;

Масса автомобиля - тех. задание;

Критическое продольное усилие для переднего лонжерона при динамическом нагружении - проектные рекомендации.

На рисунке 2.3 приведены результаты расчетов длины энергоемкого элемента в зависимости от массы автомобиля и критического усилия переднего лонжерона.

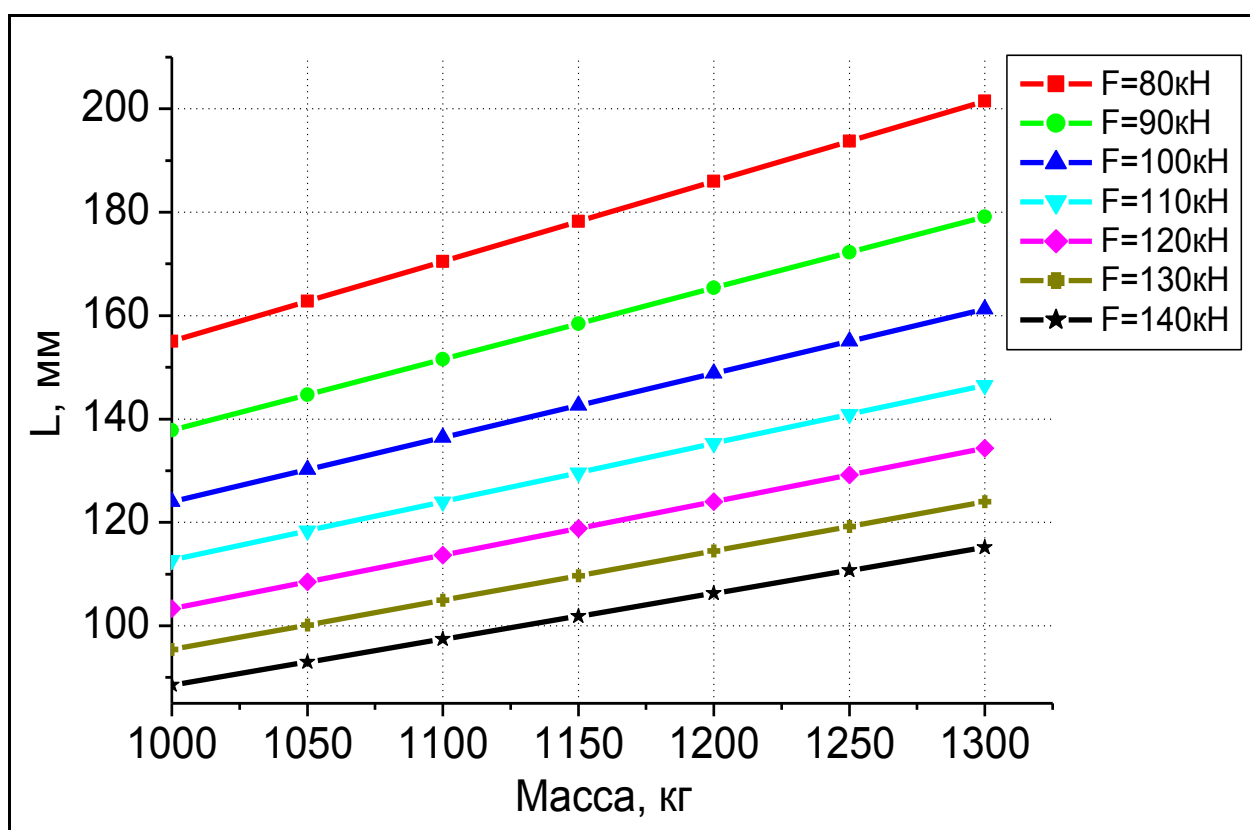


Рисунок 2.3 – Полная длина энергоемкого элемента в зависимости от массы автомобиля и критической нагрузки переднего лонжерона

Одним из первых этапов синтеза силовой схемы перспективного автомобиля является моделирование низкоскоростного удара и выбор оптимальной конструкции балки бампера.

Традиционно используемый материал для изготовления балки бампера – сталь. Основные преимущества применения стали – дешевизна и высокая энергоемкость, однако такие недостатки стали как большой удельный вес, и

сложность технологического процесса выявляют необходимость поиска новых материалов.

Некоторые зарубежные производители для изготовления балки бампера применяют алюминий, который обладает сравнительно низким удельным весом, простотой технологии изготовления (литая балка) и достаточной по сравнению со сталью удельной энергоемкостью.

В данной работе проводилось исследование энергопоглощающих свойств алюминиевых бамперов.

В качестве базовой была принята силовая схема легкового автомобиля с типичными силовыми элементами каркаса.

Удар автомобиля о недеформируемый барьер на скорости 15 км/ч проводится согласно предписаниям теста Даннера с 40%-ным перекрытием.

Анализ производился в несколько этапов:

- Динамический расчет для шести алюминиевых балок бампера с различными поперечными сечениями (рисунок 2.4). Этот этап позволил оценить зависимость энергопоглощающих свойств от конфигурации поперечного сечения
- Динамический расчет балки бампера типа «а» (рисунок 2.4) с ее разбиением на характерные участки (продольные зоны - горизонтальные и вертикальные ребра и четыре поперечные зоны, принципиально отличающиеся по величине энергопоглощения). Этот этап позволил выявить участки балки, обладающие наибольшей энергопоглощающей способностью, а также оценить энергоемкость каждой части балки.
- Динамический расчет балки бампера типа «а» (рисунок 2.4) с круглым вырезом напротив лонжерона. Данный вариант расчета позволил оценить потери в энергопоглощении, которые необходимо компенсировать вводом дополнительного элемента – крэш-бокса.
- Динамический расчет балки бампера типа «а» (рисунок 2.4) со вставленным в нее алюминиевым крэш-боксом в зоне, расположенной

напротив лонжерона. Расчет производился для нескольких типов крэш-боксов.

- Динамический расчет балки бампера типа «а» (рисунок 2.4) с различным набором толщин вертикальных и горизонтальных ребер. На этом этапе шел поиск наилучшего варианта конструкции, обладающего оптимальной жесткостью, которая с одной стороны наиболее энергоемка, с другой стороны достаточно мала для того, чтобы, полностью деформируясь, не передавать усилие на лонжерон кузова.
- Динамический расчет прямой балки бампера с поперечным сечением, аналогичным поперечному сечению балки бампера типа «а». На данном этапе оценивалось влияние кривизны балки на ее энергопоглощающие свойства.

Критерием оценки момента потери устойчивости лонжерона был выбран рост усилий в сечении лонжерона.

Характеристики алюминия:

Плотность – $2.8 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³

Модуль Юнга – 70 ГПа

Коэффициент Пуассона – 0.3

Напряжение текучести – 0.245 ГПа

Модуль упрочнения – 0.5 ГПа

Энергия удара автомобиля равна:

$$E = mV^2/2,$$

где m- масса автомобиля, V- скорость автомобиля.

Масса автомобиля принята равной 1150 кг. Скорость автомобиля 4.17 м/с. Таким образом, энергия удара

$$E = 1150 \cdot 4.17^2 / 2 = 9998.6175 = 10(\text{кДж}).$$

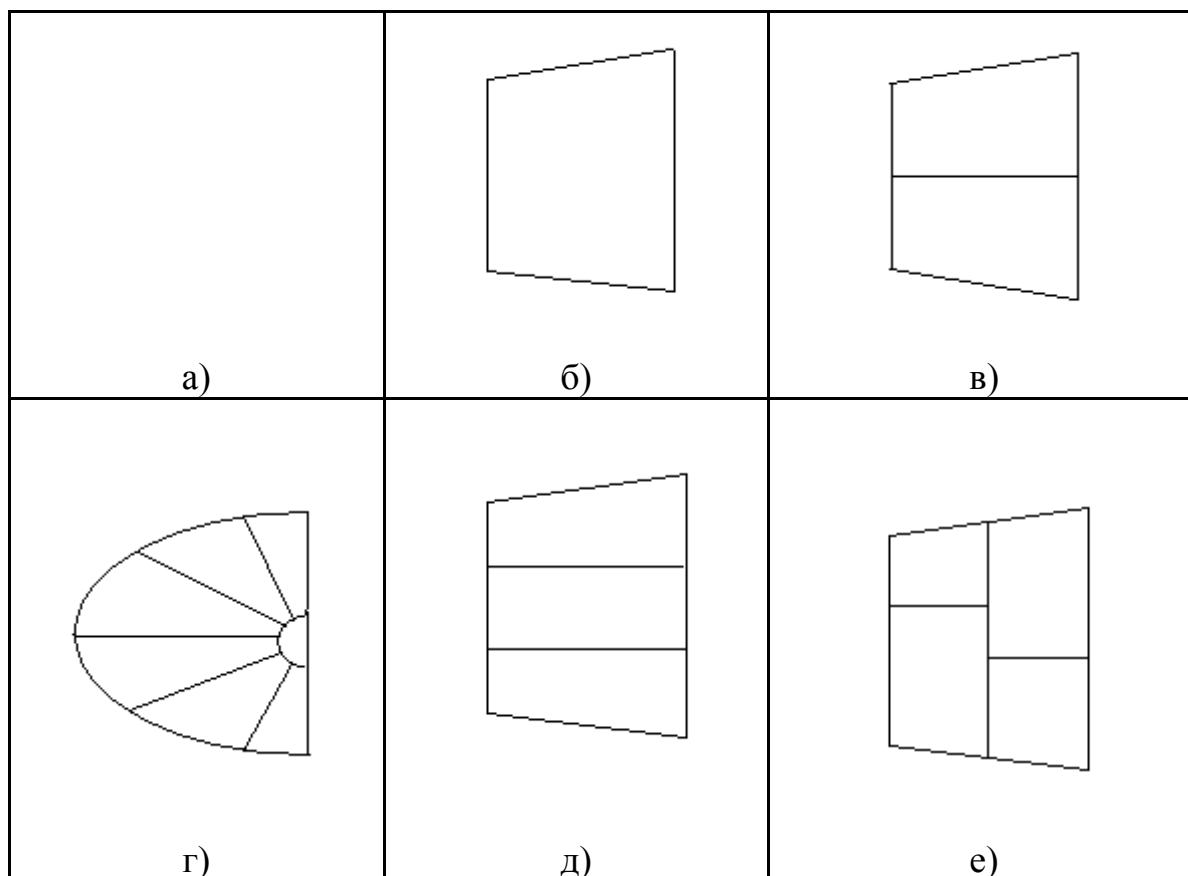


Рисунок 2.4 – Типы поперечного сечения балки бампера

Толщина ребер балок всех типов была задана по 2мм.

Все типы балок бампера имеют высоту 100мм.

Динамический расчет балок бампера различных поперечных сечений позволил определить:

Момент потери устойчивости переднего лонжерона, т.е. момент окончания эффективного энергопоглощения балки бампера.

Энергию, поглощенную бампером до начала деформации лонжерона.

Остаточную кинетическую энергию и скорость автомобиля в момент времени, соответствующий окончанию эффективного энергопоглощения балки.

Результаты расчетов сведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты расчетов различных вариантов поперечного сечения балки бампера

Тип балки	Момент потери устойчивости лонжерона, мс	Энергия, поглощенная бампером, кДж	Остаточная кинетическая энергия, кДж	Остаточная скорость автомобиля, мс
а	26	5.81	4.15	2.69
б	25.5	2.40	7.60	3.64
в	24	3.51	6.49	3.36
г	23	4.67	5.33	3.04
д	24	3.85	6.15	3.27
е	25	5.54	4.46	2.79

В результате расчетов становится очевидным, что при толщине стенок 2мм наиболее энергоемкой из рассмотренных является балка бампера с сечением типа «а».

Для оценки энергоемкости каждой части балки был произведен динамический расчет с разбиением балки на 16 частей. Каждое ребро, находящееся в зоне 40%ного перекрытия, было разбито на три части: внутреннюю (ближайшую к оси симметрии), среднюю (напротив лонжерона) и крайнюю, а также в отдельную группу была выделена часть балки, не находящаяся в зоне перекрытия. Внешние горизонтальные ребра были взяты в группы попарно (рисунки 2.5 - 2.7). Результаты расчета приведены в таблице 2.3.

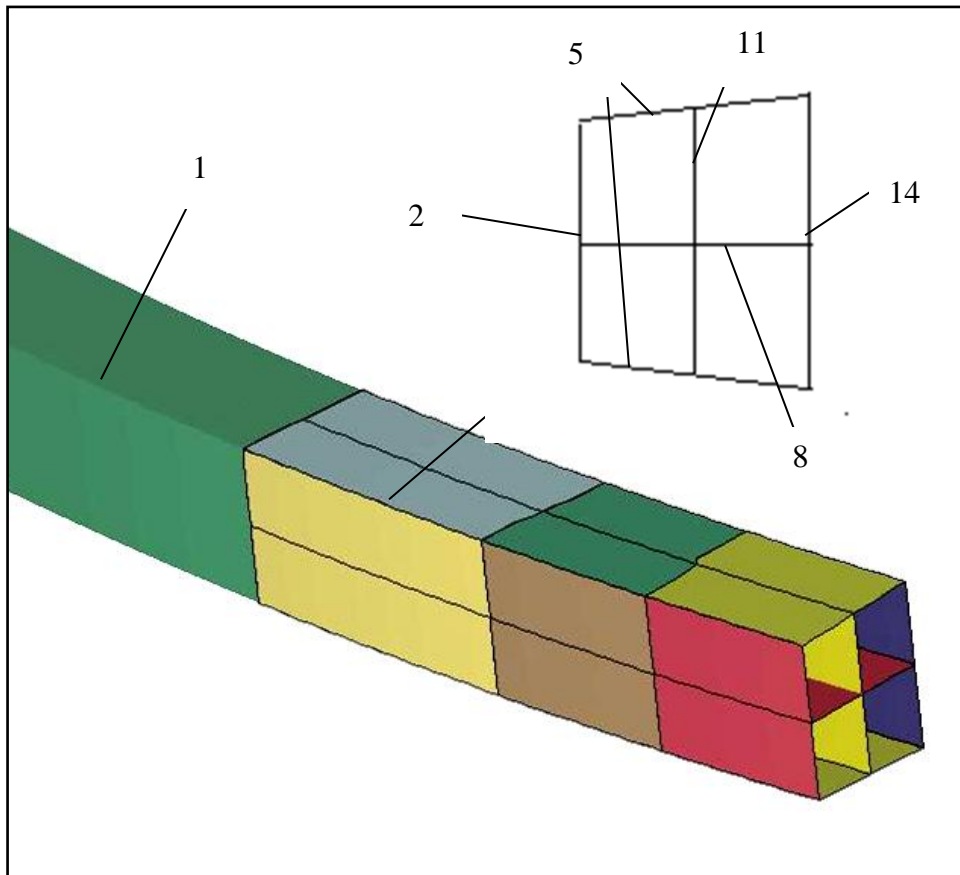


Рисунок 2.5 – Разделение балки на характерные участки

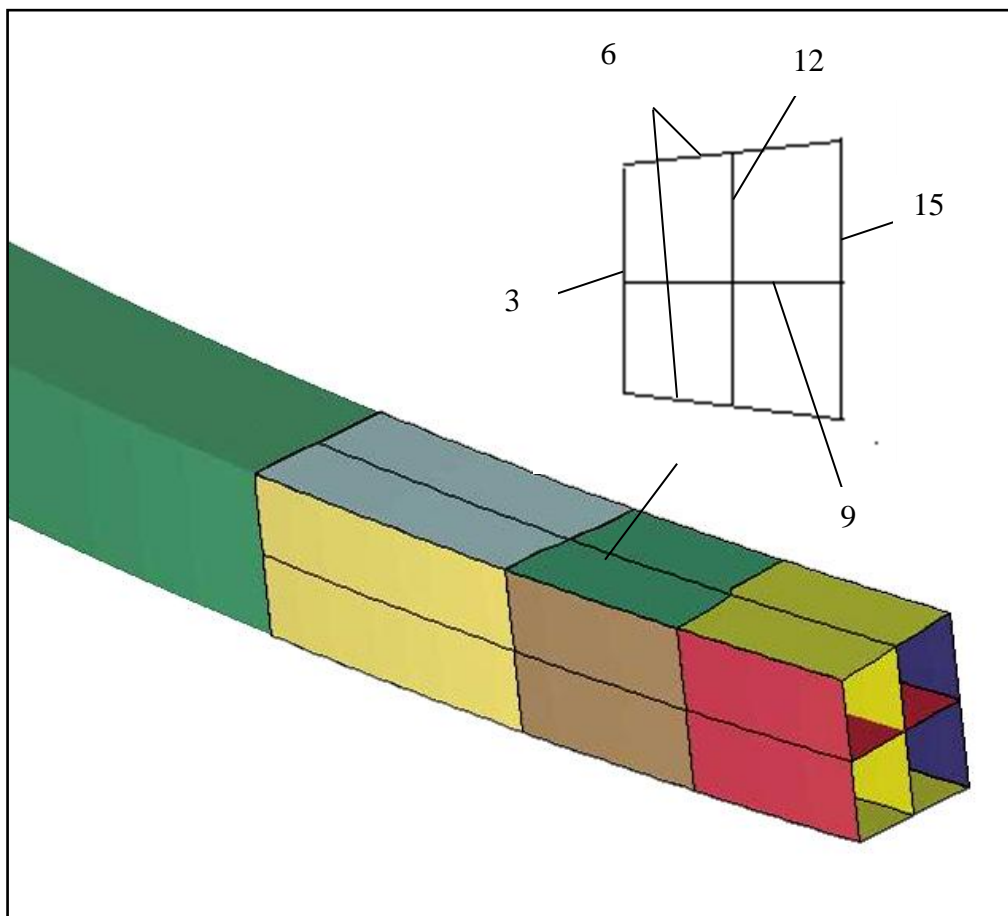


Рисунок 2.6 – Разделение средней части балки на характерные участки

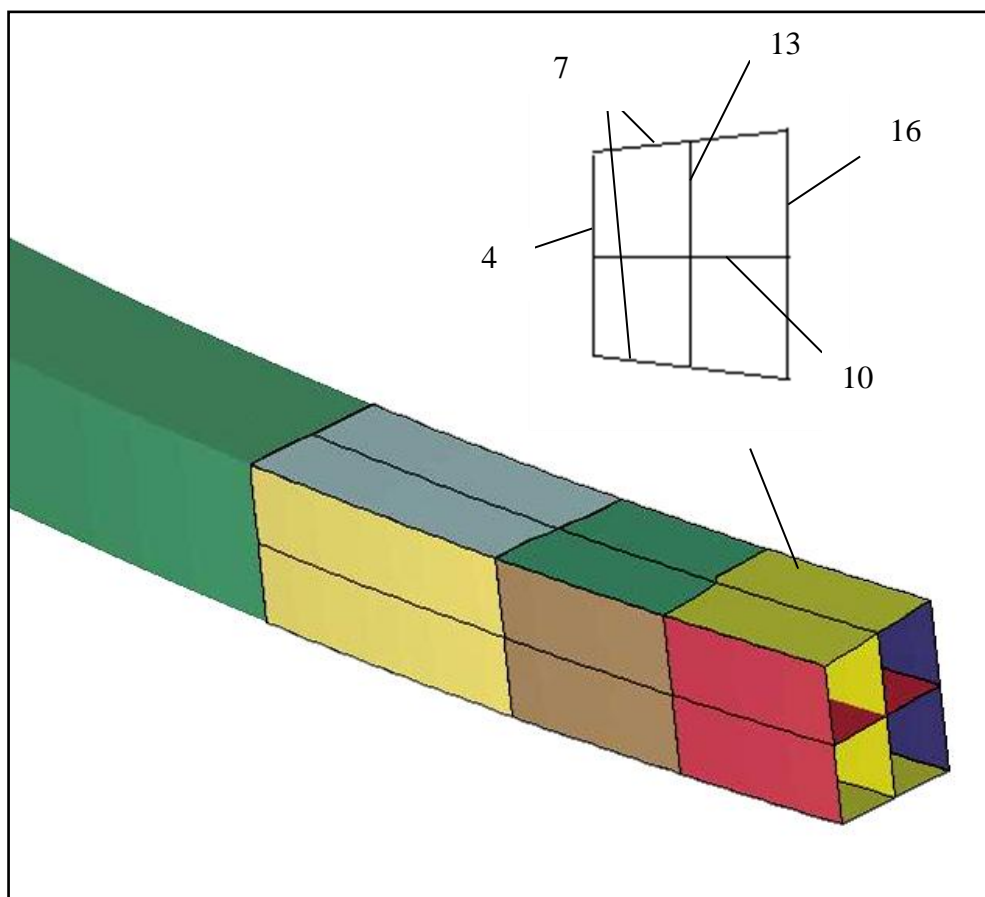


Рисунок 2.7 – Разделение крайней части балки на характерные участки

Таблица 2.3 – Распределение внутренней энергии деформации по частям балки бампера

№ части	Поглощенная энергия (Дж)	% от общей энергии
1	19	0.33
2	262	4.50
3	172	2.96
4	67	1.15
5	1035	17.81
6	1585	27.27
7	340	5.85
8	493	8.48
9	710	12.21
10	235	4.04
11	141	2.42
12	133	2.28
13	22	0.38
14	271	4.66
15	260	4.47
16	66	1.14
Всего	5811	100

Если проанализировать картину энергопоглощения по поперечным частям (внутренней, средней и крайней), нетрудно увидеть, что основную долю энергии гасит часть балки, находящаяся напротив лонжерона (средняя).

Еобщ.внутр=2202 Дж=37.89%

Еобщ.средн=2860 Дж=49.22%

Еобщ.крайн=749 Дж=12.89%

Энергетика ребер средней части балки приведена в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Распределение внутренней энергии деформации по ребрам балки бампера

Название ребра	Номер части	Поглощенная энергия, Дж	% от суммарной энергии средней части
Внешнее вертикальное	3	172	6.01
Внешние горизонтальные	6	1585	55.42
Внутреннее горизонтальное	9	710	24.83
Внутреннее вертикальное	12	133	4.65
Заднее	15	260	9.09

Таким образом, становится очевидным, что наиболее энергоемкими являются внешние горизонтальные ребра.

Расчет балки бампера с поперечным сечением типа 1 с отверстиями под крэш-боксы напротив лонжеронов (рисунок 2.8) проводился для оценки потери энергоемкости балки бампера с крэш-боксом.

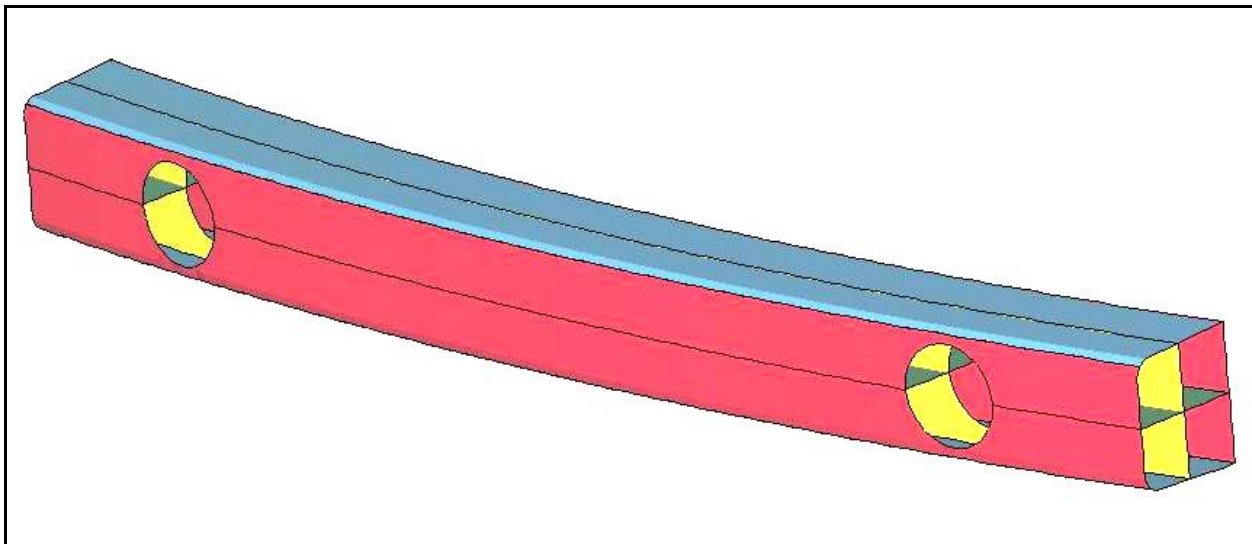


Рисунок 2.8 – Общий вид балки с отверстием под крэш-бокс напротив лонжерона

В результате динамического расчета были получены следующие данные:

Момент начала деформации лонжерона – 23 мс.

Энергоемкость бампера – 4825 Дж.

Остаточная кинетическая энергия – 5175 Дж.

Остаточная скорость автомобиля – 3м/с.

Потеря энергоемкости балки бампера с отверстиями относительно первоначального варианта составила $\Delta E=0.99$ кДж(17%).

Данный этап расчетов позволил оценить возможность включения дополнительного энергогасящего элемента. Для этого в отверстие напротив лонжерона был вставлен крэшбокс с крестообразным поперечным сечением и прямой образующей (рисунок 2.9). Толщина стенок крэш-бокса – 2мм.

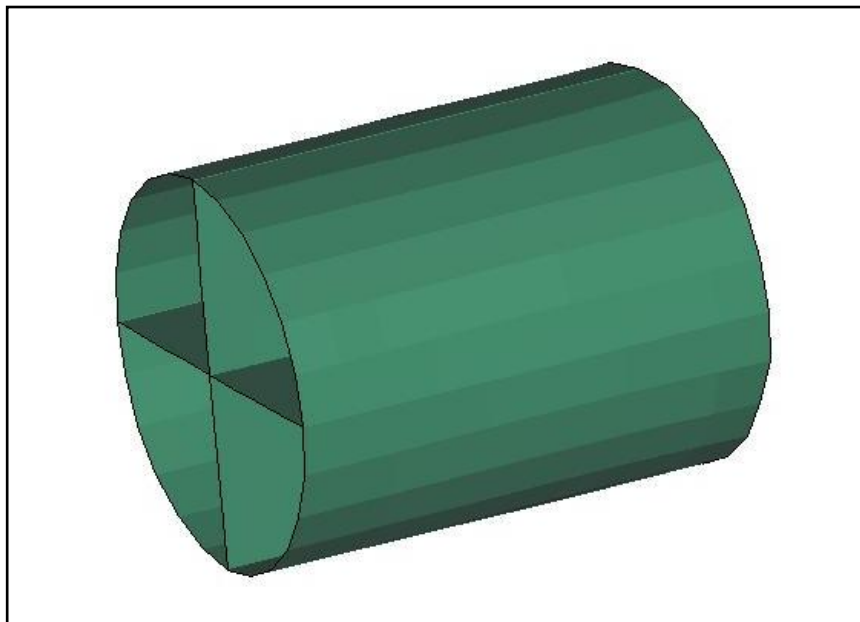


Рисунок 2.9 – Первый вариант конструкции крэш-бокса

Расчет показал, что жесткость конструкция балки бампера с крэш-боксом выше продольной жесткости лонжерона. Потеря устойчивости лонжерона произошла в самом начале ударного процесса.

Для уменьшения жесткости энергогасящей системы проводились следующие мероприятия по изменению данной конструкции крэш-бокса:

- Уменьшение толщины стенок до 1 мм.
- Конструкция крэш-бокса без внутренних переборок.
- Крэш-бокс без переборок с дном навстречу удару и толщиной соединителя балки бампера и лонжерона - 4мм.

Попытки снизить жесткость крэш-бокса не дали положительного эффекта.

Следующим шагом стало включение в схему новой конструкции крэш-бокса, показанной на рисунке 2.10. При той же толщине стенок (2 мм) эта

конструкция обладает меньшей жесткостью, т.е. большей податливостью во время удара.

Результаты расчета оказались существенно лучше по сравнению с предыдущими, но качественно значительно уступали результатам расчетов варианта конструкции балки без крэш-бокса:

Момент начала деформации лонжерона – 14 миллисекунд.

Поглощенная балкой и крэш-боксом энергия – 3.5 кДж.

Динамика деформации усовершенствованного крэш-бокса и лонжерона представлена на рисунке 2.11.

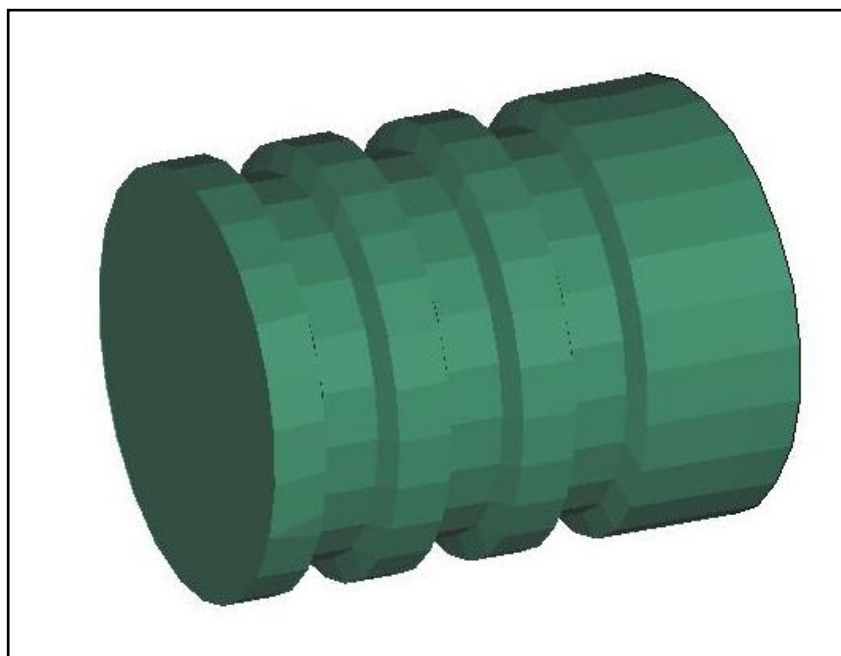


Рисунок 2.10 – Второй вариант конструкции крэш-бокса

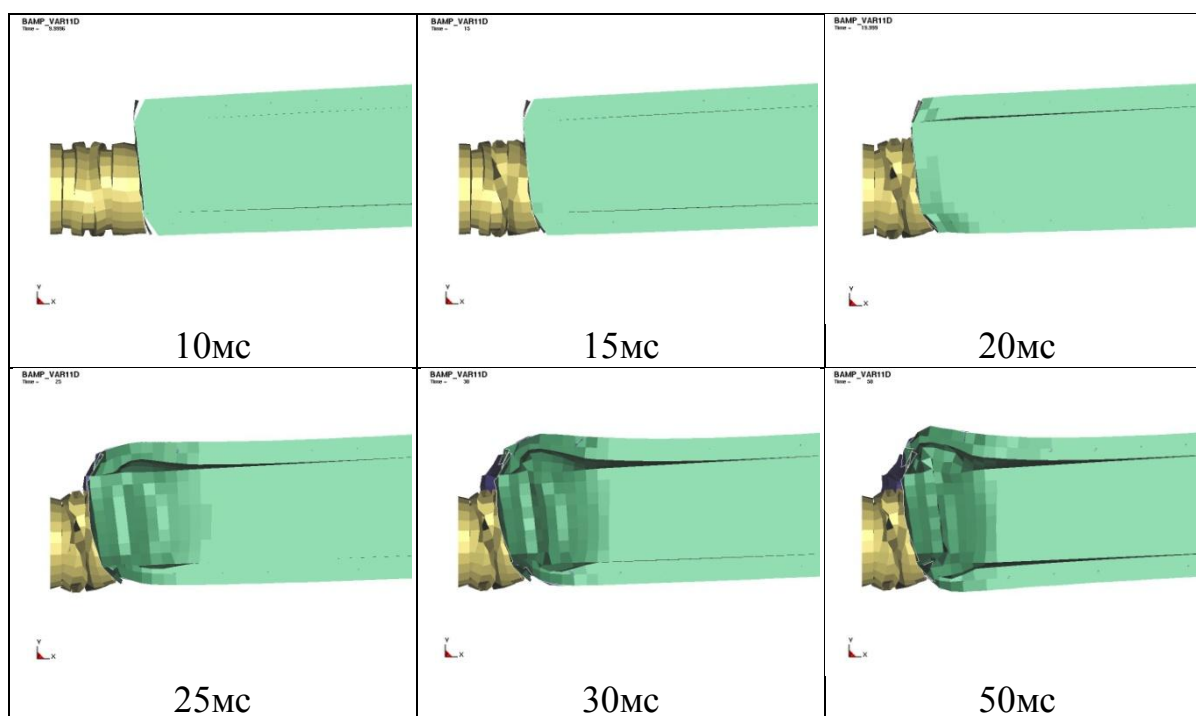


Рисунок 2.11 – Динамика деформации крэш-бокса и лонжерона

По результатам, полученным на данном этапе, можно сделать вывод: использование дополнительного энергогасящего элемента в рамках рассматриваемой конструкции балки бампера неэффективно.

На данном этапе расчетов была выявлена зависимость энергоемкости конструкции от толщины горизонтальных и вертикальных ребер алюминиевой балки типа 1 (рисунок 2.4).

Было рассчитано три варианта:

- 1с – толщина горизонтальных ребер 2.5 мм,
- 1d – толщина горизонтальных ребер 3 мм,
- 1e – толщина всех ребер 2.5 мм.

Оказалось, что увеличение толщины горизонтальных ребер до 2.5 мм повысило энергоемкость балки до 7.1 кДж ($\Delta = 1.3$ кДж).

Однако, увеличение толщины горизонтальных ребер до 3 мм как и увеличение толщины всех ребер до 2.5 мм повлекло повышение жесткости конструкции балки по сравнению с лонжероном, что заметно ухудшило энергогашение. Результаты расчетов сведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Результаты расчетов балки бампера с различными толщинами ребер

№	Момент начала деформации лонжерона, мс	Внутренняя энергия бампера, кДж	Остаточная кинетическая энергия, кДж	Остаточная скорость, м/с
1с	27	7.100	2.900	2.25
1d	17	5.36	4.64	2.84
1e	3.5	0.55	9.45	4.05

Таким образом, наиболее оптимальным вариантом соотношения толщины ребер является вариант 1с – вертикальные ребра толщиной 2 мм, горизонтальные ребра 2.5 мм.

Динамика деформации балки бампера и лонжерона для варианта 1с представлена на рисунке 2.12.

Длина деформированной части лонжерона составила 71 мм.

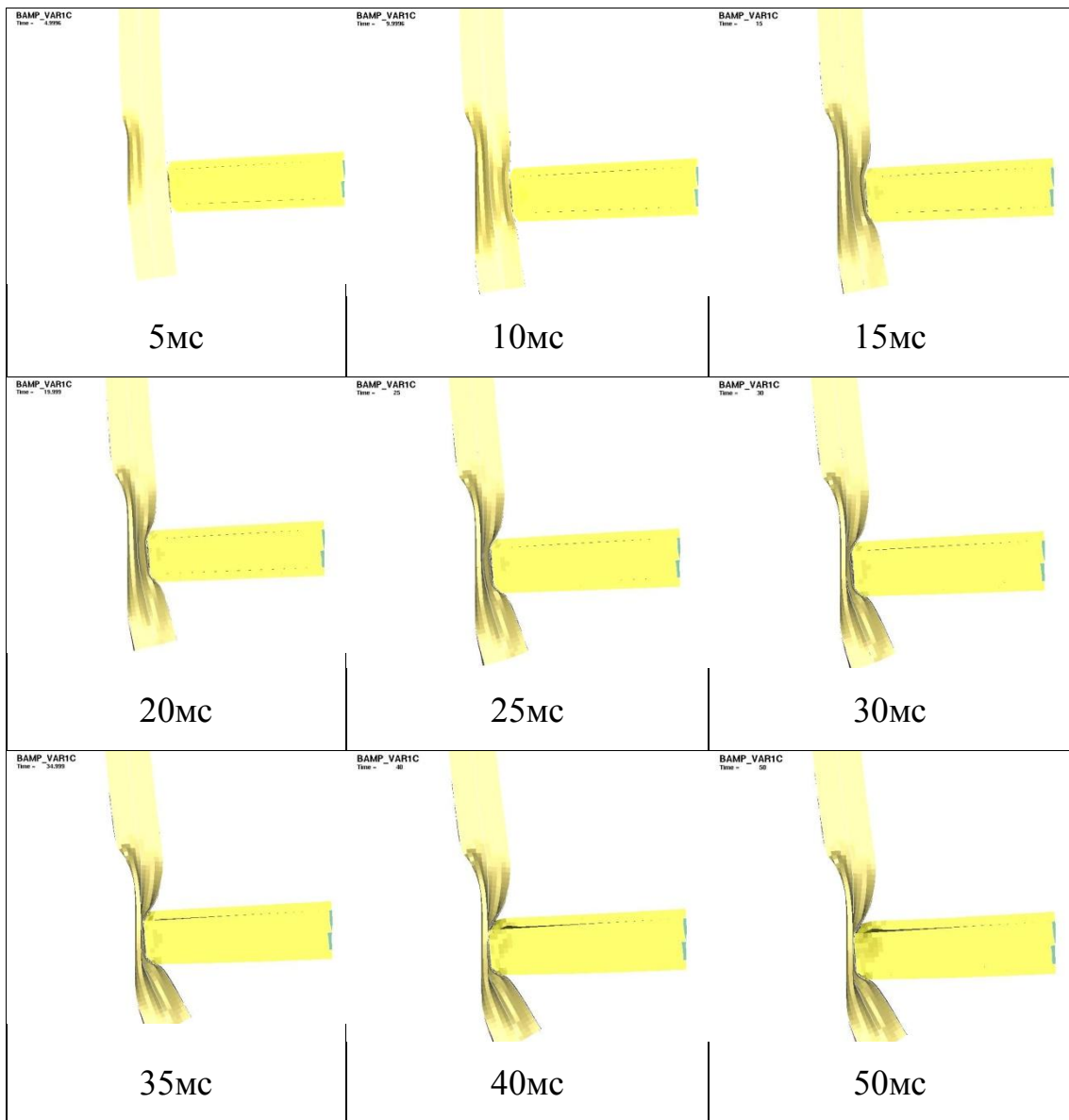


Рисунок 2.12 – Динамика деформации балки и лонжерона

Для включения в силовую схему прямой балки бампера была изменена геометрия лонжеронов, поэтому произвести объективную сравнительную оценку энергопоглощения сложно (рисунок 2.13).

Момент окончания эффективного энергопоглощения балки определялся по изменению энергопоглощения лонжеронов. Энергия, погашенная изогнутой балкой – $E(29\text{мс})=6.4\text{кДж}$, энергия погашенная прямой балкой – $E(31,5\text{мс})=6.6\text{кДж}$.

На рисунках 2.14 и 2.15 показаны диаграммы поглощенной балками энергии в зависимости от времени и деформации балки. Общая

энергоемкость выше у изогнутой балки, полезная – у прямой, поэтому дать однозначную оценку изменения энергоемкости нельзя.

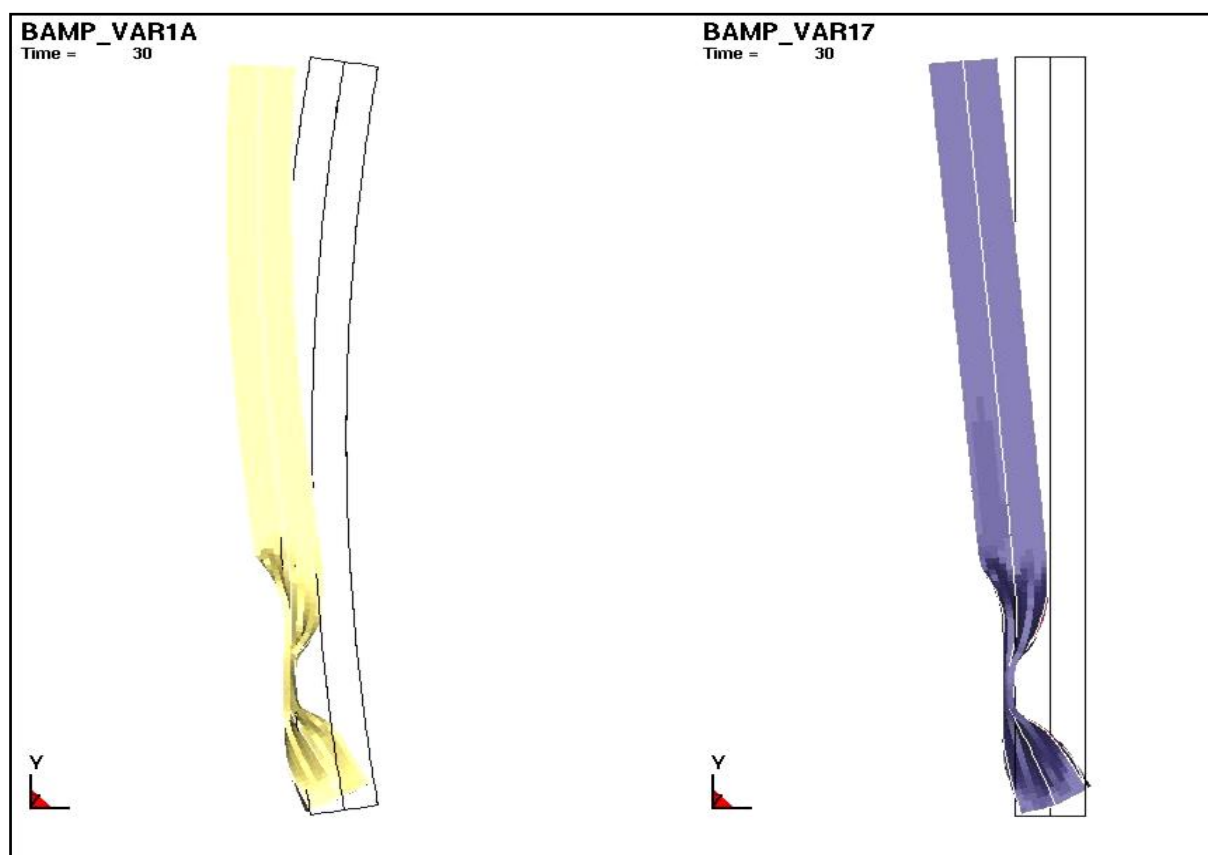


Рисунок 2.13 – Сравнение деформации балок бампера прямой и изогнутой на 30мс

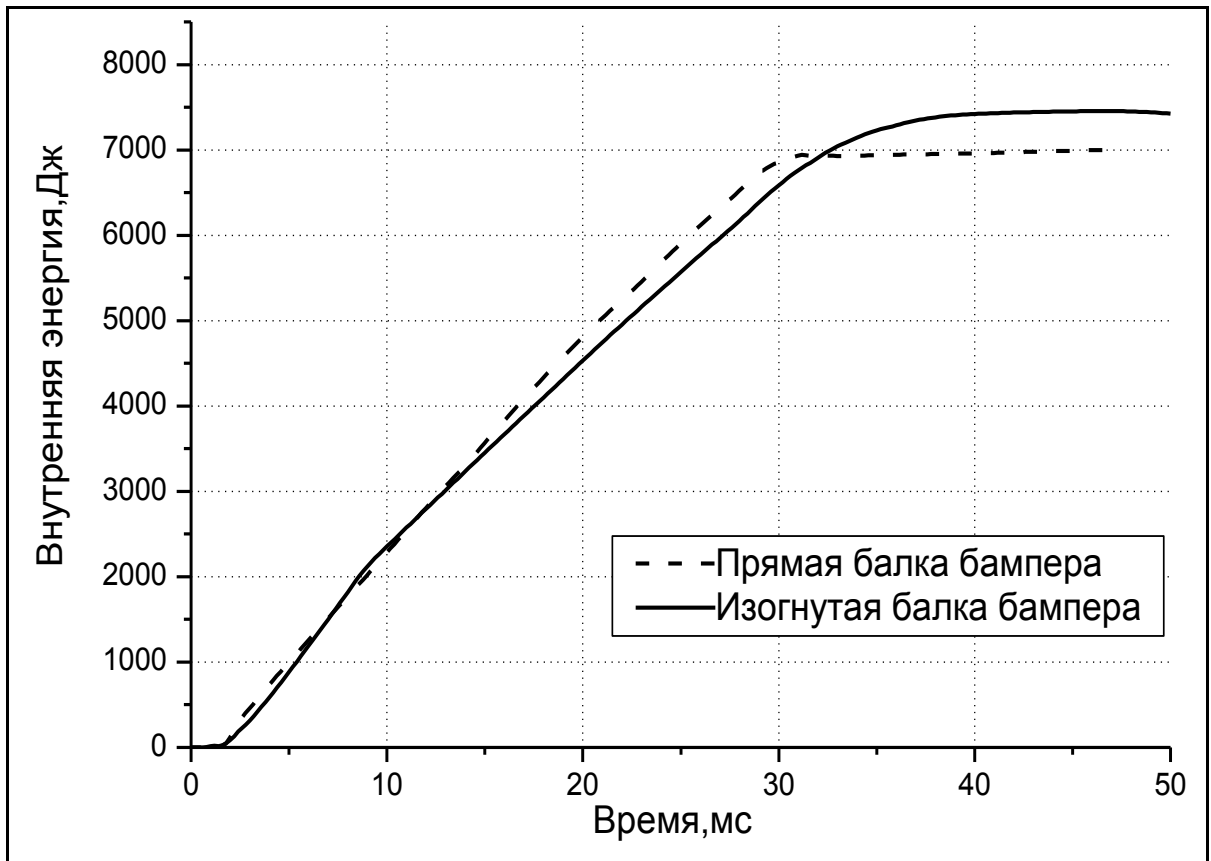


Рисунок 2.14 – Диаграммы энергопоглощения прямой и изогнутой балок

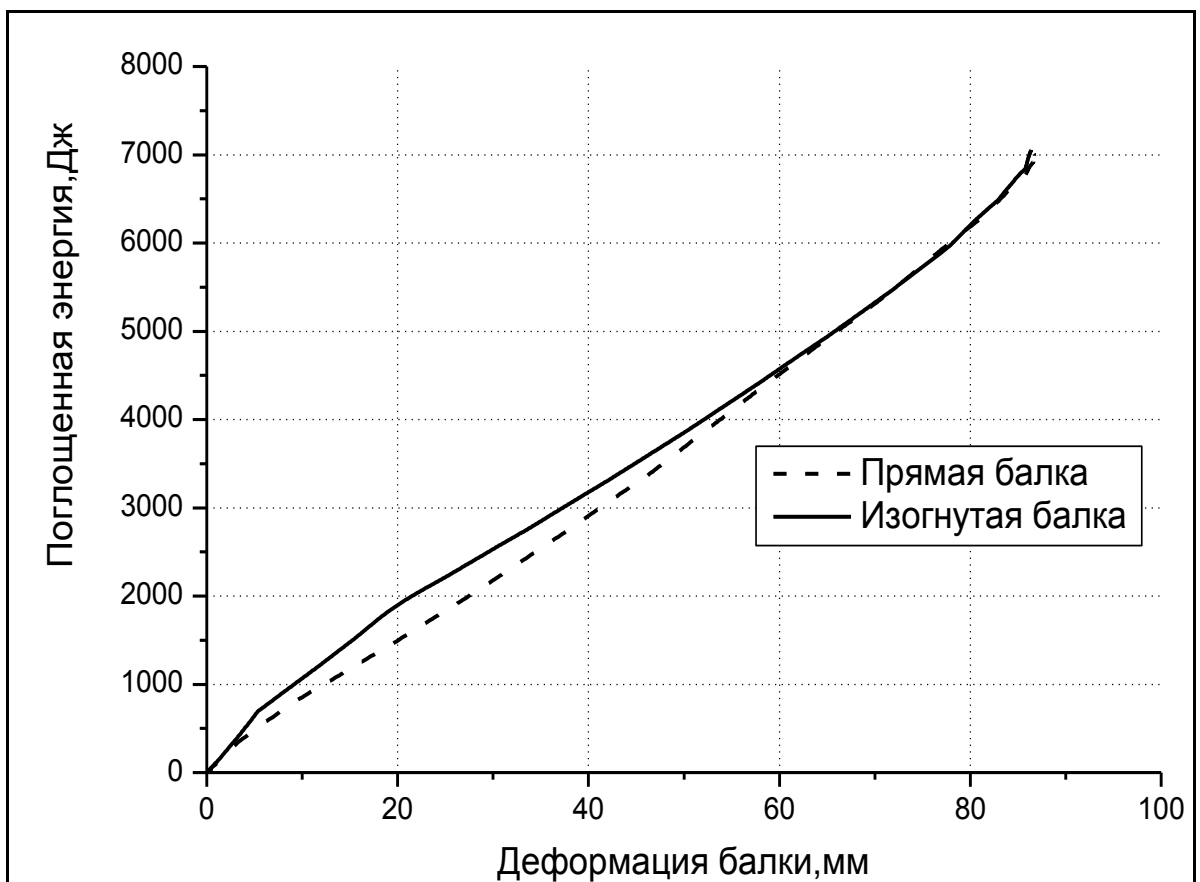


Рисунок 2.15 – Зависимость поглощения энергии от деформации балки

Вывод: данная кривизна балки бампера не оказывает существенного влияния на энергопоглощающие свойства.

По результатам проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- Наибольшей энергоемкостью при толщине стенок 2мм обладает балка типа «а» (рисунок 2.4).
- Самой энергоемкой частью являются внешние горизонтальные ребра;
- Отверстие напротив лонжерона ухудшает поглощение энергии на 17%;
- Использование дополнительного энергогасящего элемента в рамках рассматриваемой конструкции балки неэффективно;
- Наилучшее соотношение толщин ребер балки типа «а» - горизонтальные ребра 2.5мм, вертикальные ребра 2 мм;
- Кривизна балки в рассматриваемой силовой схеме не оказывает влияния на энергопоглощающие свойства.

3 Проектирование силовой схемы автомобиля с учетом бокового удара

Авария, при которой один из автомобилей ударяет своей передней частью другой автомобиль в боковую часть кузова, является одним из наиболее распространенных дорожно-транспортных происшествий. И хотя скорость сближения автомобилей в этом случае меньше, чем при фронтальном столкновении, т.к. один из автомобилей не движется навстречу другому, последствия такой аварии весьма опасны для пассажиров того автомобиля в бок которого происходит удар. Ведь они оказываются непосредственно в зоне удара и не защищены продленными в направлении удара, подобно передним лонжеронам, энергогасящими элементами. В таких условиях к узлам боковины кузова и деталям интерьера, взаимодействующим с пассажирами, предъявляются высокие требования по энергоемкости и деформированию.

Для оценки защищенности водителя и переднего пассажира при ударе в бок применяют методику, разработанную европейским комитетом усовершенствования безопасности автомобилей (EEVC). До 2000 года этой методикой пользовались при испытаниях автомобиля по программе EuroNCAP, не имеющей статуса законодательства и влияющей только на потребительский рейтинг. Но в 2000 году было введено в действие Правило №95 ЕЭК ООН, касающееся удара автомобиля в бок. Без удовлетворения требованиям этого правила автомобиль не будет иметь возможности продаваться, т.к. не пройдет процедуры омологации и сертификации. В нашей стране 01.07.2000 принят ГОСТ Р 41.95-99, который повторяет требования Правила №95 ЕЭК ООН. В недалеком будущем планируется введение в законодательство удара столбом, предъявляющего еще более жесткие требования к защите пассажиров. В настоящее время этот удар как опциональный включен в программу EuroNCAP и уже выполняется многими европейскими автопроизводителями.

На АвтоВАЗе проводились работы по доводке автомобиля ВАЗ для выполнения требований Правила №95. В процессе выполнения этой доводки была создана и опробована методика расчетного сопровождения данного вида испытаний. Накопленный за это время опыт позволяет подобрать для заново проектируемых автомобилей такие элементы и параметры конструкции, которые с запасом обеспечат выполнение всех требований по боковому удару.

В данном разделе:

- рассмотрены требования программы EuroNCAP и европейского законодательства;
- разработана методика применения программы MADYMO для проведения расчетных испытаний автомобиля по удару в бок;
- проведено исследование типовых элементов силовой схемы, влияющих на травмирование манекена на примере удара в бок автомобиля ВАЗ;
- разработана и сертифицирована математическая модель деформируемого барьера для проведения расчетных испытаний автомобиля в программе LSTC Ls-Dyna;
- проведен расчет и сравнение с натурными испытаниями удара в бок существующей дискретной модели автомобиля ВАЗ 2123 и выданы рекомендации по дальнейшей валидации модели.

3.1 Описание методики испытаний автомобиля по программе EURONCAP

Перед испытанием в емкости автомобиля должны быть залиты жидкости, по массе соответствующие их максимальному уровню. Кроме того, на автомобиле должно быть установлено запасное колесо, а также набор инструмента, поставляемый вместе с автомобилем. Это «снаряженная масса автомобиля».

Давление в шинах автомобиля должно соответствовать давлению, рекомендуемому заводом – изготовителем для половинной нагрузки автомобиля.

В багажнике автомобиля установить бортовое оборудование для снятия данных. Установить кабели и источники энергии.

На автомобиле должна быть нанесена специальная маркировка EuroNCAP. Можно добавить регистрационную маркировку испытания, принятую в данной лаборатории при условии, что она не отвлекает внимание от маркировки EuroNCAP.

Точка «R».

Положение точки R задает завод – изготовитель. Эта точка используется для ориентации барьера относительно автомобиля при ударе.

На переднем сиденье водителя должен быть расположен манекен EuroSID-2. Он должен соответствовать требованиям, изложенным в документе TRANS-WP29-GRSP-2002-11e, представленного на GRSP 13-17 мая 2002 (31 сессия). Манекен должен быть одет в резиновую одежду, закрывающую плечи, туловище, верхние части рук, брюшную полость, позвоночник и верхнюю часть таза. На ногах манекена должны быть надеты облегчающие хлопчато-бумажные трикотажные штаны, закрывающие икры.

На заднем сиденье за водителем должен располагаться манекен полуторагодовалого ребенка (TNO/Ogle P1^{1/2}) в соответствующей детской удерживающей системе.

На заднем сиденье за пассажиром должен располагаться манекен трехлетнего ребенка (TNO P3) в соответствующей детской удерживающей системе. Каждый манекен ребенка должен быть одет в облегчающую хлопчатобумажную трикотажную одежду.

Все манекены должны быть сертифицированы в соответствии с процедурой, изложенной в TRANS-WP29-GRSP-2002-11e.

Перед испытанием вся измерительная аппаратура должна быть прокалибрована. Все датчики должны устанавливаться в соответствии с процедурой, изложенной в SAE J211. Правило знаков для ориентации датчиков установлено в SAE J211.

Автомобиль должен быть оборудован акселерометрами на стойке В со стороны не подверженной удару. Акселерометры должны быть установлены в боковом направлении A_y .

Тележка должна быть оборудована акселерометрами, расположенными в центре тяжести. Акселерометры должны быть установлены в направлении вперед/назад (A_x).

Съемка испытаний.

Для съемки и записи испытания применяют несколько высокоскоростных видеокамер.

На тележке должен быть установлен деформируемый барьер и вентиляционная рама соответственно с характеристиками Приложения 5 Правила R95 ЕЭК ООН (защита при боковом ударе).

Фотографирование.

Перед проведением испытания и после него необходимо сделать фотографии барьера, автомобиля и положения манекенов в салоне автомобиля.

Для оценки степени защиты водителя и пассажиров в автомобиле рассчитывают следующие критерии травмирования.

Голова

Результирующее ускорение головы A_R :

$$A_R = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2}$$

Критерий травмирования головы (НІС) рассчитывается по формуле (3.1)

$$\text{НІС} = (t_2 - t_1) \left[\frac{\int_{t_1}^{t_2} A_R * dt}{(t_2 - t_1)} \right]^{2.5} \quad (3.1)$$

Максимальное значение НІС выбирается для любого промежутка времени $(t_2 - t_1)$ до 36 миллисекунд.

Максимальная величина результирующего ускорения A_R в течение суммарного промежутка времени 3 мс.

Ребра.

Определяется максимальное значение сжатия грудной клетки D_{rib} для всех трех ребер.

По формуле (3.2) определяется критерий вязкости (VC):

$$\text{VC} = V * C \quad (3.2)$$

где V – скорость деформации, рассчитываемая как изменение деформации относительно времени по формуле (3.3)

$$V_{(t)} = \frac{8 * \mathbf{P}_{(t+1)} - D_{(t-1)} - \mathbf{P}_{(t+2)} - D_{(t-2)}}{12 \delta t} \quad (3.3)$$

$D_{(t)}$ – мгновенное значение деформации грудной клетки в какой-либо момент времени

δt – временной интервал между значениями $D_{(t)}$.

$C_{(t)}$ – величина сжатия относительно деформации грудной клетки $D_{(t)}$, определенная по формуле (3.4)

$$C_{(t)} = \frac{D_{(t)}}{0.140} \quad (3.4)$$

Критерий вязкости VC рассчитывается в зависимости от времени и определяется максимальное значение.

Брюшная полость.

Максимальное значение общего усилия в брюшной полости как функция от времени.

Таз.

Максимальное боковое ускорение таза.

Лонное сращение.

Максимальное значение бокового усилия, измеренного в области лонного сращения.

3.2 Требования к кузову автомобиля при полномасштабном ударе в бок

Ниже представлены базовые критерии оценки и предельные значения по каждому из них. Если для какой – то части туловища применяется сложный расчетный критерий, то в качестве граничного значения этого оценочного критерия принимают его нижнее результирующее значение.

Голова.

Автомобили, оборудованные подушкой безопасности для защиты головы при боковом ударе.

Если нет видимого жесткого контакта, оценка равна четырем баллам. Если жесткий контакт имеет место, то применяются критерии оценки, такие же, как для автомобилей, не оборудованных подушкой безопасности.

Производитель имеет возможность провести дополнительное испытание на боковой удар в столб. Если автомобиль будет удовлетворять следующим требованиям, то к общей оценке будут добавлены еще два балла.

HC₃₆ <1000

Результирующее ускорение

в течение 3 мс <80g

Отсутствует прямой контакт головы со столбом.

Автомобили, не оборудованные подушкой безопасности для защиты головы при боковом ударе.

Верхний показатель:

НІС₃₆ 650 (5% риск травмирования)

Результирующее ускорение,
в течение 3 мс 72g

Нижний показатель:

НІС₃₆ 1000 (20% риск травмирования)

Результирующее ускорение,
в течение 3 мс 88g

Грудная клетка.

Оценка основывается на худшем показателе определенного ребра.

Верхний показатель:

Сжатие 22 мм (5% риск травмирования]

Критерий вязкости 0.32 (5% риск травмирования)

Нижний показатель:

Сжатие 42 мм (30% риск травмирования)

Критерий вязкости 1.0 (30% риск травмирования)

Брюшная полость

Верхний показатель:

Общее усилие на брюшной полости 1,0 кН

Нижний показатель:

Общее усилие на брюшной полости 2,5 кН

Таз

Верхний показатель:

Усилие в лобковом сочленении 3,0 кН

Нижний показатель:

Усилие в лобковом сочленении 6,0 кН

(Перелом таза молодых людей)

Корректировка оценки автомобиля в случае бокового удара.

Пластина спины.

Если нагрузка F_y пластины спины превышает 4,0 кН, применяется штраф 2 балла. В пределах от 1,0 кН до 4,0 кН штраф рассчитывается при помощи скользящей шкалы от 0 до 2 баллов.

Верхний показатель:

F_y 1,0 кН

Нижний показатель:

F_y 4,0 кН

Открывание дверей во время удара.

Если при испытании на боковой удар в барьер или удар в столб открывается дверь, для этого испытания оценка снижается на 1 балл. Каждая открывшаяся дверь (включая заднюю дверь багажника) снижает счет на один балл.

Концепция: Проводится с целью заверить, что структурная целостность автомобиля сохранится во время испытания. Главный принцип – снизить до минимума риск выброса пассажиров из машины.

Определение открывшейся двери: Дверь считается открывшейся, если выполнено любое из следующих условий:

замки полностью открыты, или посредством разъединения их компонентов друг относительно друга, или отделением какой-либо детали замка от структуры, на которую он крепится;

замок отошел от своего полностью запертого положения;

если какая-либо петля отсоединена от кузова или от дверного проема, или разрушена вследствие своей внутренней поломки;

если имеет место потеря структуры между петлями и замками;

если происходит поломка двери или петель во время проведения испытания двери на открывание после удара, имитируя нагрузку от пассажира, которая может оказывать такое же влияние.

Усилие открывания дверей.

Осуществляется проверка на возможность открывания дверей на стороне автомобиля, не подвергшейся удару. Двери со стороны автомобиля, не подвергшейся удару, должны открываться. Двери со стороны удара не открыты.

Удар в столб.

Если подушка безопасности, защищающая голову, не раскрылась должным образом, как было заложено конструктивно, снимают один балл.

Визуальное представление оценки автомобиля.

Уровень защиты каждого участка тела взрослых пассажиров представлен визуально, в виде покрашенных в разные цвета участков тела на схеме манекена. Цвет назначается на основе суммарного количества баллов, (округленных до второго знака после запятой) присвоенных для каждого участка тела:

Зеленый	4,00	балла
Желтый	2,67 – 3,99	балла
Оранжевый	1,33 – 2,66	балла
Коричневый	0,01 – 1,32	балла
Красный	0,00	балла

Способ презентации результатов испытания на удар в столб:

Успешное прохождение испытания на удар в столб отмечается зеленой звездочкой, нарисованной на голове водителя для бокового удара.

Если при испытании на удар в столб показатели были на грани допустимых, на голове водителя для бокового удара рисуют желтую звездочку.

Если автомобиль не удовлетворил требованиям на удар в столб, на голове водителя для бокового удара рисуют пустую звездочку.

Автомобиль, который не проходил испытания на удар в столб, не получает никаких дополнительных знаков на схемах.

3.3 Разработка математической модели манекена

Для определения критериев травмирования манекена используется специализированная программа MADYMO. В этой программе имеется библиотека моделей различных манекенов, использующихся для испытаний по европейским правилам. А поверхности автомобиля с которыми взаимодействует манекен в процессе удара требуется построить самим пользователям программы. Существуют две возможности описать поверхности интерьера автомобиля: простыми поверхностями (плоскость, эллипсоид, цилиндр) и как конечно-элементные поверхности.

На примере расчетов удара в бок автомобиля ВАЗ было проведено сравнение обоих методов описания интерьера.

Модель поведения манекена во время бокового столкновения автомобиля о деформируемый барьер была разработана при помощи программного продукта MADYMO. На рисунке 3.1 показана базовая модель в начальный момент расчета.

Из имеющейся базы данных MADYMO по манекенам была выбрана модель манекена для бокового удара “Eurosid-1”.

На этом этапе интерьер автомобиля был смоделирован при помощи примитивных поверхностей, повторяющих форму поверхности обивки боковой двери автомобиля. Кроме того, в модель включена накладка левой средней стойки автомобиля, выполненная в виде плоскости.

Сиденье водителя смоделировано при помощи плоскостей и эллипсоидов.

Жесткости при контакте плоскостей с эллипсоидами манекена представлены таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Жесткости в контакте элементов манекена и интерьера

Наименование контактирующих поверхностей	Жесткость, Н/м
Ребра манекена – верхняя часть обивки двери	0.55 E5
Таз манекена – нижняя часть обивки двери, включающая подлокотник	0.55 E5
Голова манекена – стойка В	4.50 E5
Контакт манекена с плоскостями спинки и подушки сиденья	0.20 E5
Контакт манекена с эллипсоидами подушки сиденья	0.17 E5

В этом случае интерьер автомобиля включает в себя следующие элементы:

- пол автомобиля;
- сиденье водителя;
- обивку передней левой двери;
- стекло передней двери;
- стойку В.

Пол автомобиля представлен в виде неподвижной плоскости, которая служит опорой ступней

Обивка передней левой двери автомобиля выполнена в виде КЭ поверхностей. В процессе удара боковая дверь на разных уровнях деформируется по-разному. Для того, чтобы иметь возможность задать различное перемещение КЭ поверхностей в интересующих нас областях, поверхность обивки двери была разбита на три отдельные КЭ поверхности (рисунок 3.2):

Верхняя КЭ поверхность обивки контактирует с первым и вторым ребрами манекена.

Средняя КЭ поверхность обивки контактирует с третьим ребром манекена.

Нижняя КЭ поверхность контактирует с тазом, левым бедром и левой голенью манекена. Контактная жесткость поверхности с тазом манекена представлена в таблице 3.3.

Геометрия каждой поверхности была построена на основе чертежа обивки передней двери левой (2110-6102013).

Стекло передней двери также смоделировано в виде КЭ поверхности. Описаны контакты поверхности стекла с левым плечом и левой рукой манекена, а также с головой манекена. Однако, при испытании контакта головы манекена со стеклом не было. Контактная жесткость стекла с элементами манекена представлена в таблице 3.3.

Стойка В также представлена в виде КЭ поверхности. Для построения геометрии поверхности была использована математическая модель детали. Характеристика жесткости стойки В при контакте с головой манекена представлена в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Жесткости в контакте элементов манекена и деталей интерьера, выполненных в виде КЭ поверхностей

Наименование контактирующих поверхностей	Жесткость, Н/м
Контакт стекло – плечи манекена	1.50 E5
Контакт стойка В – голова манекена	4.50 E5
Контакт нижняя часть обивки двери – таз манекена	0.72 E5

Все эти показатели, представленные в таблице, подобраны таким образом, чтобы обеспечить совпадение результатов испытаний с результатами расчета для ускорений головы и таза манекена.

Поскольку в MADYMO моделирование контактного взаимодействия КЭ поверхности с эллипсоидом имеет определенные ограничения, не удалось подобрать таких функций жесткости в контакте ребер с обивкой двери, которые бы позволили приблизить расчетные показатели деформации ребер и критериев вязкости ребер к показателям, полученным из испытаний. При попытке снизить жесткость в контакте, величина проникновения эллипсоидов ребер манекена в КЭ поверхность превышала размер полуоси

эллипсоида ребра (25 мм), что влекло за собой “втягивание” эллипсоида во внутрь поверхности. И, соответственно, модель вела себя некорректно. Кроме того, величина проникновения ребер манекена в обивку двери, 25 мм и выше, не соответствует действительности.

Чтобы устранить этот недостаток, пришлось усложнить модель контактного взаимодействия.

Контактирующий с эллипсоидом ребра манекена участок обивки и двери автомобиля состоит из двух тел. Схема модели контакта показана на рисунке 3.1.

Первое тело связано с дверью автомобиля, ему сообщается движение двери в процессе удара. Масса и инерционные характеристики данного тела не имеют значения, т.к. движение тела строго задано.

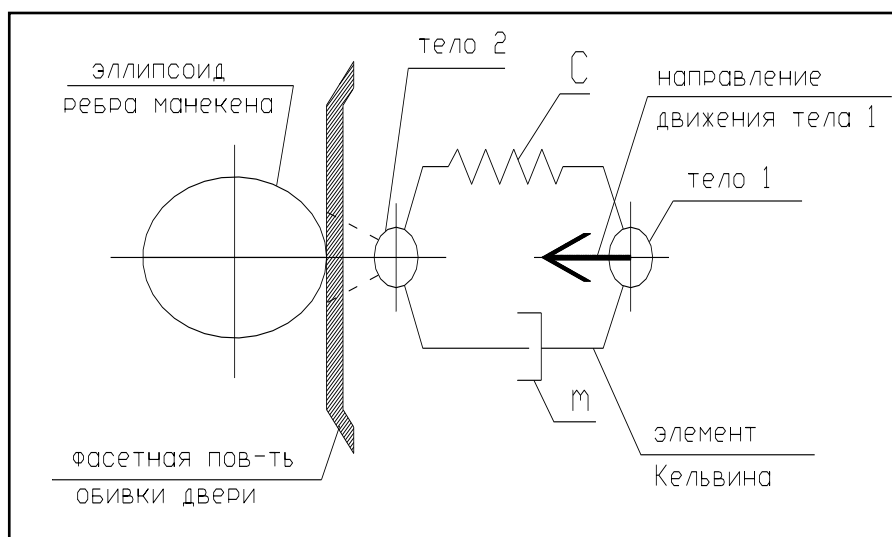


Рисунок 3.1 – Схема модели контакта эллипсоида ребра манекена с КЭ поверхностью

Второе тело связано с КЭ поверхностью обивки двери, которая вступает в непосредственный контакт с эллипсоидом манекена.

Между первым и вторым телами расположен так называемый элемент Кельвина, имеющий жесткость C и вязкость μ .

Движение второго тела определяется движением первого тела и взаимодействием с элементом Кельвина с одной стороны, а с другой стороны взаимодействием с эллипсоидом ребра манекена.

При такой схеме тело 1 через элемент Кельвина толкает тело 2. Когда тело 2 начинает взаимодействовать с эллипсоидом, пружина элемента Кельвина сжимается, отодвигая связанную с телом 2 КЭ поверхность. Демпфер элемента Кельвина гасит колебания тела 2. В свою очередь, контакт КЭ поверхности с эллипсоидом также имеет определенную жесткость, таким образом, проникновение ребра в поверхность обивки двери имеет место. Но это проникновение достаточно мало, чтобы не позволить ребру “провалиться” сквозь обивку.

Таким образом, жесткость C пружины элемента Кельвина должна быть меньше контактной жесткости обивки и ребра, чтобы устранить провал ребра.

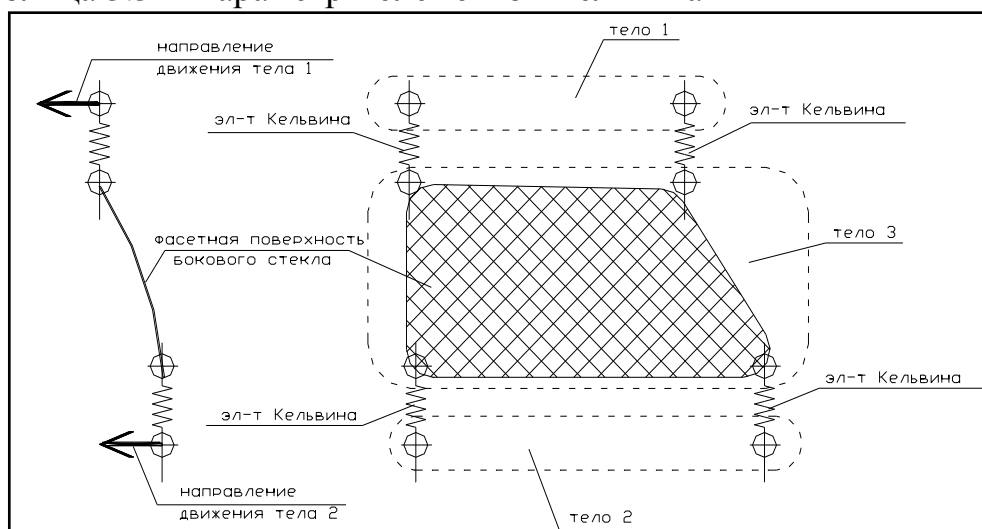
Величина вязкости μ демпфера элемента Кельвина в значительной степени определяет критерий вязкости VC ребра манекена.

Функция жесткости в контакте эллипсоид – КЭ поверхность в значительной степени определяет величину деформации ребра.

Для каждого ребра были созданы свои модели контактного взаимодействия. Соответственно для каждой модели подобраны свои параметры, так, чтобы результаты расчета деформации ребер и критериев вязкости ребер как можно больше были приближены к результатам, полученным из испытаний.

В таблице 3.3.4 представлены параметры элементов Кельвина для каждой части КЭ поверхности обивки двери, контактирующей с определенным ребром манекена.

Таблица 3.3 – Параметры элементов Кельвина



Элемент Кельвина	Жесткость C , Н/м	Вязкость, Н/с
КЭ поверхности 1 ребра	1.0 E4	2500
КЭ поверхности 2 ребра	1.0 E3	600
КЭ поверхности 3 ребра	0.8 E4	800

Стекло и стойка В в процессе удара движутся не только поступательно вдоль оси Y, но и поворачиваются относительно оси X. Поскольку эти КЭ поверхности довольно жесткие, то поворот относительно оси X можно смоделировать, описав движение нижнего и верхнего края поверхностей.

На рисунке 3.2. схематично представлена модель движения стекла. Модель состоит из трех тел. Телам №1 и №2 задается перемещение вдоль оси Y. Тело №3 связано с телами 1 и 2 четырьмя элементами Кельвина. Жесткость этих элементов должна быть очень высокой. В модели жесткость равна 1.0 E9 Н/м. КЭ поверхность стекла прикреплена к телу 3.

Для того, чтобы элементы Кельвина не искажали картину движения, они должны быть расположены как можно ближе к краям фасетной поверхности. Кроме того, точки, в которых этот элемент крепится к разным телам, должны быть расположены как можно ближе друг к другу, но не совпадать.

Такая модель выглядит довольно громоздко, но она позволяет достаточно точно передать движение фасетной поверхности.

Рисунок 3.2 – Схема модели движения КЭ поверхности

Базовая модель поведения манекена была разработана путем приближения результатов расчета к результатам испытаний автомобиля ВАЗ на боковое столкновение согласно Директиве ЕС 96/27. Номер удара 435.

На поведение манекена в автомобиле влияет движение сиденья, обивки двери и стойки В относительно автомобиля.

Функции перемещений в зависимости от времени для этих элементов получены из результатов расчета деформации кузова автомобиля ВАЗ при боковом ударе при помощи программы LSTC LS-DYNA.

Однако, ввиду того, что расчет деформации кузова был произведен на модели, не включающей в себя сиденье, его перемещение было задано из результатов испытаний.

Остальные элементы интерьера были разбиты на группы, таким образом, чтобы каждая группа контактировала с определенными частями манекена (таблицы 3.1 и 3.2).

Движение групп элементов (плоскостей и эллипсоидов) определялось перемещением того узла КЭ модели кузова, который наиболее точно передавал характер движения данного участка интерьера автомобиля и находился в пределах пятна контакта с определенным эллипсоидом манекена.

Так, движение обивки задано перемещением двух узлов КЭ модели кузова, один на верхней части обивки в области контакта ее с ребрами (рисунок 3.4), другой – на нижней части обивки, в области контакта подлокотника с тазом манекена.

Движение стойки В определили при помощи перемещений узла КЭ модели, расположенного на стойке в области ее контакта с головой манекена (рисунок 3.4).

При использовании КЭ поверхностей движение каждой поверхности обивки определялось перемещением узла конечно-элементной модели

кузова, который наиболее точно передавал характер движения данного участка интерьера автомобиля и находился в пределах пятна контакта с определенным эллипсоидом манекена.

Движение КЭ поверхности стойки В определили при помощи перемещений узлов конечно-элементной модели, расположенных на верхней и нижней части стойки. Движение стекла двери задано при помощи перемещений двух узлов конечно-элементной модели, находящихся на верхней и нижней кромке стекла.

Жесткости контактного взаимодействия элементов интерьера с манекеном представленные в таблицах 3.1 и 3.2, были подобраны так, чтобы критерии травмирования – деформация ребер, критерий вязкости VC , а также ускорение головы манекена при ударе о стойку и ускорение таза манекена при ударе о подлокотник, как можно больше соответствовали величинам, полученным во время испытаний.

Результаты базового расчета в сравнении с результатами испытаний критериев травмирования представлены в таблице 3.4.

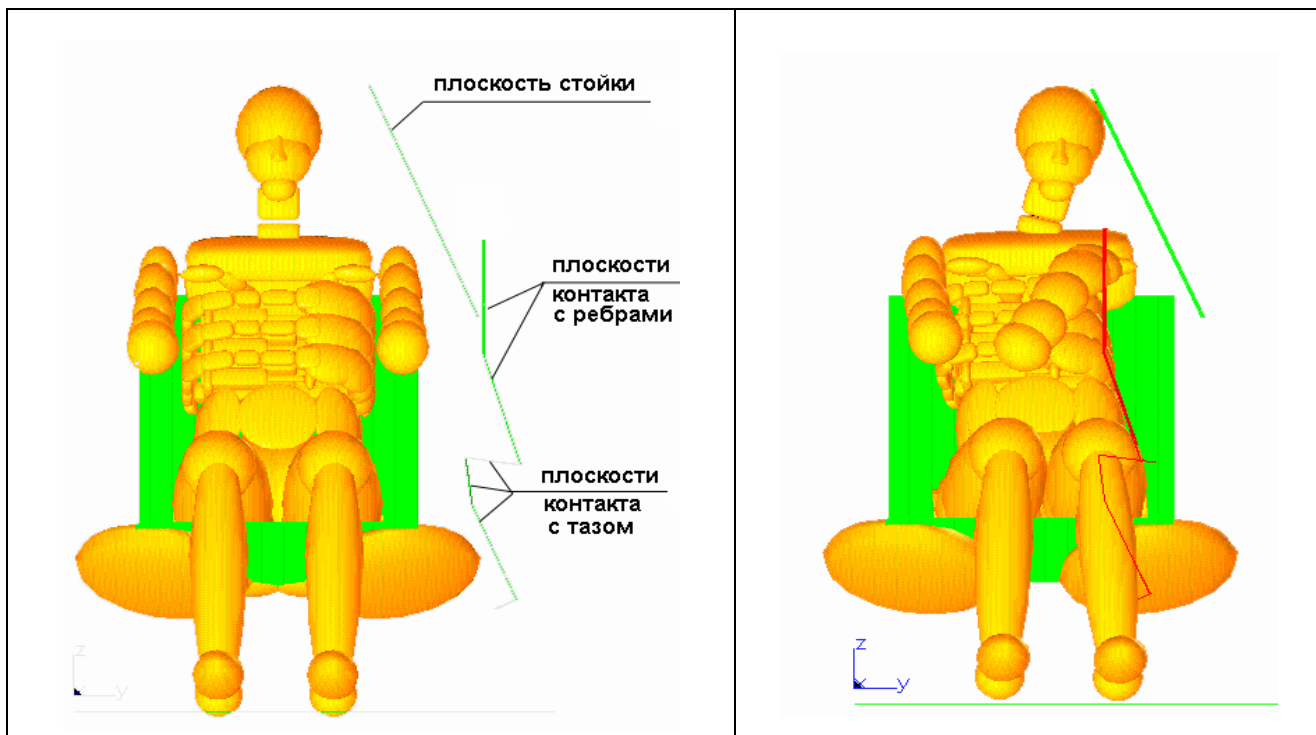
Таблица 3.4 – Результаты испытаний и базового расчета

Критерий травмирования	Испытание	Базовый расчет с простыми поверхностями / Погрешность		Базовый расчет с КЭ поверхностями / Погрешность	
Деформация 1 ребра, мм	52	55	-6%	52	0%
Деформация 2 ребра, мм	44	43	+2%	44	0%
Деформация 3 ребра, мм	42	39	+7%	41	+2%
VC 1 ребра	2.1	2.1	0%	2.0	+5%
VC 2 ребра	1.5	1.2	+1%	1.6	-9%
VC 3 ребра	1.3	1.3	0%	1.2	+10%
Ускорение головы, м/с ²	1105	1010	+9%	1065	+4%
Ускорение таза, м/с ²	860	873	-2%	859	0%
НІС	395	550	-39%	552	-40%

Как видно из таблицы 3.4, базовая модель довольно точно соответствует образцу. Максимальная погрешность не превысила 10%. Модель с КЭ поверхностями по деформации ребер и ускорениям головы и таза более точно соответствует образцу.

На рисунках 3.3б, 3.4б и 3.5 показано положение манекена в момент удара о стойку В (40 мс) в моделях расчетов и снятое скоростной видеокамерой во время испытания. Как видно из рисунков, расчетное и реальное взаимное движение интерьера и головы манекена совпадают.

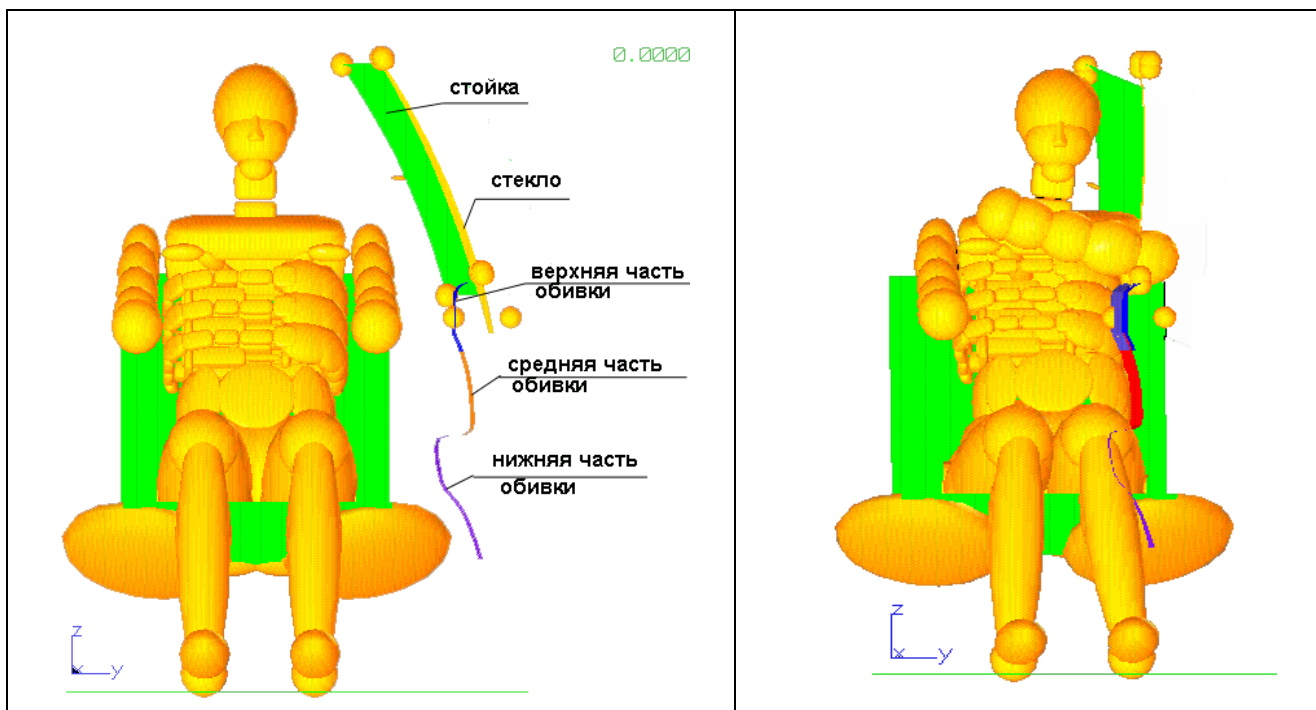
Однако, слабое место модели – движение головы манекена. Расчетные модели показали завышенную величину критерия травмирования НІС. Это, в основном за счет ускорения головы по осям X и Z. В дальнейшем нужно работать над уточнением геометрии КЭ поверхности стойки В, а также, возможно ввести в модель подголовник.



а) исходное состояние

б) момент удара головы о стойку В 40мс

Рисунок 3.3 – Модель манекена с примитивными поверхностями интерьера



а) исходное состояние

б) момент удара головы о стойку В 40мс

Рисунок 3.4 – Модель манекена с КЭ поверхностями интерьера

В результате проведенной работы была разработана методика моделирования движения элементов интерьера автомобиля, выполненных в виде КЭ поверхностей. Для описания движения КЭ поверхностей были использованы результаты конечно-элементного расчета кузова автомобиля при боковом ударе о деформируемое препятствие.



Рисунок 3.5 – Движение манекена во время испытания. 40мс

3.4 Исследование факторов, влияющих на травмирование манекена при боковом ударе автомобиля

Целью данной работы является оценка влияния различных конструктивных изменений элементов боковины кузова автомобиля, а также элементов интерьера на степень травмирования манекена при боковом ударе деформируемым барьером.

В последнее время была проведена работа по доводке автомобиля ВАЗ с точки зрения безопасности водителя при боковом ударе автомобиля.

Была проведена конструктивная проработка различных деталей кузова, влияющих на его жесткость. При помощи конечно-элементной модели кузова автомобиля были рассчитаны деформации салона.

Поскольку автомобиль ВАЗ четырехдверный, на травмирование манекена при боковом ударе оказывает влияние не только деформация передней двери, но и в большей мере, деформация средней стойки В. Следовательно, при рассмотрении поведения манекена при боковом ударе нужно обратить внимание на следующие факторы:

- внедрение в салон средней стойки автомобиля;
- деформация передней двери автомобиля;
- геометрические и жесткостные параметры элементов обивки передней двери (подлокотник, подоконный брус);
- скорость удара боковины двери по блоку ребер и по тазу манекена.

Рассмотрим эти факторы подробнее.

При ударе сбоку целостность салона автомобиля в значительной степени зависит от поведения стойки В. Пространство между манекеном и стойкой не достаточно велико, чтобы полностью избежать контакта жесткой структуры стойки с ребрами манекена. Поэтому задача заключается в том, чтобы как можно больше «смягчить» удар стойки по ребрам манекена. Этого можно достичь следующим образом:

- снизить величину внедрения стойки в салон,
- уменьшить жесткость обивки стойки в месте контакта с ребрами,
- снизить скорость удара стойки по ребрам.

Рассмотрим влияние каждого фактора на травмирование манекена.

Внедрение стойки В в салон автомобиля.

При проведении испытаний проводят контроль перемещения стойки В в трех местах:

- в месте соединения стойки с крышей (верх),

- на уровне подоконного бруса передней двери автомобиля (середина),
- в нижней части, на уровне порога пола (низ).

Оценка остаточных деформаций стойки В.

При боковом ударе автомобиля стойка В может деформироваться по-разному. Если деформации выходят за пределы пластических, стойка теряет устойчивость. При этом образуется излом и происходит неконтролируемое внедрение структуры в салон автомобиля. Наиболее неблагоприятная ситуация с точки зрения травмирования ребер манекена складывается тогда, когда потеря устойчивости стойки В происходит в ее средней части.

Как уже отмечалось выше, после испытания проводят замеры остаточных деформаций стойки В в трех точках.

Наиболее интересна с точки зрения травмирования ребер манекена величина внедрения стойки в средней части. Чем больше величина внедрения в этой зоне, тем выше деформации ребер при прочих равных условиях. Кроме того, для оценки влияния деформированного состояния стойки В на травмирование манекена применили параметры углов поворота стойки – общий угол поворота стойки В и угол поворота ее нижней части.

Общий угол поворота стойки характеризует общее распределение деформации боковины автомобиля по высоте.

Угол поворота нижней части стойки характеризует поведение стойки В в средней части. Если при испытаниях имела место потеря устойчивости структуры, этот угол принимает отрицательное значение.

На рисунке 3.7 показаны схемы углов поворота стойки В.

Для того, чтобы записать формулы для расчета вышеописанных углов, введем обозначения:

D_t – деформация верхней части стойки,

D_m – деформация средней части стойки,

D_b – деформация нижней части стойки,

L_t – общая длина стойки В,

L_b – длина нижней части стойки В,

A_t – общий угол поворота стойки,

A_b – угол поворота нижней части стойки.

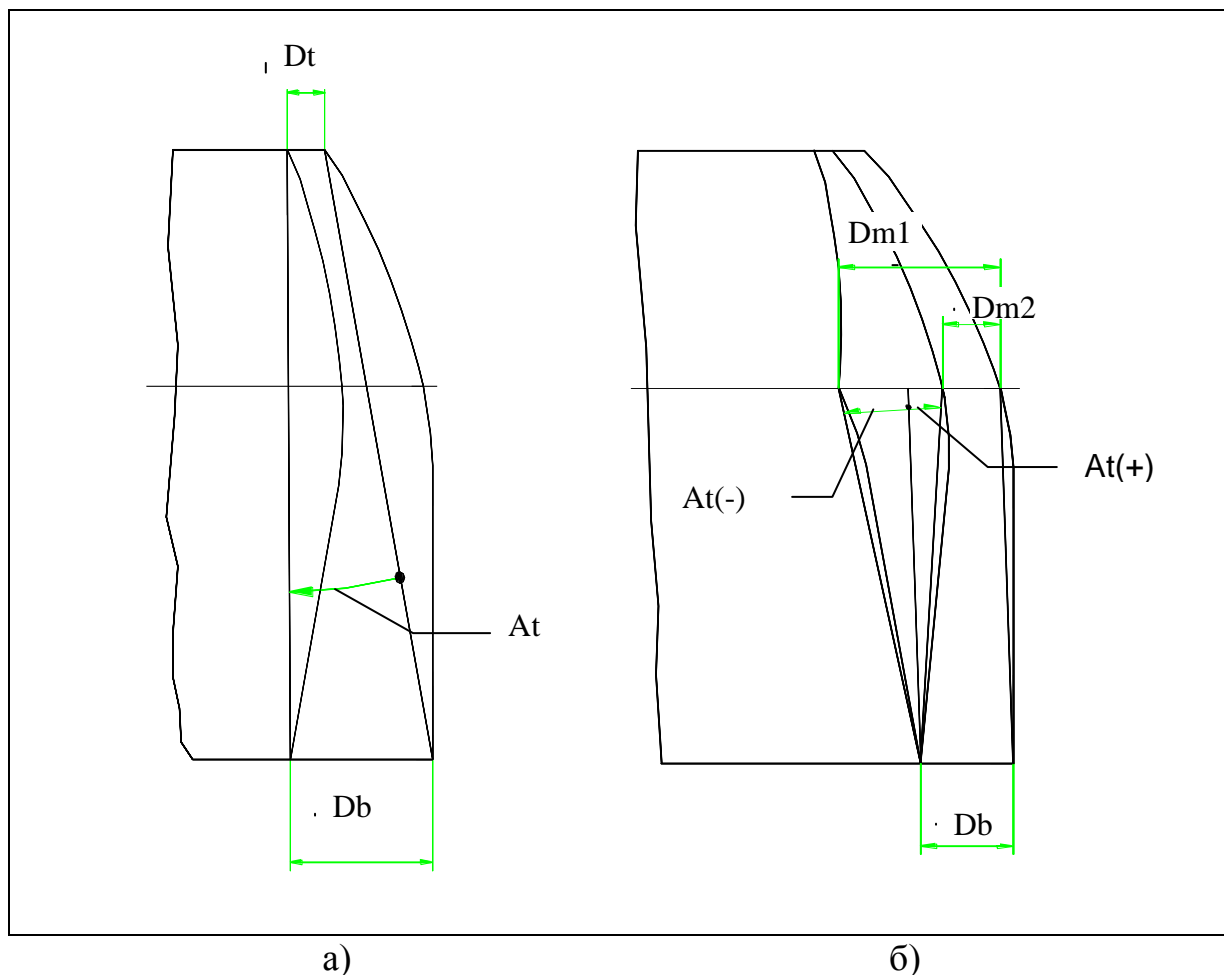


Рисунок 3.7 – Схема углов поворота стойки В

Общий угол поворота стойки:

$$A_t = \arctg ((D_b - D_t)/L_t) \quad (3.5)$$

Угол поворота нижней части стойки:

$$A_b = \arctg ((D_b - D_m)/L_b) \quad (3.6)$$

На рисунке 3.7б показаны два случая деформированного состояния стойки:

1 – случай высокого внедрения средней части стойки ($Dm1$), где имела место потеря устойчивости структуры стойки. Угол A_t отрицательный;

2 – случай небольшого внедрения средней части стойки ($Dm2$) без потери устойчивости. Угол A_t положительный.

Оценка динамического внедрения стойки В.

Акселерометры, установленные на автомобиле, фиксируют абсолютное ускорение соответствующих зон, т.е. ускорение относительно пространства лаборатории.

Внедрение структур автомобиля рассчитывается путем вычитания перемещения акселерометра на стороне, противоположной удару из перемещения акселерометра в интересующей нас зоне, на стороне удара.

Для определения динамического внедрения стойки В в ее средней части использовали показания двух акселерометров – один установлен на стойке в средней ее части, а другой установлен на пороге пола на стороне, противоположной удару.

График внедрения стойки В при одном из ударов автомобиля ВАЗ представлен на рисунке 3.8. Полученные характеристики позволяют определить величину внедрения стойки в момент контакта ее с ребром манекена, а также исследовать интенсивность ее воздействия на верхнее ребро манекена.

На рисунке 3.9 представлен график деформации верхнего ребра манекена. Как видно на графике, контакт стойки с верхним ребром манекена происходит на 28 мс. При этом внедрение стойки составляло 90 мм. Пик деформации ребра наступил на 48 мс. Внедрение стойки в этот момент было 197 мм. Деформация ребра начала снижаться после 58 мс, что соответствует внедрению стойки В 236 мм.

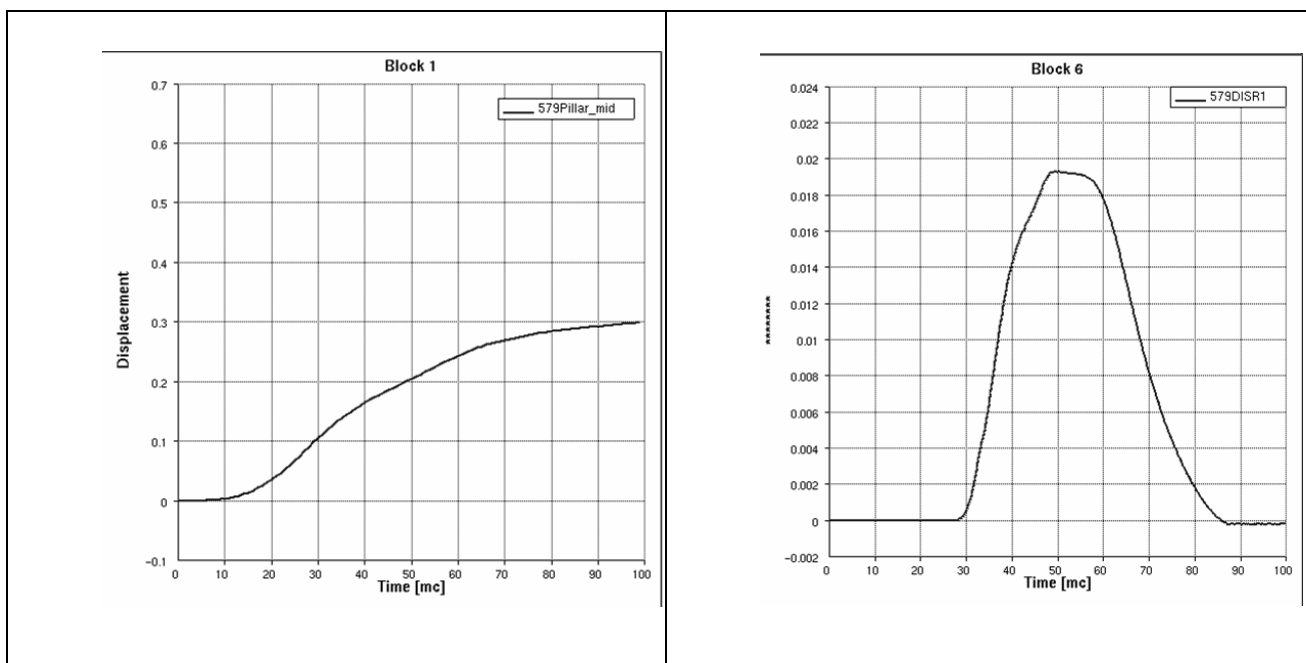


Рисунок 3.8 – Внедрение средней части стойки В

Рисунок 3.9 – Деформация первого ребра манекена

Аналогично определяется величина динамического внедрения стойки В в верхней части.

Оценка динамического перемещения стойки В при помощи видеозаписи.

На Большой катапульте ВАЗа при проведении испытания автомобиля на боковой удар устанавливают две скоростные видеокамеры. Одну на полу лаборатории для записи событий, происходящих снаружи автомобиля со стороны удара, а другую закрепляют на специальном кронштейне на капоте автомобиля для записи деформирования внутренних структур и поведения манекена в процессе удара.

Для одного из ударов видеокамера была установлена на багажнике автомобиля. Это дало возможность отследить перемещение стойки В в процессе удара в нескольких точках. На рисунке 3.10 показана установка автомобиля перед ударом. На стойке В были установлены 4 движущиеся метки, а на зеркале – неподвижная относительно недеформирующейся стороны автомобиля метка, так называемая, базовая.

Для расчета масштаба изображения было измерено расстояние от базовой метки до метки №2 по оси Y автомобиля. Кроме того, было измерено расстояние от видеокамеры до базовой метки и до метки №2.

Таким образом, были рассчитаны внедрения точек в динамике: в верхней части стойки (метка №2), в средней части стойки (метка №3) и в нижней части стойки, у порога (метка №4).

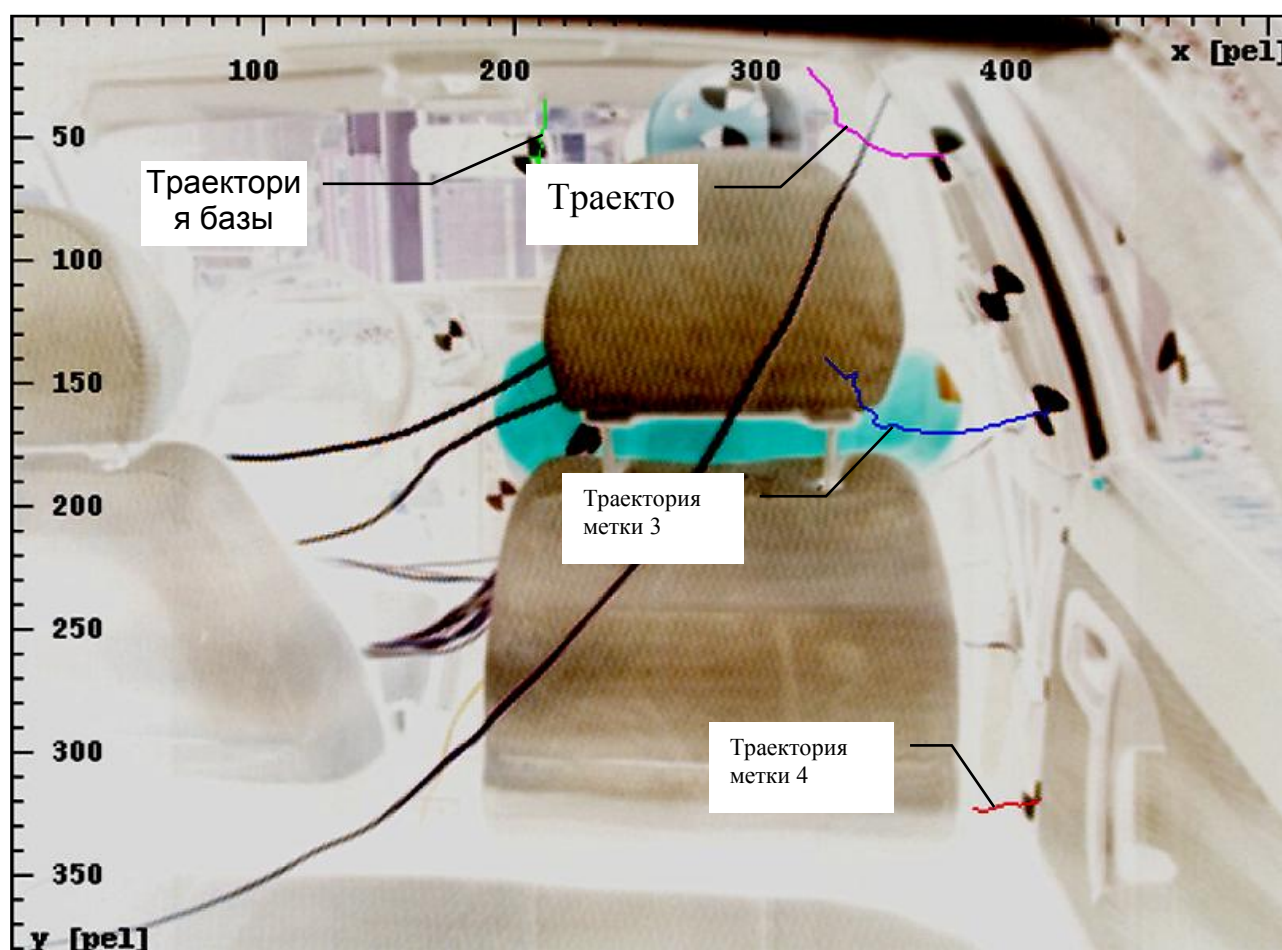


Рисунок 3.10 – Состояние автомобиля в начальный момент удара, 0 мс

Такая технология позволяет получить еще и визуальное представление о взаимодействии манекена с элементами интерьера. На рисунке 3.11 показано положение манекена на 50 мс удара.

Графики перемещения меток представлены на рисунке 3.12.

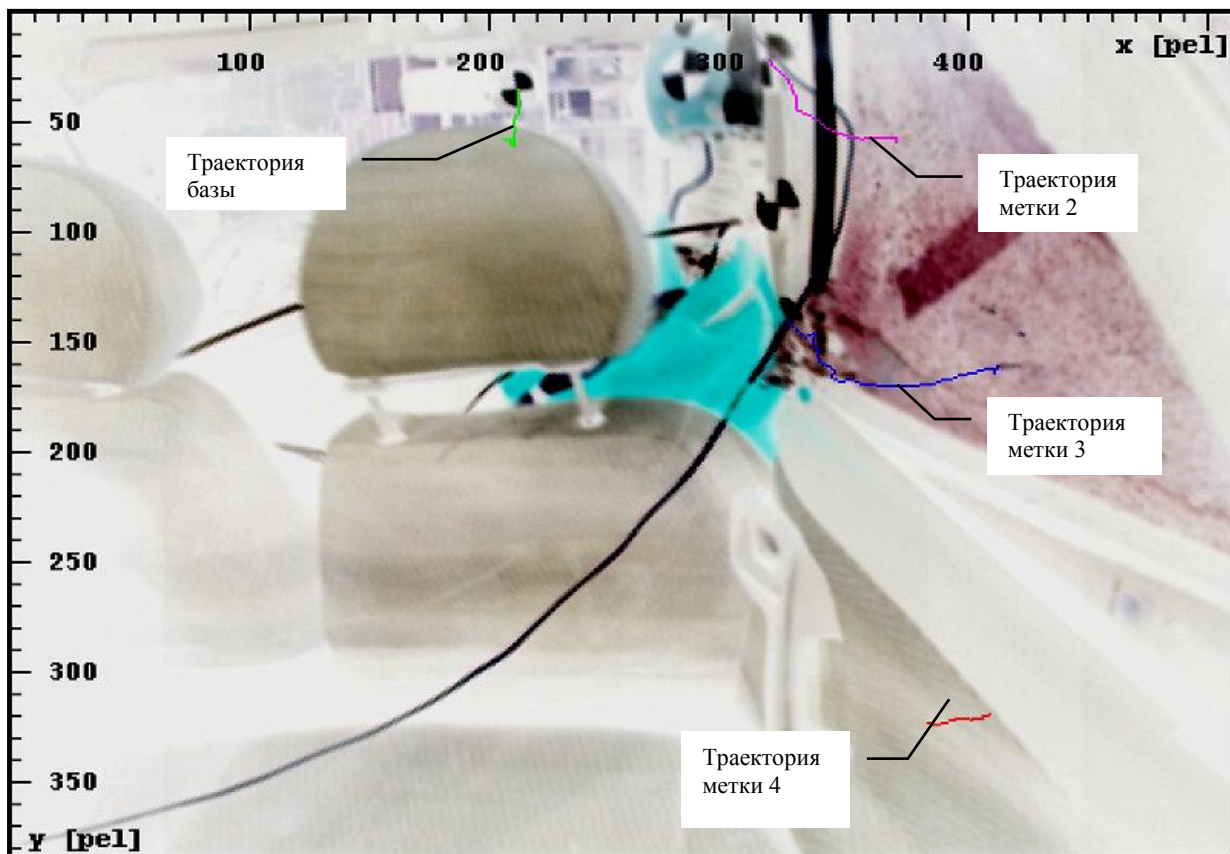


Рисунок 3.11 – Состояние автомобиля на 50 мс удара

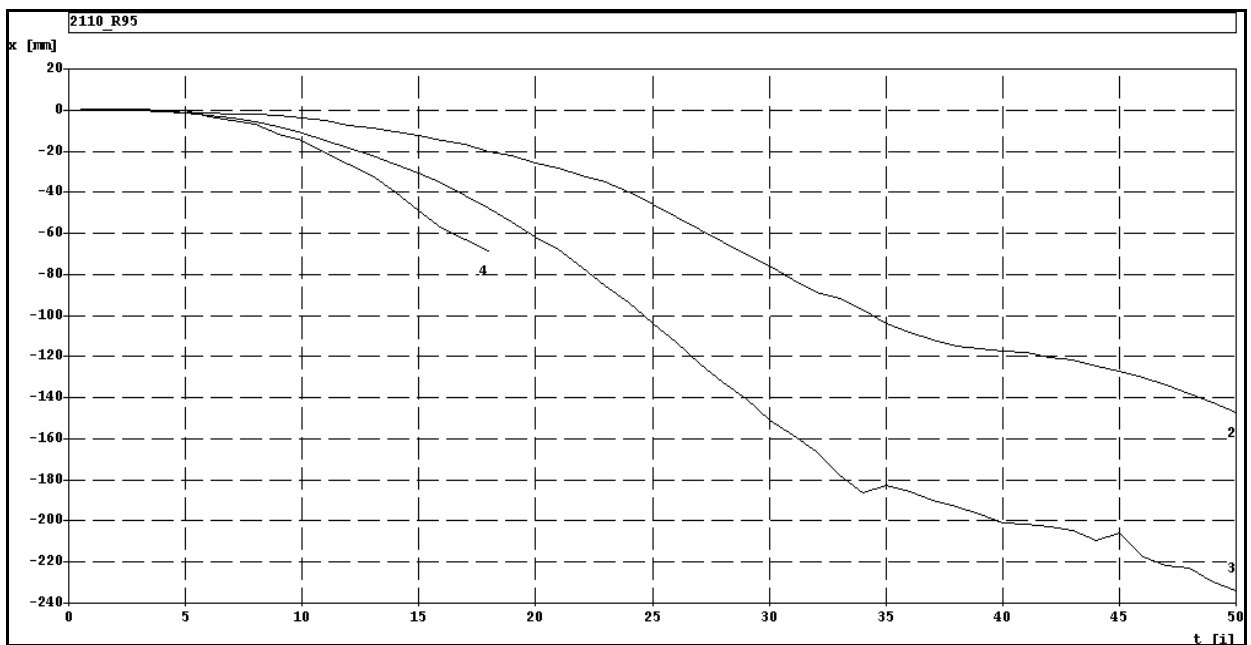


Рисунок 3.12 – Перемещение меток на стойке В в процессе удара

Влияние внедрения стойки В в салон на критерии травмирования манекена.

В данном разделе приведены результаты испытаний автомобилей семейства ВАЗ на боковое столкновение с деформируемым барьером на скорости 50 км/час.

Критерием оценки степени защищенности грудной клетки водителя является деформация первого ребра манекена. Нужно отметить, что первое (или верхнее) ребро манекена нагружается больше, чем два нижних.

На рисунках 3.13 и 3.14 представлены зависимости деформации первого ребра от величины остаточной деформации стойки В в средней части, от общего угла поворота стойки В и от угла поворота низа стойки В.

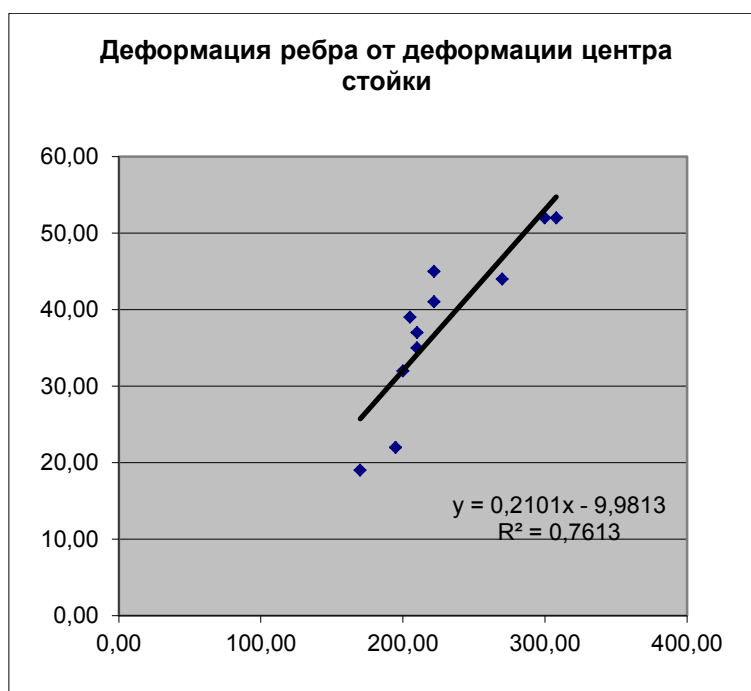


Рисунок 3.13 – Зависимость деформации первого ребра манекена от остаточной деформации средней части стойки В

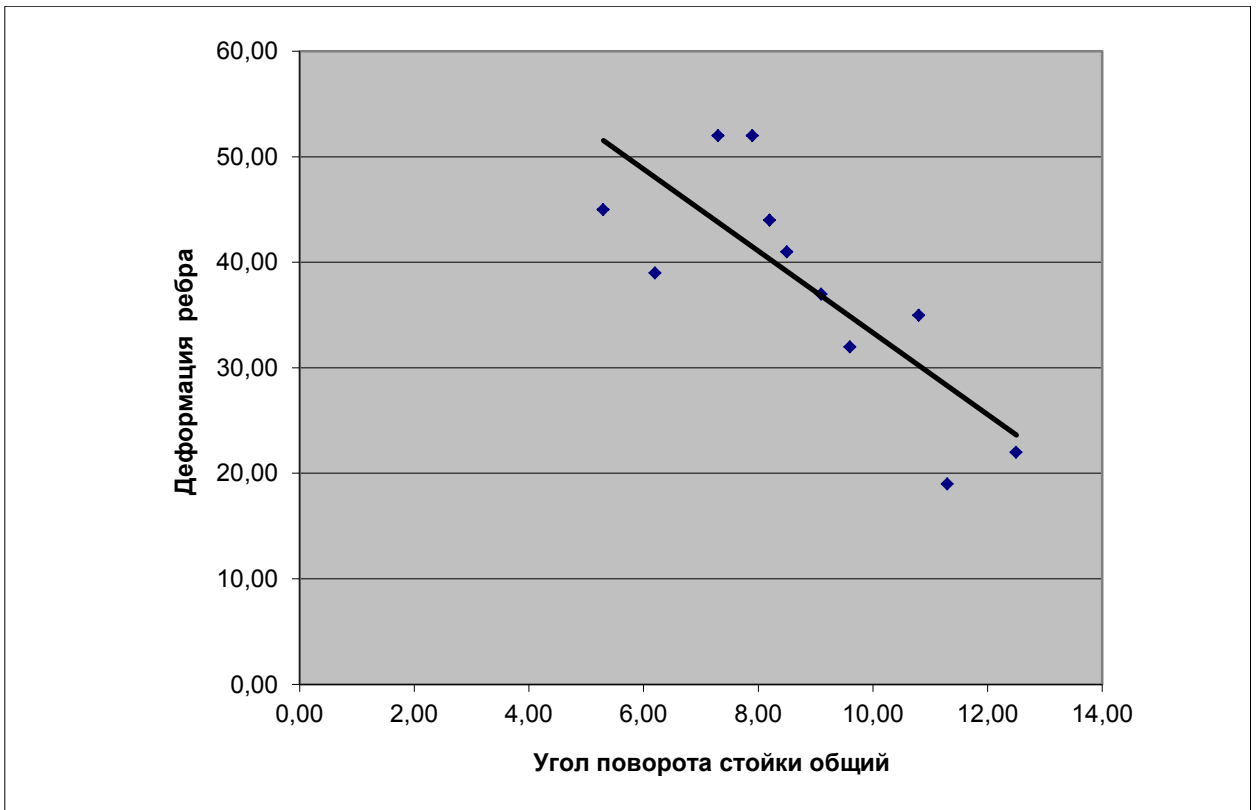


Рисунок 3.14 – Зависимость деформации первого ребра манекена от общего угла поворота стойки В

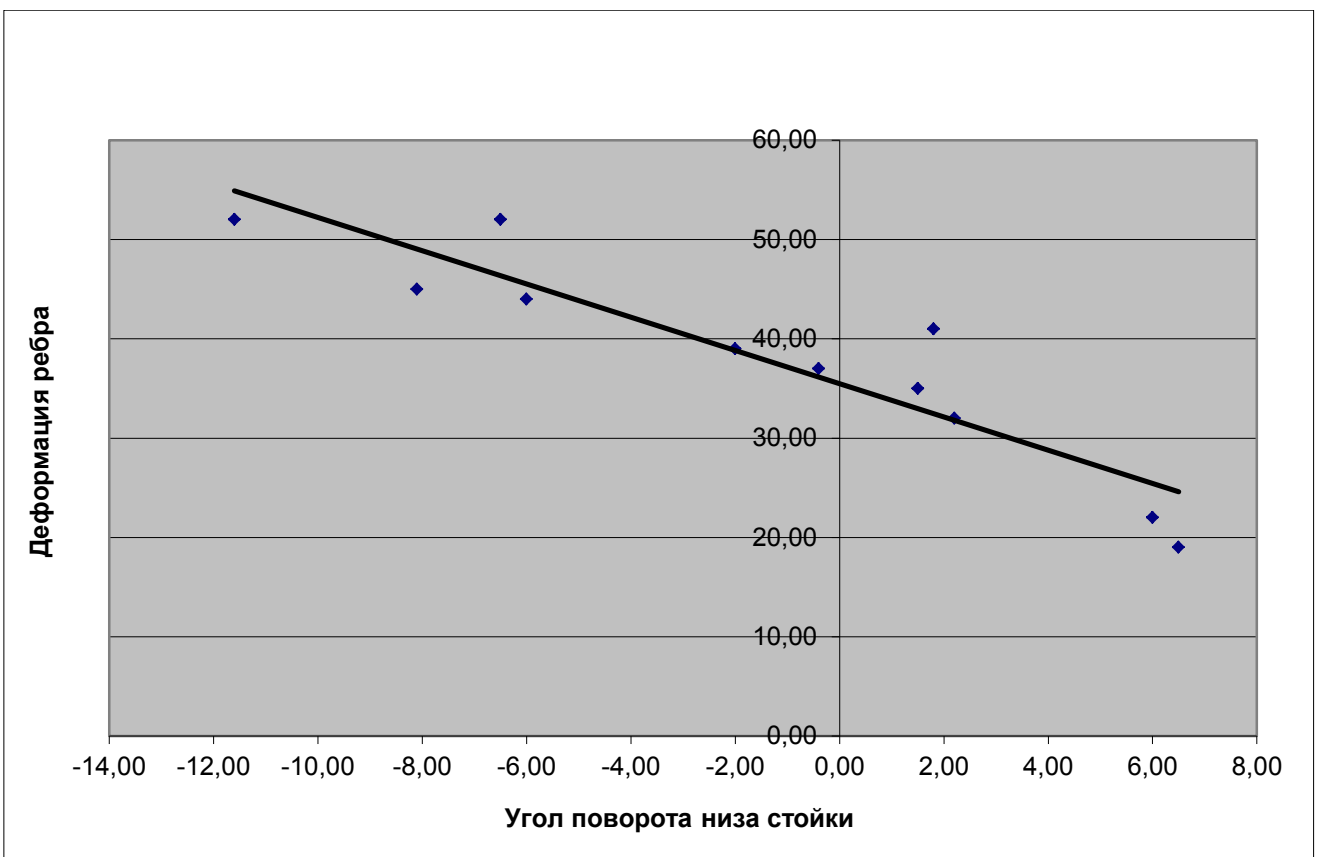


Рисунок 3.15 – Зависимость деформации первого ребра манекена от угла поворота нижней части стойки В

На графиках видно, что все три фактора влияют на деформацию ребер манекена. Особо нужно отметить, что отрицательная величина угла поворота низа стойки указывает на то, что имела место потеря устойчивости стойки В и излом в средней ее части, напротив первого ребра. Разброс точек на графиках произошел вследствие того, что кроме конструктивных изменений, применяемых для усиления боковой структуры автомобиля, при испытаниях применяли другие меры, которые также влияли на показатели травмирования ребер.

Ранее описаны разные мероприятия, которые применялись для усиления стойки В с целью снижения ее внедрения в салон автомобиля во время удара.

Влияние жесткости обивки стойки и подоконного бруса передней двери на критерии травмирования ребер манекена.

В общем случае жесткость поверхности, контактирующей с ребрами, влияет на величину перемещения ребра:

$$\text{Def} = F * k \quad (3.7)$$

где Def – деформация ребра,

F – внешнее усилие, прикладываемое к поверхности контакта,

k – жесткость поверхности контакта.

Усилие, приложенное к поверхности контакта, определяется ускорением барьера и деформацией структуры боковины.

Таким образом, чем выше жесткость поверхности, тем больше величина деформации ребра.

В связи с этим была проведена работа по оценке и поиску величины жесткости поверхностей контакта, а именно – жесткости обивки подоконного бруса двери и жесткости обивки стойки В.

При помощи программного комплекса MADYMO была разработана модель поведения манекена при боковом ударе автомобиля ВАЗ.

В модели были учтены перемещения элементов интерьера во внутрь салона во время удара. Вследствие того, что жесткостными характеристиками элементов интерьера мы не располагаем, эти параметры были определены при валидации модели.

Следует отметить, что толщина обивок подоконного бруса и стойки В небольшая, это не позволяет уменьшить ее размеры. Кроме того, конструкция элементов, находящихся под обивкой, не позволяет применить более мягкий материал. Поэтому в расчетах были использованы варианты с применением дополнительных энергогасящих накладок на поверхности подоконного бруса и стойки В.

Данные изменения не принесли желаемого эффекта, напротив, величина деформации и скорость деформации (VC) увеличились. Это произошло потому, что контакт ребра с обивкой наступил раньше, в тот момент, когда скорость внедрения боковины была выше, а следовательно, и усилие удара также было выше.

Были проведены испытания автомобиля ВАЗ с применением дополнительной мягкой накладки на подоконный брус толщиной 15 мм.

На рисунке 3.16 показана схема обивки двери автомобиля, установленной при ударе автомобиля ВАЗ.

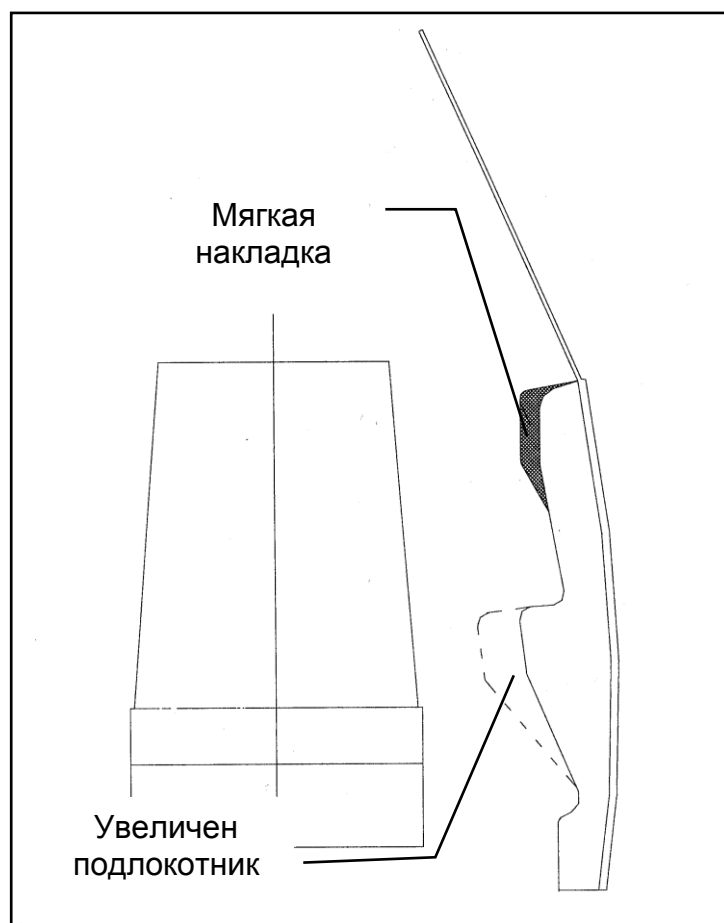


Рисунок 3.16 – Схема обивки передней двери автомобиля

Сравнительные результаты представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Результаты испытаний автомобиля ВАЗ

Сравнительные показатели	Базовый вариант автомобиля (пик критерия по времени)	С мягкой накладкой подоконного бруса (пик критерия по времени)
Критерий травмирования		
Деформация 1 ребра, мм	52 (47 мс)	53 (40 мс)
Скорость деформации 1 ребра, VC, м/с	2,12 (36 мс)	1,83 (37 мс)
Деформация 2 ребра, мм	44 (47 мс)	44 (40 мс)
Скорость деформации 2 ребра, VC, м/с	1,62 (35 мс)	1,45 (38 мс)
Деформация 3 ребра, мм	41 (47 мс)	43 (40 мс)
Скорость деформации 3 ребра, VC, м/с	1,5 (35 мс)	1,25 (39 мс)
Усилие в лобковом сочленении, кН	3,48	4,0
<i>Показатели деформации стойки В</i>		
Деформация стойки в средней части, мм	308	300
Общий угол поворота стойки В, град.	7,3	7,9
Угол поворота низа стойки В, град.	-11,6	-6,5

Следует отметить, что при испытании с накладкой подоконного бруса был установлен и развитый (на 30 мм) в салон автомобиля подлокотник. Цель этого изменения конструкции внутренней панели двери будет объяснена позже.

По данным таблицы 3.5 можно проследить, что в результате применения мягкой накладки деформации ребер не уменьшились, а для первого и третьего ребер увеличились вследствие того, что по времени контакт наступил раньше. Немного уменьшились скорости деформации ребер за счет того, что жесткость контакта уменьшилась.

Если сравнивать показатели деформации стойки В, можно было бы предположить, что травмирование ребер при втором испытании должно быть лучше, т.к. все показатели по деформации боковины лучше. Однако, этого не произошло из-за применения мягкой накладки на подоконный брус.

Таким образом, можно сделать вывод, что любые мероприятия, которые влекут за собой более ранний контакт частей тела манекена с элементами интерьера, не приносят положительного эффекта с точки зрения травмирования манекена.

Скорость удара боковины автомобиля по ребрам манекена.

Как было отмечено выше, на степень травмирования ребер в большой степени влияет момент удара обивки стойки и двери по ребрам. Момент удара по времени характеризует скорость удара обивки по ребрам. Чем раньше происходит контакт, тем выше скорость удара.

Рассмотрим влияние скорости удара на величину травмирования ребер.

Акселерометры, установленные на автомобиле и манекене измеряют ускорение относительно пространства лаборатории. Путем интегрирования показаний акселерометров можно определить скорость интересующего нас элемента относительно лаборатории.

Скорость удара определяется как относительная скорость элемента боковины и скорость части тела манекена.

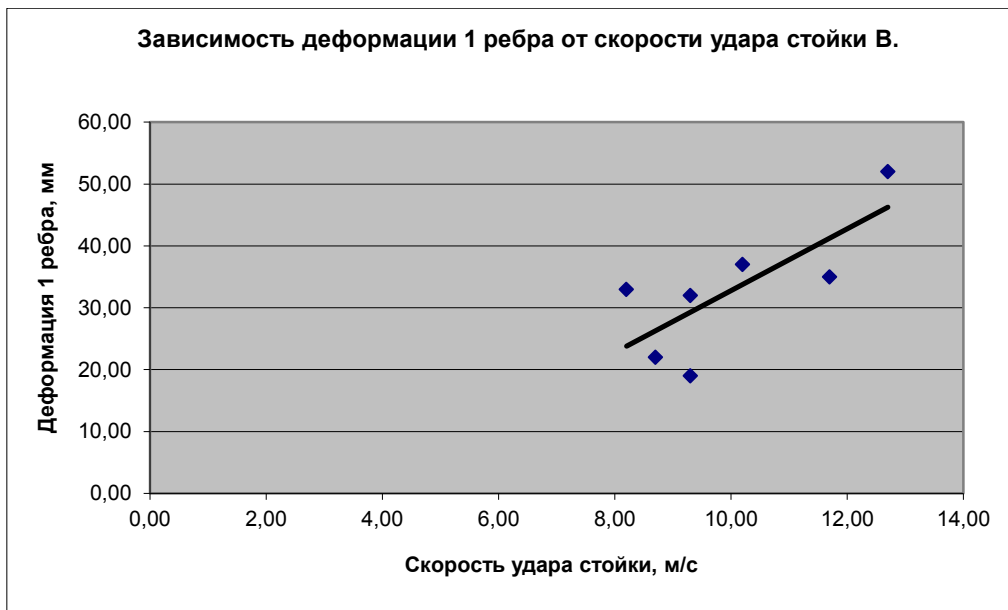


Рисунок 3.17 – Зависимость деформации 1 ребра от скорости удара стойки

График на рисунке 3.17 построен на основании данных испытаний автомобиля ВАЗ. Минимальная скорость удара стойки по ребрам в проведенных испытаниях была 8.2 м/с, максимальная – 12.7 м/с. Однако, на величину максимальной деформации ребра влияет не только скорость удара, но и интенсивность внедрения стойки после удара, т.е. скорость вдавливания и, кроме того, кинематика манекена в целом. Поэтому на графике рисунка 3.17 имеем разброс показаний, полученных после испытаний.

Выше были описаны факторы, которые влияют на момент контакта внедряющейся структуры двери с ребрами. Было установлено, что более поздний контакт позволяет снизить деформацию ребер.

Однако, можно при помощи конструкции внутренней обивки двери добиться того, что манекен будет отодвигаться от деформирующейся боковины, тем самым отдаляя момент контакта ребра с боковиной.

При помощи оптимально подобранных размеров и параметров жесткости подлокотника можно добиться необходимого усилия отталкивания нижней части манекена без превышения травмирования таза и внутренних органов.

При помощи модели MADYMO были проделаны расчеты влияния различных конструкций подлокотников. На основании результатов расчетов предложен оптимальный вариант, который затем применили на автомобиле.

В таблице 3.6 приведены сравнительные результаты испытаний двух автомобилей с различными конструкциями подлокотников.

Таблица 3.6 – Результаты испытания автомобилей с различной конструкцией подлокотника

Критерии травмирования	Автомобиль серийной комплектации	Автомобиль с экспериментальной обивкой передней двери
Деформация 1 ребра, мм	52	44
VC 1 ребра, м/с	2,12	1,75
Усилие в тазе, кН	3,48	5,67

Как видно из таблицы 3.6, конструктивные изменения интерьера автомобиля позволили снизить деформацию 1 ребра на 8 мм и скорость деформации ребра на 0.37 м/с.

Однако, анализируя усилие в тазе, нужно сказать, что развитый подлокотник отрицательно влияет на травмирование таза и брюшной полости манекена. Усилие в тазе возросло заметно, стало равным 5.67 кН, что близко предельно допустимому значению, равному 6.0 кН.

Для того, чтобы снизить травмирование таза, нужно уменьшить контактную жесткость элементов, контактирующих с тазом манекена.

Следует отметить, что автомобили, участвовавшие в испытаниях, были не совсем адекватны по жесткости кузова. Поэтому оценить, насколько эффективно подлокотник оттолкнул манекен от боковины по абсолютным временным параметрам трудно. В этом случае параметром оценки стала разница по времени между началом движения грудной клетки и началом нарастания деформации ребра.

Для оценки кинематического взаимодействия боковины двери с манекеном сравнили время начала движения таза, начала движения 1 ребра

манекена и время начала деформации 1 ребра манекена. Результаты сведены в таблице 3.7.

Из таблицы 3.7 можно видеть, что в автомобиле серийной комплектации начало движения ребра и таза почти совпадают по времени. Деформация ребра начинается через 1,4 мс после того, как грудная клетка манекена начала движение, т.е. движение грудной клетки в большей мере обусловлено давлением на нее внедряющейся боковины автомобиля.

В автомобиле с развитым подлокотником движение грудной клетки началось за 4,3 мс до того, как боковина автомобиля вступила с ней в контакт. Таким образом, причиной движения ребра стало перемещение всего манекена в целом от двери вследствие раннего удара по тазу. И, кроме того, удар по ребру прошел мягче, т.к. грудная клетка уже набрала скорость движения от двери, что подтверждается меньшей фазой давления боковины на ребро.

Таблица 3.7 – Временные параметры перемещения различных частей тела манекена

Событие	Автомобиль серийной комплектации	Автомобиль с экспериментальной обивкой передней двери
Начало движения таза, мс удара	28,0	15,0
Начало движения 1 ребра, мс удара	28,3	21,1
Начало деформации 1 ребра, мс удара	29,7	25,4
Разница по времени от начала движения 1 ребра до начала его деформации, мс	1,4	4,3

Графики деформации 1 ребра для обоих случаев представлены на рисунке 3.18.

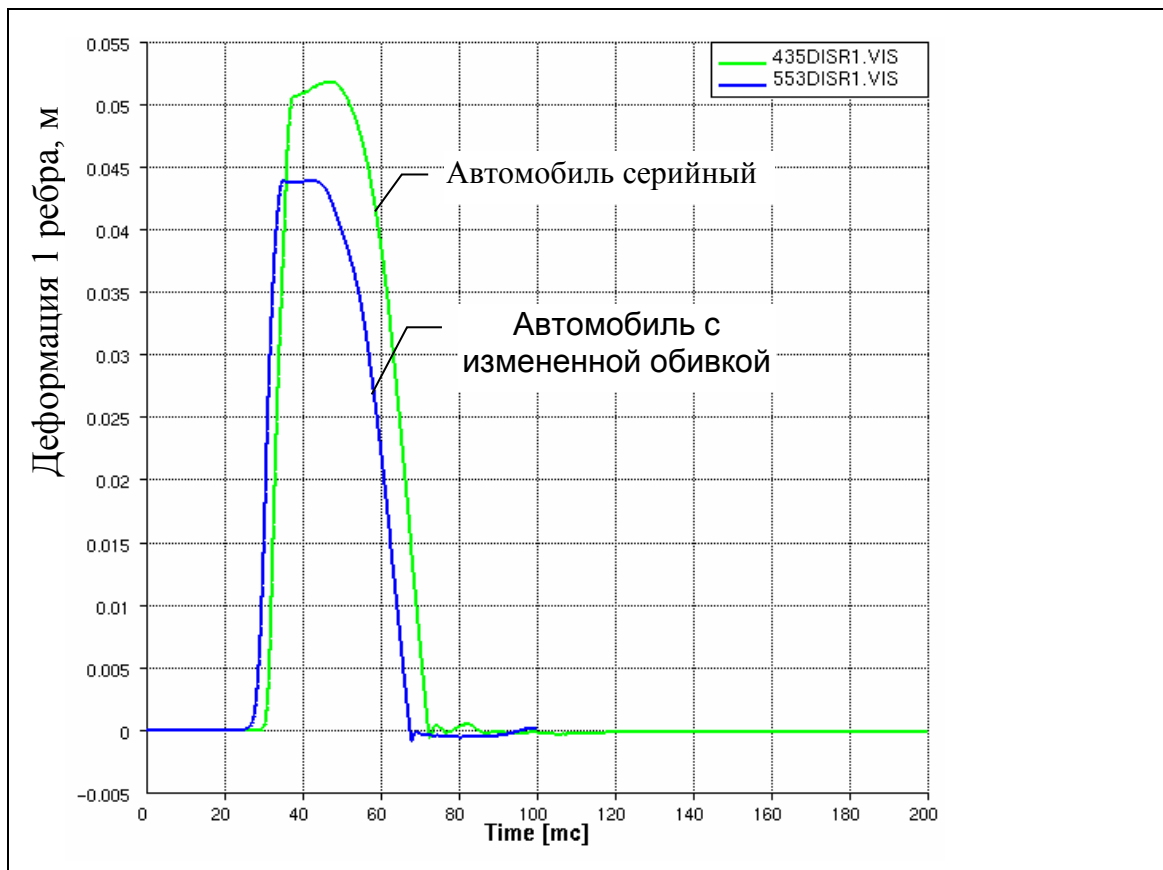


Рисунок 3.18 – Деформация 1 ребра манекена

Голова водителя в четырехдверном автомобиле при боковом ударе контактирует со стойкой В. Следовательно, для снижения травмирования головы необходимо отдалить контакт стойки В с головой по времени. Жесткость контакта должна быть как можно меньше.

Как уже отмечалось в данной работе, применение мягких накладок на внутреннюю сторону стойки – наименее эффективный путь снижения нагрузки на голову, т.к. любая накладка предполагает более ранний контакт головы о внедряющуюся структуру, что происходит при большей скорости внедрения.

Однако, если в зоне удара головы на стойке имеются острые кромки или жесткие выступающие детали (например, рукоятка регулятора положения ремня безопасности), они должны быть скрыты под мягкой обивкой или же совсем удалены из этой зоны.

Как показали расчеты, а впоследствии испытания, наиболее эффективный путь снижения травмирования головы водителя – уменьшение внедрения стойки В на уровне крыши и в средней части.

Для повышения устойчивости салона автомобиля во время бокового удара применяли различные накладки, усилители, вставки. Были проведены испытания с различными конструкциями усилителей.

В таблице 3.8 показаны основные применяемые изменения конструкции кузова, параметры деформации стойки В и критерии травмирования манекена.

Таблица 3.8 – Конструктивные изменения кузова автомобиля

Конструктивные изменения кузова автомобиля	Деформация стойки В, мм				НІС	Деформация 1 ребра, мм
	верх	середина	низ	Потеря устойчивости		
Серийный автомобиль	65	308	190	да	395	52
Серийный автомобиль	70	270	210	да	300	44
Усилительная накладка в средней части стойки	100	300	235	да	374	52
Усилитель крыши, усилитель средней части стойки	50	210	206	да	215	37
Встроенный алюминиевый усилитель стойки В	95	222	240	нет	281	41
Усилитель крыши, встроенный алюминиевый усилитель стойки В	55	200	220	нет	188	32
	40	195	255	нет	588	22
	40	170	235	нет	315	19
	35	185	235	нет	212	33
Усилитель крыши, встроенный стальной усилитель стойки В	40	210	225	нет	166	35
	50	188	227	нет	400	34

На примерах конструкций, приведенных в таблице 3.8, можно проследить следующее:

- Потеря устойчивости стойки В в средней части имела место до тех пор, пока не стали применять внутренний усилитель стойки В.
- Усилитель крыши, т.е. усилитель в зоне перехода стойки В к крыше позволил существенно снизить внедрение стойки на уровне крыши.

Без усилителя средняя величина внедрения была 82.5 мм. С применением усилителя средняя величина внедрения стала 43.3 мм.

- Внутренний усилитель стойки В позволил снизить величину внедрения стойки В на уровне 1 ребра. Средняя величина внедрения стойки В без усилителя была 272 мм, с усилителем стала 197 мм.

В данном разделе были рассмотрены основные конструктивные и жесткостные параметры интерьера и боковины кузова автомобиля, которые оказывают влияние на травмирование манекена при боковом ударе автомобиля.

При доводке автомобиля ВАЗ было проведено множество испытаний автомобилей с различными изменениями конструкции, и было установлено, что наибольшее влияние на травмирование грудной клетки оказывает динамическая величина внедрения стойки В в средней ее части, на травмирование головы влияет устойчивость крыши и, соответственно, динамическое внедрение стойки В на уровне крыши, а на травмирование нижней части манекена – брюшной полости и таза влияет деформация передней двери и конструкция подлокотника. Таким образом, при разработке нового автомобиля нужно тщательно подходить к проектированию боковины автомобиля в целом.

Наилучшие результаты по критериям травмирования были получены при следующих параметрах:

- Остаточное внедрение стойки В на уровне крыши не более 50 мм;
- Остаточное внедрение стойки В в средней части не более 200 мм;
- Скорость удара стойки по ребрам не должна превышать 9 м/с;
- Отсутствие потери устойчивости стойки В;
- Расстояние от таза до подлокотника не более 75 мм.

Хотя данные результаты и цифры относятся к конструкции автомобиля ВАЗ, но при проектировании нового автомобиля в первом приближении можно ориентироваться на эти данные.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе в качестве объекта разработки принимались условия осуществления процедур по проектированию кузова и шасси автомобиля на основе дискретных математических моделей.

В итоге выполнения работы были получены следующие результаты - разработка методик проектирования силовой схемы автомобиля, исходя из требований страховых компаний, высокоскоростного фронтального и бокового ударов, жесткости и прочности автомобиля.

Поставленная цель была достигнута с помощью компьютерного моделирования.

В результате выполненной работы получена и опробована на примере новых моделей ВАЗ технология проектирования кузова и шасси автомобиля на основе дискретных моделей.

Разработанная технология позволяет учесть в конструкции автомобиля требования по пассивной безопасности и жесткости кузова на самых ранних этапах проектирования и сократить затраты времени на создание нового автомобиля за счет сокращения циклов работ по доводке его конструкции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ахметзянов, М.Х. Применение метода фотоупругих покрытий для определения напряжений и деформаций в гибких плитах и оболочках / М.Х. Ахметзянов – Изд. АН СССР. ОН. Механика и машиностроение, 1964. – № 1.
2. Биргер, И.А. Некоторые математические методы решения инженерных задач / И.А. Биргер – М. : Физматгиз, 1961. – 284 с.
3. Бобровский, А.В. Аналитическое исследование распределения остаточных напряжений в заготовке после механической обработки. Сборник научных трудов. Наука. Техника. Образование. Тольятти и регионы / А.В. Бобровский, В.А. Гуляев – Тольятти : 1999. – с. 178-182.
4. Браславский, Д.А. Точность измерительных устройств / Д.А. Браславский, В.В. Петров – М. : Машиностроение, 1976. – 162 с.
5. Вознесенский, В.А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях / В.А. Вознесенский – М. : Статистика, 1974. – 192 с.
6. Зорин, И.С. О хрупком разрушении упругой плоскости, ослабленной тонким вырезом. Вестник ЛГУ / И.С. Зорин – Л. : 1982. – № 7.
7. Ивлев, Д.Д. Теория упрочняющегося пластического тела / Д.Д. Ивлев, Г.И. Быковцев – М. : Наука, 1971. – 232 с.
8. Игнатьков, Д.А. Остаточные напряжения в неоднородных деталях / Д.А. Игнатьков – Кишинев : Штиница, 1992. – 232 с.
9. Ильюшин, А.А. Механика сплошной среды / А.А. Ильюшин – М. : Изд. МГУ, 1978. – 256 с.
10. Кобрин, М.М. Определение внутренних напряжений в цилиндрических деталях / М.М. Кобрин, Л.И. Дехтярь – М. : Машиностроение, 1965. – 175 с.
11. Койтер, В.Т. Общие теоремы теории упруго-пластических сред / В.Т. Койтер – М. : Изд. Иностранной литературы, 1961. – 80 с.

12. Москвитин, В.В. Пластичность при переменных нагрузениях / В.В. Москвитин – М. : Изд. МГУ, 1965. – 264 с.
13. Остаточные напряжения / Ред. Осгуд В.Р. – М. : ИЛ, 1957. – 169 с.
14. Технологические напряжения. Труды II Всесоюзного симпозиума / – М. : 1985. – 390 с.
15. Пригоровский, Н.И. Экспериментальные методы исследования объемного напряженного состояния / Н.И. Пригоровский – М. : Наука, 1966. – 238 с.
16. Прошко, В.М. Исследование напряжений на объемных моделях / В.М. Прошко – М. : Изд. АН СССР, 1956. – 342 с.
17. Сердобинцев, Ю. П., Иванников, А. В. Решение задач конструктора в рамках интеллектуальной информационной системы конструкторско-технологического проектирования пар трения с заданными триботехническими характеристиками: Тезисы докладов Юбилейной научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава, посвященной 70-летию высшего строительного образования в Волгоградской области. / ВолгГАСА. – Волгоград, 2000. –76 с.
18. Сердобинцев, Ю. П., Сосков, А. А., Игумнов, А. В. Метод повышения износостойкости штампового инструмента при производстве керамических изделий: Автоматизация технологических процессов в машиностроении // Межвуз. сб. науч. тр. / ВолгГТУ. – Волгоград, 1998. – 42 с.
19. Спиридонов, А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов – М. : Машиностроение, 1981. – 184 с.
20. Сухарев, И.П. Исследования деформаций и напряжений методом муаровых полос / И.П. Сухарев, Б.Н. Ушаков – М. : Машиностроение, 1969. – 208 с.

21. Физика прочности композиционных материалов. Материалы III Всесоюзного семинара / – Л. : 1979. – 264 с.
22. Финк, К. Измерение напряжений и деформаций / К. Финк, Х. Рорбах – М. : Машгиз, 1961. – 368 с.
23. Челноков, В.А. О спектральном методе в прогнозировании прочности композиционных материалов / В.А. Челноков, М.Н. Голобородько – Л. : 1979. – 156 с.
24. Шевченко, Ю.Н. Термопластичность при переменных нагрузениях / Ю.Н. Шевченко – К. : Наукова Думка, 1970. – 288 с.
25. Patil, S., Tay, Y. Y., Baratzadeh, F., & Lankarani, H. (2017). Modeling of friction-stir butt-welds and its application in automotive bumper impact performance part 2. impact modeling and bumper crash performance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(7), 3225-3232. 10.1007/s12206-017-0612-4
26. Kostek, R., & Aleksandrowicz, P. (2017). Simulation of car collision with an impact block. Paper presented at the *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 252(1)10.1088/1757-899X/252/1/012008
27. Kostek, R., & Aleksandrowicz, P. (2017). Simulation of the right-angle car collision based on identified parameters. Paper presented at the IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 252(1)10.1088/1757-899X/252/1/012013
28. Kulkarni, A., Vora, R., & Ravi, K. (2017). Study design and analysis of automobile bumper for pedestrian safety. Paper presented at the IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 263(6)10.1088/1757-899X/263/6/062060
29. Dixit, Y., Begeman, P., Dhaliwal, G. S., Newaz, G., Board, D., Chen, Y., & Faruque, O. (2017). Crashworthiness performance of carbon fiber composite (CFC) vehicle front bumper crush can (FBCC) assemblies subjected to high speed 40% offset frontal impact. Paper presented at the ASME International Mechanical

Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), 910.1115/IMECE2017-70357

30. Wei, Z., Karimi, H. R., & Robbersmyr, K. G. (2016). Analysis of the relationship between energy absorbing components and vehicle crash response. *SAE Technical Papers, 2016-April*(April)10.4271/2016-01-1541

31. Chen, H., Yang, Y., Wang, Y., & Wang, L. (2014). Study on the effect of beam parameters on automobile bumper collision performance. *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research*, 32(5), 4373-4380. Retrieved from www.scopus.com

32. Li, Z., Duan, L., Chen, T., & Hu, Z. (2018). Crashworthiness analysis and multi-objective design optimization of a novel lotus root filled tube (LFT). *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 57(2), 865-875. 10.1007/s00158-017-1782-5

33. Teng, T. .-, Chang, P. .-, Liang, C. .-, & Fung, D. .-. (2017). Application of crash pulse on the car crashworthiness design. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(9), 1-8. 10.1177/1687814017700096

34. Ispas, N., & Nastasoiu, M. (2017). Analysis of car's frontal collision against pole. Paper presented at the IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 252(1)10.1088/1757-899X/252/1/012012