

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 Моделирование напряженно-деформированного состояния  
элементов автомобильного кузова

Студент

С.Д. Еремин

(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 Силовая схема автомобиля с учетом напряженно-деформированного состояния его кузова.....	5
1.1 Расчет силовой схемы кузова с учетом полномасштабного фронтального удара.....	5
1.2. Оценка автомобиля согласно процедуре EURONCAP.....	13
1.3 Концепции, стоящие за оценкой автомобиля при испытаниях на фронтальный удар.....	17
2 Расчет конструкции кузова с учетом его напряженно-деформированного состояния.....	21
2.1 Требования к прочности и жесткости кузова.....	21
2.2 Основные показатели напряженно-деформированного состояния элементов кузова.....	25
3 Методика обеспечения требований к напряженно-деформированному состоянию кузова.....	36
3.1 Основные требования к НДС.....	36
3.2 Разработка методики построения математических моделей типовых энергопоглощающих элементов.....	38
3.3. Разработка, тестирование и пробное испытание модели деформируемого барьера для фронтального удара с перекрытием.....	56
3.4 Разработка математической модели деформируемого барьера..	63
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	77
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	78

## ВВЕДЕНИЕ

Фронтальное столкновение автомобилей, движущихся на высокой скорости – это наиболее опасный для жизни пассажиров вид ДТП. Именно поэтому защите пассажиров при фронтальном ударе уделяется особое внимание при проектировании и испытаниях современного автомобиля.

Испытание автомобиля на фронтальный удар является старейшим видом испытаний по пассивной безопасности. За много лет конструкторами и испытателями осознана важность того, что требования к защите автомобиля при фронтальном ударе должны быть учтены на самых ранних этапах проектирования нового автомобиля. Поэтому геометрические параметры передних лонжеронов должны быть определены сразу после получения технического задания на новый автомобиль. Ясно, что последующее изменение конструкции лонжеронов по результатам натурных испытаний сопряжено с чрезвычайно большими переделками конструкции всего автомобиля. Решением проблемы является применение расчетных методов определения параметров энергопоглощающих элементов, начиная с самых ранних этапов проектирования автомобиля.

В настоящее время идет работа по созданию методики расчетного моделирования фронтального удара автомобиля средствами программы конечно-элементного динамического нелинейного анализа LS-DYNA3D.

В данной работе отмечены следующие моменты:

- рассмотрены требования программы EuroNCAP и европейского законодательства;
- проведен анализ испытаний автомобилей ведущих автопроизводителей для определения основных требований напряженно-деформированного состояния кузова автомобиля;
- разработана методика проектирования типовых энергопоглощающих элементов;

- разработана и опробована математическая модель деформируемого барьера для проведения расчетных испытаний автомобиля.

# **1 Силовая схема автомобиля с учетом напряженно-деформированного состояния его кузова**

## **1.1 Расчет силовой схемы кузова с учетом полномасштабного фронтального удара**

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.

Величина перекрытия.

От центральной линии автомобиля отложить расстояние, равное 10% от ширины автомобиля в сторону рулевого колеса. Величиной перекрытия с деформируемым барьером будет расстояние от этой точки до наиболее удаленной по ширине автомобиля точки в эту же сторону.

Перед испытанием.

Промаркировать центры педалей сцепления, тормоза и акселератора.

Установить рулевое колесо в среднем положении, если оно регулируется как по углу наклона, так и по длине.

Снять рулевое колесо или подушку безопасности.

Промаркировать центр верха рулевой колонки.

Измерить и записать позиции перед ударом двух точек дверного проема.

Установите рулевое колесо и подушку безопасности.

После испытания.

Перед тем, как вынуть манекен, произвести замеры расстояния между всеми педалями и определенной точкой в области пространства для ног, например, на салазках сиденья, болт крепления сиденья.

Вынуть манекены, снять оборудование для записи данных и оборудование аварийного отключения (если оно установлено) из багажного отделения.

Снять рулевое колесо или подушку безопасности в сборе.

На стороне удара записать координаты после удара центра рулевой колонки, центра педалей сцепления, тормоза и акселератора, так, чтобы к ним не было приложено никакой нагрузки и в заблокированном положении.

Для проведения испытаний на сиденье водителя и пассажира сажают манекены Гибрид III. Они должны соответствовать U.S. Department of transportation, Code of Federal Regulation Part 572 Subpart E. Каждый манекен должен быть одет в облегчающую хлопчатобумажную трикотажную одежду с коротким рукавом, трико не должно закрывать колени. На ногах манекена должны быть туфли, соответствующие MIL-S13192 rev P (размер XW).

На заднем сиденье за пассажиром должен располагаться манекен полуторагодовалого ребенка (TNO/Ogle P1<sup>1/2</sup>) в соответствующей детской удерживающей системе (CRS).

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

Все манекены должны иметь сертификационные документы, в соответствии с требованиями Part 572 Subpart E of US Department of transportation, Code of Federal Regulation.

Раскраска манекенов:

Манекены Гибрид III.

Брови (левая и правая)	Красный
Нос	Зеленый
Подбородок	Желтый
Левое колено	Красный
Правое колено	Зеленый
Левая голень (сверху вниз)	Синий, зеленый, красный, желтый
Правая голень (сверху вниз)	Желтый, красный, зеленый, синий

Манекены детей.

Верхняя часть головы (макушка) Синий

Лента головы (цвета слева направо) Красный, желтый, зеленый

Осмотр манекена после испытания.

Сразу после испытания манекены должны быть тщательно осмотрены.

Измерительная аппаратура

Перед испытанием вся измерительная аппаратура должна быть прокалибрована. К отчету по испытаниям должен быть приложен список оборудования вместе с датами калибровок. Все датчики должны устанавливаться в соответствии с процедурой, изложенной в стандарте SAE J211 (1995).

Автомобиль должен быть оборудован акселерометрами на каждой стойке В. Акселерометры должны быть установлены в направлении вперед/назад ( $A_x$ ).

Съемка испытаний

Для съемки и записи испытания применяют несколько высокоскоростных видеокамер.

Таблица 1.1 – Регулировки пассажирского салона

Регулировка	Требуемые установки
Положение сиденья вперед / назад	В средней позиции между точкой R и крайним передним положением.
Угол наклона подушки сиденья	В конструктивном положении завода – изготовителя
Высота сиденья	В самой нижней позиции
Угол спинки сиденья	В конструктивном положении завода – изготовителя
Подголовники передние	В самом высоком положении
Угол наклона подголовника	В конструктивном положении завода – изготовителя
Сиденье с поддержкой спины (позвоночника)	По конструкции завода – изготовителя
Рулевое колесо по вертикали	В среднем положении
Рулевое колесо по горизонтали	В среднем положении
Подголовники задние	Сняты или в самом нижнем положении
Заднее сиденье вперед / назад	В среднем положении
Ориентация заднего сиденья	Лицом вперед
Подлокотники (передние сиденья)	В самом нижнем положении
Подлокотники (задние сиденья)	В сложенном положении
Стекла	Переднее опущено. Заднее опущено или снято
Рычаг переключения передач	В нейтральном положении
Педали	В нормальном ненажатом положении
Двери	Закрываются, но не заперты на замок
Солнечные козырьки	В поднятом положении
Зеркало заднего вида	В нормальном рабочем положении
Крепление ремня безопасности	В конструктивном положении, определенном заводом – изготовителем для 50% манекена

Посадка манекена и замеры.

Определение точки H сиденья водителя.

Точку H сиденья определяют при помощи специального механизма, соответствующего стандарту SAE J826.

Посадка манекенов.

*Точка H*

Точка H манекена должна располагаться в пределах 13 мм по вертикали и 13 мм по горизонтали от точки, которая на 6 мм ниже точки H,



определенной согласно Разделу 7.1. Запишите положение точки Н манекена в отчет по испытанию.

*Угол брюшной полости.*

Прибор, измеряющий угол наклона брюшной полости, должен считать значение, равное  $22.5^{\circ} \pm 2.5^{\circ}$  от горизонтали. Запишите измеренный угол в отчет по испытаниям.

*Голова.*

Поперечная площадка для установки измерительной аппаратуры должна располагаться под углом к горизонтали не более  $2.5^{\circ}$ .

*Руки.*

Верхние части рук водителя должны как можно больше примыкать к туловищу.

Руки пассажира должны примыкать к туловищу манекена и контактировать со спинкой сиденья.

*Кисти рук.*

Кисти рук манекена должны располагаться таким образом, чтобы его пальцы лежали на рулевом колесе “без четверти три”. Большие пальцы рук должны быть слегка прикреплены при помощи липкой ленты к рулевому колесу.

*Туловище.*

Спина манекена должна касаться спинки сиденья и вертикальная ось манекена должна располагаться на одном уровне с осью сиденья.

*Ноги.*

Верхние части ног (бедр) манекенов должны контактировать с подушками сидений, насколько это возможно.

*Ступни.*

Правая ступня манекена должна располагаться на ненажатой педали акселератора, пятка же должна опираться на пол. Левая ступня должна располагаться как можно более плоско на наклонной доске для ног водителя параллельно продольной оси автомобиля.

Замеры посадки манекена.

Перед началом испытаний необходимо сделать замеры посадки манекена и занести их в специально разработанную карту.

Фотографирование

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

Параметры испытаний

Во время испытаний должно применяться бортовое оборудование для сбора данных. Это оборудование должно включаться в момент подачи сигнала от контактного датчика в точке первого контакта ( $t=0$ ) и записывать информацию в цифровом виде при частоте съема 20 кГц (может применяться частота съема 10 кГц). Это оборудование должно соответствовать SAE J211.

Деформируемый барьер должен быть закреплен на бетонном блоке. Высота барьера от пола должна быть 200 мм.

Скорость автомобиля должна быть 64 км/час (40миль/час)  $\pm$  1 км/час.

Перекрытие автомобиля должно быть 40%  $\pm$  20 мм.

После испытания.

- Открыть двери.

Во время испытания двери не должны закрыться на замок. Усилие открывания каждой двери с наружи не должно превышать 500 Н. Если дверь не открывается при таком усилии, ее открывают при помощи инструмента.

- Положение манекена после удара должно быть записано на видеокамеру.

- Вытащить манекены.
- Измерить деформации салона.

Расчет критериев травмирования

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

Голова

- Максимальное значение результирующего ускорения головы  $A_R$ :

$$A_R = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2} \quad (1.1)$$

- Критерий травмирования головы (НІС):

$$\text{НІС} = (t_2 - t_1) \left[ \frac{\int_{t_1}^{t_2} A_R * dt}{(t_2 - t_1)} \right]^{2.5} \quad (1.2)$$

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

- Максимальная величина результирующего ускорения  $A_R$ , которое действует в течение суммарного промежутка времени 3 мс.

Шея.

- Изгибающий момент в шее:

$$(M_y)i = M_y - f_x * d \quad (1.3)$$

где  $M_y$  и  $f_x$  – измеренные датчиками изгибающий момент и перерезывающее усилие соответственно;

$d$  – расстояние от датчика до внешней поверхности ( $d = 0.01778$ ). См. SAEJ1733.

- Кумулятивные критерии растягивающего усилия ( $+F_z$ ) и перерезывающего усилия ( $F_x$ ) в шее.

Грудная клетка.

- Максимальная величина деформации грудной клетки  $D_{\text{chest}}$ .
- Критерий вязкости (VC) по следующей формуле

$$VC = 1.3 * V_{(t)} * C_{(t)} \quad (1.4)$$

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

$C_{(t)}$  – величина сжатия относительно деформации грудной клетки  $D_{(t)}$

$$C_{(t)} = \frac{D_{(t)}}{0.229} \quad (1.5)$$

$V$  – скорость деформации, рассчитываемая как изменение деформации относительно времени

$$V_{(t)} = \frac{8 * \mathbf{P}_{(t+1)} - D_{(t-1)} - \mathbf{P}_{(t+2)} - D_{(t-2)}}{12\delta t} \quad (1.6)$$

где  $\delta t$  – временной интервал между значениями  $D_{(t)}$ .

Рассчитать  $V_{(t)} * C_{(t)}$  в зависимости от времени и определите максимальное значение.

Бедро.

- Кумулятивные критерии по усилию сжатия ( $F_z$  отрицательное).

Колени.

- Максимальное значение перемещения колена  $D$ .

Голень.

- Для верхнего и нижнего концов как правой так и левой голени результирующий изгибающий момент  $M_R$  в зависимости от  $M_x$  и  $M_y$  :

$$M_{R(t)} = \sqrt{M_{x(t)}^2 + M_{y(t)}^2} \quad (1.7)$$

- Максимальное значение индекса голени (ТИ) на верхнем и нижнем концах голени обеих ног:

$$TI_{(t)} = \left| \frac{M_{R(t)}}{(M_R)_C} \right| + \left| \frac{F_{Z(t)}}{(F_Z)_C} \right| \quad (1.8)$$

- Максимальные значения осевых сжимающих усилий, измеренных как на верхнем так и на нижнем концах голени.

## 1.2 Оценка автомобиля согласно процедуре EURONCAP

Критерии оценки и их предельные значения для фронтального удара.

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

Голова.

При испытаниях с подушкой безопасности может быть зарегистрирован уровень НС<sub>36</sub>, превышающий 1000, но без жесткого контакта головы и без признаков внутреннего повреждения головы. Жестким ударом называют такой удар головой.

Если не было жесткого контакта, присваивается 4 балла.

Если жесткий контакт имел место, применяют следующие граничные значения:

*Верхний показатель:*

НС<sub>36</sub> 650 (5% риск травмирования)

Результирующее ускорение,  
в течение 3 мс 72g

*Нижний показатель:*

НС<sub>36</sub> 1000 (20% риск травмирования)

Результирующее ускорение,  
в течение 3 мс 88g

Если автомобиль не оборудован подушкой безопасности, и при испытании на фронтальный удар выполнены следующие требования:

НІС<sub>36</sub> <1000

Результирующее ускорение,  
в течение 3 мс <88g

тогда проводят испытания рулевого колеса на удар деформируемой сотовой конструкцией ударника. Испытатель выбирает наиболее жесткие на его взгляд места для нанесения удара. Предполагается, что потребуются два теста, один на ступице рулевого колеса и в месте соединения спицы со ступицей руля, другой на дуге рулевого колеса и в месте соединения спицы с дугой рулевого колеса. Оценка производится на основе следующих критериев.

*Верхний показатель*

Пик результирующего ускорения 80g

Результирующее ускорение в течение 3 мс 65g

*Нижний показатель*

Разрушение сотовой конструкции 1 мм

НІС<sub>36</sub> 1000

Пик результирующего ускорения 120g

Результирующее ускорение в течение 3 мс 80g

По результатам данных испытаний максимальное количество баллов, равное 2, присваивают, если были получены характеристики ниже нижнего предела. Для результатов хуже нижнего показателя баллы не присваивают совсем. Наихудшие результаты, полученные из тестирования, влияют на итоговую оценку автомобиля. Так, для автомобиля, не оборудованного подушкой безопасности, максимальный результат, полученный для головы водителя, может быть 2 балла.

Шея.

*Верхний показатель:*

Перерезывающее усилие

1.9 кН при 0 мс, 1.2 кН при 25 – 35 мс, 1.1 кН при 45 мс

Растягивающее усилие

2.7 кН при 0 мс, 2.3 кН при 35 мс, 1.1 кН при 60 мс

Момент 42 Н\*м

*Нижний показатель:*

Перерезывающее усилие

3.1 кН при 0 мс, 1.5 кН при 25 – 35 мс, 1.1 кН при 45 мс\*

Растягивающее усилие

3.3 кН при 0 мс, 2.9 кН при 35 мс, 1.1 кН при 60 мс\*

Момент 57 Н\*м (Значительный риск травмирования).

Грудная клетка.

*Верхний показатель:*

Сжатие 22 мм (5% риск травмирования)

Критерий вязкости 0.5 м/с (5% риск травмирования)

*Нижний показатель:*

Сжатие 50 мм (50% риск травмирования)

Критерий вязкости 1.0 м/с (25% риск травмирования)

Колено, бедро и брюшная полость.

*Верхний показатель:*

Усилие сжатия бедра 3.8 кН (5% риск

травмирования брюшной полости)

Деформация сжатия коленной чашечки 6 мм

*Нижний показатель:*

Усилие сжатия бедра 9.07 кН при 0 мс 7.56 кН при  $\geq 10$  мс

Деформация сжатия коленной чашечки 15 мм (Предел по

разрыву связок)

Голень

*Верхний показатель:*

Индекс голени (ТИ) 0.4

Усилие сжатия голени 2 кН

*Нижний показатель:*

Индекс голени (TI) 1.3

*Верхний показатель:*

Перемещение педали назад 100 мм

*Нижний показатель:*

Перемещение педали назад 200 мм

Для фронтального и бокового ударов 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

Итоговая оценка автомобиля.

Для фронтальных ударов участки тела группируются, начиная с тех, травмирование которых может привести к более опасным последствиям. Были выделены следующие регионы:

Голова и шея

Грудная клетка

Колено

Нога и ступня

Для определения количества звездочек должны быть использованы общее количество баллов и баланс между количеством баллов, полученных при боковом и фронтальном ударах. Автомобили, которые показывают плохие характеристики при фронтальном или боковом ударе, должны иметь ограниченное количество звездочек, для того, чтобы показать, что они имеют не достаточно хорошую общую защиту при ударе.



Оценивается минимальное количество баллов, полученное и при фронтальном, и при боковом ударе (включая удар в столб) для присвоения определенного количества звездочек. После того, как будут округлены индивидуальные итоговые баллы для испытаний, применяют следующую шкалу:

При условии, что имеется равенство между фронтальным и боковым ударом, шкала следующая:

33 – 40 баллов	5 звездочек
25 – 32 балла	4 звездочки
17 – 24 балла	3 звездочки
9 – 16 баллов	2 звездочки
1 – 8 баллов	1 звездочка
0 баллов	0 звездочек

Перечеркивание звездочек.

В некоторых случаях, автомобиль, согласно количеству полученных звездочек, может быть “рекомендован” средствами массовой информации, даже если некоторые участки тела пассажиров защищены плохо. Чтобы выделить такие случаи, применяют перечеркивание звездочек одной красной диагональной чертой.

Звездочка перечеркивается в случае, если по результатам испытаний, на основании только данных, полученных от манекена, какому – либо из жизненно важных регионов тела присваивается 0 баллов, т.е. там имеет место «недопустимо высокий риск получения травмы, опасной для жизни». Для фронтального удара регионами, которые могут влиять на перечеркивание звездочек, являются голова, шея, грудная клетка.

### **1.3 Концепции, стоящие за оценкой автомобиля при испытаниях на фронтальный удар**

Данный раздел включает в себя обзор основных проблем, которые нужно учитывать при проектировании конструкции автомобиля с точки

зрения эффективной защиты пассажиров различных размеров при различных посадках в автомобиль. Этот раздел является частью документа «EuroNCAP Assessment Protocol Version 4.0» и объясняет целесообразность контроля тех или иных параметров автомобиля при оценке EuroNCAP.

Испытание автомобиля на фронтальный удар является старейшим видом испытаний по пассивной безопасности. За много лет конструкторами и испытателями осознана важность того, что требования к защите автомобиля при фронтальном ударе должны быть учтены на самых ранних этапах проектирования нового автомобиля. Поэтому геометрические параметры передних лонжеронов должны быть определены сразу после получения технического задания на новый автомобиль. Ясно, что последующее изменение конструкции лонжеронов по результатам натурных испытаний сопряжено с чрезвычайно большими переделками конструкции всего автомобиля. Решением проблемы является применение расчетных методов определения параметров энергопоглощающих элементов, начиная с самых ранних этапов проектирования автомобиля.

Представленные далее концепции могут служить основанием для формулирования целей, к которым нужно стремиться при проектировании нового автомобиля.

Голова.

**КОНЦЕПЦИЯ:** Голова водителя должна быть защищена подушкой безопасности и в течение всего процесса движения манекена вперед должна оставаться на ней. Не должно происходить провала головы на дно подушки.

Из этого можно сделать заключение, что с помощью хороших удерживающих систем можно добиться удовлетворительных результатов по этим критериям.

Грудная клетка.

**КОНЦЕПЦИЯ:** Главный критерий травмирования - сжатие грудной клетки. Критерий вязкости, как ожидается, указывает на автомобили с плохими удерживающими системами.

Способ определения критерия травмирования грудной клетки был разработан для случая, когда в качестве удерживающей системы применялся только ремень безопасности. Однако, при совместной работе ремня безопасности и подушки безопасности, критерий травмирования определяется аналогично. Это избавляет от необходимости измерения степени защиты, обеспечиваемой подушкой безопасности и согласуется с рекомендациями EECV.

**КОНЦЕПЦИЯ:** Когда пассажирский салон теряет устойчивость, любая дополнительная нагрузка может стать причиной дальнейшей непредсказуемой деформации салона. При потере устойчивости нельзя ручаться за результаты повторных испытаний, т.о. снижается степень доверия к показателям автомобиля.

**КОНЦЕПЦИЯ:** Критерий травмирования грудной клетки был разработан для оценки нагрузок только от ремня безопасности. Причиной направленного травмирования может стать сосредоточенная нагрузка от “жесткого” рулевого колеса.

Брюшная полость.

Защита брюшной полости очень важна, но в настоящее время не существует критериев или технологии оценки травмирования этого участка тела.

Колено, бедро и таз.

Нулевое перемещение коленной чашечки не только желательно, но и возможно. Более высокий показатель учитывает некоторое возможное движение вследствие переноса усилий вдоль оси вверх по голени.

**КОНЦЕПЦИЯ:** Поверхность интерьера, где возможен контакт с коленом манекена, должна иметь одинаково хорошие показатели на всем своем протяжении.

Ступня и лодыжка.

**КОНЦЕПЦИЯ:** До тех пор, пока не разработаны специальные лодыжка и ступня для манекена, оценка будет производиться на основе внедрения.

Величина внедрения больше всего соответствует вероятности травмирования.

**КОНЦЕПЦИЯ:** Разрушение пространства для ног подвергает пассажиров дополнительной опасности. Детали, расположенные снаружи, могут проникнуть в пассажирский салон, в свою очередь, части тела пассажира могут контактировать с деталями, расположенными снаружи. Может возникнуть риск ранения об острые кромки, или риск того, что конструкция потеряет устойчивость.

## **2 Расчет конструкции кузова с учетом его напряженно-деформированного состояния**

### **2.1 Требования к прочности и жесткости кузова**

Кузов легкового автомобиля является с одной стороны самой важной частью автомобиля, поскольку позволяет реализовать прямое назначение – перевозка пассажиров и грузов. С другой стороны это корпус, в котором размещаются вышеупомянутые пассажиры и груз, и, что важно, устанавливаются все узлы, устройства, агрегаты и механизмы которые обеспечивают выполнение функций перевозки. К кузову, как сложному многофункциональному устройству, предъявляется целый комплекс требований, которые можно разделить условно на три группы:

а). требования по обеспечению функциональности – внешние и внутренние габаритные размеры, внутренняя и внешняя аэродинамика, удобства размещения пассажиров и груза, обзорность, размещение органов управления, узлов и агрегатов, а так же другие компоновочные требования связанные с геометрией кузова;

б). требования по технологичности - разузловка конструкции, детализация, собираемость, штампуемость, доступность инструмента, проливаемость полостей, потопляемость каркаса, зоны коррозионной защиты, зоны базирования, зоны технологических подвесок и фиксации кузова, другие технологические требования;

в). требования по несущей способности - жесткость, прочность (включая усталостную прочность и долговечность), пассивная безопасность, собственные частоты и формы колебаний, виброакустика.

Требуется разработать кузов, удовлетворяющий всем этим требованиям при условии минимизации массы и достижения необходимого уровня долговечности и надежности.

В имеющейся литературе много уделяется внимания по анализу требований по первому пункту, несколько меньше по второму и практически

очень мало по третьему – хотя литературы по вопросам несущей способности и видам прочности в общем машиностроении, более чем достаточно.

Обобщая накопленный опыт на ВАЗе по разработке конструкций цельнометаллических несущих кузовов легковых автомобилей, далее будет приведен перечень и дан анализ требований по несущей способности кузова. Не все требования на сегодня имеют формализованное “узаконенное” численное значение, ряд критериев пока не определены и носят порой субъективный характер, это относится, в первую очередь, к элементам кузова, которые влияют на такие факторы как управляемость, вибронегруженность и безопасность автомобиля.

Следует заметить, что обратное влияние – т.е. изменение конструкции кузова по несущей способности, приводящее к изменению структуры автомобиля, как правило, не приветствуется и касается, пожалуй, только вопросов пассивной безопасности. Это очевидно – поскольку ни кому не нужен безопасный автомобиль с прочным, надежным кузовом в котором нельзя будет передвигаться, и размещаться с удобствами и комфортом. Отсюда еще более возрастает необходимость выполнения требований по жесткости и прочности кузова на ранней стадии проектирования. При этом сами требования должны быть обоснованными, базироваться на статистически достоверной информации. Следует помнить, что завышенные требования приводят к удорожанию конструкции на стадии разработки, а заниженные, увеличивают стадию доводки конструкции, постановку на производство и в эксплуатации (гарантийный период).

Приводимые требования по несущей способности можно разделить на две группы, без относительно того к чему они относятся – эксплуатационная прочность и жесткость в нормальных условиях или прочность и жесткость в экстремальных, аварийных ситуациях:

- общие требования к кузову, влияющие на работоспособность и поведение автомобиля в целом;

- требования к локальным зонам, обеспечивающие функционирование отдельных узлов, агрегатов, механизмов и систем.

Основные требования предъявляемые прочности и жесткости проектируемого кузова:

1) Прочность кузова при разработке (проектирование, испытания, доводка) оценивается по общим нормам прочности для машиностроительных конструкций, специальных регламентированных требований, как правило, нет. За время эксплуатации кузов подвергается динамической нагрузке, число циклов нагружения от которой равно или превосходит базовое число циклов  $2 \times 10^6$  усталостных характеристик применяемых конструкционных сталей. Поэтому в автомобилестроении не практикуется ограниченный ресурс – используют требования для абсолютной прочности.

2) Упругие деформации для элементов кузова в местах крепления элементов подвески трудно формализовать, поскольку оценить влияние этой “дополнительной” деформации на управляемость и устойчивость автомобиля, без увязывания ее с упругими динамическими деформациями элементов подвески крайне трудно. Только из рассмотрения совместного поведения всей подвески в динамике, может быть выработан такой критерий. Кроме того, он будет зависеть от типа и конструкции подвески, от способа ее крепления и, скорее всего для каждого автомобиля будет свой. При оценке деформаций точек на кузове следует учитывать, что они состоят из локальных деформаций и перемещений кузова в целом, то есть следует учитывать еще и общую жесткость кузова.

3) Поскольку зоны крепления опор силового агрегата на кузове составляют неотъемлемую часть его системы поддрессоривания и виброизоляции, то для таких кузовных элементов более важно оценивать их общее механическое сопротивление (механический импеданс). Степень передачи вибрации на каркас кузова, ее влияние на внутренний шум и будет определять жесткостные требования и конструкцию таких зон.

4) Уровень вибрации для рабочих органов управления автомобиля оценивается его санитарными нормами для транспортных средств. Влияние вибрации на человека зависит от частоты, длительности и уровня воздействия (таблицы 2.1, 2.2).

Таблица 2.1 – Весовые коэффициенты

Частота (центральная), Гц	$k_{vz}$	$k_{vx} k_{vy}$	Время воздействия	$k_{tz}$	$k_{fx}, k_{fy}$
1,0	2,0	1,0	1 мин	1,0	1,0
1,25	1,79	1,0	16 мин	0,75	0,75
2,0	1,41	1,0	25 мин	0,63	0,63
3,15	1,11	1,59	1 ч	0,42	0,42
5,0	1,0	2,5	2,5 ч	0,25	0,25
8,0	1,0	4,0	4 ч	0,19	0,177
12,5	1,59	6,25	8 ч	0,11	0,11
20,0	2,5	10,0	16 ч	0,056	0,078
31,5	4,0	15,9	24 ч	0,04	0,15

Таблица 2.2 – Допустимые значения средних квадратических виброскоростей по СН 1102-73

Частоты октавных полос Гц.		Виброскорости при колебаниях м/с.		Вертикальные виброускорения м/с <sup>2</sup> .	
Граничные.	Средние геометрические	вертикальные х	горизонтальн ых	По СН 1102- 73	По ИСО 2631
0,88—1,4	1	0,126	0,050	0,79	0,84
1,4-2,8	2	0,071	0,035	0,89	0,78
2,8—5,6	4	0,025	0,032	0,63	0,57
5,6-11,2	8	0,013	0,032	0,65	0,60
11,2—22,4	16	0,011	0,032	1,11	1,14
22,4—44,8	31,5	0,011	0,032	2,1S	2,26



Величина среднего квадратического виброускорения (в  $\text{м/с}^2$ ), соответствующего границе снижения производительности труда от усталости, может быть найдена для любого уровня по формулам

$$\begin{aligned} \bar{a}_z &= 2,8 \cdot k_p k_{vz} k_{tz}, \\ \bar{a}_{x,y} &= 2 \cdot k_p k_{v_{x,y}} k_{t_{x,y}}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

где

$\bar{a}_z, \bar{a}_{x,y}$  - величина среднего квадратического виброускорения;

$k_{vz}, k_{vx}, k_{vy}$  - весовые коэффициенты, учитывающие частоту воздействия вибрации на человека;

$k_{tz}, k_{fx}, k_{fy}$  - весовые коэффициенты, учитывающие время воздействия вибрации на человека.

Входящий в эти формулы коэффициент  $k_p$  соответственно равен 0,317; 1,0; 2,0.

Весовые коэффициенты  $k_v$  и  $k_t$  даны в таблице 2.1.

## **2.2 Основные показатели напряженно-деформированного состояния элементов кузова**

Важным показателем совершенства конструкции кузова является его жесткость (подразумевается, что она соотносится с массой кузова и заложенным эксплуатационным ресурсом). Для однотипных кузовов легковых автомобилей – в данном случае это, как правило, цельнометаллические (2-х или 3-х объемные) кузова, автомобилей европейских групп А, В или С, сравнительную оценку можно проводить только по жесткости.

В данной работе будет рассматриваться крутильная жесткость кузова. Так как кручение наиболее тяжелый случай нагружения (относительно изгиба). Кручение кузова является частным случаем нагрузки автомобиля от дороги (медленный наезд на кочку).

На жесткость кузова влияют три составляющие компоненты каркаса кузова. Это непосредственно сам балочный каркас кузова, сочленения между балочными элементами, составляющими каркас кузова и панели кузова вместе со стеклами, если последние приклеены к кузову. Данное утверждение подкреплено расчетно-экспериментальными работами. Так, например, приклеенные стекла на автомобиль, могут добавить от 20% до 40% крутильной жесткости – таблица 2.3.

Таблица 2.3 – Жесткость кузова со стеклами и без

	Жесткость каркаса кузова замеренная на стенде (Н/м*град.)	
	ВАЗ	DAEWOO
Жесткость каркаса кузова со стеклами	9772 (100%)	12515 (100%)
Жесткость каркаса кузова без стекол.	7329 (-25%)	7656 (-39%)

Аналогичным образом проделана работа по оценке влияния панелей каркаса кузова на его крутильную жесткость. Для этого, в качестве базовой модели взят каркас кузова без панелей и стекол. Затем поочередно и последовательно добавлялись панели одна за другой, и проводился расчет на кручение с дальнейшим сравнительным анализом получаемых величин крутильной жесткости. Результаты представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Величины крутильной жесткости

№ п/п	Описание конструкции	Жесткость на кручение (Н*м/град).	Изменения крутильной жесткости по отношению к предыдущему варианту(%).
1	Каркас кузова без панелей.	1867 (100%)	-
2	Каркас и панель крыши (0.8 мм.)	2854 (+53%)	+ 53%
3	Каркас, панель крыши и пол (1 мм.).	3414(+83%)	+ 20%
4	Каркас, панель крыши, пол и щиток передка (1мм.)	5655(+203%)	+65%
5	Каркас, панель крыши, пол, щиток передка и лобовое стекло.	7055(+278%)	+24%
6	Каркас, панель крыши, пол, щиток передка, лобовое стекло и стекло заднее.	8155(+337%)	+16%

Таким образом, достаточно существенное влияние на крутильную жесткость оказывают щиток передка, панель крыши и клееные стекла. Так как непосредственное участие панелей и стекол на крутильную жесткость уже предопределено, и работая с панелями можно только лавировать их локальными жесткостями, то для обеспечения требуемой крутильной жесткости кузова, более детальному рассмотрению подвергнется балочный каркас и сочленения между балочными элементами, как наиболее перспективные составляющие элементы кузова в плане увеличения крутильной жесткости.

Многие машиностроительные конструкции имеют более или менее ярко выраженную балочную структуру. Каркас кузова автомобиля так же

может быть рассмотрен как структура с существенным присутствием балочных элементов. Поэтому оптимальный подбор геометрических параметров их поперечных сечений, очевидно, является чрезвычайно важной задачей.

Очень полезная информация в этом плане может быть получена уже на самых ранних этапах проектирования кузова, при упрощенном моделировании каркаса с широким использованием балочных конечных элементов. Информация как о рациональном расположении балок, определяющих силовую схему кузова, так и о корректных жесткостных характеристиках их поперечных сечений, полученная на этом этапе, существенно сокращает затраты в дальнейшем проектировании, и заложит базовую жесткость кузова, которая на конечном этапе проектирования может незначительно варьироваться как большую, так и в меньшую сторону.

Понятно, что сечения балок, используемые в реальной конструкции, могут быть чрезвычайно сложны. Это много замкнутые сечения сложной конфигурации. Однако, когда мы говорим о ранних этапах проектирования, о прикидочных расчетах, о переборе конкурентных вариантов, нет смысла оперировать со сложными сечениями.

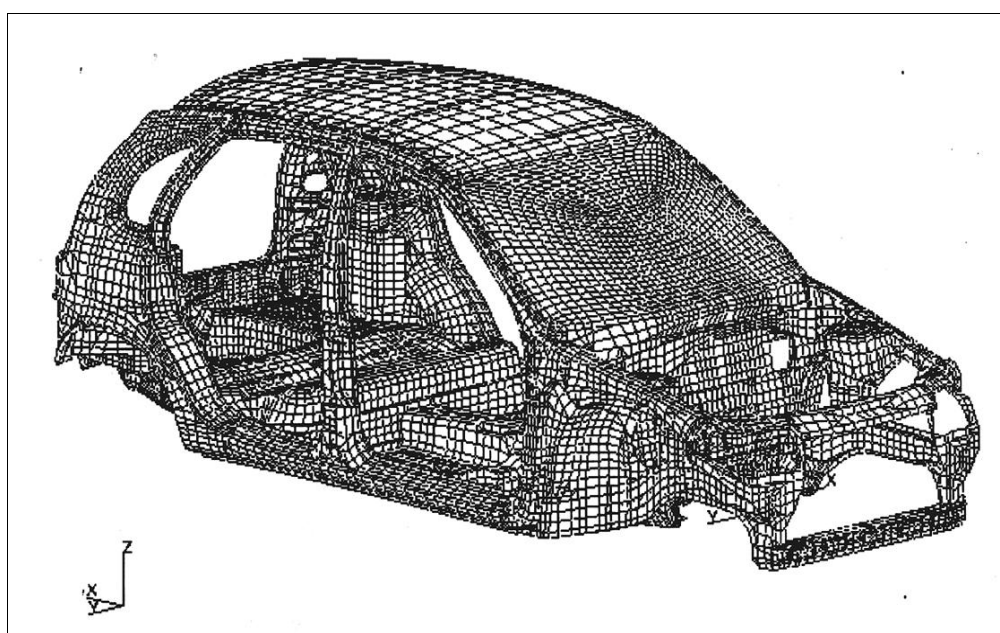


Рисунок 2.1 – Оболочечная КЭМ каркаса кузова

И набор сечений, используемых в программных продуктах MSC/PATRAN, MSC/NASTRAN, оказывается вполне достаточным. А полученные на этом этапе данные используются для качественного обоснованного выбора параметров реальных сечений. Чтобы оценить, в какой мере можно доверять упрощенной балочной модели, сравним результаты расчетов подробной оболочечной модели с результатами расчетов ее балочной аналогии. На рисунке 2.1 представлена, конечно - элементная модель (КЭМ) каркаса кузова одного из автомобилей, набранная из оболочечных элементов.

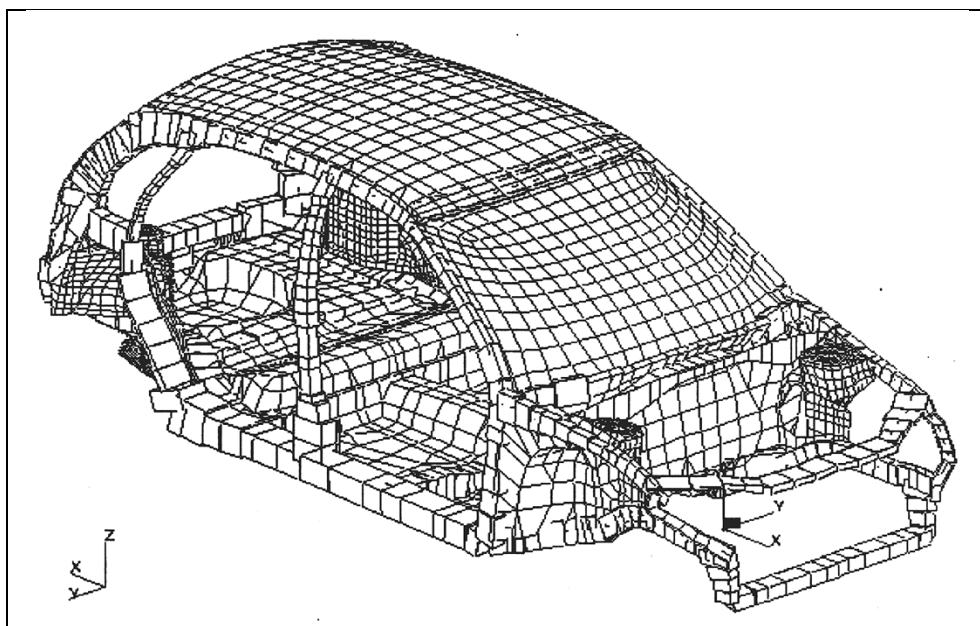


Рисунок 2.2 – КЭМ с использованием балочных элементов

На рисунке 2.2 представлена, КЭМ того же кузова, но в тех зонах, где может быть обосновано применение балочных элементов, подробная оболочечная структура заменена балочной. На рисунке 2.3 та же модель, что и на втором, но для наглядности отображены только балочные элементы модели.

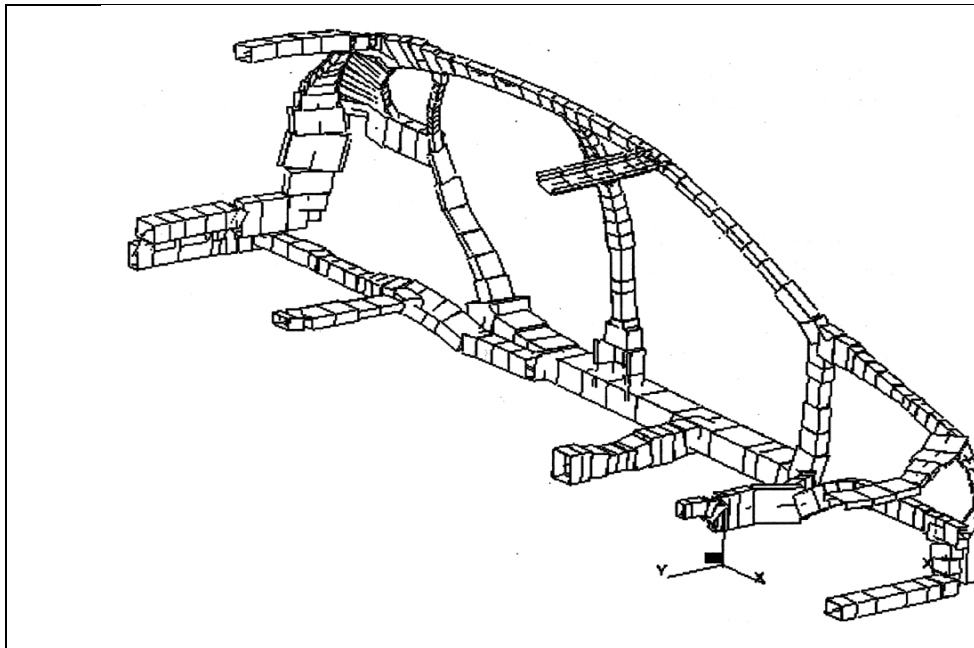


Рисунок 2.3 – Балочные элементы модели каркаса кузова

Чтобы сравнение было наиболее наглядным, была использована самая не затейливая методика перехода от сложных реальных сечений к простым сечениям используемых в выше указанных программных продуктах. Для построения балочной модели, использовались сечения коробчатого и швеллерного типа, рисунок 2.4.

Коробчатым сечением моделировались замкнутые и много замкнутые контура. А швеллерами открытые сечения. При этом делалась попытка подобрать сечения близкими по жесткостным характеристикам к реальным сечениям. Геометрические параметры сечений подбирались таким образом, чтобы в плане, максимально приближались к контурам реальных сечений.

На обе модели были наложены одинаковые граничные условия несимметричного кручения кузова. Решалась задача линейной статики. Жесткость балочной модели оказалась на 19% выше жесткости оболочечной. Много это или мало? Рассматриваемая оболочечная модель включает в себя 38500 узлов. Понятно, что модель такой подробности может появиться только уже на завершающих этапах проектирования. На начальных же этапах, очевидно, используются модели меньшей размерности. По нашим данным, при уменьшении размерности модели, представленной на рисунке

2.1, в 4 раза (до порядка 9500 узлов), приводит к завышению расчетной жесткости на 12-15%. То есть, наша, построенная описанным выше способом балочная модель, по жесткости дает результаты на уровне оболочечной модели среднего уровня. Следовательно, результаты, получаемые на такой модели (с широким использованием балочных элементов) могут рассматриваться как вполне достоверные. И оптимальное распределение геометрических параметров сечений действительно может являться руководящей информацией при проектировании реальных сечений кузова. Рассмотрим теперь вопрос получения этого оптимального распределения с заданными конструктивно-технологическими параметрами.

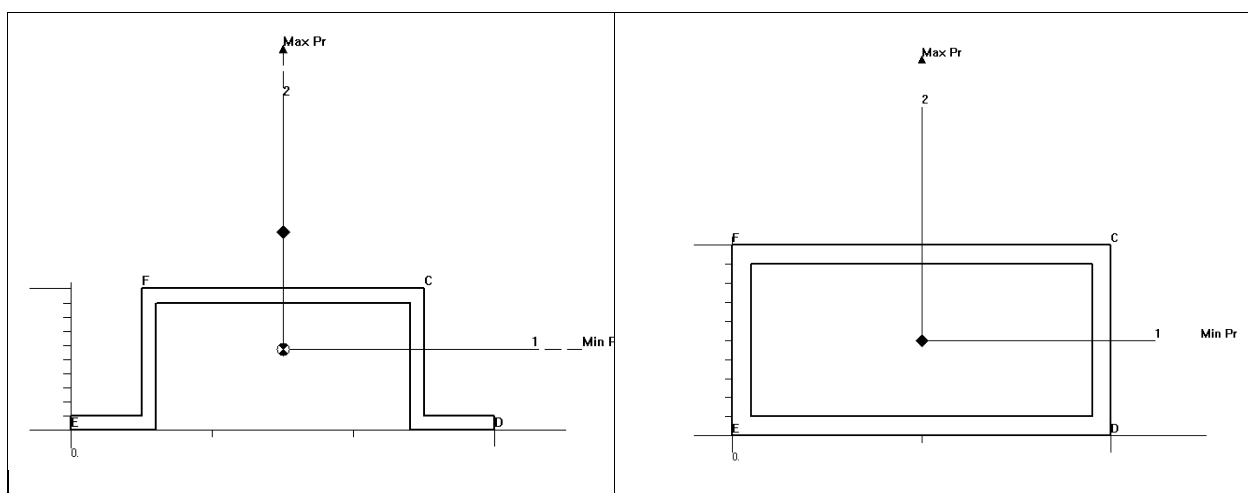


Рисунок 2.4 – Сечение швеллерного и коробчатого типа

MSC/NASTRAN и MSC/PATRAN представляют обширные возможности аппарата оптимизации, как с точки зрения пре- и постпроцессора, так и с точки зрения устойчивости алгоритмов оптимизации. Функцией цели при постановке оптимизационной задачи является вес конструкции. Описываются конструктивно-технологические ограничения, накладываемые на геометрические параметры балочных сечений. Задаются ограничения на величины статических реакций (перемещений и/или напряжений) в контрольных узлах и/или элементах конструкции. Пользовательский интерфейс построен таким образом, что с минимальными

временными затратами обеспечивает описание даже очень больших оптимизационных задач.

В качестве проектных переменных выбирались ширины и высоты балочных сечений. Наши тесты показали, что влияние толщин стенок сечений в проектном диапазоне на общую жесткость кузова сравнительно не значительно. Поэтому толщины стенок не оптимизировались.

Конструкция была нагружена кручением. Накладывались ограничения на Z-перемещения узла в центре стакана передней подвески. Так же во всех балочных элементах контролировались напряжения. Величина Z-перемещения узла вычислялась из значения крутильной жесткости, закладываемой в проект оптимизации каркаса кузова.

Как показывает наша практика оптимизационных задач, более качественные проекты в процессе оптимизации достигаются, когда величины статических реакций в исходном проекте превышают допустимое значение.

Было выполнено 11 итераций оптимизационного процесса. В результирующем проекте было получено заданное перемещение в контрольном узле, и максимальные напряжения в балочных элементах соответствовали заданному уровню. В результате оптимизации геометрия сечений в модели изменилась. Это уже не та модель, что изображена на рисунке 2.2 и рисунке 2.3. Балочная структура нашего проекта представлена на рисунке 2.5 (оболочечные элементы для наглядности не отображены). Традиционным способом, в виде линейных отрезков, изображены балки, параметры сечений которых не участвовали в оптимизации.



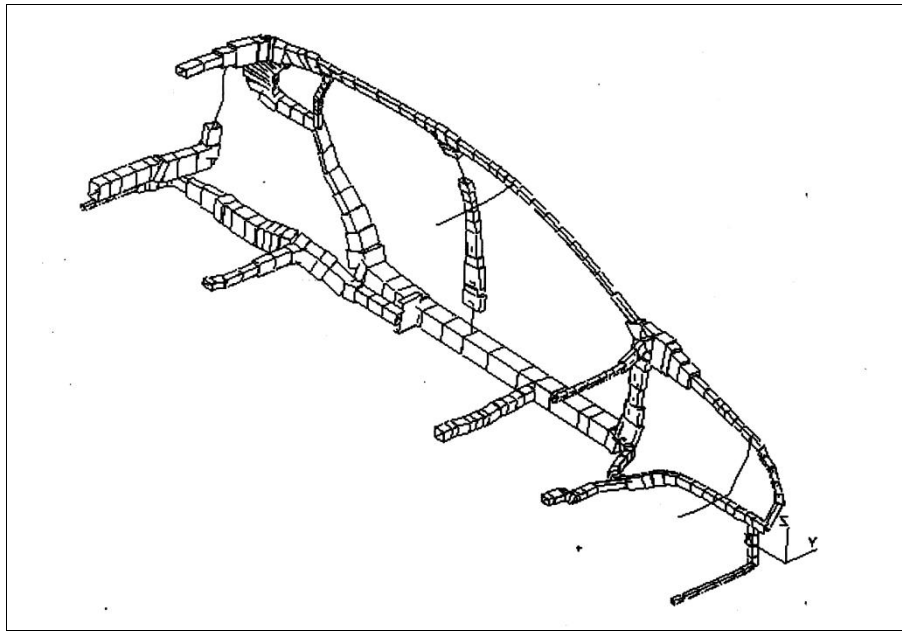


Рисунок 2.5 – Балочная структура окончательного проекта

Целиком взятая, данная конструкция не имеет большой практической ценности. Практический интерес здесь представляют главным образом результаты в зоне среднего пола. Потому что для этой зоны общее кручение кузова (которое и анализировалось) является расчетным случаем нагружения. Другие узлы конструкции имеют другие расчетные нагрузки. И то, что хорошо при кручении, в этих условиях становится не приемлемым. Так, сечения лонжеронов и порогов выбираются по условиям пассивной безопасности. И, заранее выбранные, уже не должны были бы меняться в нашем оптимизационном расчете. Параметры центральной стойки определяются, в том числе, из учета усилий от навески двери, и т.д.

MSC/NASTRAN – мощная система. Она позволяет в одном оптимизационном расчете, путем включения в него нескольких нагрузочных случаев, получить оптимальный проект, одновременно удовлетворяющий всему спектру нагрузок и накладываемым на отклик узлов конструкции ограничениям. Так, можно было бы в этом же оптимизационном процессе, добавит к нашему расчетному случаю (кручение кузова) дополнительные расчетные случаи, соответствующие изгибу кузова, навески дверей на

стойки, величины собственных частот, и т.д. И за один расчет получить проект, удовлетворяющий всем этим факторам.

В заключении данного раздела хочется отметить очень важный вывод. о том, что на самом деле, не смотря на часто предвзятое отношение к использованию балочных элементов, они позволяют получать не менее качественные результаты, чем в случае использования чисто оболочечных моделей. А на ранних этапах проектирования, можно говорить о балочных расчетных моделях, как о наиболее привлекательных. Поскольку такие модели сравнительно просты в реализации, не требуют значительных вычислительных затрат, и открывают широкие возможности к использованию аппарата оптимизации.

Немаловажную роль в работе балочной конструкции играют соединения балочных компонентов. Сами балочные компоненты могут быть достаточно хорошо развитыми и иметь достаточный запас жесткости и прочности, но если их соединения не прочны, то жесткость конструкции будет определяться по ее самому слабому звену. Поэтому анализ балочных соединений немаловажная компонента в проектировании кузова с заданной величиной крутильной жесткости.

В расчетном пакете MSC/NASTRAN имеется внутренний модуль, который позволяет делать сравнительную оценку проектных переменных по силе влияния их на задаваемые параметры. Используя эту идею, была разработана методика оценки влияния сочленений балочных компонентов на ограничения величин статических реакций.

Суть методики в следующем: в местах сочленений ярко выраженной балочной структуры вставляются небольшие «косынки» (распорки). Толщина вставок настолько мала (0.01 мм.), что она не влияет на общую и локальную жесткость конструкции. Но зато они могут выступать в роли индикаторов, по которым можно делать выводы о жесткости того или иного сочленения и его влияния на общую крутильную жесткость кузова.

Для этого задаются проектные переменные на каждую такую распорку. Формулируется оптимизационная задача с теми условиями, которые мы хотим получить в итоге. В нашем случае это заданная крутильная жесткость кузова. И используя, обозначенный выше модуль программного продукта MSC/NASTRAN вычисляем коэффициенты чувствительности каждой проектной переменной по каждому ограничению на статические реакции. Тем самым мы получим коэффициенты чувствительности на степень влияния той или иной распорки на крутильную жесткость конструкции. Далее следует анализ полученных коэффициентов чувствительности, и чем выше коэффициент, тем большее влияние оказывает на крутильную жесткость данное сочленение балочных компонентов. И как следствие нуждается в более детальной и тщательной проработки данного сочленения, с точки зрения жесткости.

## **3 Методика обеспечения требований к напряженно-деформированному состоянию кузова**

### **3.1 Основные требования к НДС**

Для того, чтобы снизить риск травмирования водителя и пассажира при фронтальном ударе при проектировании нового автомобиля необходимо проводить конструктивную и расчетную проработку силовой схемы автомобиля с точки зрения повышения устойчивости салона.

При ударе функции энергогасящих элементов передка автомобиля в основном выполняют лонжероны. Поэтому рекомендуется подбирать и рассчитывать продольные и поперечные размеры лонжеронов таким образом, чтобы, деформируясь, лонжерон гасил энергию удара, сохраняя уровень замедления автомобиля таким, чтобы усилие, передаваемое на элементы пассажирского салона, было на 20% выше усилия, которое приводит к потере устойчивости салона.

Далее приведены статистические данные, которые были взяты из публикаций в Интернете по результатам испытаний автомобилей малого класса, проводимых по программе EuroNCAP или аналогичных испытаний (удар 64 км/час = 40 миль/час с 40 % перекрытием в деформируемый алюминиевый барьер).



Рисунок 3. 1 – Типовая схема замеров деформаций салона после фронтального удара

Общей тенденцией изменения конструкции автомобиля малого класса является повышение устойчивости (уменьшение деформаций) салона автомобиля при фронтальном ударе.

Типовая схема замеров деформации салона автомобиля приводится на рисунке 3.1.

Имеющиеся данные по деформациям салона были подвергнуты статистической обработке. В результате получены регрессионные зависимости для величин деформаций характерных мест салона, позволяющие прогнозировать эти показатели для перспективного автомобиля.

Дополнительные ограничения на деформации салона.

Можно определить технически целесообразный уровень деформаций кузова при фронтальном ударе, обеспечивающий отсутствие штрафов по кузову и позволяющий реализовать высокоэффективную систему удержания (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Технически целесообразный уровень деформаций кузова автомобиля

Элемент	Смещение		
	X	Z	Y
Рулевое колесо	30	20	0
Стойка А	25	-	-
Панель приборов	25	-	-
Площадка для отдыха ноги	45	-	-
Педали	65	45	-
Щиток передка	90	-	-

### **3.2 Разработка методики построения математических моделей типовых энергопоглощающих элементов**

Решаемые задачи:

- 1) Разработка конструкции энергопоглощающих элементов с заданными характеристиками.
- 2) Сравнение результатов расчета и испытаний.
- 3) Исследование влияния различных параметров расчетной модели на результат расчета.

Для выполнения экспериментальной части работы использовалась жесткая тележка рамной конструкции с закрепленными в передней части энергопоглощающими элементами. Масса тележки в различных испытаниях должна составлять 1-2 тонны. Воспроизводится сценарий испытаний на фронтальное столкновение. Скорости столкновения – до 64 км/час. Требуется за счет применения энергогасящих элементов ограничить замедления, действующие на тележку, величиной 20-30g.

Разработка конструкции энергопоглощающих элементов.

Энергопоглощающие элементы решено было сделать в форме лонжеронов прямоугольного сечения, с фланцами различной формы. Усилие деформации каждого из пары лонжеронов должно быть 100кН для тележки

массой 1т и 200кН для тележки массой 2т. Для того, чтобы полностью погасить энергию тележки с начальной скоростью 50 км/ч, достаточно длины лонжеронов 550 мм, а для тележки с начальной скоростью 64 км/ч требуется 1000 мм.

Путем расчетов в программном комплексе PATRAN/DYTRAN для лонжеронов требовалось подобрать такое сечение и толщину материала, чтобы на протяжении удара не терялась устойчивость, и обеспечивалось заданное усилие.

Материал лонжерона - сталь с пределом текучести 250Мпа.

Потребовалось около 50 расчетов, чтобы подобрать 15 возможных вариантов конструкции лонжеронов с заданными характеристиками. Из них, с учетом имеющегося в наличии металла, отобрано 4 окончательных варианта лонжеронов.

Сравнение результатов расчетов и испытаний.

Были проведены 2 удара тележки - с лонжеронами варианта А со скорости 33,8 км/ч и с лонжеронами варианта В со скорости 43,3км/ч. Замедления, полученные при испытаниях, сравниваются с расчетными на рисунках 3.2 и 3.3.

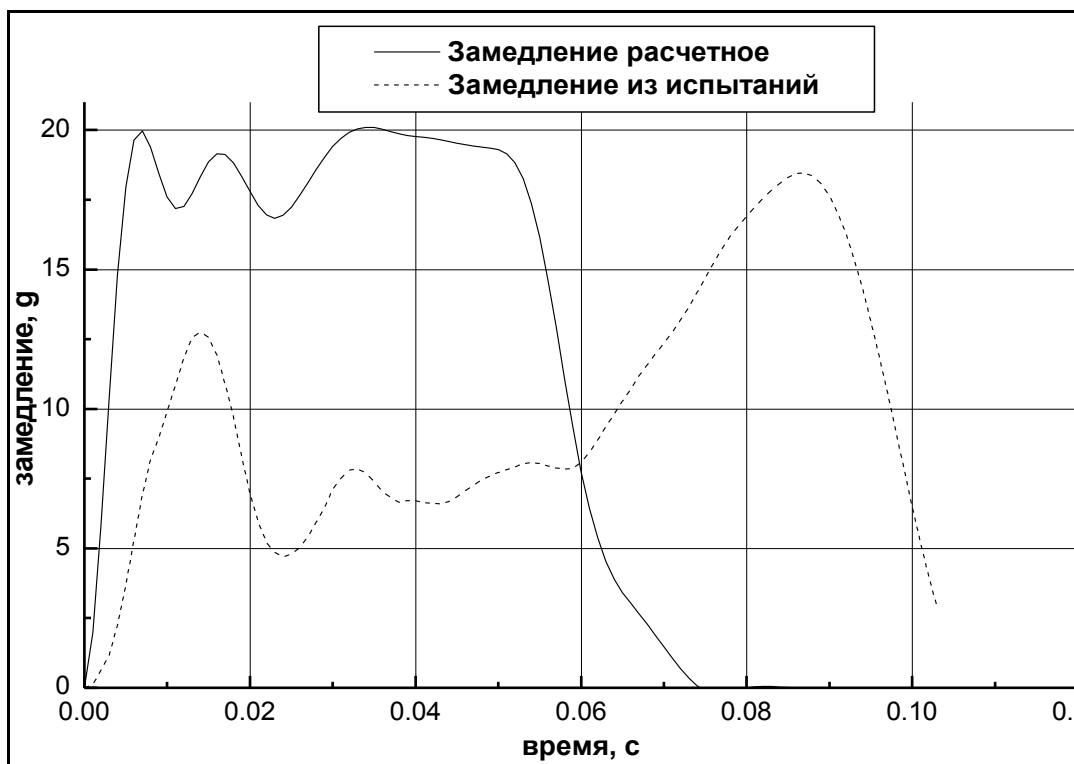


Рисунок 3.2 – Результаты расчета и испытания варианта (А) лонжерона длиной 550мм, сечением 100x150мм, толщиной 1,5мм со скорости 33,8км/ч

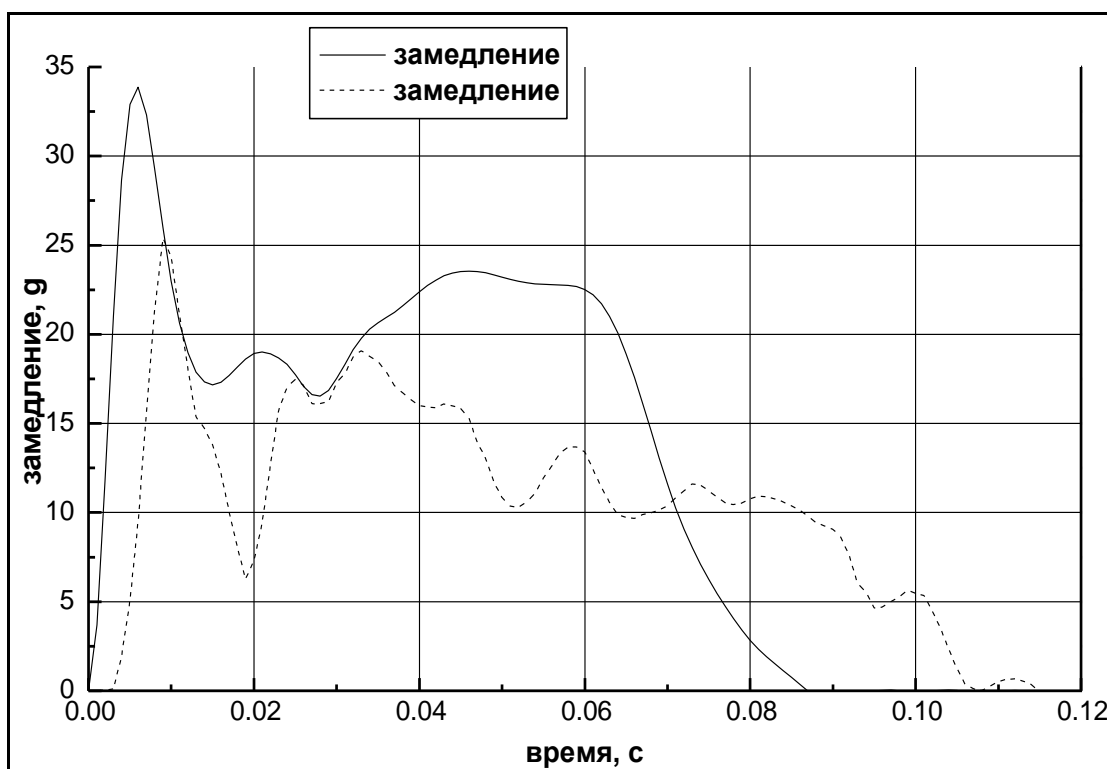


Рисунок 3.3 – Результаты расчета и испытания варианта (В) лонжерона длиной 1000 мм, сечением 150x150мм, толщиной 1,8 мм со скорости 43,3км/ч



В таблице 3.2 представлены результаты сравнения среднего усилия деформации лонжеронов расчетного и полученного в результате испытаний.

Таблица 3.2 – Среднее усилие деформации лонжеронов

	Среднее усилие деформации лонжеронов, кН	
	Испытания	Расчет
Вариант <u>A</u>	84,9	204,1
Вариант <u>B</u>	143,5	200,2

Изменение допустимых скоростей для испытаний лонжеронов.

Из сравнения результатов расчетов и испытаний видно, что на самом деле усилие деформации лонжерона меньше, чем заданное. Значит, при ударе тележки с максимальной начальной скоростью, длины лонжерона не хватит для полной остановки тележки. Поэтому начальные скорости, для которых велся расчет, являются недопустимо большими. Надо найти новые максимально-допустимые скорости, чтобы тележка полностью останавливалась, а наибольшая деформация после удара составляла бы 75-80% от начальной длины лонжерона, как во время испытания варианта A.

Было проведено 8 расчетов, в результате которых определены максимально-допустимые начальные скорости. Они приведены в таблице 3.3. Результаты расчета приведены на рисунке 3.4.

Таблица 3.3 – Максимально допустимая начальная скорость

Вариант лонжерона	<u>A</u>	<u>B</u>	<u>B</u>	<u>Г</u>
Допустимая скорость, м/с	9,4	12	14,5	16

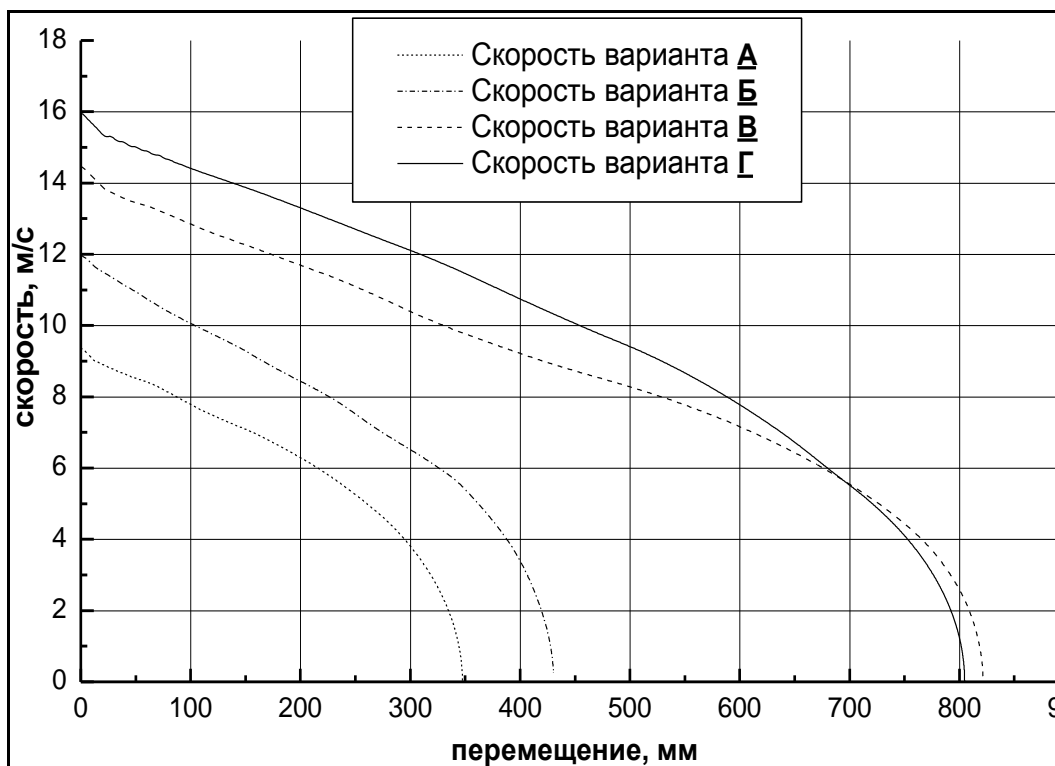


Рисунок 3.4 – Гашение максимально допустимых скоростей на заданной длине лонжерона

Исследование влияния различных параметров модели на результаты расчета.

Отличие результатов испытаний от расчетных определяется точностью исходных данных, точностью построения модели, влиянием тех или иных применяемых расчетных приемов. Уточнение модели лучше всего начинать с тех факторов, которые в наибольшей степени влияют на получаемые результаты.

Поэтому была проведена работа по выявлению чувствительности модели к изменению основных параметров:

- характер соединения фланцев;
- свойства материала;
- размер элементов;
- расположение и форма элементов по отношению к направлению удара;
- наличие самоконтакта в модели;

Расчеты проводились для варианта А. Всего проведено около 30 расчетов.

#### Влияние характера соединения фланцев

В расчетной модели фланцы описывались в виде элементов с двойной толщиной. На самом деле лонжероны состоят из двух частей, сваренных между собой с шагом 45-50мм.

Для определения последствий ввода сварных точек сравнивались варианты с шагом сварки от 25 до 75 мм и совсем без сварки (слитые двойные фланцы). Все варианты имели размер элементов 25 мм.

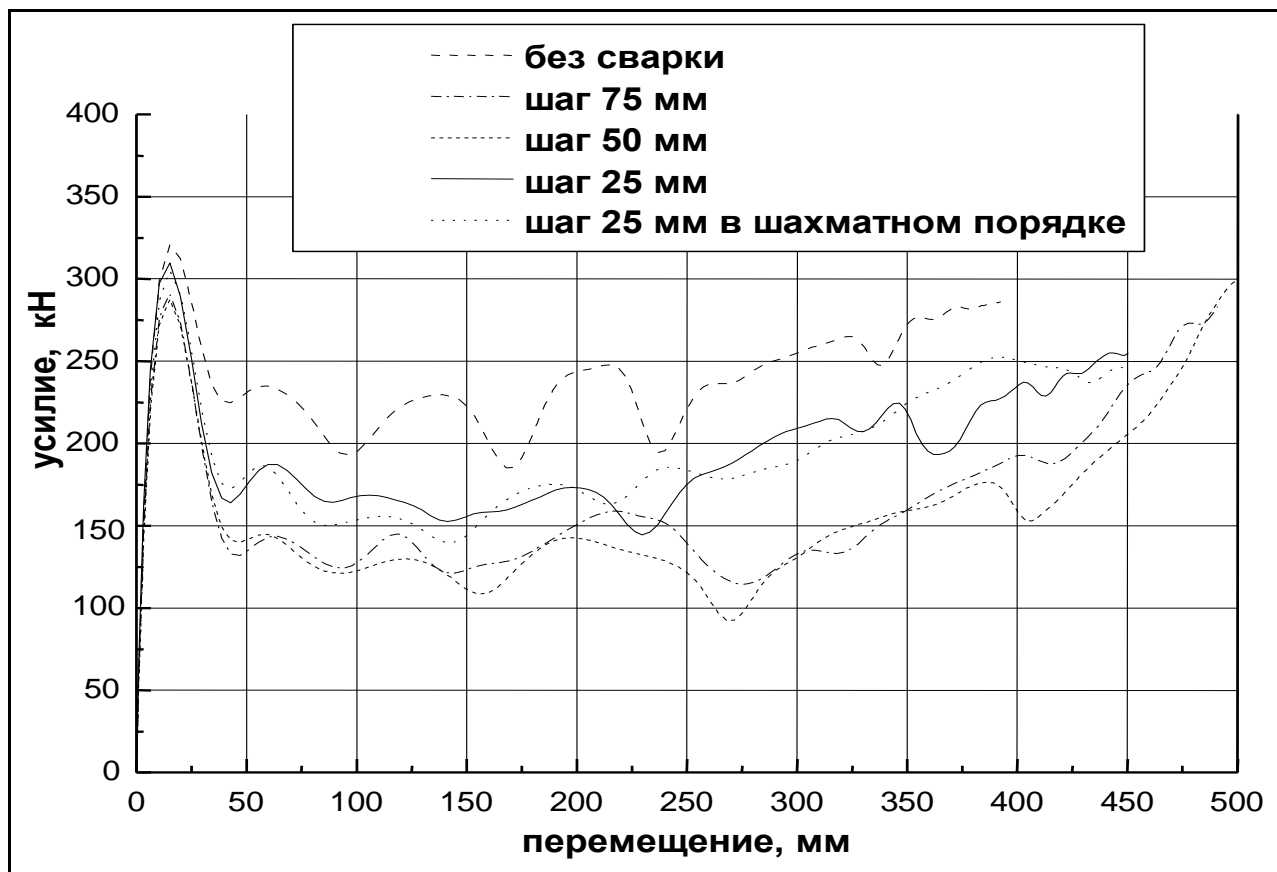


Рисунок 3.5 – Влияние шага сварки

Таблица 3.4 – Влияние шага сварки

Средние усилия деформации лонжеронов приводятся в таблице 3.4.

Ближе всего к результатам испытаний (среднее усилие деформации 84,9кН) находится вариант с шагом сварки 50мм – реальным шагом сварки лонжеронов. Желательно вводить шаг сварки как можно ближе к реальному шагу.

Шаг сварки, мм	Среднее усилие деформации, кН
Слитые фланцы	232,9
75	149,5
50	143,1
25	187,6
25 в шахматном порядке	187,9

Изменение времени расчета при введении в модель сварки объясняется тем, что шаг и время расчета в DYTRAN прямо пропорционально зависит от минимального размера элементов. Так как элементы фланцев двух половинок лонжерона имеют возможность расходиться и деформируются меньше, а минимальный размер элемента остается большим, чем в варианте со слитыми фланцами, то время расчета уменьшается.

На нешироких фланцах (15 мм) различие расположения сварных точек не сказывается на получаемом усилии.

Влияние свойств материала.

Обычно в расчетах используется упругопластический материал с характеристикой, приведенной на рисунке 3.6. После того, как лонжероны были изготовлены, используемый материал отправили в исследовательский центр для определения марки и механических свойств. Полученные в результате диаграммы напряжений показаны на том же рисунке 3.6.

Истинные диаграммы отличаются от расчетной величиной предела текучести, а наклон пластической части характеристик практически одинаков. Требуется определить, насколько сильно влияет на общий результат величина предела текучести.

Исследовалось изменение формы графиков и величины усилия при изменении предела текучести от 120 до 300МПа.

Изменение среднего усилия деформации лонжеронов показано в таблице 3.5.

При изменении предела текучести от 120 до 200Мпа существенного увеличения усилия не происходит. Дальнейшее увеличение предела текучести вызывает заметное увеличение усилия.

Таблица 3.5 – Влияние свойств материала

Предел текучести, Мпа	Среднее усилие деформации, кН
300	172,7
250	143,1
200	128,6
120	129,6

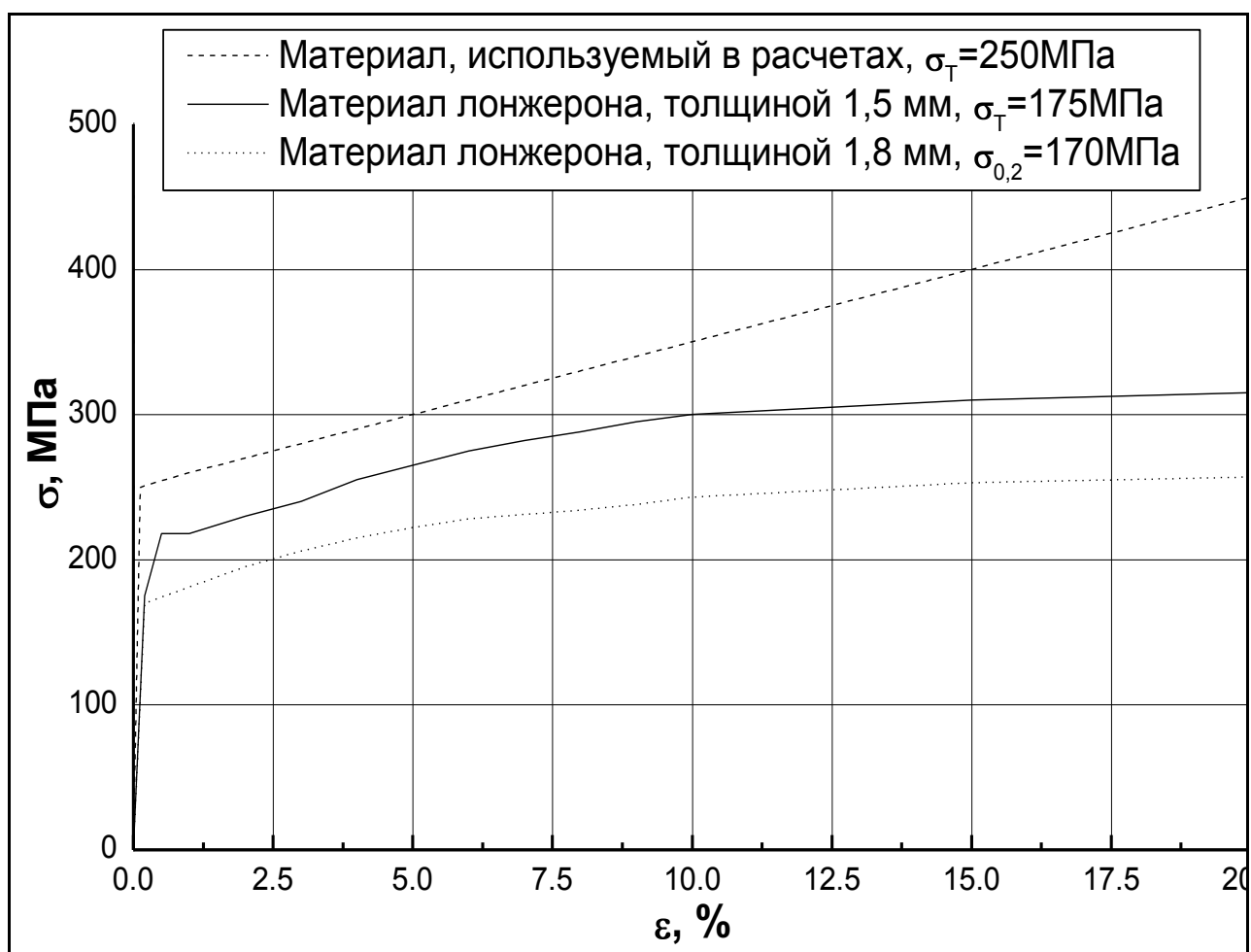


Рисунок 3.6 – Характеристики материала

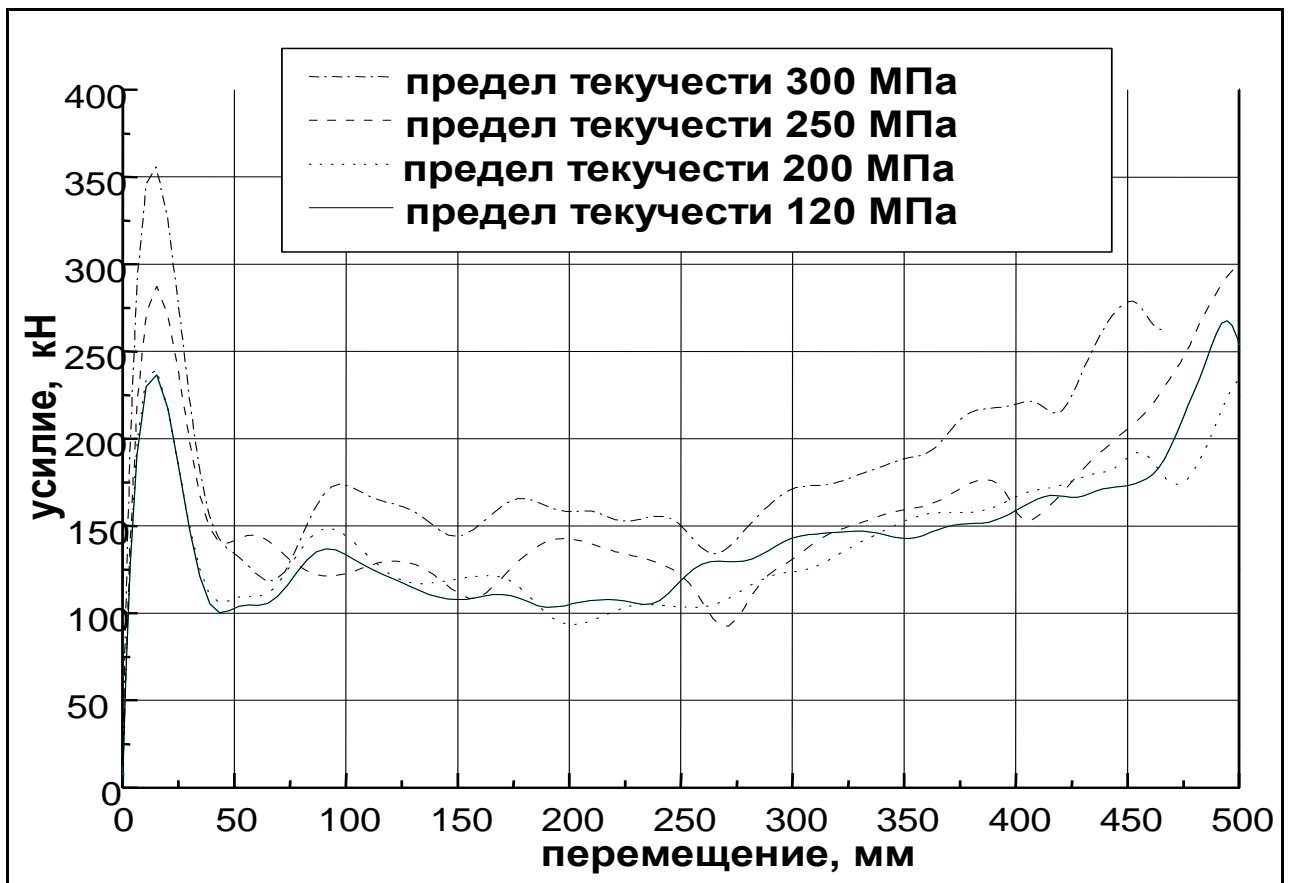


Рисунок 3.7 – Влияние предела текучести

Изменение предела текучести в расчетной модели с 250 до 170 МПа должно оказать заметное влияние на величину усилия деформации лонжерона.

Влияние размера элементов.

Размер элементов в любой конечно-элементной модели оказывает наибольшее влияние на результат. Чем меньше размер элементов, тем выше точность расчета. Но при определенной величине элементов (обычно, когда их размер становится равным наименьшему геометрическому размеру конструкции) дальнейшее их уменьшение не приводит к существенному изменению результата.

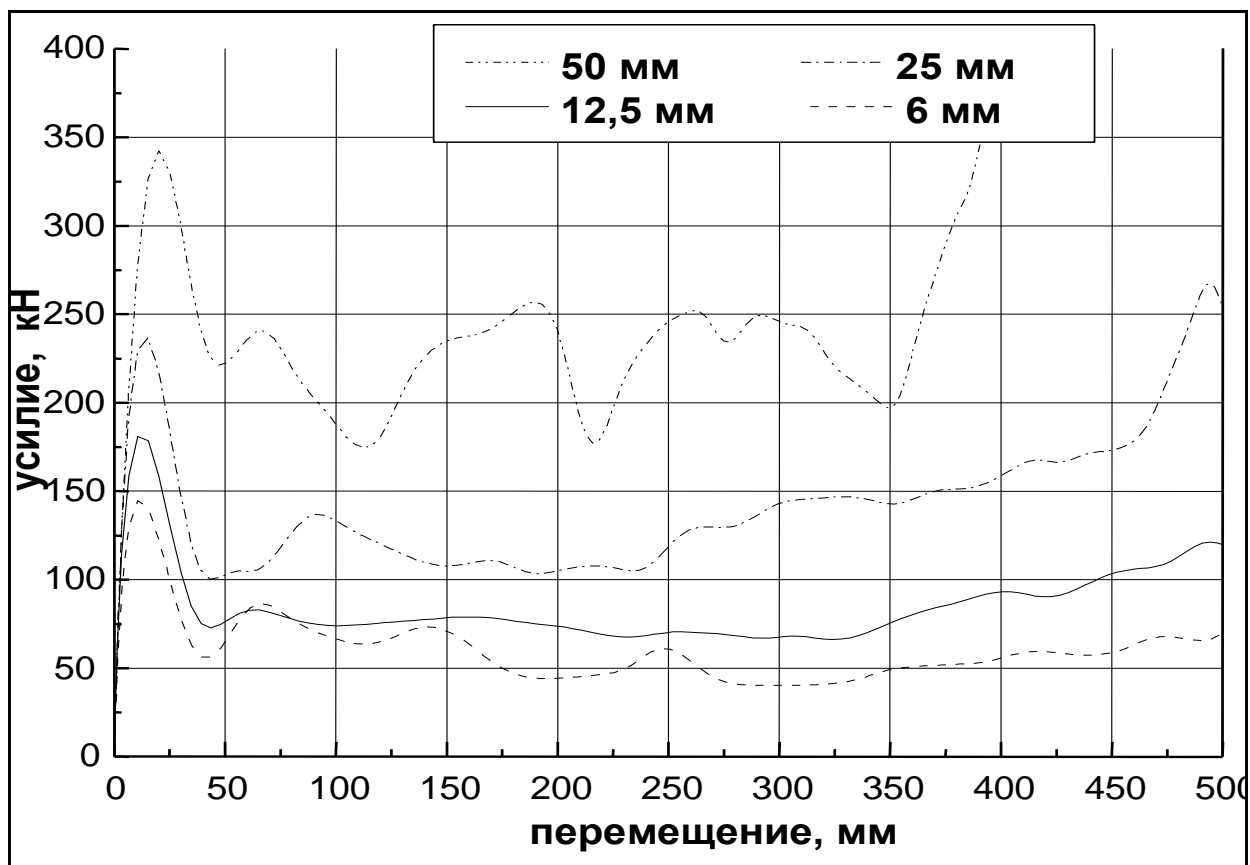


Рисунок 3.8 – Влияние размера элементов

С другой стороны уменьшение размера элементов приводит к сильному увеличению времени расчета, а, в некоторых случаях, расчет становится невозможен.

В исходной модели использовались элементы размером 25мм для того, чтобы скорость расчета позволяла проводить несколько расчетов в день.

Сравнивались варианты с размером элементов 6, 12,5, 25 и 50 мм.

Средние усилия деформации лонжеронов и время расчета приведены в таблице 3.6.

Ближе всего к реальному значению (среднее усилие деформации 84,9кН) будет давать результат модель с элементами размером 15мм. Однако предстоит выяснить относительно какого геометрического параметра модели (высота и ширина сечения, длина лонжерона, величина фланцев или количество элементов на определенной площади), изменение размера элемента приводит к изменению результата.

Таблица 3.6 – Изменение размера элементов

Размер элементов, мм	Время работы процессора, с	Среднее усилие деформации, кН
50	827	234,7
25	2857	129,6
12,5	12953	80,4
6	119312	60,4

Видно, что при уменьшении размера элемента в два раза время расчета увеличивается на порядок. Это происходит вследствие двух причин:

- увеличение общего количества элементов в модели;
- уменьшение в процессе удара минимального размера элемента, от которого зависит шаг и количество циклов расчета.

Влияние расположения и формы элементов по отношению к направлению удара.

В исходной модели элементы по форме квадратные, т. е. сетка не была специально сориентирована по направлению к удару. Требуется выяснить, как повлияет на результат расчета применение прямоугольных элементов, различно ориентированных по отношению к направлению удара.

Для сравнения были выбраны два варианта с прямоугольными элементами размером 12,5x25 мм, расположенными вдоль и поперек по отношению к направлению удара, и вариант с квадратными элементами такого размера, чтобы количество элементов на лонжеронах всех вариантов было одинаковым. Квадратные элементы получились размером 17,7x17,7 мм

Средние усилия деформации просчитанных вариантов и длительность расчетов сравниваются в таблице 3.7.

Очевидно, что направление расположения элементов не влияет на результат расчета.



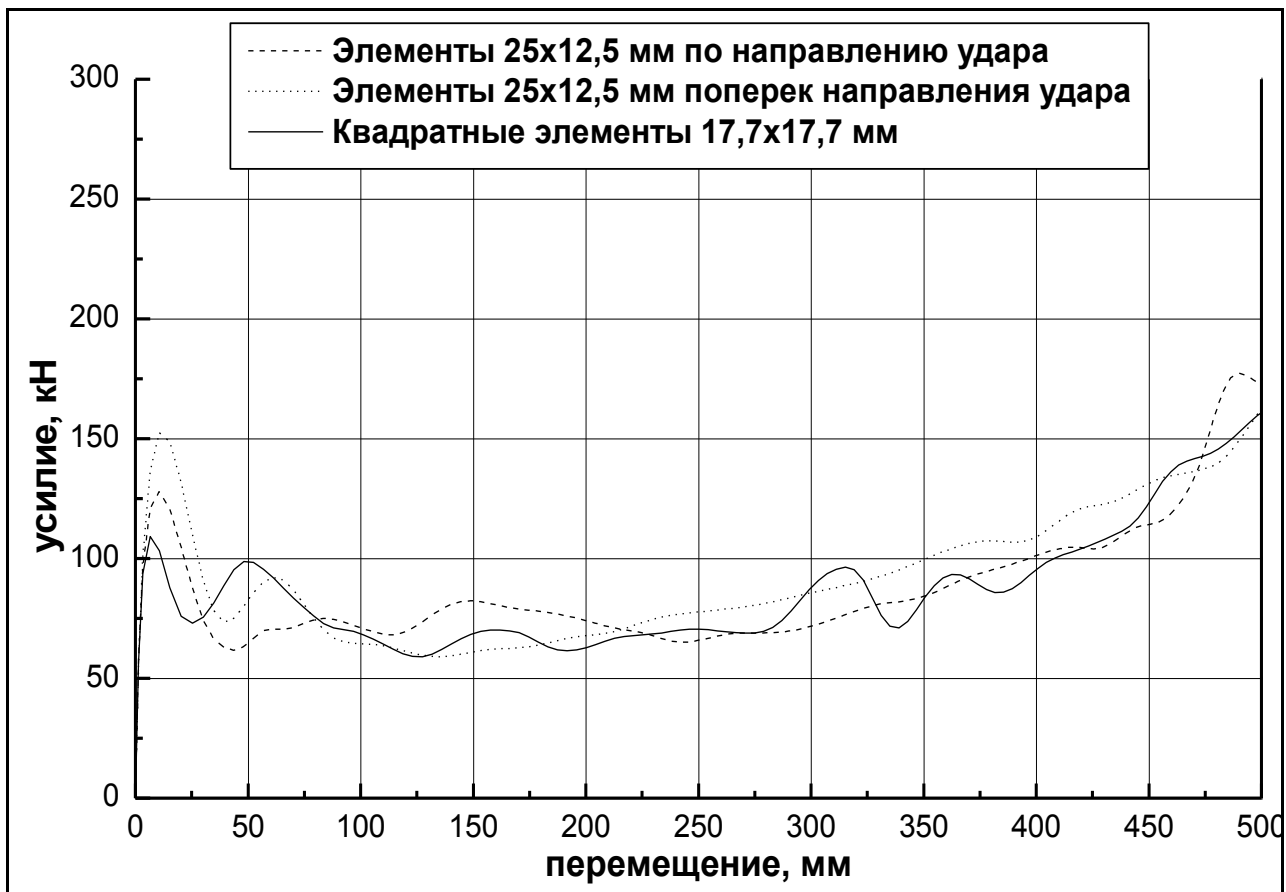


Рисунок 3.9 – Влияние направленности элементов

Таблица 3.7 – Влияние формы элементов

Форма и направление элементов, мм	Количество элементов в модели	Время работы процессора, с	Среднее усилие деформации, кН
25x12,5 по направлению удара	1127	4130	87,50
25x12,5 поперек направления удара	1115	3903	92,68
17,7x17,7	1093	3576	86,74

### Влияние самоконтакта элементов.

В пакете программ PATRAN/DYTRAN возможно описание самоконтакта элементов. Самоконтакт применяется, когда имеется сильная деформация и возникает возможность взаимного проникновения элементов одной и той же детали. Возможно описание самоконтакта с трением между элементами и без трения.

В исходной модели самоконтакт не применялся, т. к. основная деформация происходит в месте удара лонжерона в стену, а контакт лонжерона со стеной описывается обязательно.

Рассматривались варианты с размером элементов 25 мм без самоконтакта, с применением самоконтакта и вариант самоконтакта с трением.

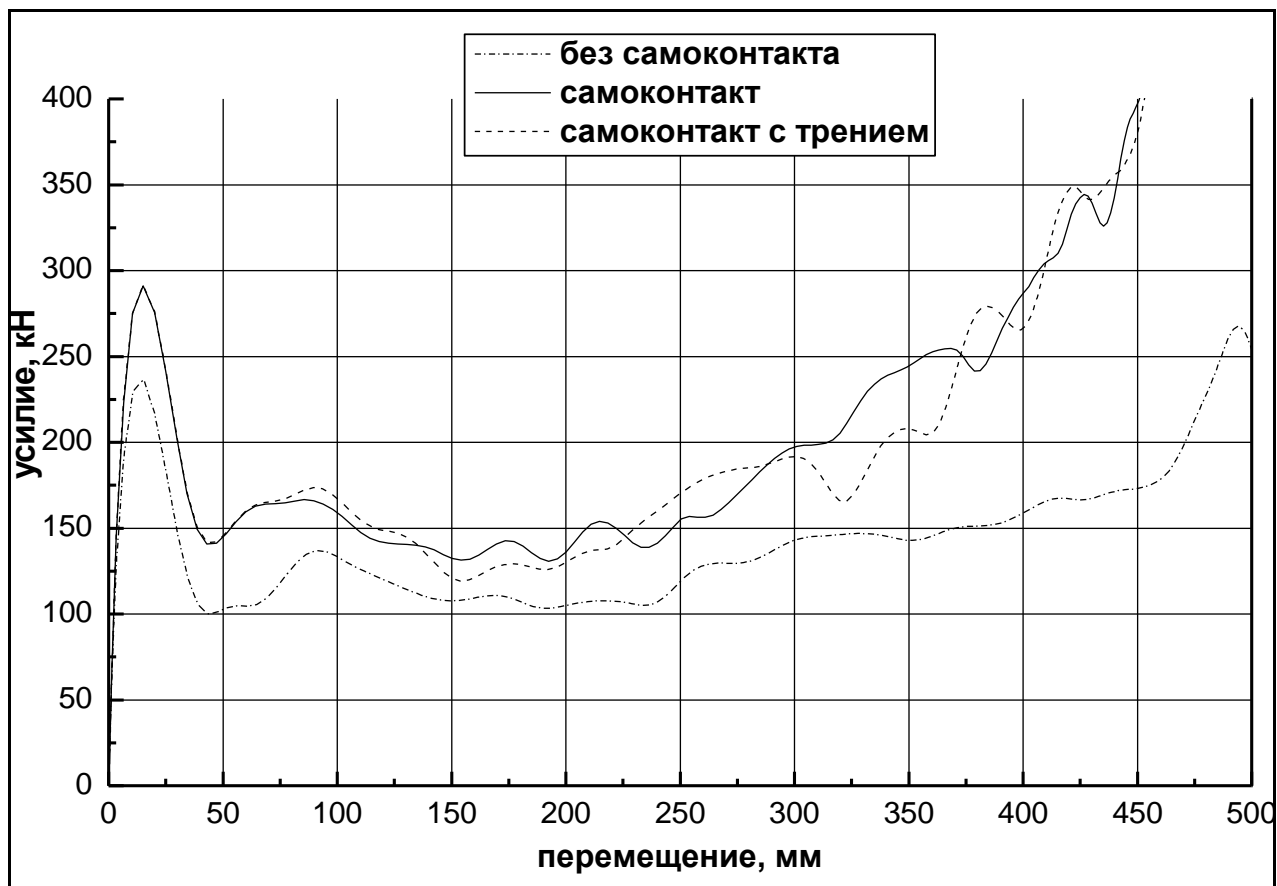


Рисунок 3.10 – Влияние самоконтакта

Средние усилия деформации, полученные в результате расчетов, содержатся в таблице 3.8.

Применение самоконтакта для выбранного размера элементов существенно влияет на результат расчета, особенно когда пластические деформации возрастают.

Таблица 3.8 – Влияние самоконтакта

Описание самоконтакта	Среднее усилие деформации, кН
Без самоконтакта	129,6
Самоконтакт	179,3
Самоконтакт с трением	174,5

Были предприняты попытки расчета моделей с размером элементов 6 и 12,5 мм с самоконтактом, но расчеты прервались на 70% заданного времени из-за резкого уменьшения размера элементов.

Таким образом, сочетание самоконтакта с достаточно маленьким размером элементов довольно опасно и может привести к остановке расчета.

Трение в самоконтакте не оказывает существенного влияния для такой простой детали.

Сочетание самоконтакта и направленного расположения элементов.

Так как применение направленных элементов не повлияло на результаты расчетов, было решено проверить, как изменит результаты расчетов введение в модели самоконтакта. Использовались модели с элементами 25x12,5 мм, расположенными вдоль и поперек направления удара, и с квадратными элементами 17,7x17,7 мм.

Расчеты с элементами 25x12,5 мм, расположенными поперек направлению удара, и с элементами 17,7x17,7 мм прервались на 38-й и 37-й мс соответственно, а расчет с элементами 25x12,5 мм по направлению удара прошел полностью до 50 мс. Однако, при уменьшении размера как квадратных, так и прямоугольных элементов, расчет заканчивался благополучно. Таким образом, для моделей с самоконтактом применение

элементов, расположенных вдоль направления удара, только в некоторых случаях повышает вероятность того, что расчет не прервется и пройдет полностью, а в остальных случаях не влияет на ход расчета.

Изменение моделей энергопоглощающих элементов и сравнение результатов расчетов и испытаний.

По результатам исследования влияния различных параметров, в модель лонжерона вариантов А и В были внесены изменения: размер элементов 15 мм, шаг сварки 45 мм, предел текучести 180 МПа для варианта А и 170 МПа для варианта В, и проведены расчеты.

Результаты расчетов измененной модели сравниваются с результатом испытаний на рисунках 3.11 и 3.12. В таблице 3.9 представлены результаты сравнения среднего усилия деформации измененных лонжеронов и полученного в результате испытаний.

Сравнивая графики и средние усилия деформации видно, что результаты испытаний и расчета уточненных моделей практически совпадают. В модели лонжерона варианта В для получения верного результата следует применять самоконтакт. Очевидно, у более длинных лонжеронов пластическая деформация и взаимное проникновение элементов возрастают по сравнению с 550-миллиметровыми, и становится необходим самоконтакт.

Таблица 3.9 – Результаты расчетов измененных моделей лонжеронов

	Среднее усилие деформации лонжерона, кН		
	Испытания	Расчет без самоконтакта	Расчет с самоконтактом
Вариант <u>А</u>	84,9	85,8	99,1
Вариант <u>В</u>	143,5	115,2	124,2

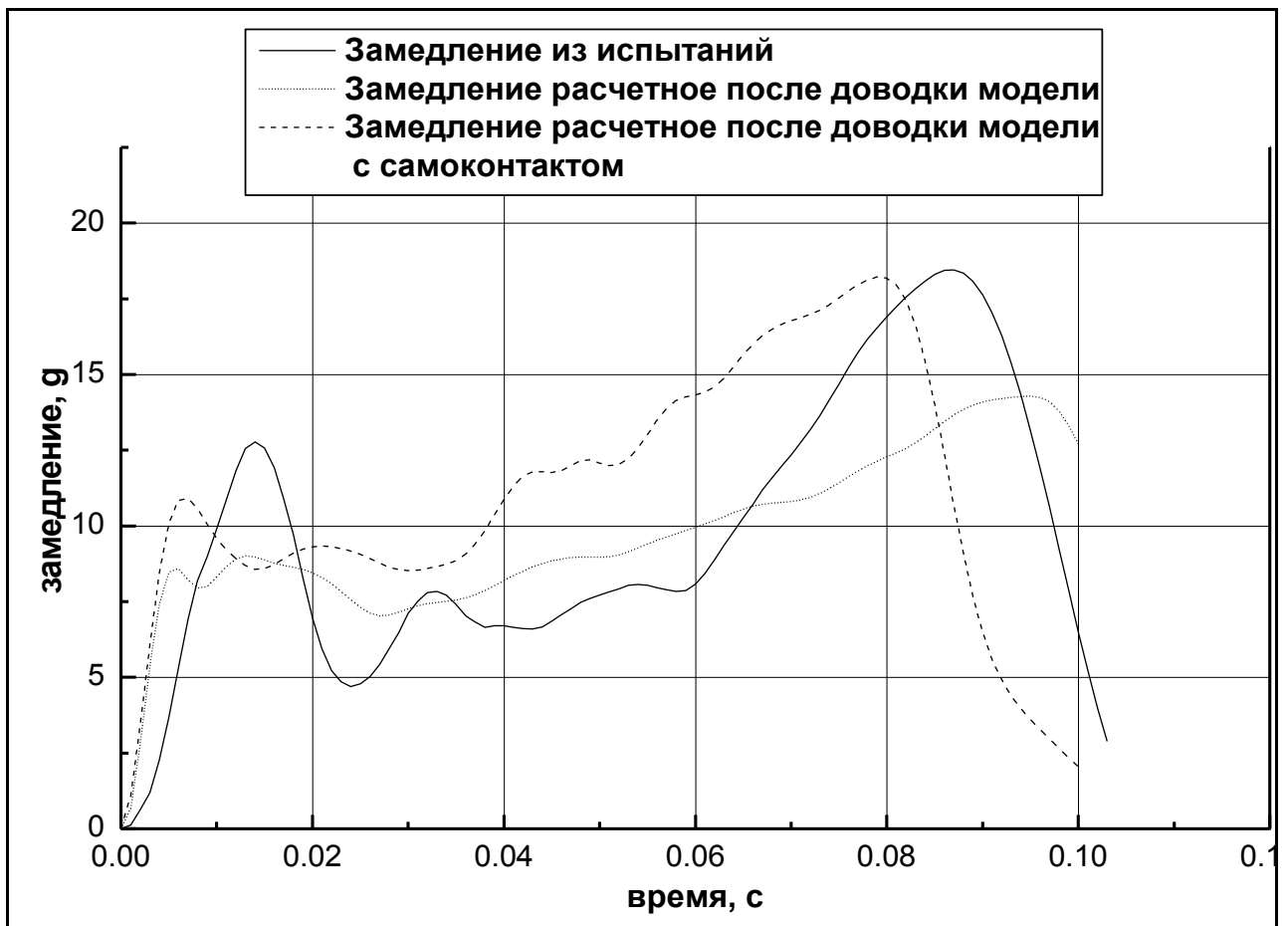


Рисунок 3.11 – Результаты расчета и испытания варианта А лонжерона длиной 550 мм, сечением 100x150мм, толщиной 1,5мм со скорости 33,8км/ч

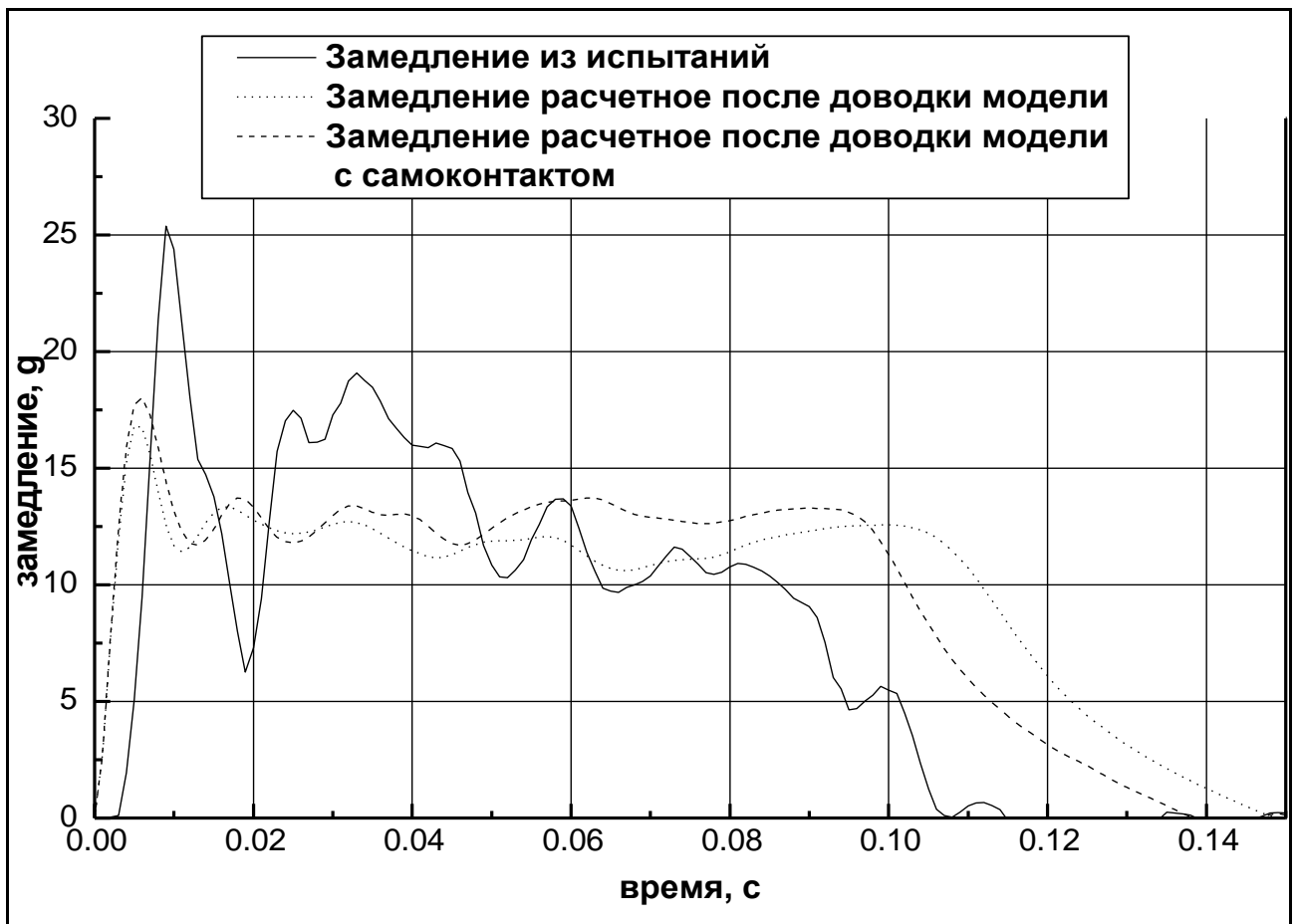


Рисунок 3.12 – Результаты расчета и испытания варианта В лонжерона длиной 1000мм, сечением 150x150мм, толщиной 1,8мм со скорости 43,3км/ч

I. Проведенное расчетное и экспериментальное исследование позволило сформулировать следующие методические рекомендации, которые желательно учитывать при моделировании ударных испытаний:

1) Учет самоконтакта важен при значительных пластических деформациях. При этом не выявлено существенного влияния трения в контакте на результаты расчета.

2) При заданных размерах лонжеронов (500...1000x150x150) лучшие результаты дает модель с минимальным размером элемента 15 мм.

3) При изменении предела текучести от 120 до 200 МПа существенного увеличения усилия не происходит. Дальнейшее увеличение предела текучести вызывает заметное увеличение усилия и оказывает существенное влияние на получаемые результаты. Соответственно для материалов с

пределом текучести более 200 МПа существенно возрастают требования к точности определения величины предела текучести.

4) Применение в модели прямоугольных направленных элементов не влияет на результат расчета и несколько увеличивает его продолжительность по сравнению с моделью, имеющей такое же количество квадратных элементов. Но моделирование деталей, получающих сильные деформации в процессе удара, элементами, расположенными по направлению удара, немного уменьшает вероятность аварийной остановки расчета с самоконтактом.

5) Слияние поверхностей свариваемых деталей (путем задания для соответствующих мест суммарной толщины) является наиболее простым вариантом с точки зрения подготовки модели. Однако этот способ является наименее точным. Рекомендуется учитывать сварные точки слиянием соответствующих узлов на свариваемых поверхностях. При этом необходимо максимально точно воспроизвести шаг сварки в реальной конструкции (насколько это позволяет сделать размер элемента).

II. На сформулированные рекомендации должны оказывать существенное влияние такие параметры ударных испытаний, как размеры конструкции, свойства материала, скорость удара и т.д. Рекомендуется продолжить проведенную работу для уточнения сформулированных методических рекомендаций.

III. Применение сформулированных рекомендаций для расчета ударных испытаний тележки позволило существенно повысить точность расчета усилия деформации энергопоглощающих элементов.

### **3.3. Разработка, тестирование и пробное испытание модели деформируемого барьера для фронтального удара с перекрытием**

Программный комплекс LSTC/LS-DYNA 3d имеет принципиальную возможность моделирования деформируемого барьера. Настоящая работа состоит из следующих этапов:

1) К началу выполнения настоящей работы имелась модель каркаса кузова автомобиля ВАЗ-1118 с дверями, использованная ранее для расчета бокового удара. Для возможно более полного соответствия результатов расчета результатам испытаний, на втором этапе работы эта модель была доработана.

2) Деформируемый барьер имеет достаточно простую геометрическую форму. Однако для обеспечения требуемых Правилом №94 макро характеристик необходимо выполнить большую работу по подбору характеристик материала.

3) Выполнен полномасштабный расчет фронтального удара в соответствии с требованиями Правила №94 ЕЭК ООН до 30 мс с момента начала удара.

Формирование полной расчетной модели автомобиля 1118 для анализа фронтального удара с перекрытием.

Наиболее полной моделью автомобиля ВАЗ-1118 к началу выполнения данной работы являлась модель, использованная в полномасштабном расчете бокового удара. Эта модель была доработана. Дополнительно описан капот, дополнено описание контактного взаимодействия силового агрегата и кузова.



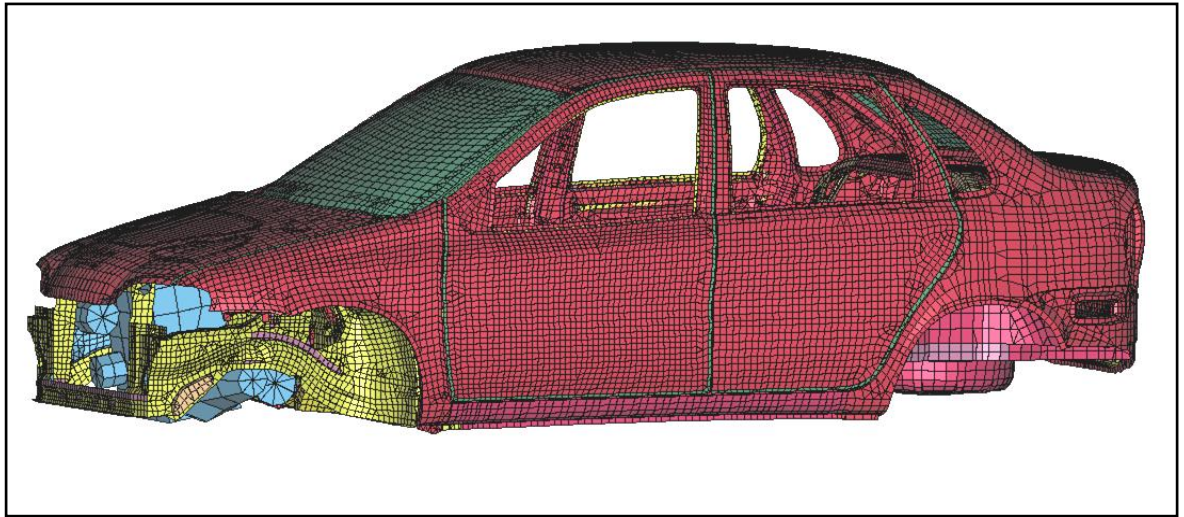


Рисунок 3.13 – Модель VAZ-1118, использованная для расчета фронтального удара с перекрытием

Полученная модель изображена на рисунке 3.13. Она содержит 140000 элементов, 135 000 узлов.

Описание геометрии барьера для фронтального удара.

Испытание автомобиля на фронтальный удар является старейшим видом испытаний по пассивной безопасности. За много лет конструкторами и испытателями осознана важность того, что требования к защите автомобиля при фронтальном ударе должны быть учтены на самых ранних этапах проектирования нового автомобиля. Поэтому геометрические параметры передних лонжеронов должны быть определены сразу после получения технического задания на новый автомобиль. Ясно, что последующее изменение конструкции лонжеронов по результатам натурных испытаний сопряжено с чрезвычайно большими переделками конструкции всего автомобиля. Решением проблемы является применение расчетных методов определения параметров энергопоглощающих элементов, начиная с самых ранних этапов проектирования автомобиля.

В отличие от методики верификации деформируемого барьера для бокового удара, здесь при оценке свойств барьера используется не весь барьер целиком, а лишь образцы его частей. Этих частей в барьере две - бампер и основной сотовый блок. Обе части исполнены из сотового

алюминия, но имеют различные жесткостные характеристики. В соответствии с процедурой сертификации барьера по Правилу №94, тестовым образцом считается вырезанный из тела барьера фрагмент 150x150x50мм, где размер 50мм соответствует толщине, измеряемой в направлении удара барьера. Неподвижные тестовые образцы продавливаются в направлении их толщин жесткой плоскостью со скоростью, не превышающей 0.125 мм/сек, на глубину не менее 16,5мм. По результатам тестового продавливания (получаемых характеристик «усилие продавливания - перемещение жесткой плоскости») делается вывод о приемлемости жесткостных характеристик материалов образцов и, следовательно, о пригодности барьера в целом.

Подбор материала и типа элементов.

С использованием препроцессора MSC/PATRAN, были созданы две конечноэлементных модели (КЭМ) фрагментов частей барьера для последующего расчета их тестового продавливания средствами системы динамического анализа LS-DYNA. Модели имели требуемые размеры 150x150x50мм и соответствовали физическим образцам, взятым для испытания из основного сотового блока и сотового бампера барьера.

Каждая из моделей была набрана из таких же солидных элементов, какие ранее использовались для моделирования сот в барьере для бокового удара. Аналогичным образом обеспечивалась и ориентация ортотропных свойств.

Узлы одной из квадратных граней образца имели возможность перемещаться только в плоскости этой грани (не могли перемещаться в направлении продавливания); а для сегментов солидных элементов, образующих противоположную грань, были заданы условия контакта с продавливающей (поступательно движущейся со скоростью 0.125мм/сек) жесткой (Rigid Body) плоскостью. Здесь так же использовался тип LS-DYNA контакта \*CONTACT\_ONE\_WAY\_SURFACE\_TO\_SURFACE.

Расчетное тестирование свойств барьера и сравнение результатов расчета с результатами испытаний.

Каждая из моделей образцов состояла из 500 солидных элементов с разбиением 10x10x5 (где 5 соответствует толщине). В силу того, что продавливание, в соответствии с Правилom №94, является медленным, квазистатическим, необходимое время процесса очень велико (132 секунды на 16.5мм). В связи с этим, чрезвычайно высоки и вычислительные затраты (до 12час. машинного времени IBM SP2) на расчет одного тестового продавливания средствами системы динамического анализа LS-DYNA.

Как и в случае барьера для бокового удара, итерационно подбирались характеристики сотовых HONEYCOMB материалов бампера и основного блока. Особенность здесь состоит лишь в том, что кривая, определяющая зависимость сдвиговых напряжений от объемных деформаций, рассматривается отдельно от кривой, определяющей нормальные напряжения как функцию от объемных деформаций в направлении осей «b», «c». Т.е. это другая кривая.

Корректно выбранные характеристики HONEYCOMB материалов бампера и основного блока, как и требует методика проверки барьера по Правилу №94, применимы только к диапазону перемещения продавливающей плоскости от 6.4 мм до 16.5 мм.

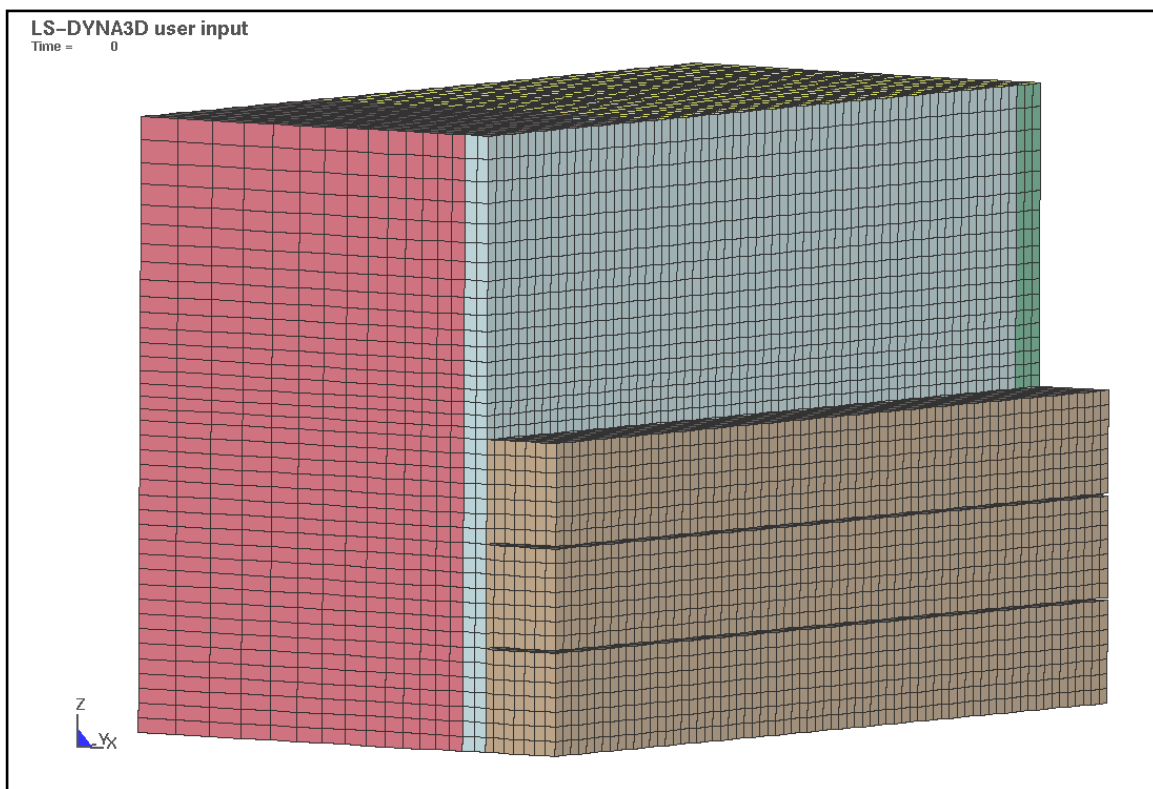


Рисунок 3.14 – Модель деформируемого барьера, используемая для расчета фронтального удара с перекрытием

На рисунке 3.14 изображена разработанная модель барьера для расчета фронтального удара автомобиля.

Расчет фронтального удара ВАЗ-1118 в деформируемый барьер, 40% перекрытие, 56 км/час.

Схема испытаний соответствует спецификациям Правила №94 ЕЭК ООН.

Деформируемый барьер закреплен на бетонном кубе. Автомобиль разгоняется до скорости 56 км/час, после чего проводится столкновение с деформируемым барьером. Пререкрытие передка с барьером при ударе составляет 40%. Удар приходится в левую сторону автомобиля.

Расчетная схема испытаний на фронтальный удар показана на рисунке 3.15.

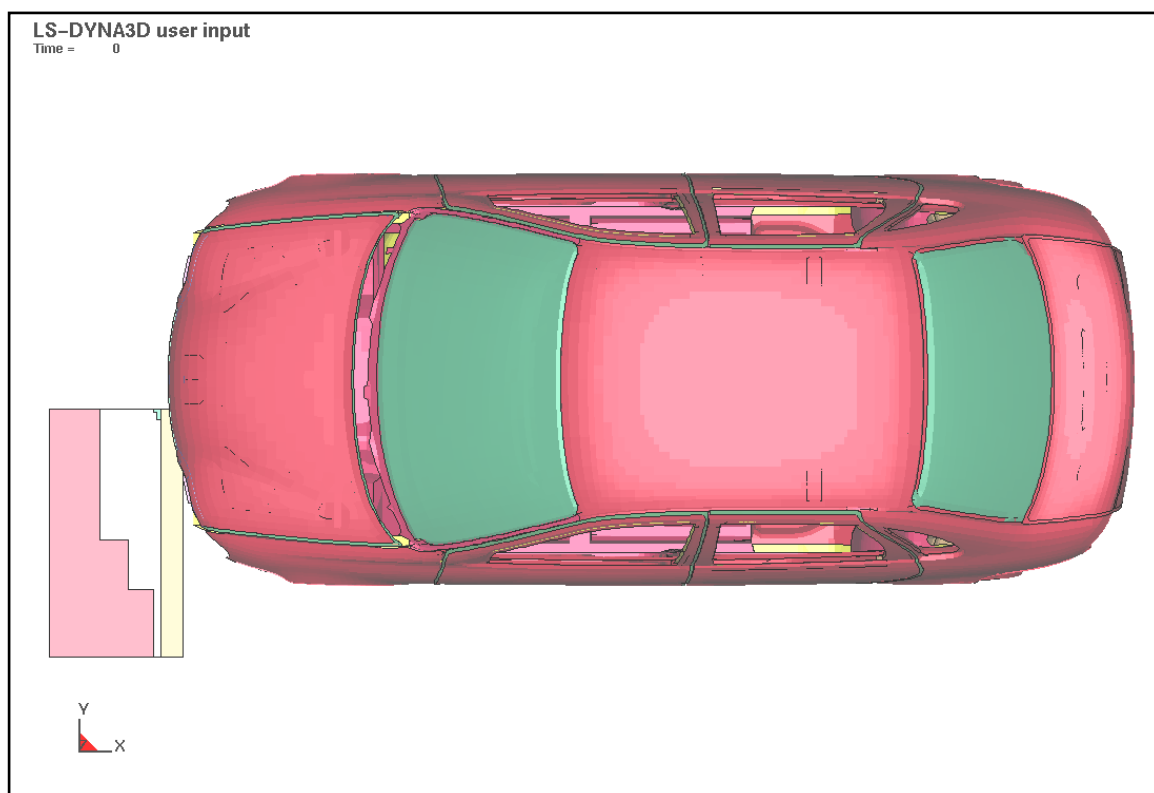


Рисунок 3.15 – Расчетная схема удара в деформируемый барьер с перекрытием 40%

Основной сложностью выполнения этой работы по сравнению с расчетом бокового удара является тот факт, что в конструкции автомобиля при ударе в продольном направлении есть некоторое количество жестких элементов небольшого поперечного сечения, которые проходят сквозь материал деформируемого барьера. Поэтому в ходе расчета в теле барьера могут появиться элементы нулевого или отрицательного объема. Появление этих элементов заранее предсказать невозможно. Исправление модели и ее рестарт требуют достаточно трудоемких процедур.

Сравнение имеющихся результатов расчета (замедление на левом пороге автомобиля) с результатами испытаний показывает высокий уровень совпадения результатов (рисунок 3.16).

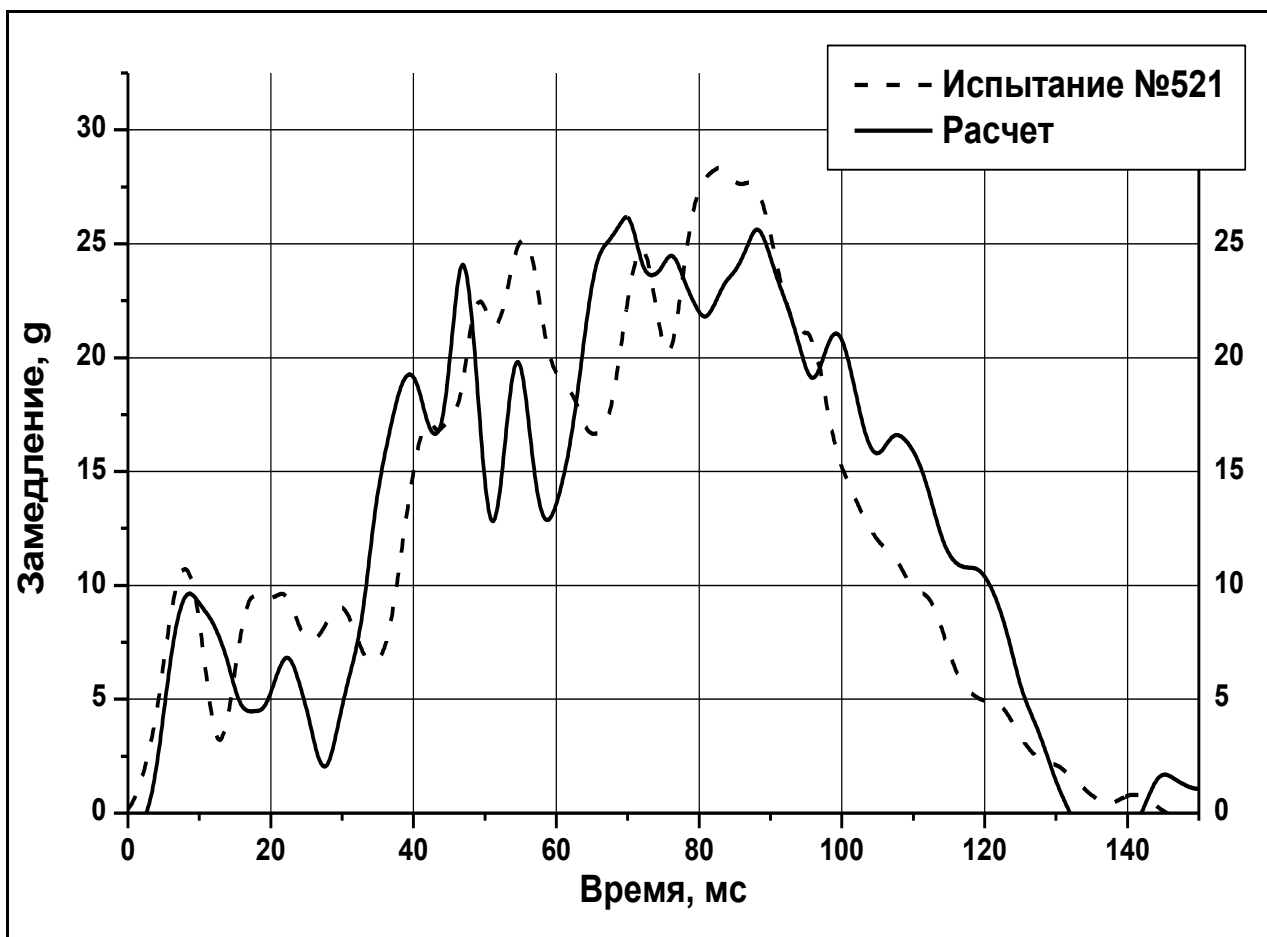


Рисунок 3.16 – Сравнение расчетных замедлений автомобиля, и замедлений, полученных в испытаниях

Опираясь на имеющиеся результаты, можно констатировать, что в настоящее время появилась принципиальная возможность расчета автомобиля на фронтальный удар с перекрытием в деформируемый барьер. Учитывая различные возможные цели расчета, можно привести следующую ориентировочную таблицу 3.10 времени расчета по этой модели:

Таким образом, имеющиеся программные и технические средства, а также полученные в настоящей работе результаты позволяют проводить разовые расчеты полномасштабного удара автомобиля в деформируемый барьер.

Однако для более эффективного использования расчетов и применения многовариантного анализа требуется более производительная вычислительная техника.

Таблица 3.10 – Ориентировочное время расчета

Вид расчета	Ориентировочное модельное время	Ориентировочная продолжительность расчета
Проектирование силового каркаса передка автомобиля	30-35 мс	80 часов
Полномасштабный расчет удара для анализа деформаций кузова и перемещения значимых элементов салона (рулевое управление, панель приборов)	100-120 мс	250 часов
Полномасштабный расчет удара с целью подготовки граничных условий для расчета поведения манекена	150-200 мс	400-500 часов

### 3.4 Разработка математической модели деформируемого барьера

Для проведения расчётов на боковой удар по Правилу 95 ЕЭК ООН и Директиве 96/27/ЕС описывающим динамическое соударение автомобиля с подвижным деформируемым барьером, была создана, конечно-элементная модель деформируемого барьера.

Для получения наиболее точного расчёта бокового удара по Правилу 95 необходимо получить модель движущего деформируемого барьера, которая, имея небольшую размерность и простоту конструкции, может быть достаточно точно валидирована.

При создании модели использовались рекомендации ведущих специалистов по моделированию и расчётам в LS-DYNA, была учтена информация, полученная от специалистов фирмы «Opel».

Конечно-элементная модель движущегося деформируемого барьера полностью повторяет массовые и геометрические свойства реального барьера и ударника. Жесткостные свойства блоков ударника были получены путём подбора характеристик, скопированных с реальной геометрии слоёв сотовых структур.

Характеристики движущегося барьера.

- Общая масса  $950 \pm 20$  кг;
- Колея передних и задних колёс  $1500 \pm 10$  мм;
- Колёсная база  $3000 \pm 10$  мм;
- Центр тяжести должен располагаться в плоскости симметрии с допуском 10 мм, координата на продольной оси  $1000 \pm 30$  мм и на расстоянии  $500 \pm 30$  мм от земли;
- Расстояние между передней поверхностью барьера и центром тяжести должно быть  $2000 \pm 30$  мм.

Внешний вид модели барьера представлен на рисунке 3.17.

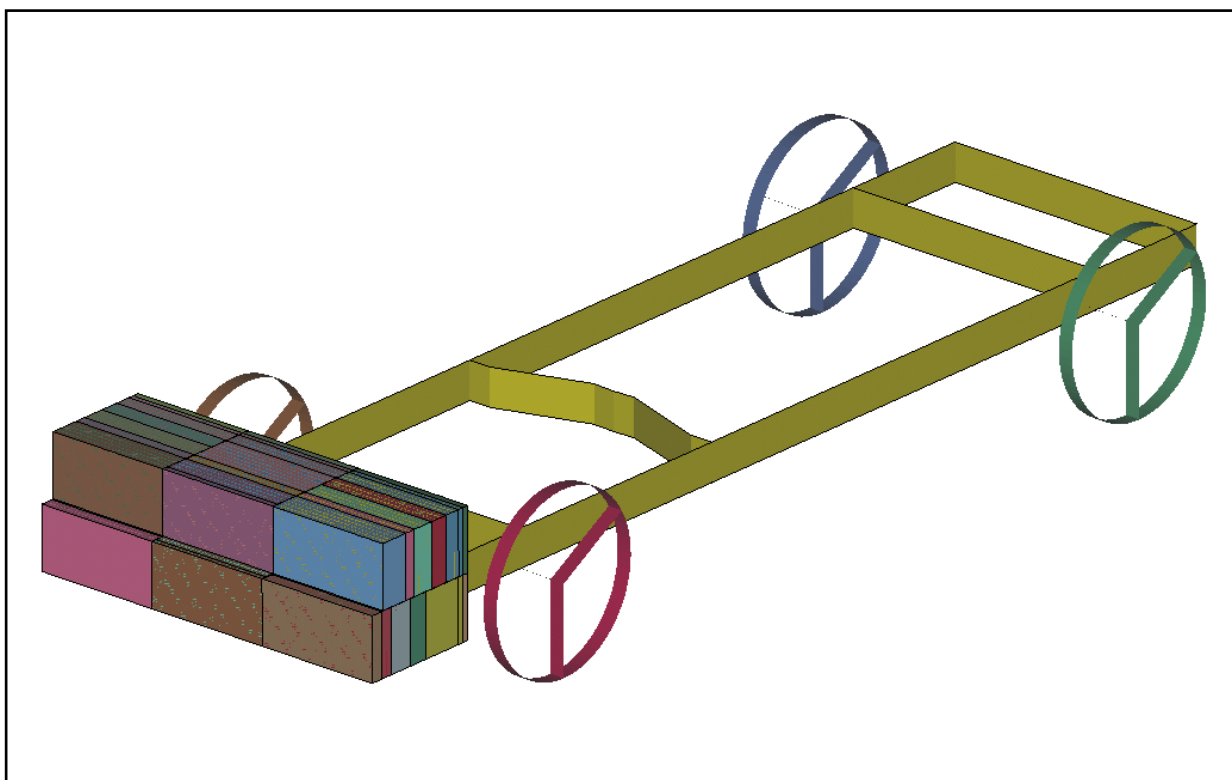


Рисунок 3.17 – Внешний вид модели движущегося деформируемого барьера



Геометрические характеристики деформируемого ударника.

Ударник состоит из шести объединённых блоков форма, размеры и расположение представлены на рисунке 3.18.

Деформируемая зона ударника должна быть  $1500 \pm 10$  мм в ширину и  $500 \pm 5$  мм в высоту.

Расстояние между ударником и землёй  $300 \pm 5$  мм (выставляется в статике до удара).

Должно быть шесть деформируемых элементов расположенных в два ряда по три элемента в каждом. Все элементы должны быть  $500 \pm 5$  мм в длину,  $250 \pm 3$  мм высоту, ширина верхних элементов  $440 \pm 5$  мм, нижних  $500 \pm 5$  мм.

Материал ударника

Ударная часть состоит из шести отдельных алюминиевых блоков сотовой конструкции, сформированных таким образом, чтобы в результате получить прогрессивно увеличивающийся уровень силы при возрастании деформации. Спереди и сзади к алюминиевым сотовым блокам прикреплены алюминиевые пластины.

Скорость для проведения сертификации движущегося деформируемого барьера должна быть  $35 \pm 0.5$  км/ч.

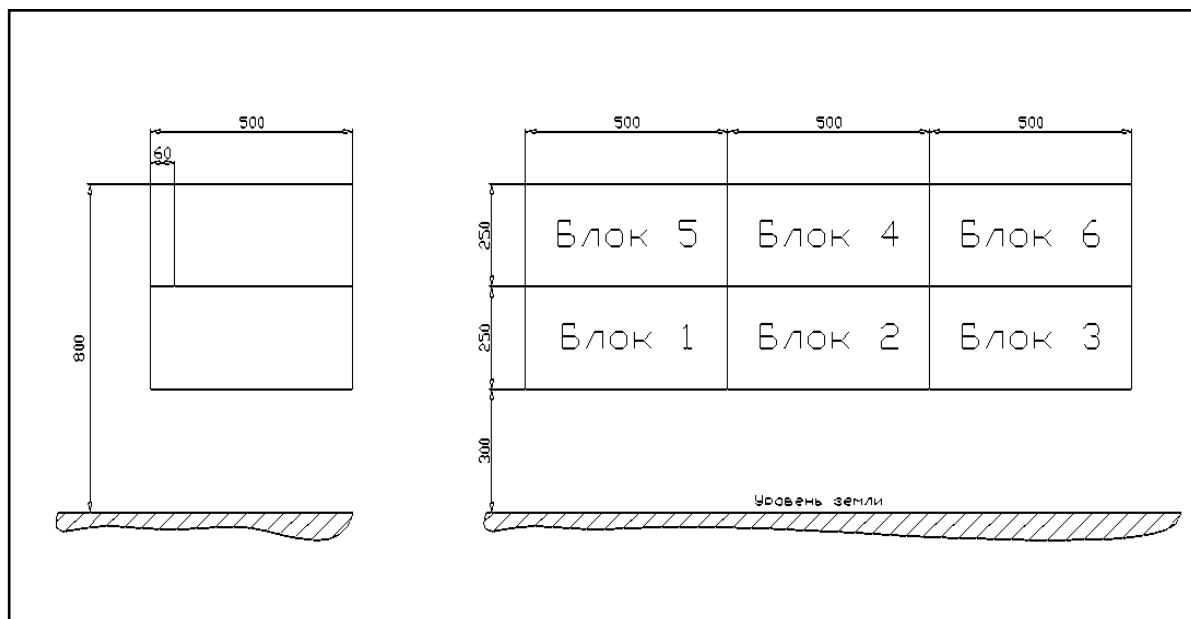


Рисунок 3.18 – Геометрические характеристики ударника подвижного деформируемого барьера (размеры в мм)

Для проверки модели подвижного деформируемого барьера был проведен расчёт имитирующий реальные испытания.

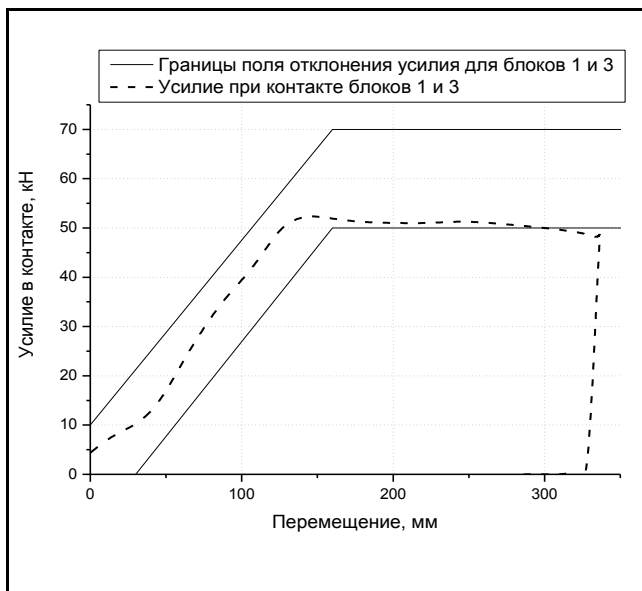
Жесткая стенка представлена в виде шести прямоугольников, каждый из которых расположен напротив одного из блоков деформируемого барьера.

Усилия, возникающие при сминании блоков, выводились из шести контактных пар. Результаты были отфильтрованы (ISO 6487/1987 CFC 60 Гц) и представлены на рисунках 3.19 и 3.20.

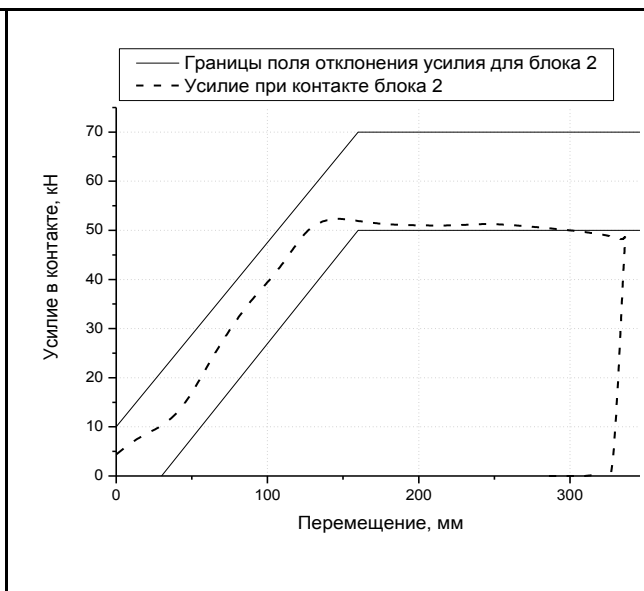
Значения энергии деформации блоков ударника (рисунки 3.21 и 3.22).

Как видно из представленных графиков жесткости блоков модели деформируемого ударника полностью удовлетворяют требованиям Директивы 96/27/ЕС, имеющиеся отклонения не превышают допустимого значения 50% от ближайшего значения границы поля отклонения усилия.

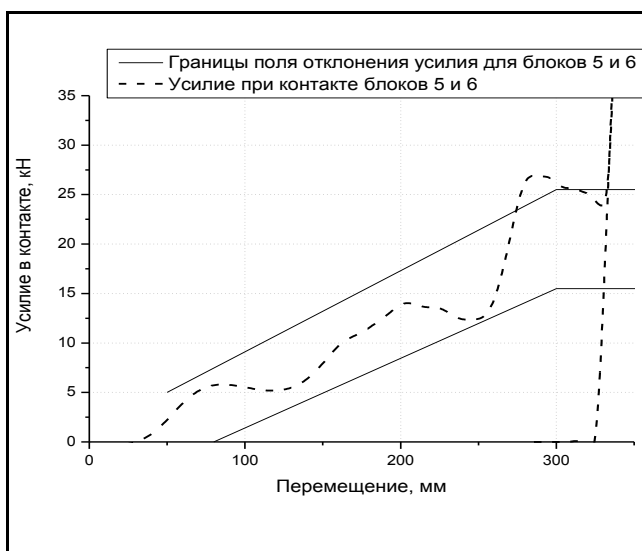
Модель ударника полностью удовлетворяет требованиям по энергии деформации.



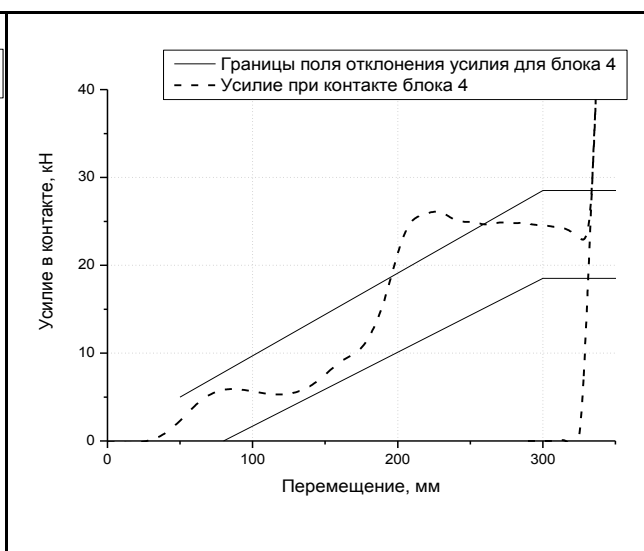
а) для блоков ударника №№ 1 и 3



б) для блока ударника № 2



в) для блоков ударника №№ 5 и 6



г) для блока ударника № 4

Рисунок 3.19 – Границы поля отклонения усилия смятия и усилие в контакте полученное в результате моделирования динамического испытания для отдельных блоков подвижного деформируемого барьера

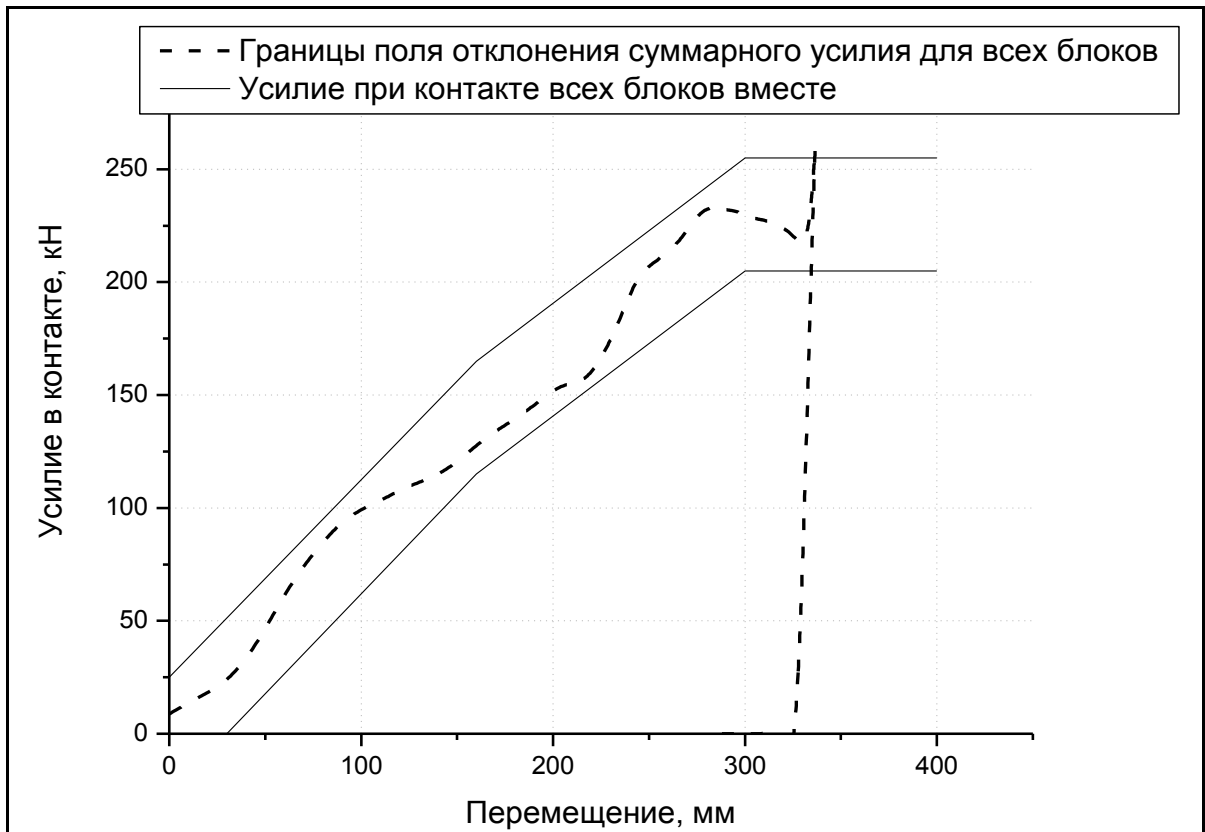


Рисунок 3.20 – Границы поля отклонения усилия смятия и усилие в контакте полученное в результате моделирования динамического испытания подвижного деформируемого барьера для всех блоков ударника вместе

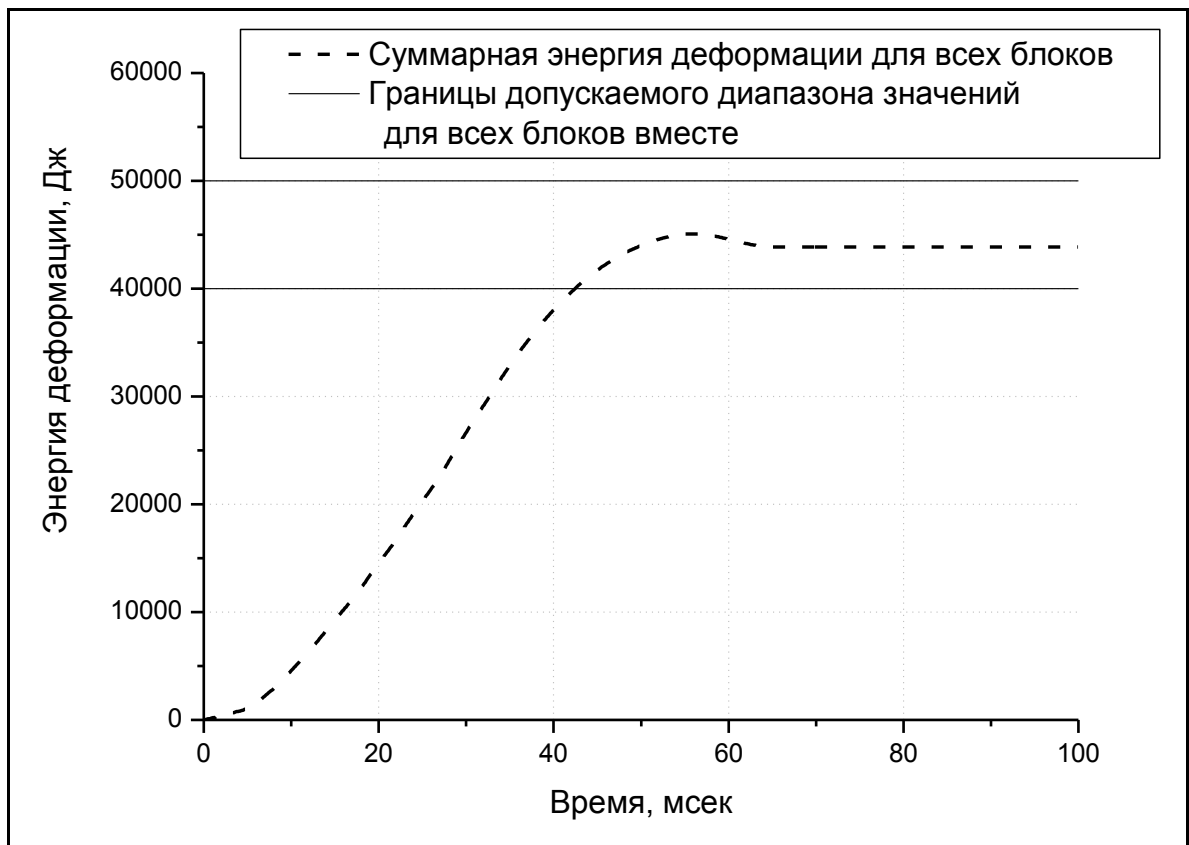
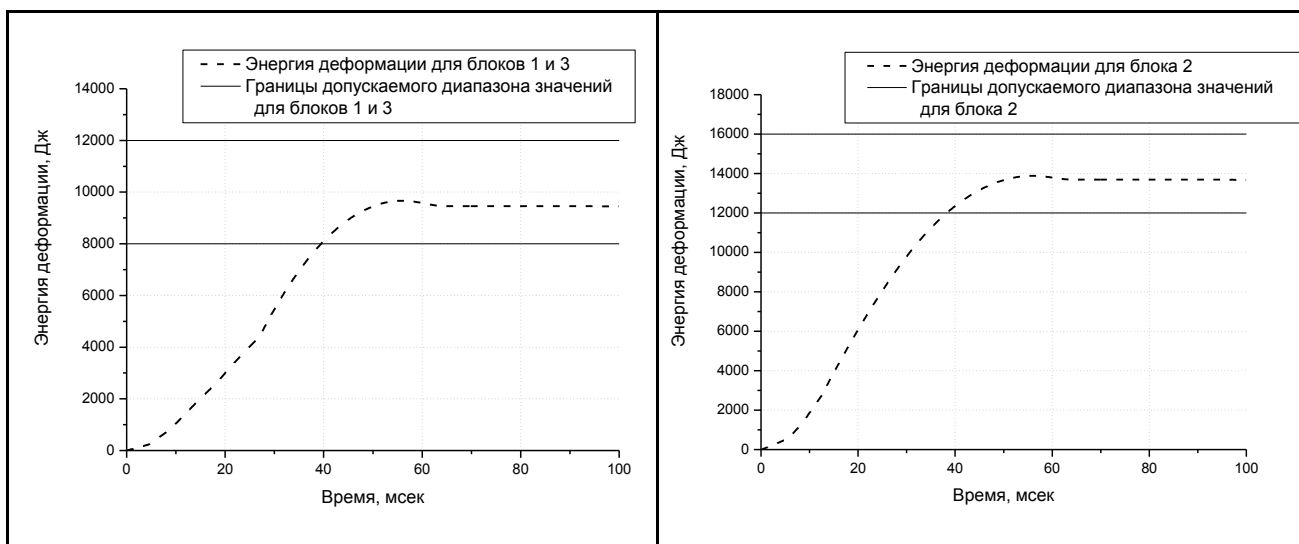
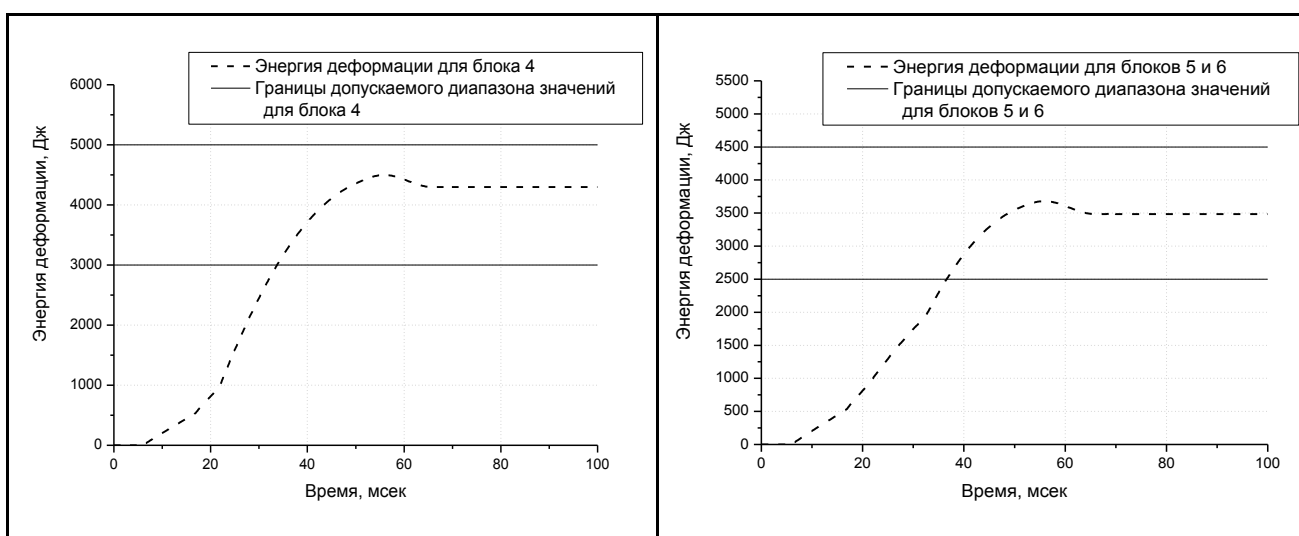


Рисунок 3.21 – Границы поля отклонения и значение энергии деформации полученное в результате моделирования динамического испытания подвижного деформируемого барьера для всех блоков ударника вместе



а) для блоков ударника № 1 и 3

б) для блока ударника № 2



в) для блока ударника № 4

г) для блоков ударника № 5 и 6

Рисунок 3.22 – Границы поля отклонения и значение энергии деформации полученное в результате моделирования динамического испытания для отдельных блоков подвижного деформируемого барьера

Проведение расчётов бокового удара автомобиля движущимся деформируемым барьером требует больших затрат, как в плане трудозатрат на создание модели автомобиля, так и в плане времени проведения расчёта. Так, например, машинное время для проведения одного расчёта одного варианта модели ВАЗ составляет 127 часов.

Поэтому при планировании расчётных работ следует понимать, для того чтобы добиться полной валидации модели с экспериментом необходимо такое количество времени, по прошествии которого модель автомобиля может быть уже запущена в производство.

Важно определить наиболее влиятельные конструктивные параметры, оперируя значениями которых, можно довести конструкцию автомобиля по пассивной безопасности.

Ниже приведен пример первого расчёта автомобиля ВАЗ по Правилу № 95.

В расчетной КЭМ были установлены модели датчиков виброускорений в те места, в которые установлены датчики при проведении эксперимента. Внешний вид модели автомобиля и движущегося деформируемого барьера представлен на рисунке 3.23.

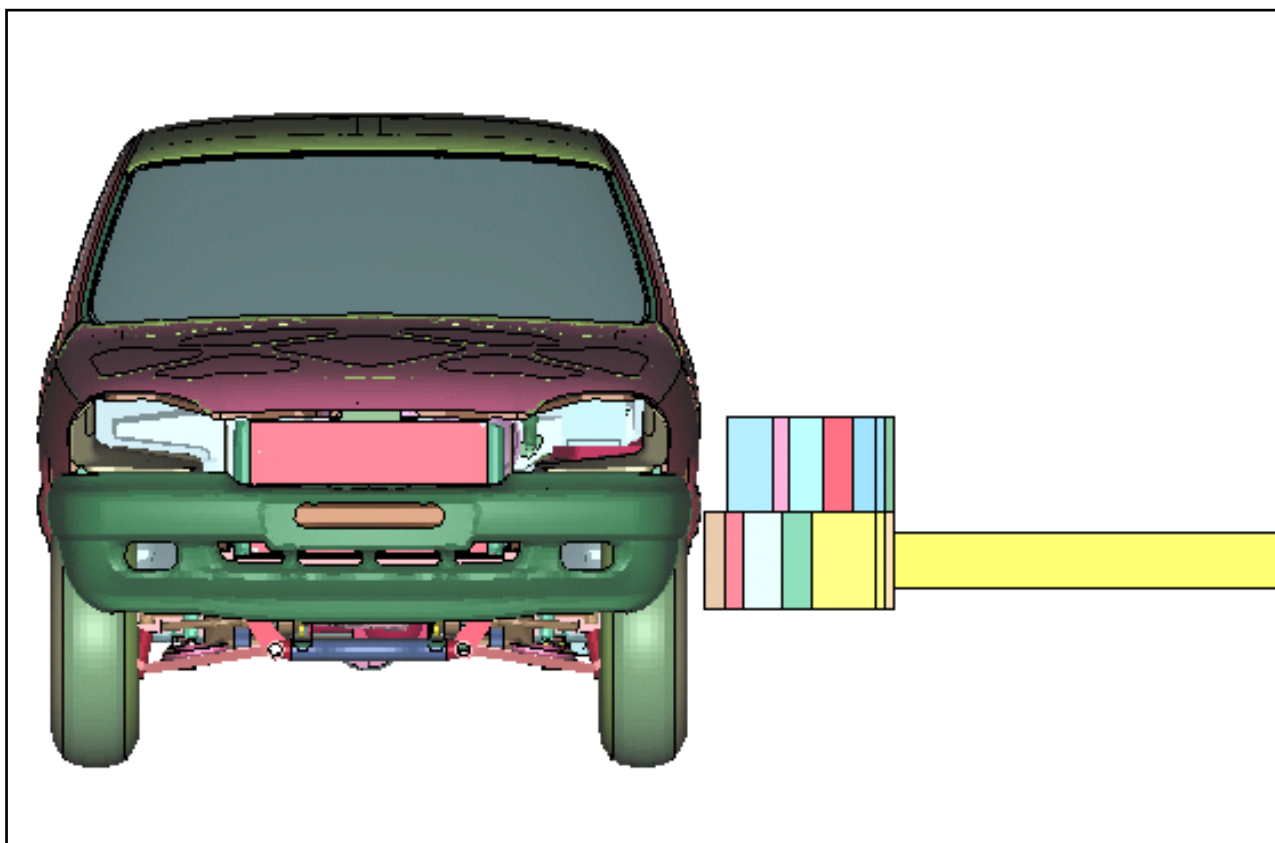


Рисунок 3.23 – Внешний вид модели автомобиля и движущегося деформируемого барьера

Расположение датчиков виброускорений и их идентификация (рисунки 3.24 и 3.25).

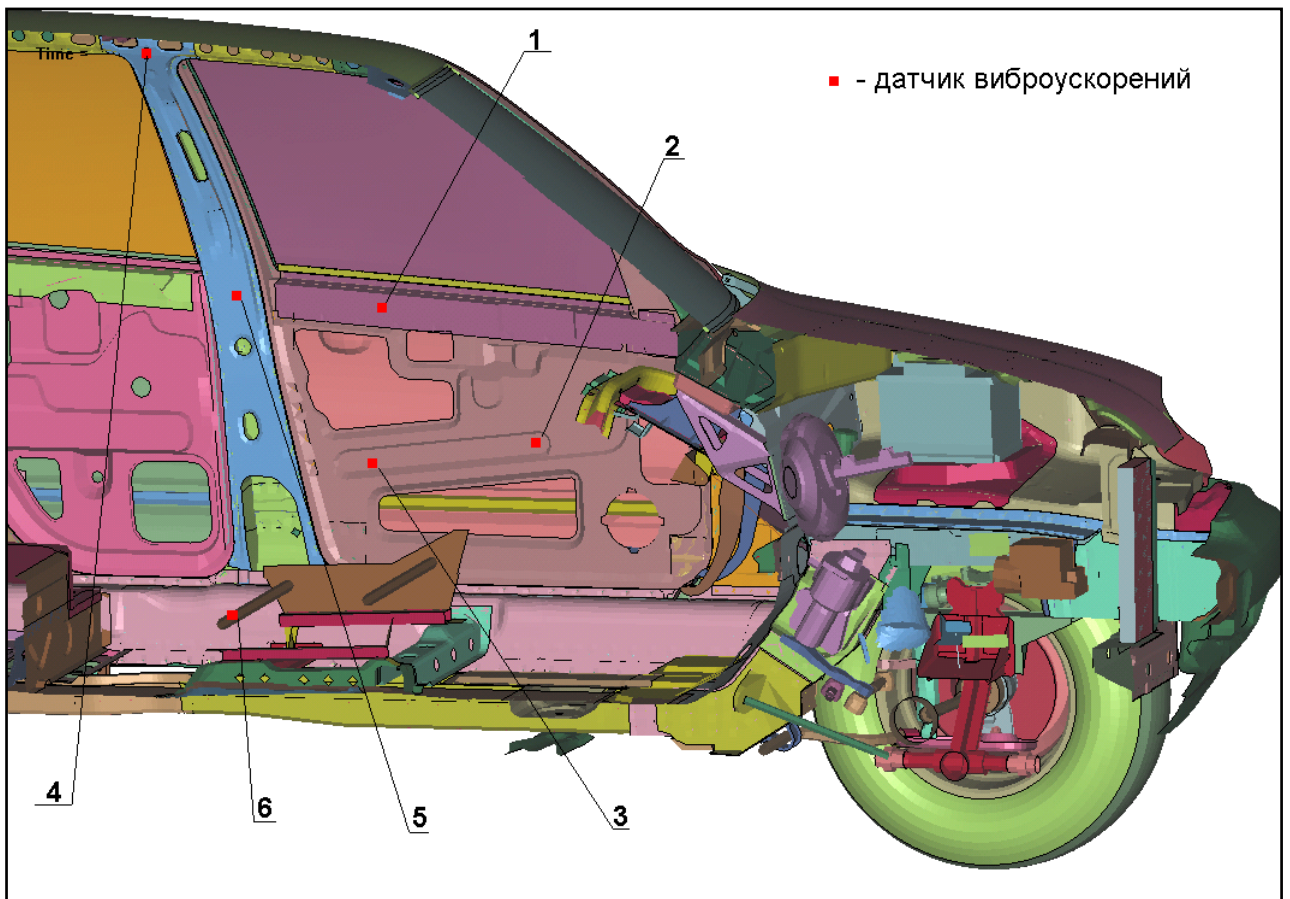


Рисунок 3.24 – Места расположения датчиков виброускорений

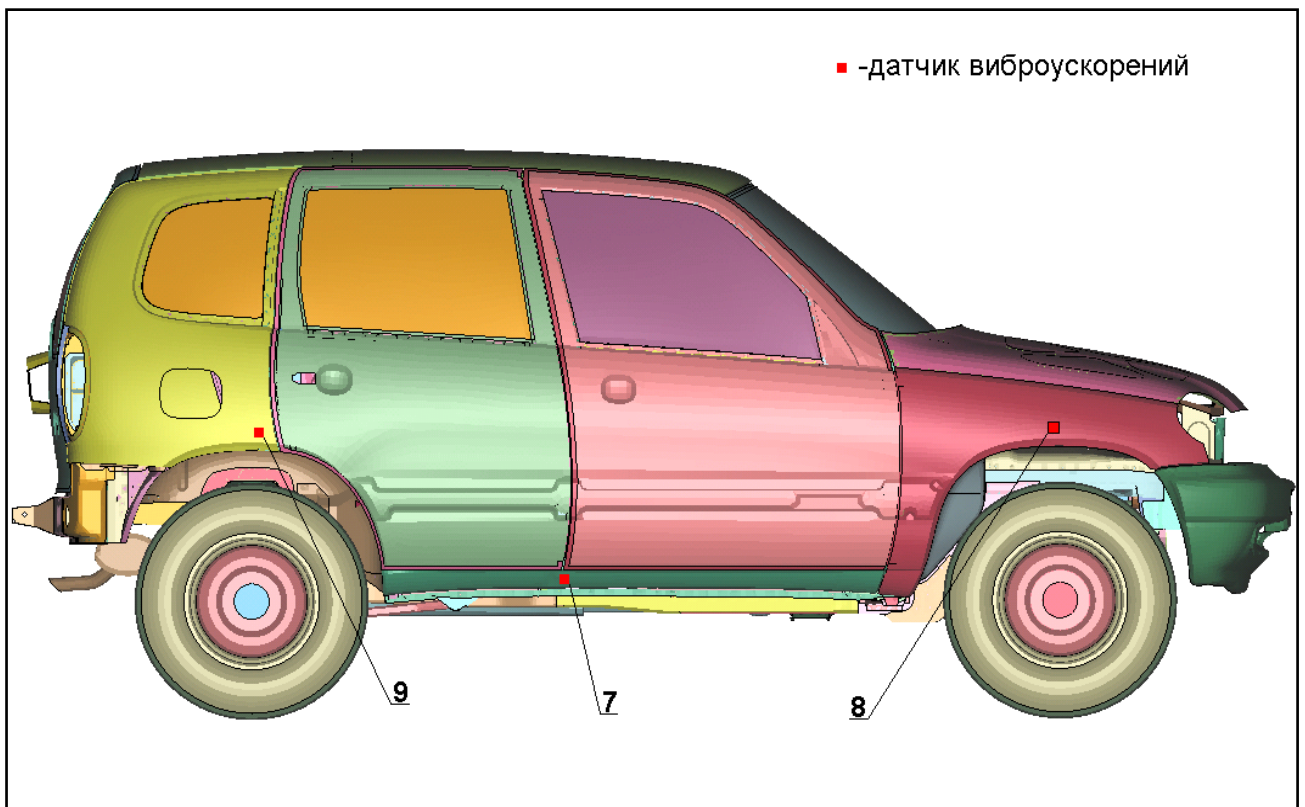


Рисунок 3.25 – Места расположения датчиков виброускорений



10 датчик располагается в центре масс деформируемого барьера.

Показания датчика в точке 3 полученные в результате эксперимента не корректны и не учитывались.

После получения значений с датчиков они были обработаны для получения кривых скоростей и перемещений.

Сравнение результатов эксперимента с данными, полученными в результате расчёта, представлено в виде графиков скоростей и перемещений в таблице 3.11.

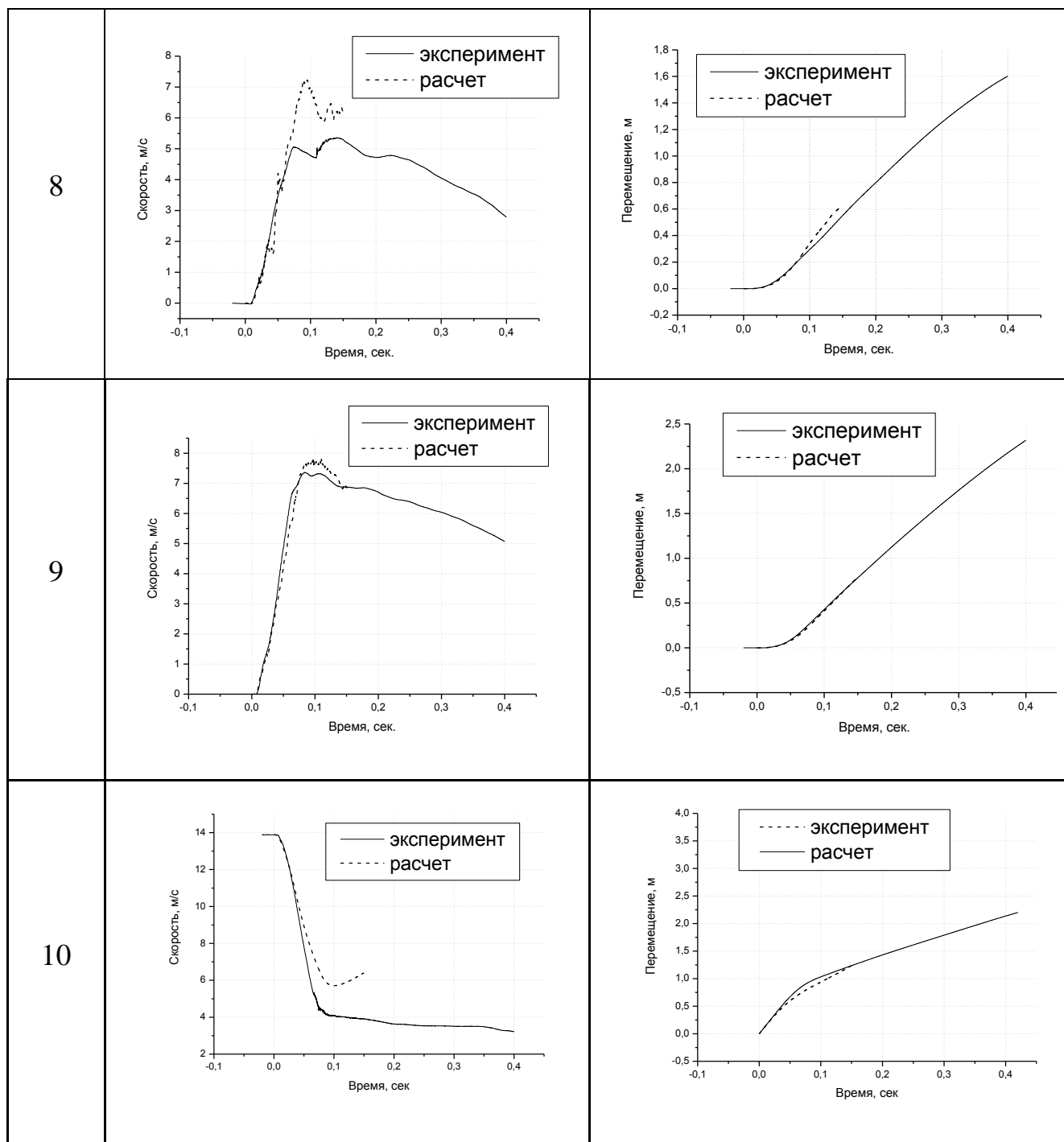
Таблица 3.11 – Сравнение результатов эксперимента с данными, полученными в результате расчета

№ точки	Сравнение результатов эксперимента с данными, полученными в результате расчета для скорости	Сравнение результатов эксперимента с данными, полученными в результате расчета для перемещения
1		
2		

Продолжение таблицы 3.11

4		
5		
6		
7		

Продолжение таблицы 3.11



Как видно из представленных графиков конечно-элементная модель автомобиля имеет меньшее демпфирование, чем реальная конструкция. Значения скоростей точек 1, 2, 5, находящихся в районе контакта испытываемой конструкции с барьером в расчете больше чем при проведении эксперимента. На это также указывает график скоростей в точке 10 – замедление барьера в эксперименте больше чем результат расчёта.

Сравнение значений скоростей и перемещений для точки 4, находящейся в верхней части стойки, указывает на то, что для этой части, конечно-элементной модели автомобиля необходимо провести валидацию. В остальном, характер кривых очень схож, на данной модели можно уверенно проводить доводку конструкции по пассивной безопасности.

Испытание автомобиля на фронтальный удар является старейшим видом испытаний по пассивной безопасности. За много лет конструкторами и испытателями осознана важность того, что требования к защите автомобиля при фронтальном ударе должны быть учтены на самых ранних этапах проектирования нового автомобиля. Поэтому геометрические параметры передних лонжеронов должны быть определены сразу после получения технического задания на новый автомобиль. Ясно, что последующее изменение конструкции лонжеронов по результатам натурных испытаний сопряжено с чрезвычайно большими переделками конструкции всего автомобиля. Решением проблемы является применение расчетных методов определения параметров энергопоглощающих элементов, начиная с самых ранних этапов проектирования автомобиля.

Основные итоги работы.

Получена модель деформируемого барьера, пригодная для испытаний по требованиям Правила №94 ЕЭК ООН и программы EuroNCAP.

Модель для полномасштабного расчета фронтального удара с перекрытием за счет высокой размерности модели барьера имеет значительные размеры. В нашем случае это около 150000 элементов. Использование имеющейся вычислительной техники для расчетов по такой модели приводит к очень большим временным затратам.

Расчет удара с перекрытием показал хорошее совпадение результатов расчета с имеющимися результатами испытаний.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения данной работы была достигнута цель, а, именно, разработана математическая модель силовой схемы автомобиля, исходя из высокоскоростного фронтального и бокового ударов, жесткости и прочности кузова автомобиля.

Поставленная цель была решена с помощью создания математических моделей с использованием компьютерного моделирования.

В результате выполненной работы получена и опробована на примере новых моделей автомобилей математическая модель. В итоге решения вопросов математического моделирования упругих краевых задач, упругопластических деформаций при сжатии шероховатых поверхностей деталей, а также вязкоупругих деформаций при сопряжении поверхностей деталей технологического оборудования появилась возможность существенно сократить время и затраты при проектировании новых моделей автомобилей.

В данной работе были решены следующие задачи:

- рассмотрены требования программы EuroNCAP и европейского законодательства;
- проведен анализ испытаний автомобилей ведущих автопроизводителей для определения основных требований напряженно-деформированного состояния кузова автомобиля;
- разработана методика проектирования типовых энергопоглощающих элементов;
- разработана и опробована математическая модель деформируемого барьера для проведения расчетных испытаний автомобиля.

## 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. ОТН. 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. Игнатков, Д.А. Остаточные напряжения в неоднородных деталях / Д.А. Игнатков – 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](http://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