

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ.....	7
1. Анализ методов обеспечения безопасности пилота болида Formula Student	7
1.1. Требования регламента SAE к конструкции аттенюатора, испытаниям и отчетной документации	7
1.2 Эталонная конструкция аттенюатора и его характеристики	11
1.3. Выводы	22
2. Типовые конструкции аттенюаторов	23
2.1. Аттенюатор с сэндвич-структурой из алюминия	23
2.2 Аттенюатор из композитных материалов	26
2.3 Аттенюатор из алюминиевого листа.....	27
2.4 Аттенюатор из пены Rohacell 110IG	28
2.5 Аттенюатор из алюминиевых банок и бутылок	29
2.6 Аттенюатор из пеноалюминия	30
2.7 Выводы	32
3. Разработка CAD и CAE модели аттенюатора.....	33
3.1 Описание пакета CAE и свойств материала	33
3.2 Разработка CAD-модели аттенюатора	35
3.3 Моделирование конструкции аттенюатора в CAE.....	44
3.4 Выводы	50
4 Анализ конструкции аттенюатора.....	51
4.1 Анализ первой конструкции аттенюатора в CAE.....	52
4.2 Анализ второй конструкции аттенюатора в CAE.....	58
4.3 Анализ третьей конструкции аттенюатора в CAE.....	65

4.4 Анализ четвертой конструкции аттенюатора в САЕ.....	71
4.5 Анализ пятой конструкции аттенюатора в САЕ.....	78
4.6 Выводы	85
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	86
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	87

ВВЕДЕНИЕ

Formula SAE – соревнования, организованные Сообществом Автомобильных Инженеров (SAE) международные инженерные соревнования, входящие в Серию Студенческих Инженерных соревнований.[3] Начало было заложено в 1978 году в Соединенных Штатах Америки, когда, для развлечения, группа студентов из трех университетов штата Техас устроили гонки на багги, сделанных из газонокосилок. Идея заинтересовала многих, она уже несла в себе большой потенциал развития инженерной мысли и в 1981 году на базе Техасского Университета прошли соревнования при поддержке Сообщества Автомобильных Инженеров (SAE). Благодаря содействию организации, соревнования получили официальный статус и это стало импульсом для дальнейшего развития. Сообщество Автомобильных Инженеров и сегодня является главным организатором соревнований и ежегодно выпускает основной регламент соревнований, являющийся обязательным к исполнению документом для участников Formula Student. [2]

В России первооткрывателями Formula Student стали три университета: Московский Автомобильно-Дорожный Университет (МАДИ), Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ) и Тольяттинский Государственный Университет (ТГУ). На сегодняшний день в РФ организовано около двух десятков команд: в Нижнем Новгороде, Тюмени, Ярославле, Екатеринбурге, Тольятти, Челябинске и Набережных Челнах и их становится все больше. [21]

В настоящий момент в соревнованиях принимают участие более 500 студенческих команд со всего мира. Работа в команде Formula Student позволяет пройти еще на стадии обучения в университете период «проб и ошибок», развить реальные практические навыки, оценить собственные силы в процессе поиска решений. Это дает возможность студентам после окончания ВУЗа стать высокопрофессиональными специалистами, способными самостоятельно решать настоящие серьезные жизненные задачи.

В рамках соревнований, перед ними стоит цель: спроектировать, построить и испытать прототип автомобиля формульного класса (болида), чтобы, затем, конкурируя в статических и динамических дисциплинах, продемонстрировать свой результат.

Все, действия команды должны быть подчинены текущему регламенту соревнований, разработанному инженерами SAE. Регламент составлен на английском языке. Он отражает все аспекты создания автомобиля и устанавливает общие правила. Несоблюдение данных правил карается штрафами, а если машина технически не соответствует регламенту, команду не допускают до соревнований.

Техническая инспекция тщательно проверяет автомобиль на соответствие. Если машина прошла проверку, команда переходит к динамическим (гонкам) и статическим испытаниям.

На соревнованиях первостепенно важно показать и доказать, что именно данная концепция автомобиля лучше всего соответствует техническим требованиям и требованиям безопасности.

Безопасность транспортных средств - одна из главных областей исследования в сфере автомобильной инженерии. Автомобильная промышленность развивает новую пассивную и активную систему безопасности и методы, чтобы увеличить безопасность пассажиров транспортного средства. Особенно важное значение это имеет для гоночного автомобиля. Высокая скорость, которая обычно характеризует эксплуатацию гоночного автомобиля, придает ему более высокую кинетическую энергию. Эта энергия должна быть рассеяна в случае столкновения. Болид Formula SAE должен иметь структурные элементы, которые способны поглощать большинство кинетической энергии посредством деформирования и прогрессивного разрушения. Это позволит минимизировать физическое воздействие на пилота в момент столкновения. Устройство, предназначенное для того, чтобы поглотить и рассеять энергию удара, уменьшить повреждения, и избежать возможных

травм пилота называется аттенюатором. Аттенюаторы, деформируясь, способны поглощать кинетическую энергию транспортного средства.

Многие из зарубежных команд активно используют аттенюаторы спроектированные, изготовленные и испытанные своими силами. Это очень удобно, поскольку появляется возможность изменить форму, материал и уменьшить вес защитной конструкции. Прежде чем получить готовый эффективный аттенюатор его нужно испытать. Чтобы уменьшить затраты на развитие и тестирование системы безопасности болида, рекомендуется использовать вычислительные моделирования столкновения для первоначальной оценки режима работы системы безопасности при тесте с воздействием на транспортное средство. Числовое моделирование при помощи методов конечных элементов позволит существенно снизить расходы на физические испытания, а также подобрать наиболее подходящую для команды, и удовлетворяющую требованиям регламента SAE, конфигурацию аттенюатора.

Целью диссертации является разработка методики проектирования рациональной конструкции аттенюатора на основе энергопоглощающего материала пеноалюминия, в среде CAE для обеспечения безопасности пилота гоночного болида класса Formula Student .

Объектом исследования является аттенюатор для гоночного болида класса Formula Student.

Предмет исследования состоит в разработке методики проектирования аттенюатора в среде ANSYS-LSDYNA.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

1. Анализ методов обеспечения безопасности пилота болида Formula Student

1.1. Требования регламента SAE к конструкции аттенюатора, испытаниям и отчетной документации

Аттенюатор, как элемент системы безопасности должен удовлетворять требованиям регламента SAE [1]. Он установлен спереди от передней перегородки. Минимальная длина должна составлять 200мм (7.8 дюймов) по оси, совпадающей с продольной осью рамы. Ширина и высота имеют размеры соответственно 100мм (3.9 дюймов) и 200мм (7.8 дюймов). Он не может проникнуть через переднюю перегородку в случае столкновения и прочно и точно присоединен к передней перегородке, которая является частью несущей конструкции кузова [1]

По требованиям регламента в аттенюатор каждого автомобиля должна быть встроена защитная пластина из твёрдого алюминия толщиной 4 мм или 1.5 мм толщиной из твёрдой стали. Если аттенюатор и пластина (образующие узел аттенюатора в сборе) прикручены к передней перегородке болтами, то пластина должна быть того же размера, как и передняя перегородка рам болида. В том случае, если аттенюатор в сборе приварен к передней перегородке, то он должен иметь длину как минимум до осевой линии труб передней перегородки во всех направлениях.

Если аттенюатор в сборе не встроен в раму (то есть, не приварен), он должен крепиться к передней перекладине как минимум на 4 болта 8мм класса 8.8 (5/16 дюйма класса SAE Grade 5).

Крепление аттенюатора в сборе должно обеспечивать достаточный путь передачи нагрузки для поперечной и вертикальной нагрузок в случае ударов, смещённых от центра и оси.

В сегментированных аттенюаторах из поролона сегменты должны быть соединены друг с другом для предотвращения скольжения или искривления аттенюатора.

Если аттенюатор в сборе крепится к монококу, то в таком случае необходим лист конструктивного соответствия, который показывает, что крепежный элемент эквивалентен как минимум четырём 8мм болтам класса 8.8 (5/16 дюйма класса 5)

Если команда использует эталонный аттенюатор, и внешняя грань передней перегородки выходит за пределы аттенюатора в сборе более, чем на 25.4 мм с любой из сторон, в переднюю перегородку должна быть включена диагональная или перекрёстная распорка, изготовленная из стальной трубы 1 дюйма ОД * 0,049 ТС, или эквивалентного материала.

Если при использовании эталонного аттенюатора не соблюдаются ограничения по расстоянию, а диагональная распорка отсутствует, необходимо провести физические испытания аттенюатора для проверки того, что постоянное отклонение защитной пластины составляет не более 25.4 мм

Команда должна предоставить данные испытаний, показывающие, что их аттенюатор в сборе, установленный в передней части машины общей массой 300кг (661 фунт), врезающейся в жесткий барьер со скоростью 7м/с (23 фт/с), обеспечивает максимальное торможение меньше или равное 40g. Общее количество поглощённой энергии должно составлять не менее 7350 джоулей.

Это эксплуатационные требования к аттенюатору, а не требования к условиям испытаний. Разрешено проведение псевдостатических тестов.

Необходима расчетная документация, фиксирующая полученные значения поглощённой энергии, максимального снижения скорости из результатов испытаний.

Команды, использующие переднее крыло, должны подтвердить, что при совместной работе аттенюатора в сборе и переднего крыла, значение максимального торможения не превышает 40g. Команды могут использовать следующие методы для демонстрации того, что их конструкции не превышают 300кг * 40 g или 120 кН:

а. Тестирование физических свойств аттенюатора в сборе с креплениями крыльев, соединениями, вертикальными пластинами и структурным представлением аэродинамического профиля для определения пиковой силы.

б. Сочетание пиковой силы от физических испытаний аттенюатора в сборе и нагрузки крепления крыла до отказа, рассчитанной из сдвига крепёжного элемента при потере устойчивости и/или прочности соединения на изгиб.

в. Сочетание пиковой нагрузки эталонного аттенюатора в 95 кН и нагрузки крепления крыла до отказа, рассчитанной из сдвига крепёжного элемента при потере устойчивости и/или прочности соединения на изгиб.

При использовании датчиков ускорения, максимальное ускорение может оцениваться по необработанным данным, и если максимальное значение превысит предел в 40g, они могут быть пропущены через 60-ти Гц (100 Гц) канальный фильтр (Channel Filter Class – CFC) в соответствии с инструкцией J211 “Контрольно-измерительного оборудования для тестирования деформируемого элемента” Сообщества Автомобильных Инженеров (SAE), или через 100 Гц фильтр нижних частот Баттеруорта (-3дБ на частоте 100 Гц) 3-его класса (low pass Butterworth filter). [1]

Документация должна в обязательном порядке сопровождаться фотографиями аттенюатора до и после испытания.

Тестовый образец должен быть представлен на технической инспекции для сравнения с фотографиями и с деформируемым элементом, установленным на автомобиле.

Во время испытаний аттенюатор должен быть прикреплён к защитной пластине при помощи метода, запланированного к использованию в собранном автомобиле. Минимально расстояние защитной пластины должно 50 мм (2 дюйма) от любой твёрдой поверхности. Защитная пластина не должна отклоняться более чем на 25.4 мм (1 дюйм) от своей первоначальной позиции.[1]

Расстояние в 25.4 мм (1 дюйм) представляет собой расстояние от опоры передней перегородки. Оно является гарантией того, что пластина не войдёт в монокок слишком глубоко.

Цельный блок материала относительно формы передней защитной перегородки не является "конструкционно-типовым". Конструкционно-типовой тестовый образец должен иметь схожий поперечный момент инерции, что и передняя перегородка.

Динамические тесты (маятник, «свободное падение» и т.д.) аттенюатора необходимо проводить только в специальном помещении. Тестовое помещение может входить в состав университета, но за испытанием, в обязательном порядке, должны осуществлять надзор специалисты.

Эталонный элемент. Команды могут выбрать официально одобренный деформируемый элемент (аттенюатор) и соответствующие типы его крепления.

1.2 Эталонная конструкция аттенюатора и его характеристики

Эталонным элементом (эталонным аттенюатором) для Formula Student является аттенюатор американской фирмы Dow. Данная концепция аттенюатора рекомендована к использованию на соревнованиях серии Formula Student и не требует предоставления документально подтвержденных результатов статических и динамических испытаний, представлена на рисунке 1.1.

Материал такого аттенюатора – это абсорбирующая пена IMPAXX 700 - эффективная альтернатива традиционным энергопоглощающим материалам, таким как полиуретан и полипропилен [3; 5].

Высокотехнологичная пена IMPAXX - пена с закрытыми ячейками, имеющая малую плотность, собственная технология компании Dow, которая используется для того, чтобы максимизировать эффективность и минимизировать вес. Она отвечает многим промышленным требованиям и подходит для широкого применения, обеспечивая безопасность транспортных средств энергоабсорбирующими контрмерами (рис.1.1 и табл. 1.1.).

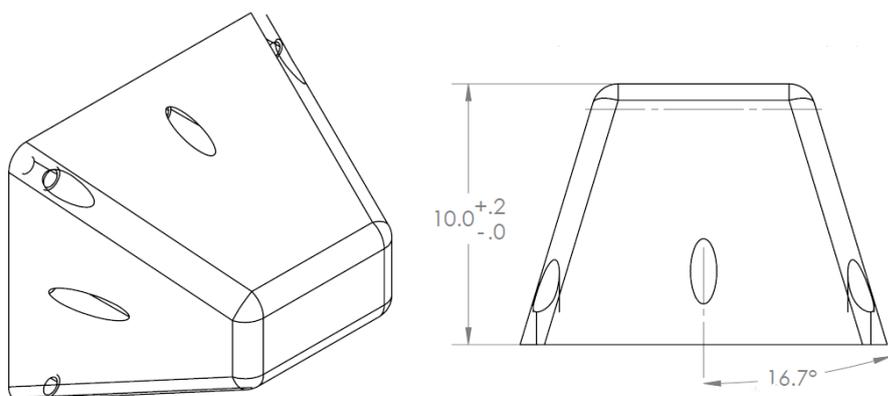


Рисунок 1.1 - «Эталонный элемент» (аттенюатор). Высота в дюймах.

Таблица 1.1. Характеристики материала IMPAXX 700

Физические свойства	Метод испытаний	Направление	Значение
Плотность	Американское общество по испытанию материалов D 3575, суффикс W, метод Б, DIN 53420	Не заявлено	45 кг/м ³
Предел прочности при сжатии	Американское общество по испытанию материалов D 1621, 23°C		кПа
• На 10%		Вертикальное	700
• На 25%		Вертикальное	718
• На 50%		Вертикальное	835
Предел прочности при сжатии	Американское общество по испытанию материалов D 1621, -15°C		кПа
• На 25%		Вертикальное	788
• На 50%		Вертикальное	954
Предел прочности при сжатии	Американское общество по испытанию материалов D 1621, 60°C		кПа
• На 25%		Вертикальное	504
• На 50%		Вертикальное	586
Термическая устойчивость (линейное изменение при 80°C)	Американское общество по испытанию материалов D 3575, суффикс S или DIN 53431	Не заявлено	< 2%
Водное поглощение	Американское общество по испытанию материалов D3575, суффикс L	Не заявлено	6%

Для обоснования необходимости применения энергопоглощающих элементов, а также оценки их эффективности, была использована математическая модель для сравнительной оценки пассивной безопасности автомобиля с энергопоглощающим элементом и без. А также разработанная модель была использована для моделирования работы стандартного энергопоглощающего элемента (эталонного элемента), одобренного для применения на соревнованиях «Формула студент», который изготовлен из пеноматериала с закрытыми ячейками «IMPAXX 700» фирмы «DOW», описанного выше [3; 5].

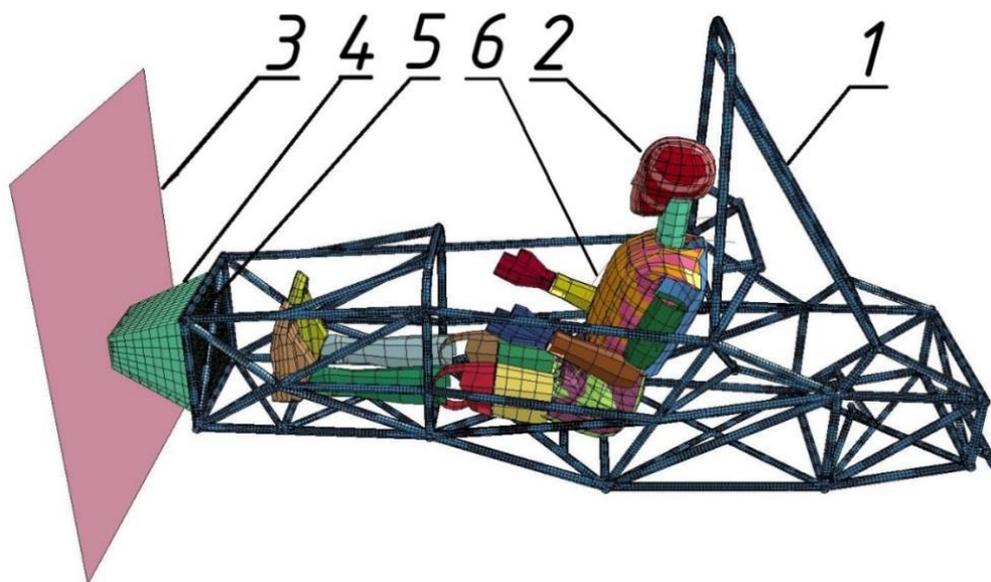


Рисунок 1.2 - Расчетная модель

На рисунке 1.2 представлена расчетная модель, ее основные элементы:

1 – рама автомобиля. Оболочечные элементы. Модель материала «001-Elastic»;

2 – манекен Hybrid III. Встроен в LS-DYNA. В шарнирах заданы упругие и демпфирующие свойства, соответствующие суставам человека. Позволяет вычислить критерий НИС;

3 – жесткая стена. В LS-DYNA моделируется с помощью объекта «Rigidwall»;

4 – энергопоглощающий элемент. Модель материала «057-Low density foam»;

5 – опора энергопоглощающего элемента. Материал – сталь 20. Модель материала «001- Elastic»;

6 – ремни безопасности. Модель материала «B01-Seatbelt»

Расчетная модель состоит из конечно-элементной модели трубчатой стальной рамы автомобиля, в передней части автомобиля установлена стальная пластина, к которой крепится энергопоглощающий элемент. Для оценки воздействий на пилота используется конечно-элементная модель манекена Hybrid III, встроенного в LS-DYNA и закрепленного с учетом ремней безопасности. Расчет проводится для движения со скоростью 7 м/с. Моделируется контакт между ремнями безопасности и манекеном. Контакт между ногами манекена и рамой не моделируется, т.к. оценка повреждения ног не проводится. Несущая система и манекен имеют общую массу 300 кг.

Рама и стальная пластина моделируются с помощью оболочечных конечных элементов. Энергопоглощающий элемент моделируется с помощью объемных восьми узловых элементов. Для рамы и пластины используется упругая модель материала («Elastic») со свойствами стали. Энергопоглощающий элемент имеет плотность 37 кг/м³, и для него в LS-DYNA выбрана модель материала, представляющего пену низкой плотности («Low density foam»), которая позволяет использовать табличные данные для задания кривой нагружения.

Препятствие выполнено в виде абсолютно жесткой стены.

Масса двигателя и трансмиссии приложена к задней части рамы. Масса элементов подвески приложена к раме в местах крепления подвески.

Для оценки эффективности энергопоглощающих элементов, кроме сравнения пиковых и средних значений ускорения, также предлагается использовать более объективный параметр, критерий тяжести повреждения головы НИС (Head Injury Criterion). Этот критерий вычисляется на основе значений ускорений, действующих на манекен, по формуле [6; 15]

$$HIC = \left\{ \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2,5} (t_2 - t_1) \right\}_{max},$$

где $t_2 - t_1$ – промежуток времени.

Существуют два стандарта вычисления НИС: на промежутке 15 мс и 36 мс. В данном случае используется промежуток в 15 мс.

Значение критерия зависит от площади под графиком зависимости ускорения головы от времени. Таким образом, он учитывает не только величину действующих ускорений, но и длительность их воздействия. Это отражает физиологические особенности восприятия ускорений человеком, который может выдерживать большие значения ускорений (до 80g), если они действуют в течение очень короткого промежутка времени. Значение НИС, равное 1000, соответствует 18% вероятности получения травмы головы, опасной для жизни.

Для оценки пассивной безопасности используется конечно-элементная модель манекена Hybrid 3 (рисунок 1.3), встроенного в LS-DYNA. Манекен состоит из жестких тел. В его шарнирах, имитирующих суставы, заданы упругие и демпфирующие свойства, а также предельные углы поворота. В модели манекена присутствуют акселерометры, которые позволяют оценить ускорения различных его частей, определить величину силовых воздействий, а также вероятность получения травмы. [6]

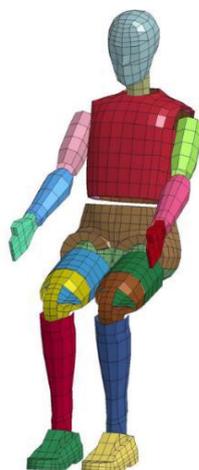


Рисунок 1.3 - Конечно-элементная модель манекена Hybrid 3

Энергопоглощающий элемент изготовлен из закрытого ячеистого пеноматериала «DOW IMPAXX 700», свойства которого были описаны выше. Особенностью материала является постоянство характеристики нагружения в широком диапазоне деформаций (рисунок 1.4).

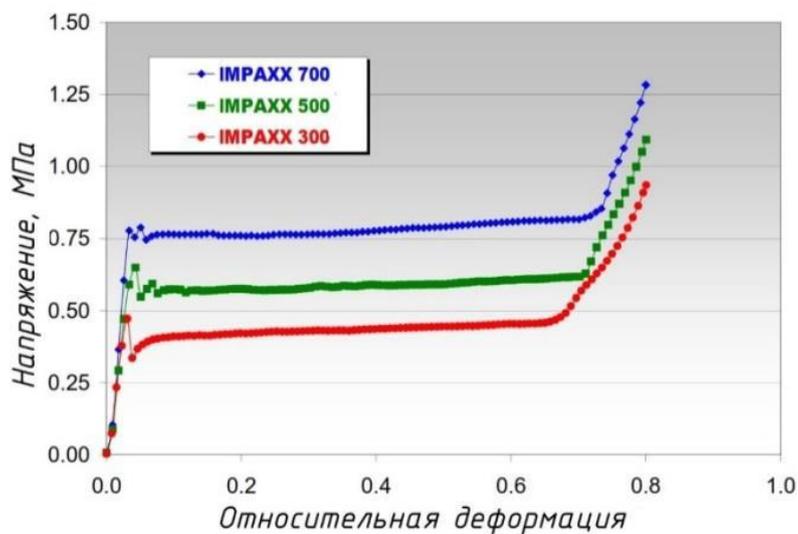
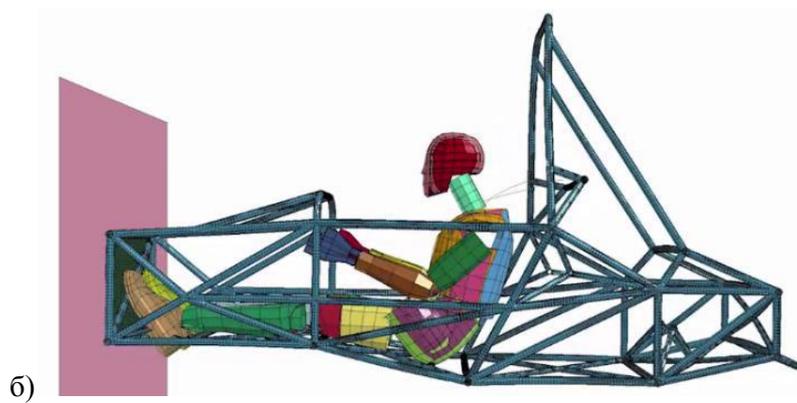


Рисунок 1.4 - характеристика деформирования материала IMPAXX 700

Моделирование проводится для двух случаев. В первом моделируется столкновение с жестким препятствием автомобиля, не оборудованного энергопоглощающим элементом. Результаты моделирования представлены на рисунке 1.5.



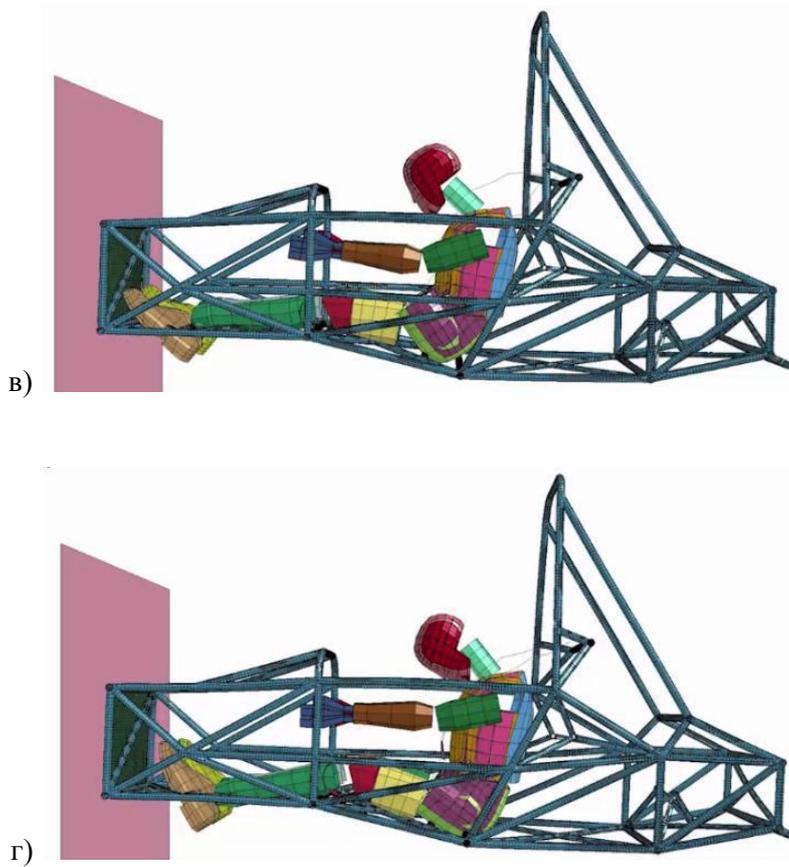


Рисунок 1.5 - Моделирование столкновения без энергопоглощающего элемента

Ускорения головы манекена представлены на рис. 1.6. Несмотря на то, что несущая система сохраняет целостность и достаточный жизненный объем для пилота, отсутствие деформируемого элемента в передней части приводит к резкому росту ускорений. Пиковое значение ускорения превышает допустимую регламентом норму в 40g. Значение НИС составляет 146,3.

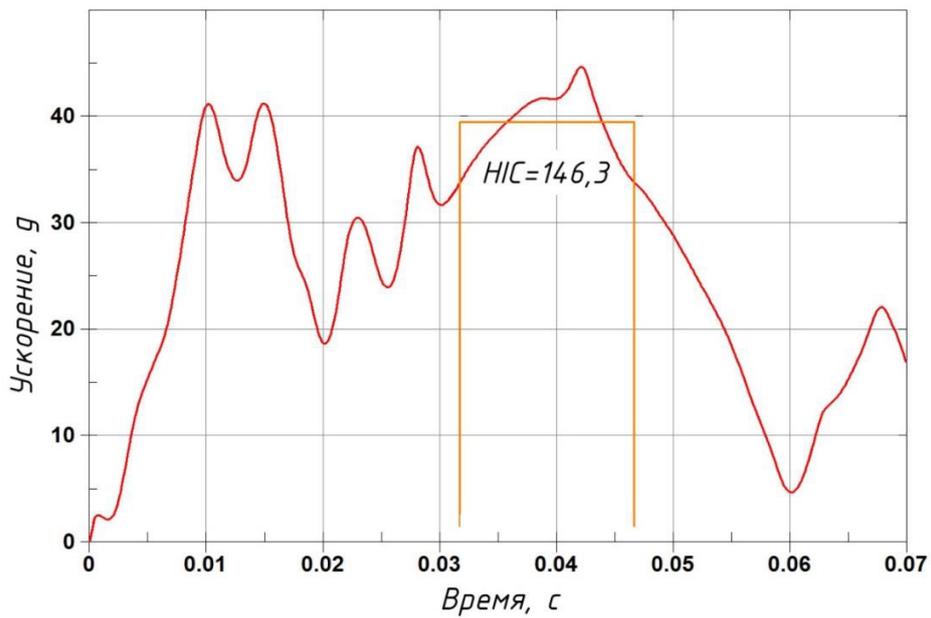


Рисунок 2.6 - Ускорения головы манекена без энергопоглощающего элемента

Во втором случае моделируется столкновение с препятствием автомобиля, в передней части которого установлен энергопоглощающий элемент. Моделирование процесса столкновения представлено на рисунке 2.7.





Рисунок 1.7 - Моделирование столкновения с энергопоглощающим элементом

Ускорения головы манекена, а также вычисление значения критерия НИС представлены на рисунке 1.8. Значение НИС составляет 89,6.

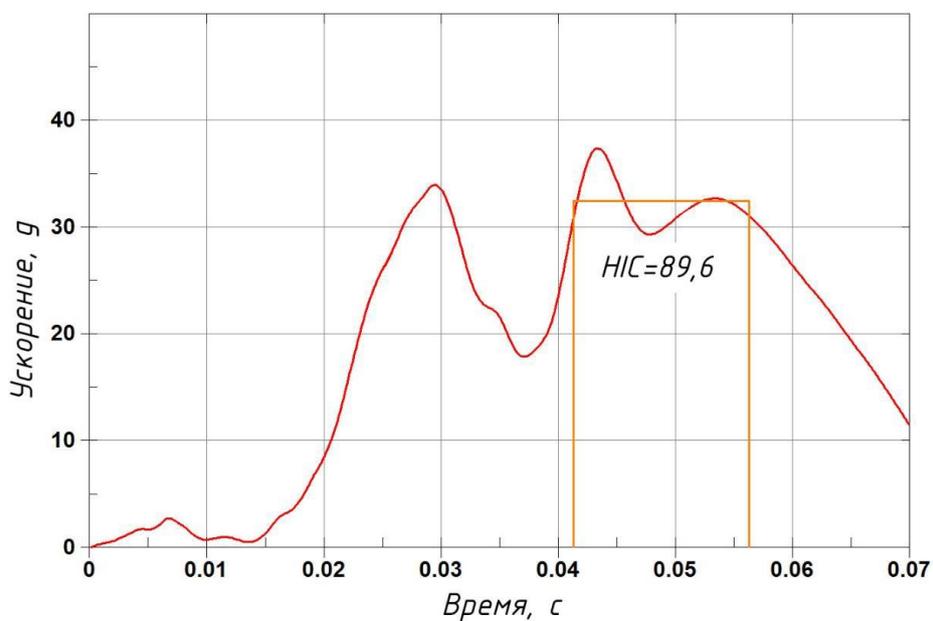
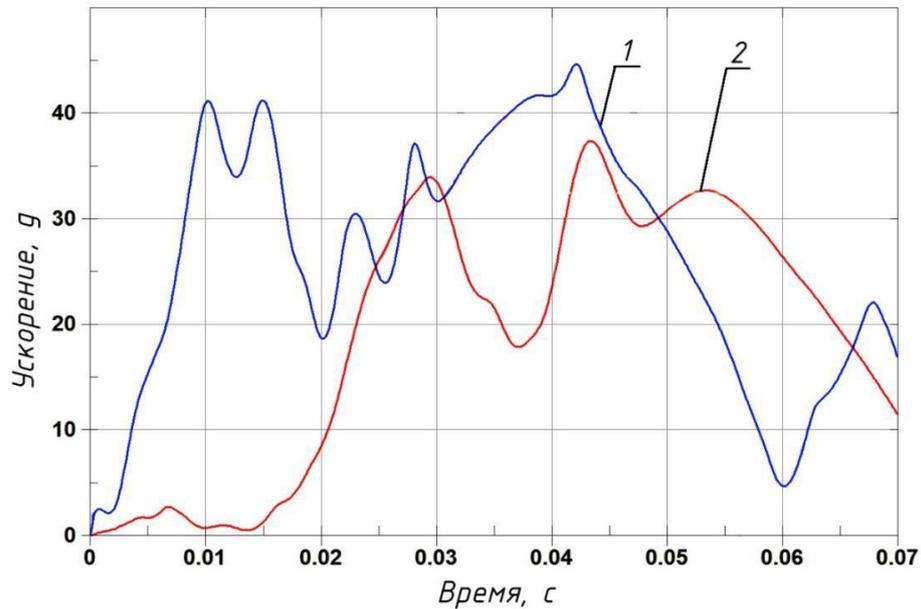


Рисунок 1.8 - Ускорения головы манекена с энергопоглощающим элементом

Применение энергопоглощающего элемента позволило добиться более сглаженного нарастания ускорения и позволило избавиться от первого пика ускорений.

Сравнение ускорений, действующих на голову пилота, представлено на рисунке 1.9.



1- без энергопоглощающего элемента; 2- с энергопоглощающим элементом

Рисунок 1.9 - Ускорения головы манекена

1.3. Выводы

1. Применение эталонного энергопоглощающего элемента позволяет снизить вероятность травмы головы пилота, что фиксируется снижением критерия НИС на 39%;
2. Использование эталонного аттенюатора позволяет снизить пиковые значения ускорения на 18%;
3. Каждый болид Formula Student должен иметь энергопоглощающий элемент, характеристики которого определяются регламентом SAE.

2. Типовые конструкции аттенюаторов

Безусловно, зарубежные команды за последние годы продвинулись далеко вперед в собственных разработках аттенюаторов. Обзор конструкций, которые используют зарубежные команды, позволил выделить 5 базовых концепций которые могли бы удовлетворить требования к аттенюатору регламента SAE:

2.1. Аттенюатор с сэндвич-структурой из алюминия

Данная концепция аттенюатора была подробно исследована в Пизанском университете в 2010 год и представляет собой аттенюатор с укороченной пирамидальной формой, как показано на рисунке 2.1.[4; 8] Выбор такой конструкции был продиктован двумя основными причинами: во-первых, из-за общей формы всех гоночных прототипов; а во-вторых, увеличение площади поперечного сечения предотвращает потерю устойчивости по Эйлеру в процессе деформации. Угол между осью нагружения и пластинами индуцирует изгиб, который приводит к образованию локальных пластических изгибов, эффективных для контролируемого поглощения энергии удара.

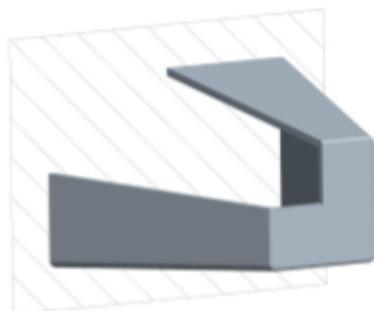


Рисунок 2.1 - Аттенюатор воздействия формируется полым

Сэндвич панели сделаны из легированного алюминия AA5052, а внутренние листы из легированного алюминия AA5005. Свойства материалов приведены в Таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Свойства алюминия

Тип алюминия	AA5052	AA5005
Плотность (кг/м ³)	2700	2700
Модуль упругости (ГПа)	70	70
Коэффициент Пуассона	0.3	0.3
Предел текучести (МПа)	130	41
Пределное напряжение (МПа)	210	124
Удлинение при разрыве (%)	9	7

При проектировании аттенюатора была использована алюминиевая сэндвич структура с гексагональным ядром (см. рисунок 2.2). Сэндвич-панель сохраняет энергию на изгибе и сжатии вдоль оси ячеек более эффективно, чем обычные листы.

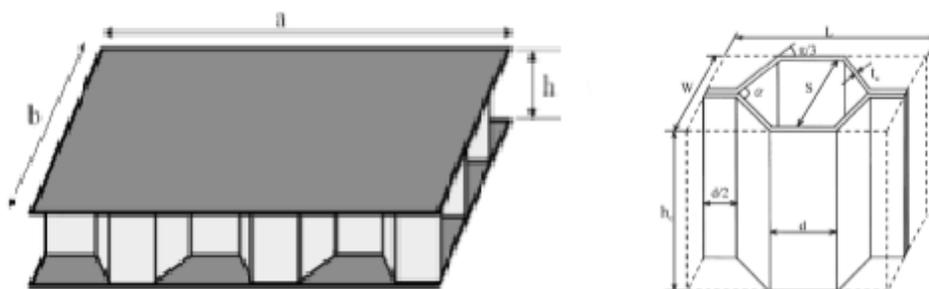


Рисунок 2.2 – Геометрия сэндвич-панели

Этапы сборки attenuатора:

- Складываем две полосы каждой пластины, чтобы создать поверхность для заклепывания;
- Сверлим отверстия во внутренних листах и сэндвич-панелях, а затем ставим заклепки между ними;
- Attenuатор и переднюю перегородку соединяем болтами с четырьмя L-образными уголками

Несколько алюминиевых листов, скрепленных заклепками между двумя панелями, создавая сэндвич-структуру, эффективно работают с помощью мембран, создающих области с более высокой жесткостью, и, следовательно, провоцирующих неустойчивость и сворачивание многослойной структуры. После первого удара, торцевые листы, не имеющие структурной задачи, работают только в качестве инициатора неустойчивости. Общая компоновка attenuатора показана на рисунке 2.3.

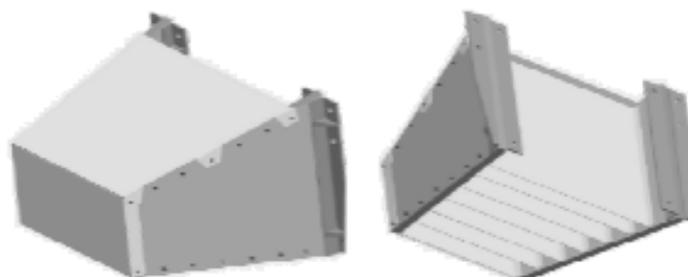


Рисунок 2.3 - Attenuатор воздействия с использованием сэндвич-панели из алюминия

2.2 Аттенюатор из композитных материалов

Данная концепция была рассмотрена студентами университета города Турин (Италия) в 2015 году [7]. Геометрия данной концепции аттенюатора (рисунок 2.4) очень похожа на усеченный квадрат для того, чтобы получить большую деформацию, ограничивающуюся ударной стенкой, поддерживающей почти постоянную силу во время осевого удара. При разработке этой концепции было важно обращать внимание не только на распределение материала в различных зонах, но также и на процесс расслоения, который может в значительной степени повлиять на способность поглощения энергии. Анализируемый аттенюатор был изготовлен из слоев предварительно пропитанного листового материала (углеродное волокно и эпоксидная смола).

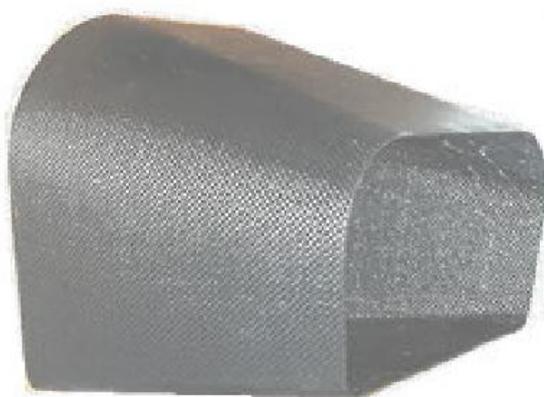


Рисунок 2.4 – Геометрия аттенюатора из композитных материалов

Аттенюатор имеет внутренние разделы прямоугольной формы с закругленными краями (рисунок 2.5) для того, чтобы избежать концентрации напряжений во время удара. В частности, были выполнены 3 различные зоны

вдоль продольной оси с разной толщиной стенки: 1.68, 2.16 и 2.4 мм соответственно.

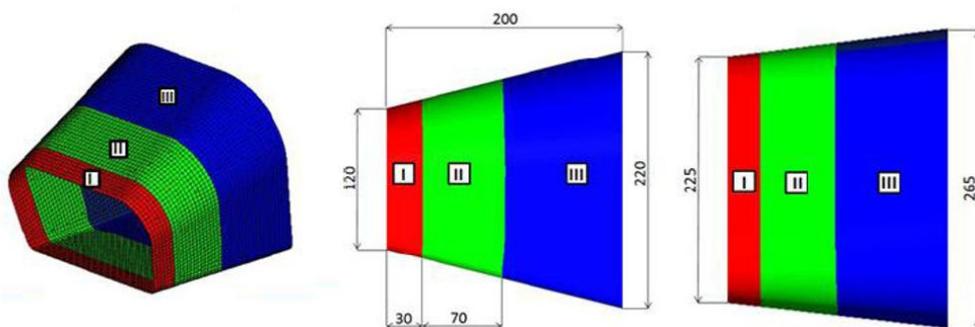


Рисунок 2.5 – Геометрическая конфигурация аттенюатора

Изготовление данного аттенюатора проводилось с помощью ручного наслоения предварительно пропитанных композиционных слоев и автоклавирования при 135 градусах и приложенного давления в 7 бар. В частности, композитный материал - это плотняное переплетение препрегов из углеродного волокна и эпоксидной смолы [7].

2.3 Аттенюатор из алюминиевого листа

Данная концепция была изучена студентами университета в Патиале (Индия) в 2012 году [8]. В качестве материала был использован Алюминий 6063 Т6 (сплав алюминия с магнием и кремнием) - является коммерчески доступным. Этот материал хорошо сваривается при вольфрамовой сварке с использованием инертного газа. Он обладает хорошими механическими свойствами и отвечает требованиям к конструкции. Он считается легковесным и экономически выгодным. Рисунок 2.6 изображает разработанную САД модель аттенюатора. Габаритные размеры аттенюатора 250 x 250 x 250 мм³. Используемая толщина листа составляет 1,5мм.

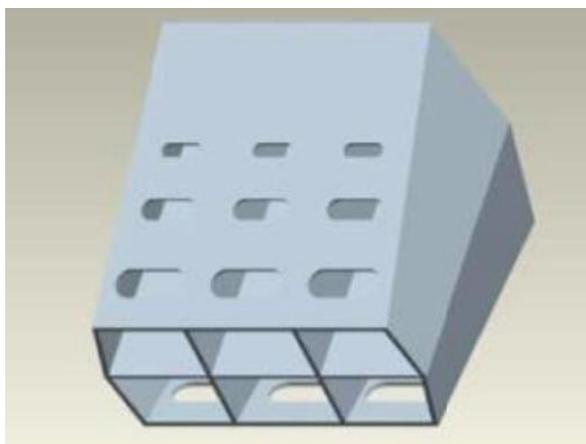


Рисунок 2.6 CAD модель аттенюатора из алюминиевого листа

Контуры эллиптических форм с переменными размерами были вытеснены из верхних и нижних поверхностей. Они были помещены симметрично в горизонтальных рядах. Присутствие этих эллиптических форм помогает в достижении деформации вида растяжение-сжатие. Следовательно, это приводит к синусовой кривой замедления в зависимости от времени, таким образом, обеспечивая энергетическое поглощение [8].

2.4 Аттенюатор из пены Rohacell 110IG

Концепция аттенюатора из пены Rohacell 110IG была рассмотрена студентами Технического университета Эйндховена (Нидерланды) в 2010 году [9]. Параметры материала представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 Параметры материала Rohacell 110IG

Параметр	Значение	Единица измерения
Плотность	110	Кг/м ³
Коэффициент Пуассона	0	-
Модуль Юнга	160	МПа
Начальный предел текучести	2	МПа

Конструкция attenuатора представляет собой прямоугольный блок из пены. Модель системы испытания attenuатора показана на рисунке 2.7.

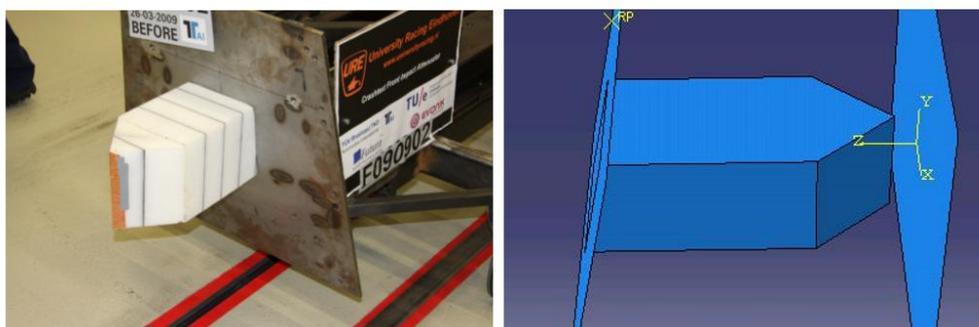


Рисунок 2.7 Реальная модель испытаний attenuатора (слева), CAD-модель системы испытания attenuатора (справа)

2.5 Attenuator из алюминиевых банок и бутылок

Разработка attenuатора из алюминиевых банок и бутылок была представлена студентами индийского университета нефти и энергетики в 2013 году и признана одной из самых бюджетных и «смелых» концепций attenuатора, отвечающих требованиям регламента SAE [10]. Алюминиевые бутылки и банки были размещены в корпусе из листового металла как показано на рисунке 2.8. Корпус выполнен в форме усеченного конуса пирамиды с верх-

ним поперечным сечением 240мм x 150мм и нижним поперечным сечением 320мм x 230мм с высотой корпуса 215мм. Максимальный диаметр банок объемом 330мл составлял 60мм, а длина 160мм. Бутылки объемом 600мл имели максимальный диаметр 69мм, а длина составляла 245мм. Ориентации бутылок и банок были сделаны таким образом, что их оси были параллельны оси рамы. Длина банки составляла меньше 215 мм (высота оболочки). Для заполнения зазора была добавлена пена Oasis толщиной 55 мм, а длина бутылки с напитком объемом 600 мл была больше длины оболочки, так что бутылка была отрезана от ее конца до длины 215 мм. Используя симуляцию SolidWorks, было обнаружено, что каждая оболочка может вмещать около 6 бутылок или банок. После сборки нижний край корпуса был приварен по краям к центру основания. Основание, изготовленное из листового металла, было прикручено болтами к передней перегородке.

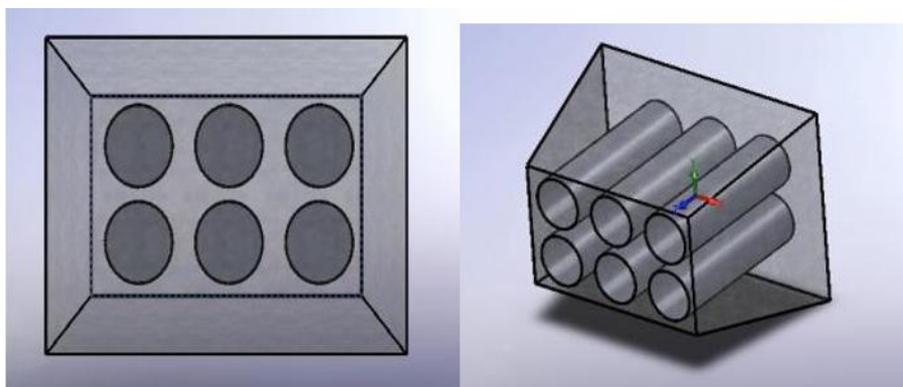


Рисунок 2.8 Модель аттенюатора из алюминиевых банок и бутылок

2.6 Аттенюатор из пеноалюминия

Анализируя многообразие использованных концепций аттенюатора студентами со всего мира, от самых бюджетных конструкций до самых дорогостоящих, и принимая во внимание статистику результатов динамических тестов, было принято решение о создании конструкции аттенюатора пирами-

дальной формы, поскольку эталонный аттенюатор имеет данную форму и это решение является наиболее распространенным среди многих зарубежных команд. В качестве материала был выбран пеноалюминий. Использование алюминия, как основного материала для аттенюаторов – самое часто встречающееся явление. Алюминий широко применяется в областях авиа- и автомобилестроения, известен потенциально высокими возможностями к энергопоглощению и низким удельным весом. Однако, с развитием современных технологий в области материаловедения появились новые группы энергопоглощающих материалов, большие из которых представлены пенометаллами, которые наряду с хорошими энергопоглощающими свойствами, обладают высокими удельно-прочностными показателями. Особое место в ряду пенометаллов занимает пеноалюминий [22]. Геометрическая модель пеноалюминия представлена на рисунке 2.9 [11]

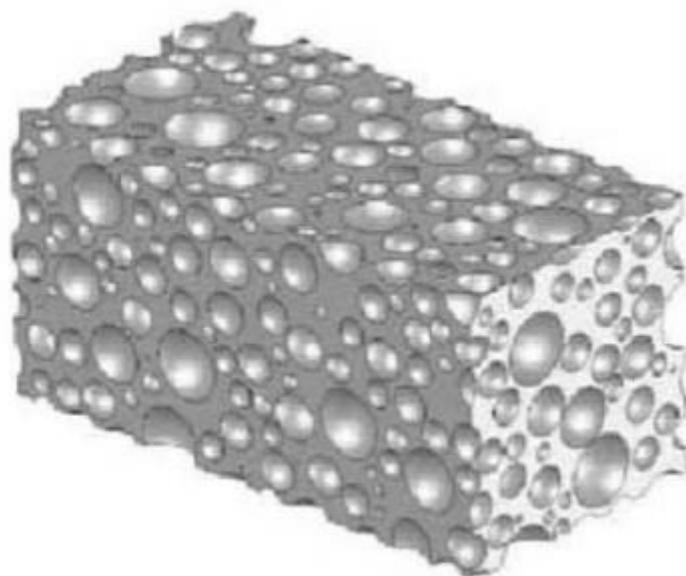


Рисунок 2.9 – Геометрическая модель пеноалюминия

Применение пеноалюминия в качестве материала для разработки аттенюатора не было исследовано ранее и является инновационным решением в безопасности автомобилей гоночной серии Formula Student.

При расчетах использовалась модель материала с билинейным кинематическим упрочнением (алюминиевый сплав Д16),[22] параметры которой приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Свойства материала

ρ , кг/м ³	E, ГПа	E _T , ГПа	$\Sigma_{пр}$, МПа	$\epsilon_{пр}$
1003	8,0303	2,880	60,227	0,00750

2.7 Выводы

1. Установлено, что аттенюатор из пеноалюминия является перспективным энергопоглощающим элементом для автомобиля класса «Formula Student»;
2. Плотность пеноалюминия в 2,5 раза меньше плотности алюминия, что позволяет снизить общий вес автомобиля;
3. Из обзора литературы следует, что управление энергопоглощением в процессе столкновения болида может осуществляться за счет изменения формы и конструкции аттенюатора.

3. Разработка CAD и CAE модели attenuатора

3.1 Описание пакета CAE и свойств материала

Для анализа деформации конструкции при экстремальных нагрузках, к которым, несомненно, относится и удар, используют, «явные» решатели систем CAE. Одним из таких продуктов является ANSYS Explicit Dynamics на базе решателя AUTODYN. Данный продукт позволяет решать уравнения сохранения импульса и энергии в сочетании с моделями материалов элементов исследуемой конструкции посредством схемы явного интегрирования по времени, что, кроме всего прочего, при анализе конструкций дает возможность оценить время моделирования до получения окончательного результата и провести корректировку параметров при не устраивающих нас результатах.

Одним из преимуществ использования программных продуктов подобного рода является возможность анализа физико-механических процессов, происходящих в исследуемой конструкции на каждом этапе процесса деформации во всех требуемых нам точках, что является достаточно трудоемким процессом при проведении реальных экспериментальных исследований. Конечно, изначально необходимость проведения экспериментов является важнейшим фактором получения в итоге конечно-элементного моделирования результатов максимально приближенных к реальности. Но имея наработанную базу поведения материалов в похожих условиях, конечно-элементный анализ позволяет сэкономить огромные ресурсы времени и, в немалой степени, материальные ресурсы. Понимание сути происходящих процессов, в свою очередь, позволяет рационализировать исследуемую конструкцию для достижения поставленных целей.

Таким образом, возможно в итоге повысить как функциональные, так и потребительские характеристики исследуемых изделий при одновременном снижении их стоимости.

Короткие по времени процессы, в том числе нелинейные, являются одним из основных условий использования продуктов явной динамики

Алгоритм решения задач явной динамики в ANSYS Explicit представляет собой перечень определенных шагов, позволяющих задать все необходимые нам характеристики и получить результат моделирования. На рисунке 3.1 представлен блок схемы проекта.

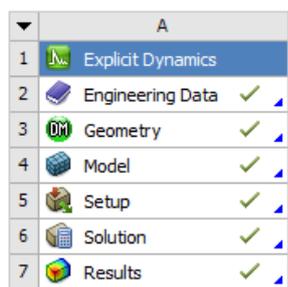


Рисунок 3.1 – Последовательность шагов Explicit Dynamics

Прежде всего, активируем элемент блока «Engineering Data» для составления перечня материалов, которые лежат в основе элементов конструкции.

В нашей конструкции будет представлено 4 элемента – блок, имитирующий стену, непосредственно сам аттенюатор, защитная пластина и часть рамы болида, к которой приваривается защитная пластина. Материал стены не имеет значения, так как по условиям регламента удар происходит по абсолютно жесткому телу, поэтому его определяем исходя из удобства моделирования. Сам аттенюатор будет изготовлен из пеноалюминия – материала сравнительно нового, свойства которого можно найти только в научных статьях, что предопределяет необходимость создания нового элемента в перечне материалов. Защитная пластина и элемент рамы изготавливаются из конструкционной стали, материал которой выбираем из встроенной библиотеки.

На рисунке 3.2 представлен перечень материалов, состоящий из Structural Steel и Aluminum Foam, а также окно с внесенными в систему свой-

ствами пеноалюминия, согласно источнику [11] с билинейным кинематическим упрочнением.

The image shows two screenshots from the ANSYS Engineering Data interface. The top screenshot is titled "Outline of Schematic A2: Engineering Data" and shows a tree view with columns A, B, C, and D. Row 3 is highlighted, showing "Aluminum Foam" in column A, a checkbox in B, a source icon in C, and a description in D: "Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1".

The bottom screenshot is titled "Properties of Outline Row 3: Aluminum Foam" and shows a table of material properties with columns A, B, C, D, and E.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Density	1003	kg m ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	Derive from	Young's M...			
5	Young's Modulus	8,0303E+09	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6	Poisson's Ratio	0,32		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7	Bulk Modulus	7,4355E+09	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8	Shear Modulus	3,0418E+09	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
9	Bilinear Isotropic Hardening			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
10	Yield Strength	6,0227E+07	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
11	Tangent Modulus	2,88E+09	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
12	Specific Heat	875	J kg ⁻¹ C...	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Рисунок 3.2. – Физико-механические свойства пеноалюминия

3.2 Разработка САД-модели аттенюатора

Следующим шагом необходимо смоделировать геометрическую модель, либо в самом модуле «Geometry» Ansys, либо в сторонней системе САД- моделирования, с последующим импортом в расчетный блок Explicit Dynamics.

С целью экономии времени САЕ-анализа было принято решения создать твердотельную поверхностную модель и использовать для этой цели PowerShare – мощный гибридный моделировщик сочетающий в себе широ-

кий набор инструментов каркасного, твердотельного и поверхностного моделирования, работу с триангулированными моделями и текстурами [22].

На рисунке 3.3 представлен внешний вид аттенюатора в виде поверхностной модели, представляющий собой усеченную пирамиду, причем размеры сечения параллельного основанию составляют 205×105 мм согласно регламенту проекта «Formula Student». Высота пирамиды – 200 мм.

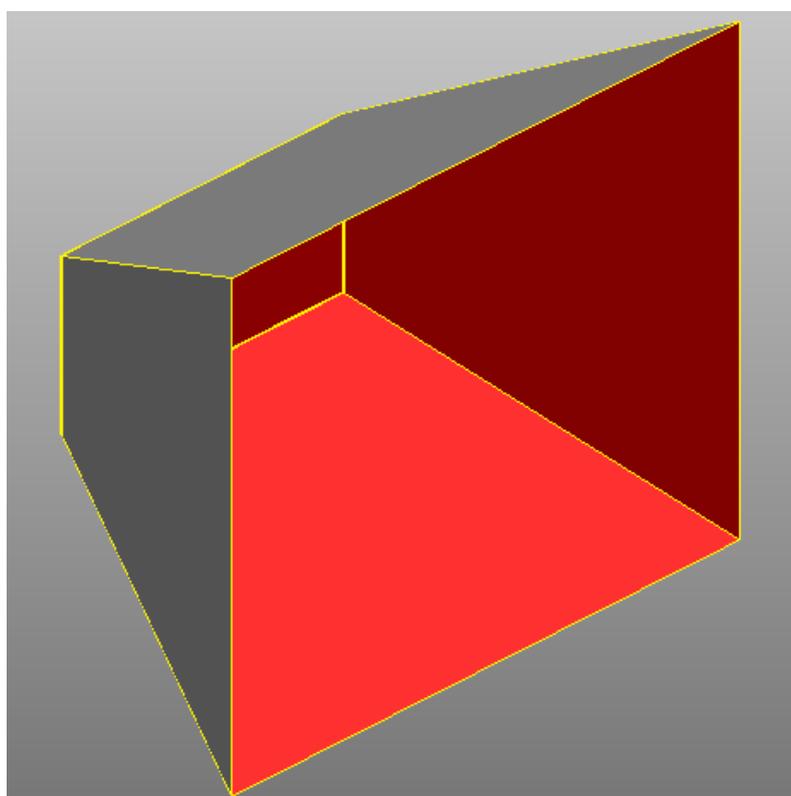


Рисунок 3.3 Поверхностная модель аттенюатора

А размеры основания пирамиды на 2 мм с каждой стороны меньше, чем размеры защитной пластины, на которую крепится аттенюатор, что хорошо видно на рисунке 3.4, где показана также модель стены.

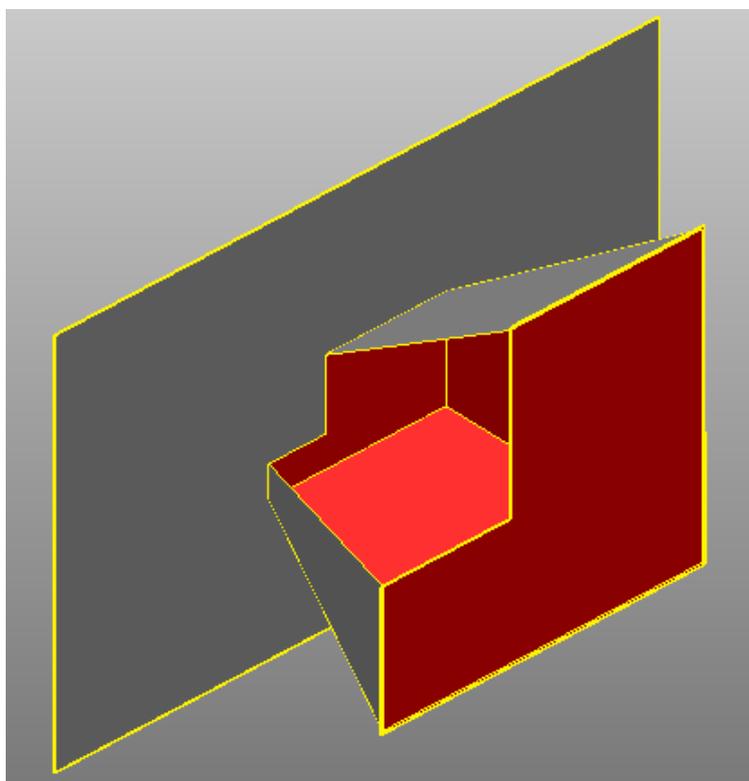


Рисунок 3.4 – Поверхностная модель аттенюатора с защитной пластиной и элементом, моделирующим стену.

Моделирование элемента рамы, к которой приваривается защитная пластина в виде реально существующих совокупности трубчатых элементов существенно увеличить время расчета. Для обеспечения возможности повышения производительности конечно-элементного анализа была произведена адекватная замена трубчатой конструкции элементами балки с прямоугольным сечением, что в итоге дало возможность смоделировать и эту часть в виде поверхности. На рисунках 3.5 и 3.6 представлены условия нагружения балок и полученный результат.

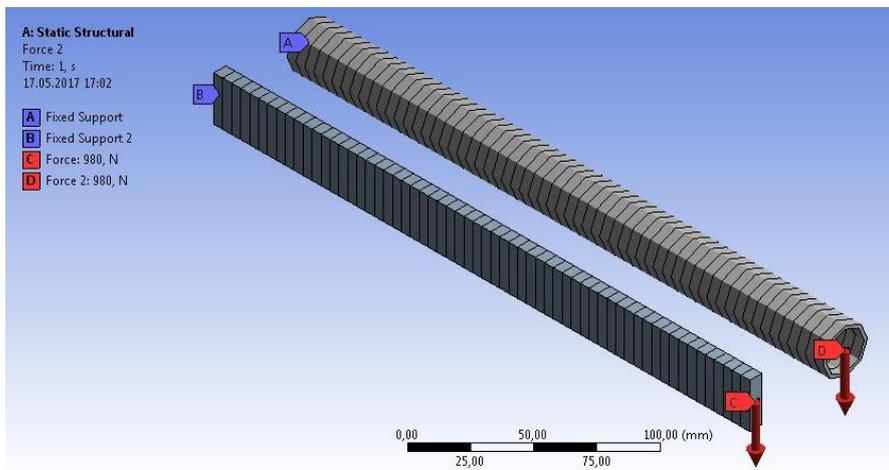


Рисунок. 3.5 – Условия нагружения элементов рамы аттенюатора

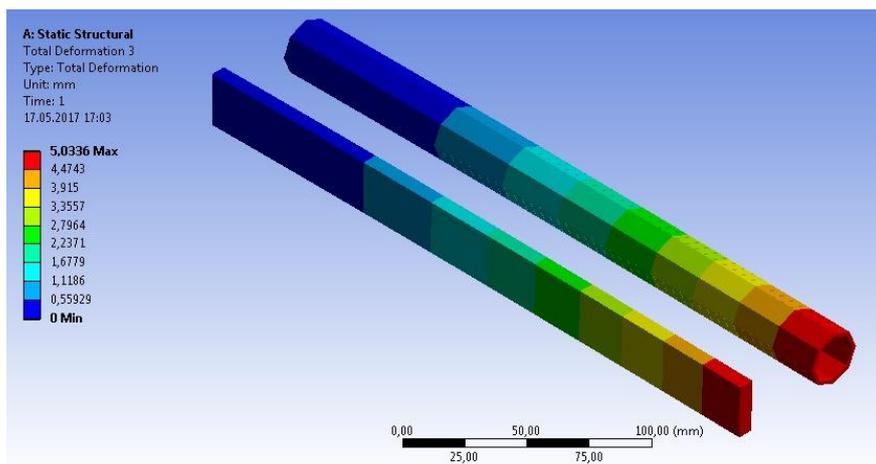


Рисунок 3.6 – Распределение деформаций по телу детали

Сечение прямоугольного элемента составляет в высоту 25 мм, согласно диаметру трубы, а ширина в 6 мм была установлена путем последовательного подбора сечений до совпадения величины прогиба балок (рисунок 3.6).

На рисунке 3.7 представлена окончательная поверхностная модель узла, включающая все элементы необходимые согласно регламенту проекта «For-

mula Student» для анализа конструкции аттенюатора (для наглядности выполнено сечение элементов аттенюатора и защитной пластины).

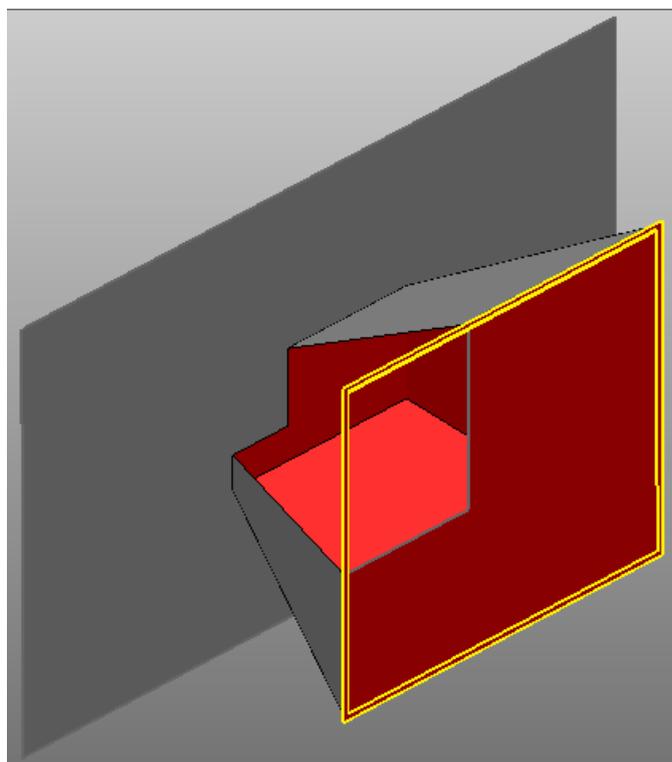


Рисунок 3.7 – Поверхностная модель элементов аттенюатора

Материалом аттенюатора является пеноалюминий, а минимальная толщина элементов конструкции при литье пеноалюминия составляет от 3..5 мм. Приняв за основу 5 мм толщину аттенюатора (плотность 1003 кг/м^3), мы получили неприемлемую массу конструкции, которая не должна составлять более 1кг. Поэтому конструкция непосредственно самого аттенюатора была модернизирована – убран лишний материал в местах, по-нашему мнению, оказывающих наименьшее влияние на прочность конструкции. Полученная конструкция в сборе представлена на рисунке 3.8.

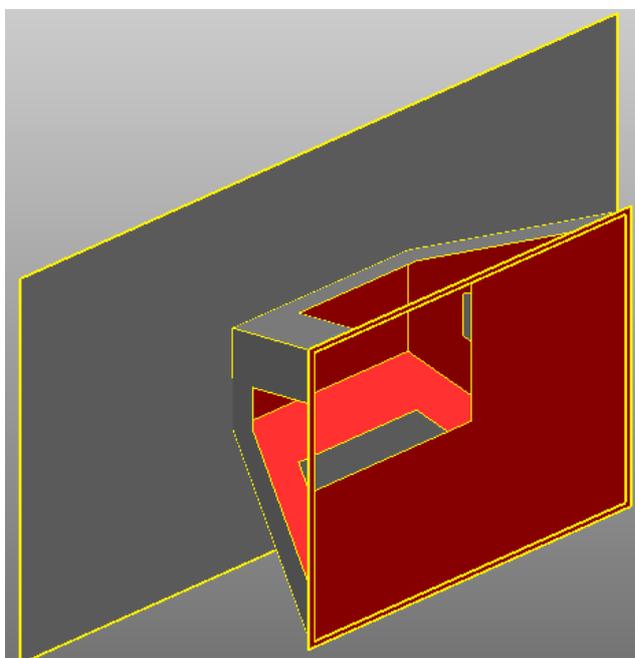


Рисунок 3.8- Модернизированная модель аттенюатора в сборе

Созданная твердотельная поверхностная модель была экспортирована в формат Parasolid в открытом файловом формате .x_t., являющимся одним из универсальных форматов широко поддерживаемых системами CAD/CAE-моделирования (рисунок 3.9).

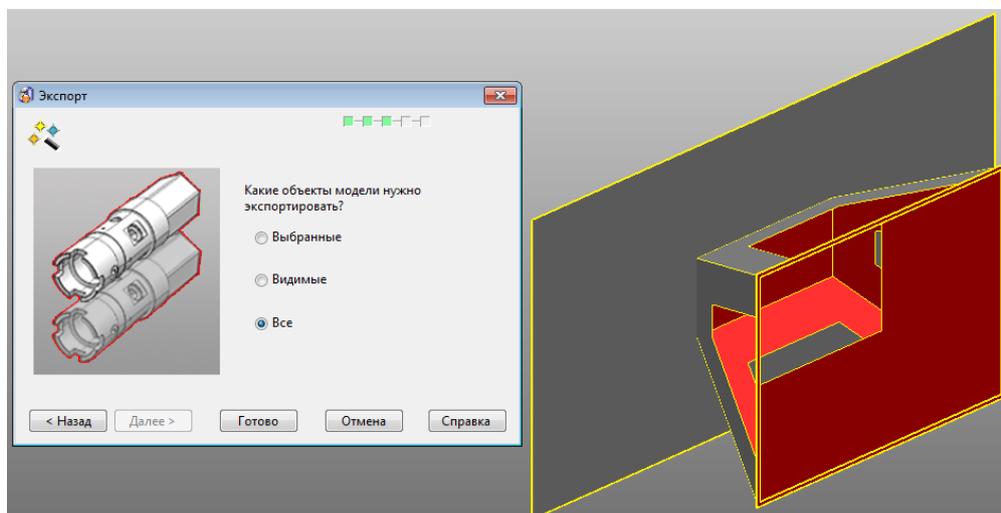


Рисунок 3.9 – Экспорт модели

На рисунке 3.10 представлен внешний вид импортированной модели в модуле «Geometry».

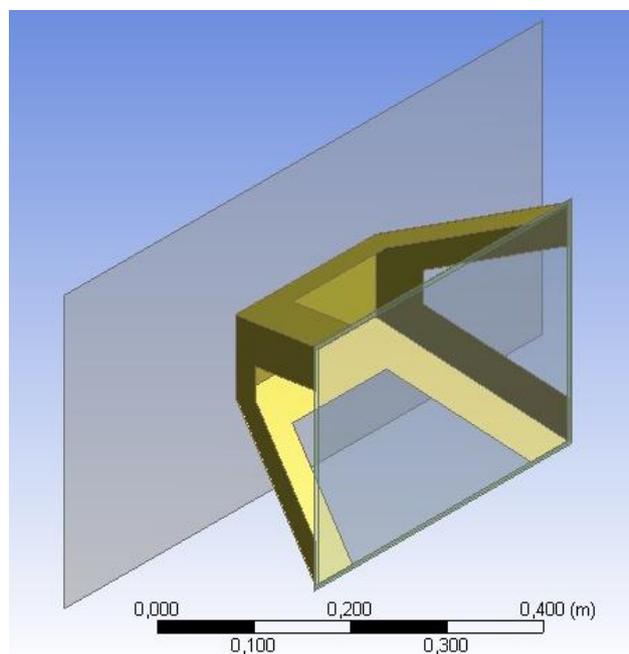


Рисунок 3.10 – Импортированная поверхностная модель

Следующим шагом была активация модуля «Model», где, в первую очередь, были установлены необходимые детали применительно к импортированным поверхностям – толщина изделий в соответствии с регламентом и предполагаемыми значениями – в каждом случае индивидуально. Так на рисунке 3.11 представлены установленные свойства аттенюатора, включая тип деформирования, толщину и материал изделия.

Details of "Attenuator"	
+ Graphics Properties	
- Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
<input type="checkbox"/> Thickness	5, e-003 m
Thickness Mode	Manual
Offset Type	Middle
- Material	
Assignment	Aluminum Foam
+ Bounding Box	
- Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	6,6689e-004 m ³
<input type="checkbox"/> Mass	0,66889 kg
Centroid X	-7,5684e-002 m
Centroid Y	0, m
Centroid Z	9,7545e-018 m
Moment of Inertia Ip1	1,3997e-002 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	7,4644e-003 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	1,1956e-002 kg·m ²
<input type="checkbox"/> Surface Area(approx.)	0,13338 m ²
+ Statistics	

Рисунок 3.11 – Свойства аттенюатора

Затем необходимо выставить связи между элементами. Так на рисунках 3.12-3.14 представлены вид окон модели с указанием наложенных связей и детали их наложения.

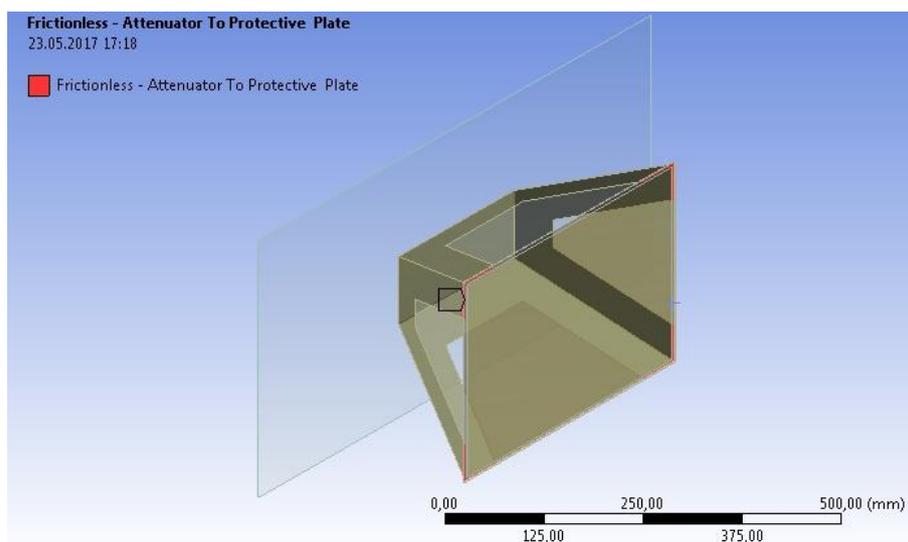


Рисунок 3.12 – Связь аттенюатора с защитной пластиной

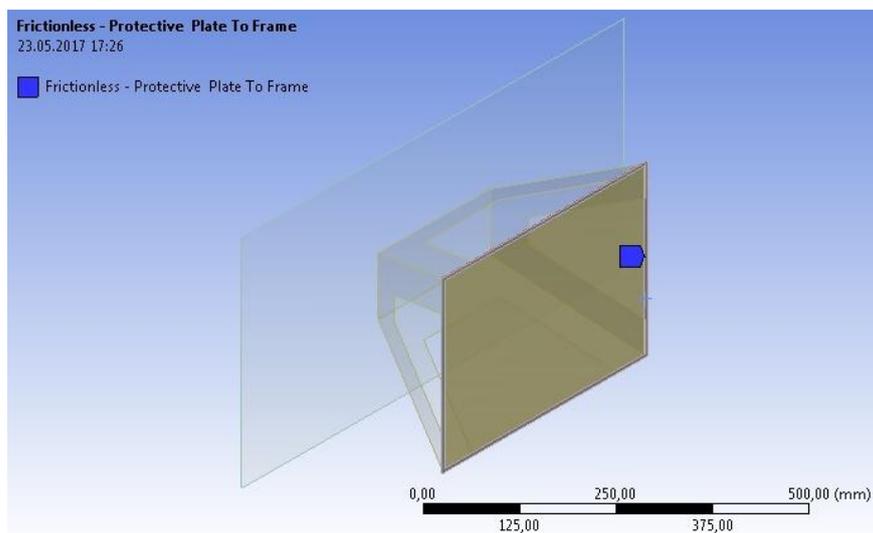
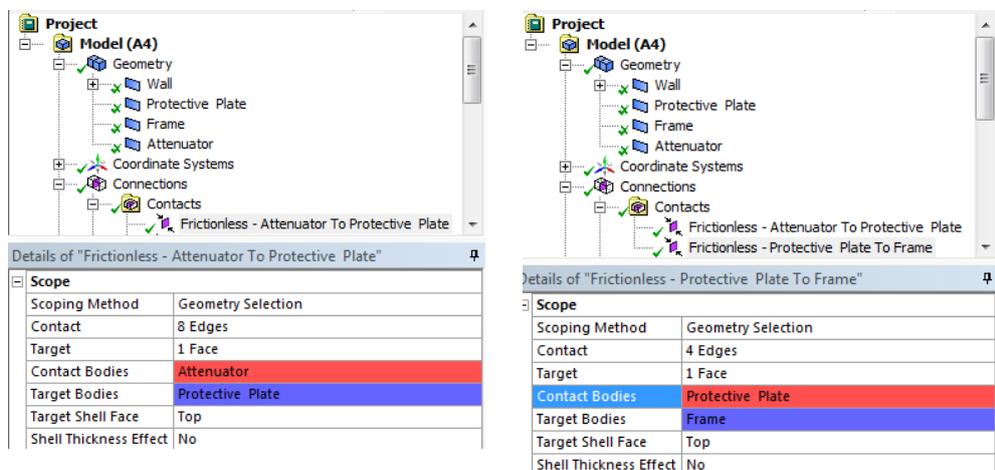


Рисунок 3.13 – Связь защитной пластины с элементом рамы



а) Аттенюатор

б) Передняя перегородка

Рисунок 3.14 – Наложенные связи на элементы геометрии

3.3 Моделирование конструкции аттенюатора в САЕ

Для получения итогового численного решения требуется выполнение разбиения всех геометрических моделей конечно-элементной сеткой. Чем более качественно построена вычислительная сетка, тем будет более точный и качественный результат расчета. Использование поверхностных моделей позволяет нам создать регулярную сетку при минимальных затратах времени на ее подготовку.

Для повышения производительности расчета сетка была сгенерирована для каждой детали отдельно. Автоматическая генерация сетки аттенюатора не устроила нас своей неравномерностью. Для упорядочивания сетки была применена команда «Mapped Face Meshing» для всех пяти граней аттенюатора (рисунок 3.15).

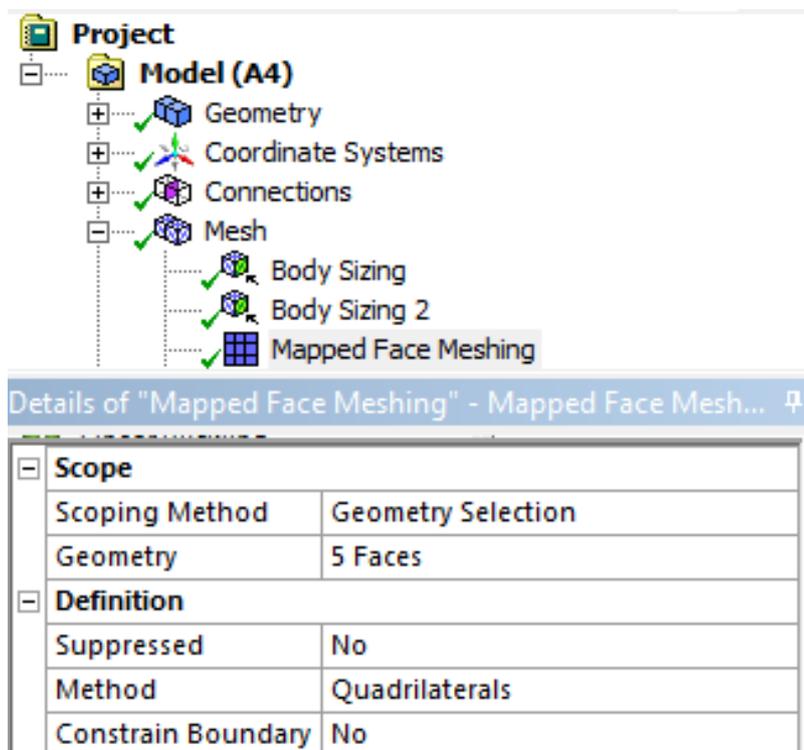


Рисунок 3.15 – Окно «Mapped Face Meshing»

На рисунке 3.16 представлен окончательный вариант сгенерированной сетки аттенюатора, а на рисунке 3.16 – конечно-элементная сетка всех составляющих расчетного узла.

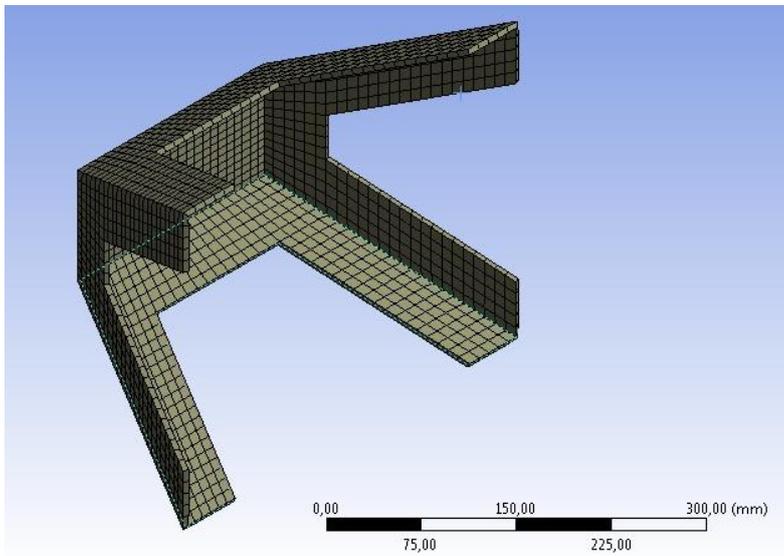


Рисунок 3.16 – Сгенерированная конечно-элементная сетка аттенюатора

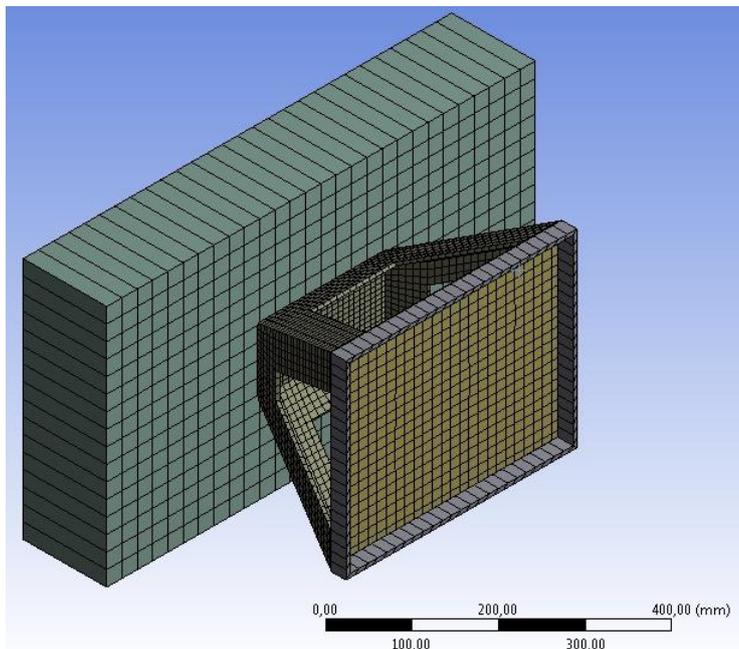


Рисунок 3.17 – Сгенерированная конечно-элементная сетка узла

И перед самым расчетом необходимо задать граничные условия и нагрузки. Нагрузкой в нашем случае является скорость перемещения объекта (рисунок 3.18).

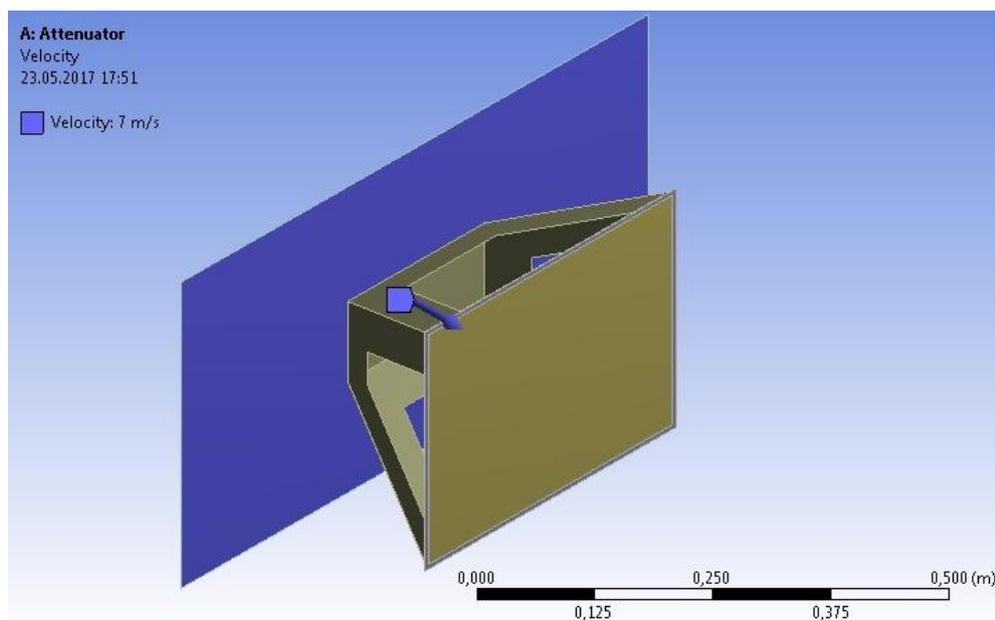


Рисунок 3.18 – Вектор скорости

А в качестве ограничений, в соответствии с условиями регламента, был установлен запрет перемещений по всем направлениям для аттенюатора, защитной пластины и элемента рамы в точках пересечения трубчатых элементов рамы болида (рисунки 3.19 – 3.20).

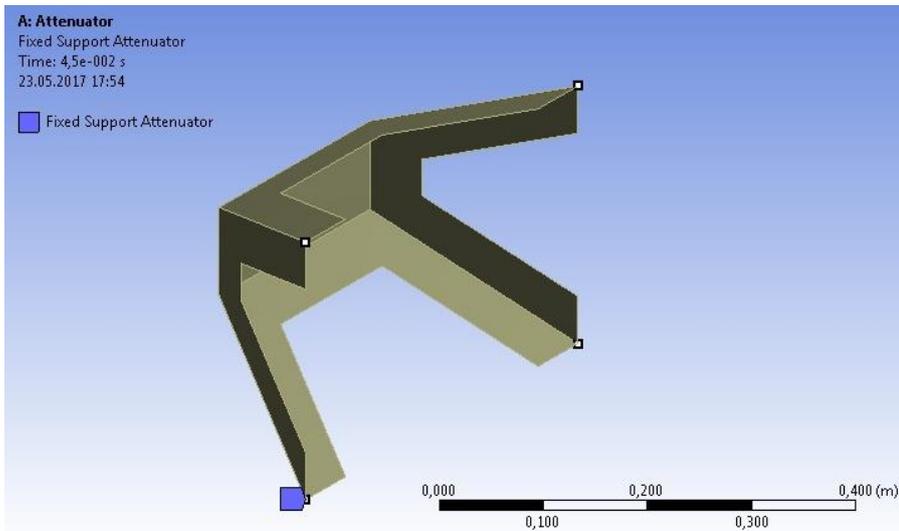


Рисунок 3.21 – Точки фиксации аттенюатора

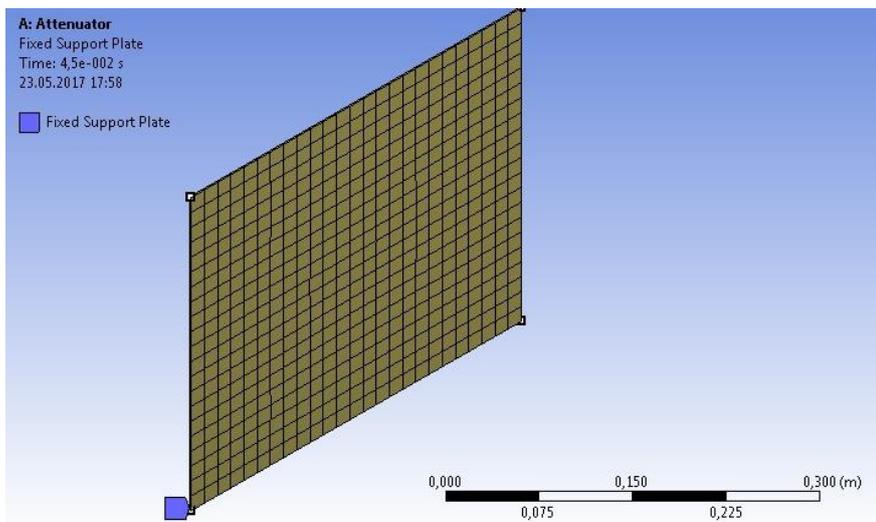


Рисунок 3.22 – Точки фиксации защитной пластины

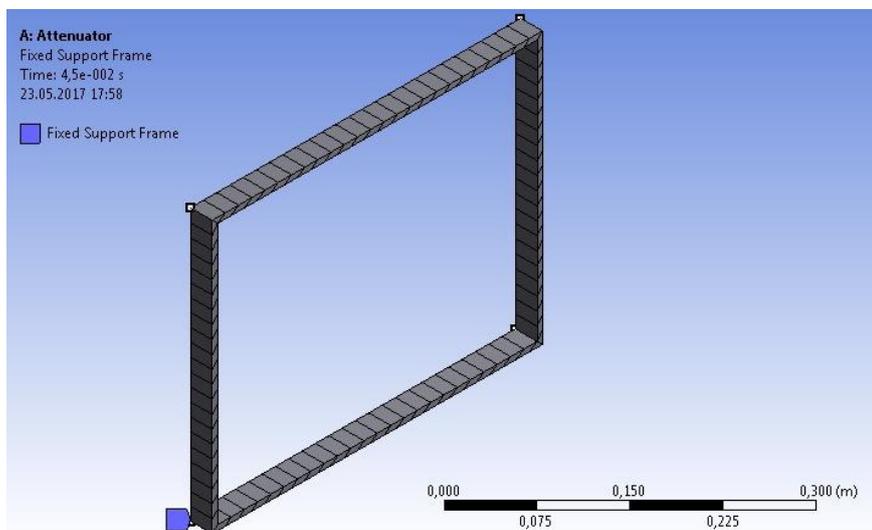


Рисунок 3.23 – Точки фиксации элемента рамы

Для аттенюатора с целью реализации моделирования неразъемного соединения в месте соприкосновения с защитной пластиной дополнительно было выполнено задание перемещений по направлениям, где свободное перемещение оставили лишь в направлении вектора удара.

На рисунке 3.24 отображены места наложения ограничений и параметры перемещений по направлениям осей системы координат согласно рисунку.

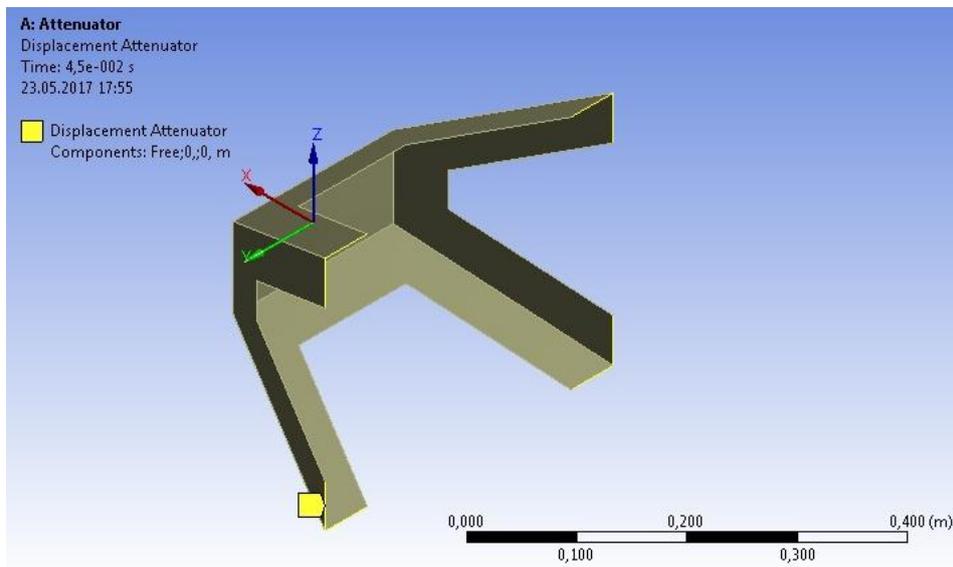


Рисунок. 3.24 Места наложения ограничений

3.4 Выводы

1. Установлено, что перспективным программным продуктом CAE для моделирования ударных явлений, в том числе при столкновении автомобиля является ANSYS AUTODYN;
2. Показано, что библиотека приложения ANSYS AUTODYN содержит механические, физические свойства и модели пеноалюминия, необходимые для анализа соударений автомобиля с преградами;
3. Для повышения качества электронных моделей и ускорения процесса проектирования целесообразно производить разработку моделей в программах CAD;
4. Генерация сетки конечных элементов осуществлялась в комплексе CAE ANSYS в соответствии с требованиями качества и точности оболочечных конечных элементов типа Shell.

4 Анализ конструкции аттенюатора

Для того, чтобы обнаружить и исключить ошибки был проведен анализ конструкции аттенюатора. Согласно требованиями регламента SAE, аттенюатор должен соответствовать нескольким параметрам, основными из которых являются:

- масса конструкции – 300 кг;
- скорость – 7 м/с;
- значение перегрузки при максимальном торможении – 40g
- деформация передней перегородки составляет не более 25,4 мм

Как было заявлено ранее, конструкция будет состоять из 4 элементов – блок, имитирующий стену массой 300 кг., непосредственно сам аттенюатор, защитная пластина и часть рамы болида, к которой приваривается защитная пластина. Материал стены не имеет значения, так как по условиям регламента удар происходит по абсолютно жесткому телу, поэтому его определяем исходя из удобства моделирования. Сам аттенюатор будет изготовлен из пеноалюминия со следующими свойствами:

- плотность - 1003 г/м³;
- модуль упругости - 8,0303 ГПа;
- коэффициент упрочнения (тангенц. модуль упругости) – 2,880 ГПа;
- предел текучести – 60,227 МПа

Защитная пластина и элемент рамы изготавливаются из конструкционной стали, материал которой был выбран из встроенной библиотеки.

На рисунке 4.1 представлены внесенные в систему данные о материалах.

The image shows two screenshots from the ANSYS Engineering Data interface. The top screenshot, titled "Outline of Schematic A2: Engineering Data", displays a table with columns A, B, C, and D. Row 1 is "Contents of Engineering Data". Row 2 is "Material". Row 3 is "Aluminum Foam" and Row 4 is "Structural Steel". The bottom screenshot, titled "Properties of Outline Row 3: Aluminum Foam", shows a table with columns A, B, C, D, and E. It lists various material properties such as Density, Isotropic Elasticity, Bilinear Isotropic Hardening, and Specific Heat, along with their values and units.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	1003	kg m ⁻³		
3	Isotropic Elasticity				
4	Derive from	Young's M...			
5	Young's Modulus	8,0303E+09	Pa		
6	Poisson's Ratio	0,32			
7	Bulk Modulus	7,4355E+09	Pa		
8	Shear Modulus	3,0418E+09	Pa		
9	Bilinear Isotropic Hardening				
10	Yield Strength	6,0227E+07	Pa		
11	Tangent Modulus	2,88E+09	Pa		
12	Specific Heat	875	J kg ⁻¹ C...		

Рисунок 4.1 – Данные о материалах конструкции

4.1 Анализ первой конструкции аттенюатора в САЕ

Конструкция 1, изображенная на рисунке 4.2, имеет характеристики, представленные в таблице 4. 1

Таблица 4.1 – Характеристики Конструкции 1

Масса блока, кг	Масса аттенюатора, кг	Толщина материала аттенюатора, мм	Масса защитной пластины, кг	Масса передней трубной части рамы болида, кг	Общая масса конструкции, кг
300,00	0,66	5,00	1,36	1,59	303,66

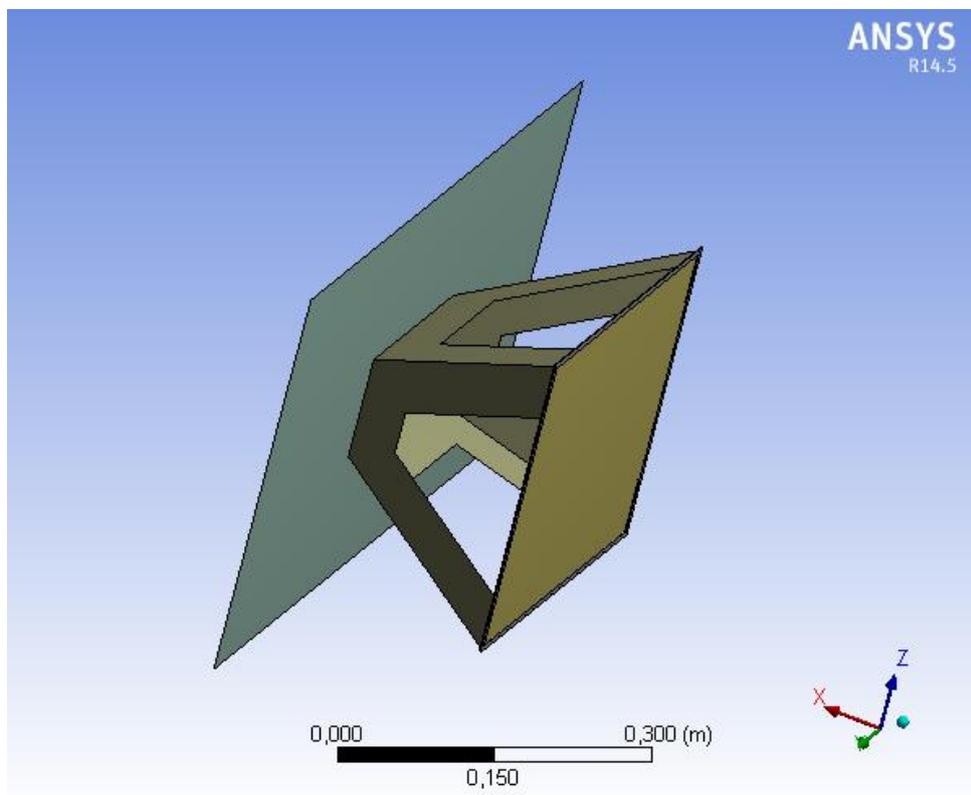


Рисунок 4.2 – Конструкция 1

Динамический расчет данной конструкции был произведен с помощью ANSYS Explicit Dynamics на базе решателя AUTODYN. В процессе имитации столкновения аттенюатора, закрепленного к передней части болида и блока, имитирующего стенку (рисунки 3.3 и 3.4), было выявлено, что в процессе удара, при завершении деформации происходит отрыв двух опор аттенюатора от защитной пластины (см. рисунки 4.3 – 4.6).

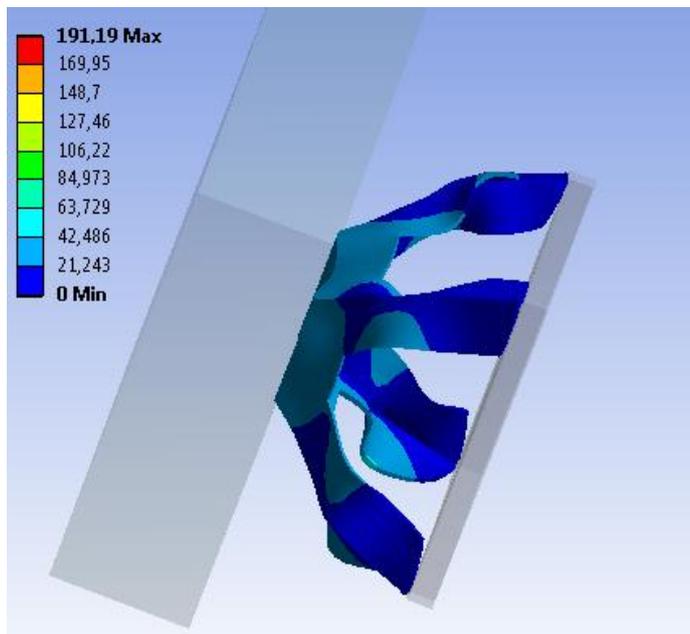


Рисунок 4.3 – Начало деформации аттенюатора Конструкции 1

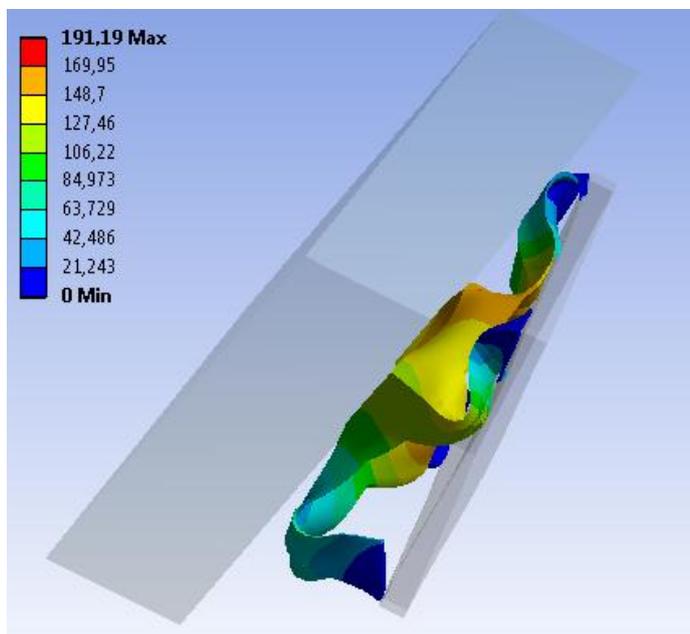


Рисунок 4.4 – Завершение деформации. Разрыв опоры аттенюатора

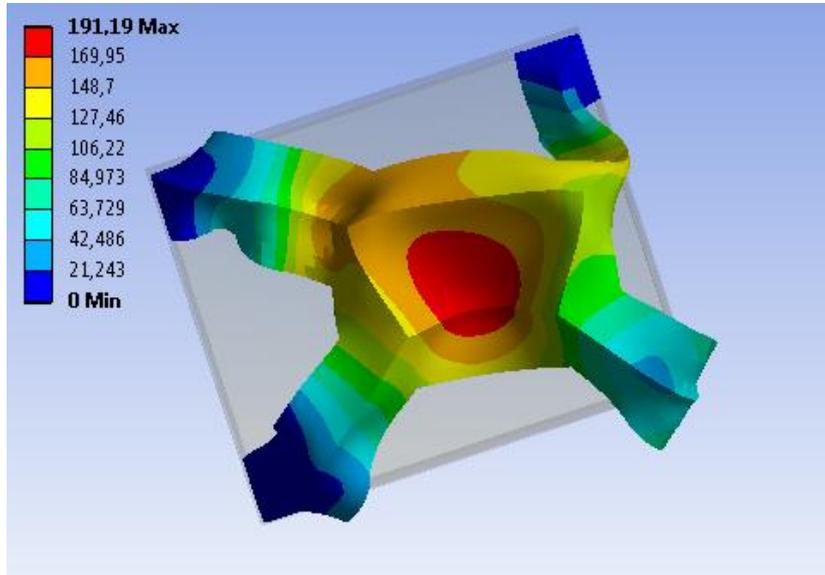


Рисунок 4.5 – Завершение деформации аттенюатора Конструкции 1

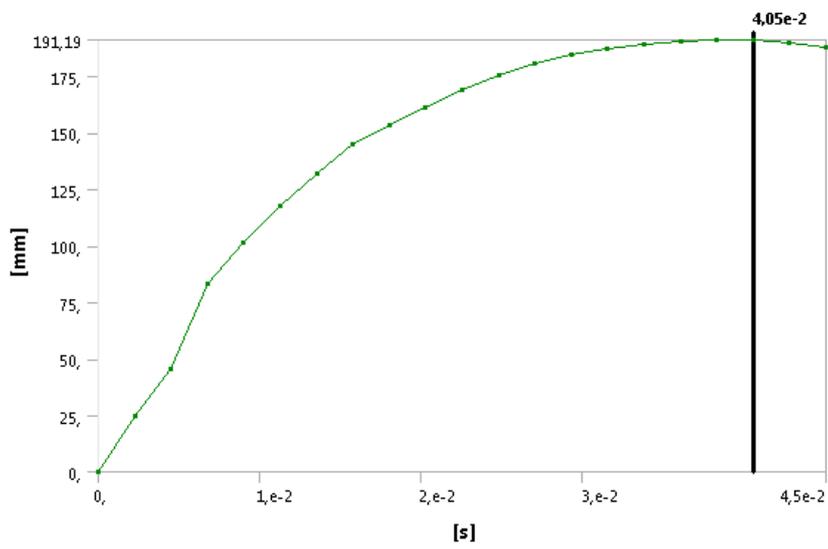


Рисунок 4.6 – График деформации Конструкции 1

Анализ деформации показал, что вследствие возникающего разрыва между опорой аттенюатора и защитной пластиной, энергия удара не гасится и происходит так называемый «отскок» конструкции (рисунок 4.7).

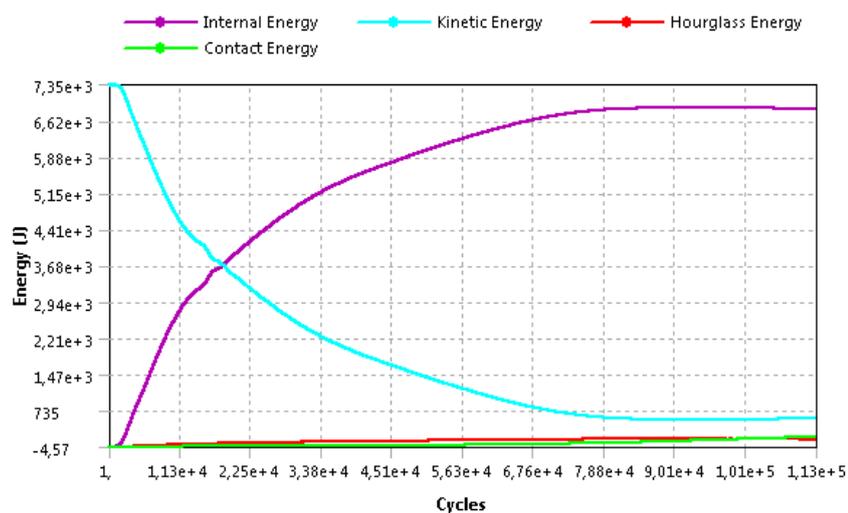


Рисунок 4.7 – График поглощения энергии Конструкции 1

Рассмотрим критерий деформации передней защитной перегородки. Деформация наглядно представлена на рисунках 4.8 и 4.9.

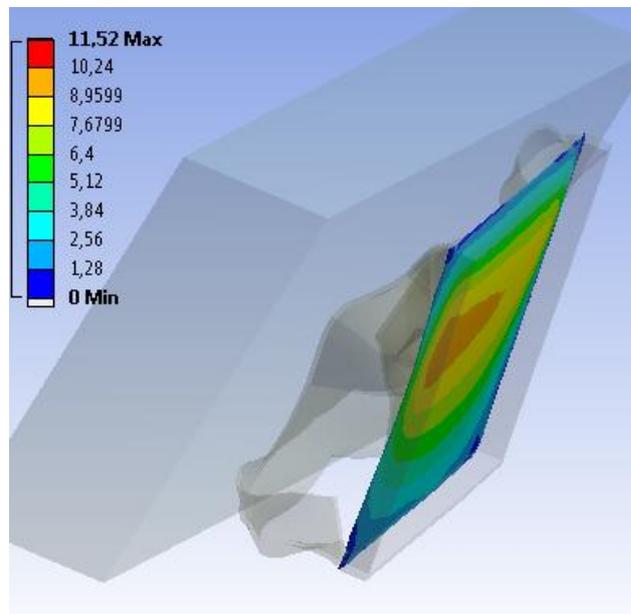


Рисунок 4.8 – Деформация передней перегородки после имитации столкновения

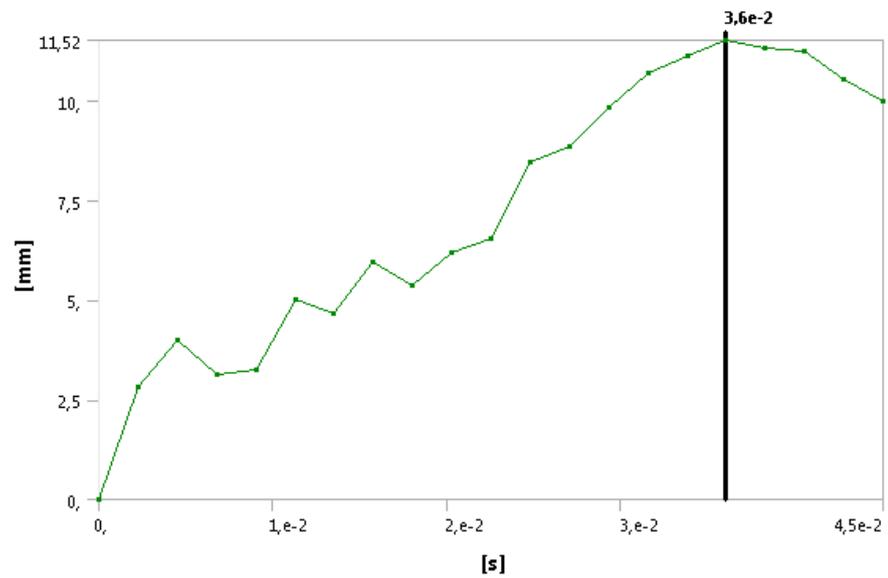


Рисунок 4.9 – График деформации передней перегородки

Деформация передней перегородки составила 11,52 мм. Данное значение удовлетворяет требованиям регламента SAE.

4.2 Анализ второй конструкции аттенюатора в CAE

Чтобы предотвратить отрыв двух опор аттенюатора от защитной конструкции, было принято решение внести изменения в CAD-модель аттенюатора, посредством нанесения по одному резу на каждой из его граней, а также увеличить толщину материала аттенюатора. В результате Конструкция 2, изображенная на рисунке 4.10, имеет характеристики, представленные в таблице 4.2.

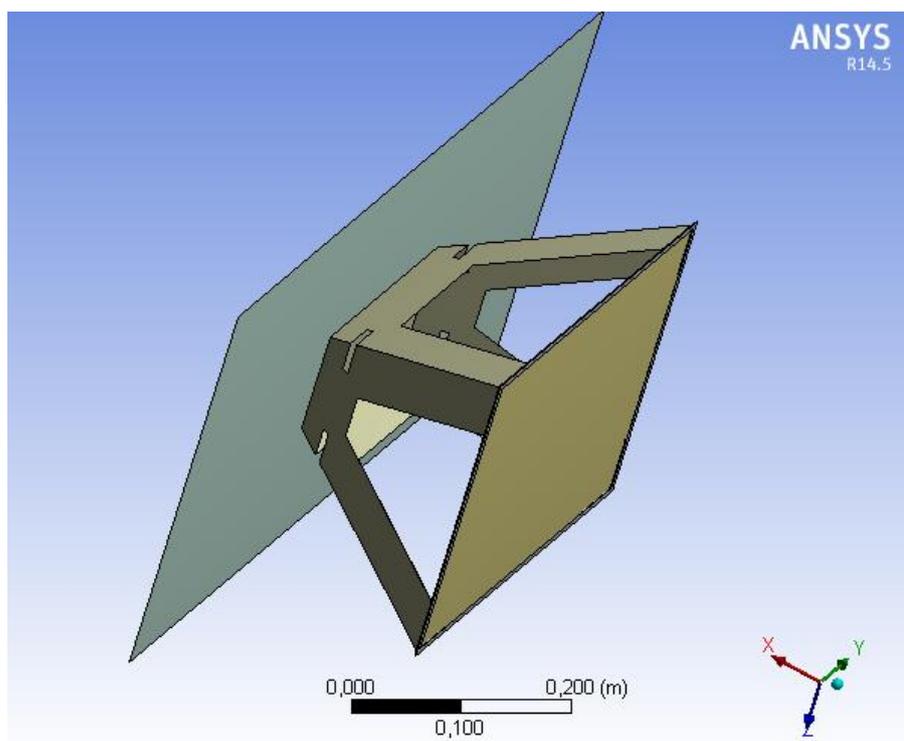


Рисунок 4.10 - Конструкция 2

Таблица 4.2 – Характеристики Конструкции 2

Масса блока, кг	Масса аттенюатора, кг	Толщина материала аттенюатора, мм	Масса защитной пластины, кг	Масса передней трубной части рамы болида, кг	Общая масса конструкции, кг
300,00	0,79	6,00	1,36	1,59	303,78

Имитация удара данной конструкции, представленная на рисунках 4.11 – 4.14 демонстрирует отрыв опоры аттенюатора от защитной пластины происходит только в одном случае.

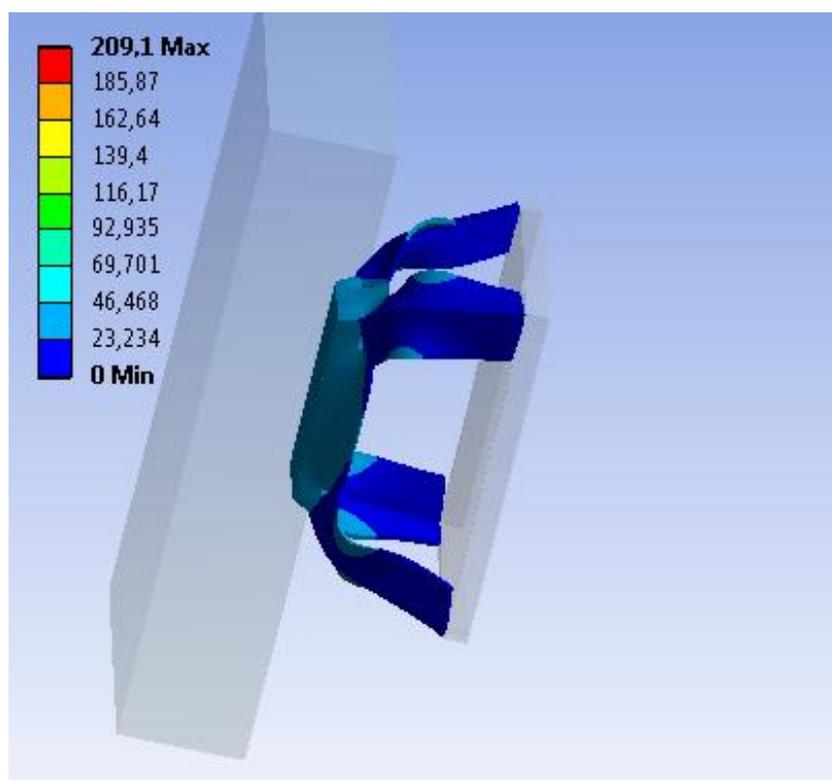


Рисунок 4.11 – Начало деформации аттенюатора Конструкции 2

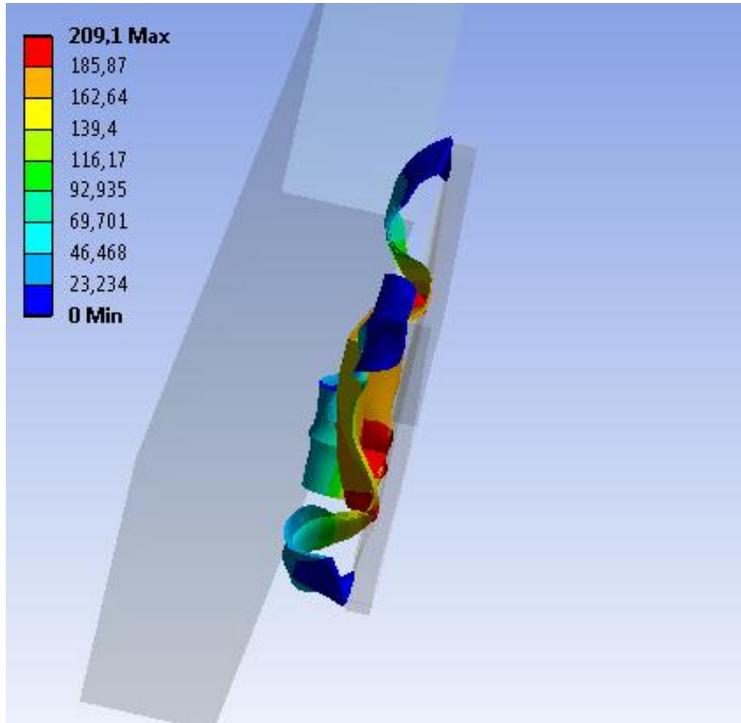


Рисунок 4.12 – Завершение деформации. Отрыв опоры аттенюатора

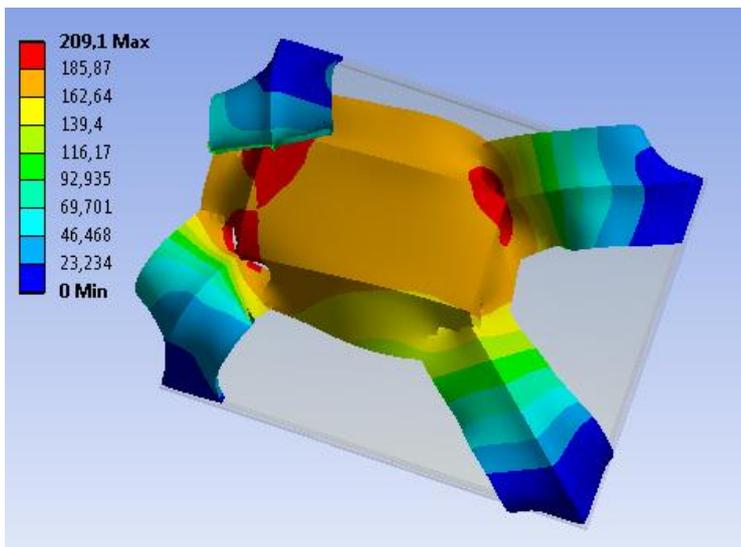


Рисунок 4.13 - Завершение деформации аттенюатора Конструкции 2

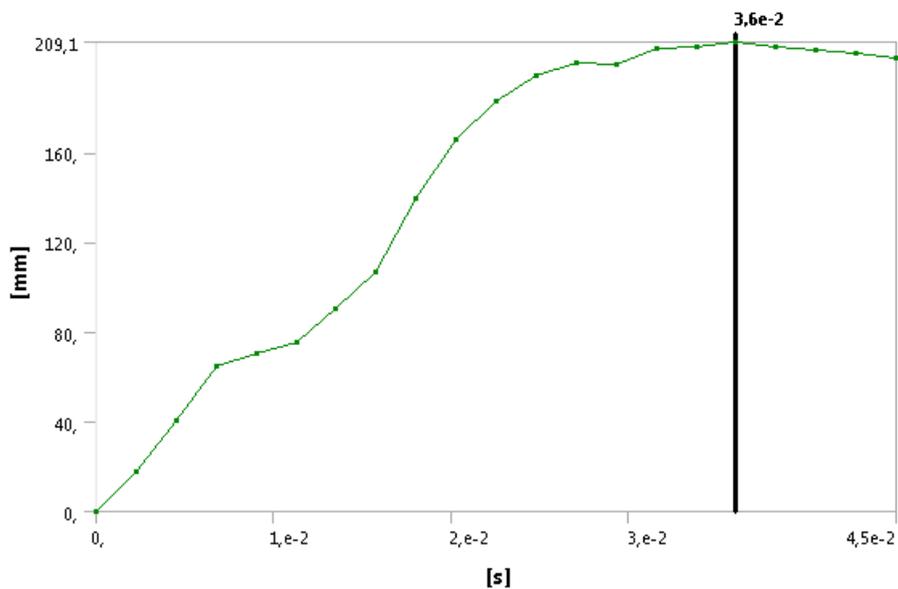


Рисунок 4.14 – График деформации аттенюатора Конструкции 2

Решение по изменению конструкции дало положительный результат, однако, «отскок» конструкции имеет место быть и полного энергопоглощения не происходит (рисунок 4.15).

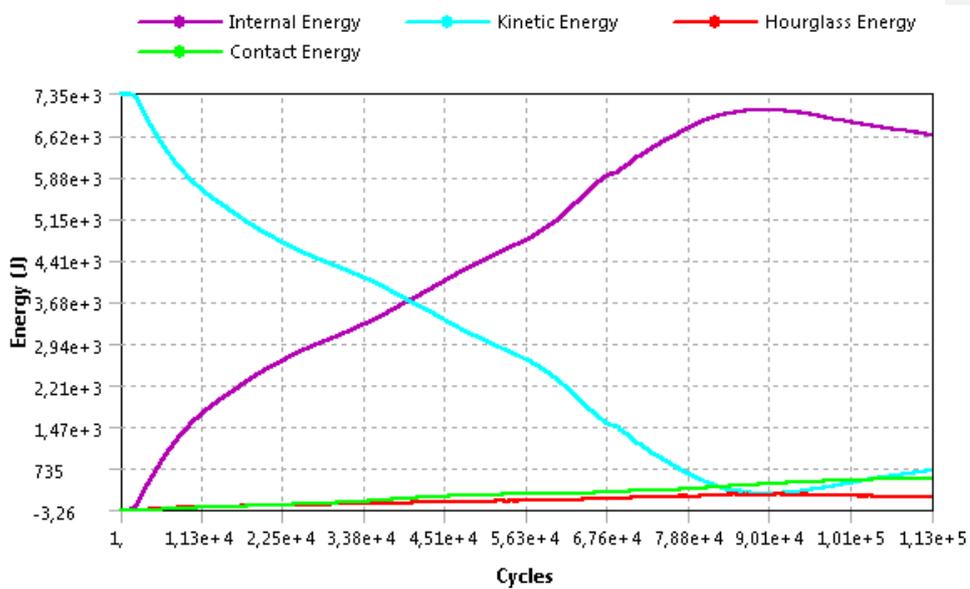


Рисунок 4.15 – График поглощения энергии Конструкции 2

Рассмотрим деформацию передней защитной перегородки. Деформация наглядно представлена на рисунках 4.16 и 4.17

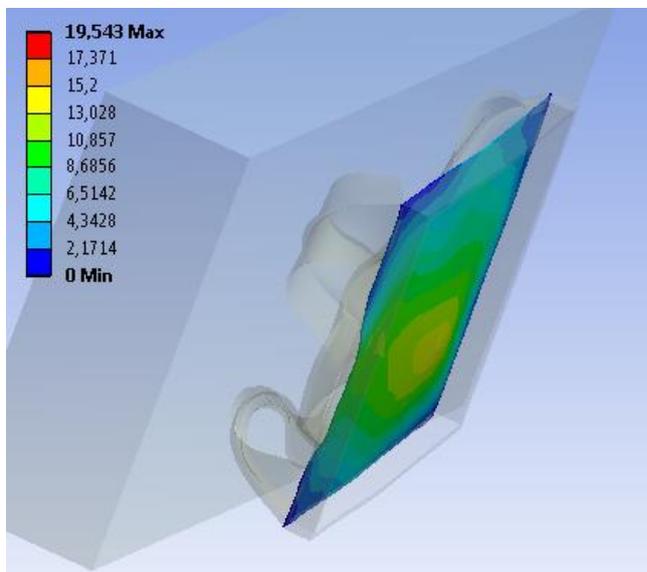


Рисунок 4.16 – Деформация передней перегородки после имитации столкновения

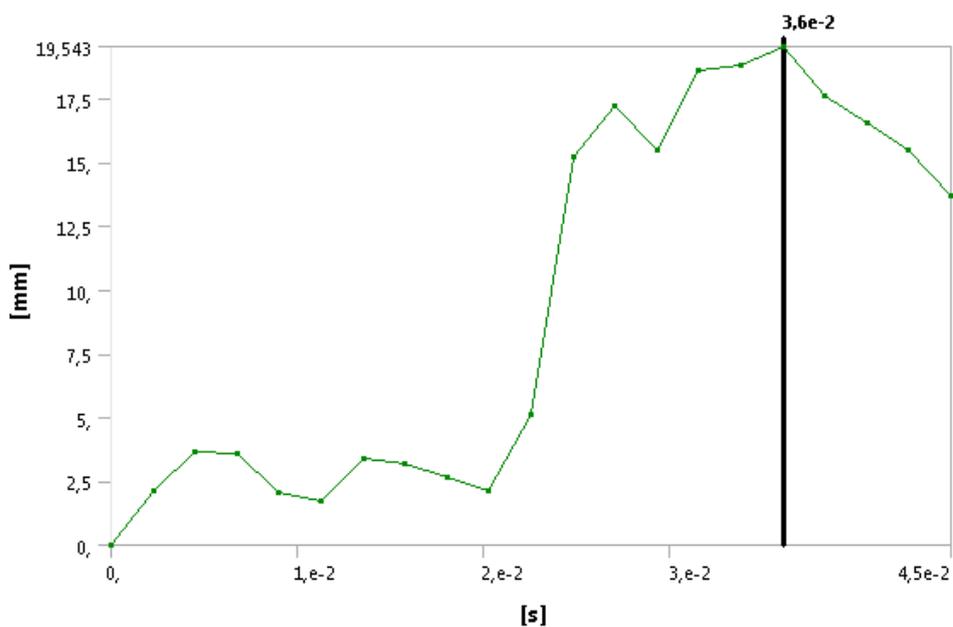


Рисунок 4.17 – График деформации передней перегородки

Деформация передней перегородки составила 19,543 мм. Данное значение удовлетворяет требованиям регламента SAE.

Также, если посмотреть на график ускорения Конструкции 2, представленный на рисунке 4.18, то видно, что значение максимального ускорения достигает 588,37 м/с при значении времени равном 3,15 сек..

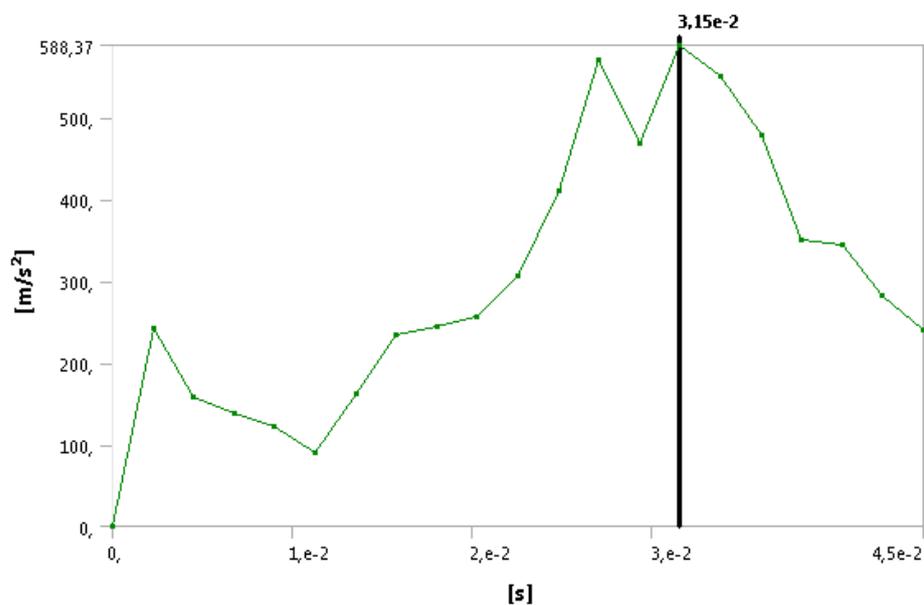


Рисунок 4.18 – График ускорения Конструкции 2

Используя эти данные, рассчитаем перегрузку при максимальном замедлении по формуле

$$G_{\max} := \sqrt{1 + \frac{(a_{\max})^2}{g^2}}, \quad (1)$$

где a_{\max} – максимальное ускорение,

получаем решение

$$G_{\max} := \sqrt{1 + \frac{(588,37)^2}{9,8^2}} = 60,046$$

Данное значение перегрузки при максимальном замедлении в 60 g не соответствует требованию регламента SAE равному 40 g.

Конструкция требует доработки.

4.3 Анализ третьей конструкции аттенюатора в САЕ

Поскольку внесение изменений в конструкцию аттенюатора показало положительный результат, было принято решение следовать заданному пути и увеличить число резов в Конструкции 3 до трех резов на каждой из граней аттенюатора, а также, для того, чтобы предотвратить отрыв опоры аттенюатора, основание аттенюатора вдоль защитной пластины было усилено. Конструкция 3 представлена на рисунке 4.19. Характеристики конструкции представлены в таблице 4.3.

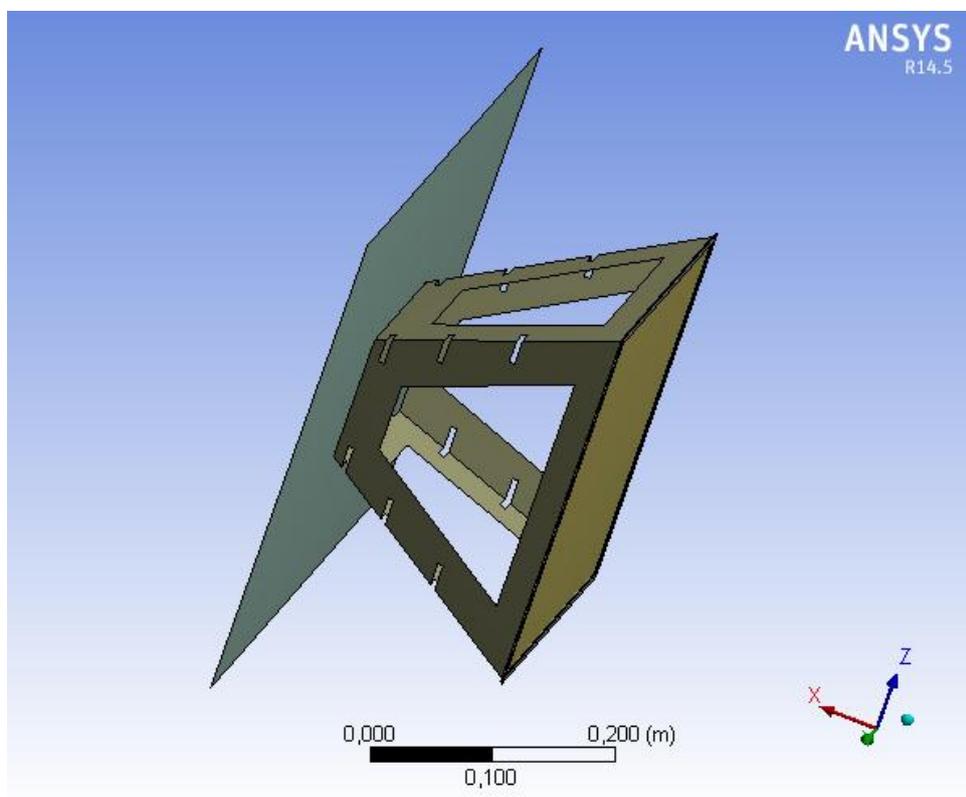


Рисунок 4.19 – Конструкция 3

Таблица 4.3 – Характеристики Конструкции 3

Масса блока, кг	Масса аттенюатора, кг	Толщина материала аттенюатора, мм	Масса защитной пластины, кг	Масса передней трубной части рамы блока, кг	Общая масса конструкции, кг
300,00	0,84	6,00	1,36	1,59	303,84

Деформация Конструкции 3 при имитации столкновения, показанная на рисунках 4.20 – 4.23, позволяют увидеть положительную динамику относительно рациональности конструкции. На рисунке 4.21 отчетливо видно, что отрыва основания аттенюатора от защитной пластины не происходит.

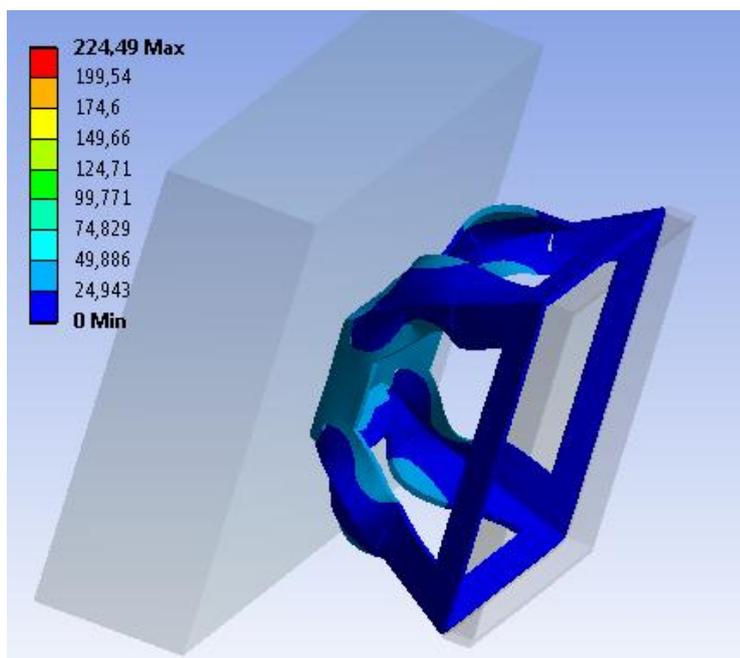


Рисунок 4.20 – Начало деформации аттенюатора Конструкции 3

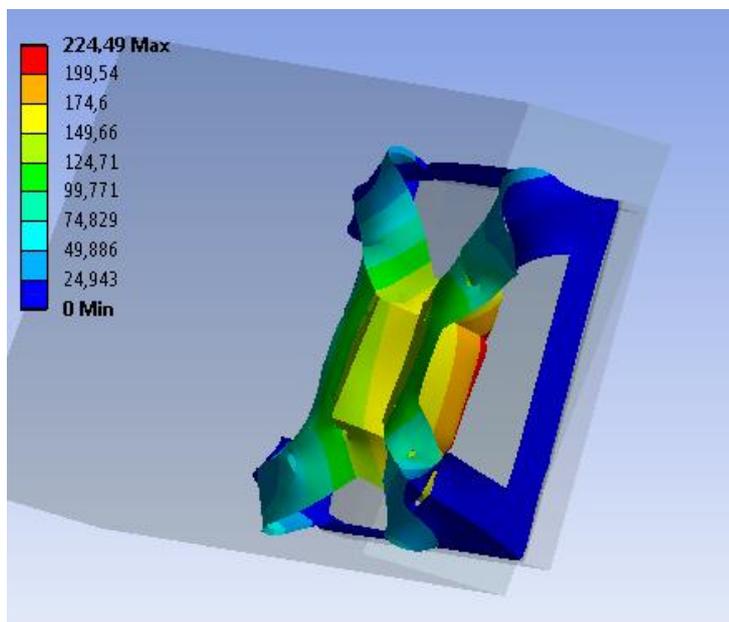


Рисунок 4.21 – Завершение деформации аттенюатора Конструкции 3

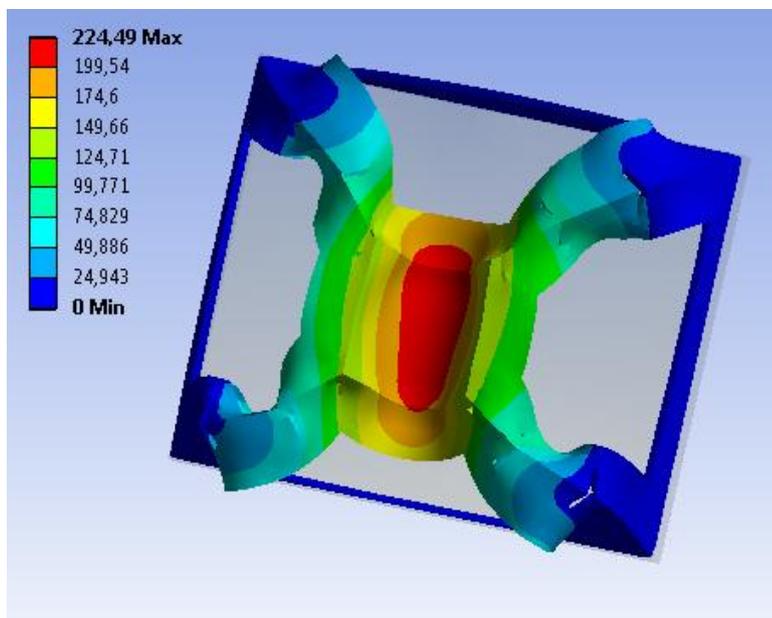


Рисунок 4.22 - Завершение деформации аттенюатора Конструкции 3

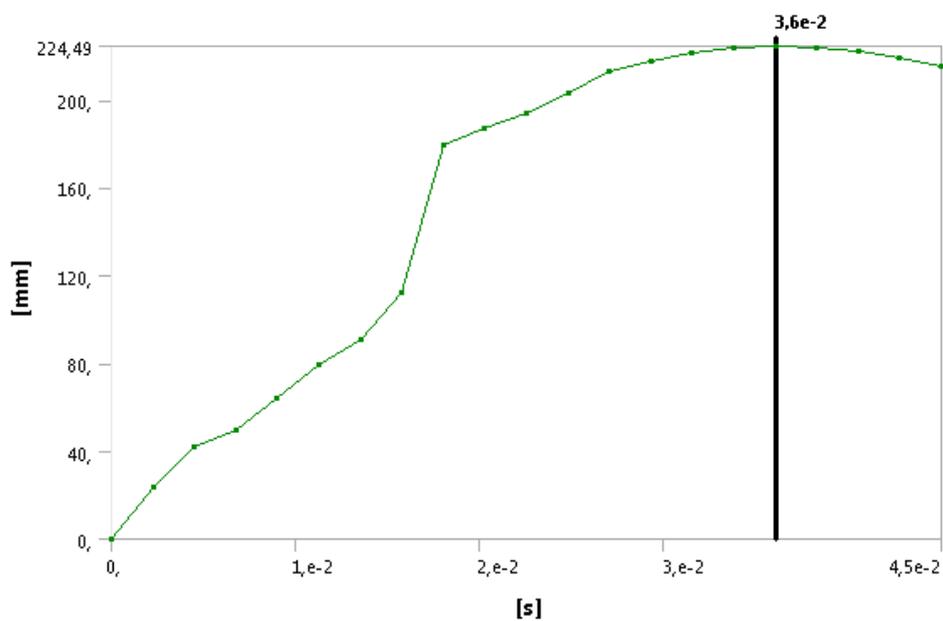


Рисунок 4.23 – График деформации аттенюатора Конструкции 3

График энергопоглощения (рисунок 4.24) также демонстрирует улучшения. Кривая приблизилась к уровню поглощения энергии в 7300 Дж, при условии, что регламент требует количество поглощенной энергии не менее 7350Дж, этого не достаточно.

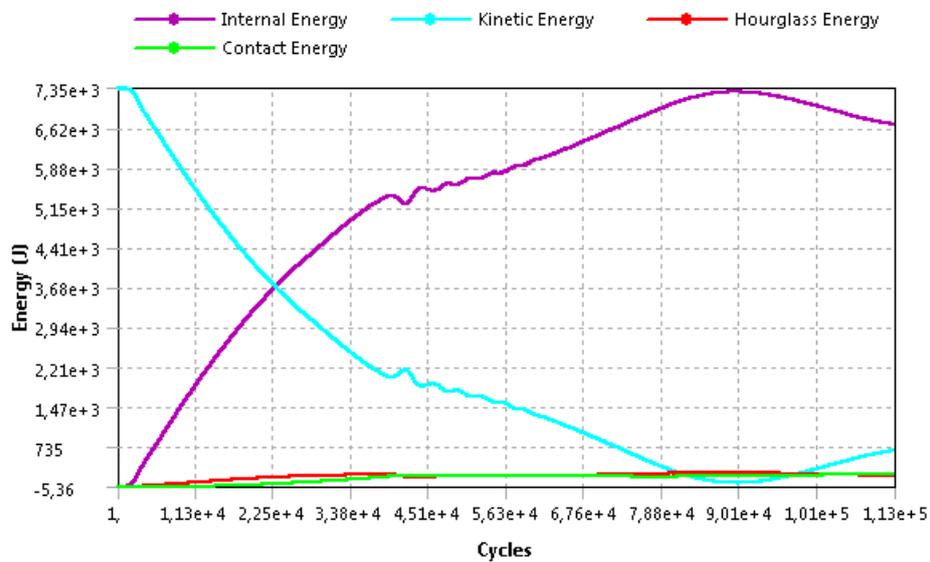


Рисунок 4.24 – График поглощения энергии Конструкции 3

Рассмотрим критерий деформации передней защитной перегородки. Деформация наглядно представлена на рисунках 4.25 и 4.26

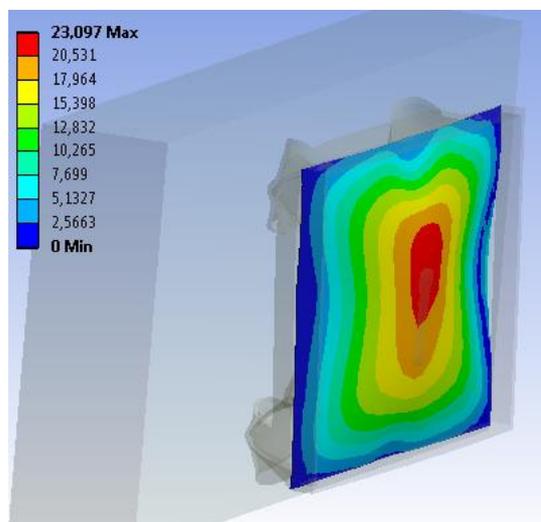


Рисунок 4.25 – Деформация передней перегородки после имитации столкновения

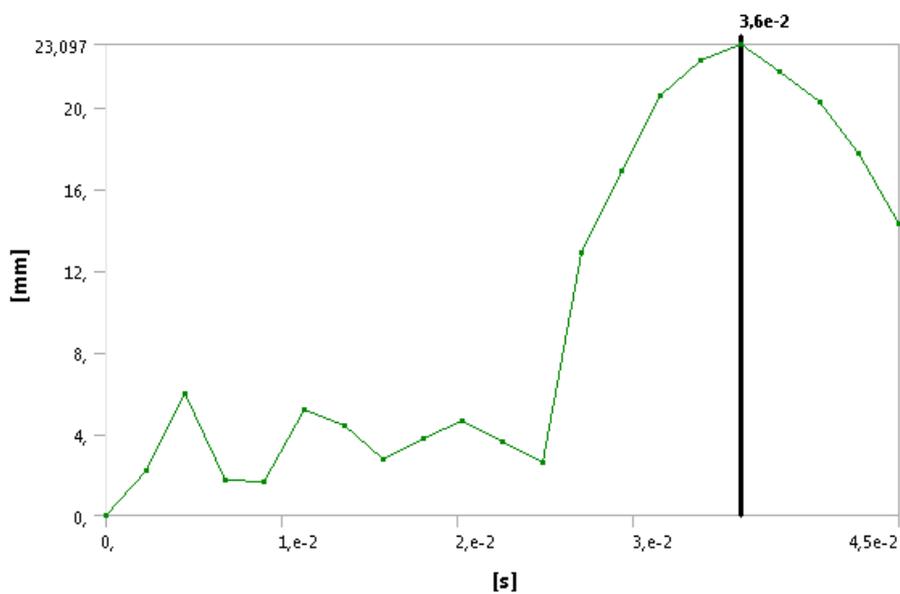


Рисунок 4.26 – График деформации передней перегородки

Деформация передней перегородки составила 23,097 мм. Данное значение удовлетворяет требованиям регламента SAE.

График ускорения (рисунок 4.27) данной конструкции показывает значение максимального ускорение равное 400,16 м/с при значении времени 3,37 сек.

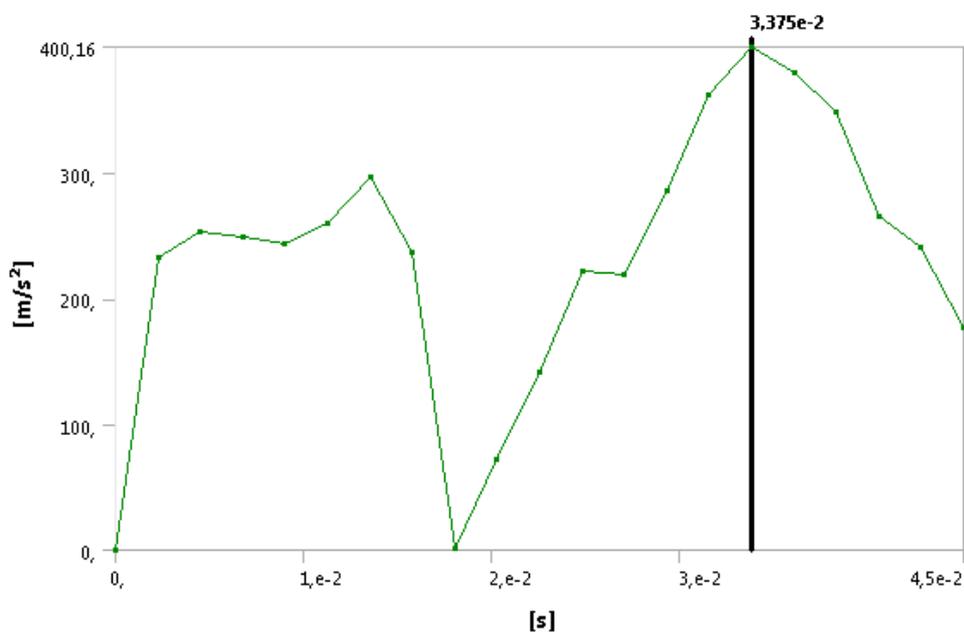


Рисунок 4.27 – График ускорения Конструкции 3

Значения перегрузки при максимальном замедлении было рассчитано по формуле 1

$$G_{\max} := \sqrt{1 + \frac{(400,16)^2}{9,8^2}} = 40,845$$

Незначительное превышение перегрузки равное 40,845 g не допустимо. Результаты имеют положительную тенденцию, однако не удовлетворяют требованиям регламента.

Конструкция требует доработки.

4.4 Анализ четвертой конструкции аттенюатора в САЕ

В конструкции 4 было принято решение о возвращении к модели аттенюатора с одним разрезом на каждой из граней, однако, единственный разрез

было решено перенести на расстояние 63,3 мм от вершины модели. Таким образом, остался один средний разрез Конструкции 3. Ребра аттенюатора, находящиеся в горизонтальной плоскости было решено усилить треугольными вставками. Данная конструкция представлена на рисунке 4.28. Характеристики конструкции представлены в таблице 4.4.

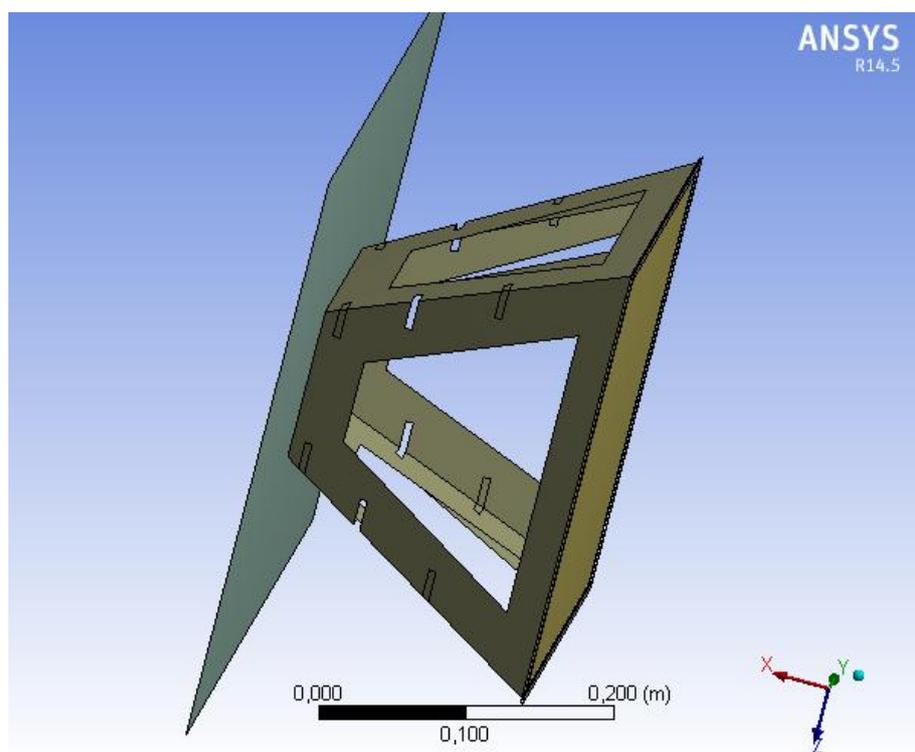


Рисунок 4.28 – Конструкция 4

Таблица 4.4 – Характеристики Конструкции 4

Масса блока, кг	Масса аттенюатора, кг	Толщина материала аттенюатора, мм	Масса защитной пластины, кг	Масса передней трубной части рамы боллида, кг	Общая масса конструкции, кг
300,00	0,90	6,00	1,36	1,59	303,90

Деформация Конструкции 4 показана на рисунках 4.29 и 4.32. Можно сказать, что максимальная нагрузка при столкновении приходится на центральную часть аттенюатора, которая смещается вверх, благодаря размещению разрезов. Отрыва опоры аттенюатора не происходит.

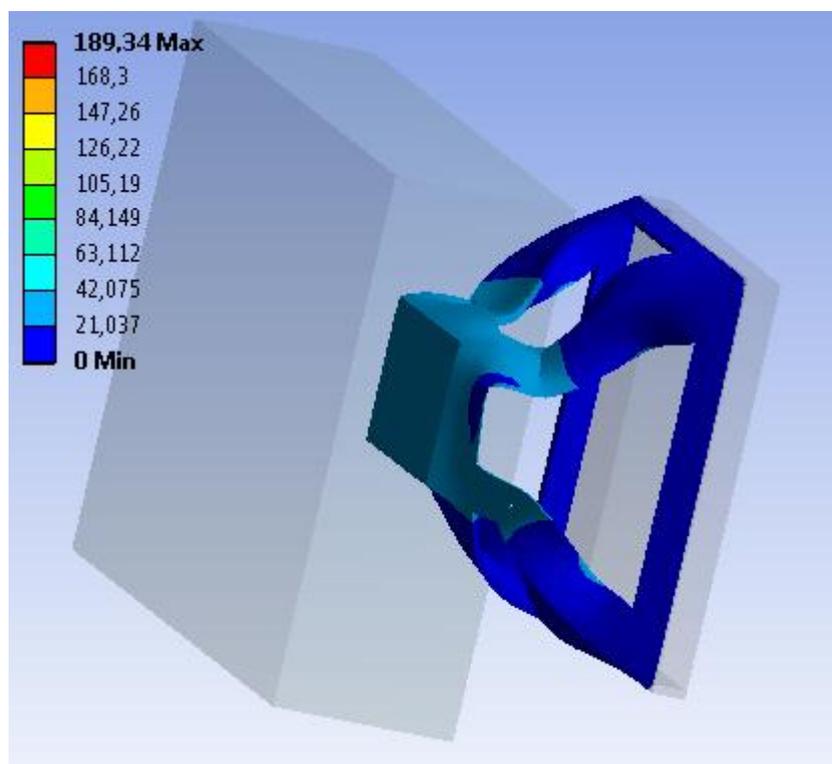


Рисунок 4.29 – Начало деформации аттенюатора Конструкции 4

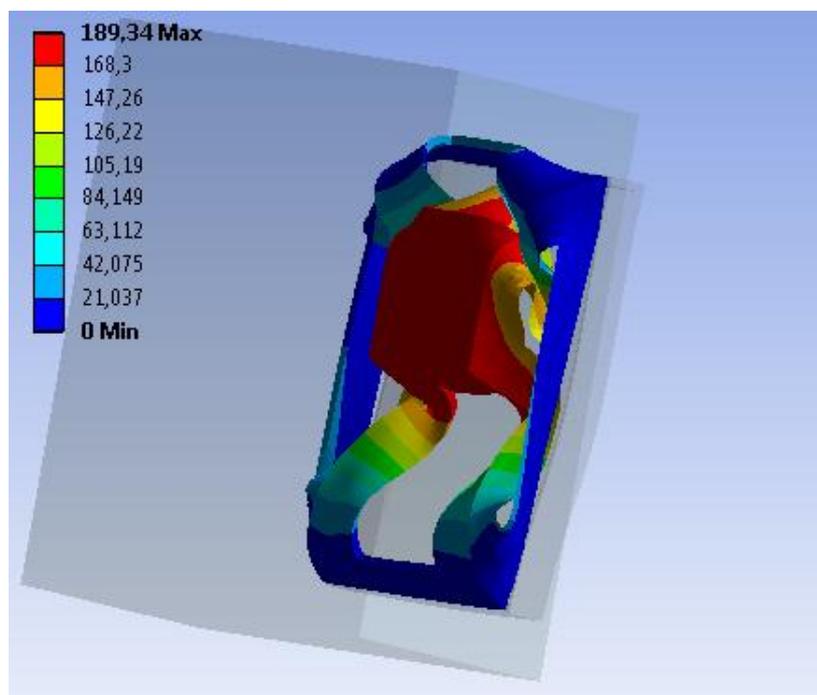


Рисунок 4.30 – Завершение деформации аттенюатора Конструкции 4

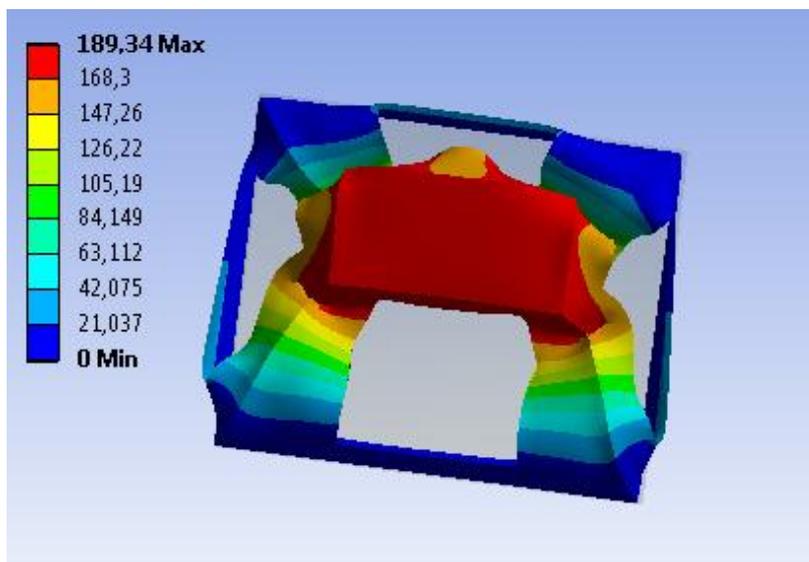


Рисунок 4.31 –Завершение деформации аттенюатора Конструкции 4

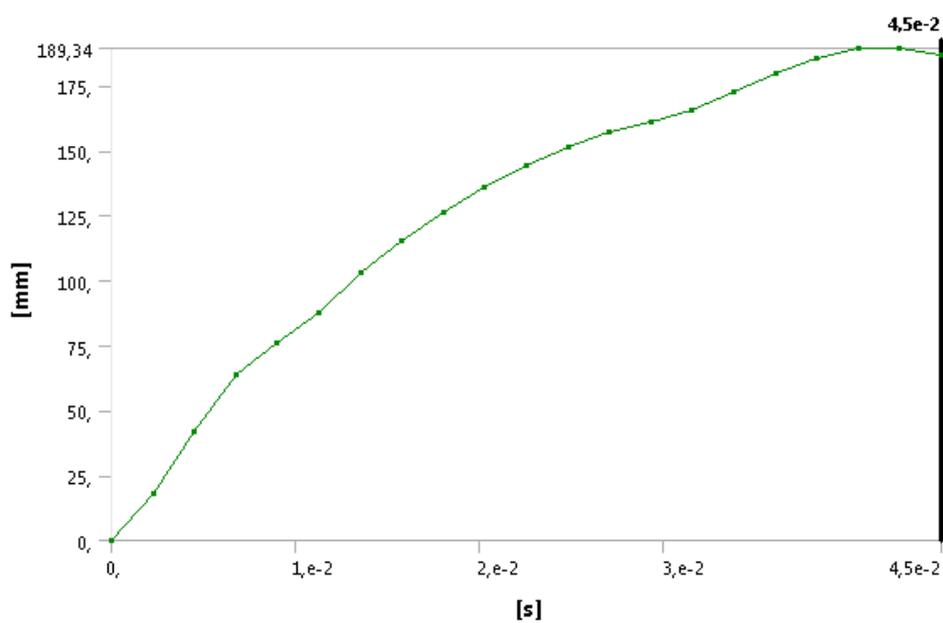


Рисунок 4. 32 – График деформации аттенюатора Конструкции 4

График энергопоглощения (рисунок 4.33) демонстрирует показатель поглощения энергии в 7360 Дж, что соответствует требованию регламента SAE.

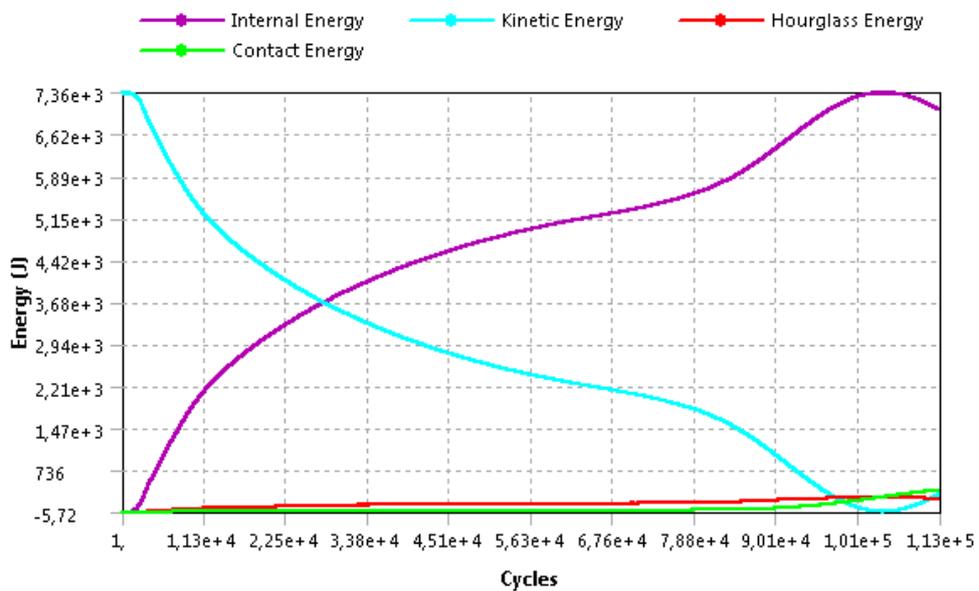


Рисунок 4.33 – График поглощения энергии Конструкции 4

Рассмотрим критерий деформации передней защитной перегородки. Деформация наглядно представлена на рисунках 4.34 и 4.35

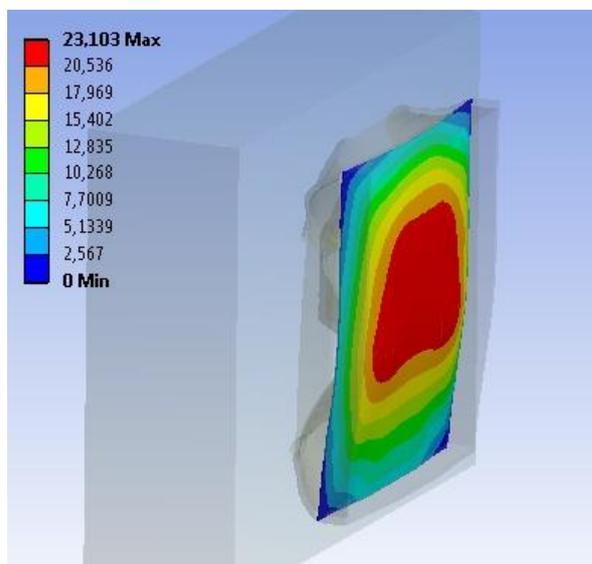


Рисунок 4.34 – Деформация передней перегородки после имитации столкновения

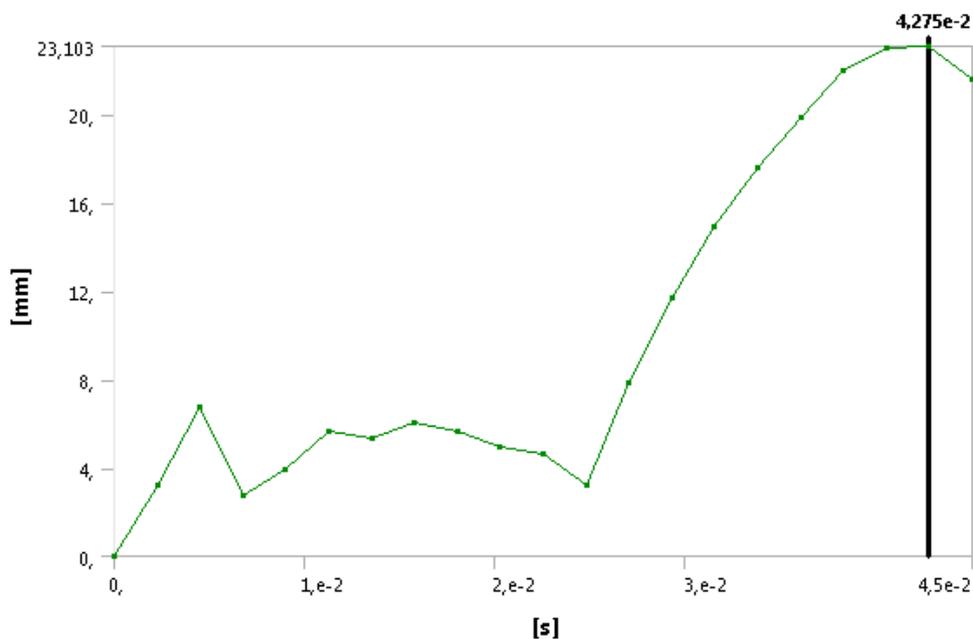


Рисунок 4.35 – График деформации передней перегородки

Деформация передней перегородки составила 23,103 мм. Данное значение удовлетворяет требованиям регламента SAE.

Исходя из значений графика ускорения Конструкции 4, представленном на рисунке 4.36, мы можем снова посчитать перегрузку при максимальном замедлении, исходя из значения максимального ускорения равного 598,67 м/с по формуле 1.

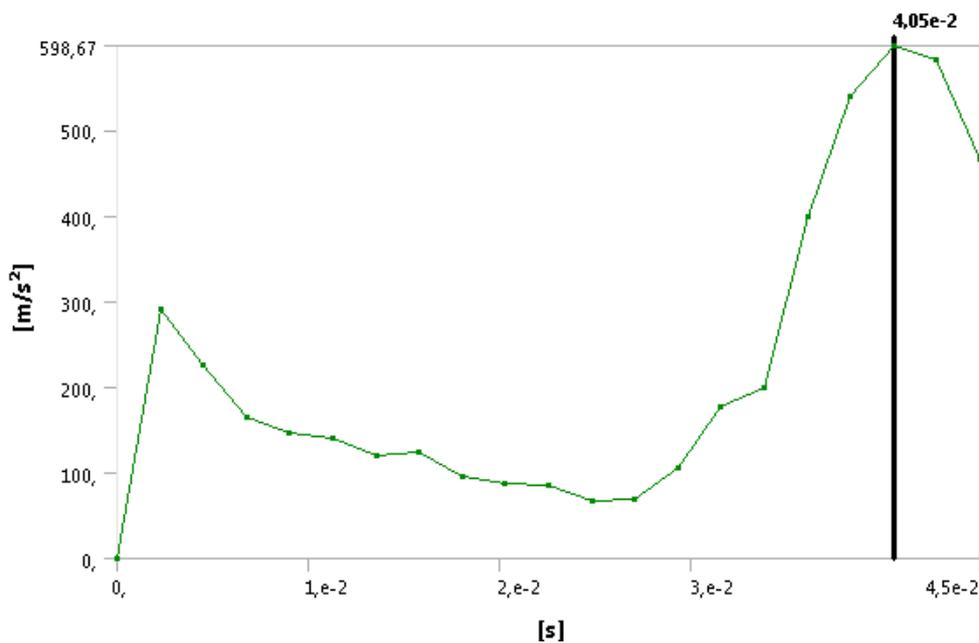


Рисунок 4.36 – График ускорения Конструкции 4

$$G_{\max} := \sqrt{1 + \frac{(598.67)^2}{9.8^2}} = 61,097$$

Значение перегрузки при максимальном замедлении, равное 61,097 g значительно превышает установленное, допустимое регламентом значение.

4.5 Анализ пятой конструкции аттенюатора в САЕ

Принимая во внимание то, что Конструкция 4 показала хороший результат в поглощении энергии - количество поглощенной энергии превысило установленный регламентом минимум в 7350 Дж, было принято решение усилить конструкцию аттенюатора треугольными вставками на каждом из ребер и в горизонтальной, и в вертикальной плоскостях. Вследствие чего

Конструкция 5 стала выглядеть так, как показано на рисунке 4.37. Характеристики конструкции представлены в таблице 4.5.

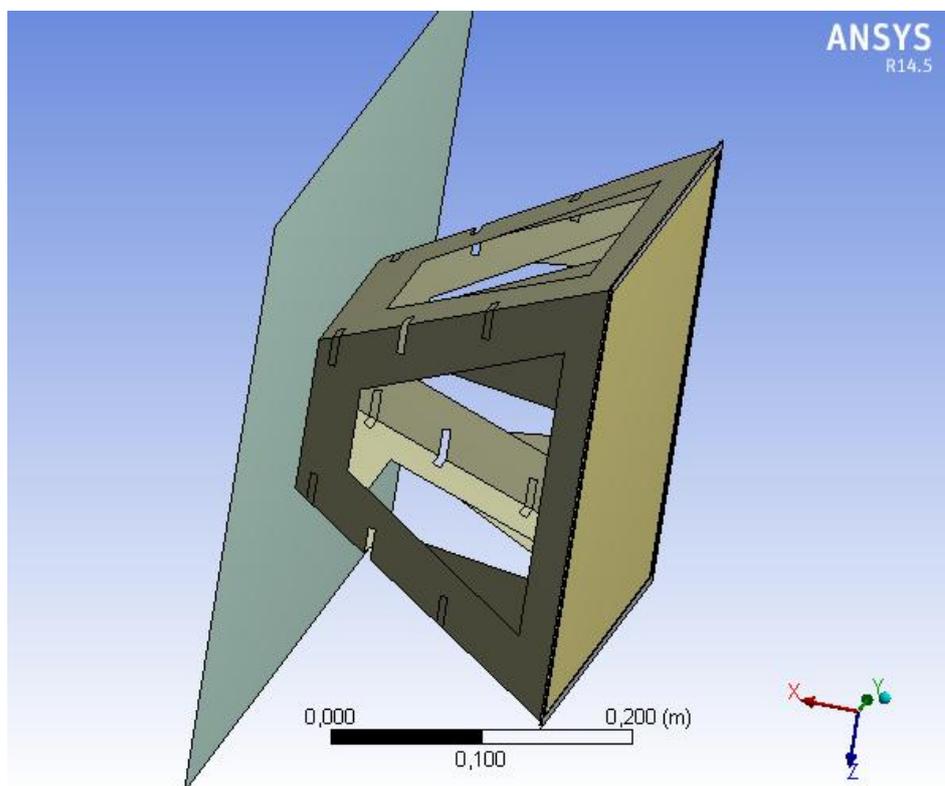


Рисунок 4.37 – Конструкция 5

Таблица 4.5 – Характеристики Конструкции 5

Масса блока, кг	Масса аттенюатора, кг	Толщина материала аттенюатора, мм	Масса защитной пластины, кг	Масса передней трубной части рамы болида, кг	Общая масса конструкции, кг
300,00	0,94	6,00	1,36	1,59	303,84

Деформация Конструкции 5 изображена на рисунках 4.38 и 4.41. Абсолютно очевидно, что максимальная нагрузка при столкновении приходится на центральную часть attenuатора, которая, благодаря новой заданной форме больше не смещается вверх. Вместо этого attenuатор сжимается с вращением как показано на рисунке 4.40. Отрыва опоры attenuатора не происходит.

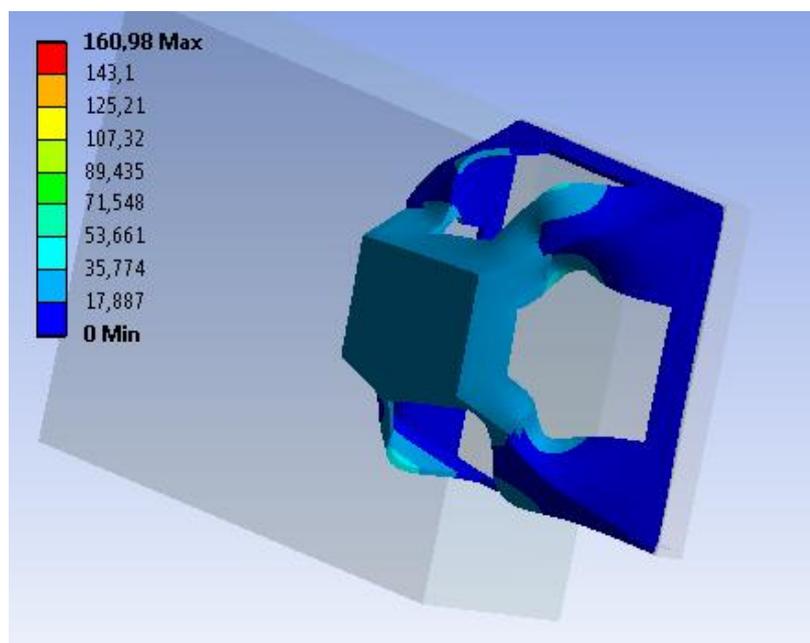


Рисунок 4.38 – Начало деформации attenuатора Конструкции 5

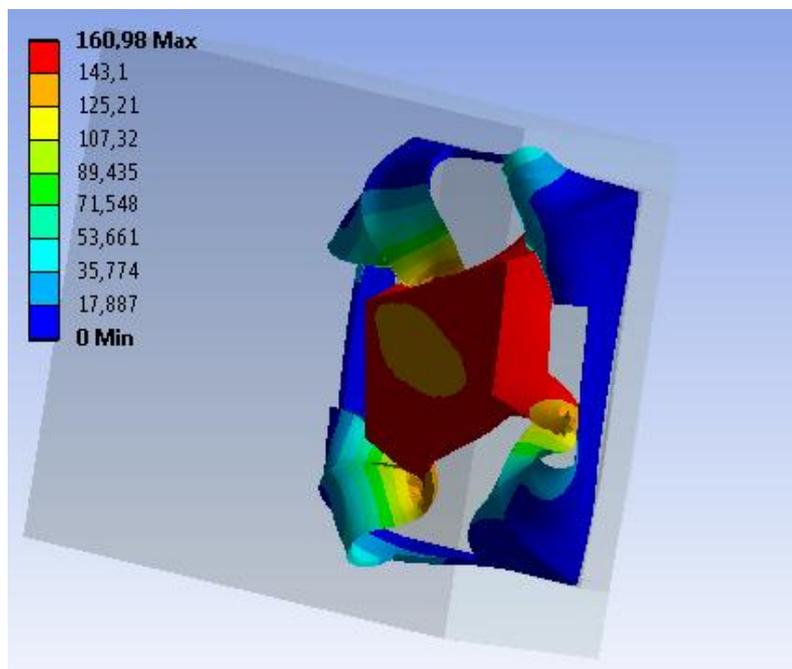


Рисунок 4.39 – Завершение деформации аттенюатора Конструкции 5

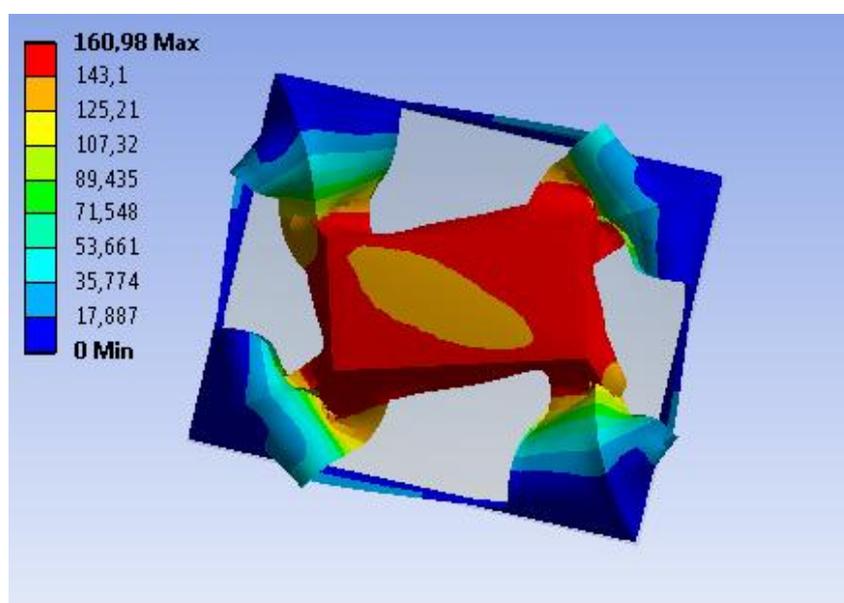


Рисунок 4.40 – Завершение деформации аттенюатора Конструкции 5

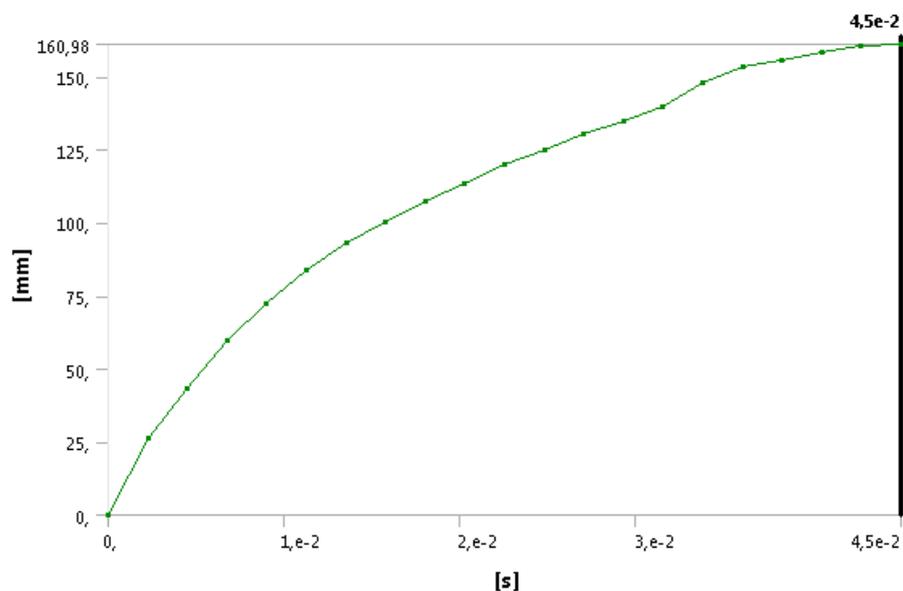


Рисунок 4.41 – График деформации Конструкции 5

График энергопоглощения Конструкции 5, представленный на рисунке 4.42, показывает отличный показатель поглощения энергии данным attenuа- тором.

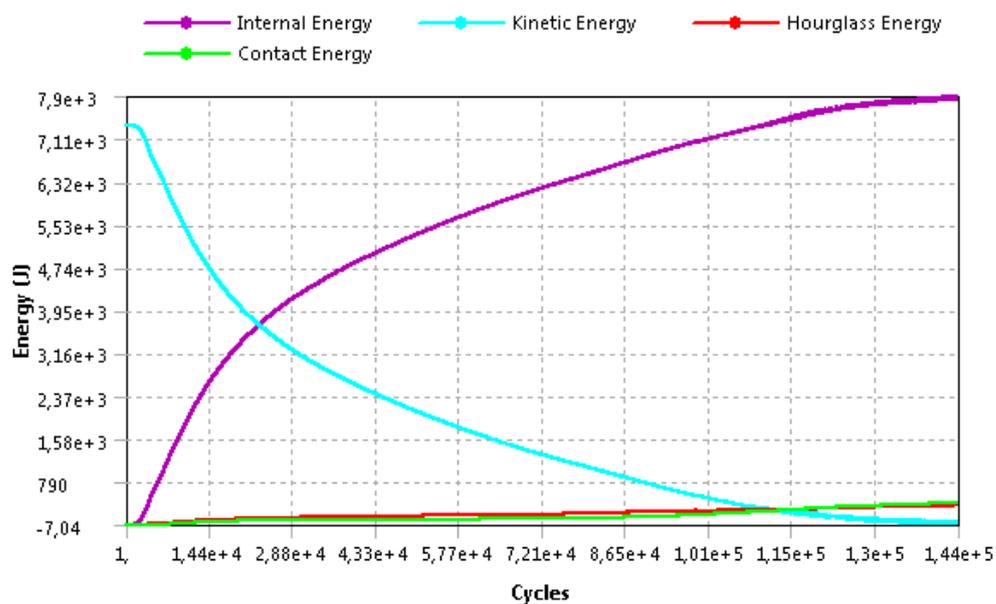


Рисунок 4.42 – График энергопоглощения Конструкции 5

7900 Дж – результат, соответствующий допустимому регламентом минимальному значению в 7350 Дж.

Следующим параметром проверки конструкции на соответствие является вычисление значения перегрузки при максимальном замедлении. Из графика ускорения (рисунок 4.43) следует, что значение максимального ускорения для Конструкции 5 равно 333,4 м/с.

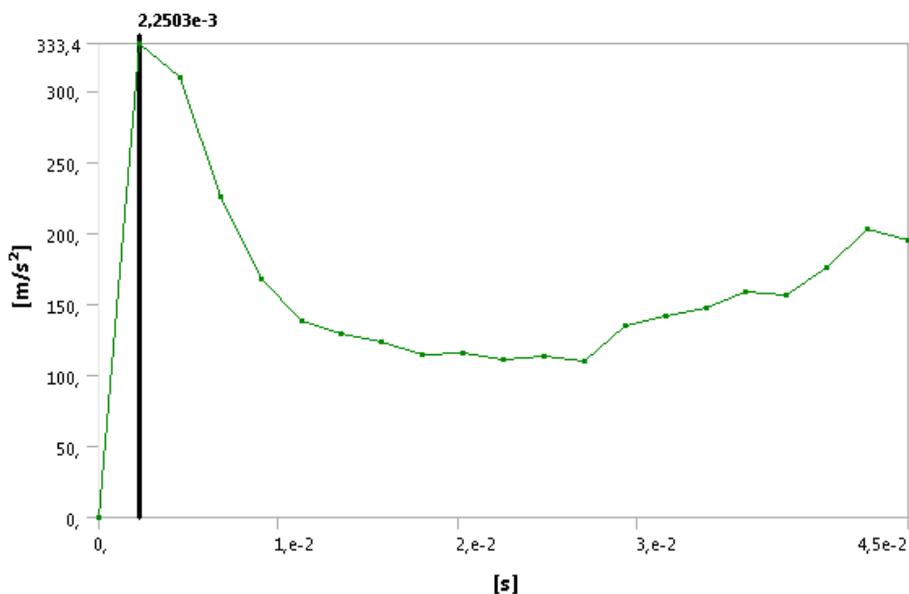


Рисунок 4.43 – График ускорения Конструкции 5

По формуле 1 рассчитаем значение перегрузки при максимальном замедлении

$$G_{\max} := \sqrt{1 + \frac{(333,4)^2}{9,8^2}} = 34,035$$

Значение перегрузки при максимальном замедлении равно 34,035 g соответствует условию регламента SAE – значение не превышает предельно допустимую норму в 40 g.

Поскольку все, вышеописанные критерии отвечают требованиям регламента, рассмотрим критерий деформации передней защитной перегородки. Деформация наглядно представлена на рисунках 4.44 и 4.45.

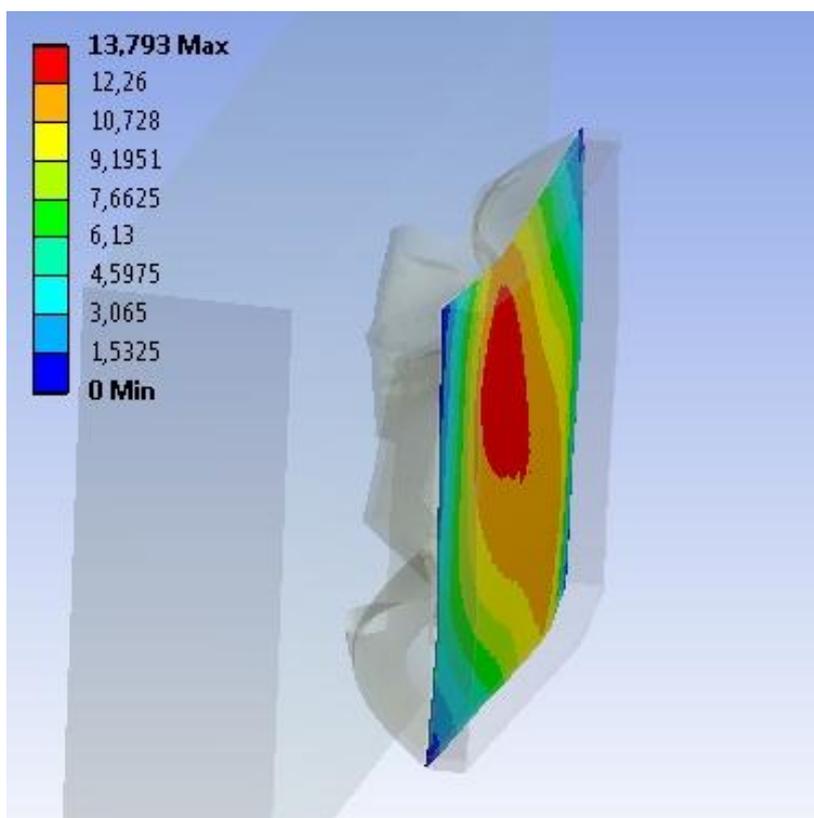


Рисунок 4.44 – Деформация передней перегородки в следствие столкновения

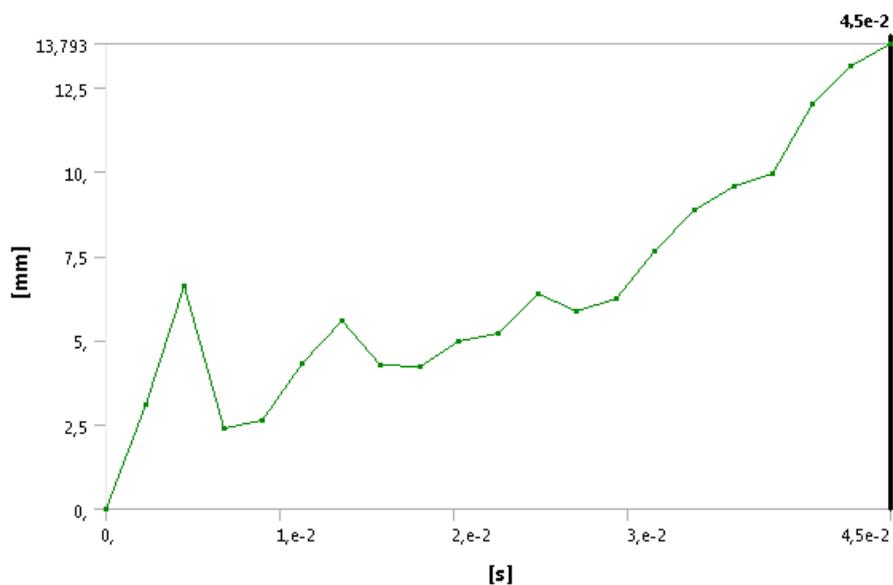


Рисунок 4.45 – График деформации передней перегородки

Деформация передней перегородки составила 13,793 мм. Данное значение также удовлетворяет требованиям регламента SAE.

4.6 Выводы

1. Разработана методика проектирования рациональной конструкции аттенюатора на основе моделирования процесса столкновения автомобиля в САЕ ANSYS AUTODYN;
2. Показано, что изменение формы аттенюатора влияет на его устойчивость в процессе столкновения;
3. Установлено, что применение вырезов в опорах аттенюатора позволяет повысить устойчивость аттенюатора и управлять распределением энергопоглощением во время столкновения;
4. Разработана конструкция аттенюатора на основе пеноалюминия, которая соответствует требованиям регламента SAE для болида Formula Student

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для обеспечения безопасности пилота гоночного болида класса Formula Student была разработана методика проектирования рациональной конструкции аттенюатора из пеноалюминия на основе моделирования процесса столкновения автомобиля в САЕ ANSYS AUTODYN

В рамках данной работы были сделаны следующие выводы:

1. Установлено, что аттенюатор из пеноалюминия является перспективным энергопоглощающим элементом для автомобиля класса «Formula Student»;
2. Установлено, что перспективным программным продуктом САЕ для моделирования ударных явлений, в том числе при столкновении автомобиля является ANSYS AUTODYN;
3. Показано, что библиотека приложения ANSYS AUTODYN содержит механические, физические свойства и модели пеноалюминия, необходимые для анализа соударений автомобиля с преградами;
4. Показано, что изменение формы аттенюатора влияет на его устойчивость в процессе столкновения, установлено, что применение вырезов в опорах аттенюатора позволяет повысить устойчивость аттенюатора и управлять распределением энергопоглощением во время столкновения.
5. Установлено, что применение вырезов в опорах аттенюатора позволяет повысить устойчивость аттенюатора и управлять распределением энергопоглощением во время столкновения.
6. Разработана конструкция аттенюатора на основе пеноалюминия, которая соответствует требованиям регламента SAE для болида Formula Student

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Регламент Formula SAE** [Электронный ресурс] / Сообщество Автомобильных Инженеров. – Режим доступа: <http://www.fsaeonline.com>, свободный. – Загл. с экрана.
2. **«Formula Student, что это?»** [Электронный ресурс] / А. Плахотниченко. – Режим доступа: <http://www.drive2.ru>, свободный. – Загл. с экрана.
3. **Formula Student** [Электронный ресурс]. URL: <http://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=e179e647-cb8c-4ab0-860c-ec69aae080a3> (дата обращения: 19.05.2017);
4. Boria S., Behaviour of an Impact Attenuator for Formula SAE Car under Dynamic Loading [Text] / Boria S// Int. J. Vehicle Structures & Systems, 2(2), 2010. p. 45-53
5. Tech Data Sheet IMPAXX™ 700 Energy Absorbing Foam [Электронный ресурс]. / Dow. – Режим доступа: <https://www.rollbarpadding.com/FS/CO/84/0/IMPAXX700.pdf>, свободный. – Загл. с экрана
6. Babbs, Charles F., A new biomechanical head injury criterion [Text] / F. Charles, Babbs// Weldon School of Biomedical Engineering Faculty Publications, 2006. p. 42
7. Boria S., Belingardi G., Composite impact attenuator with shell and solid modeling [Text] / Boria S// 11th World Congress on Computational Mechanics (WCCM XI), 2015. p.8
Boria S., Belingardi G., Crash analysis of an impact attenuator for racing car in sandwich material [Text] / Boria S//Formula Student, 2008. p. 6
8. Devender K., Sachin K., Gagandeep S., Naman K., Drop Test Analysis of Impact Attenuator for Formula SAE Car [Text] / Devender K.// International Journal of Scientific and Research Publications, Volume 2, Issue 10, 2012. p.4

Код поля изменен

9. Schormans J.M.J., The design of a formula student front impact attenuator [Text] / Schormans J.M.J.// Eindhoven University of Technology - Department of Mechanical Engineering, 2010. p.32
10. Singhal A., Subramaniam V. S., Cost Effective & Innovative Impact Attenuator for Formula SAE Car with Drop Test Analysis [Text] / Singhal A.// International Journal of Scientific and Research Publications, Volume 3, Issue 3, 2013. p. 4
11. Бутарович Д.О. Пеноалюминий как энергопоглощающий материал и его механические свойства [Текст]/ Д.О. Бутарович, А.А. Смирнов, Д.М. Рябов // Известия высших учебных заведений. №7 – 2011 – С. 53-58
12. Проектирование и изготовление опытно-экспериментального образца гоночного болида класса «Formula - Student» на основе исследования элементов и параметров конструкции болида по критерию минимизации стоимостных и весовых характеристик [Текст] : отчет о НИР (заключит.) : 42-44 / Тольяттинский государственный университет ; рук. Бобровский А. В. ; исполн.: Горшков В.Н. [и др.]. – 2017. – 75 с. – Библиогр.: с. 72–74. – № ГР АААА-А-15-115102010072-6. – Инв. № XXXXXXXXXXXXX.;
13. **ГОСТ 2.105-95.** Общие требования к текстовым документам [Текст.] – Взамен ГОСТ 2.105-79; введ.1996-07-01. – Межгосударственный стандарт. М. : Изд-во стандартов, 2002. - 28с.
14. Belingardi G., Obradovic J., Design of the Impact Attenuator for a Formula Student Racing Car: Numerical Simulation of the Impact Crash Test [Text] / Belingardi G., Obradovic J.// Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics, Vol. 4 , No. 1, 2010.p. 52-65
15. Pumchaloen W., Chumueang R., Kialon A., Chantharasenawong C., Assessment of Student Formula driver's safety through optimization of impact attenuator sizing [Text] / Pumchaloen W., Chumueang R., Kialon A., Chantharasenawong C.// The 7th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-7), 2011, p. 6

16. S. Heimbs, F. Strobl, P. Middendorf, S. Gardner, B. Eddington, J. Key, Crash Simulation of an F1 Racing Car Front Impact Structure [Text] / S. Heimbs, F. Strobl, P. Middendorf, S. Gardner, B. Eddington, J. Key// 7th European LS-DYNA Conference, 2009. p. 9
17. Dhiware, A. N., Design and Crash Analysis of Frontal Impact Energy Absorbing Structures For SUPRA SAEINDIA Competition [Text] / Dhiware, A. N// International Journal of Mechanical and Industrial Technology Vol. 2, Issue 2, 2014. pp: 144-148
18. Boria S., Obradovic J., Belingardi G., Experimental and numerical investigations of the impact behavior of composite frontal crash structures [Text] / Boria S., Obradovic J., Belingardi G.// Composites part B engineering, 2015. p.20-27
19. Abrahamson C., Bruns B., Hammond J., Lutter J., Formula SAE Impact Attenuator Testing [Text] / Abrahamson C., Bruns B., Hammond J., Lutter J.// Mechanical Engineering, 2010. p. 35-46
20. Горохова, Д. А. Разработка аттенюатора гоночного болида серии Formula SAE на основе энергопоглощающей пены в системе CAD/CAM/CAE [Текст] / Д.А. Горохова, А.В. Бобровский // Компьютерное моделирование – 2016 (КОМОД-2016): труды национальной научно-технической конференции, 5-6 июля 2016 года. – 2016. – С. 288 – 294;
21. Капрова, В. Г. Методика расчёта оценки стоимости проекта Formula Student [Текст] / В.Г. Капрова, Д.А. Горохова //Ежемесячный научный журнал "Международный научный институт Educatio".- 2015. -№3(10). - С.100-104;
22. Бутарович, Д.О. Моделирование механических свойств пеноалюминия [Текст] / Д.О. Бутарович, А.А. Смирнов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2009. № 3, С. 120-123
23. Slik G., Vogel G., Use of high efficient energy absorption foam in side impact padding [Text] / Slik G., Vogel G// Dow Automotive is a business unit of The Dow Chemical Company and its subsidiaries, 2007. p. 6

24. Fonteyn M.T.J., Witteman Dr. Ir., Formula Student Racing Team Eindhoven- Crash Safety [Text] / Fonteyn M.T.J., Witteman Dr. Ir.// Eindhoven, 2006.
25. Obradovic J., Boria S., Belingardia G. Lightweight design and crash analysis of composite frontal impact energy absorbing structures [Text] / Obradovic J., Boria S., Belingardi G.// Composite Structures 94, 2012. p. 423–430
26. Boria S, Design solutions to improve CFRP crash-box impact efficiency for racing applications, In: Advanced composite materials for automotive applications: structural integrity and crashworthiness, John Wiley & Sons, 205-226, 2013, ISBN: 978-1-118-42386-8. 2.
27. Belingardi G, Boria S, .Obradovic J, Energy absorbing sacrificial structures made of composite materials for vehicle crash design, In: Dynamic Failure of Composite and Sandwich Structures, Solid Mechanics and Its Applications, Springer, 192, 577-609, 2013, ISBN: 978-94-007-5328-0.
28. Belingardi G, Boria S, .Obradovic J. A crashworthy problem on composite structures using a mathematical approach [Text]/ Belingardi G, Boria S, .Obradovic J // Procedia Engineering, 2017. p. 125-132
29. Segerlind L.J. Applied Finite Element Analysis [Text] / L.J. Segerlind, J. Wiley and Sons – Перевод на русский язык - М: МИР, 1979
30. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE) [Текст] / Кунву Ли – СПб.: Питер, 2004. – 560 с. ISBN 5-94723-770-9