

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование кафедры)

15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств

(код и наименование направления подготовки)

Инжиниринг и производство транспортных средств

(направленность, профиль)

## МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему: Разработка конструкции аттенюатора гоночного болида класса  
«Формула Студент»

Студент

Д.А. Глазев

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный

А.В. Зотов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

руководитель

Консультант

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель программы к.т.н., доцент А.В. Бобровский

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ г.

**Допустить к защите**

Заведующий кафедрой к.т.н., доцент А.В. Бобровский

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ г.

Тольятти 2019

# СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Состояние вопроса.....	5
1.1 Требования регламента проекта Формула Студент к разработке аттенюатора.....	5
1.2 Анализ существующих конструктивных решений.....	7
1.3 Выводы по главе.....	25
2 Разработка расчетной модели аттенюатора.....	26
2.1 Последовательность разработки САД-модели аттенюатора.....	26
2.2 Последовательность разработки расчетной модели аттенюатора..	30
2.3 Выводы по главе.....	37
3 Конечно-элементный анализ типовых форм конструкций аттенюатора.....	38
3.1 САЕ-моделирование аттенюатора цилиндрической формы.....	38
3.2 САЕ-моделирование аттенюатора конусной формы.....	43
3.3 САЕ-моделирование аттенюатора кубической формы.....	47
3.4 САЕ-моделирование аттенюатора пирамидальной формы.....	51
3.5 Выводы по главе.....	57
4 Разработка конструкции аттенюатора, удовлетворяющего требованиям регламента проекта Формула Студент.....	58
4.1 САЕ-моделирование аттенюатора улучшенной конструкции.....	58
4.2 Выводы по главе.....	66
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	67
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	68

## ВВЕДЕНИЕ

Формула Студент - соревнования студенческих команд в проектировании гоночных болидов заданной регламентом конструкции. Изначально формула студент проводилась только в США, а в данный момент проходит во всём мире и помогает в становлении молодых инженеров.

Первопроходцами Formula Student в России 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 трёх десятков команд: в Нижнем Новгороде, Тюмени, Ярославле, Екатеринбурге, Тольятти, Челябинске и Набережных Челнах и их становится все больше [1].

Одним из важнейших требований регламента Формула Студент является безопасность пилота, которая достигается за счет добавления в конструкцию болида обязательных элементов, таких как attenuator.

Attenuator должен быть установлен спереди на передней перегородке рамы автомобиля и иметь размеры как минимум 100 мм в высоту и 200 мм в ширину на расстоянии не менее 200 мм от передней перегородки.

В attenuator должна быть встроена 4-х миллиметровая защитная пластина из алюминия или 1,5 миллиметровая защитная пластина из конструкционной стали. Если attenuator в сборе приварен к передней перегородке, то он должен иметь габаритные размеры как минимум до осевой линии труб передней перегородки во всех направлениях. Если attenuator в сборе не встроен в раму (то есть, не приварен), он должен крепиться к передней перегородке как минимум 4...8 мм болтами класса 8.8 (5/16 дюйма класса SAE Grade 5).

Как и в дорожных автомобилях, безопасность машин Формулы состоит из сочетания элементов, которые работают вместе для защиты водителя.

Общие элементы между дорожными автомобилями и гоночными машинами - ремни безопасности и зоны деформации [2].

Для определения оптимальной конструкции аттенюатора необходимо проведение сравнительного исследования конструктивных особенностей аттенюаторов, используемых на автомобилях других команд.

Целью диссертации является исследование и разработка CAE-модели аттенюатора оптимальной конструкции из алюминиевого сплава, отвечающего требованиям безопасности пилота автомобиля согласно регламенту проекта Формула, Студент.

Объектом исследования является аттенюатор (гаситель фронтального удара) для гоночного болида класса Формула Студент.

## **1 Состояние вопроса**

### **1.1 Требования регламента проекта Формула Студент к разработке аттенюатора**

Все студенческие команды, претендующие на участие в соревнованиях Формула Студент при изготовлении аттенюатора должны придерживаться следующих правил регламента: каждый болид должен быть оснащен аттенюатором соответствующим определенным техническим требованиям:

Согласно пункту T2.18.2 аттенюатор должен быть:

- установлен спереди передней перегородки;
- иметь размеры как минимум 100 мм в высоту и 200 мм в ширину на расстоянии не менее 200 мм от передней перегородки вдоль продольной оси рамы;
- изготовлен таким образом, чтобы отсутствовала возможность проникновения за переднюю перегородку в случае удара;
- надежно закреплен на передней перегородке

Согласно пункту T2.18.3 на всех автомобилях в аттенюатор должна быть интегрирована защитная пластина из 1,5 мм конструкционной стали или 4 мм алюминия.

Если аттенюатор в сборе приварен к передней перегородке, то он должен иметь габаритные размеры как минимум до осевой линии труб передней перегородки во всех направлениях.

Согласно пункту T2.18.4 альтернативный дизайн защитной пластины разрешен, если физическим тестом доказана его эквивалентность пункту T2.18.3. Эти тесты как минимум должны доказывать следующее:

- пластина не ломается при статической нагрузке на изгиб 120 кН распределенной более чем на 150 мм длины.
- предел прочности на сдвиг по периметру достаточен, то есть каждое крепление может выдержать нагрузку в 20 кН в любом направлении.

Согласно пункту T2.18.5 если аттенюатор не является единым целым с

рамой, то есть сварным, то минимальные требования к болтам, крепящих его к передней перегородке должны соответствовать следующим параметрам: болт с метрической резьбой 8 мм класса 8,8.

Согласно пункту T2.18.6 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.

Согласно пункту T2.18.8 если команда использует эталонный аттенюатор FSAE и внешний профиль передней перегородки выходит за пределы аттенюатора в сборе более, чем на 25 мм с любой из сторон, в переднюю перегородку должна быть включена диагональная или перекрёстная распорка, произведенная из стальной трубы диаметром 25 мм и толщиной 1,5 мм.

Согласно пункту T2.18.9 если используется стандартный аттенюатор, но расстояние между углами не соответствует правилам T2.18.8 и в нем нет диагональной распорки, физические тесты должны доказать, что защитная пластина не отклонится более чем на 25,4 мм.

Требования к тесту по аттенюатору

Согласно пункту T2.20.1 аттенюатор в сборе, установленный в передней части автомобиля с общей массой 300 кг, при врезании в жесткий барьер со скоростью 7 м/с, должен соответствовать следующим требованиям:

- усредненная перегрузка не должна превышать 20g;
- максимальная перегрузка не должна превышать 40g;
- общее количество поглощённой энергии должно составлять не менее

7350 Дж.

Согласно пункту T2.20.2 во время тестирования аттенюатор должен быть прикреплен к защитной пластине в соответствии с запланированным методом крепления. Аттенюатор должен быть прикреплен к эквивалентному

сечению рамы. Защитная пластина не должна отклоняться более чем на 25,4 мм от своего первоначального положения. Команды, использующие аттенюатор, который напрямую крепится к передней перегородке, должны провести дополнительный тест. Этот тест должен доказать, что защитная пластина может выдержать нагрузку в 120 кН (300 кг\*40g), где приложение нагрузки соответствует минимальным размера аттенюатора. [3]

Согласно пункту T2.20.4 динамические тесты аттенюатора можно проводить только в специальном помещении. Тестовое помещение может входить в состав университета, но за ним должны осуществлять надзор специалисты или факультет университета. Командам запрещено собирать собственные аппараты для динамических тестов. Во время использования данных ускорения, полученных во время динамического теста, среднее снижение скорости рассчитывается, основываясь на неотсортированном ряде данных. [3]

## **1.2 Анализ существующих конструктивных решений**

Инженеры из Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова в 2016 году изготовили и провели испытания гасителей из пеноплекса и алюминия.

Испытания проводились на специализированном оборудовании в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Конструкции аттенюаторов для испытаний представлены на рисунках 1.1-1.2.

Данные, полученные по итогам испытаний, показали, что лучшим вариантом для изготовления аттенюатора является алюминий. Данные экспериментальные образцы показали разные результаты: Аттенюатор из пеноплекса поглотил не всю энергию и передал часть энергии на переднюю перегородку, которая претерпела недопустимую деформацию, а аттенюатор из алюминия полностью поглотил энергию удара. [4]

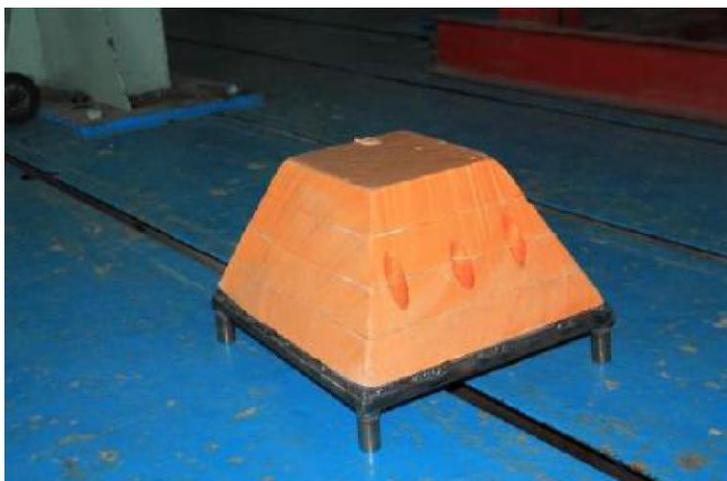


Рисунок 1.1 - Атенюатор, изготовленный из пеноплекса



Рисунок 1.2 - Атенюатор, изготовленный из алюминия

После всех испытаний составлен отчет, содержащий данные, показывающие, что алюминиевый аттенюатор, установленный в передней части болида, врезающийся в жесткий барьер со скоростью 7 м/с, обеспечивает замедление со средним ускорением в 15,5g, а общая поглощенная энергия превышает 7350 Дж.

Однако авторы не привели данных по максимально допустимой величине перегрузки, которая согласно регламенту не должна превышать величину в 40g.

В магистерской диссертации Гороховой Д. А., защищенной в Тольяттинском государственном университете было проанализировано

несколько вариантов конструкций attenuатора, изготовленных из пеноалюминия. В итоге была сконструирована конструкция гасителя фронтального удара из пеноалюминия толщиной 6 мм (рисунок 1.3), которая удовлетворяла всем требованиям регламента проекта Формула Студент.

В таблице 1.1 представлены характеристики конструкции attenuатора к модели по рисунку 1.3. На рисунке 1.4 представлена деформация конструкции attenuатора в модуле конечно-элементного анализа, а на рисунке 1.5 – деформация защитной пластины. [5]

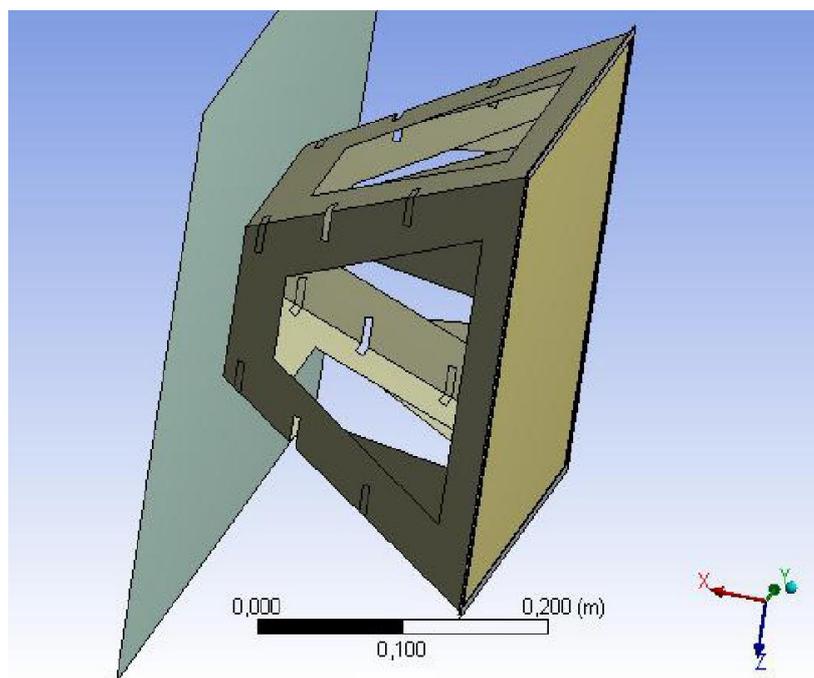


Рисунок 1.3 – Модель attenuатора из пеноалюминия

Таблица 1.1 – Характеристики attenuатора в сборе

Масса attenuатора, кг	Толщина материала attenuатора, мм	Масса защитной пластины, кг	Масса передней трубной части рамы болида, кг	Общая масса конструкции, кг
0,94	6,00	1,36	1,59	3,84

Несмотря на полученные результаты полностью, удовлетворяющие регламенту, изготовления attenuатора из пеноалюминия представляет значительные трудности.

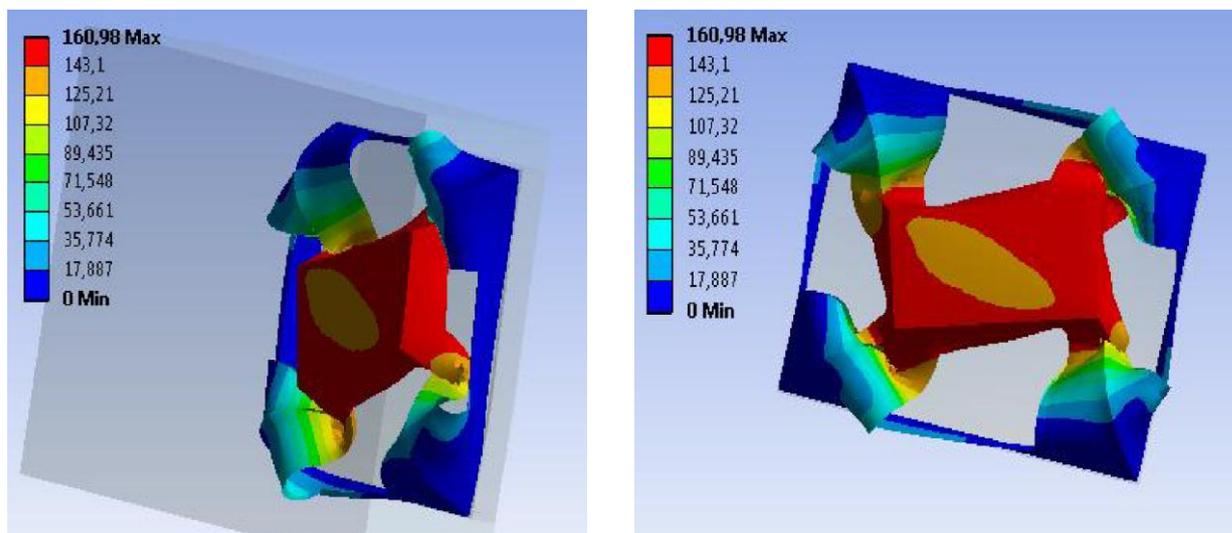


Рисунок 1.4 – Полная деформация аттенюатора из пеноалюминия

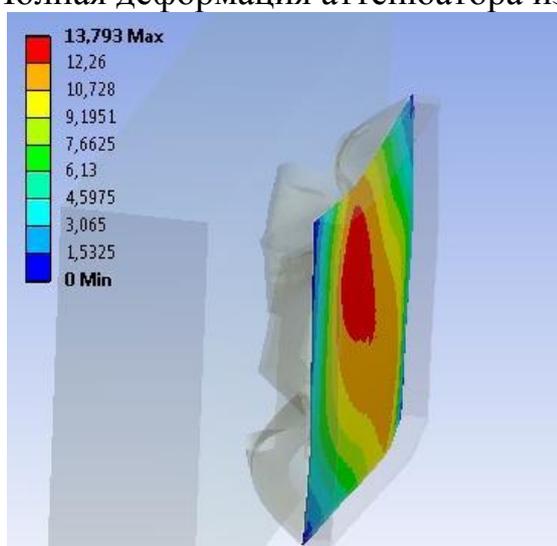


Рисунок 1.5 – Деформация защитной пластины

Бория С. со школы исследований и технологий университета Камерино и Белингарди Г. с кафедры машиностроения и аэрокосмической техники политехнического университета Турина в своей работе моделировали удар в программных пакетах и исследовали влияние удара на аттенюатор гоночных болидов. Работа основана на сравнении результатов полученных путем применения программ конечно-элементного анализа (LS-DYNA) и экспериментальных данных, полученных при испытаниях на удар падающим грузом.

Для получения достоверного результата была сформирована математическая модель тонкостенной структуры идентичной реальному

изделию. Также была учтена возможность межслоевого разрыва, который играет значительную роль у изделия, поглощающего энергию.

Данные, полученные посредством конечно-элементного анализа, показали хорошую степень соответствия с экспериментальными данными, полученными при реальных испытаниях гасителя фронтального удара.

Представленная работа обобщила результаты, сопровождающие моделирование с применением конечно-элементного анализа структуры из углепластиковых композитных материалов, используемых в аттенюаторе при лобовом столкновении в болиде FSAE. Рисунок 1.6 показывает, что при использовании конечно-элементного анализа можно воспроизвести резкий разрыв структуры слоистого материала в определенной зоне воздействия на аттенюатор, а рисунок 1.7 показывает, что с помощью конечно-элементного анализа можно также воспроизвести сгиб вертикальной стенки при сжатии.

[6]

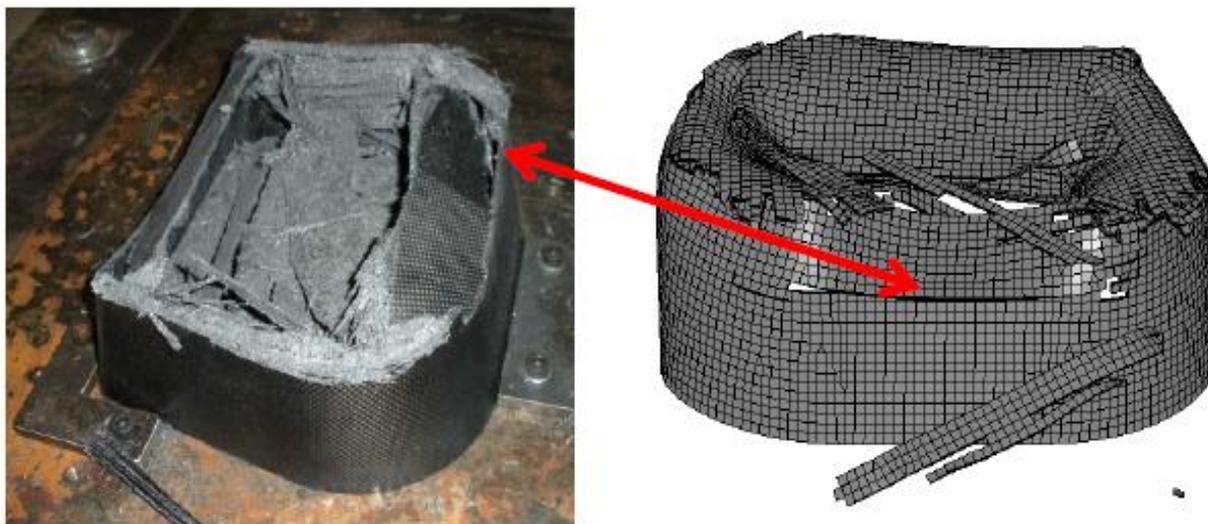


Рисунок 1.6. Разрыв слоистой структуры (слева реальные испытания , справа конечно-элементный анализ)

Данные полученные на экспериментальной установке подтвердили стабильное поведение аттенюатора при ударе с учетом расслоения.

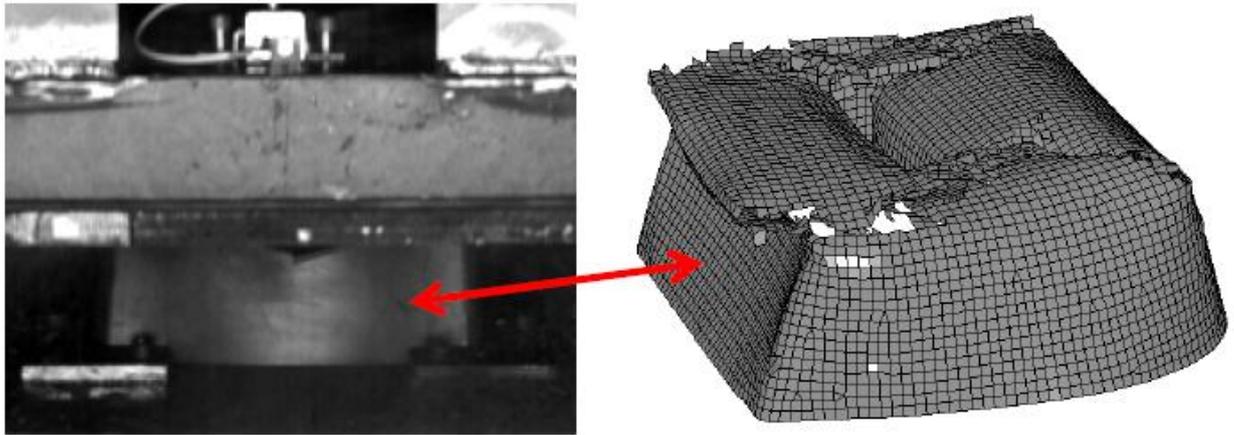


Рисунок 1.7 - Деформация слоистой структуры (слева реальные испытания , справа конечно-элементный анализ)

Кинетическая энергия, согласно регламенту Формулы Студент поглощается композитной структурой посредством постепенной хрупкой деформации, с величиной усредненной перегрузки не превышающей 20g.

Обрадович Д. и Белингарди Д. с Политехнического университета Турина разработали 2 варианта аттенюатора, представленных на рисунке 1.8.

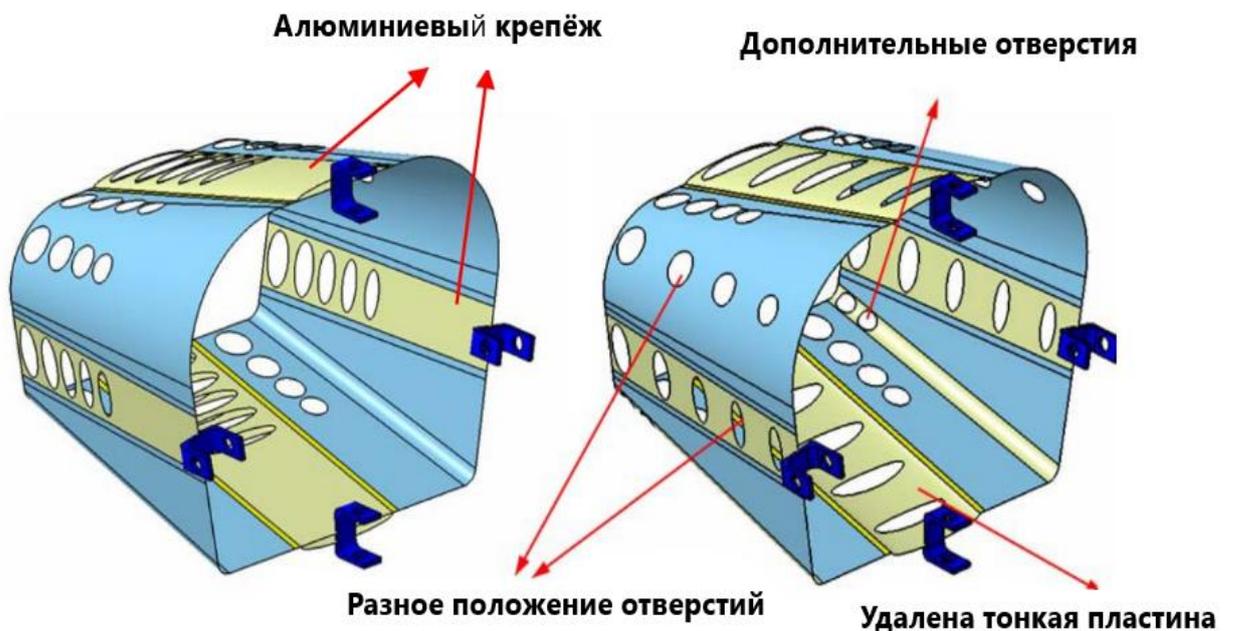


Рисунок 1.8 – Варианты конструкции аттенюатора

Главным критерием в разработке конструкции было равномерное распределение кинетической энергии и скорости торможения при фронтальном ударе. В конструкцию attenuатора был внедрен C-образный крепёж к раме болида, который позволил снизить общую массу, улучшить динамику поглощения энергии и смягчить удар. [7]

Размещая отверстия в различных местах, удаляя тонкие пластины с обеих сторон attenuатора и добавляя новые отверстия на поверхность перегородки была получена конструкция, которая имеет меньшую массу 0,634 кг против 0,693 кг и в то же время, имела меньший начальный пик перегрузки во время краш-теста. На рисунке 1.9 представлена конструкция attenuатора, установленная на раме гоночного болида.

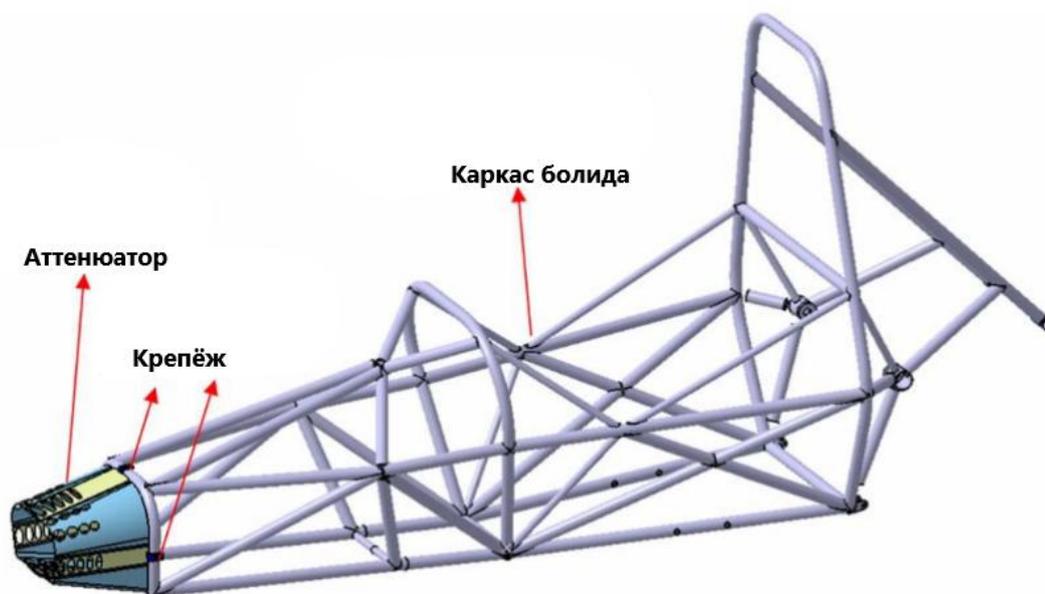


Рисунок 1.9 – Аттенюатор, установленный на раме

Конечно-элементное моделирование было выполнено в программном пакете Hyper Mesh.

Важно отметить, что использовалась не вся модель болида, а только attenuатор. Модель включает два различных типа материала: стальной S275JR UNI EN 10025 (Fe430) и алюминиевый сплав 6082T6 (антикоррозионный материал, хорошо поглощающий энергию). Attenuатор и элементы крепления были изготовлены из алюминиевого сплава, а рама

болида была изготовлена из стали. Конечно-элементная модель attenuатора с креплениями представлена на рисунке 1.10.

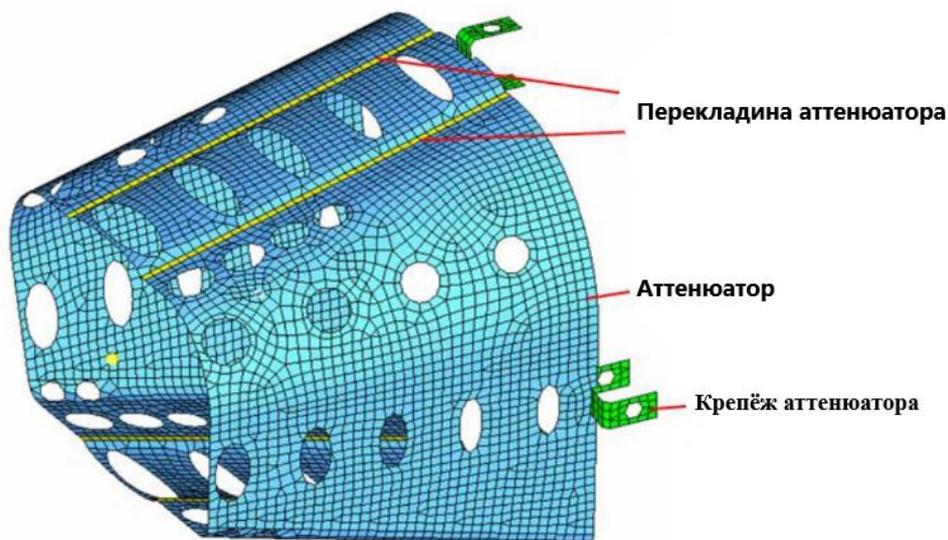


Рисунок 1.10 - Конечно-элементная модель

Было произведено сравнение и анализ результатов конечно-элементного анализа посредством программного кода Nupur View. Продолжительность моделирования составила 50 мс. На рисунках 1.11 и 1.12 показаны деформации моделей, в двух, следующих друг за другом, временных отрезках: на рисунке 1.11 изображен момент деформации примерно на 14 мс, в то время как на рисунке 1.12 изображена окончательная деформация. [7]

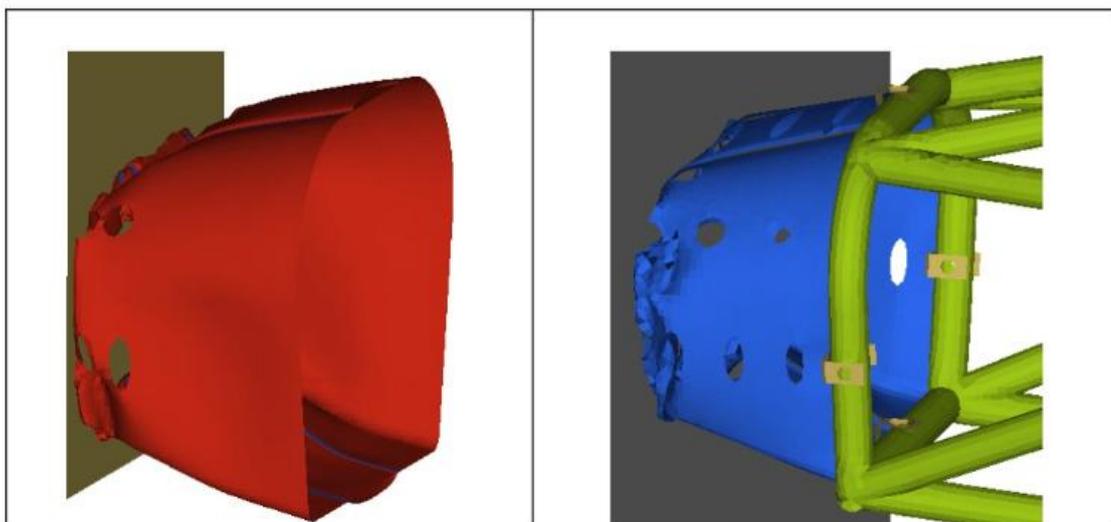


Рисунок 1.11 - Состояние двух структур во время воздействия на 14 мс.

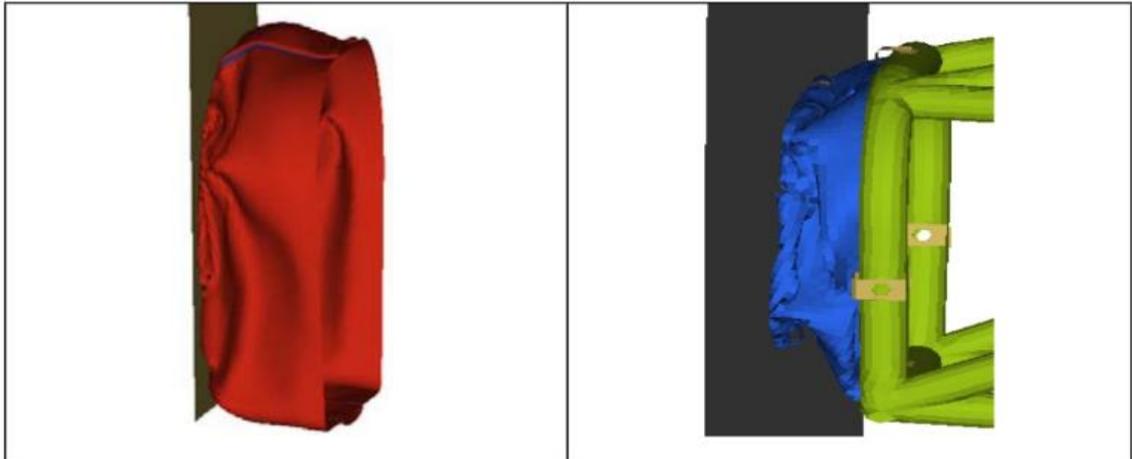


Рисунок 1.12 - Окончательное состояние двух структур

На левой стороне показаны результаты, полученные, при расчете только конструкции самого аттенюатора, в то время как на правой стороне мы видим результаты, полученные, с учетом части конструкции рамы.

В этом исследовании также представлены результаты моделирования напряжений (рисунок 1.13).

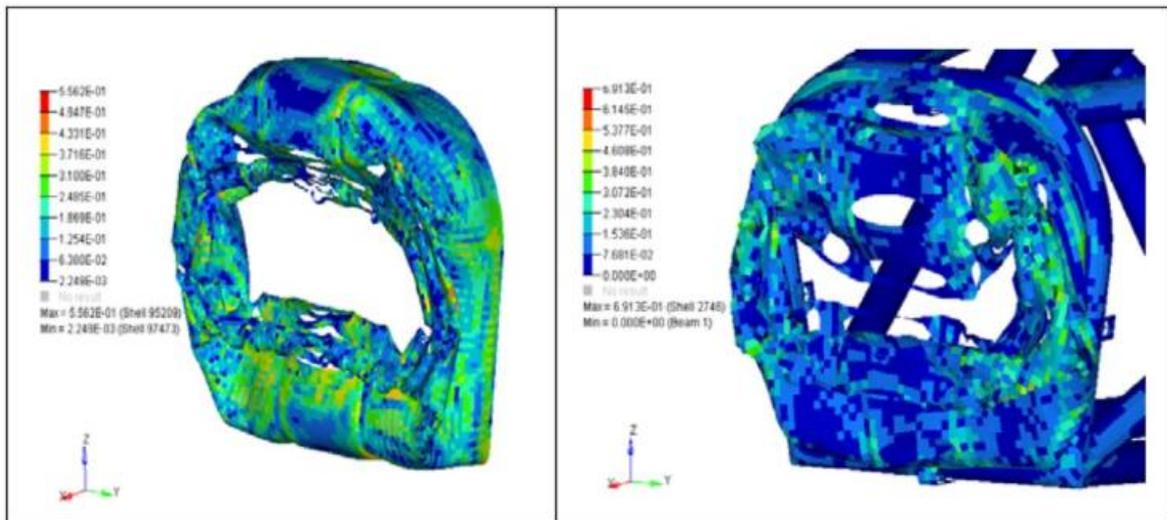


Рисунок 1.13 - Поля напряжения по Мизесу независимой конструкции аттенюатора (первое конструкторское решение) и конструкции сборной единицы (с улучшенным дизайном аттенюатора)

Как видно по рисунку критические области не одинаковы - концентрация напряжений меньше у конструкции, соединенной с рамой болида.

Значение максимальной перегрузке в случае с улучшенной сборной конструкцией составляет приблизительно 52g, среднее значение перегрузки улучшенной сборной структуры составляет 14g. Эти показатели соответствуют требованиям регламента SAE 2008 года.

Однако, согласно требованиям последней редакции регламента проекта Формула Студент максимальное значение перегрузки не должно превышать величину в 40g.

Константинос Н. Анифантис с PhilonNet Engineering Solutions Athens, разработал 3 схожих по компоновке аттенюатора для болидов Формула Студент. Как показано на рисунке 1.14 первый вариант конструкции включает в себя сплошные листы из алюминия. Вторая и третья конструкции имеют отверстия, выполненные с одной и с обеих сторон соответственно. Отверстия увеличивают боковые нагрузки и плавно перераспределяют деформацию.

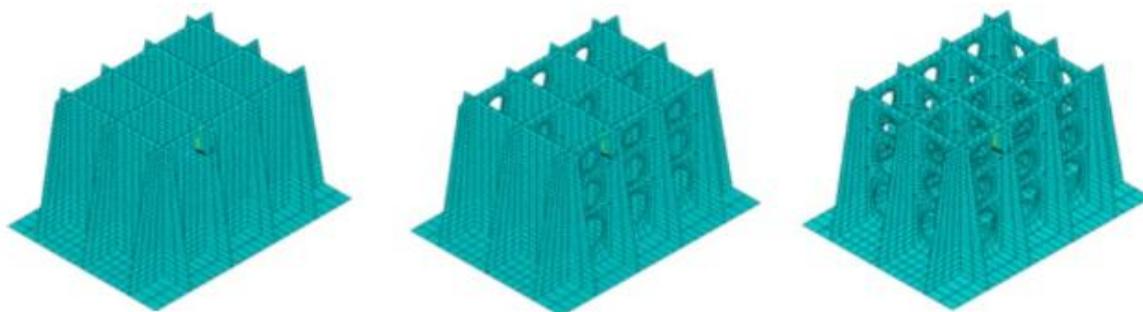


Рисунок 1.14 - Варианты конструкций

Для моделирования удара было использовано программное обеспечение LS-DYNA. Преимуществом этого подхода является простота описания возрастающей деформации. Время проведения опыта составила 8 мс, но первые результаты были получены спустя 3 мс. Как показано на рисунке 15 деформация конструкции начинается в верхней части и распределяется ниже. [8]

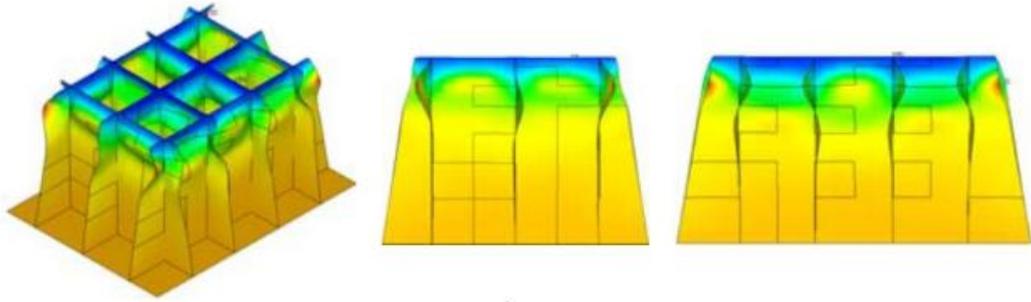


Рисунок 1.15 - Деформация сплошной конструкции на 3 мс.

Во втором и третьем образцах деформация начинается снизу и идёт вверх конструкции (рисунки 1.16-1.17). Это обусловлено наличием дополнительных отверстий в конструкции аттенюатора. [8]

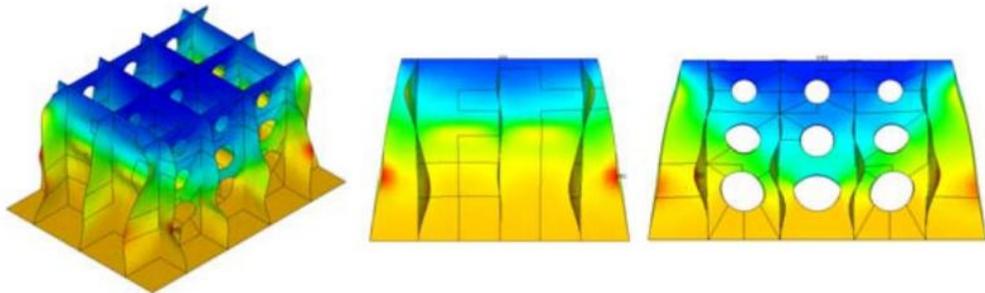


Рисунок 1.16 - Деформация второй конструкции на 3 мс.

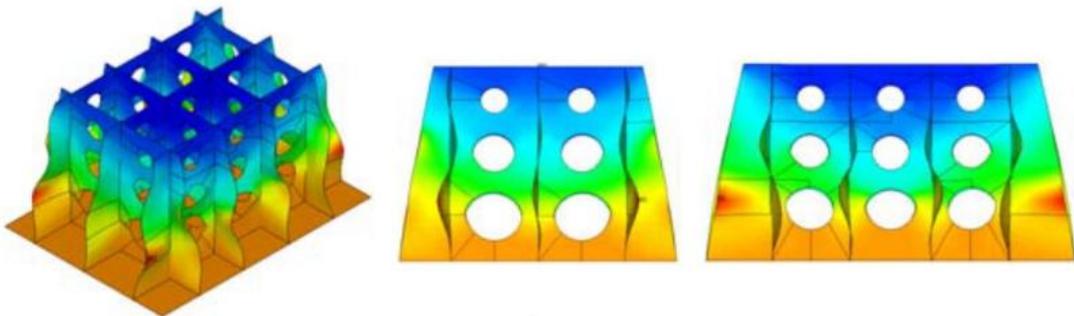


Рисунок 1.17 - Деформация третьей конструкции на 3 мс.

На рисунке 1.18 представлена деформация всех трёх вариантов конструкции после 8 мс.

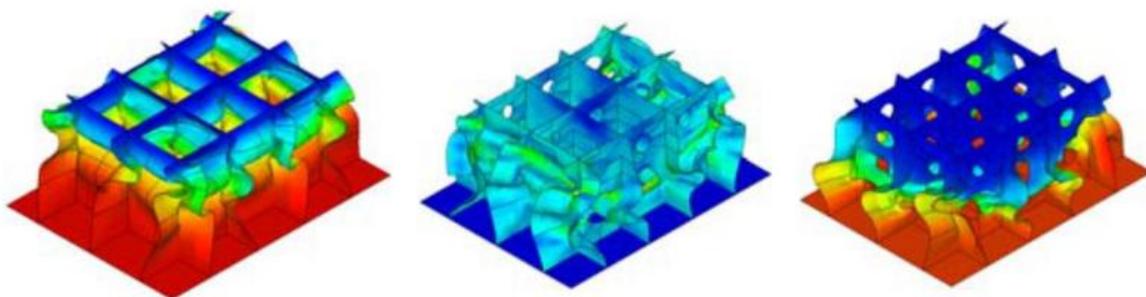


Рисунок 1.18 - Деформация трёх вариантов конструкций на 8 мс.

Оценка ударопрочности аттенюатора показала, что второй вариант конструкции представляется наиболее перспективным. Отверстия на одной стороне показывают более плавное течение деформации. Это уменьшает величину усредненной перегрузки до 18,5g и эффективно перераспределяет кинетическую энергию.

Однако и в данной работе вопрос о максимальной перегрузке не затрагивался.

Ахмед Ошинбоси в своей работе исследовал 4 конструкции аттенюатора различной формы. Используя правила регламента Формула Студент с помощью программного обеспечения NURPMESH были созданы 4 модели аттенюатора, показанные на рисунке 1.19.

Был произведен анализ поглощения энергии и распределения силы на профиль. Важным параметром являются масса и параметр поглощения энергии на единицу массы (таблица 1.2). [9]

Очевидно, что квадратная конструкция поглотила наибольшее количество энергии, но она имеет большую массу по сравнению с остальными конструкциями. Так как это исследование не только сосредоточено на поглощении энергии, а также на удельном поглощении энергии, лучшим вариантом стал усечённый конус. Механизмы разрушения всех конструкций изображены на рисунках 1.20-1.23. [9] Очевидно, квадратная конструкция деформировалась сильнее остальных. Тем не менее, масса и, следовательно, низкое значение соотношения массы к поглощаемой энергии делает её нежелательной для применения.

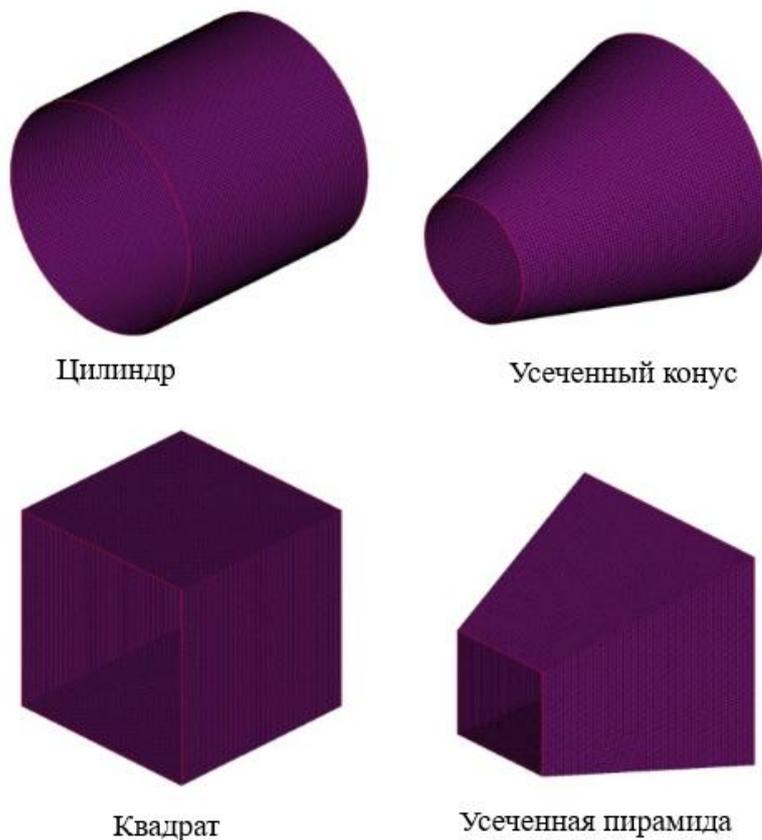


Рисунок 1.19 - Формы аттенюатора

Таблица 1.2 – Характер поглощения энергии

Аттенюатор	Масса(кг)	Кинетическая энергия	Максимальное поглощение энергии	Соотношение массы к поглощаемой энергии
Цилиндр	0.679	7366.27	7200.61	10604.73
Усеченный конус	0.524	7362.58	7160.54	<b>13665.15</b>
Усеченная пирамида	0.864	7370.72	7239.27	8378.79
Квадрат	0.668	7366.04	7126.12	10667.84

Для последующих исследований была выбрана конусная конструкция. Улучшение конструкции было произведено за счет добавления кольцевых каналов и уменьшения угла конуса (рисунок 1.24).

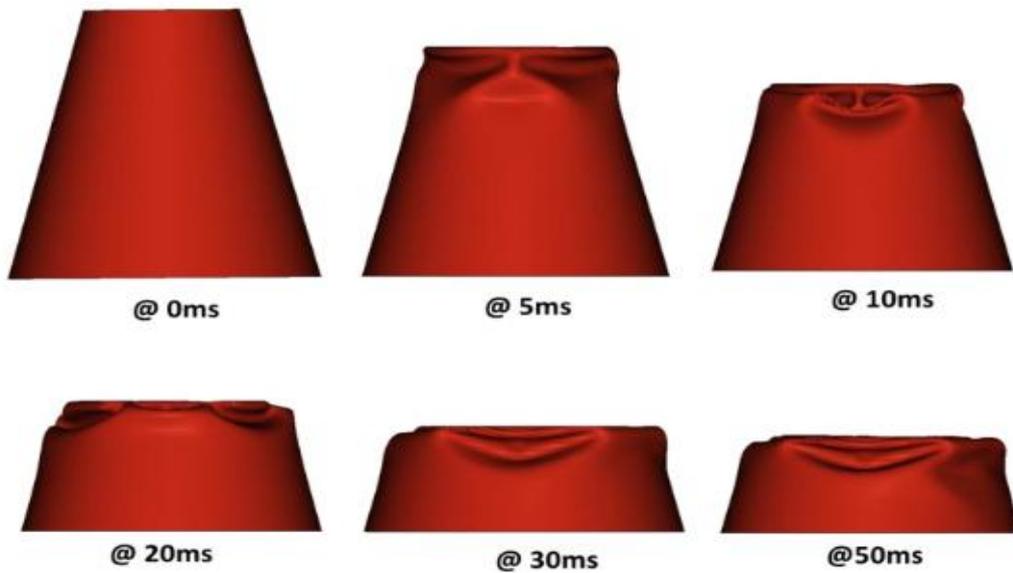


Рисунок 1.20 - Деформация конусной конструкции

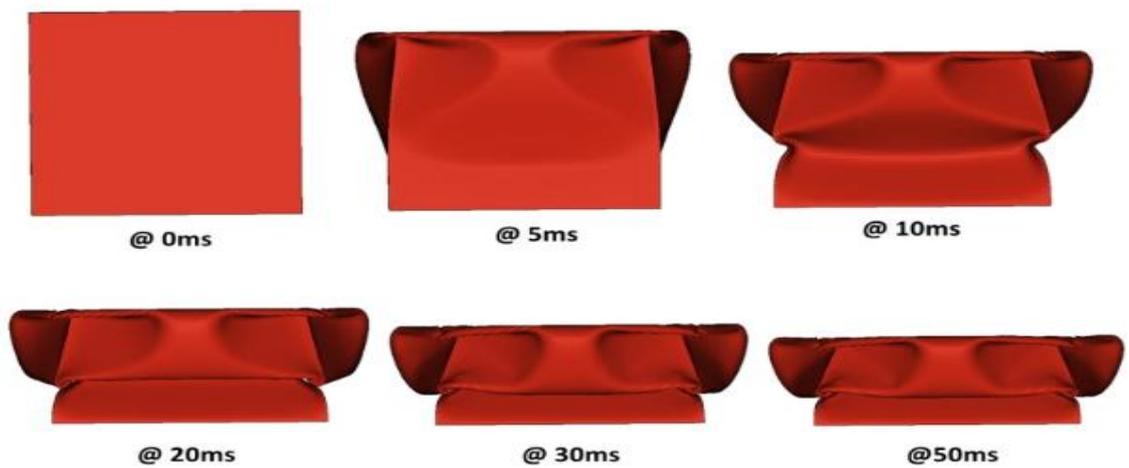


Рисунок 1.21 - Деформация квадратной конструкции

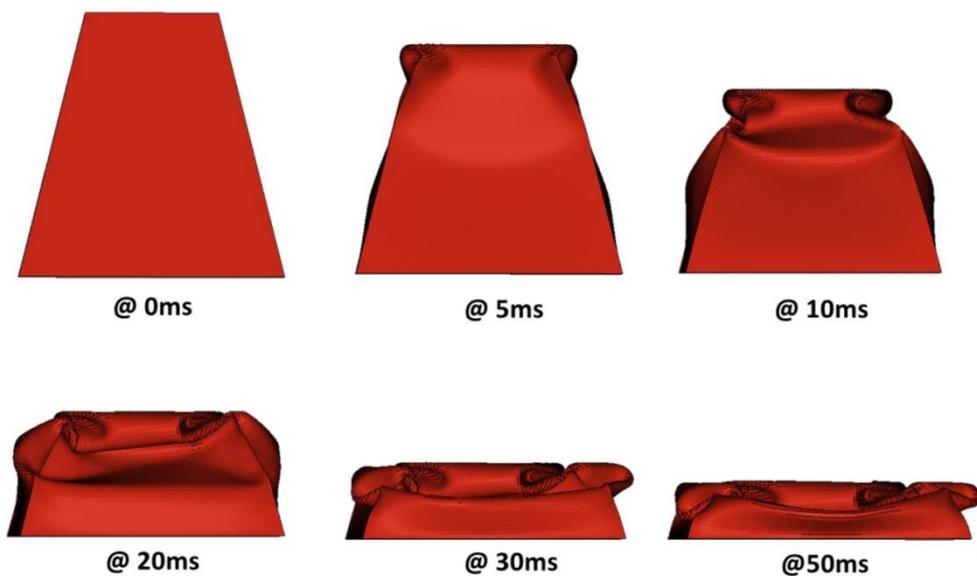


Рисунок 1.22 - Деформация пирамидальной конструкции

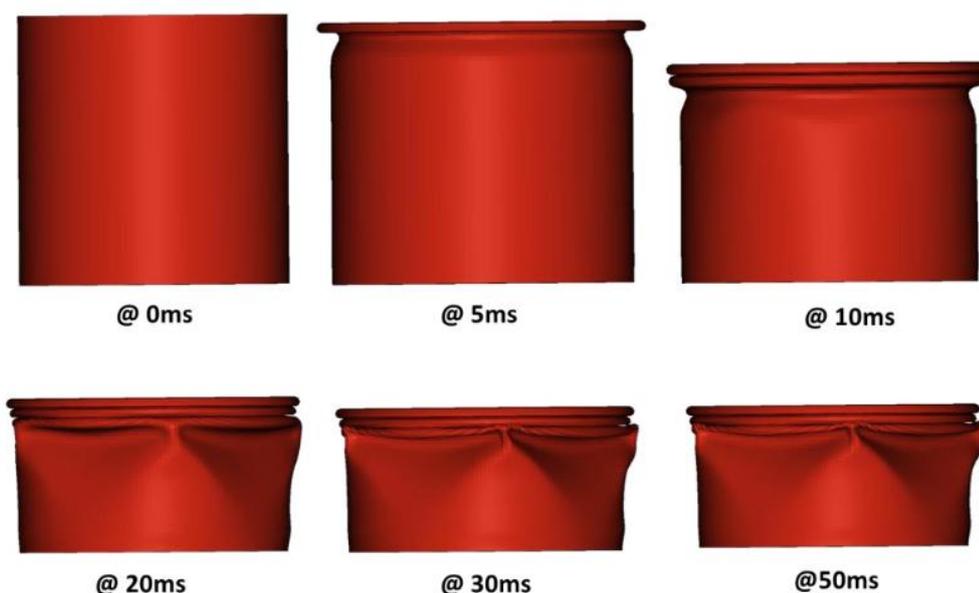


Рисунок 1.23 - Деформация цилиндрической конструкции

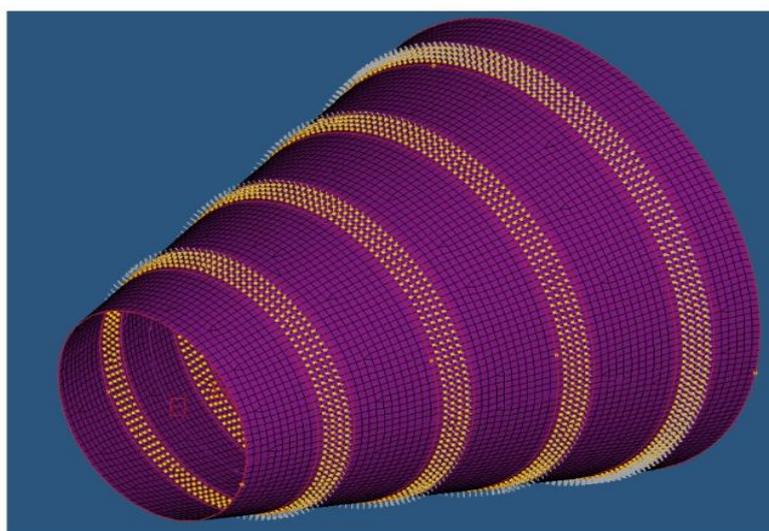


Рисунок 1.24 - Улучшенная конструкция аттенюатора конусной формы

За счет произведенных улучшений удалось оптимизировать процесс деформации рисунок 25, снизить массу до 0,396 кг и в тоже время увеличить соотношение поглощаемой энергии к массе до 18478 Дж/кг.

Инженеры кафедры машиностроения университет ЧАРУСАТ методом проб и ошибок спроектировали аттенюатор из алюминиевых банок из под безалкогольных напитков. Материал банок - алюминиевый сплав прочность на сжатие которого составила 180,955 Н/мм<sup>2</sup>. CAD-модели были выполнены

в программе SOLIDWORKS. Все испытания были произведены на машине UTM под сжимающей нагрузкой. Схема проведения испытаний показана на рисунке 1.25.



Рисунок 1.25 - UTM машина для испытаний

Алюминиевые банки сварены, с одной стороны. Сварные швы не позволяли деформации равномерно распределяться под осевой нагрузкой. Для того чтобы нивелировать влияние сварных швов были прорезаны отверстия как показано на рисунке 1.26. [10]

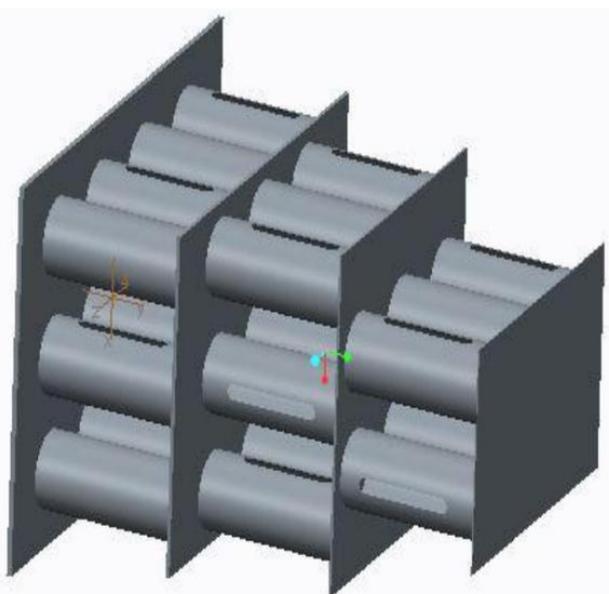


Рисунок 1.26 - CAD-модель с выполненными отверстиями

Первый и второй вариант конструкции показан на рисунке 1.26. Банки в первом варианте были прикреплены к пластинам с помощью обычного клея, но этот вариант крепления плохо себя показал. Во втором и последующих вариантах был использован специальный клей для алюминия. Нижний слой состоит из 12 банок, средний из 9 и верхний из 6. Энергия, поглощенная аттенюатором по первому варианту составила около 10000 Дж, но длина аттенюатора была слишком большой, что ухудшало обзор пилота.

В третьем варианте была рассмотрена конструкция из двух слоев. Для формирования двухслойного аттенюатора были использованы 12 банок в первом слое и 6 во втором слое таким образом, чтобы осевая линия банок во втором слое совпадала с центром четырех банок в нижнем слое, как видно на рисунке 1.27. [10]

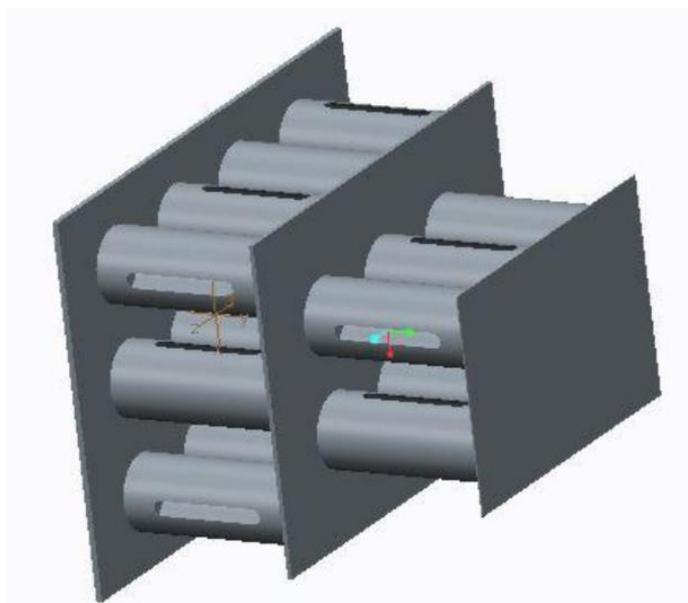


Рисунок 1.27 - Третий вариант конструкции

Результаты первого двухслойного дизайна не были удовлетворительными, поскольку поглощенная энергия была только около 5031 Дж, что было меньше требуемого минимума. Тогда конструкция была изменена до 12 банок в нижнем слое и 9 в верхнем (рисунок 1.28).

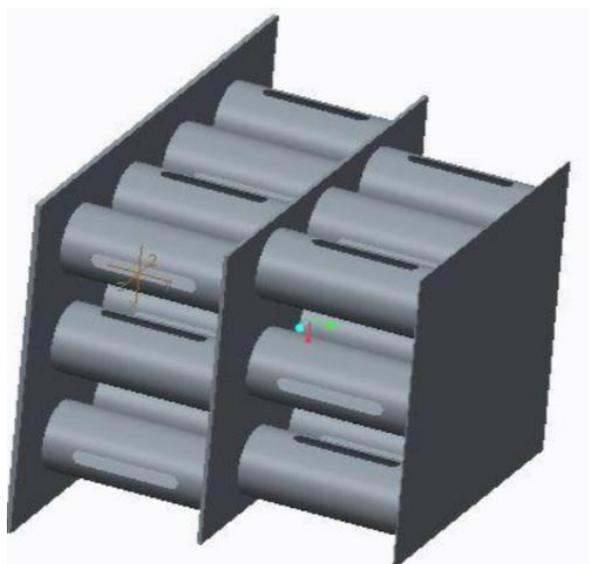


Рисунок 1.28 - Четвертый вариант конструкции

Четвертая конструкция, как и третья не смогла поглотить достаточное количество энергии. Было принято решение поставить в верхний и нижний слой по 12 банок (рисунок 1.29).

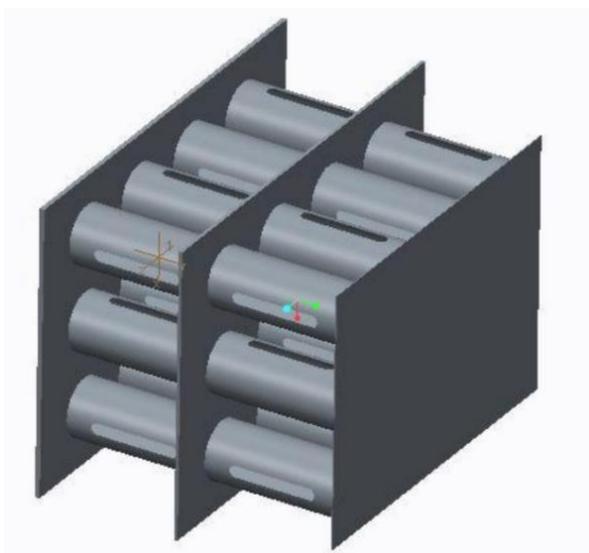


Рисунок 1.29 - Пятый вариант конструкции

После неудачи с пятой конструкцией было принято решение добавить третий слой, состоящий из 6 банок и алюминиевый корпус толщиной в 2 мм (рисунок 1.30).

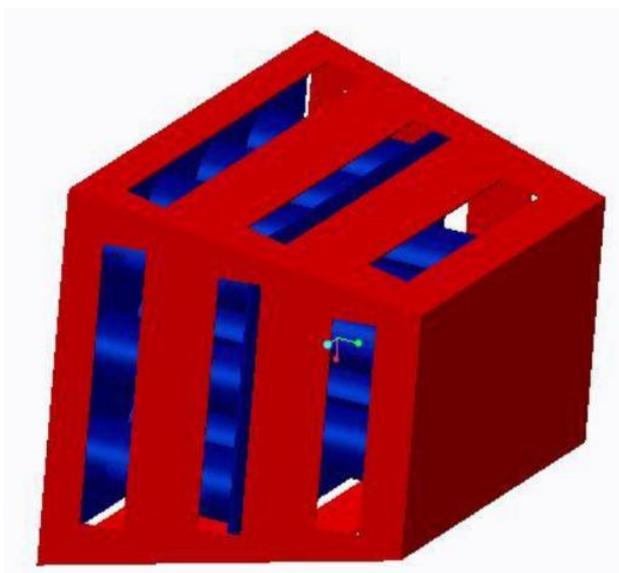


Рисунок 1.30 - Финальный вариант конструкции

Энергия, поглощенная этим вариантом, составила примерно 9490 Дж.

Из всех протестированных аттенюаторов, удовлетворительный результат показали две конструкции : вариант 2 - энергия 10 кДж вариант 6 - энергия 9490 Дж. Одной из главных целей было разработать экономичный аттенюатор все конструкции обошлись примерно в 26 долларов США, это намного меньше, чем аттенюаторы, доступные для покупки.

Однако авторы основной упор сделали на поглощении энергии, не затрагивая вопросы перегрузки при ударе о препятствие.

### **1.3 Выводы по главе**

В большинстве рассмотренных примеров главным материалом аттенюатора является алюминий и его сплавы.

Конечно-элементный анализ показывает практически идентичные результаты с реальным тестированием.

Изменение формы и конструкции аттенюатора влияет на процесс энергопоглощения и перегрузку при ударе.

## 2 Разработка расчетной модели аттенюатора

### 2.1 Последовательность разработки САД-модели аттенюатора

Для реализации следующего шага – разработки САД-модели необходимо выбрать САД-систему. Такой системой стала CATIA R5V23 из-за своей доступности и удобства в использования. [11]

Для проектирования САД-модели необходима версия продукта с доступом к модулю Generative Shape Design. Данный модуль позволяет создавать модели при помощи поверхностного моделирования и сохранять их в нужном нам формате .stp .

Первым шагом в создании поверхностной модели будет построение фронтальной поверхности, отвечающей требованиям регламента Формула Студент: высота и ширина имеют размеры соответственно 100 мм (3,9 дюймов) и 200 мм (7,8 дюймов).

В скетчере при помощи команды «Rectangle» создаём прямоугольник с нужными размерами (рисунок 2.1).

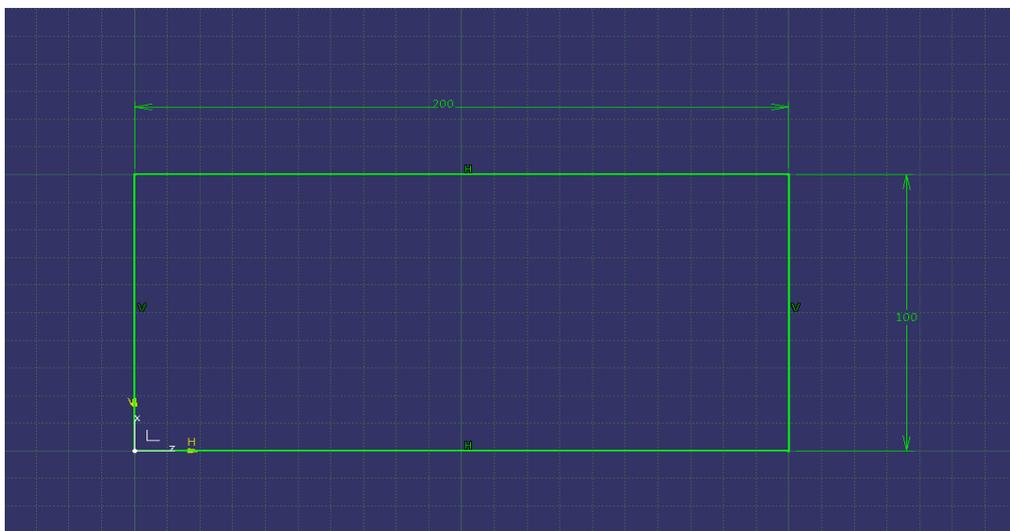


Рисунок 2.1 - Первичное построение фронтальной части аттенюатора

Следующим шагом будет создание плоскости на расстоянии 200 мм от фронтальной части аттенюатора для построения опорной части аттенюатора. Для создания плоскости требуется команда «Plane» с вариантом построения «Offset from plane» (рисунок 2.2). [12]

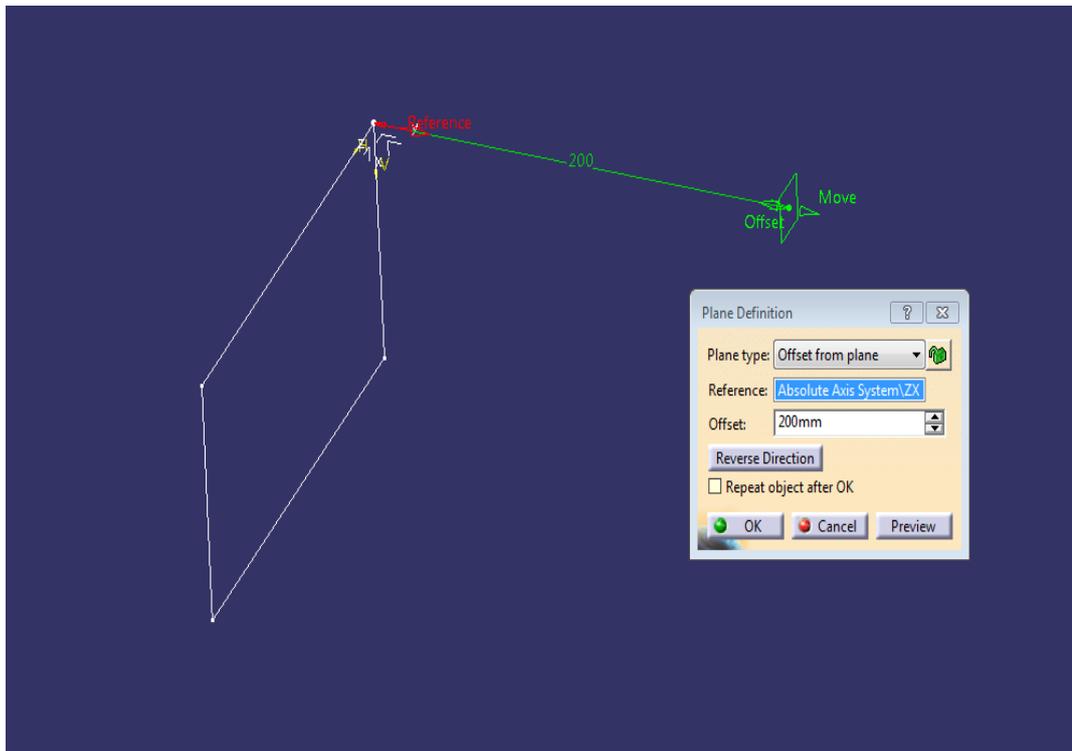


Рисунок 2.2 - Создание плоскости на расстоянии от фронтальной поверхности

В получившейся плоскости необходимо построить прямоугольник с размерами, соответствующими размерам опоры энергопоглощающего элемента (рисунок 2.3).

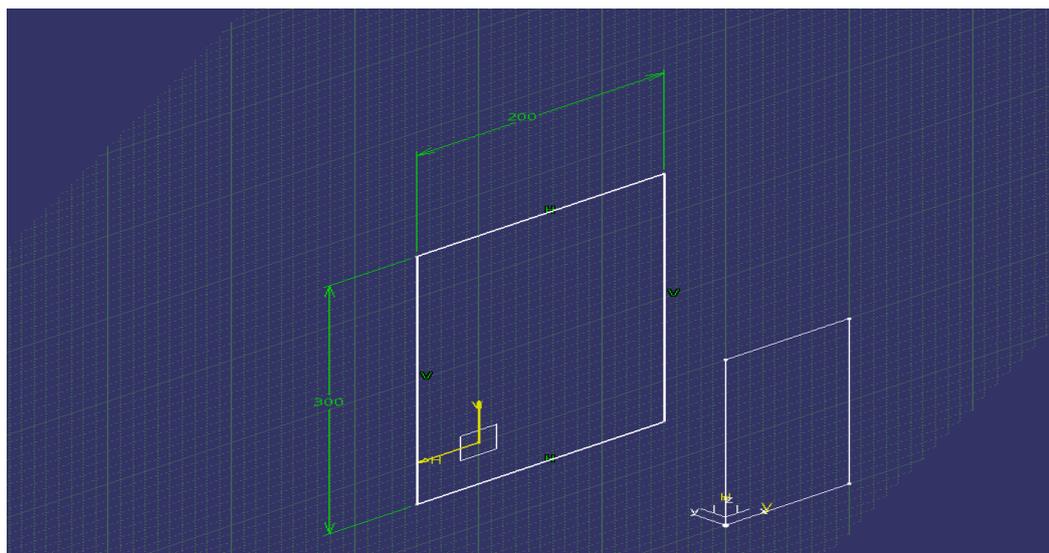


Рисунок 2.3 - Опорная часть attenuатора

Следующим шагом нам нужно соединить вершины первого и второго прямоугольника при помощи команды «Line» (рисунок 2.4).

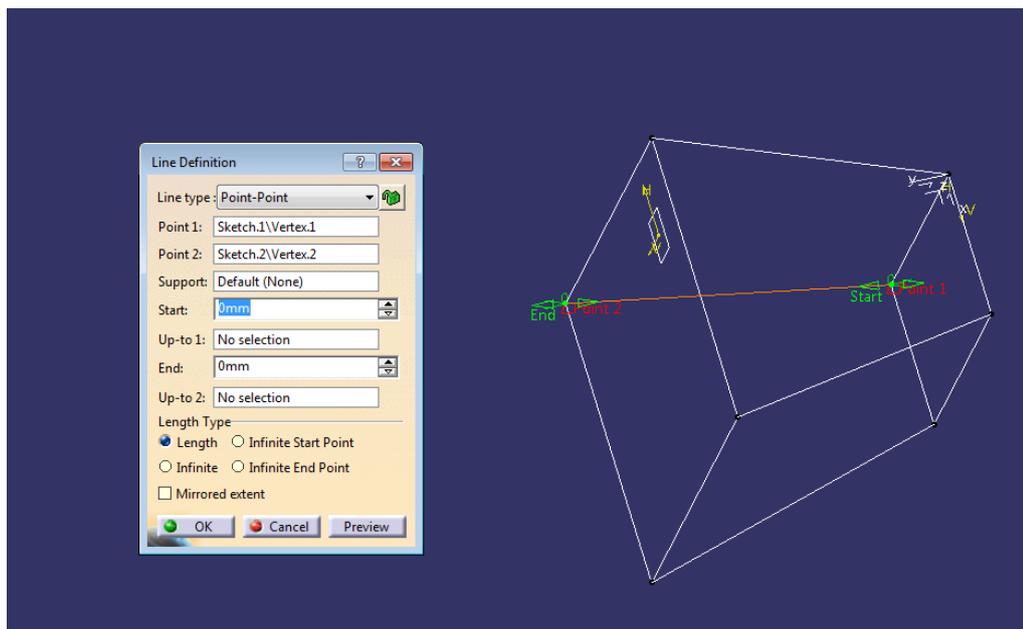


Рисунок 2.4 - «Каркас» аттенюатора

Заключительным шагом будет создание стенок аттенюатора и добавление отдельного тела - преграды.

Для получения достоверного результата в модель необходимо добавить каркас передней перегородки и защитную пластину (рисунок 2.5).

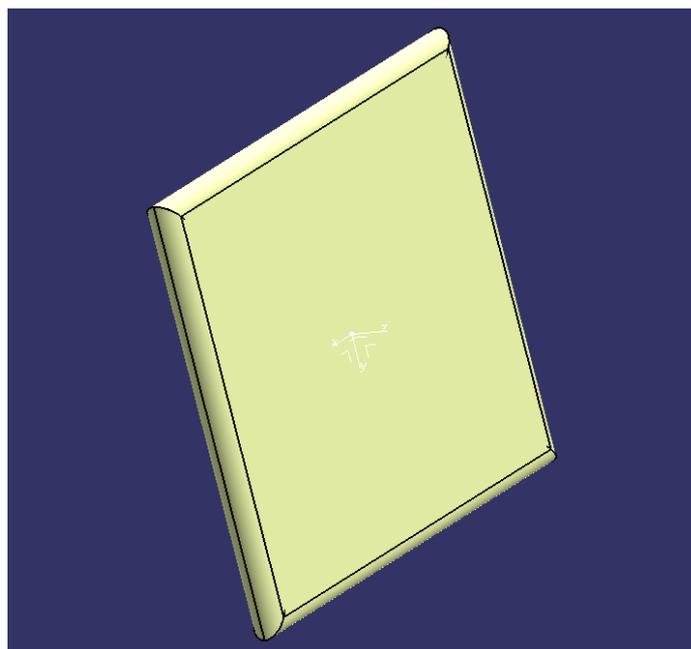


Рисунок 2.5 – Передняя перегородка и защитная пластина

Защитная пластина представляет собой плоскую поверхность, а корпус баки состоит из полых трубок, выполненных с помощью поверхностного моделирования (рисунок 2.6).

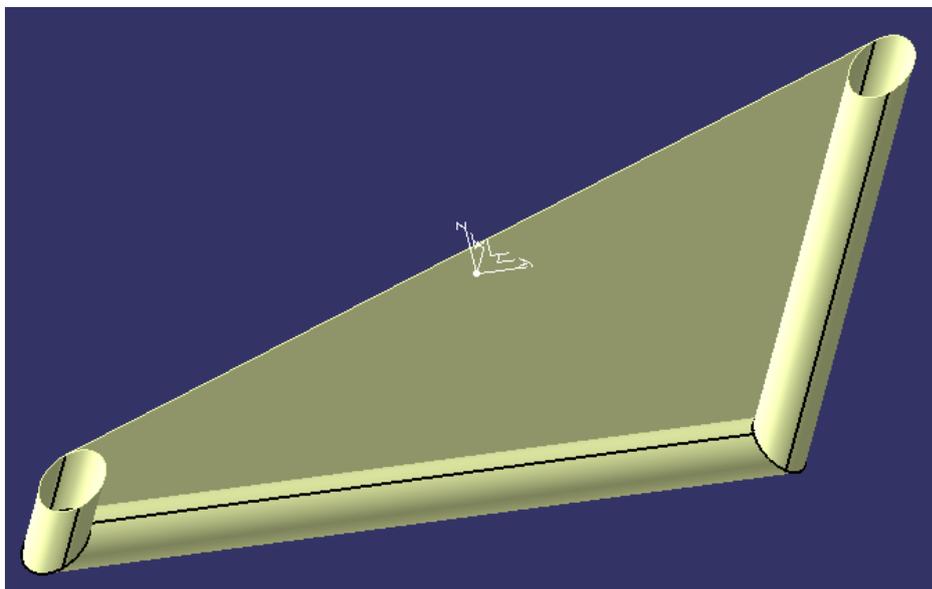


Рисунок 2.6 - Передняя перегородка и пластина в разрезе

Следующим шагом необходимо объединить все 4 элемента в одну конструкцию. Объединить элементы в готовую сборку нам поможет модуль Catia-Assembly Design. Конечный результат можно увидеть на рисунке 2.7.

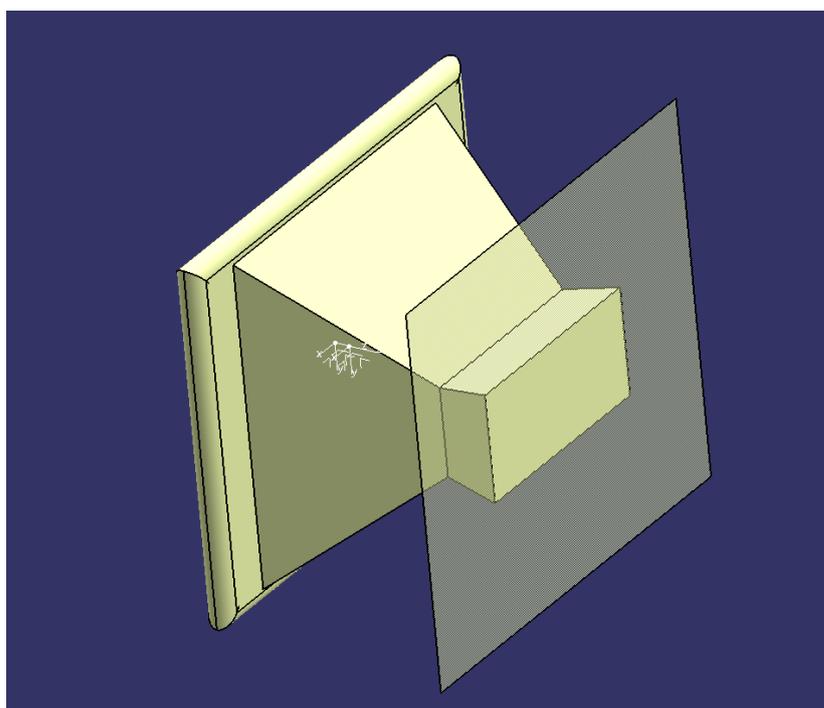


Рисунок 2.7 – Геометрическая модель аттенюатора в сборе

## 2.2 Последовательность разработки расчетной модели аттенюатора

Для подробного анализа поведения аттенюатора при фронтальном ударе было принято решение воспользоваться специальным программным обеспечением - CAE-решателем. Из множества вариантов был выбран ANSYS Explicit Dynamics. Ключевым преимуществом стала доступность студенческой версии, достоверность полученных результатов, а также большая база физических свойств материалов. Важным критерием стала возможность отследить результаты на любом отрезке времени от старта тестирования.[13]

Процесс моделирования включает несколько шагов (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Последовательность шагов

Первым шагом в моделировании удара является выбор материалов из которых состоит наш гаситель фронтального удара, для этого нужно запустить модуль Explicit Dynamics и активировать инструмент Engineering Data. [14]

В данной конструкции будет 2 тела - сам аттенюатор и поверхность, играющая роль преграды на пути болида. Материалом аттенюатора служит алюминиевый сплав, физические свойства которого представлены на рисунке 2.9. Материал преграды не имеет значения, так как по правилам

Формулы Студент удар при моделировании происходит об абсолютно жесткую поверхность.

На рисунке 2.9 показаны используемые при моделировании материалы, с подробным раскрытием свойств алюминиевого сплава.

Outline of Schematic A2, B2, C2, D2, E2, F2, G2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Aluminum Alloy				General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK -5H, page 3-277.
4	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	2770	kg m <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	2,3E-05	C <sup>-1</sup>		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's ...			
8	Young's Modulus	7,1E+10	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,33			
10	Bulk Modulus	6,9608E+10	Pa		
11	Shear Modulus	2,6692E+10	Pa		
12	S-N Curve	Tabular			
13	Interpolation	Semi-Log			
14	Scale	1			
15	Offset	0	Pa		
16	Tensile Yield Strength	2,8E+08	Pa		
17	Compressive Yield Strength	2,8E+08	Pa		
18	Tensile Ultimate Strength	3,1E+08	Pa		
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		
20	Isotropic Thermal Conductivity	Tabular			
21	Scale	1			
22	Offset	0	W m <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>		
23	Specific Heat, C <sub>p</sub>	875	J kg <sup>-1</sup> ...		
24	Isotropic Relative Permeability	1			
25	Isotropic Resistivity	Tabular			
26	Scale	1			
27	Offset	0	ohm m		

Рисунок 2.9 – Перечень материалов

Следующим шагом будет генерация геометрии attenuатора, это можно сделать разными путями: ANSYS имеет возможность создать CAD-модель с помощью встроенных функций либо загрузить уже имеющуюся модель, созданную в другом программном обеспечении. Мы выбрали второй вариант и создали модель в CATIA R5V23. На рисунке 2.10 изображен интерфейс инструмента Geometry в нём можно произвести предварительный осмотр модели и удостовериться в выполнении всех необходимых условий перед CAE-моделированием. [15]

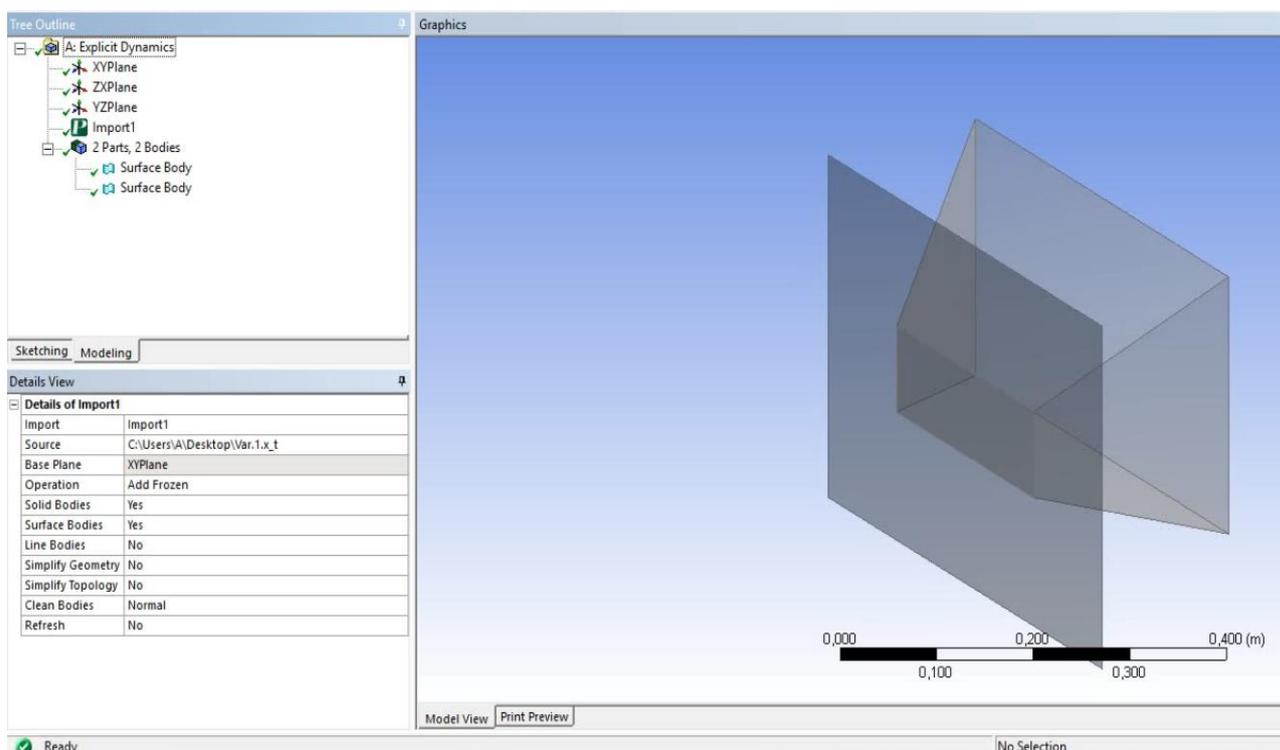


Рисунок 2.10 – Импортированная модель

Следующим шагом в моделировании будет использование инструмента Model, где в дереве модели для импортированной геометрии необходимо установить толщину стенок attenuатора и выбрать его материал (рисунок 2.11). То же самое необходимо сделать и для преграды в соответствии с регламентом Формулы Студент.

Толщину стенок необходимо задавать, так как наша геометрическая модель является набором поверхностей, что значительно сократит время расчета по сравнению с твердотельной моделью. [16]

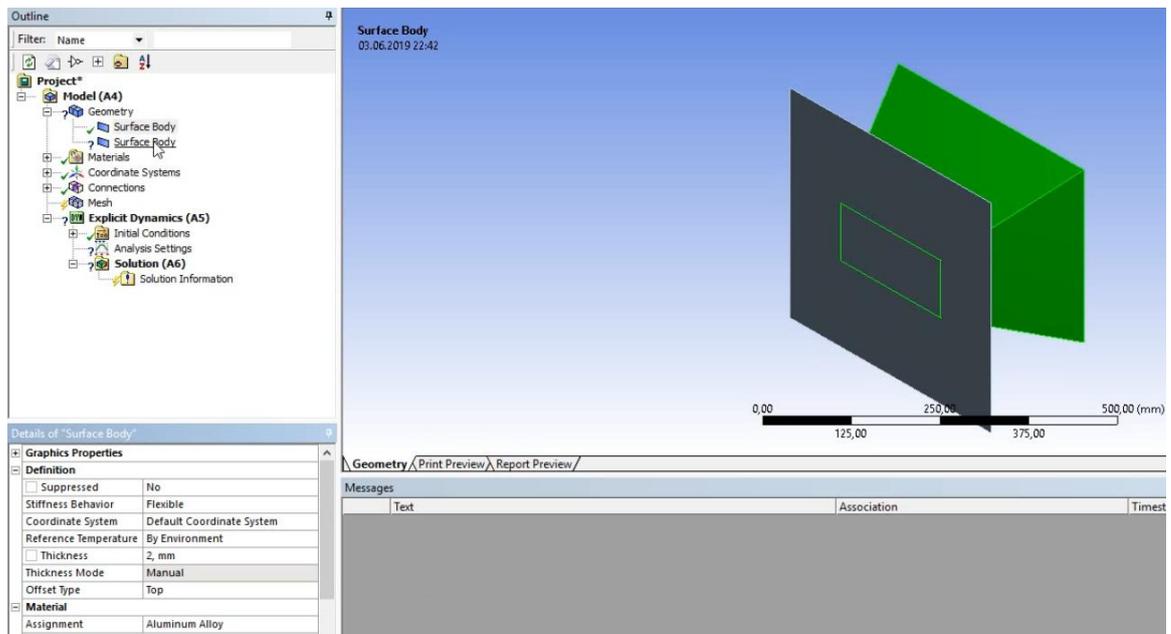


Рисунок 2.11 – Ввод исходных значений

Затем в инструменте Model необходимо исключить из расчета установленные автоматически связи аттенюатора с преградой (рисунок 2.12).

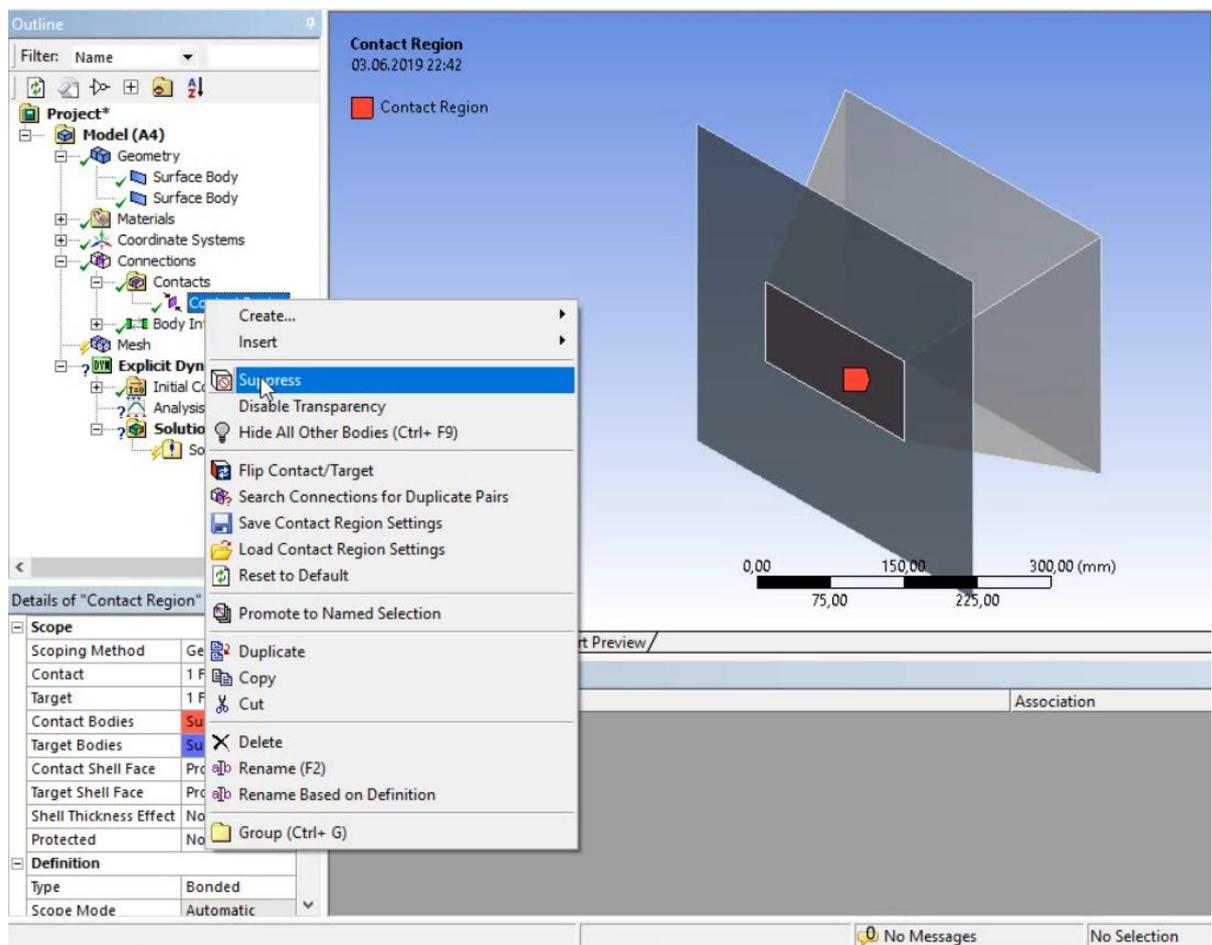


Рисунок 2.12 – Настойка связи аттенюатора с преградой

Главным шагом, от которого будет зависеть достоверность полученных данных, является генерация конечно-элементной сетки, Чем меньше каждый элемент сетки, тем больше времени потребуется на расчет, но тем более достоверные данные мы получим в результате CAE-моделирования. В тоже время выбор определенного типа сетки с необходимым количеством степеней свободы используемых элементов позволит ускорить время расчета без потери точности.

Для создания сетки необходимо выбрать пункт Mesh в дереве проекта и активировать команду «Generate Mesh» (рисунок 2.13).

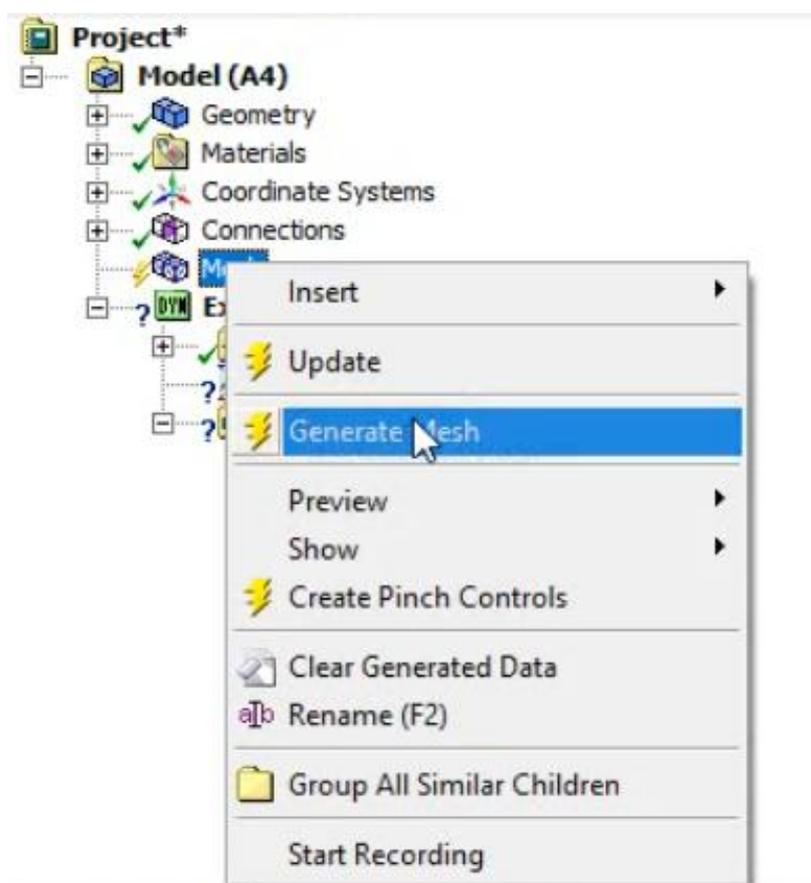


Рисунок 2.13 – Генерация сетки

На рисунке 2.14 представлена сетка, созданная автоматически, но она нам не подходит, так как конечно-элементные сегменты аттенюатора слишком крупные для получения достоверного результата.

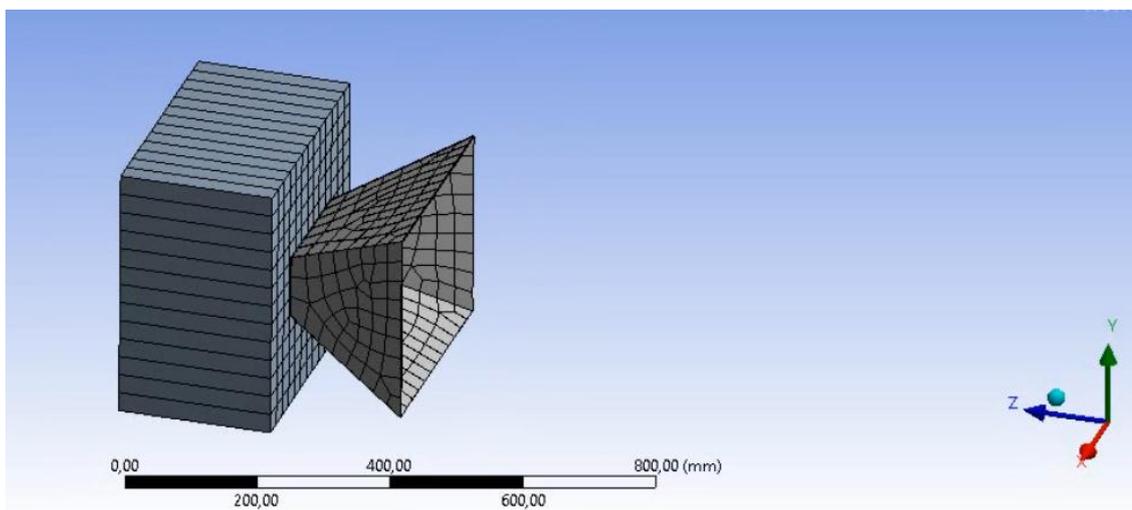


Рисунок 2.14 – Автоматически полученная конечно-элементная сетка

Для получения достоверного результата моделирования необходимо уменьшить и выровнять ячейки конечно-элементной сетки. Уменьшение ячеек производится с помощью команды Sizing во вкладке Mesh Control (рисунок 2.15), а выравнивание командой Face Meshing (рисунок 2.16).

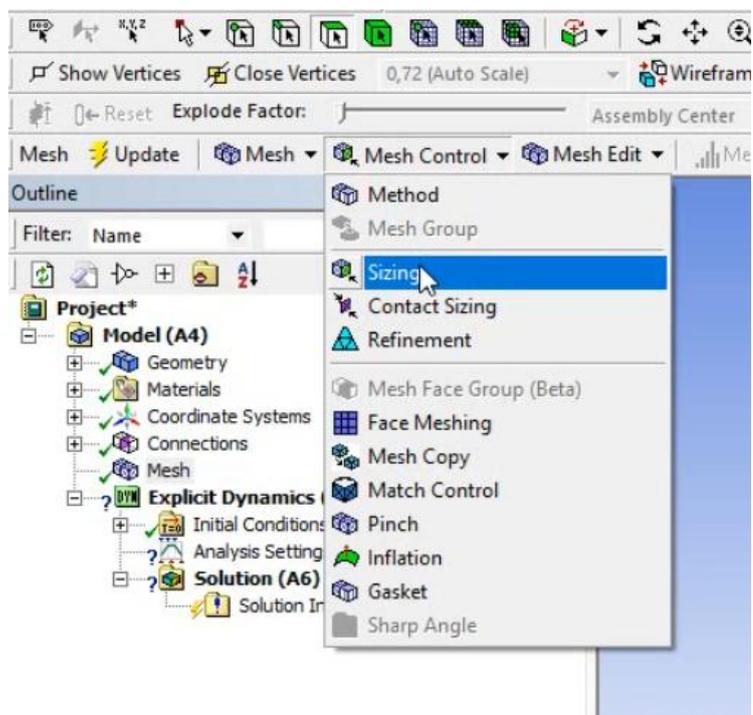


Рисунок 2.15 – Выпадающее меню Mesh Control - Sizing

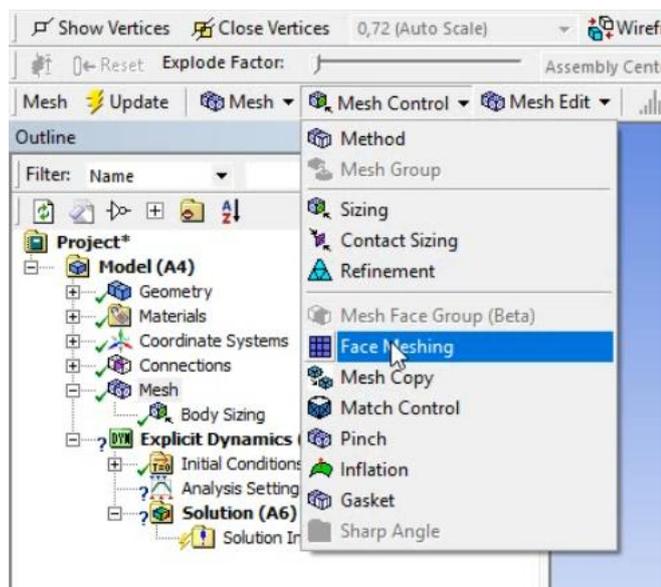


Рисунок 2.16 – Выпадающее меню Mesh Control - Face Meshing

На рисунке 2.17 показана требуемая сетка после всех проведенных манипуляций. Данный тип сетки будет базовым при проведении всех дальнейших действий при CAE-моделировании.

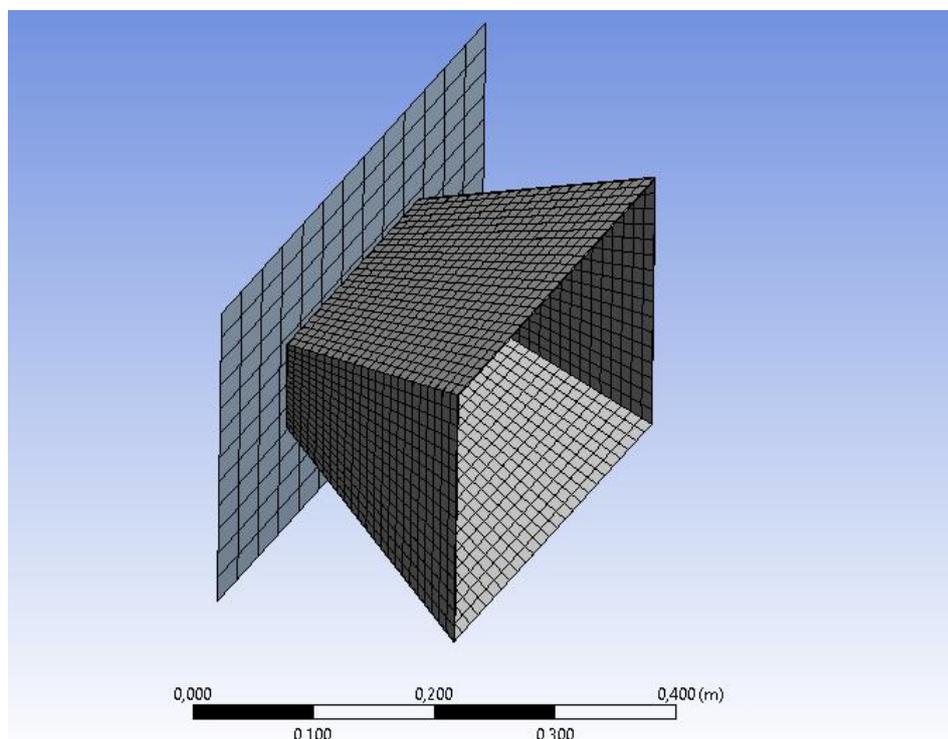


Рисунок 2.17 – Окончательный вариант сетки

Далее необходимо задать скорость и направление удара, в данном примере аттенюатор фиксируется в неподвижном состоянии, а роль

движущегося тела берет на себя преграда. В зависимости от модели необходимо задать вектор движения преграды. Скорость согласно регламенту составляет 7 м/с (рисунок 2.18).

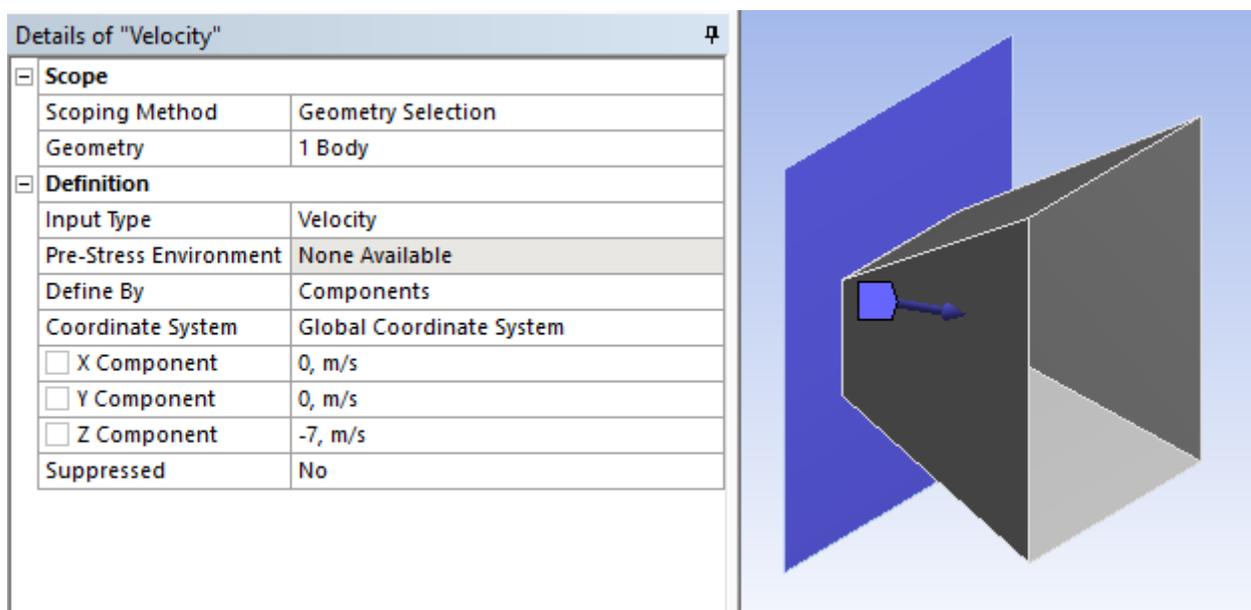


Рисунок 2.18 – Окно формирования параметров скорости

Последним шагом создания расчетной модели будет установка времени проведения расчетов.

После окончания расчетов можно ознакомиться с большим объемом данных.

### 2.3 Выводы по главе

1. Инструментарий программного пакета CATIA R5V2 позволяет создать поверхностную CAD-модель аттенюатора и экспортировать в требуемом формате.

2. ANSYS Explicit Dynamics позволяет создать расчетную модель со всеми необходимыми ограничениями.

3. Библиотеки ANSYS Explicit Dynamics содержат в себе свойства большинства известных материалов и дают доступ к ручному вводу недостающих параметров.

### **3 Конечно-элементный анализ типовых форм конструкций аттенюатора**

В своей работе мы приняли решение проанализировать 4 конструкции аттенюатора разной формы: усечённая пирамида, куб, цилиндр и усеченный конус.

Подобное исследование провели ученые в обзорной главе данной работы. Результатом их исследований был вывод о том, что форма конуса наилучшим образом подходит для создания аттенюатора, но в их работе не были учтены перегрузки при ударе.

#### **3.1 CAE-моделирование аттенюатора цилиндрической формы**

Первым предметом анализа стала конструкции аттенюатора цилиндрической формы и толщиной стенок 1,2 мм (рисунок 3.1).

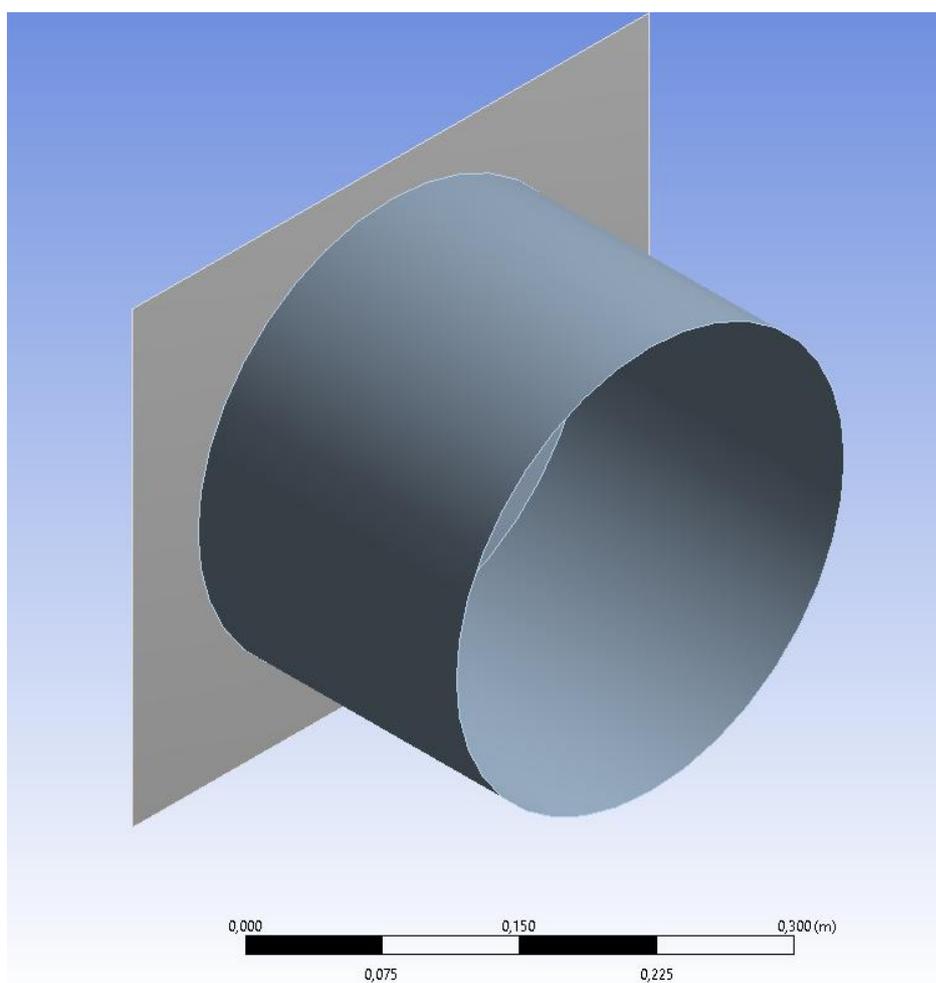


Рисунок 3.1 – Геометрия аттенюатора цилиндрической формы

Масса attenuатора составила 0,86 кг.

Характеристики поглощения энергии представлены на рисунке 3.2. Этот образец поглотил 7350 Дж энергии после удара, но динамика поглощения кинетической энергии, как видно на рисунке 3.2 не совсем удовлетворительна. Несмотря на то, что необходимая энергия была полностью погашена, но это произошло за относительно небольшой промежуток времени и с существенной отдачей.

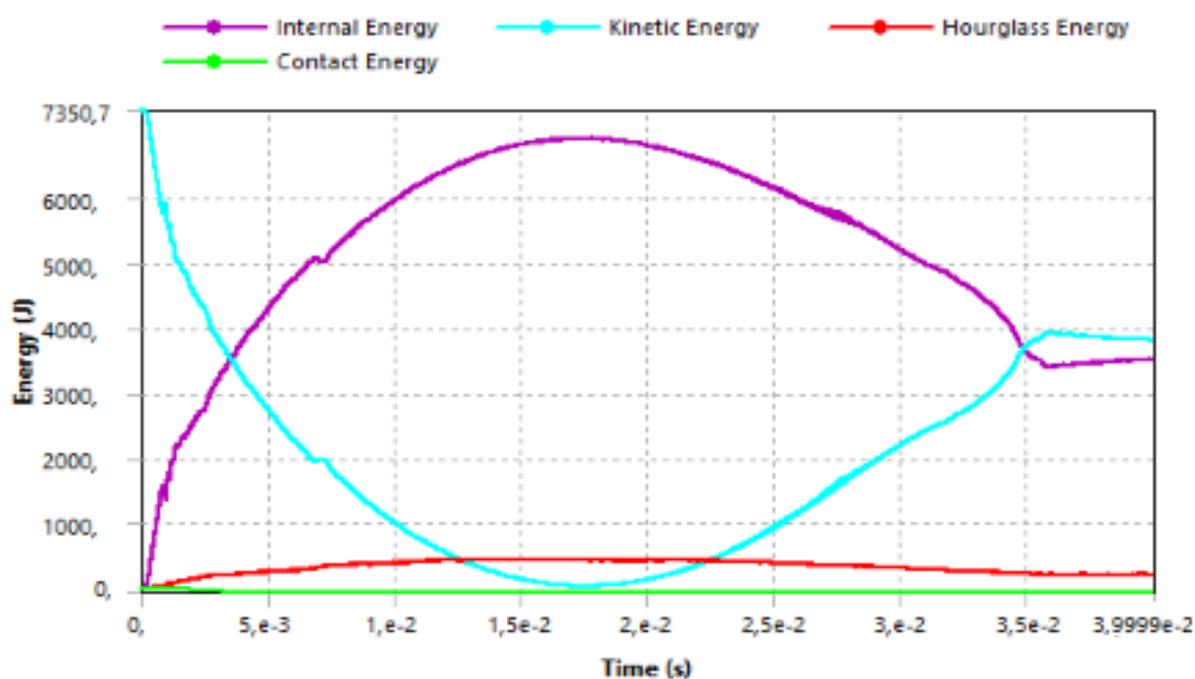


Рисунок 3.2 – Поглощение энергии attenuатором цилиндрической формы

На рисунке 3.3 показана зависимость деформации attenuатора по времени. Максимальная деформация составила 91,261 мм. Можно сделать вывод о том, что первый вариант конструкции деформировался примерно на 50% от изначальных размеров. На рисунке 3.3 можно увидеть, что экстремумы зависимостей поглощения кинетической энергии и максимальной деформации формируются примерно в одно и тоже время.

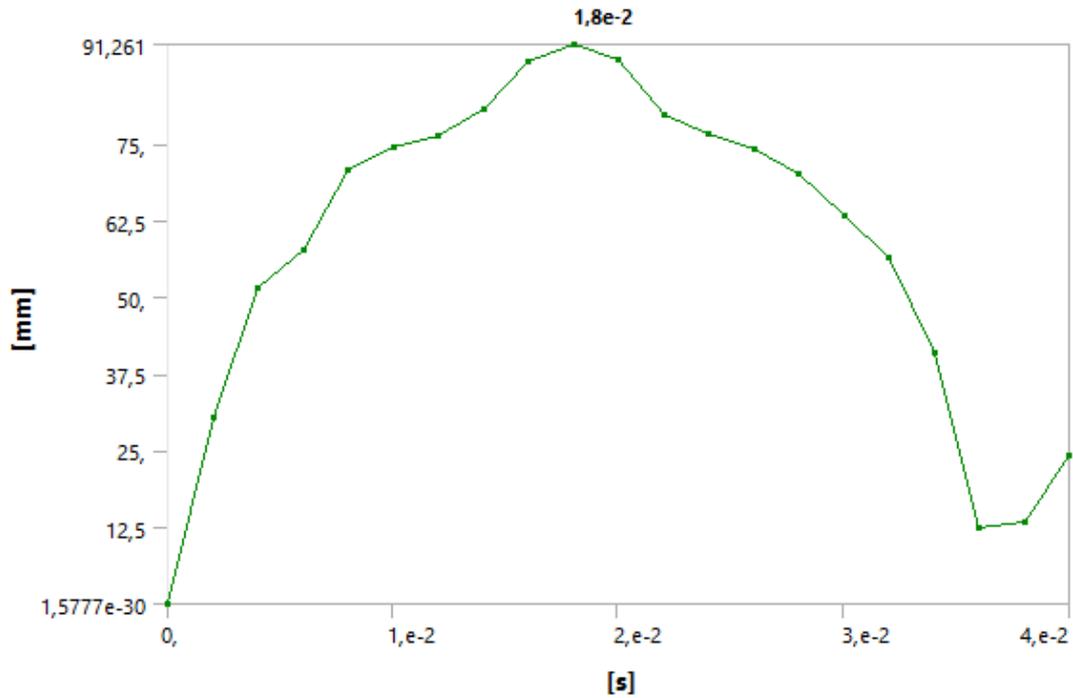


Рисунок 3.3 – Кривая деформации аттенюатора цилиндрической формы

На рисунке 3.4 изображен график падения скорости. Согласно ему можно сделать вывод о том, что скорость падает поступательно без резких скачков, но после отскока возрастает до 5,37 м/с. Такой отскок может спровоцировать непредвиденные ситуации..

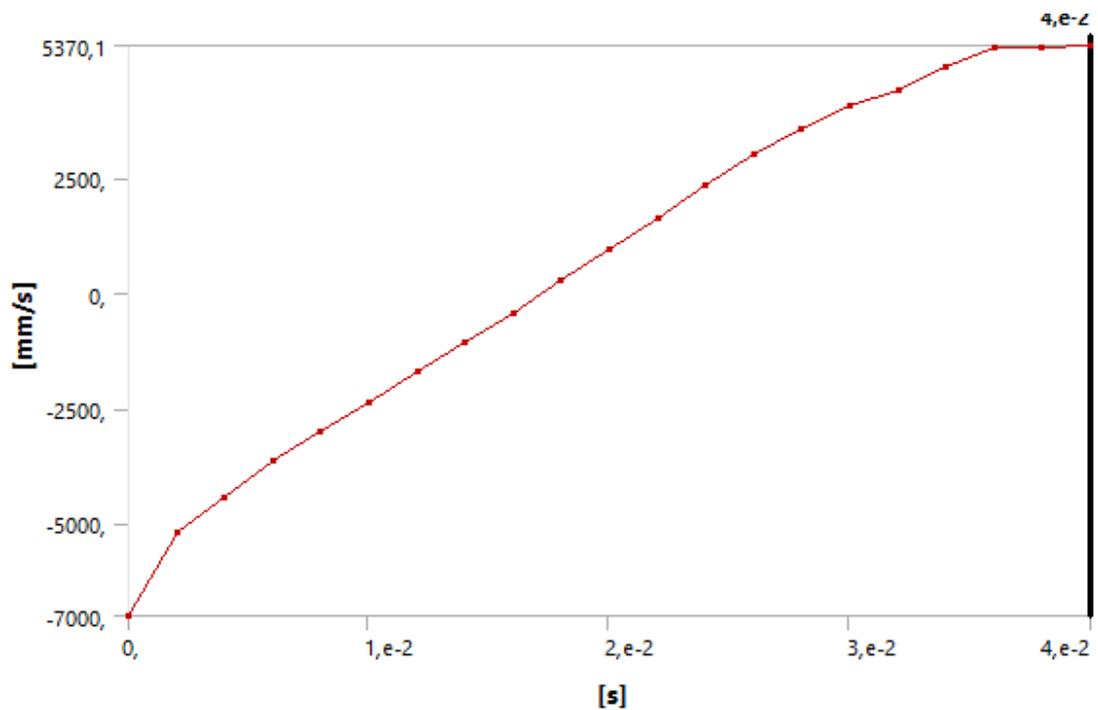


Рисунок 3.4 – Кривая скорости

На рисунке 3.5 показан график ускорения при деформации аттенюатора, одним из главных параметров которого является пиковое ускорение, так как от него зависит величина максимальной перегрузки при столкновении.

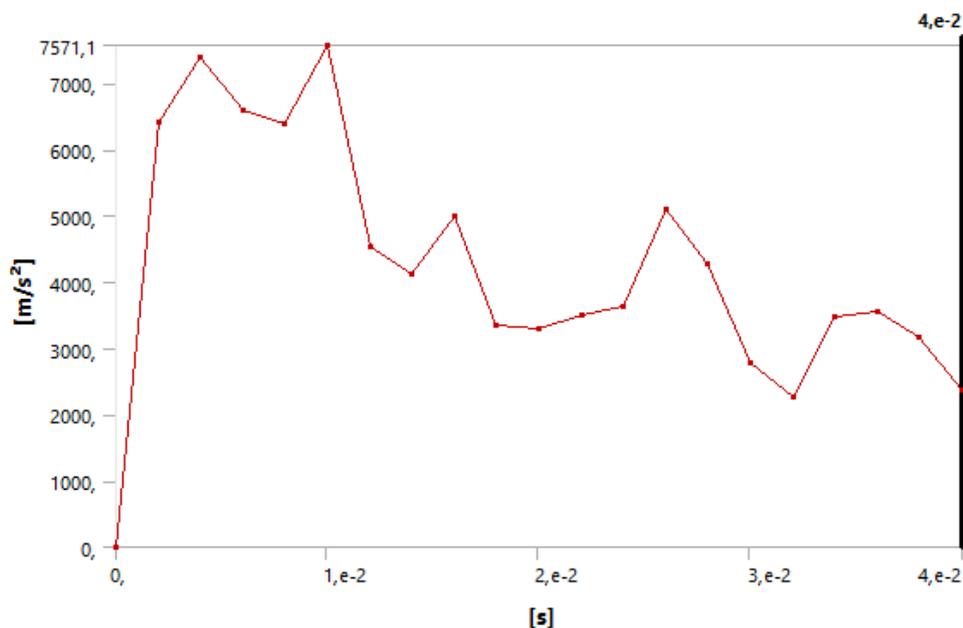


Рисунок 3.5 – Кривая ускорения

Для расчета максимальной перегрузки используем формулу:

$$G_{max} = \sqrt{1 + \frac{(a_{max})^2}{g^2}} \quad (3.1)$$

где  $a_{max}$ -максимальное ускорение

$$G_{max} := \sqrt{1 + \frac{(7571.1)^2}{96.04}} = 772,04$$

Полученное значение в 772,04g получилось просто огромным и само собой не удовлетворяет требованиям регламента Формула Студент в 40g.

Визуально оценить процесс деформации можно по приведенным ниже рисункам 3.6 и 3.7. Как видно, процесс деформации распространяется сверху вниз и, очевидно, такое большое значение перегрузки, получается из-за большой жесткости цилиндрической формы в осевом направлении.

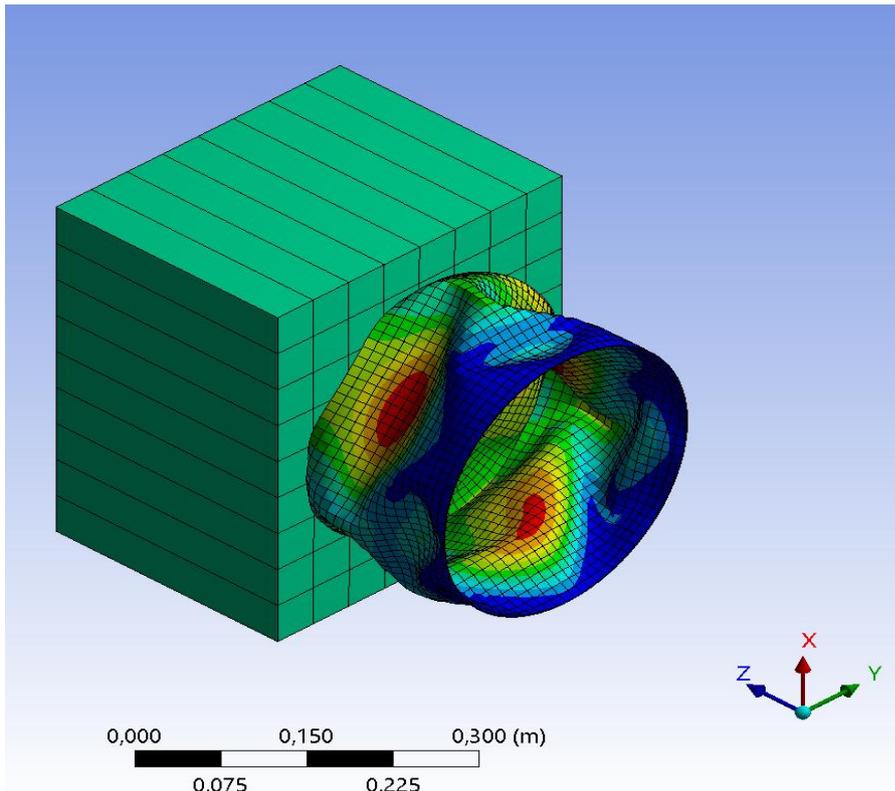


Рисунок 3.6 – Деформация в первые миллисекунды

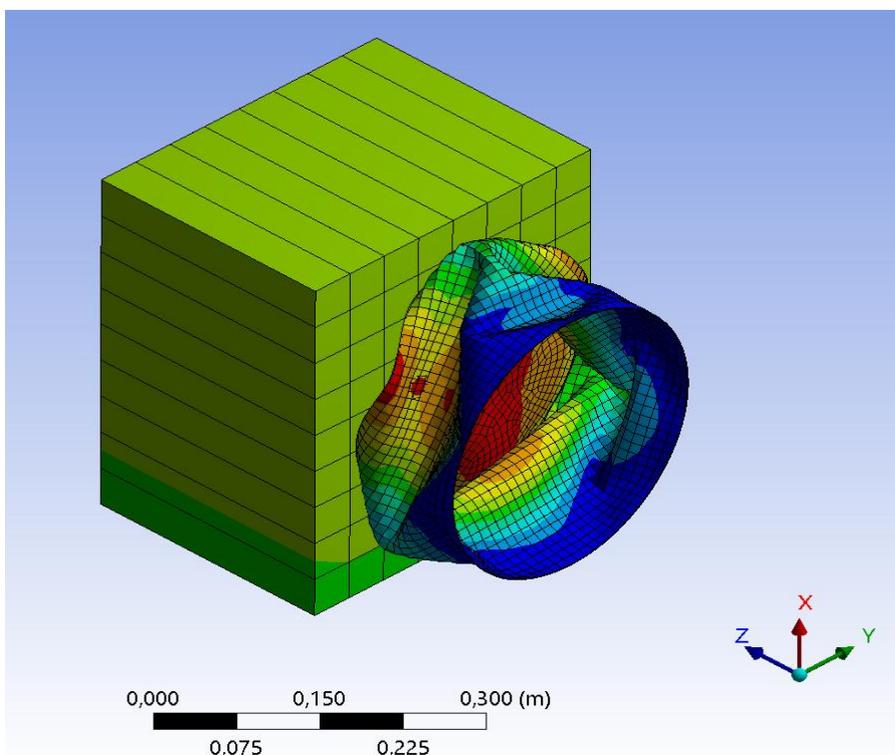


Рисунок 3.7 – Полная деформация аттенюатора

### 3.2 CAE-моделирование аттенюатора конусной формы

Вторым предметом анализа стала конструкция аттенюатора конусной формы с толщиной стенок 1,2 мм (рисунок 3.8). Масса составила 0,68 кг.

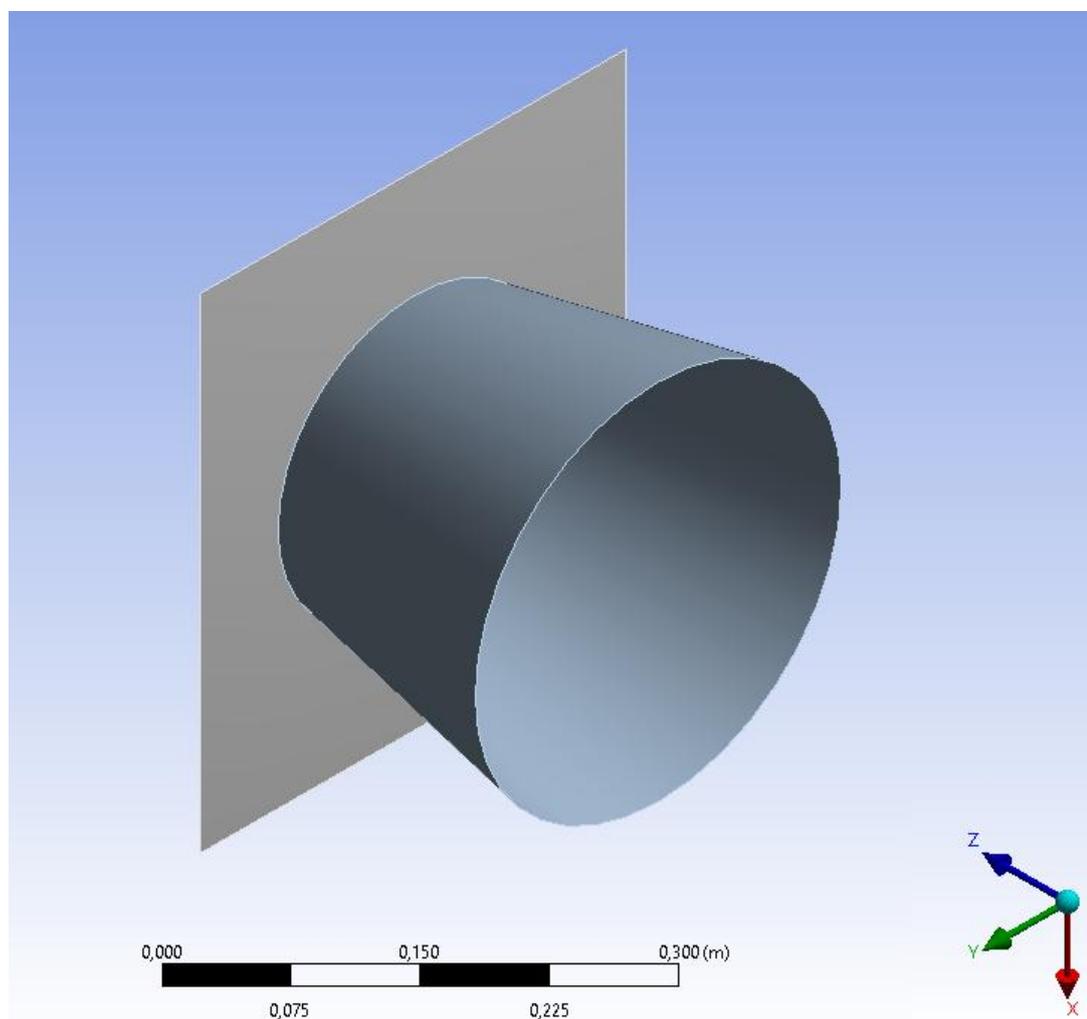


Рисунок 3.8 – Геометрия аттенюатора конусной формы

Аттенюатор конусной формы поглотил 7350 Дж кинетической энергии как показано на рисунке 3.9. Это значение отвечает требованиям регламента Формула Студент. После поглощения происходит отскок, как и в первом случае, но по сравнению с аттенюатором цилиндрической формы здесь прослеживается положительная динамика – поглощение энергии произошло за более длительный промежуток времени и отскок не настолько большой.

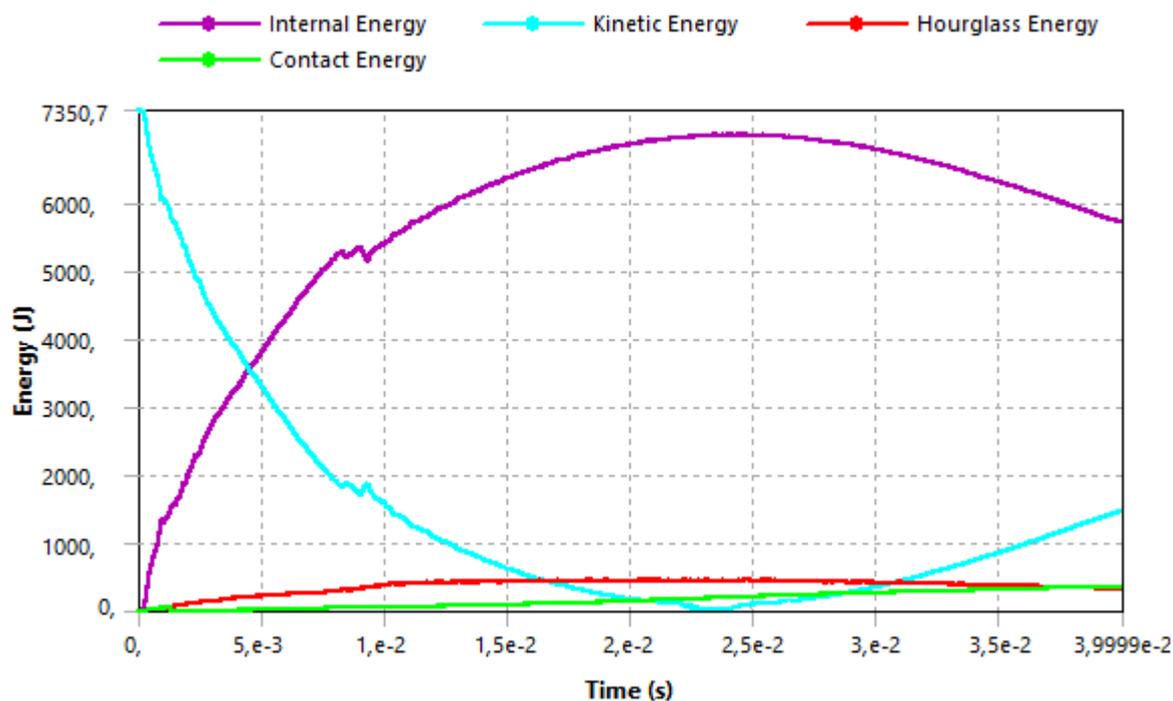


Рисунок 3.9 – Поглощение энергии attenuатором конусной формы

На рисунке 3.10 представлен график деформации attenuатора конусной формы. Максимальная деформация составила 102,79 мм. Этот показатель выше, чем у первой конструкции.

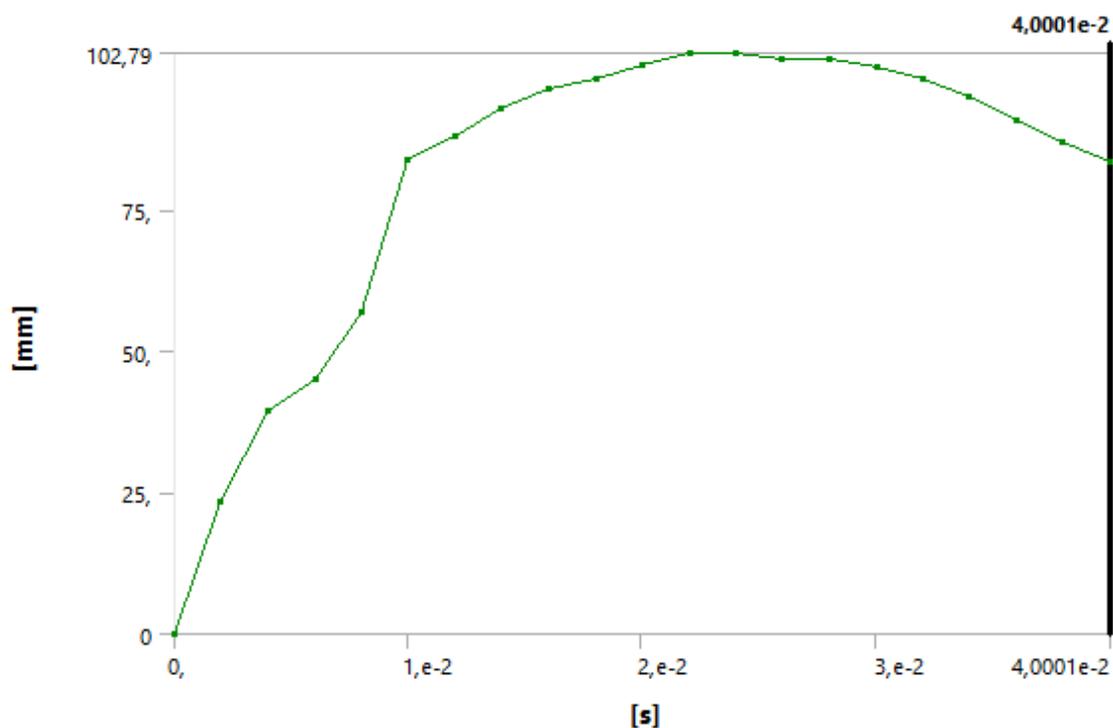


Рисунок 3.10 – Кривая деформации attenuатора конусной формы

На рисунке 3.11 изображен график падения скорости. Согласно данному рисунку можно сделать вывод о том, что скорость падает поступательно без резких скачков, но после отскока возрастает до 4,435 м/с. Таким образом, наблюдается положительная динамика по сравнению с аттенуатором цилиндрической формы.

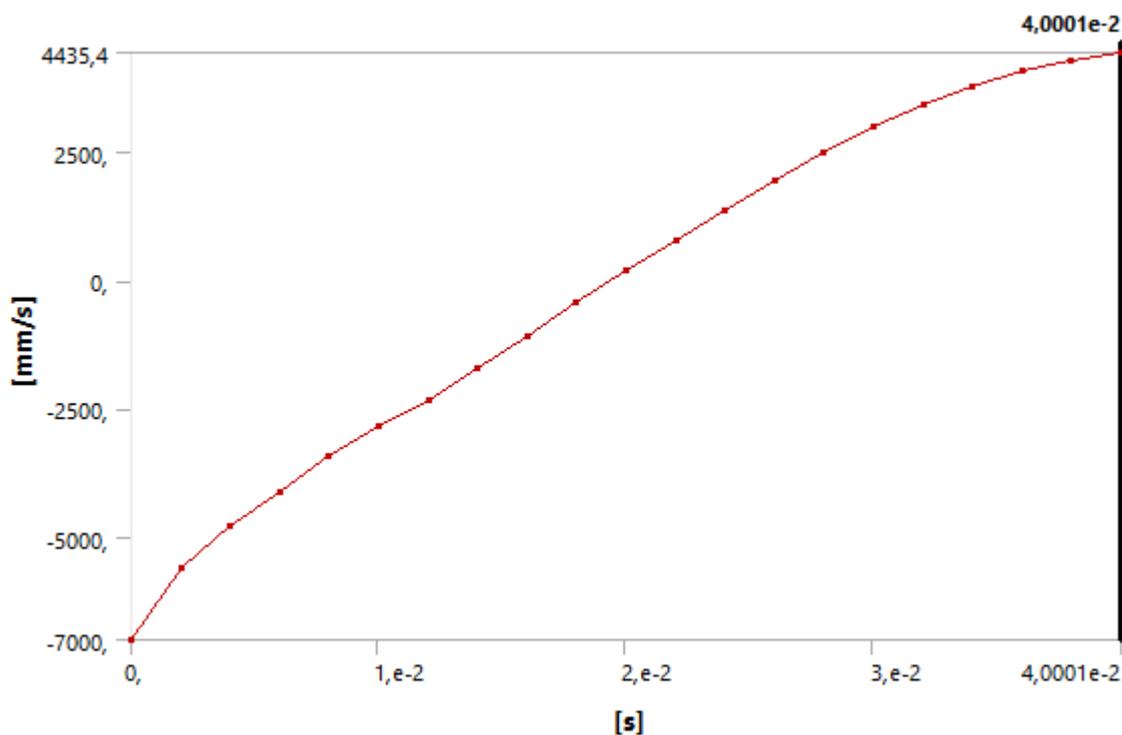


Рисунок 3.11 – Кривая скорости

На рисунке 3.12 показан график ускорения при деформации аттенуатора конусной формы. По рисунку видно, что ускорение происходит неравномерно и сразу после удара составляет 705 м/с<sup>2</sup>, что намного меньше, чем в первом эксперименте, но тем не менее превышает необходимую величину.

Для расчета максимальной перегрузки используем формулу (3.1):

$$G_{max} := 1 + \frac{(705)^2}{96.04} = 71,94$$

Полученное значение в 71,94g не удовлетворяет требованиям регламента проекта Формула Студент в 40g, но намного меньше, чем в конструкции аттенюатора цилиндрической формы.

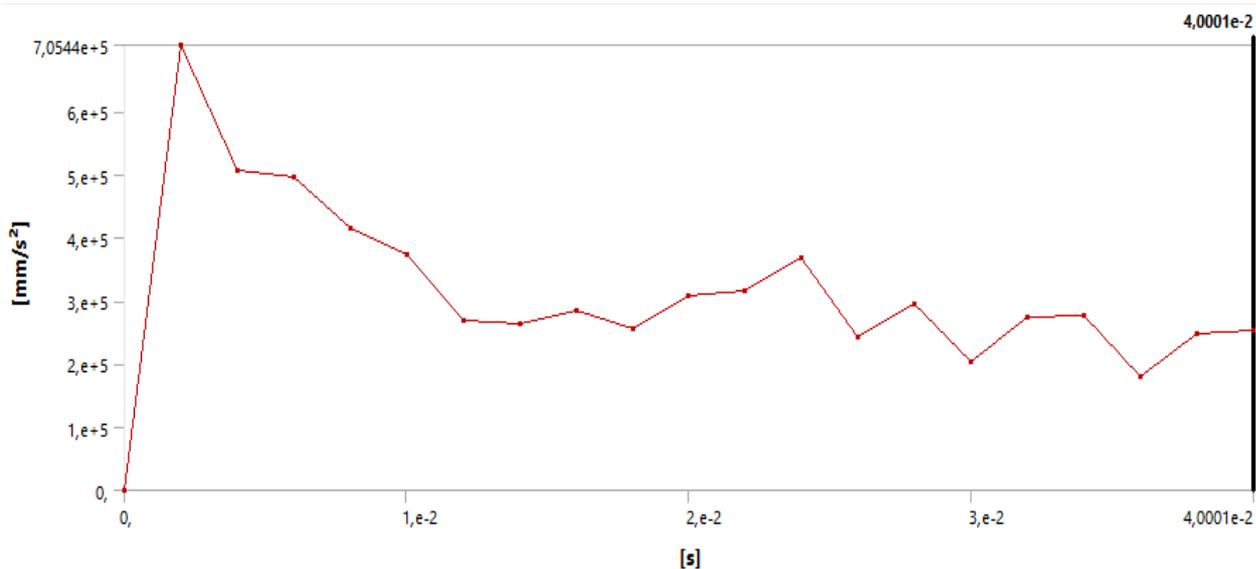


Рисунок 3.12 – Кривая ускорения

Визуально оценить процесс деформации можно по рисунку 3.13.

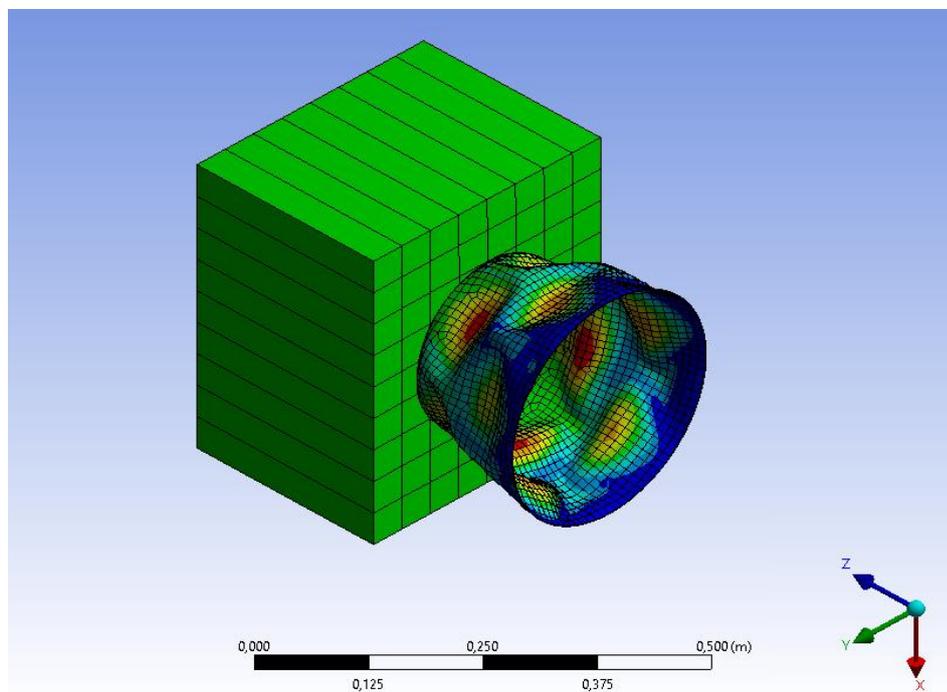


Рисунок 3.13 – Деформация в первые миллисекунды

Как видно по первоначальной деформации аттенюатора (рисунок 3.13) очаги деформации появляются равномерно по всей поверхности и сверху и

снизу, образуется большее количество складок, что и привело к показанным результатам.

### 3.3 CAE-моделирование аттенюатора кубической формы

Третьим предметом анализа стала конструкция аттенюатора кубической формы, толщина стенок которого составила 1,2 мм (рисунок 3.14). Масса данной конструкции аттенюатора составила 1,1 кг.

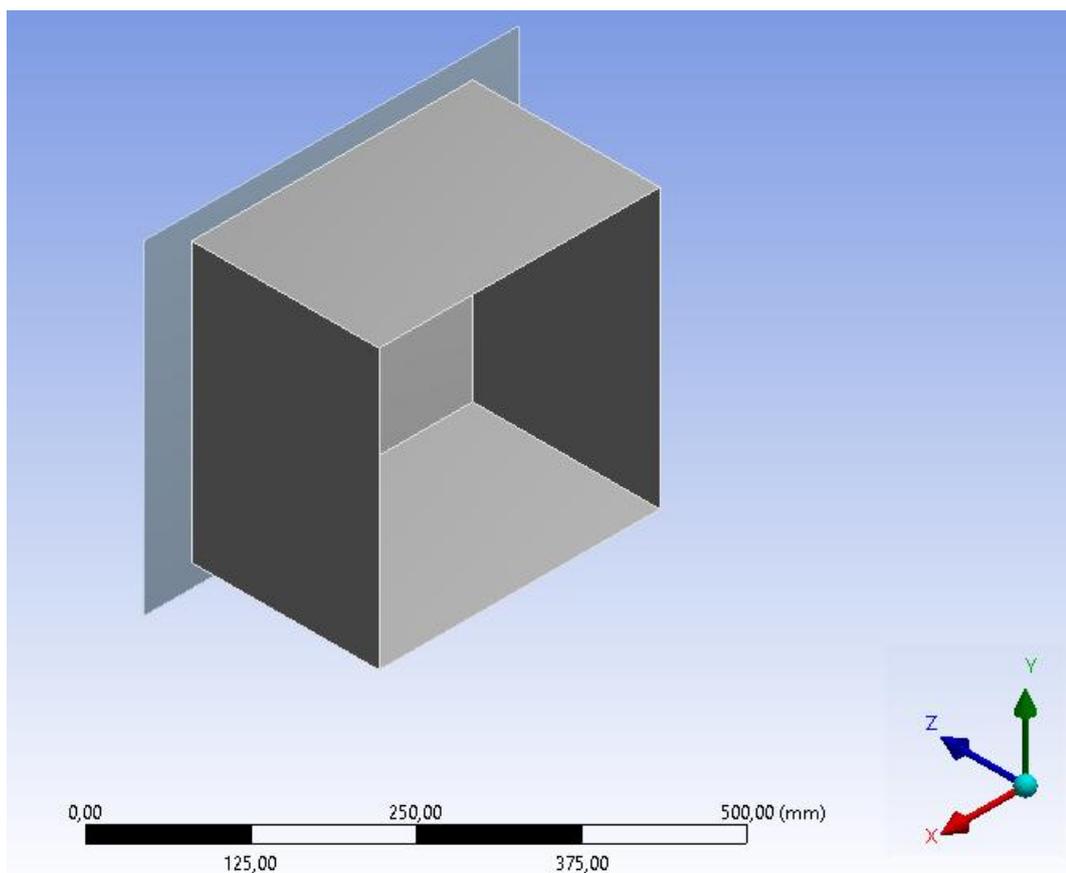


Рисунок 3.14 – Геометрия аттенюатора кубической формы

Аттенюатор кубической формы поглотил 7350 Дж кинетической энергии как показано на рисунке 3.15. Это значение отвечает требованиям регламента проекта Формула Студент. На графике виден момент отскока, но здесь уже наблюдается положительная динамика по сравнению с аттенюатором конусной формы – поглощение энергии произошло за более длительный промежуток времени и отскок произошел на меньшую величину.

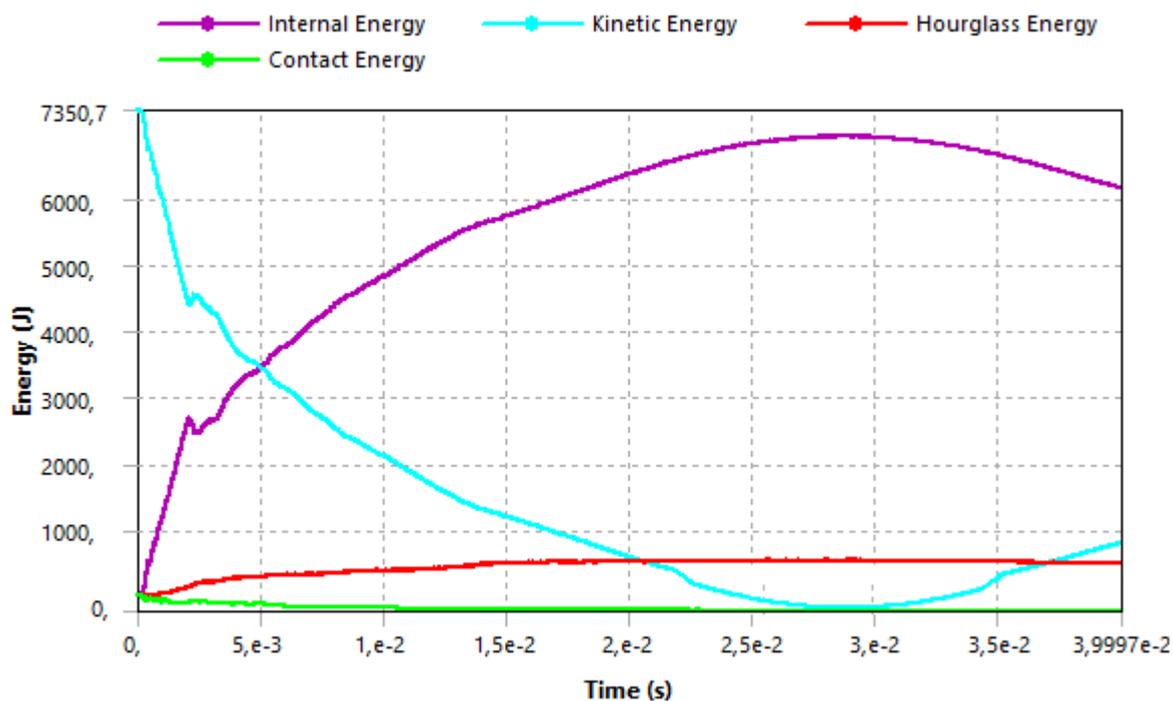


Рисунок 3.15 – Поглощение энергии аттенюатором кубической формы

На рисунке 3.16 показан график деформации аттенюатора, кубической формы. Максимальная деформация составила 94,952 мм.

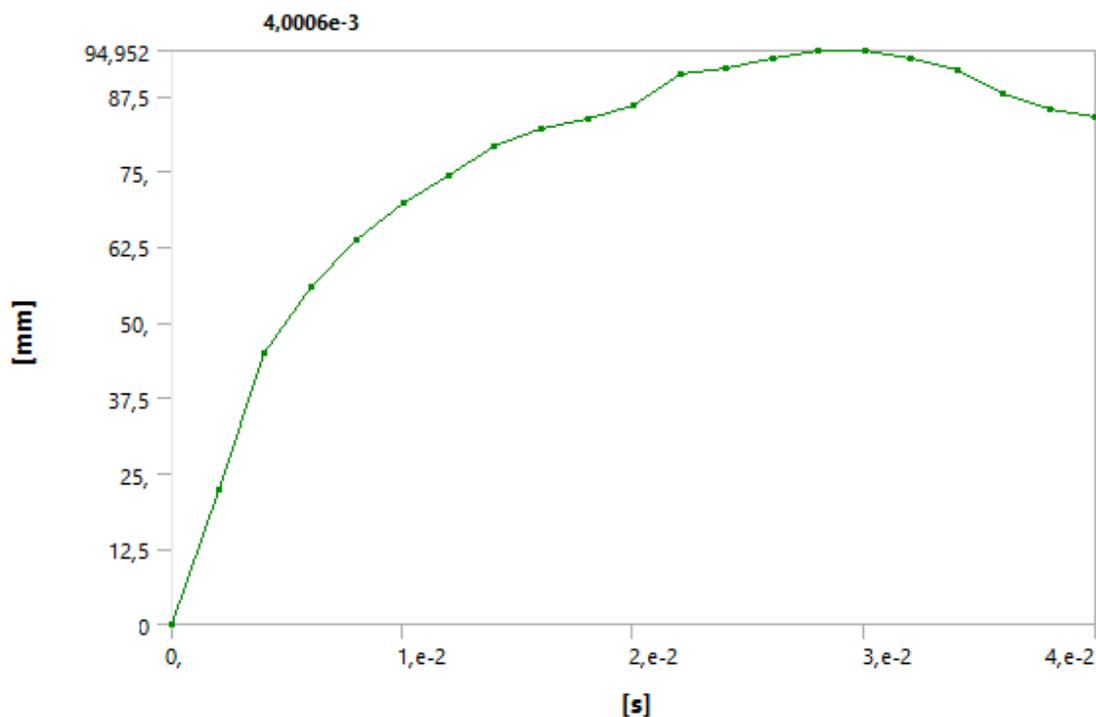


Рисунок 3.16 – Кривая деформации аттенюатора кубической формы

На рисунке 3.17 изображен график падения скорости. Согласно данному графику можно сделать вывод о том, что скорость падает поступательно без резких скачков, но после отскока возрастает до 2,45 м/с. Наблюдается положительная динамика уже по сравнению с аттенюатором конусной формы.

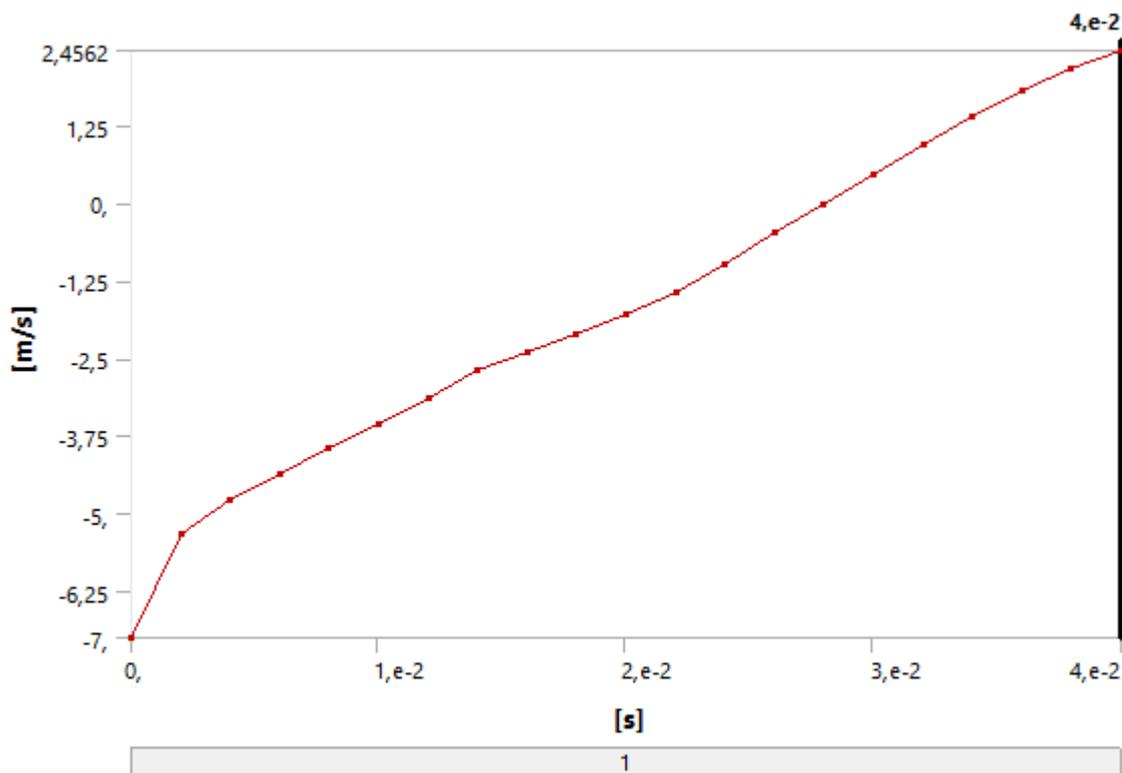


Рисунок 3.17 – Кривая скорости

На рисунке 3.18 показан график ускорения при деформации аттенюатора кубической формы. По рисунку видно, что ускорение протекает неравномерно и сразу после удара составляет  $1016 \text{ м/с}^2$ , что превышает допустимую величину.

Для расчета максимальной перегрузки используем формулу (3.1):

$$G_{max} := 1 + \frac{(1016)^2}{96.04} = 103$$

Полученное значение в 103g не удовлетворяет требования регламента Формула Студент в 40g.

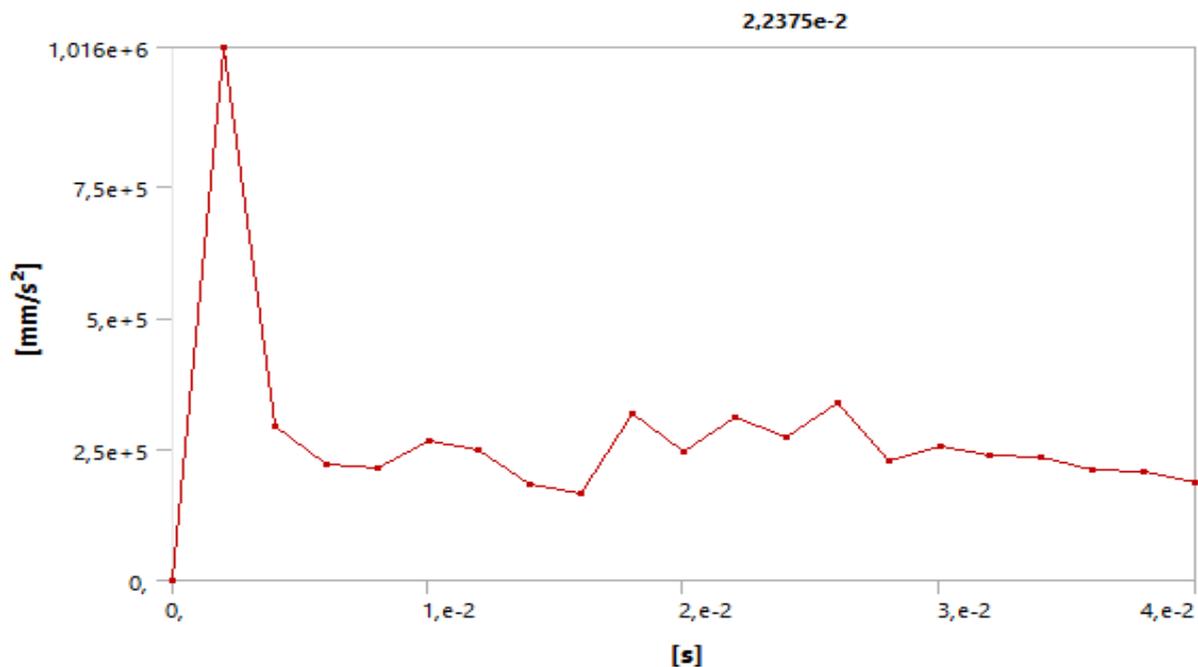


Рисунок 3.18 – Кривая ускорения

Визуально оценить процесс деформации можно по рисунку 3.19.

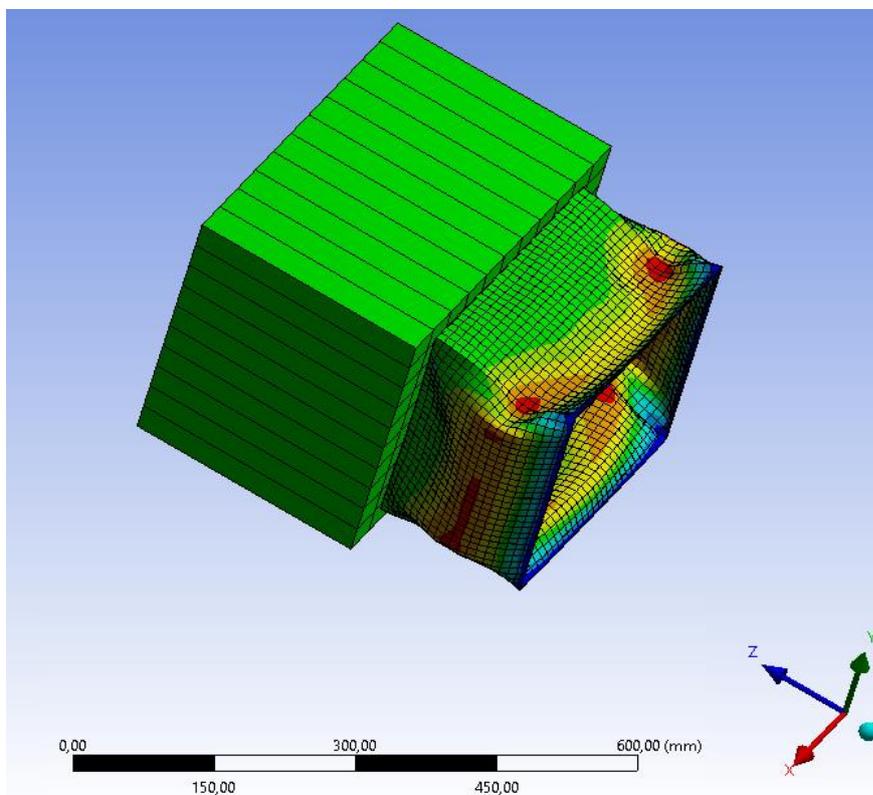


Рисунок 3.19 – Деформация в первые миллисекунды

Как видно, деформация attenuатора кубической формы начинается с нижней части конструкции. чем и обусловлено пиковок максимальной ускорение при контакте соударяющихся тел.

### 3.4 CAE-моделирование attenuатора пирамидальной формы

Четвертым предметом анализа стала конструкция attenuатора пирамидальной формы, толщина стенок которого составила 1,2 мм. Масса attenuатора 0,71 кг ( рисунок 3.20).

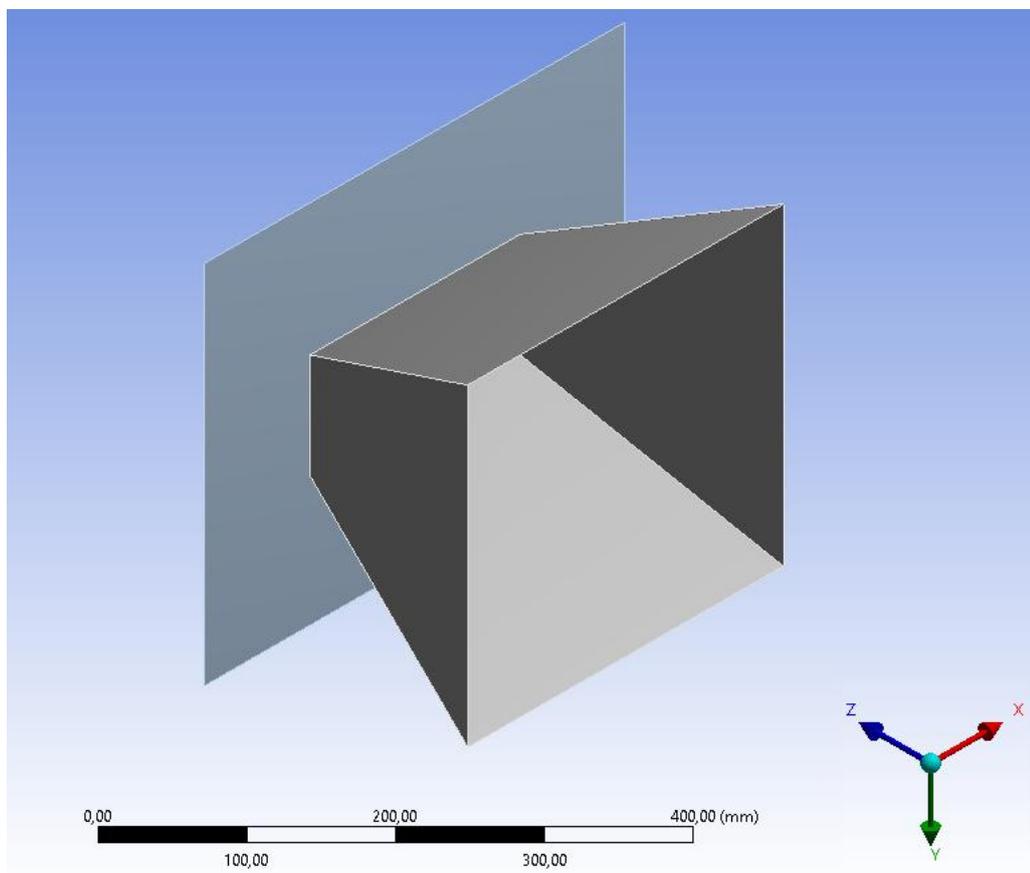


Рисунок 3.20 – Геометрия attenuатора пирамидальной формы

Attenuатор пирамидальной формы поглотил 7350 Дж кинетической энергии как показано на рисунке 3.21. Это значение отвечает требованиям регламента Формула Студент. На графике виден момент отскока, происходящий в конце испытания, но здесь прослеживается положительная динамика по сравнению со всеми ранее рассмотренными вариантами.

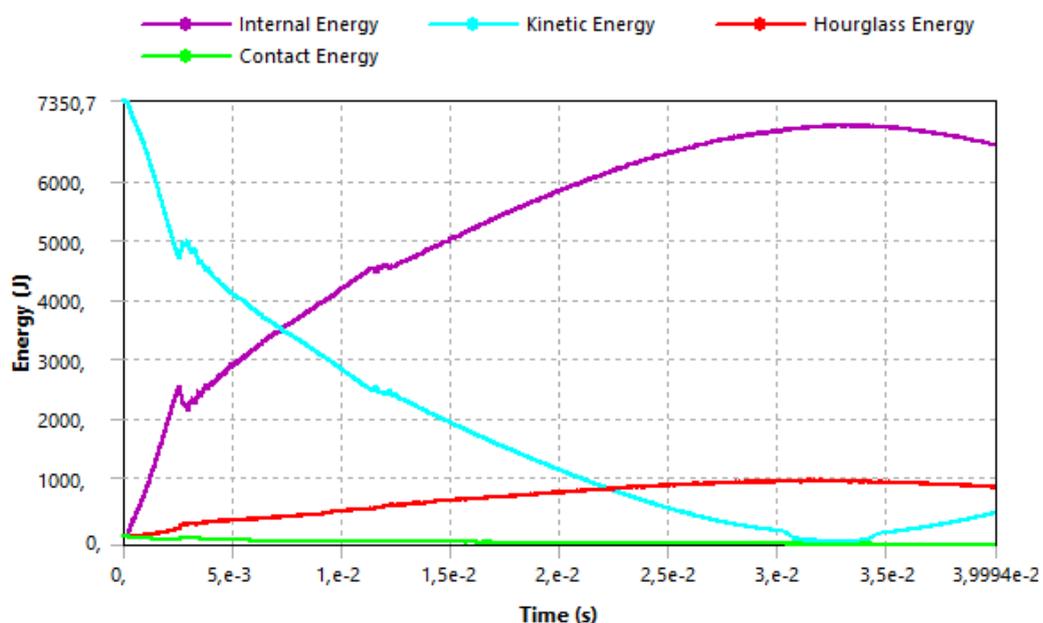


Рисунок 3.21 – Поглощение энергии attenuатором пирамидальной формы

На рисунке 3.22 показан график деформации attenuатора. Максимальная деформация составила 123,54 мм.

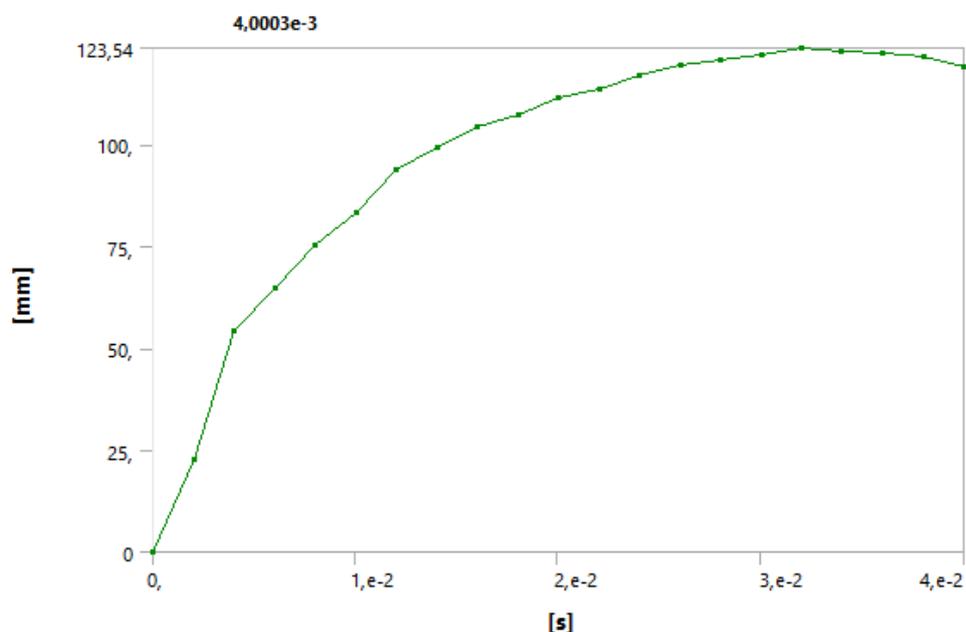


Рисунок 3.22 – Кривая деформации attenuатора пирамидальной формы

На рисунке 3.23 изображена кривая падения скорости attenuатора пирамидальной формы. Согласно рисунку можно сделать вывод, что скорость падает относительно поступательно, без резких скачков, но после отскока возрастает до 1,69 м/с.

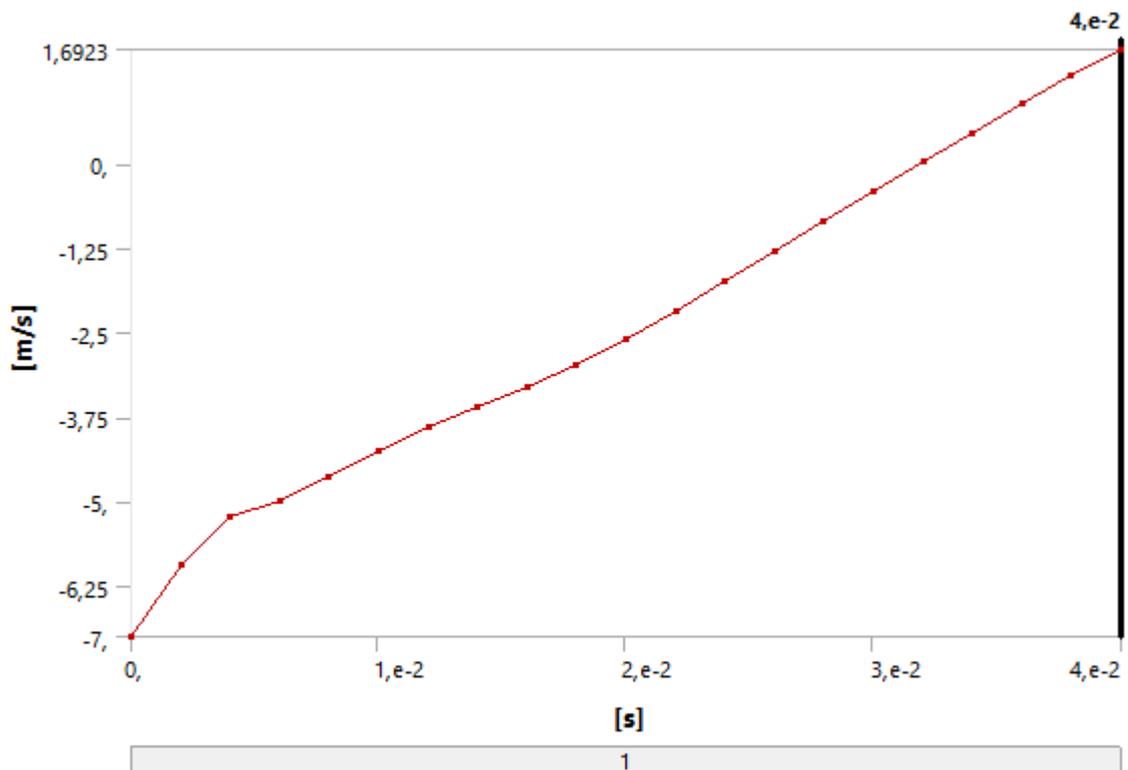


Рисунок 3.23 – Кривая скорости

На рисунке 3.24 показан график ускорения при деформации аттенюатора пирамидальной формы. По рисунку видно, что ускорение протекает неравномерно и сразу после удара наблюдается скачок в  $627 \text{ м/с}^2$ , что опять же превышает допустимую величину.

Для расчета максимальной перегрузки используем формулу (3.1):

$$G_{max} := \sqrt{1 + \frac{(627)^2}{96.04}} = 63,9$$

Полученное значение в  $63,9g$  не удовлетворяет требования регламента Формула Студент в  $40g$ , но намного лучше, чем у других вариантов конструкций.

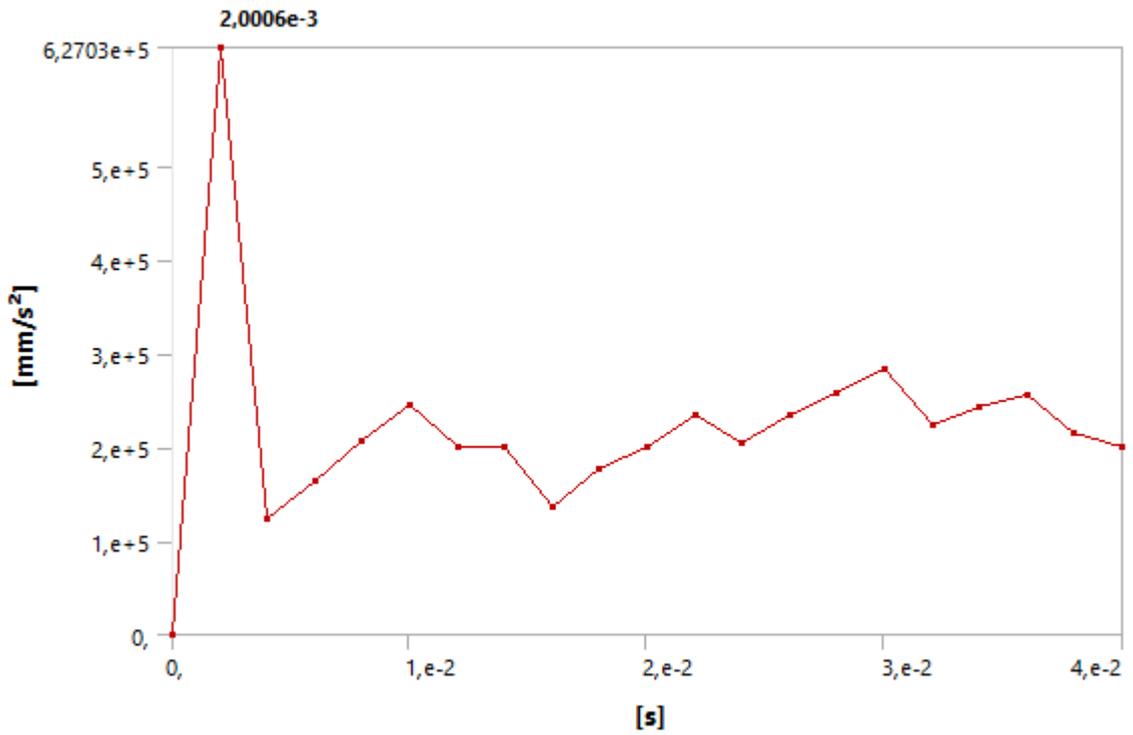


Рисунок 3.24 – Кривая ускорения

Визуально оценить процесс деформации можно по приведенным ниже рисункам 3.25 и 3.26.

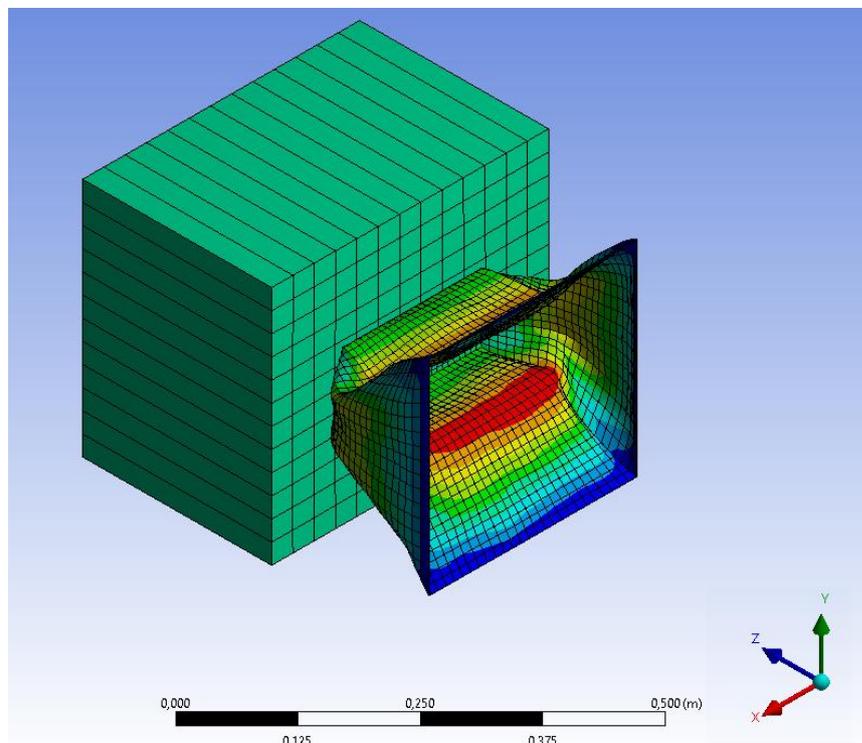


Рисунок 3.25 – Деформация в первые миллисекунды

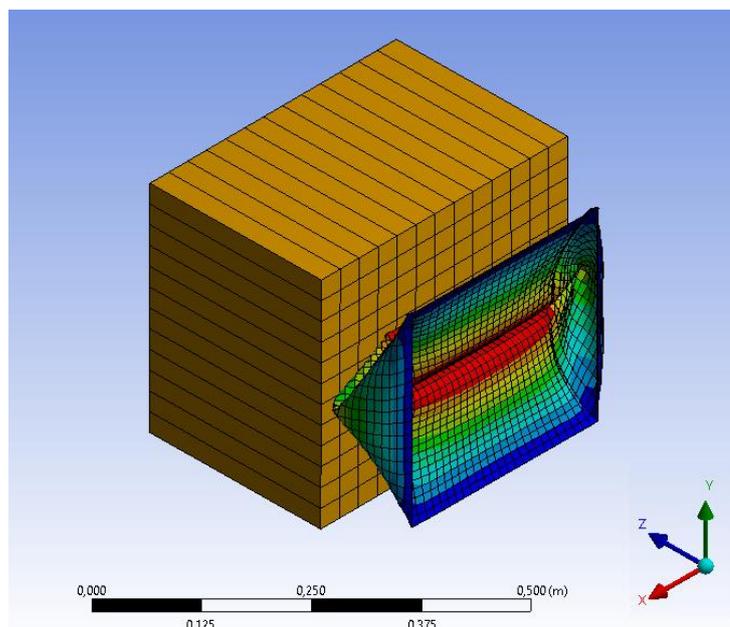


Рисунок 3.26 – Полная деформация аттенюатора

Как видно, деформация начинается с центральной части конструкции и распространяется равномерно по всей поверхности аттенюатора, что представляется наиболее удачным вариантом.

В таблице 3.1 приведены обобщенные данные моделирования аттенюаторов различной формы толщиной 1,2 мм.

Таблица 3.1 – Данные моделирования

Показатели	Форма аттенюатора			
	Цилиндрическая	Конусная	Кубическая	Пирамидальная
Масса	0,86	0,68	1,1	0,71
Поглощенная энергия	7350	7350	7350	7350
Усредненная перегрузка	431,2	31,8	27,5	22,5
Максимальная перегрузка	772,1	71,9	103,1	63,9

Усредненная перегрузка рассчитывалась по среднеарифметическому показателю ускорения.

Опираясь на значения, приведенные в таблице 3.1, можно сделать вывод, что предпочтительной формой attenuатора является усеченная пирамида. Данная форма имеет относительно небольшую массу и наиболее приближенные результаты по перегрузке.

В работе [17] был проведен анализ влияния ширины attenuатора в месте крепления к раме (рисунок 3.27) на его эксплуатационные свойства. Был проведен анализ пяти вариантов с уменьшением длины основания с шагом 20 мм.

На рисунке 3.27 представлены этапы деформации attenuатора.

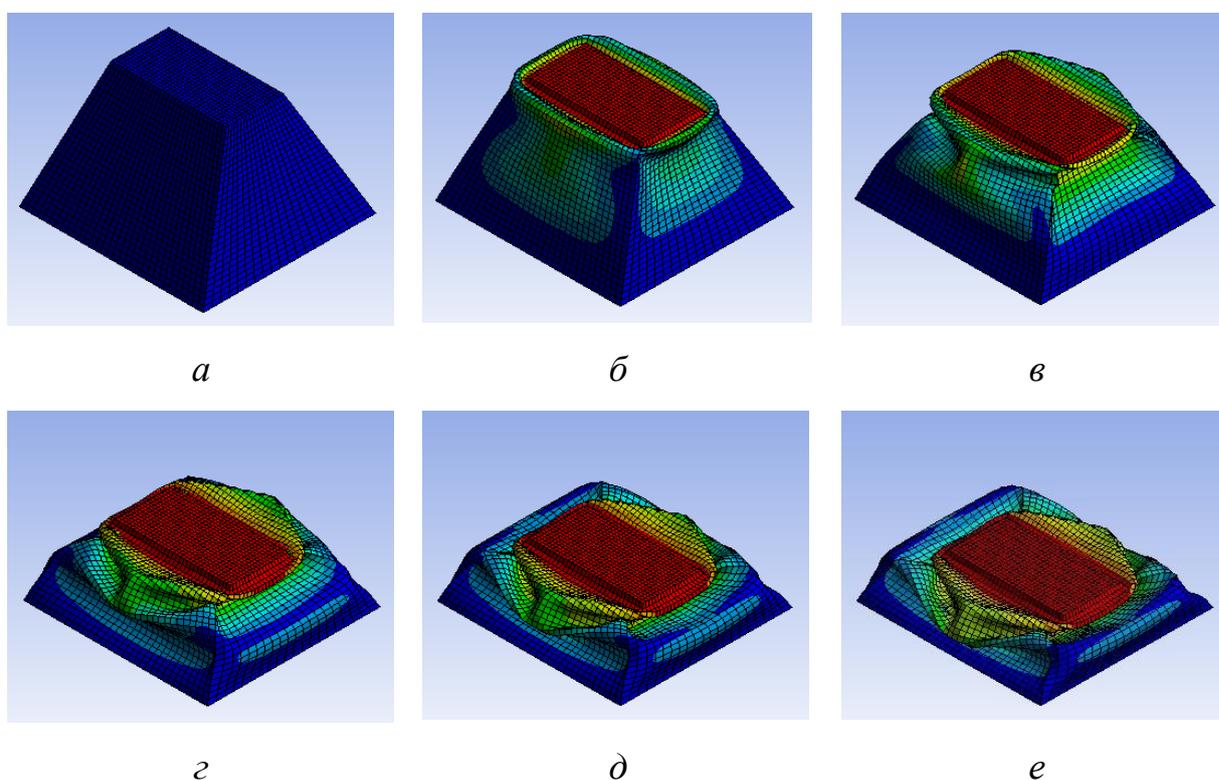


Рисунок 3.27. Этапы деформации attenuатора: *a* – 0 мс; *б* – 5 мс;  
*в* – 10 мс; *г* – 20 мс; *д* – 30 мс; *е* – 45 мс

По результатам моделирования выдвинуты рекомендации по уменьшению ширины основания attenuатора. Данное техническое решение позволит уменьшить массу attenuатора до 18 % и при этом не нарушить требования регламента проекта Формула Студент.

### **3.5 Выводы по главе**

Анализ четырех наиболее распространенных форм аттенуаторов, используемых в болидах Формула Студент, позволил выявить наиболее рациональную форму – усеченную пирамиду.

Анализ поглощения энергии аттенуаторами различных форм полностью удовлетворяет требованиям регламента проекта Формула Студент.

Анализ кривых деформации позволил оценить характер ее протекания и выявить аттенуатор с наиболее равномерно протекающим процессом.

Анализ графиков ускорений позволил выявить моменты, в которые ускорение достигает наибольшей величины.

## 4 Разработка конструкции аттенюатора, удовлетворяющего требованиям регламента проекта Формула Студент

### 4.1 САЕ-моделирование аттенюатора улучшенной конструкции

Анализируя график ускорения (рисунок 3.24) напрашивается вывод о том, что пирамидальная конструкция имеет максимальное ускорение в первые моменты удара. То есть необходимо каким-то образом ослабить конструкцию аттенюатора в ее фронтальной части, чтобы смягчить первые мгновения удара.

Для достижения этой цели была разработана конструкция с обратной пирамидой на конце, толщина алюминиевых листов составила все те же 1,2 мм, а масса конструкции при этом снизилась до 0,66 кг (рисунок 4.1).

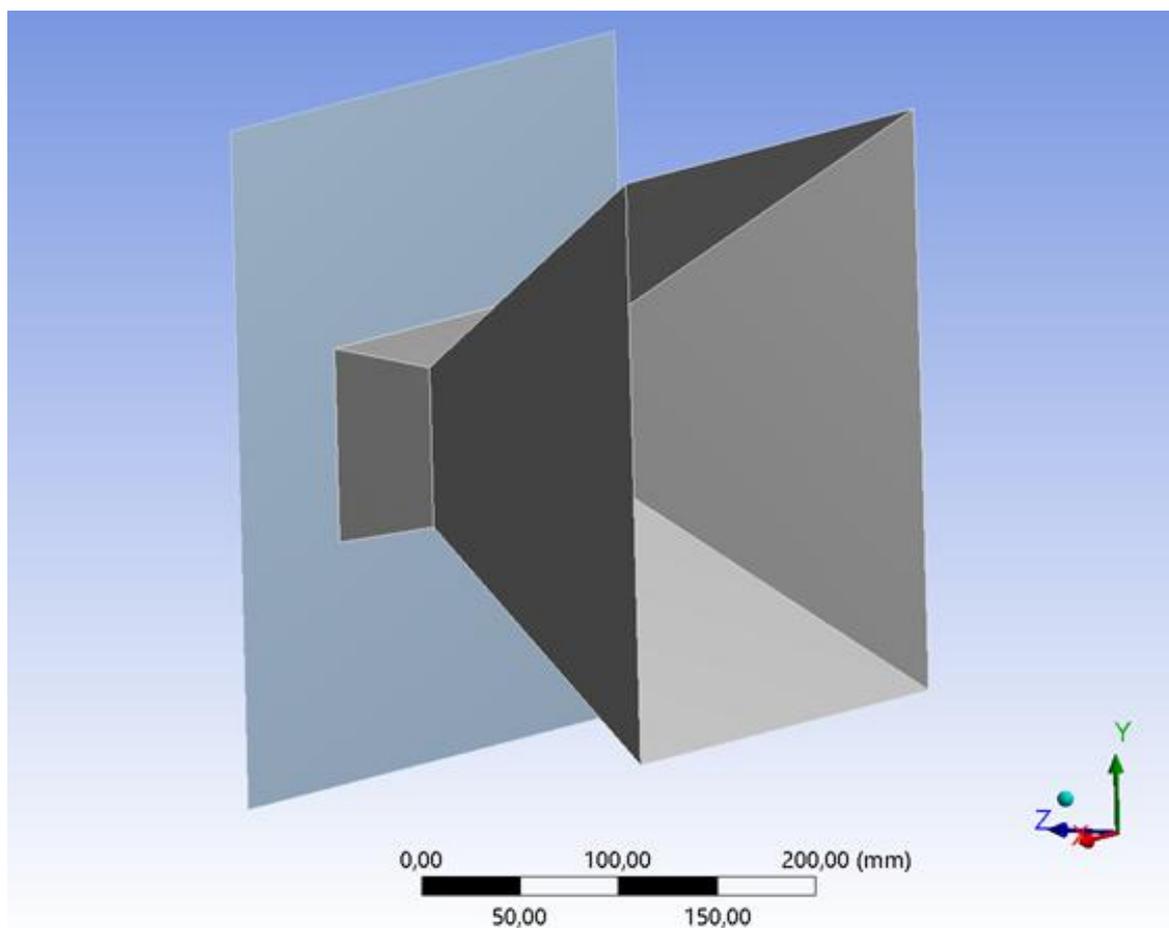


Рисунок 4.1 – Вариант конструкции аттенюатора с обратной пирамидой

Аттенюатор улучшенной конструкции поглотил 7350 Дж кинетической энергии. Это значение отвечает требованиям регламента Формула Студент.

На рисунке 4.2 видно, что отскока как в рассмотренных ранее конструкциях не происходит и аттенюатор полностью поглощает кинетическую энергию.

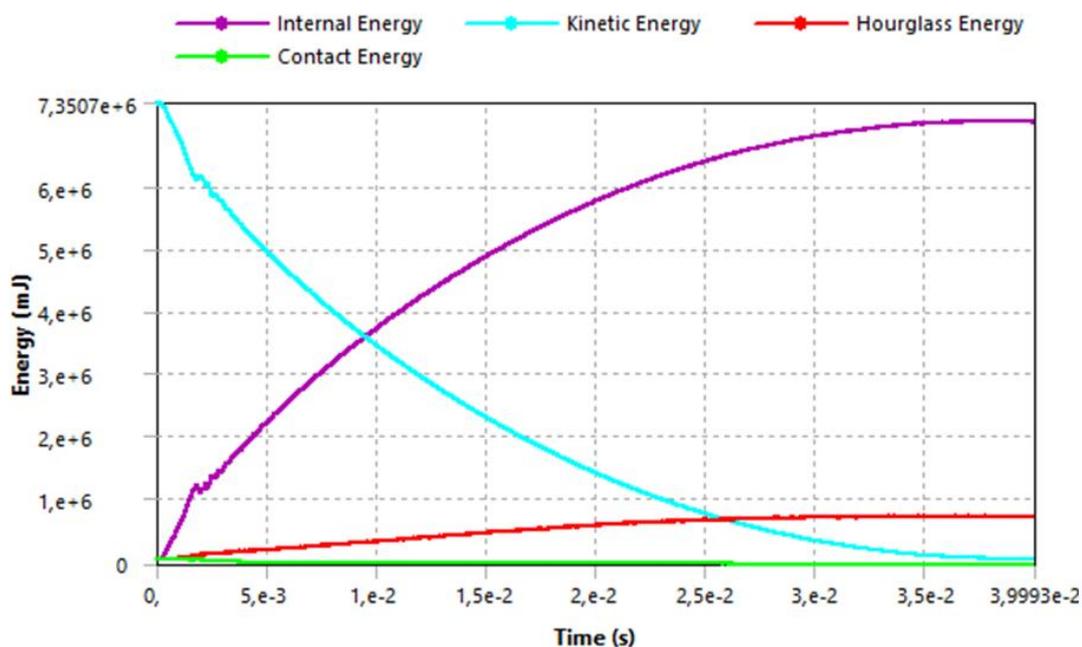


Рисунок 4.2 – Поглощение энергии аттенюатором улучшенной конструкции

Максимальная деформация аттенюатора улучшенной конструкции составила 129,7 мм (рисунок 4.3).

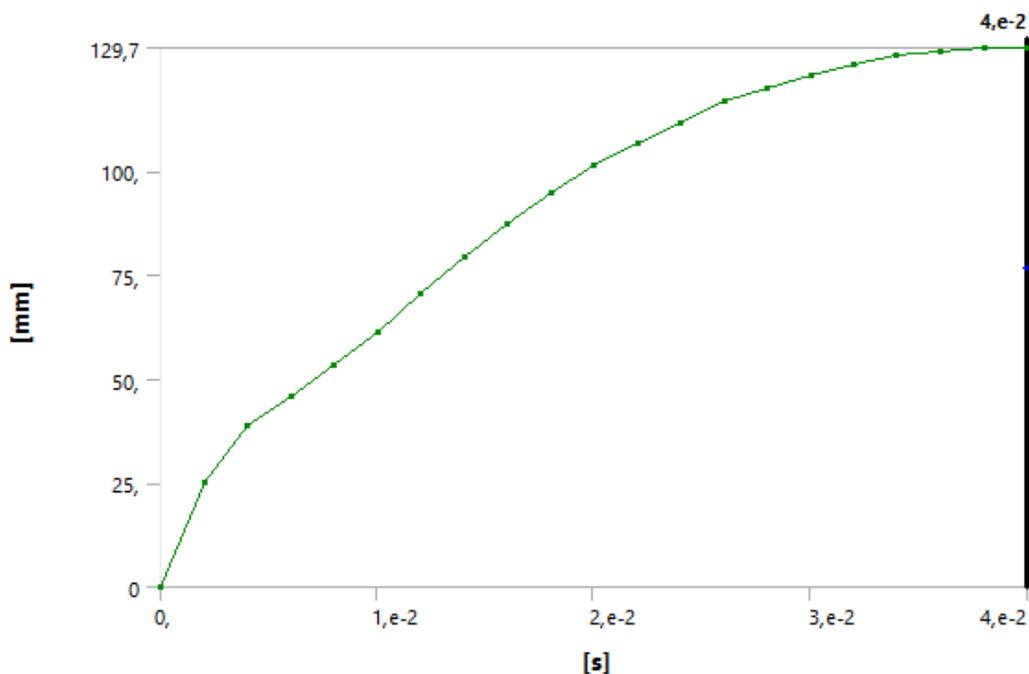


Рисунок 4.3 – Кривая деформации аттенюатора улучшенной конструкции

То есть деформация происходит равномерно без резких скачков.

На рисунке 4.4 показан график ускорения при деформации attenuатора улучшенной конструкции. По рисунку видно, что максимальная величина ускорения составляет  $281,46 \text{ м/с}^2$ , что на  $346 \text{ м/с}^2$  меньше чем у конструкции до модификации.

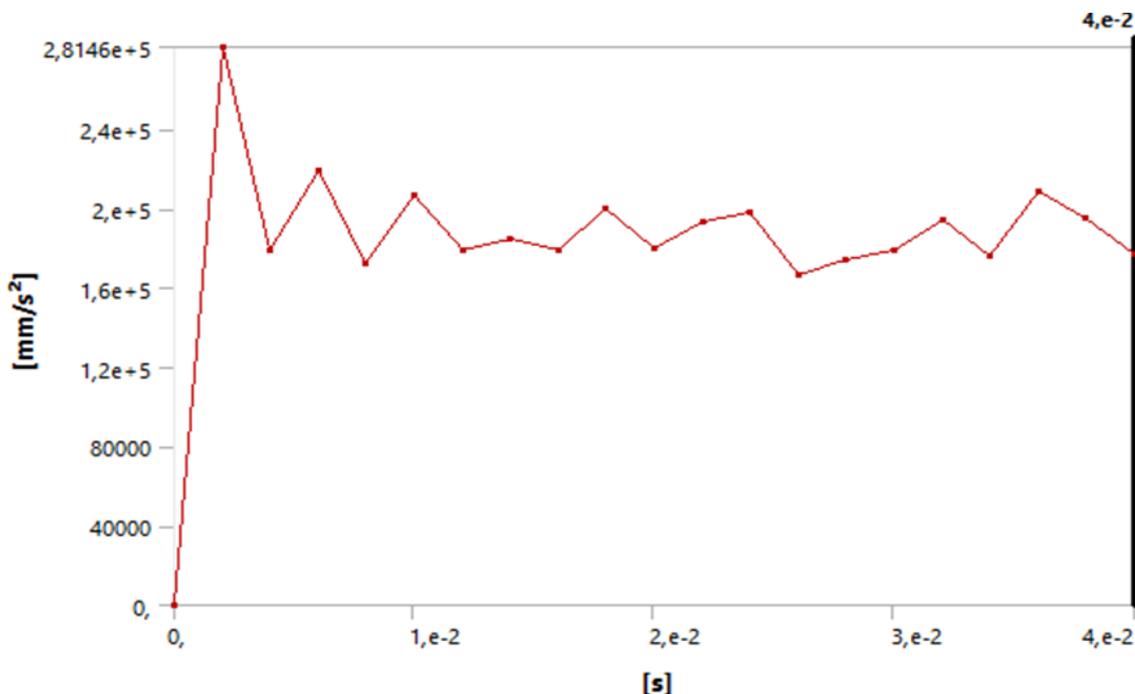


Рисунок 4.4 – График ускорения

Для расчета максимальной перегрузки используем формулу (3.1):

$$G_{max} := 1 + \frac{(281,46)^2}{96,04} = 28,74$$

Полученное значение в  $28,74g$  удовлетворяет требования регламента проекта Формула Студент в  $40g$ . Улучшение конструкции дало положительный результат.

Величина усредненного ускорения составила  $183,1 \text{ м/с}^2$ , что соответствует перегрузке в  $18,7g$ , что также полностью удовлетворяет требованиям регламента.

Визуально оценить процесс деформации можно по приведенным ниже рисункам 4.6 и 4.7

По рисунку 4.6 видно, что деформация стартует в месте перехода обратной пирамиды в прямую, что подтверждает нами выдвинутые предположения.

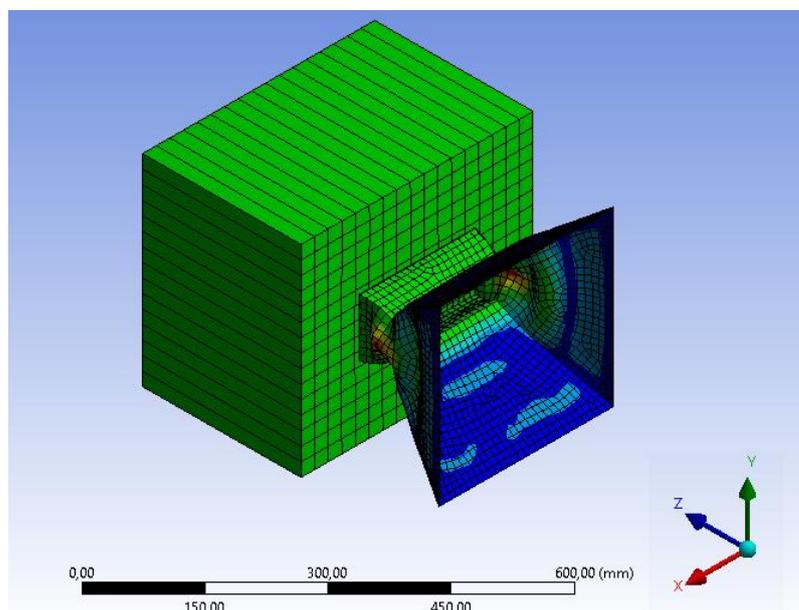


Рисунок 4.6 – Деформация в первые миллисекунды

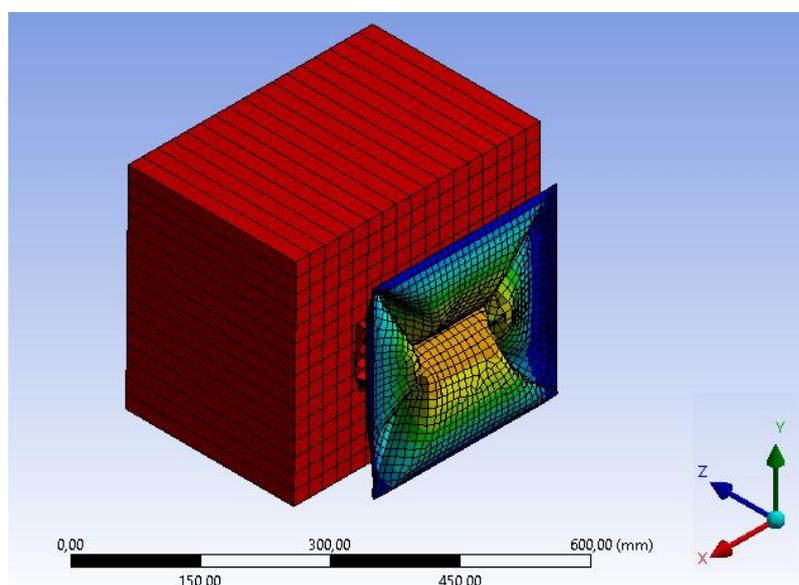


Рисунок 4.7 – Полная деформация аттенюатора

Таким образом, данная конструкция аттенюатора полностью удовлетворяет все требования регламента проекта Формула Студент.

Следующим шагом будет проверка величины деформации защитной пластины, которая не должна превышать 25,4 мм.

Для этого моделируется сборная конструкция из аттенюатора, защитной пластины и передней перегородки в Catia, которая экспортируется в программный пакет Ansys.

На рисунке 4.8 показана импортированная в ANSYS Explicit Dynamics модель сборной конструкции с преградой.

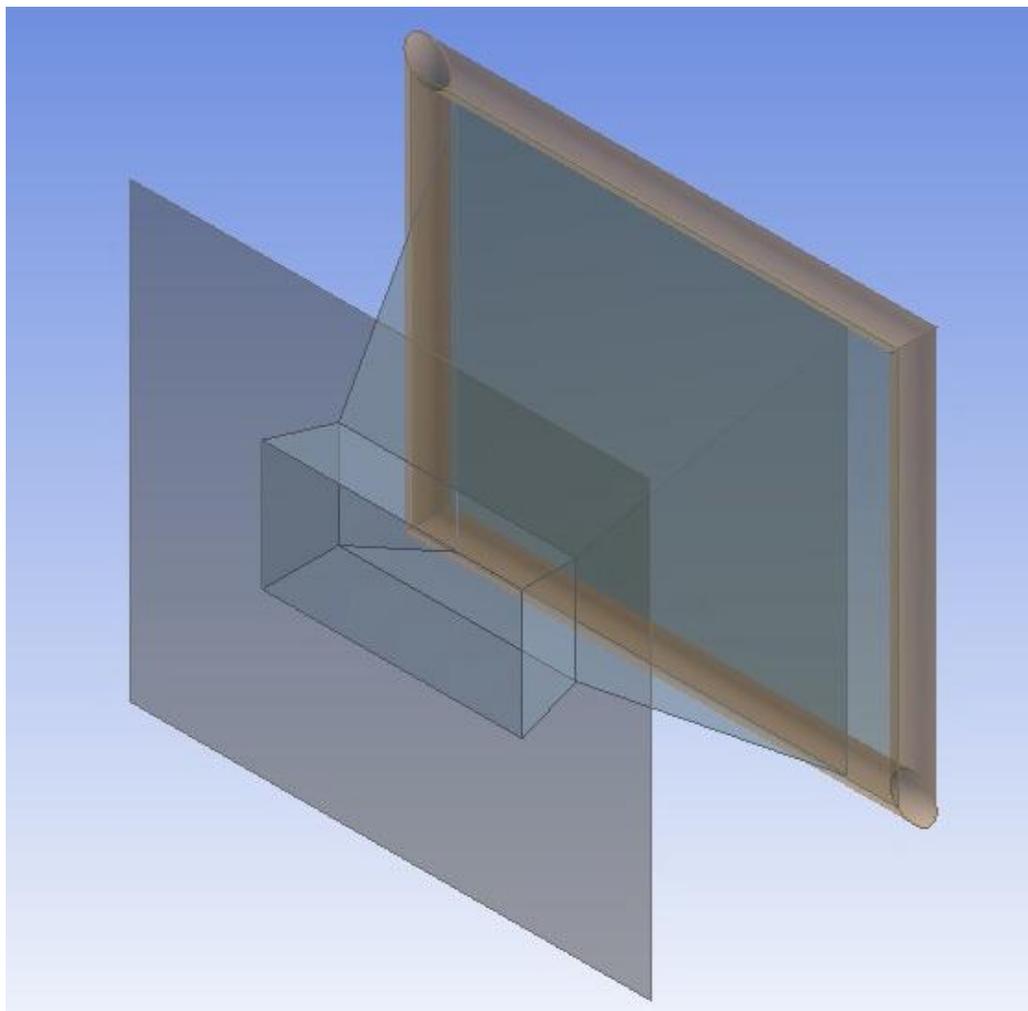


Рисунок 4.8 – Импортированная модель сборки

На рисунках 4.9 и 4.10 представлены этапы моделирования контакта защитной пластины с передней перегородкой и аттенюатора с защитной пластиной соответственно.

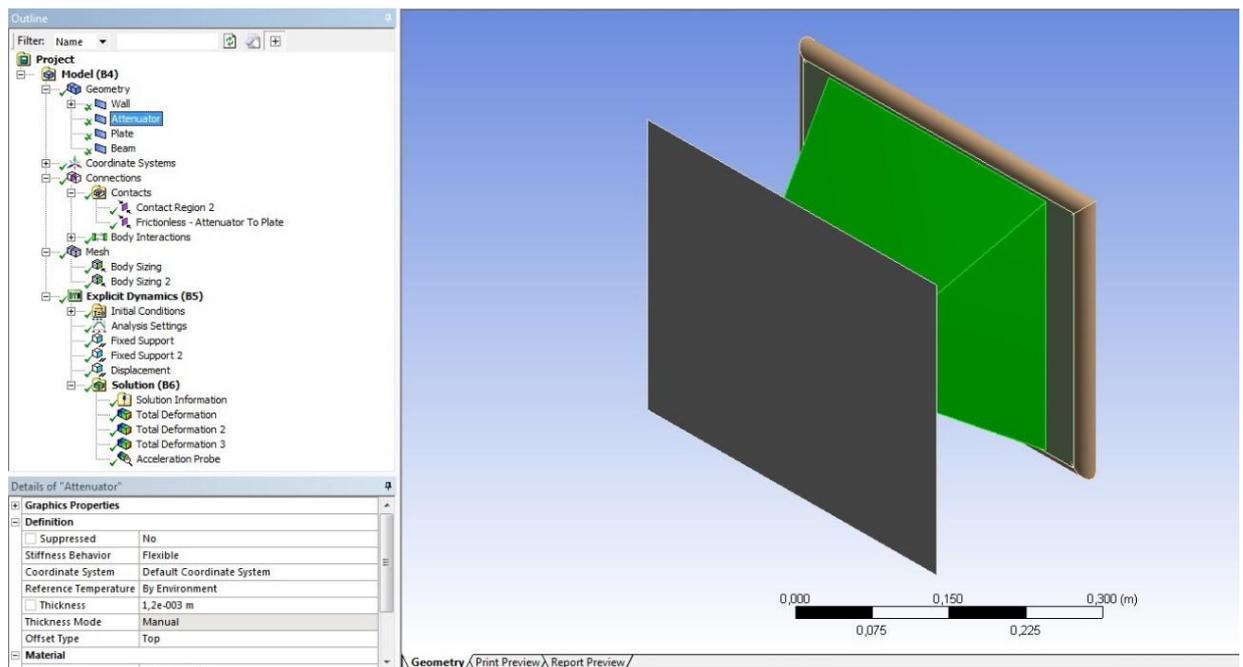


Рисунок 4.9 – Моделирование контакта пластины и передней перегородки

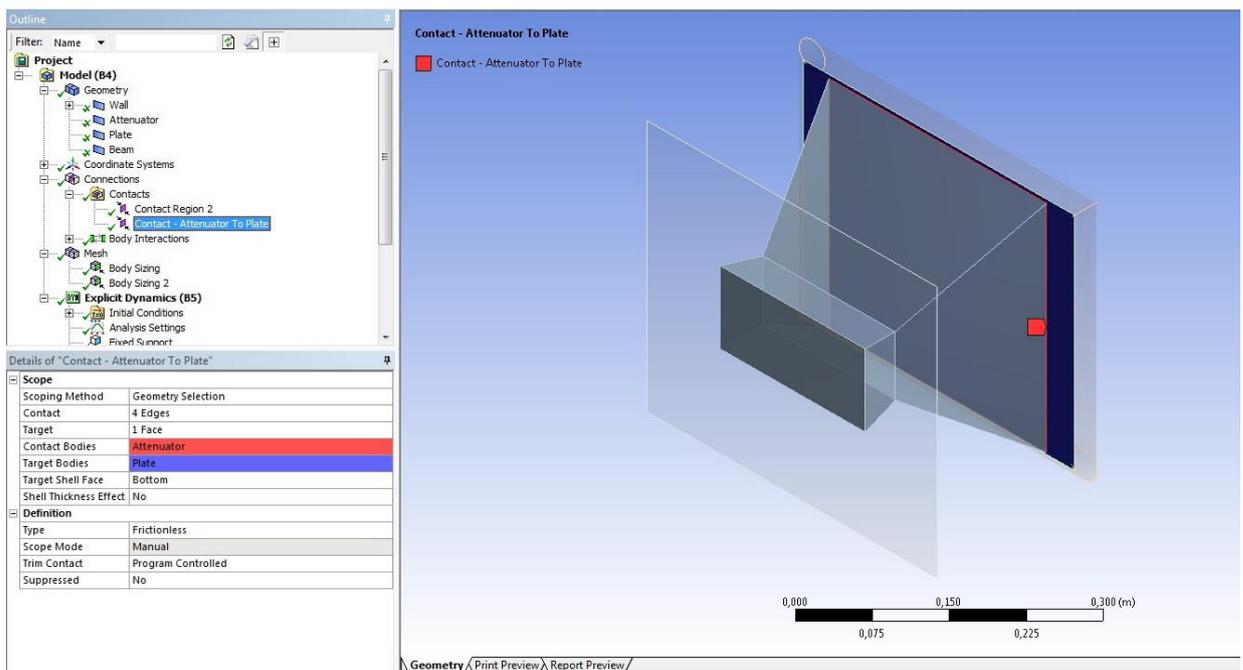


Рисунок 4.10 – Моделирование контакта аттенюатора и защитной пластины

На рисунке 4.11 представлена конечно-элементная сетка. Для каждого элемента конструкции сетка генерируется отдельно.

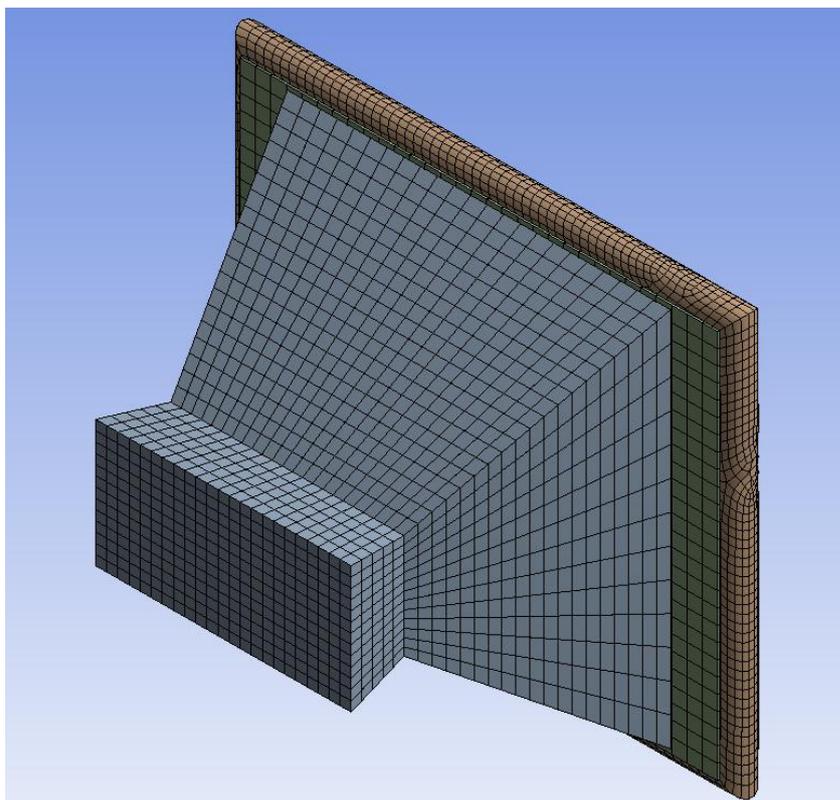


Рисунок 4.11 – Конечно-элементная сетка деталей в сборе

На рисунке 4.12 представлена деформация аттенюатора с учетом влияния защитной пластины и передней перегородки.

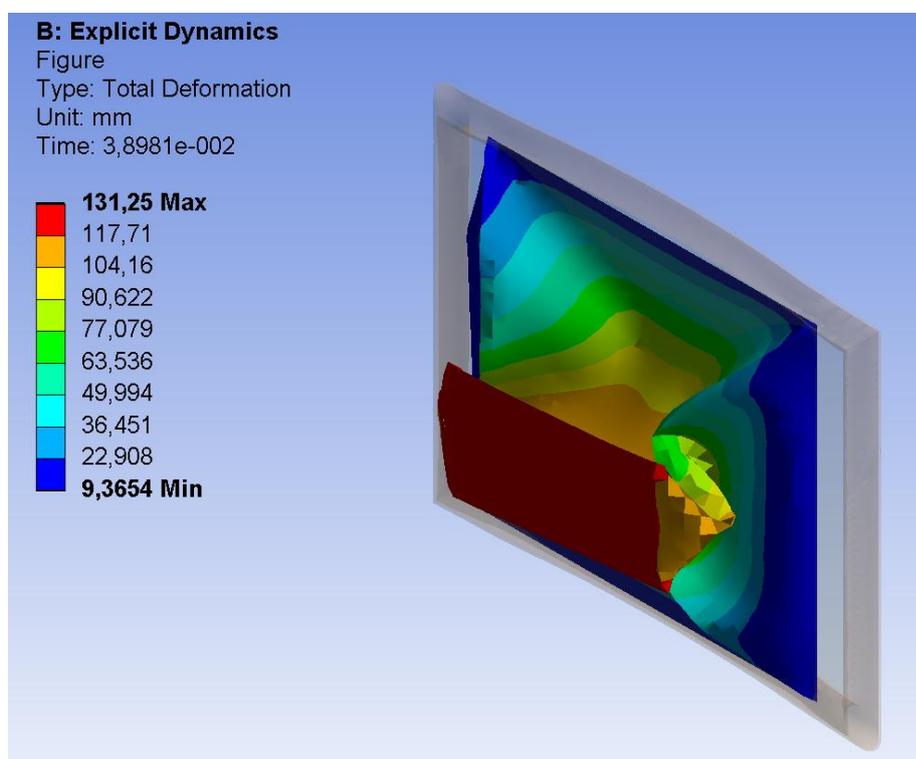


Рисунок 4.12 – Деформация аттенюатора

Максимальная величина деформации составила 131,25 мм. Это значение немного больше чем в эксперименте без защитной пластины и передней перегородки.

На рисунках 4.13 и 4.14 представлены деформации защитной пластины и передней перегородки соответственно.

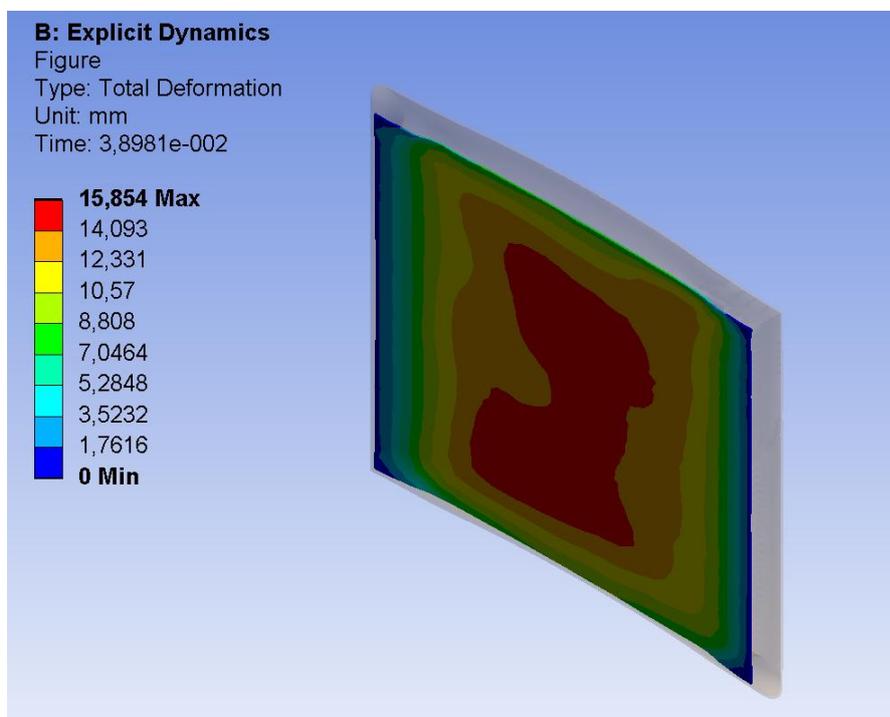


Рисунок 4.13 –Деформация защитной пластины

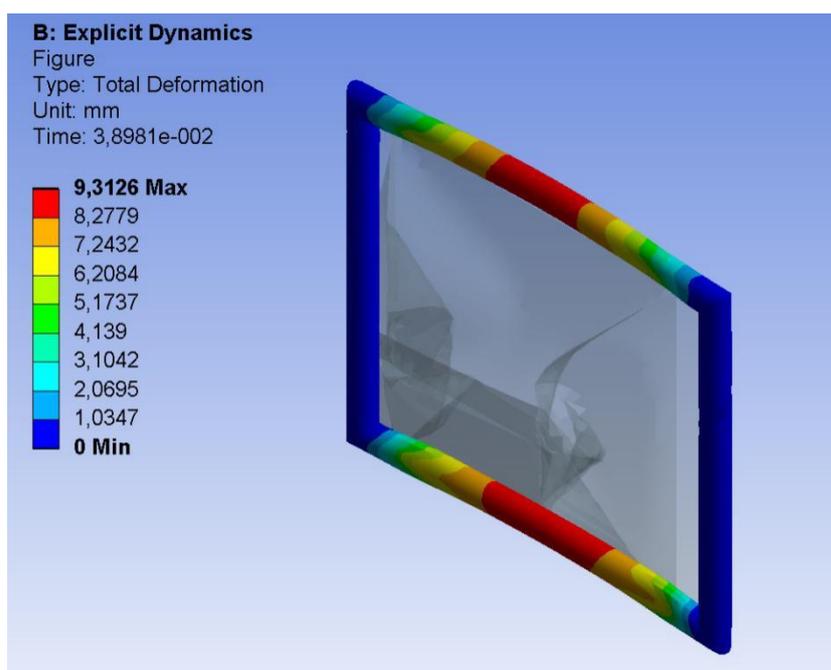


Рисунок 4.14 –Деформация передней перегородки

Как видно деформация пластины составила 15,85 мм при допустимом максимуме в 25 мм согласно требованиям регламента Формула Студент.

На рисунке 4.15 показан график ускорения при деформации attenuатора улучшенной конструкции с учетом сборочных элементов, максимальное значение которого составило 289,03 м/с<sup>2</sup>.

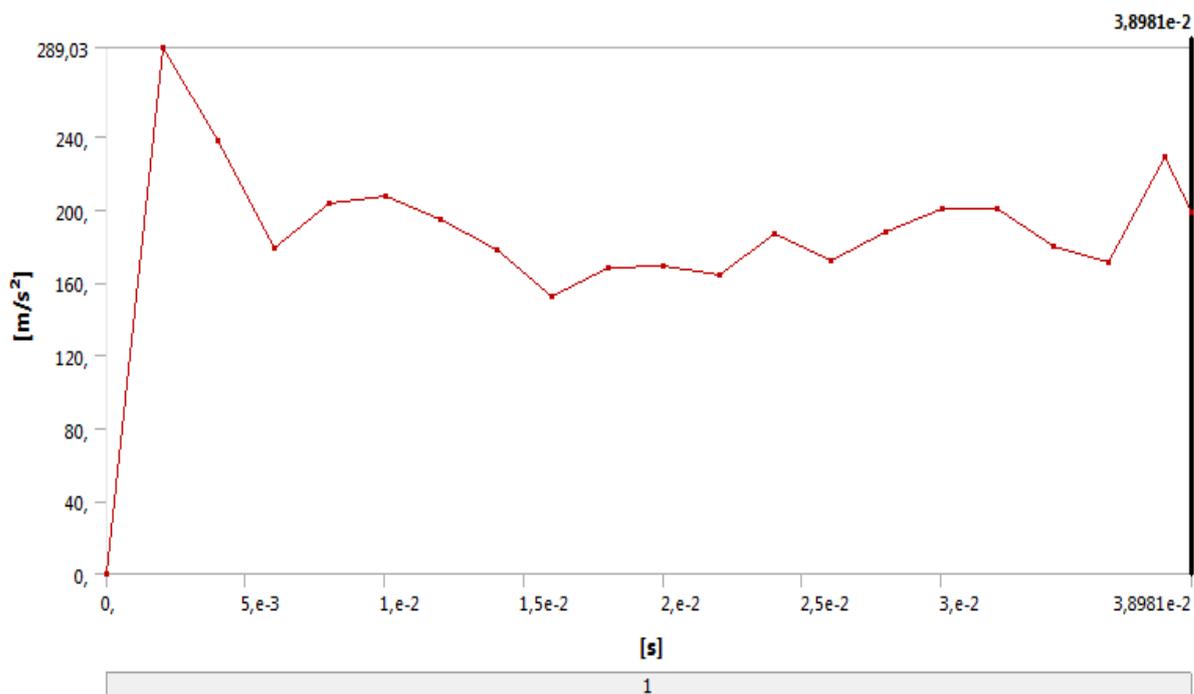


Рисунок 4.15 – График ускорения при гашении энергии удара

Максимальная перегрузка составила 29,5g, а усредненное значение перегрузки составило 18,8g, что полностью удовлетворяет требованиям регламента проекта Формула Студент.

## 4.2 Выводы по главе

На основе анализа конструкций attenuаторов различной формы выдвинуто и доказано предположение о снижении максимальной величины пиковой перегрузки в первые моменты удара.

Разработана конструкция attenuатора с обратной пирамидой, удовлетворяющая всем требованиям регламента проекта Формула, Студент.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С целью обеспечения безопасности пилота болида Формула Студент был проведён САЕ-анализ различных конфигураций аттенюаторов и разработана оптимальная конструкция, отвечающая всем требованиям регламента проекта Формула Студент.

В рамках данной работы были сделаны следующие выводы.

1. Изменение формы и конструкции аттенюатора влияет на процесс энергопоглощения и перегрузку при ударе.

2. Алюминиевые сплавы показывают хорошие результаты в энергопоглощении и плавности прохождения деформации.

3. Установлено, что с учетом параметра перегрузки, лучшим вариантом формы аттенюатора является усеченная пирамида.

4. Установлено, что пиковое ускорение в рассмотренных конструкциях возникает в первые моменты удара.

5. Для уменьшения чрезмерной перегрузки в начале удара была спроектирована конструкция из алюминиевого сплава, имеющая форму обратной пирамиды на конце.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Капрова, В. Г. Методика расчёта оценки стоимости проекта Formula Student / В.Г. Капрова; Д.А. Горохова //Ежемесячный научный журнал "Международный научный институт Educatio". 2015. -№3(10). -С.100-104;
2. Formula Student [Электронный ресурс]. URL: <http://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=e179e647-cb8c-4ab0-860c-ec69aae080a3> (дата обращения: 13.05.2019);
3. Регламент Formula SAE [Электронный ресурс] / Сообщество Автомобильных Инженеров. – Режим доступа: <http://www.fsaeonline.com>, свободный. – Загл. с экрана.
4. Шакалов, И.П. Анализ и проектирование гасителя фронтального удара / И.П. Шакалов; Сборник трудов 4-го Всероссийского форума «Студенческие инженерные проекты». 2016. Стр. 39-42.
5. Горохова, Д.А. Разработка и моделирование системы безопасности гоночного болида класса Formula Student на основе пеноалюминия в системах CAD/CAE / Д.А. Горохова Магистерская диссертация. 15.04.01 Машиностроение
6. Boria, S. Experimental and numerical investigations of the impact behavior of composite frontal crash structures / S. Boria, J. Obradovic, G. Belingardi; Composites Part B: Engineering. 2015. № 79. P. 20-27.
7. Belingardi, G. Design of the Impact Attenuator for a Formula Student Racing Car: Numerical Simulation of the Impact Crash Test / G. Belingardi, J. Obradovic; Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics. 2010. № 4. P. 52-65.
8. N. Konstantinos Design of Crash Worthy Impact Attenuator for Racing Automotive [Электронный ресурс]: Applications: Explicit Nonlinear FEM URL: [http://orbit.dtu.dk/files/9586519/Design\\_of\\_Crash\\_Worthy\\_Impact.pdf](http://orbit.dtu.dk/files/9586519/Design_of_Crash_Worthy_Impact.pdf)(дата обращения: 15.01.2019).

9. Oshinibosi, A. Chassis And Impact Attenuator Design For Formula Student Race Car [Электронный ресурс]: MECH 5825M Professional Project URL:<https://altairuniversity.com/wp-content/uploads/2014/04/Ahmed-Oshinibosi.pdf> (дата обращения: 03.04.2019).

10. Sardar, T. Cost Effective Impact Attenuator for a Formula Student Car / T. Sardar, A. Agrawal, N. Sardar, A. Sodha; International Journal of Applied Engineering Research. 2018. №8. P. 5881-5888.

11. Кондаков, А.И. САПР технологических процессов: учебник для вузов/ А.И. Кондаков: учебник для вузов / А. И. Кондаков. - Москва: Академия, 2007.

12. Норенков, И.П. Автоматизированное проектирование. Учебник. Серия: Информатика в техническом университете / И.П. Норенков - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. - 188 с.:ил.

13. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов. Учебник . – М.: Изд-во МИР, 1979.

14. ГОСТ 23501.101-87 «Системы автоматизированного проектирования. Основные положения»

15. Боровков, А.И. и др. Компьютерный инжиниринг. Аналитический обзор - учебное пособие. — СПб. / А.И. Боровков; Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 21

16. Жидков, А.В. Применение системы ANSYS к решению задач геометрического и конечно-элементного моделирования. Учебно-методический материал по программе повышения квалификации «Информационные системы в математике и механике» / А.В. Жидков; Нижний Новгород, 2006, С. 10

17. Глазев, Д.А. Анализ Конструкции Аттенюатора / Д.А. Глазев, В.М. Щукина; Транспортное, горное и строительное машиностроение: Наука и производство. № 2. 2019. С. 29-31.

18. Алюминий и его сплавы: учебное пособие/ Сост. А.Р.Луц, А.А. Суслина. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2013.–81с.:ил

19. Pumchaloen, W. Assessment of Student Formula driver's safety through optimization of impact at-tenuator sizing / W. Pumchaloen, R. Chumueang, A. Kialon, C. Chantha-rasenawong; The 7th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-7), 2011, p. 6
20. Slik, G. Use of high efficient energy absorption foam in side impact padding / G. Slik, G. Vogel; Dow Automotive is a business unit of The Dow Chemical Company and its subsidiaries, 2007. p. 6
21. Obradovic, J. Lightweight design and crash analysis of composite frontal impact energy absorbing structures / J. Obradovic, S. Boria, G. Belingardi; Composite Structures 94, 2012. p. 423–430
22. Boria, S. Design solutions to improve CFRP crash-box impact efficiency for racing applications/ S. Boria; In:Advanced composite materials for automotive applications: structural integrity and crashworthiness, John Wiley & Sons, 205-226, 2013, ISBN: 978-1-118-42386-8. 2.
23. Belingardi, G. Energy absorbing sacrificial structures made of composite materials for vehicle crash design, In: Dynamic Fail-ure of Composite and Sandwich Structures/ G. Belingardi, S. Boria, J. Obradovic; Solid Mechanics and Its Applications, Springer, 192, 577-609, 2013, ISBN: 978-94-007-5328-0.
24. Алюминий и его сплавы:Учебное пособие/ Сост. А.Р.Луц, А.А. Суслина. –Самара:Самар. гос.техн.ун-т, 2013.–81с.:ил
25. Riley, W. B. “Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis”/ W.B. Riley, A.R. George; USA: SAE International, 2002, 2002-01-3300.
26. Cavazzuti, M. “Automotive Chassis Topology Optimisation: a Comparison between Spider and Coupe Designs”/ M. Cavazzuti, D. Costi, A. Baldini, A. Moruzi; U.K: Proceedings of the World Congress on Engineering 2011 Vol. III WCE 2011, July 6 – 8, 2011.
27. Chapple, A. “Delivering World Class Chassis Design”/ A. Chapple, A. Towse; U.K: A proceeding of Altair Engineering CAE Technology Conference, 2007.

28. Torricelli, E. “From Beam to Chassis: How to Increase NVH Performances with an Optimized Moment of Inertia Distribution”, / E. Torricelli, L. D’Agostino, A. Baldini, P. Moruzzi,; U.K: Proceedings of the World Congress on Engineering 2011 Vol. III WCE 2011, July 6 – 8, 2011.

29. Munusamy, R. “LIGHTWEIGHT IMPACT CRASH ATTENUATORS FOR A SMALL FORMULA SAE CAR”/ R. Munusamy, D. Barton; UK: International Journal on Crashworthiness, 15, 223 – 234, 2010.

30. Берлинер, Э.М. САПР конструктора машиностроителя [Электронный ресурс]: учебник / Э. М. Берлинер, О. В. Таратынов. - Москва: Форум: ИНФРА-М, 2015. - 288 с.: ил. - (Высшее образование). - ISBN 978-5-00091-042-9.