

Туренко А.Н., Клименко В.И., Ужва А.В., Ламла Т.Л., Савченко Є.Л.,  
Сергиенко А.В., Лукашев И.В., Шаповаленко В.А.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

**ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ  
НЕСУЩИХ СИСТЕМ И ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ИЗ  
СОВРЕМЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ В СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЯХ**

**Монография**

Харьков

ХНАДУ

2016

УДК  
ББК  
О

Рецензенты: О.З. Горбай, д-р техн. наук, профессор,  
каф. автомобілебудування  
Інституту інженерної механіки та транспорту  
Національного університету «Львівська політехніка»  
М.А. Подригало, д-р техн. наук, профессор  
зав. каф. технологии машиностроения и ремонта машин  
(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)  
И.К. Шаша, д-р техн. наук, профессор  
(Харьковский национальный университет внутренних дел)

Авторы: А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Ужва, Т.Л. Ламла, С.Л. Савченко,  
А.В. Сергиенко, И.В. Лукашев, В.А. Шаповаленко

Оценка напряженно деформированного состояния несущих систем и элементов конструкции из современных материалов в спортивных автомобилях / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Ужва, и др. – Х. : ХНАДУ, 2016. — 204с.

Приведены результаты научных исследований в области оценка напряженно-деформированного состояния несущих систем и элементов конструкции из современных материалов в спортивных автомобилях. На основе методов расчета основных параметров и экспериментальных данных. Получены результаты напряженно деформированного состояния несущих систем транспортного средства с учетом геометрических, весовых, скоростных параметров и применения современных материалов. Теоретически и экспериментально исследованы пути создания несущей системы спортивного автомобиля.

Материалы монографии включают работы, выполненные сотрудниками кафедры автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета.

Рассчитана на научно-технических работников и экспертов в области автомобильного транспорта, а также студентов и аспирантов транспортных ВУЗов.

Ил. . Табл. . Библиогр. наим. 127.

Наведено результати наукових досліджень в області оцінка напружено-деформованого стану несучих систем та елементів конструкції з сучасних матеріалів в спортивних автомобілях. На основі методів розрахунку основних параметрів і експериментальних даних. Отримані результати напружено деформованого стану несучих систем транспортного засобу з урахуванням геометричних, вагових, швидкісних параметрів та застосування сучасних матеріалів. Теоретично та експериментально досліджено шляхи створення несучої системи спортивного автомобіля.

Матеріали монографії включають роботи, виконані співробітниками кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Розрахована на науково-технічних працівників і експертів у галузі автомобільного транспорту, а також студентів і аспірантів транспортних Вузів.

Іл. . Табл. . Бібліогр. наім. 127.

УДК  
ББК

А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Ужва, Т.Л. Ламла,  
С.Л. Савченко, А.В. Сергиенко, И.В. Лукашев, В.А.  
Шаповаленко

ХНАДУ, 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
Раздел 1. Методы оценки напряженно-деформированного состояния несущих систем автомобилей задачи и исследования.....	8
1.1. Классификация и технические требования к спортивным автомобилям...	8
1.2. Конструкции несущих систем спортивных автомобилей.....	11
1.2.1. Классификация несущих систем современных спортивных и гоночных автомобилей.....	11
1.2.2. Конструкции НС гоночных автомобилей для кольцевых гонок.....	12
1.3. Обзор работ по оценке динамической нагруженности и прочности несущих систем.....	15
1.4. Обзор методов определения нагрузочных режимов НС АТС.....	23
1.4.1. Обзор экспериментальных методов определения нагрузочных режимов НС.....	23
1.4.2. Анализ программно-аппаратных комплексов сбора и обработки данных для спортивных автомобилей.....	28
1.5. Обзор расчетных методов определения нагрузочных режимов	
Выводы и задачи исследования.....	32
Раздел 2. Моделирование нагрузочных режимов нс и анализ влияния конструкции гоночного автомобиля формулы 1600 на нагруженность ее элементов.....	38
2.1. Анализ нагрузок, действующих на гоночный автомобиль, для различных гоночных трасс.....	39
2.2. Моделирование движения гоночного автомобиля по плоскости с заданным микропрофилем.....	64
2.2.1. Оценка влияния характеристик подвески на нагруженность НС.....	67
2.2.2. Определение статистических характеристик подвески.....	69
2.3. Численное моделирование режимов движения автомобиля по заданной трассе.....	74

2.3.1. Составление математической модели режима движения.....	75
2.3.1.1. Режим разгона.....	76
2.3.1.2. Методика определения параметров процесса торможения.....	79
2.4. Алгоритм оптимизации времени прохождения трассы.....	85
2.5. Решение математической модели и определение нагрузок, действующих на гоночный автомобиль.....	91
2.6. Результаты определения параметров движения автомобиля.....	94
Раздел 3. Исследование напряженно-деформированного состояния несущей системы расчетно-экспериментальным методом.....	97
3.1. Краткие характеристики программных комплексов.....	100
3.2. Подход к расчету пространственных стержневых конструкций.....	101
3.3. Расчетная схема НС гоночный автомобиль.....	105
3.4. Выбор и обоснование метода расчета.....	106
3.5. Описание конечно-элементной модели НС.....	109
3.6. Жесткостные характеристики конечных элементов.....	110
3.7. Приведение нагрузок действующих на несущую систему ГА.....	114
3.8. Анализ нагруженности элементов рамы МКЭ.....	167
3.8.1. Нижний пояс рамы автомобиля.....	117
3.8.2. Верхний пояс рамы автомобиля.....	118
3.8.3. Стержни решетки рамы (стойки и раскосы).....	119
3.8.4. Стержни переднего и заднего фонаря.....	120
3.8.5. Стержни передней подвески.....	120
3.8.6. Стержни задней подвески.....	121
3.9. Экспериментальные исследования деформированного состояния НС гоночного автомобиля.....	121
3.9.1. Цель и задачи проведения стендового эксперимента.....	122
3.9.2. Методика проведения экспериментальных исследований.....	122
3.10. Анализ результатов.....	133
3.10.1. Определение крутящего момента.....	133
3.10.2. Определение угла закручивания рамы.....	134

3.10.3.	Определение жесткости рамы.....	136
3.11.	Рекомендации по выбору параметров НС гоночного автомобиля.....	136
Раздел 4.	Использование композитных материалов в устройствах пассивной безопасности и оболочки каркаса несущей системы.....	141
4.1.	Анализ систем пассивной безопасности.....	141
4.1.1.	Обзор систем пассивной безопасности используемых на гоночных автомобилях.....	143
4.1.2.	Виды столкновений, статистика, особенности для спортивных автомобилей.....	146
4.2.	Постановка задачи моделирования, теоретическая база.....	148
4.3.	Описание созданной модели МКЭ.....	149
4.4.	Описание результатов моделирования статической нагрузки.....	155
5.	Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния носовой структуры безопасности.....	158
5.1.	Экспериментальная установка.....	160
5.2.	Измерительно-регистрирующий комплекс.....	162
5.3.	Описание материалов использующихся в энергопоглощающих элементах.....	167
5.4.	Объект испытаний.....	173
5.5.	Экспериментальное определение удельной энергоемкости.....	174
5.6.	Испытания на удар под углом.....	183
5.7.	Испытания аналога носового элемента энергопоглощения.....	186
Приложение А.....		189
Список литературы.....		194

## ВВЕДЕНИЕ

Технический прогресс в автомобилестроении, как показывает история развития этой отрасли, в немалой степени обязан спорту. Постройка специальных машин для участия в соревнованиях, прежде всего в гонках, постоянно требует поиска оригинальных конструктивных решений, новых материалов и научных концепций. Поэтому конструкция гоночных и спортивных автомобилей, как правило, предвосхищает технические новинки, которые могут появиться и через несколько десятков лет. Так, например, лет тридцать назад дисковые тормоза были редкостью даже на гоночных машинах, а сегодня ими оснащены почти все современные легковые автомобили. Усовершенствования в области аэродинамики, повышения мощности двигателя, улучшения характеристик шин, управляемости автомобиля очень быстро с конструкцией гоночных перешли на массовые модели.

Как только автомобилестроение достигает определенного уровня развития, оно сталкивается с необходимостью начать работу над специальными машинами для гонок.

Автомобильный спорт на сегодняшний день, как в России, так и на Украине переживает не лучшие времена. Если смотреть на автоспорт в целом, можно сделать только неутешительные выводы: низкая конкурентоспособность, плохая организация, малое внимание со стороны спонсоров и государства.

Всем известно, что решение любой проблемы начинается с понимания ее сути. Нынешнее состояние автоспорта в нашей стране является прямым отражением уровня ее развития. Самостоятельно же, без должной поддержки со стороны государства и ведущих автомобильных фирм (заводов) автоспорт развиваться не может. С этим утверждением трудно спорить, поскольку это действительно так. Выход остается один – ждать подъема экономики страны ибо только вместе с развитой национальной экономикой наш автомобильный спорт сможет занять свое достойное место. Однако действия по повышению его

конкурентоспособности, популяризации в обществе этого вида спорта, созданию благоприятных условий для его развития необходимо проводить уже сейчас.

Общее руководство автомобильным спортом страны и решение всех его основных организационных вопросов возложены на Автомобильную Федерацию Украины (ФАУ), являющуюся полноправным членом Международной Автомобильной Федерации (FIA). В составе ФАУ действуют комитеты по направлениям автоспортивной деятельности, непосредственное руководство которой осуществляет Комиссия автомобильного спорта ФАУ (КАС ФАУ).

Согласно требованиям FIA, в соревнованиях могут принимать участие как серийные автомобили с определенными изменениями в конструкции – спортивные автомобили, так и специально созданные экземпляры – гоночные автомобили.

Спортивные качества автомобиля определяются параметрами его основных частей – силовой установки, трансмиссии, ходовой части, органов управления.

В настоящее время отсутствуют сколько-нибудь стройные методики теоретического обоснования выбора этих параметров. Производство автомобилей для участия в спортивных соревнованиях в нашей стране осуществляется отдельными узкими коллективами инженеров и спортсменов. И хотя конструкции создаваемых ими машин выполняются согласно требованиям Международной Федерации автомобильного спорта и Федерации автомобильного спорта Украины [66,77], при их разработке посылаются в основном на личный опыт конструкторов и пилотов. Методики проектирования и расчетных исследований гоночных автомобилей, используемые зарубежными фирмами, занимающимися изготовлением таких машин, в открытой печати не приводятся.

Важным элементом гоночной машины является ее несущая система. В процессе проектирования НС решается задача обеспечения достаточной ее жесткости и прочности (при минимальной ее массе), так как от нее, кроме спортивных качеств, во многом зависит безопасность спортсмена, управляющего машиной.

## **РАЗДЕЛ 1. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ ЗАДАЧИ И ИССЛЕДОВАНИЯ**

В связи со спецификой спортивных соревнований и особенности конкурентной борьбы исследования НС гоночных автомобилей в открытой печати не приводятся. Тем более не приводятся рекомендации по совершенствованию конструкции этих агрегатов. Методы проектирования являются закрытыми для каждой из конкурирующих фирм, и также является предметом соревнований.

Приведенный нами обзор исследований затрагивает общие вопросы к расчетно-экспериментальному анализу НС автомобилей. Методы расчета НДС НС непосредственно связаны с их конструкцией и конструкцией всего автомобиля. Конструкции НС гоночных автомобилей имеют свои особенности в зависимости от класса спортивного гоночного автомобиля.

### **1.1. Классификация и технические требования к спортивным автомобилям**

Во всех соревнованиях (кроме попыток установления рекордов) автомобили классифицируются как по категориям, группам, так и по рабочему объему двигателя [66]. Классификации, рекомендуемые ФАУ, FIA, ФАСТ России, несколько отличаются.

Проанализировав рекомендуемые классификации и обобщив их, можно представить все автомобили, которые участвуют в спортивных соревнованиях в виде пяти категорий. В свою очередь в каждой категории автомобилей можно выделить группы автомобилей (рис 1.1).

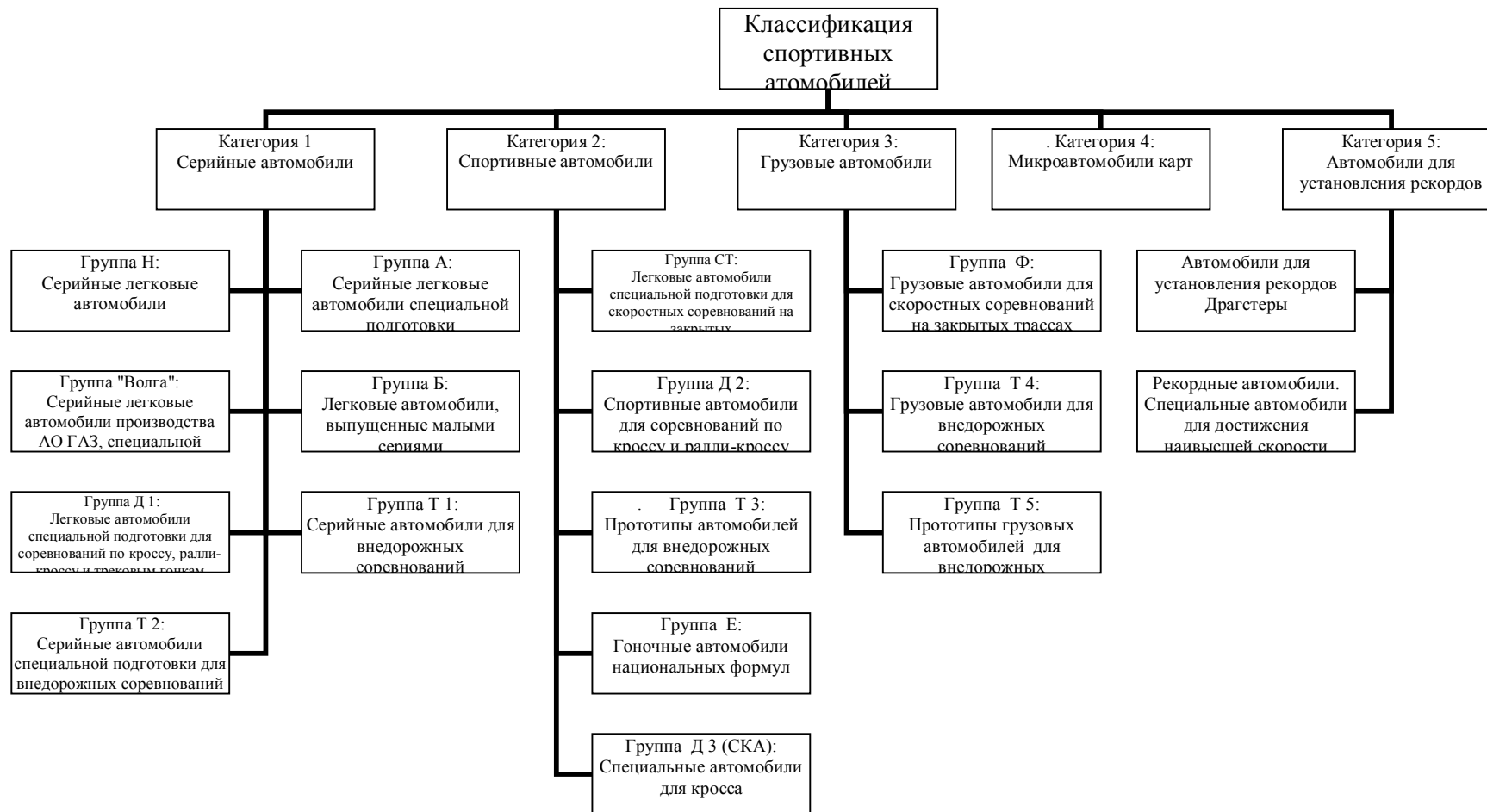


Рисунок. 1.1. Категории и группы автомобилей, участвующих в соревнованиях.

Приведенные группы спортивных и гоночных автомобилей принимают участие в различных видах соревнований, которые на сегодняшний день существуют в Украине. Это:

- чемпионат Украины по кольцевым автогонкам;
- чемпионат Украины по автомобильному кроссу на автомобилях "Баги";
- чемпионат Украины по автомобильному кроссу на легковых автомобилях и ралли.

На всех автомобилях, которые принимают участие в этих соревнованиях, используются объемно стержневые конструкции. Так в гоночных автомобилях, принимающих участие в шоссейно - кольцевых гонках и автомобилях типа «баги», объемно – стержневая конструкция выполняет функцию НС. На легковых спортивных автомобилях она выполняет функцию каркаса безопасности.

В настоящее время в официальных соревнованиях под эгидой FIA допускаются только каркасы из стальных труб круглого сечения и строго определенной прочности, а именно минимальный предел прочности должен составлять 350 Н/мм<sup>2</sup> (согласно требованиям Приложения “J”[66]).

Так например при проектировании НС гоночных автомобилей формулы 1600 группы E8 следует учитывать ограничения, изложенные в правилах автомобильной федерации. На рисунке 1.2 показаны ограничения накладываемые на размеры автомобиля. Также НС должна представлять собой пространственную ферму из стальных труб без применения усиленных несущих панелей, исключая переднюю поперечную панель, к которой должен крепиться педальный механизм, и задней поперечной панели. Радиус сопряжения днища несущей конструкции с вертикальными элементами не более 25 мм.

Использование несущей конструкции типа “монокок” запрещено. Какой-либо металлический элемент, связанный с несущей конструкцией свариванием, клеем, заклепками, болтовыми или винтовыми соединениями с расстоянием между центрами крепления меньше 150 мм является элементом несущей



## 1.2. Конструкции несущих систем спортивных автомобилей

Основой шасси современных спортивных автомобилей, является кузов, представляющий собой несущую конструкцию к которой крепятся все остальные узлы машины, гоночные автомобили в качестве НС имеют объемно-стержневую конструкцию или монокок.

Вес несущей системы и ее жесткость предмет особого внимания проектировщика, так как они зависят от ее параметров.

### 1.2.1. Классификация несущих систем современных спортивных и гоночных автомобилей.

В мировой практике можно выделить несколько типов несущих систем спортивных автомобилей для кольцевых автогонок:

- монокок (оболочковая несущая конструкция);
- интегральная НС (смешанная конструкция);
- рамная конструкция (плоская или объемная).

Монокок – конструкция, пришедшая из авиастроения. Все основные нагрузки воспринимаются всеми элементами монокока, то есть все элементы такого кузова являются несущими. Особое требование для такой конструкции кузова- обеспечение жесткости самого кокпита (капсулы безопасности), так как он обеспечивает выживание гонщика после самой тяжелой аварии.

В большинстве машин формулы 1 используется углепластиковый монокок. Известны конструкции, в которых центральная часть монокока изготовлена из сотового алюминия, обклеенного с двух сторон несколькими слоям (до 20) углепластика. Первые конструкции монокока были коробчатого сечения изготовленные из листов алюминиевого сплава (рис 1.3, г).

Рамная конструкция – представляет собой плоскую или объемную стержневую систему с элементами различного профиля (рис.1.3, а,б,в). В такой конструкции нагрузки, действующие на кузов воспринимаются всеми стержневыми элементами, расположения которых в пространстве определяет

жесткость конструкции. Для плоских рам жесткость обеспечивается конструкцией и параметрами пола коробчатого сечения.

Интегральный кузов – такая конструкция предполагает наличие рамы, встроенной в объемно-стержневую или оболочковую конструкцию. Все нагрузки, действующие на такую смешанную конструкцию, распределяются по всем ее элементам, ( рис. 1.4).

### 1.2.2. Конструкции НС гоночных автомобилей для кольцевых гонок.

В работе [111] исследована каркасная конструкция НС гоночных и спортивных автомобилей. Проанализировав распределение нагрузок в элементах каркасных конструкций, авторы предложили на их взгляд рациональные варианты НС. На рис. 1.3 приведены четыре типа конструкции, полученные в процессе развития от пространственного каркаса и рамы до оболочечной конструкции шасси (монокока).

Основной вывод авторов состоит в том, что для исследования конструкции монокока требуются специальные расчетные методы.

На рис. 1.4 а) представлена конструкция НС гоночного автомобиля «Pininfarina Sigma», в которой две крайние перегородки соединены между собой с помощью высоких балок коробчатого сечения, три передние перегородки соединены широкими балками коробчатого сечения. В наиболее нагруженной системе двигатель - коробка передач перегородки соединены дополнительными силовыми балками. На рис. 1.4 б) показана рама дорожного автомобиля с элементами стержневого и коробчатого типов. На рис. 1.5 показана, а) объемно - стержневая НС гоночного автомобиля Ferrari 156, б) гоночного автомобиля «Эстония»

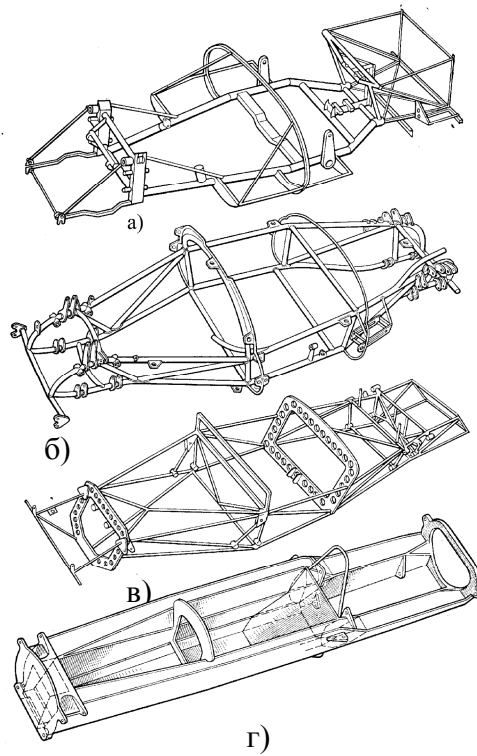


Рисунок. 1.3. Эволюция конструкций НС от пространственного каркаса и рамы шасси до оболочечной конструкции.

а) двухтрубная конструкция автомобиля «Lister Jaguar», б) многотрубная конструкция автомобиля «Cooper Monaco», в) пространственная каркасная конструкция «Lotus 19», г) моноконструкция кузова и шасси автомобиля «Lotus 25/33».

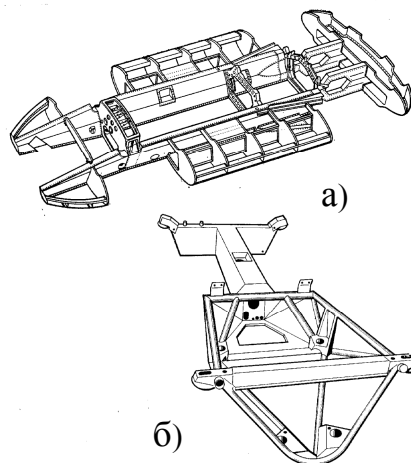
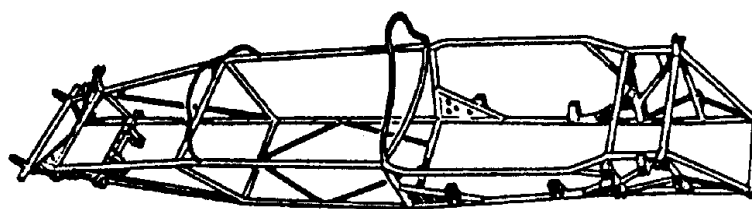
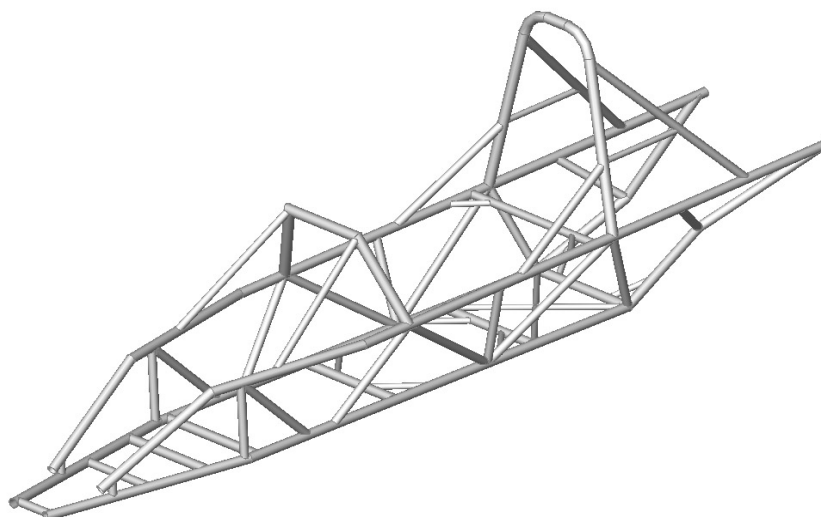


Рисунок. 1.4. Конструкция НС гоночного автомобиля а) «Pininfarina Sigma, б) дорожного автомобиля



a)



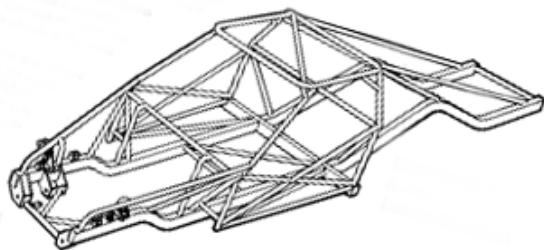
б)

Рисунок. 1.5. Объемно-стержневые (трубчатые) конструкции гоночных автомобилей: а) «Ferrari 156»; б) «Эстония».

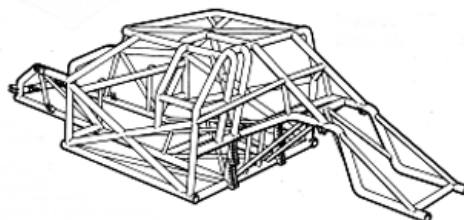
Объемно- стержневые конструкции каркасов безопасности широко используются фирмами для крепления кабин легковых и грузовых спортивных автомобилей, участвующих в ралли. При создании кузова спортивного автомобиля основное внимание уделяется жесткости кузова и повышенной безопасности автомобиля. При этом следует учитывать технические требования класса создаваемого автомобиля. Так во многих классах, для уменьшения конечной стоимости автомобиля запрещено создавать новый кузов, например: раллийные машины, некоторые кузовные чемпионаты. В этом случае для увеличения жесткости кузова применяют каркасы безопасности которые представляют собой пространственную раму сваренную из труб и вваренную в

кузов автомобиля, точками крепления каркаса являются места крепления подвески автомобиля.

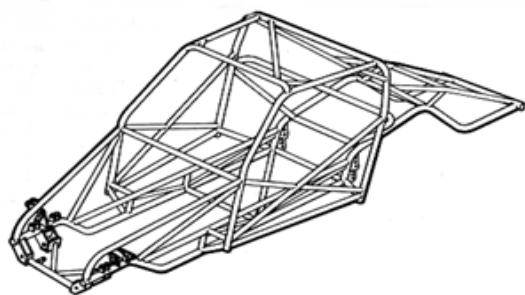
На рис. 1.6 показаны типовые конструкции каркасов таких машин. Однако нагрузки, действующие на такие конструкции, несколько отличаются от нагрузок, действующих на несущие системы автомобилей.



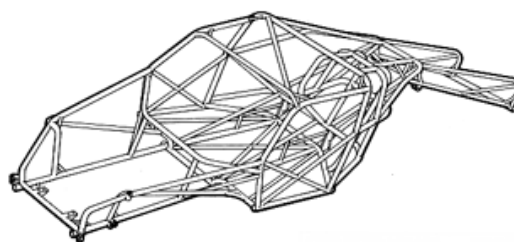
**Eliminator I Chassis**



**Eliminator II Chassis**



**Nostalgia Chassis**



**Avenger Chassis**

Рисунок. 1.6. Каркасы безопасности.

### 1.3. Обзор работ по оценке динамической нагруженности и прочности несущих систем

Развитию методов расчета автомобильных рам предшествовала теория тонкостенных стержней, разработанная В.З.Власовым [27, 28]. В.З.Власов установил общий закон распределения нормальных напряжений в поперечном сечении тонкостенного стержня при совместном действии изгиба и кручения. По этому закону нормальные напряжения при стесненном кручении распределяются

пропорционально секториальной площади. На основе теории Власова были разработаны методы расчета рам из тонкостенных стержней закрытого профиля.

Первыми работами, посвященными расчету рам транспортных средств, были работы В.Н. Горбунова и А.Н. Стрельбицкой. Современному этапу развития теории несущих конструкций положили начало работы: Д.Б. Гельфгата, В.А. Ошнокова, Н.Ф. Бочарова, И.К., а дальнейшее совершенствование теории отражено в работах М.Н. Закса [51-54], А.Л. Эйдельмана [124], А.А. Иванова [62], Снитко [101], В.Н. Белокурова [17], С.С.Дмитриченко [46], Г.Н.Девойно [42], В.Д. Проскурякова [86], В.Н.Сергеева [96], А.А. Хачатурова [45], Р.В. Ходжавы [118], Н.Н. Яценко [127], и др.

Д.Б. Гельфгат, В.А. Ошноков [30, 31] разработали методы расчета автомобильной рамы на изгиб в вертикальной плоскости и кручение. При разработке теории авторы предполагали, что автомобильная рама представляет собой плоскую стержневую конструкцию, у которой кручение воспринимают только поперечины.

Работы М.Н. Закса, В.Н. Белокурова, Л.М. Лельчука [52,54] посвящены исследованию напряженно-деформированного состояния узлов автомобильных рам. В работе [54] показано, что кручение рамы автомобиля сопровождается изгибом в горизонтальной плоскости, так как ось кручения рамы не совпадает с ее плоскостью. Авторами исследуются связь между поперечными перемещениями точек сечения лонжерона и продольными перемещениями точек сечения поперечин.

А.А. Иванов [62] выполнил расчет плоской рамы автомобиля методом конечных элементов. Использование метода матричного анализа конструкции, основанного на составлении дискретной модели с помощью тонкостенного стержня конечных размеров, позволило автоматизировать расчет на ЭВМ.

А.Л.Эйдельман, Н.Я.Емельянов [125] провели исследования влияния изменения геометрических характеристик поперечин и их взаимного расположения на напряженное состояние рамы при горизонтальном изгибе.

Перечисленные работы по исследованию нагруженности автомобильных рам не учитывают особенности распределения нагрузок на элементы рам в трехмерном пространстве так как НДС авторами представлены в одной плоскости.

Несущие системы спортивных машин представляют как правило объемные конструкции, расчет которых перечисленными методами не представляется возможным.

Значительное развитие в последнее время получили, конечно-элементные, методы расчета автомобильных рам. Моделирование процессов деформирования конструктивных элементов с помощью численных методов - одно из наиболее перспективных направлений для оценки прочности современных конструкций НДС. Среди известных численных методов решения практических задач расчета НДС МКЭ имеет особое значение. Принципиальное преимущество МКЭ - его универсальность при расчете напряженно-деформированного состояния несущих конструкций с учетом разнообразных деформирующих факторов. Метод конечно-элементного решения задачи позволяет обеспечить надежную и достоверную интерпретацию нагруженности конструкции, а также минимум затрат на проведение инженерных расчетов [20, 66, 81, 83, 91, 92, 97]. Расчет различных конструкций МКЭ отличается принципиально только применяемой матрицей жесткости. Таким образом, общность метода является одним из главных его достоинств.

Матричным методам расчета посвящено значительное число работ отечественных исследователей: А.В.Александрова [7], В.В.Болотина [19], О.Зенкевича [57-59], В.А.Постнова [82-84], Л.А.Розина [91,92], А.М.Масленникова [70], Р.А. Резникова [89], А.П.Филина [112-114], К.С. Цивлина [120], Н.Н. Шапошникова [123], А.С.Городецкого [39,40], а также зарубежных ученых: Дж. Одена [76], Стрейта [103], Р. Ливсли [68], Норри Д. [75], Дж.Аргисиса [10], Д. Арчера [11], Р. Галлагера [29].

Работы [14,56,57,62,63,104,126] посвящены анализу НДС автомобильных рам с использованием метода конечных элементов. В качестве объекта

исследования принята тонкостенная стержневая система с произвольно ориентированными стержнями.

В работе [61] выполнен расчет рамы, состоящей из профилей открытого и замкнутого сечений. Расчетная схема образована пересекающимися осями, проходящими через центры масс сечений и наделенными всеми геометрическими и физическими характеристиками, присущими моделируемому элементу рамы. При расчете использовалась матрица жесткости балочного конечного элемента с четырьмя степенями свободы в узле.

В работе Е.Н.Юдина [126] описан вариант метода встречных начальных параметров для расчета несущих конструкций, состоящих из тонкостенных стержней замкнутого профиля с учетом стесненного кручения и искажения контура.

Работа [24] посвящена анализу напряженно-деформированного состояния автомобильной рамы методом конечных элементов. Для описания конструкции используются балочные конечные элементы, содержащие узлы (точечная модель) с шестью степенями свободы. Учитывается сдвиг срединной поверхности стержня при изгибе.

В работе А.И.Черного [121] исследовано напряженное состояние автомобильных рам при статическом нагружении методом конечных элементов. Алгоритм расчета предусматривает реализацию "жесткого" и "мягкого" узла автомобильной рамы непосредственным введением соответствующих значений на нужное место в матрице жесткости элемента, что снижает общность предложенной методики.

В работе [56] приведена методика расчета автомобильных рам из ортогонально ориентированных тонкостенных стержней открытого профиля которая учитывает некоторые особенности конструкции узлов рам. При этом в зоне узла вводятся гипотезы о жесткости контура сечения в своей плоскости и о соответствии деформации стержня закону секториальных площадей. Расчет ведется методом сил. Авторами приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований рам.

В работе [14] в матричном виде получена система разрешающих уравнений для рамы произвольной конфигурации из тонкостенных стержней открытого профиля. Узел моделируется точкой, имеющей семь степеней свободы.

В работе Захарова А.А. [55] разработан метод расчета автомобильной рамы на основе пространственного взаимодействия ее элементов. Пространственная расчетная схема строится путем введения точечных шестимерных связей, которыми моделируется соединение между элементами автомобильной рамы.

Следующий, более сложный объект исследования, представляет собой комбинированные тонкостенные системы, включающие как стержневые, так и листовые элементы. К таким системам можно отнести некоторые несущие конструкции спортивных автомобилей.

Однако существуют и другие точки зрения. Так Назаров Д.И. [73] не считает МКЭ панацеей от ошибок при расчете сложных пространственных конструкций и обращает внимание исследователей на необходимость предварительного проведения физического эксперимента. Автор отмечает, что при создании конечно-элементной модели НДС программа анализа проходит три этапа: физическая модель, математическая модель (алгоритм) и численная реализация (программа). На каждом этапе возможны ошибки. Однако если создание алгоритма или текста программы достаточно отлаженный механизм, то создание физической модели относится к области научных гипотез, отмечает автор.

Однако можно сказать, что метод конечных элементов, является приближенным численным методом, и тем самым имеет некоторую степень погрешности. Однако, в нем заложено большое количество параметров с помощью которых можно управлять степенью точности получаемых результатов (измельченность сетки, параметры нагружения и методов получения решения). Отдельным вопросом является степень адекватности решаемой математической модели ее физическому прототипу. Все это возлагается на инженера-расчетчика, ответственность за результат несет только он. Но следует сказать, что МКЭ

позволяет исследовать конструкции почти неограниченной степени сложности. В то время как это объективно невозможно с использованием аналитических методов.

Современные методы расчета и возможности компьютерной техники позволяют с достаточной степенью точности оценить напряженно - деформируемое состояние несущей системы транспортного средства. Наиболее точный и прогрессивный метод оценки НДС конструкции – это метод конечных элементов. Однако для расчета необходимо знать характер нагрузок и точки их приложения, что для спортивных автомобилей формулы 1600 теоретически и экспериментально не исследовалось.

Д.Б.Гельфгат, В.А.Ошноков [30], Н.Ф.Бочаров [23] провели первые работы по исследованию нагруженности рам автомобилей, позволившие приближенно обосновать коэффициенты динамичности, продолжил эти работы Ян Павловский [79].

Большое внимание в последнее время уделяется изучению нагруженности несущей системы автомобиля от случайных воздействий дороги и внешних условий, так как только при такой постановке задачи возможно получить наиболее правильное представление о динамических процессах в несущей конструкции транспортного средства.

В работе [20] рассматривается влияние изгибной упругости рамы автомобиля на плавность хода. При этом строится плоская модель рамы автомобиля. Массы подвески, агрегатов, кузова заменяются сосредоточенными. Автор предлагает для анализа колебаний конструкции метод Бубнова-Галеркина, используя в качестве координатных функций форм свободных колебаний идеализированного стержня, которым аппроксимируется рама. При этом несущая система разбивается на шестьдесят участков постоянной жесткости и смещения рамы, как жесткого целого исключаются из рассмотрения.

Известны работы по применению МКЭ в расчетах частот и форм собственных колебаний различных конструкций [1-5,48, 57, 84]. В материалах последних конференций по динамике и прочности автомобиля для расчета

конструкций транспортных средств значительное внимание уделено использованию МКЭ при исследовании напряженного состояния рам, кузовов от воздействия случайных дорожных неровностей. Исследование поведения конструкций, находящихся под действием случайных сил, является важной задачей и отражено в работах [5, 12, 18, 20, 25, 80, 87, 97].

Для простейших случаев расчета одно- двухпролетных балочных упругих систем могут быть использованы работы [103, 106, 116]. Приводимые в них расчетные зависимости получены на основе методов точного определения частот изгибных колебаний.

Изложение общих традиционных расчетных методов выполнено в работах И.М. Бабакова [12], В.Л. Бидермана [18], Ю.Н. Работнова [88] и других авторов. В основном это энергетические методы Рэля, Ритца, Галеркина, а также метод последовательных приближений. Различным деталям применения этих методов в расчетной практике уделено достаточно внимания.

Специальные вопросы расчета колебаний сложных механических систем, а также рассмотренные аналитические и численные методы достаточно полно приведены в монографиях В.Л. Бидермана [18], А.П. Филина [115].

Одним из наиболее разработанных методов, позволяющих исходить из простых алгоритмов и наличия известных математических выражений, является метод начальных параметров.

Практическое значение при использовании данного метода для динамического расчета конструкций имеет работа В.А. Ивовича [64]. Приведенный в ней каталог переходных матриц позволяет алгоритмизировать расчет многопролетных балочных участков на ЭВМ, сводя нахождение собственных частот и амплитуд вынужденных колебаний к стандартным процедурам.

Другим методом широко распространенным в настоящее время в инженерной практике для анализа динамики рамных конструкций является метод конечных элементов [62,82,92]. Матричное представление, высокая степень алгоритмизации, простота и ясность механической интерпретации

делают МКЭ более удобным для реализации на ЭВМ по сравнению с другими численными методами.

Основные вопросы решения задач динамики с использованием МКЭ получили отражение в фундаментальных работах Дж. Одена [76], О. Зенкевича [57], Г. Стрейта [103] и других авторов. При расчете по МКЭ конструкция любого изделия представляется пластинчато-стержневой, состоящей из элементов, соединенных в узлах, что позволяет рассчитывать рамные конструкции различных типов большой сложности. Таким образом, эффективность и в то же время простота МКЭ указывает на целесообразность разработки на его основе методики динамического расчета несущих систем транспортных средств.

В настоящее время наиболее приемлемые методики динамического расчета сложных пространственных рамных конструкций отражены в работах [4,5,49].

В отчете о научно-исследовательской работе [100] изложен подход к динамическому расчету рам. Конечно-элементная модель рамы представлена в виде стержней, а в качестве возмущающего воздействия принят гармонический процесс с основной частотой, характерной для данного типа дорожных условий. Для расчета на ЭВМ применяются соотношения, содержащие глобальные матрицы жесткости и масс, сформированные по МКЭ на основании матриц отдельных элементов. Амплитуды перемещений и частоты воздействия определяются на основании результатов экспериментальных исследований. Результатом решения системы является вектор перемещений, используемый затем для определения суммарных динамических напряжений. Применение данной методики дает возможность быстро реализовать расчетный вариант, а также производить оценку достаточно большого числа конструктивных вариантов.

В работе [48] рассматривается расчет пространственных рам на основе модели с учетом особенности их конструкции, характера нагружения и деформирования, а также исследование прочности, как при статических, так и при динамических нагрузках в пределах и за пределами линейной упругости.

Исследование динамики пространственных рам основано на использовании МКЭ, матричного и векторного исчисления, численных методов исследования обыкновенных дифференциальных уравнений и общей теории колебаний механических систем.

Математическая модель тонкостенных пространственных стержневых конструкций строится на основе матриц жесткости и масс в пространственной системе координат с шестью степенями свободы в узле при учете податливости узловых связей по любой степени свободы.

Приведенный обзор показал, что наиболее приемлемой является методика моделирования динамической нагруженности несущих систем спортивных автомобилей, базирующаяся на МКЭ и методах статистической динамики, что позволяет учесть специфические особенности характера нагружения и конструкции, оценить статистические показатели напряженно-деформированного состояния элементов несущих систем и получить необходимые данные для оценки надежности их конструкции.

#### 1.4. Обзор методов определения нагрузочных режимов НС АТС

##### 1.4.1. Обзор экспериментальных методов определения нагрузочных режимов НС.

Работы исследователей МАМИ и НАМИ [30, 79, 85] посвященные экспериментальным исследованиям нагруженности НС легковых и грузовых автомобилей сводились к стендовым и дорожным испытаниям деформаций, статических и динамических нагрузок в подвесках и на элементах несущей системы. Очевидно, что деформации рамы грузового автомобиля существенно зависят от вида и характеристики подвески. Например, для оценки симметричных динамических нагрузок в работе [127] описывается методика, в которой используются данные по величинам ускорений поддресоренных масс автомобиля. Для оценки кососимметричных нагрузок, в связи с трудностями

непосредственного экспериментального определения крутящего момента на раме авторы считают более удобным в дорожных условиях определять угол закручивания рамы и считают это достаточным условием оценки ее нагруженности. Основными датчиками для измерения угла закручивания рамы являлись реохордные и тензометричные датчики.

На рис. 1.7 измерительный прибор состоит из рычага 2, вращающегося вокруг оси 5 и связанного вертикальной тяги 1. Перемещение колеса относительно рамы передается через рычаг 2 упругой балочке 4 на которой наклеены два тензодатчика 3. Прибор крепится к раме струбциной 6. [30]

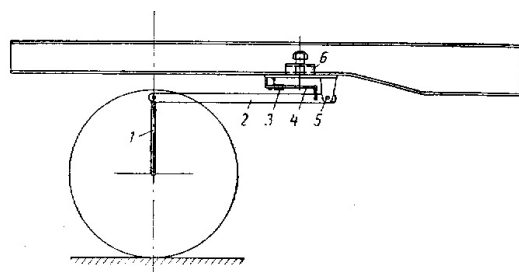


Рисунок. 1.7. Схема прибора с тензометрическими датчиками для измерения деформации подвески автомобиля.

При испытаниях большегрузных автомобилей применялся прибор с реохордными датчиками, позволяющий измерять деформации без усилителя рис.1.8. Он состоит из рычага 1, вращающегося вокруг оси на опоре 3 и связанного с колесом вертикальной тягой 10. Конструкция этой части прибора, а также основания со струбциной 2 аналогична конструкции соответствующих частей ранее описанного прибора. Регистрирующая часть прибора расположена в металлической коробке 8, прикрепленной к основанию прибора. Снаружи коробки расположена система рычагов 4, передающая движение от главного рычага 1 ползуну 6 реохордов, расположенному внутри коробки. На ползуне закреплены пружинящие контакты 9, которые перемещаются по двум реохордам, уложенным рядом на боковой поверхности текстолитового сектора 7. Рычажная система находится в натянутом состоянии под действием пружины 5.

Электрическая схема прибора показана на рис. 1.8 б. Два реохордных датчика включены в схему моста образованного четырьмя постоянными сопротивлениями. Вследствие применения двух реохордов уменьшается нелинейность измерительной системы.

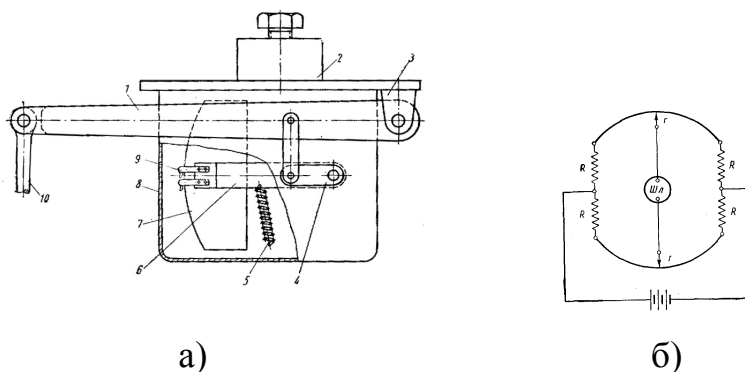


Рисунок. 1.8. Прибор с реохордными датчиками.

а) схема прибора с реохордной системой измерения деформаций рессор; б) электрическая схема реохордного прибора.

С движков реохордов измеряемое напряжение подается на шлейф осциллографа. Мост питается от аккумуляторов постоянным током напряжением 6 в. Полное сопротивление одного реохорда 0,6 Ом, постоянные сопротивления моста по 6 ом. При таких параметрах схемы на шлейф подается ток до 50 мА.

При испытаниях на автомобиль устанавливали четыре прибора для одновременной регистрации деформаций всех четырех рессор.

Для измерения угла закручивания рамы на нее помещали прибор показанный на рис.1.9 [30].

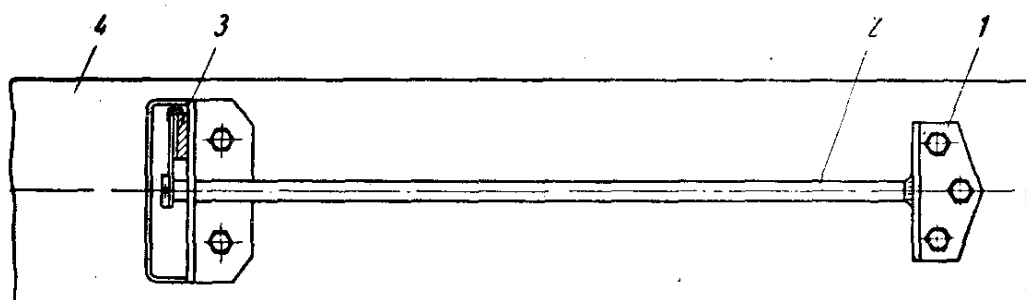


Рисунок. 1.9. Схема прибора с реохордной регистрацией для измерения угла закручивания рамы.

Прибор крепится непосредственно к лонжерону 4 рамы. Он состоит из кронштейна 1, прикрепленного болтами к стенке лонжерона. С кронштейном жестко связан стержень 2; другой конец стержня соединен с движком реохорда 3. Устройство реохорда и электрическая схема прибора совершенно такие же, как и у ранее описанного прибора.

Как видно из рис. 1.9, перемещения движка реохорда при кручении рамы будут пропорциональны углу взаимного поворота двух сечений лонжерона, расположенных на концах стержня 2 т. е. на расстоянии, которое можно назвать базой прибора. При кручении рамы существует вполне определенная зависимость между углом поворота двух сечений лонжерона и углом закручивания всей рамы.

Расчеты и эксперименты показывают, что угол поворота двух сечений лонжерона так относится к расстоянию между ними, как угол закручивания всей рамы относится к базе автомобиля. Для большей надежности соотношение между углом закручивания рамы и показаниями прибора устанавливается опытным путем — тарировкой прибора, установленного в рабочем положении на раме. На автомобиле каким-либо способом создается перекося рамы (например, при заезде в кювет под углом к оси кювета), измеряется угол закручивания рамы и результат сопоставляется с показаниями прибора.

Дорожные испытания нагруженности рам требует наличия тензометрических установок состоящих из усилителя, блоков питания, устройств предохраняющих аппаратуру от воздействия колебаний и вибраций. Принципиальная схема такой установки составлена для одного канала усилителя показана на рис. 1.10

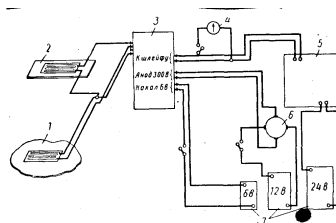


Рисунок. 1.10. Принципиальная схема дорожной тензометрической установки:

1 —активный датчик; 2—компенсационный датчик; 3—усилитель шести каналов; 4 — миллиамперметр; 5 — осциллограф МПО-2; 6 — умформер; 7 — аккумуляторные батареи.

Тензометрические установки размещаются либо в кабине, либо на грузовой платформе, либо на автономном транспортном средстве, которое движется рядом с испытуемой машиной. Основным недостатком таких установок являются большие габариты, вес и трудности автоматизации процесса замера и записи параметров. Все это требует использования дополнительного оператора-исследователя либо дополнительных действий водителя. Перечисленные обстоятельства указывают на неприемлемость такого подхода к исследованиям спортивных машин.

Наиболее современными стационарными установками для проведения дорожных испытаний являются телеметрические станции с достаточно большим радиусом действия. На гоночных автомобилях Формулы 1, 3 и др. исследователи устанавливают телеметрическую аппаратуру на борту автомобиля. Информация со многих датчиков записывается в микропроцессор. На каждом круге автомобиль «сбрасывает» в боксы приблизительно 1МБ телеметрической информации о работе наиболее важных систем. Во время тестов существует возможность в течении пяти кругов накапливать на борту до 40МБ телеметрии, которая считывается при визите в гараж где ее анализом занимаются инженеры исследователи.

Для исследования несущих систем гоночных автомобилей формулы 1600 телеметрический комплекс измерительной аппаратуры наиболее целесообразен. Однако такой подход требует специальных датчиков замера деформаций, ускорений и перемещений.

Для гоночных автомобилей формулы 1600, 3000 контрольно-измерительный комплекс должен обладать следующими требованиями:

- минимальные габариты регистрирующих устройств, устанавливаемых на автомобиле;

- полная автоматизация процесса записи показаний датчиков;
- достаточно большая скорость записи и обработки информации.

#### 1.4.2. Анализ программно – аппаратных комплексов сбора и обработки данных для спортивных автомобилей.

С целью последующего усовершенствования системы для исследования других параметров машины (диагностики двигателя, трансмиссии, тормозного управления и др.) был проведен анализ современных контрольных – измерительных комплексов, предназначенных для исследования машин Формулы 1 .

Как показал анализ в конце 80-х, начало 90-х годов для обеспечения оптимальной работы всех систем двигателя приобрели распространения комплексные системы управления двигателем, что базируются на 16-битовых микропроцессорах. Например, система Bosch MP-1,8 оснащена следующими датчиками см. табл.1.1.

Такая структура позволяет обеспечивать программную регуляцию угла опережения зажигания в зависимости от оборотов двигателя, положение дроссельной заслонки и давление во впускном трубопроводе, оптимальное дозирование и фазирование впрыскивания топлива с учетом температур и давления в системах смазки, охлаждения и питания. Все примененные в Формуле системы отличаются высокой надежностью: например, система «Lucas-468» обеспечивала работу двигателя даже при отказе 95% всех датчиков.

На настоящий момент можно выделить три программно – аппаратных комплексу сбора и обработки данных, связанных с режимами движения гоночного автомобиля:

1 Программно – аппаратный комплекс «AIM My-Chron 3 Gold + Data Logger EVO3 kart systems». Его размещение на автомобиле “Эстония-25-ХАДИ” представлено на рис. 1.11;

- 2 Программно – аппаратный комплекс MoTeC USA. Устанавливается, как правило на машины Формулы 1 (см. рис. 1.12);
- 3 Программно–аппаратный комплекс ADL2000 «АБИТ» г. Санкт - Петербург.

Таблица 1.1. Датчики измерительного комплекса Bosch MP-1,8

№п.п	Назначение датчика	Кол-во
1	Давление воздуха	4
2	Давление масла	1
3	Давление топлива	1
4	Давление масла коробки передач	1
5	Температура воздуха	2
6	Температура воды в системе охлаждения	2
7	Температура масла двигателя	2
8	Температура масла коробки передач	1
9	Температура топлива	1
10	Обороты двигателя	1
11	Скорость движения	1
12	Положения дроссельной заслонки	1
13	Температура микропроцессора	1
14	Датчики сброса	4



Рисунок. 1.11. Размещение на автомобиле “Эстония-25-ХАДИ” программно аппаратного комплекса «AIM My-Chron 3 Gold + Data Logger EVO3 kart systems».



Рисунок. 1.12. Программно – аппаратный комплекс MoTeC USA.



Рисунок. 1.13. Программно – аппаратный комплекс ADL2000 «АБИТ» г. Санкт-Петербург.

В состав рассмотренных систем входят:

- датчики;
- контролер сбора данных;
- программная обработка (ПО) данных.

Минимальный состав датчиков для болидов класса Формула-3 :

- датчик продольного ускорения (акселерометр диапазона  $\pm 3g \dots \pm 10g$ );
- датчик поперечного ускорения (акселерометр диапазона  $\pm 3g$ );
- датчик положения рычагов подвески (4 шт);
- датчик скорости колес (4 шт);
- датчик оборотов двигателя;
- датчик положения акселератора;
- датчик положения рулевого колеса;
- отсечка круга
- датчики температуры выпускного коллектора и тормозных дисков
- гироскопические датчики

В состав контроллера входят:

- два встроенные датчики ускорения;
- 14 универсальных аналоговых входа;
- 16 универсальных цифровых входов;
- 8 цифровых выходов, которые настраиваются, многофункциональных;
- 8Мб (или 4Мб) энергозависимой памяти FLASH;
- 8Кб энергозависимой памяти EEPROM;
- часы реального времени;
- интерфейс CAN (1Mbit);
- интерфейс RS232 (115Kbit);
- поддерживает интерфейс с радио модемом;
- рабочее напряжение питания 6..18 В;

- возможность объединения к 4-ем контролерам в одну синхронизированную систему.

Программное обеспечение обработки данных имеет простой и удобный интерфейс и обеспечивает следующие возможности:

- автоматическое определение интерфейса с контролером CAN или RS232;
- поддержка интерфейса с радио модемом;
- выведение мгновенного состояния датчиков и параметров системы;
- считывание сохраненной информации из контролера;
- ведение базы данных в формате Этап / Заезд /Круг;
- установка параметров датчиков, подключенных к системе;
- расчет статистических и экстремальных параметров движения;
- расчет и сохранение траектории движения;
- выведение данных относительно траектории движения;
- разбивка траектории на характерные участки;
- выведение данных по характерным участкам траектории.

#### 1.5. Обзор расчетных методов определения нагрузочных режимов.

Для исследования конструкции требуется четкое представление о характере нагрузок, действующих на автомобиль. Проблеме нагруженности НС посвящены работы Д.В. Гельфгата, В.А Ошнокова, Я. Павловского, Е. Тессера, Дж. Фентона [30,45,79,105].

Все приведенные исследователи оценивали нагруженность несущей системы через действующие на кузов автомобиля статические нагрузки и коэффициенты динамичности.

В работах [45, 79] все динамические нагрузки представлены в виде проекций по трем координатным осям.

В общем случае на автомобиль действуют силы рис. 1.15:

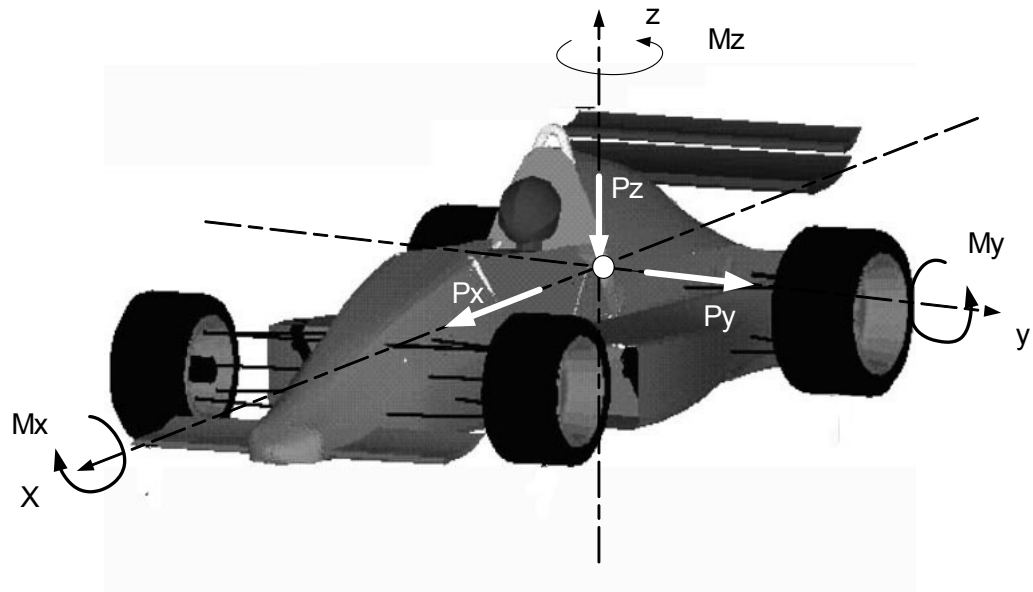


Рисунок. 1.15. Схема сил и моментов действующих на автомобиль

Эти силы вызывают моменты  $M_y$  (на изгиб),  $M_x$  (на кручение) и  $M_z$  (на изгиб в горизонтальной плоскости ( $y - x$ )), причем значения  $M_z$  малы и ими можно пренебречь, так как жесткость  $EJ_z$  корпуса всех кузовов очень большая, отмечает Я. Павловский. Однако для гоночных автомобилей этот параметр необходимо учитывать. Так как изгибная жесткость существенно влияет на настройку жесткости подвески.

$$\begin{aligned}
 P_z &= m_z(G_c - G_{nr}); \\
 P_y &= m_y(G_c - G_{nr}) \\
 P_x &= m_x(G_c - G_{nr})
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

Вертикальные, боковые и продольные силы, т. е.  $P_z$ ,  $P_x$ ,  $P_y$ , зависят от модели дороги и способа езды. В наиболее упрощенной форме отрезки  $l-V$  (рис. 1.16) схематически представляют основные типы дорожных неровностей.

Отрезок 1 состоит из  $n$  симметричных неровностей высотой  $h$ . Шаг неровностей  $t$  подобран так, что масса автомобиля испытывает только вертикальные ускорения и появляются вертикальные силы  $P_zs$ , симметричные для левой и правой сторон автомобиля.

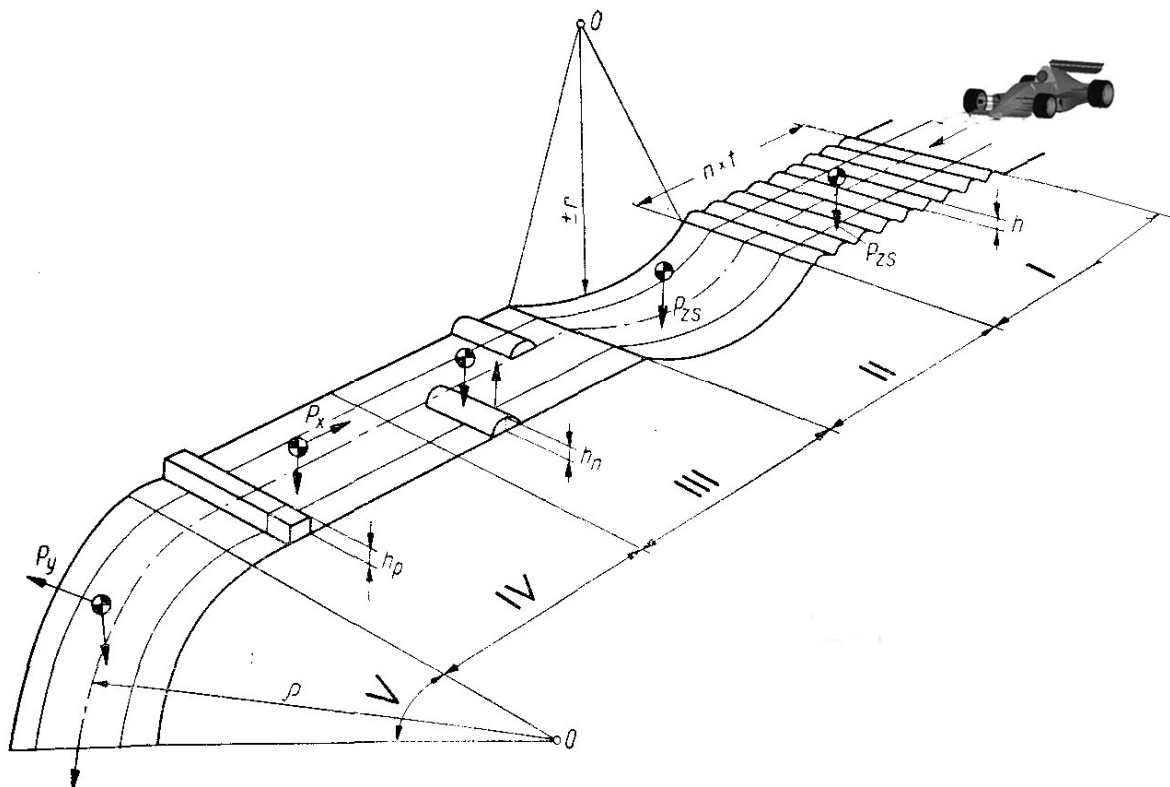


Рисунок. 1.16. Модель дороги

I и II – вертикальные симметричные нагрузки; III - вертикальные несимметричные нагрузки; IV- продольные нагрузки; V – боковая нагрузка.

Отрезок **II** имеет так называемую вертикальную кривизну радиуса  $r$ . Возникающее ускорение пропорционально квадрату скорости и обратно пропорционально радиусу кривизны. В результате создаются вертикальные симметричные относительно продольной оси автомобиля силы  $P_{zs}$ . Отрезок **III** характеризуется несимметричными неровностями высотой  $h_n$ , которые вызывают неодинаковые вертикальные ускорения и, следовательно, угловое ускорение относительно продольной оси. Отрезок **IV** — плоская поверхность с препятствием высотой  $h_p$ . При наезде на это препятствие возникают вертикальное ускорение и сила  $P_x$ . Отрезок **V** имеет так называемую горизонтальную кривизну радиуса  $\rho$ . Ускорение массы автомобиля от действия центробежных сил инерции в боковом направлении вызывает боковую силу  $P_y$ .

Величины ускорений на отрезках  $I—V$  зависят в основном от скорости движения. Практически существующие ограничения скорости движения определяются коэффициентом сцепления колес с опорной поверхностью, физиологией организма водителя.

Согласно принятой модели дороги расчетные нагрузки  $P_{zs}$ ,  $P_{zns}$ ,  $P_x$  и  $P_y$  (см. рис. 1.16) последовательно возникают на отдельных ее отрезках. В действительности эти нагрузки могут создаваться одновременно. Возможны различные комбинации этих нагрузок. Число этих комбинаций определяется выражением

$$i = 1 + \sum_{k=1}^{k=3} \frac{n!}{k!(n-k)!} = 8,$$

где 1 — вариант (случай) вертикальных симметричных нагрузок.

Так как на автомобиль всегда действует сила земного притяжения ( $1g$ ), то этот случай является составляющей во всех комбинациях;  $k = 1, 2, 3$  — число зависимых случаев;  $n = 3$  — число остальных случаев.

В результате такого расчета можно установить восемь комбинаций нагрузок для каждой категории автомобиля [79] (табл. 1.2).

Комбинации нагрузок, создающих случай I, соответствуют отрезкам  $I$  и  $II$  модели дороги; случай II — отрезку III; случай VI — отрезку V; случай VIII — отрезку IV. Кроме того, имеются комбинации нагрузок, создающих случаи III—VI, которыми практически исчерпываются все дорожные ситуации.

В работе [111] описываются возможные комбинации внешних нагрузок, возникающих при разгоне, торможении, движении на повороте, задевании шины за край тротуара, выделяют четыре расчетных случая: удар о препятствие при торможении, поворот, удар о препятствие при ускорении, удар о препятствие при повороте. Во время выполнения динамических измерений при испытаниях автомобилей было получено максимальное ускорение в вертикальном направлении равное  $3g$ , в горизонтальной плоскости поперечные силы, возникающие при движении на повороте, и продольные тормозные силы ограничены сцеплением шины с дорогой, поэтому предельные значения

замедления равные 1g приемлемы. Предложено для нахождения соответствующих максимальных нагрузок умножить величину ускорения (или замедления) на коэффициент запаса, равный 1,5. Таким образом, максимальные вертикальные ускорения (удар о препятствие) составляют  $\pm 4,5g$ , продольные (ускорение и торможение) -  $\pm 1,5g$ , ускорения при движении на повороте достигают  $\pm 1,5g$ .

Таблица 1.2 Динамические коэффициенты для различных случаев комбинации нагрузок легкового автомобиля [80].

Нагрузки, соответствующие модели дороги и вызывающие	Динамические коэффициенты, соответствующие указанным нагрузкам	Случай							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Изгиб	$K_{zs}$	2,0	1,3	1,3	1,2	1,5	1,2	1,5	1,0
Кручение	$K_{zns}$	-	1,3	0,5	0,5	-	0,5	-	-
Боковое сжатие	$K_y$	-		0,4		0,6	-	0,8	-
Продольное сжатие	$K_x$	-	-			0,4	0,6	-	1,0

В монографии [127] обосновывается характеристика микропрофиля дороги, как одного из основных факторов нагруженности НС при экспериментальной оценке ее прочности и долговечности.

В перечисленных работах [45, 46, 79] приводятся данные о нагрузках, действующих на грузовые, легковые автомобили и автобусы. Однако в литературе практически не встречается данных о расчетных и

экспериментальных исследованиях нагруженности несущих систем гоночных автомобилей для кольцевых и др. видов гонок.

Вместе с тем для такого типа автомобилей появились современные подходы к анализу нагрузок на водителя, измеряя только величины ускорения поддрессоренных масс. Так на трассе в Монако проведен анализ перегрузок, действующих на пилота в зависимости от конфигурации трассы и скорости движения автомобиля.

Известна информация о предельных величинах ускорений на всех мировых спортивных трассах, где проводятся соревнования автомобилей класса Формулы 1 (см. раздел 2).

Знание величин предельных ускорений на трассе позволяет рекомендовать величины динамических нагрузок, действующих на поддрессоренные и неподдрессоренные массы автомобиля.

## **РАЗДЕЛ 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ НС И АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ГОНОЧНОГО АВТОМОБИЛЯ ФОРМУЛЫ 1600 НА НАГРУЖЕННОСТЬ ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ**

К оценке расчетных нагрузок автомобиля, в особенности его несущей части, до настоящего времени подходят не так, как к нагрузкам других средств транспорта. Самолеты, суда и железнодорожные вагоны рассчитывают на основании методик и установленных нормативов расчетных нагрузок (как, например, кривая отрыва для различных самолетов, высота волны для судов или сила удара для вагонов). И только для наиболее массового средства транспорта, каким является автомобиль, до сих пор не разработаны основные принципы расчета. Отдельные автомобильные предприятия, опираясь на традиции, идущие от начала кузовостроения, до настоящего времени конструируют кузова в соответствии со своими собственными требованиями. Даже внедрение стальных несущих конструкций кузовов и рост проблемы безопасности не привели к появлению тенденций к выработке общих положений относительно методик расчетов корпусов, кузовов, несмотря на ряд исследований, проведенных отдельными предприятиями для проверки своих изделий [79].

Механика пространственной рамы должна предполагать расчет внешних сил, действующих на НС от подвески. Целью этой главы является систематизация и определение внешних сил, необходимых для расчетов несущей системы гоночного автомобиля. Основные параметры нагружения НС гоночного автомобиля задаются режимами движения и конфигурацией трассы. Режим движения автомобиля, а соответственно и нагрузки, действующие на него, определяется в большей степени конфигурацией трассы и в меньшей степени человеческим фактором. С целью подтверждения этого приводится анализ нагрузок, действующих на гоночный автомобиль, для основных мировых гоночных трасс.

## 2.1. Анализ нагрузок, действующих на гоночный автомобиль, для различных гоночных трасс

Характерными трассами для гоночных автомобилей Формулы 1, 1600, 3 являются трассы, где проводятся чемпионаты мира по правилам гонок Формулы 1. Каждая из трасс имеет свою конфигурацию и протяженность, как показано на приведенных ниже рисунках (2.1...2.7) [65]. Дорожное покрытие указанных трасс отличается высоким качеством – это, как правило, асфальт или асфальтобетон со специальными сцепными свойствами, обеспечивающий возможность достижения высокой скорости движения гоночного автомобиля. В современном календаре чемпионата мира в классе «Формула 1» наиболее скоростной является трасса, расположенная около г. Монца (Италия). На ней средняя скорость превышает 240 км/ч, а максимальная в конце прямой «старт-финиш» – более 350 км/ч.

Особую специфику имеют популярные в США гонки на так называемых «овалах» - данные треки имеют бетонное профилированное покрытие, позволяющее развить еще более высокие скорости – до 400 км/ч. При такой высокой скорости движения гоночного автомобиля незначительные, на первый взгляд, особенности покрытия и профиля дорожного полотна приобретают решающее значение для устойчивости и управляемости.

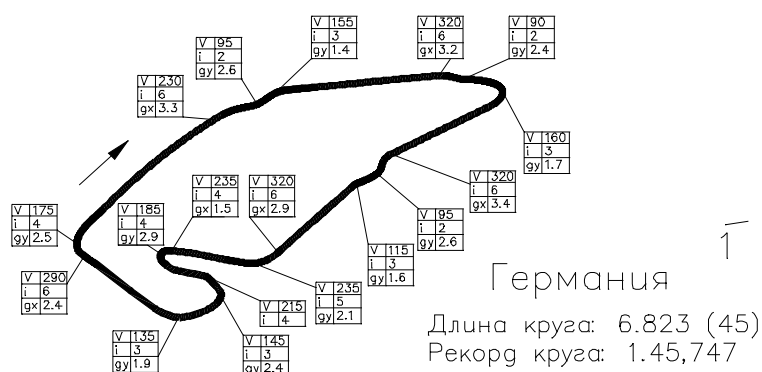


Рисунок. 2.1. Трасса 10 (см. табл.2.1) Германии г. Хоккенхайм.

На всех рисунках  $V$  – скорость,  $I$ - передача,  $g_x$ - продольные ускорения,  $g_y$ - поперечные ускорения.

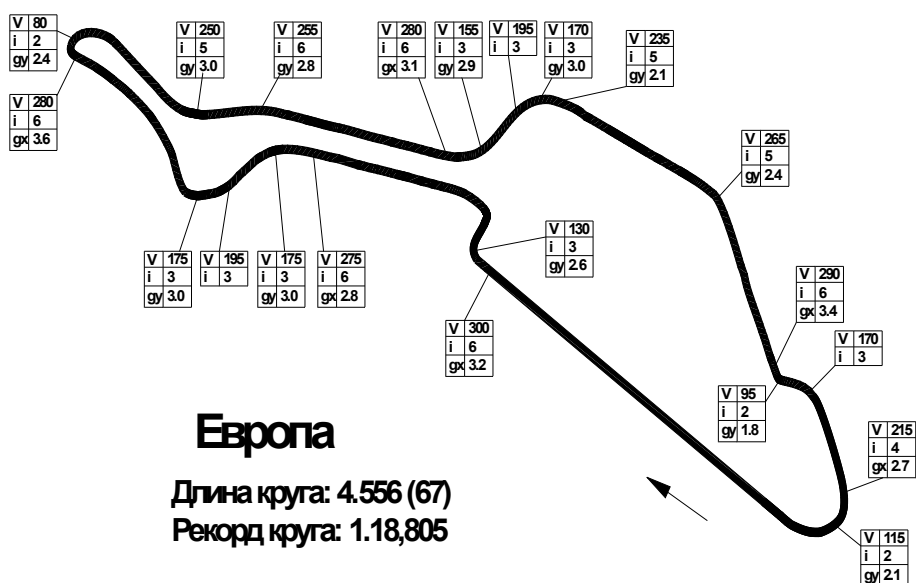
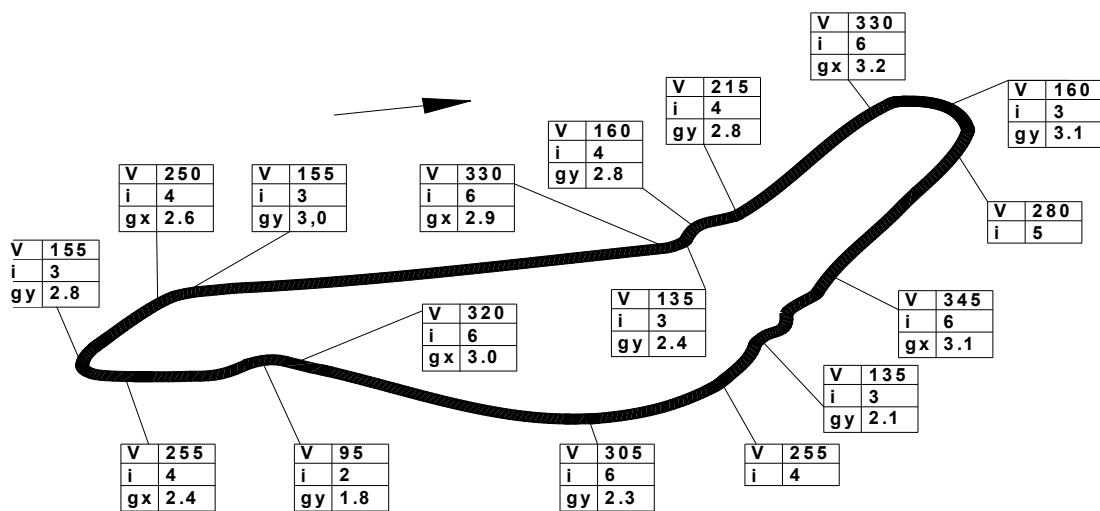


Рисунок. 2.2. Трасса 14 Германия г. Нюрбург.



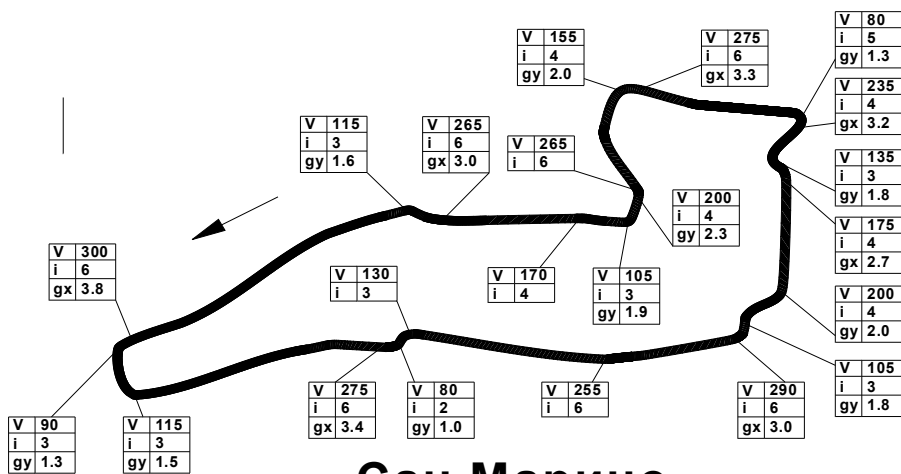
Рисунок. 2.3. Трасса 4 Монако г. Монте-Карло.



## Италия

Длина круга: 5.770 (53)  
Рекорд круга: 1.22,99

Рисунок. 2.4. Трасса 13 Италия г. Монца.



## Сан Марино

Длина круга: 4.093 (62)  
Рекорд круга: 1.25,531

Рисунок. 2.5. Трасса 3 Сан Марино г. Имола



Параметры остальных международных трасс приведены в табл. 2.1,2 и т.д. Трассы условно разбиты на характерные участки по режимам движения машины, зависящих от конфигурации трасс ( прямолинейный участок, вхождение в поворот и поворот).

Согласно данным таблицы на рис. 2.8 приведена гистограмма максимальных и средних величин скоростей движений на трассах различной конфигурации которая показывает, что предельными скоростями на трассах являются скорости в диапазоне от (100 км/ч) до (305 км/ч), предельные скорости при вхождении в поворот составляют (65...245км/ч). Из табл. 2.2 видно, что максимальные продольные ускорения лежат в диапазоне 1,2g до 3g, а из табл. 2.3 максимальные поперечные ускорения находятся в интервале 1g до 3g.

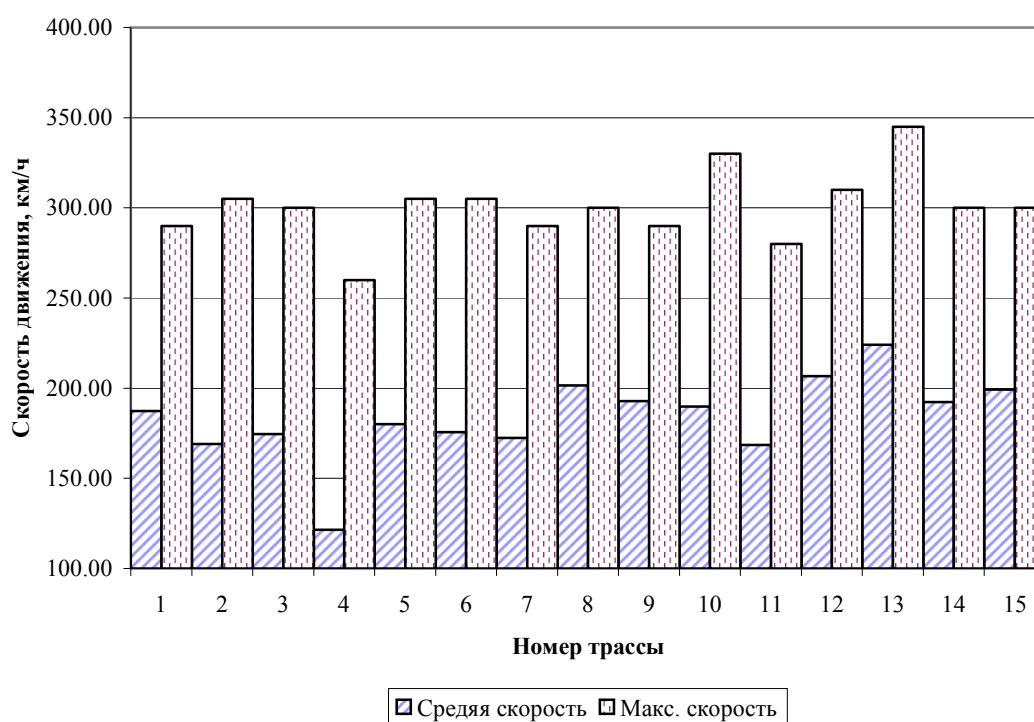


Рисунок. 2.8. Распределение средних и максимальных величин скоростей на международных трассах.

В табл. 2.2 приведены величины предельных продольных и поперечных ускорений на характерных участках трасс.

Таблица 2.1.

Параметры предельных скоростей (км/ч) на международных трассах для проведения шоссейно – кольцевых гонок Формулы 1.

Участок трассы	Мельбурн	Сан-Паулу	Имола	Монтекарло	Барселона	Монреаль	Невер	Сильверстоун	Шпильберг	Хоккенхайм	Будапешт	Спа	Монца	Нюрбургринг	Сузука
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	290	305	255	90	305	300	275	300	70	290	280	275	345	300	300
3	120	90	290	260	120	70	175	235	210	175	130	60	135	130	240
4	280	135	105	125	170	240	275	290	280	330	215	290	255	170	160
5	80	215	200	135	195	130	280	260	290	95	95	270	305	275	215
6	130	300	175	115	215	240	290	205	65	155	95	280	320	175	190
7	170	130	135	210	275	255	65	180	175	320	255	310	95	195	190
8	265	210	235	75	120	95	200	300	275	90	275	140	255	175	140
9	105	275	80	40	240	145	175	175	290	160	175	260	155	280	215
10	170	170	275	75	90	300	140	275	90	320	225	100	250	80	260
11	250	175	155	80	225	105	50	85	275	95	130	190	155	250	200
12	275	80	265	235	225	290	175	209	155	155	225	150	330	255	275
13	90	110	200	215	130	65	225	295	225	320	90	280	160	280	75

14	240	70	105	55	185	305	275	115	175	185	175	240	215	155	250
15	280	175	170	215	140	95	175	245	215	235	130	290	330	170	275
16	175	240	265	145	195		90	255	290	185	135	150	280	265	170

Продолжение табл. 2.1.

17	160	105	115	185	300		250	85	235	215	215	170		290	140
18	260	250	300	150	95		95	106	155	145	185	235		95	300
19	290	70	90	80	210		65	215		135	240	130		170	250
20	115	275	115	100	120						145	260		215	280
21	215		275	40	115						225	295		115	65
22	155		80	105	255						90	300			195
23	130		130	65	215						195	310			
24	250										120	75			
25												75			
26												240			
Средне е	187,29	169,00	174,57	121,52	180,00	175,67	172,37	201,58	192,78	189,74	168,54	206,73	224,06	192,38	199,32

Таблица 2.2

Величины продольных ускорений (1g) спортивных машин на характерных участках международных трасс.

Участок трассы	Мельбурн	Сан-Паулу	Имола	Монтекарло	Барселона	Монреаль	Невер	Сильверстоун	Шпильберг	Хоккенхайм	Будапешт	Спа	Монца	Нюрбургринг	Сузука
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	3,2	3,3	3	2,7	3,8	3,7	3,5	2,6	3,1	2,4	3	1,5	3,1	3,2	2,4
3	3,3	3	2,7	2,9	3	2,6	2,7	1,7	3,3	3,3	2,5	3,6	3	2,6	2,6
4	2,4	3,4	3,2	1,8	3,3	2,9	2,5	2,5	3	3,2	2,5	2,7	2,6	2,6	3,6
5	2,8		1,3	2,7	3	3,6	2,4	3,2	1,6	2,9	2,9	3,4	2,4	3,1	2,7
6	2,3		3,3		2,1	3,8	2,2	2,6	2,6	1,5	1,8	2,7	2,6	2,7	2,6
7	2,3		3		3,8	3,7	2,6	3,2	2,6		1,1	3,4	2,9		
8					1,4			1,4			2,5		3,2		
<b>Среднее</b>	2,33	2,43	2,36	2,02	2,55	2,90	2,27	2,15	2,31	2,22	1,98	2,47	2,48	2,37	2,32

Таблица 2.3

Величины поперечных ускорений (1g) спортивных машин на характерных участках международных трасс.

Участок трассы	Мельбурн	Сан-Паулу	Имола	Монтекарло	Барселона	Монреаль	Невер	Сильверстоун	Шпильберг	Хоккенхайм	Будапешт	Спа	Монца	Нюрбургринг	Сузука
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	1,9	2,1	1,8	1,5	2,6	1,5	3,2	3	2,4	2,6	2,1	3,2	2,1	2,6	3,1
3	1,8	2,6	2,0	2,9	2,8	2,1	3,2	3,6	1,5	2,6	2,2	3,6	2,3	2,6	2,7
4	2	2,6	1,8	2,5	3,1	2,8	1,2	2,7	2,2	1,4	2,1	2,4	1,8	3	3,5
5	1,8	2,1	2,0	2,1	2	1,6	1,8	3	1	2,4	2,2	2,6	2,8	3	2,8
6	2,3	2,3	2,3	1,2	1,4	2,4	2,8	3	2,4	1,7	2,2	3	3	2,6	2,7
7	2,0	2,9	1,9	1,6	2	2	2	1	1	2,6	1,8	2,4	2,8	3	2,4
8	2,4	2,2	1,6	1,6	1,5	1,4	2,8	2	2,8	1,6	2,3	2,6	3,1	2,8	3
9	2,6	1,8	1,3	2,1	2,3	1,8	1,1	2	2,4	2,9	2,2	1,8		2,9	3
10	1,4	2,2	1,5	1,2	2,4		2,8	1,9	1,6	2,9	2,5	3,1		3	1,4
11	2	1,8	1	2,7	3		2,1	1,5	2,6	2,4	2,6	2,4		2,4	2,7
12	2,3	2,3		2,8	2,4		2,2		3	1,9	2,2	2,6		1,8	2,7
13	1,8	2,4		2	2,2		1,2				1,7	2,4		2,1	2,2
14	2,2	2,1		1	2,8						2,3	3,2			2,9

15		1,2		1,5	3							3,2			1,4
												3,4			1,4
Среднее	2,33	2,43	2,36	2,02	2,55	2,90	2,27	2,15	2,31	2,22	1,98	2,47	2,48	2,37	2,32

На рис. 2.9 представлены величины максимальных продольных ускорений на характерных участках трассы и величины коэффициентов динамичности рассматриваемые как отношения максимального продольного ускорения к среднему ускорению на трассе [30]. То есть коэффициент динамичности при оценке динамики движения в продольном направлении:

$$K_x = \dot{j}_{x \max} / \dot{j}_{x \text{ ср}},$$

где  $\dot{j}_{x \max}$  - максимальное продольное ускорение ;

$\dot{j}_{x \text{ ср}}$  - среднее продольное ускорение на отдельной трассе.

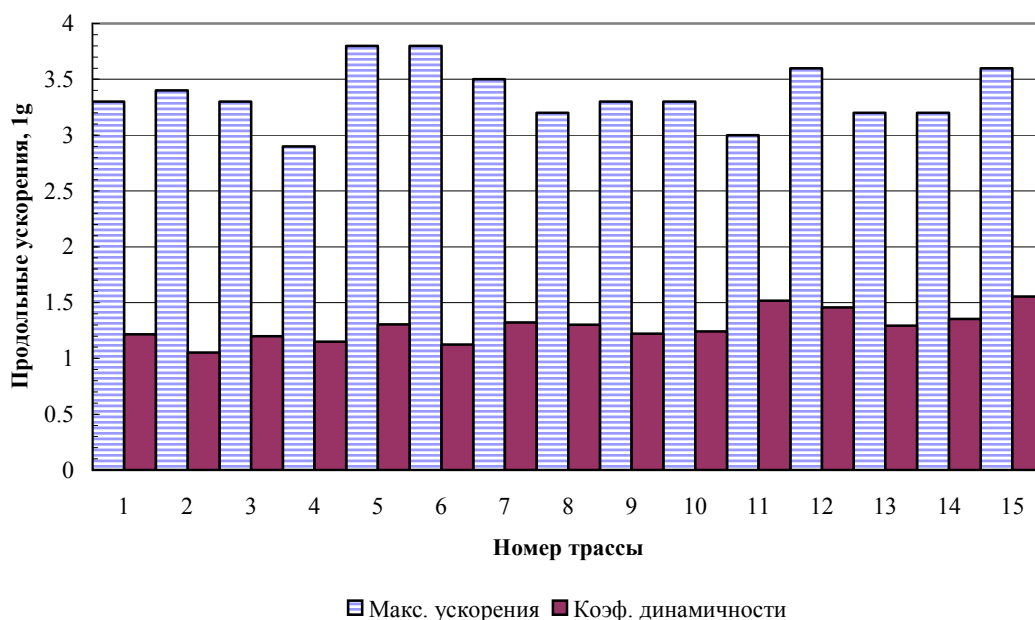


Рисунок. 2.9. Величины продольных ускорений и величины коэффициентов динамичности на отдельных трассах.

На рис. 2.10 представлены величины максимальных боковых ускорений на характерных участках трассы и величины коэффициентов динамичности рассматриваемые как отношения максимального продольного ускорения к среднему ускорению на трассе. То есть коэффициент динамичности при оценке динамики движения при прохождении поворотов:

$$K_y = j_{y \max} / j_{y \text{ ср}},$$

где  $j_{y \max}$  - максимальное продольное ускорение ;

$j_{y \text{ ср}}$  - среднее продольное ускорение на отдельной трассе.,

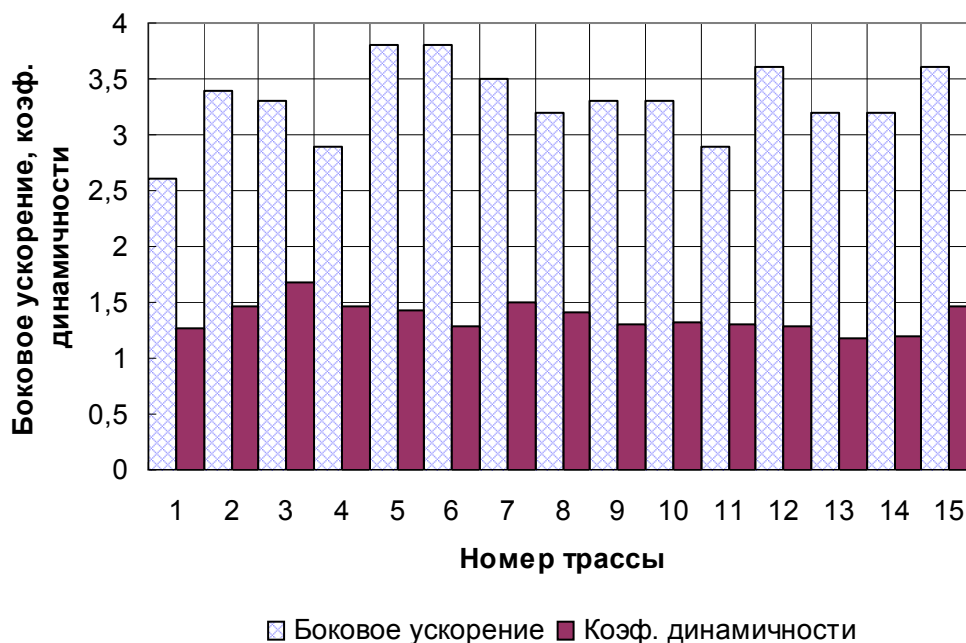


Рисунок. 2.10. Величины боковых ускорений и величины коэффициентов динамичности на отдельных трассах.

Кроме рассмотренных воздействий на спортивный автомобиль, которые вызваны режимом движения и конфигурацией трассы на автомобиль действуют вертикальные нагрузки, которые вызваны переходными режимами движения (разгон, торможение), а также микропрофилем покрытия трассы, ее вертикальной кривизной.

Таким образом, спектр нагрузок действующих на несущую систему спортивной машины, гораздо меньше рассмотренного в первой главе по модели дороги Яна Павловского [79].

В рассматриваемом случае модель дороги можно представить в упрощенной форме с тремя расчетными участками: воздействие микропрофиля, вертикальная кривизна и поворот.

## 2.2. Моделирование движения гоночного автомобиля по плоскости с заданным микропрофилем

Как отмечается в работе [79] вертикальные нагрузки, симметричные относительно продольной оси автомобиля, возникают во время езды по неровной поверхности, когда оба колеса, переднее и заднее, одновременно наталкиваются на препятствия. Действующая на шасси симметричная сила равна:

$$P_z = K_z^l (G_a - G_H), \quad (2.1)$$

где  $K_z^l$  - коэф. динамичности в вертикальной плоскости;

$G_a$  - вес автомобиля, Н;

$G_H$  - вес несущей системы, Н.

Для гоночных автомобилей характерным есть движение по специально подготовленной трассе, поэтому симметричные вертикальные нагрузки воздействующие на НС, зависят в большей степени от микропрофиля трассы и характеристики подвески.

Микропрофиль дороги представим в виде эргодичной стационарной функции [45,109]

$$q = q(L_g) \quad (2.2)$$

где  $q(L_g)$  – высота неровностей микропрофиля дороги в зависимости от длины.

Согласно последним исследованиям [45,109] распределение ординат микропрофиля дорог практически подчиняется нормальному закону.

Корреляционная функция микропрофиля представляется в виде:

$$Rq(\tau) = Dq(A_{01} \cdot e^{-\alpha_1|\tau|} + A_{0r} \cdot e^{-\alpha_2|\tau|} \cdot \cos \beta\tau), \quad (2.3)$$

где  $\tau = \frac{l}{V_a}$ ,  $l$  – величина перемещения аргумента,

$V_a$  скорость автомобиля;

$Dq = \sigma_q^2$  – дисперсия ординаты микропрофиля;

$A_{01}, A_{02}$  – коэффициенты аппроксимации;

$$\alpha_1 = \alpha_{01} V_a; \quad \alpha_2 = \alpha_{02} V_a; \quad \beta = \beta_0 V_a,$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \beta_0$  – коэффициенты корреляционной связи.

Для дороги с асфальтобетонным покрытием, используем данные [45,109] :

$$\begin{aligned} D_q &= 0,64 \dots 1,0 \text{ см}^2; & \alpha_{01} &= 0,25 \dots 0,16 \text{ м}^{-1} \\ \sigma_q &= 0,8 \dots 1,0 \text{ см}; & \alpha_{02} &= 0,06 \dots 0,05 \text{ м}^{-1} \\ A_{01} &= 0,65 \dots 0,88; & \beta_0 &= 0,393 \dots 0,638 \text{ м}^{-1} \\ A_{02} &= 0,35 \dots 0,12; & L_g &= 15 \dots 16 \text{ м} \end{aligned}$$

Для выбранной аппроксимации, формула спектральной плотности имеет вид:

$$Sq(\omega) = \frac{D_q \cdot A_{01} \cdot \alpha_1}{\pi} \cdot \frac{1}{\omega^2 + \alpha_1^2} + \frac{D_q \cdot A_{02} \cdot \alpha_2}{\pi} \cdot \frac{D_q^2 + \alpha_2^2 + \beta^2}{(D_q^2 + \alpha_2^2 - \beta^2) + 4\alpha_2^2 \beta^2} \quad (2.4)$$

Если динамическая система подрессорования рассматриваемого автомобиля линейная, то амплитуда вынужденных колебаний приравняется добавке амплитуды возбуждающей функции на модуль амплитудно-фазовой характеристики.

Полученный энергетический амплитудный спектр  $Sq(\omega)$  случайной стационарной функции является спектром квадратов амплитуд действия микропрофиля дороги. Поэтому для получения энергетического

амплитудного спектра вынужденных колебаний необходимо этот спектр действия умножить на квадрат амплитудной частотной характеристики:

$$S_z(\omega) = |W_z(i\omega)|^2 \cdot S_q(\omega) \quad (2.5)$$

где  $W_z(i\omega)$  – амплитудно-частотная характеристика колебаний по аргументу  $Z$ .

В свою очередь вертикальные нагрузки, действующие на НС, вызваны микропрофилем трассы, в большой мере зависят от характеристики подвески гоночного автомобиля. Специфика кольцевых гонок предъявляет особые требования к гоночному автомобилю (болиду), в частности, к его подвеске. Любое изменение схождения колеи при ходе колес приводит к появлению увода шин, вследствие чего возникают неучтенные боковые силы, особенно ощутимые при использовании низкопрофильных шин, повышается сопротивление качению колес и снижается устойчивость прямолинейного движения. К этому надо добавить возможность отрицательного влияния на рулевое управление. Для спортивных и гоночных автомобилей также нежелательно изменение установленного развала колес, поскольку в противном случае широкая беговая дорожка протектора шины (необходимая для передачи значительных боковых сил, тяговых и тормозных моментов) во время движения на повороте будет опираться только на кромку. Поэтому задачей конструктора является разработка подвески с такой кинематикой, при которой подобные отклонения не могут возникать или, по крайней мере, свести их негативное влияние к минимуму.

Поэтому целесообразно провести оценку влияния характеристик подвески на нагруженность несущей системы гоночного автомобиля.

### 2.2.1. Оценка влияния характеристик подвески на нагруженность НС.

При исследовании вертикальных колебаний можно рассмотреть колебания передней и задней осей автомобиля, используя упрощенную модель подвески рис.2.11.

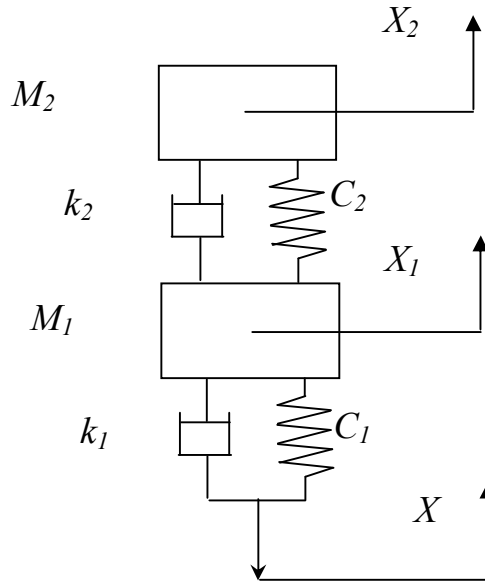


Рисунок. 2.11. Двухмассовая колебательная система

Дифференциальное уравнение колебания показанной системы будет иметь вид:

$$\begin{cases} M_{п1,2} \ddot{X}_2 + k_{1,2} (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + C_{1,2} (X_2 - X_1) = 0 \\ M_{ш1,2} \ddot{X}_2 + k_{1,2} (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + k_{ш1,2} \dot{X}_1 + C_{1,2} (X_1 - X_2) + C_{ш1,2} \dot{q} = k_{ш1,2} \dot{q} + C_{ш1,2} q \end{cases} \quad (2.6)$$

где  $X_2$  – вертикальное перемещение поддресоренной массы;

$X_1$  – вертикальное перемещение контакта колеса с дорогой; индексы 1,

2 – определяют переднюю и заднюю подвески соответственно;

$M_{п1,2}$  – поддресоренные массы;

$M_{ш1,2}$  – неподдресоренные массы;

$k$  – коэффициент демпфирования амортизатора при закрытых клапанах, приведенный к колесу;

$k_{ш}$  – коэффициент демпфирования шины;

$C_{ш}$  – жесткость шины;

$C$  – жесткость подвески.

Сгруппировав члены уравнения, получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} (M_{ш1,2} \ddot{X}_2 + k_{1,2} \dot{X}_2 + C_{1,2} X_2) - (k_{1,2} \dot{X}_1 + C_{1,2} X_1) = 0; \\ - (k_{1,2} \dot{X}_2 + C_{1,2} X_2) + \left[ M_{ш1,2} \ddot{X}_1 + (k_{1,2} + k_{ш1,2}) \dot{X}_1 + (C_{1,2} + C_{ш1,2}) X_1 \right] = \\ = k_{ш1,2} \cdot \dot{q} + C_{ш1,2} q \end{cases} \quad (2.7)$$

Проведя для данных уравнений преобразование Лапласа величин нулевых выходных условиях, получаем уравнения в виде:

$$\begin{cases} (M_{ш1,2} p^2 + k_{1,2} p + C_{1,2}) X_{1,2}(p) - (k_{1,2} \cdot p + C_{1,2}) X_{ш1,2}(p) = 0; \\ - (k_{1,2} p + C_{1,2}) \cdot X_{1,2}(p) + \left[ M_{ш1,2} p^2 + (k_{1,2} + k_{ш1,2}) \cdot p + C_{1,2} + C_{ш1,2} \right] \cdot \\ \cdot X_{ш1,2}(p) = (k_{1,2} p + C_{ш1,2}) \cdot Q(p) \end{cases} \quad (2.8)$$

где  $X_{1,2}(p)$ ,  $X_{ш1,2}(p)$  и  $Q(p)$  – преобразование Лапласа величин  $X_{1,2}$ ;  $X_{ш1,2}$ ;  $q(t)$ ;

$p$  – комплексная переменная.

Передаточные функции в подвеске определяются по формулам:

$$W_{X1,2}(p) = X_{1,2}(p)/Q(p); \quad (2.9)$$

$$W_{Xш1,2}(p) = X_{ш1,2}(p)/Q(p); \quad (2.10)$$

Частотные характеристики подвески определяются при чисто условных значениях аргумента  $p$ , т.е. при  $p = i \cdot \omega$  (где  $\omega$  – частота колебаний

системы). При произведении частотной характеристики на комплексно – соединенные выражения получим квадрат модуля частотной характеристики.

Формулы для определения квадратов модулей частотных характеристик приведены ниже:

$$\begin{aligned} [W_{X1,2}(i\omega)]^2 &= A/B; [W_{X1,2}-X_{Ш1,2}(i\omega)]^2 = D/B; [W_{XШ1,2}(i\omega)]^2 = \omega^2 C/B; \\ [W_{XШ1,2}(i\omega)]^2 &= \omega^4 A/B; [W_{XШ1,2}(i\omega)]^2 = C/B; [W_{XШ1,2}(i\omega)]^2 = \omega^2 A/B; \\ [W_{XШ1,2}X_{1,2}(i\omega)]^2 &= \omega^2 D/B; [W_{XШ1,2}(i\omega)]^2 = \omega^4 C/B; [W_{q-X_{1,2}}(i\omega)]^2 = E/B. \end{aligned}$$

$$\text{где } A = (C_{Ш1,2} \cdot C_{1,2} - k_{1,2} \cdot k_{Ш1,2} \omega^2)^2 + (k_{Ш1,2} \cdot C_{1,2} + C_{Ш1,2} \cdot k_{1,2})^2 \omega^2;$$

$$\begin{aligned} B = \{ & C_{Ш1,2} \cdot C_{1,2} - [M_{П1,2}(C_{Ш1,2} + C_{1,2}) + k_{Ш1,2} \cdot k_{1,2} + C_{1,2} \cdot M_{Ш1,2}] \omega^2 + M_{П1,2} \cdot M_{Ш1,2} \omega^4 \}^2 + \\ & + \{ (k_{1,2} \cdot C_{Ш1,2} + C_{1,2} \cdot k_{Ш1,2}) \omega - [M_{П1,2}(k_{Ш1,2} + k_{1,2}) + k_{1,2} \cdot M_{Ш1,2}] \omega^3 \}^2; \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} C = [ & C_{Ш1,2} \cdot C_{1,2} - (M_{П1,2} \cdot C_{Ш1,2} + k_{Ш1,2} \cdot k_{1,2}) \omega^2 ]^2 + [(k_{Ш1,2} \cdot C_{1,2} + C_{Ш1,2} \cdot k_{1,2}) \omega - \\ & - M_{П1,2} \cdot k_{Ш1,2} \omega^3] \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$D = \omega^4 M_{П1,2}^2 \cdot (C_{Ш1,2}^2 + k_{Ш1,2}^2 \cdot \omega^2); \quad (2.13)$$

$$E = [\omega^4 M_{П1,2} \cdot M_{Ш1,2} - \omega^2 C_{1,2} (M_{П1,2} + M_{Ш1,2})]^2 + [\omega^3 k_{1,2} (M_{П1,2} + M_{Ш1,2})]^2 \quad (2.14)$$

### 2.2.2. Определение статистических характеристик подвески.

Средне статистическое отклонение случайной величины  $Z$  на выходе для диапазона частот от 0 до  $\omega_n$

$$\sigma_z = \sqrt{2 \cdot \int_0^{\omega_n} |W_z(i\omega)|^2 S_q(\omega) d\omega} \quad (2.15)$$

Определим средние статистическое отклонение: ускорения подрессоренных масс -  $\sigma_{\ddot{x}_2}$ ; относительного перемещения подрессоренных и

неподдресоренных масс  $-\sigma_{(x_1-x_2)}$  и перемещения колес  $\sigma_{(q-x_1)}$  относительно микропрофиля дороги по формулам:

$$\sigma_{\ddot{x}_2} = \sqrt{2 \int_0^{\omega_n} S_{\ddot{x}_2}(\omega) d\omega};$$

$$\sigma_{(x_1-x_2)} = \sqrt{2 \int_0^{\omega_n} S_{(x_1-x_2)}(\omega) d\omega};$$

$$\sigma_{(q-x_1)} = \sqrt{2 \int_0^{\omega_n} S_{(q-x_1)}(\omega) d\omega},$$

где  $S_{\ddot{x}_2}(\omega), S_{(x_1-x_2)}(\omega), S_{(q-x_1)}(\omega)$  - энергетические амплитудные спектры соответственно вынужденных колебаний поддресоренных масс, относительных перемещений поддресоренных и неподдресоренных масс и перемещений колес относительно микропрофиля дороги.

Рассмотрим влияние характеристик подвесок на колебания автомобиля при движении со скоростями от 100 до 250 км/ч по усовершенствованным дорожным покрытиям. На представленных ниже диаграммах рис 2.12-2.14 приведены статические характеристики величин, характеризующих колебания поддресоренных масс автомобиля. Эти диаграммы помогают оценить резерв повышения плавности хода и стабильность контакта колес с дорогой хорошего качества.

Рассмотрев полученные результаты, представленные на графиках рис.2.12, 2.14, делаем вывод, что ускорения воспринимаемые кузовом растут с увеличением скорости не постоянно и, при достижении определенного порога скорости, происходит резкое снижение величины ускорений воспринимаемое кузовом автомобиля. При этом снижение происходит не до нуля, а до определенного асимптотического значения.

На величину ускорений поддресоренных масс в свою очередь оказывает существенное влияние жесткость подвески (см.

рис.2.12).Наименьшие значения ускорений кузова обеспечиваются при жесткости передней подвески менее 14 Н/мм и более 19 Н/мм.

Для задней подвески ускорения кузова растут непропорционально увеличению жесткости подвески (рис.2.13). Минимальные значения ускорений кузова (до 500 см/с<sup>2</sup>) соответствуют жесткости задней подвески ниже 20Н/мм. При жесткости задней подвески более 22 Н/мм ускорения резко возрастают .

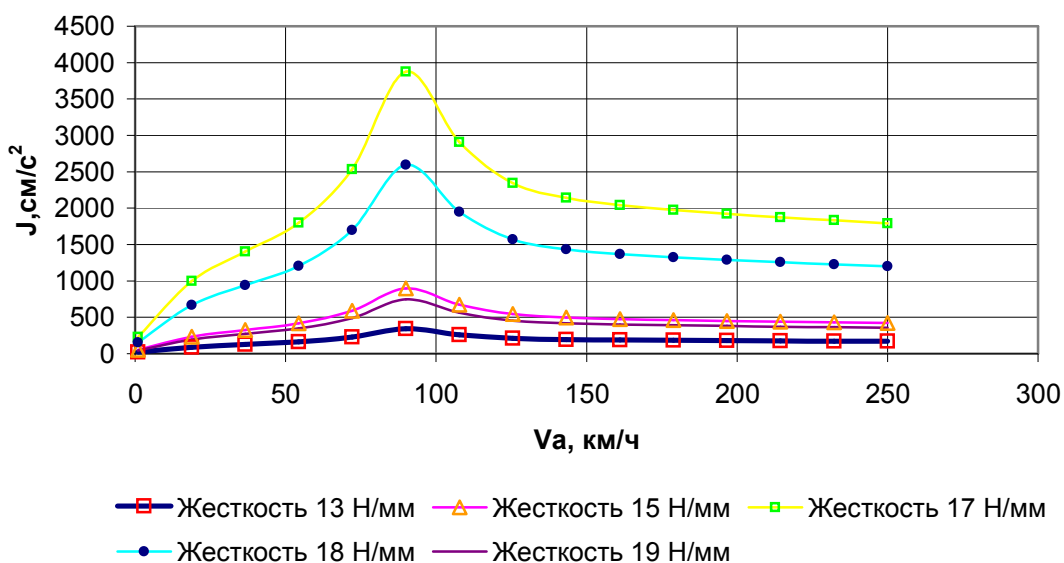


Рисунок. 2.12. Зависимость ускорений НС от жесткости передней подвески.

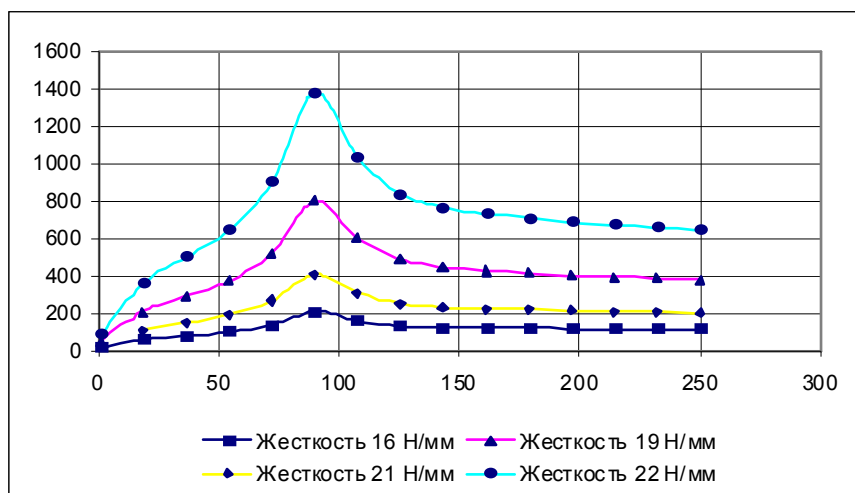


Рисунок. 2.13. Зависимость ускорений НС от жесткости задней подвески.

Минимальное значение среднеквадратических ускорений кузова достигается при значении жесткости передней подвески 13 Н/мм (см.рис. 2.14) в диапазоне коэффициентов сопротивлений подвески от 0,3 до 1,02 Н/мм. Для жесткости передней подвески 13 Н/мм минимум ускорений кузова соответствуют следующим значениям сопротивлений подвески (рис. 2.14):

- при скорости 100 км/ч –  $K_2=1,02$  Н с/мм;
- 150км/ч -  $K_2=0,59$  Н с/мм;
- 200км/ч -  $K_2=0,44$  Н с/мм;
- 250 км/ч -  $K_2$  менее 0,3 Н с/мм.

Условие контакта шин с дорогой на высоких скоростях движения достигается подбором таких характеристик подвески, которые обеспечивают минимум среднеквадратического перемещения колес относительно дороги -  $\sigma_{(q-x_1)}$ .

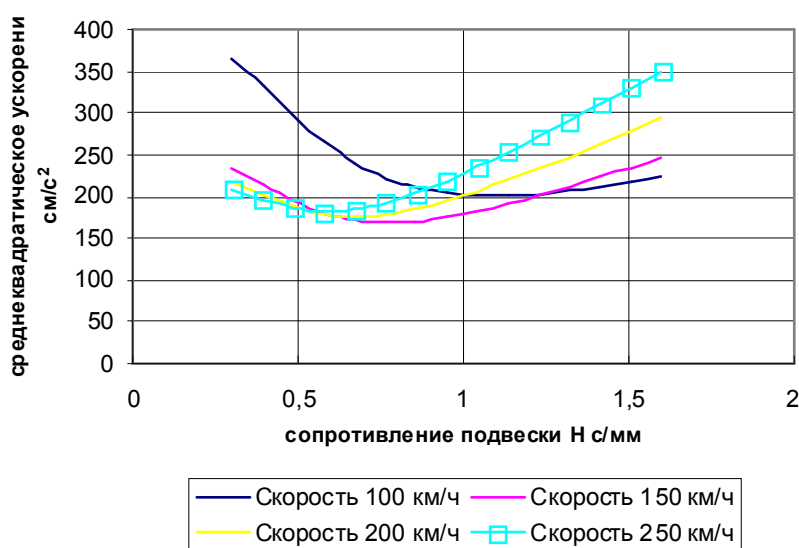


Рисунок. 2.14. Зависимость ускорений НС от жесткости задней подвески

Так при жесткости передней подвески 13 Н/мм минимум  $\sigma_{(q-x_1)}$  достигается при скорости:

- 150 км/ч –  $K_2=1,2$  Н с/мм;

- 200 км/ч –  $K_2=0,97$  Н с/мм;
- 250 км/ч –  $K_2=0,967$  Н с/мм.

При жесткости задней подвески 21 Н/мм минимум  $\sigma_{(q-x_1)}$  достигается (см. рис. 2.14) при скорости:

- 150 км/ч –  $K_2=2,27$  Н с/мм;
- 200 км/ч –  $K_2=2,267$  Н с/мм;
- 250 км/ч –  $K_2=1,83$  Н с/мм.

Для этих же условий минимум ускорений поддресоренных масс для передней подвески обеспечивается величиной сопротивления  $K_2=0,533$  Нс/мм (рис.2.12), для задней подвески –  $K_2=2,05$  Н с/мм (рис.2.13).

Таким образом для данной колебательной системы оптимальным значением сопротивления подвески по условию стабильности контакта шин с дорогой является средне - арифметическое значение.

### 2.3. Численное моделирование режимов движения автомобиля по заданной трассе

Основными нагрузочными режимами движения гоночного автомобиля является разгон до максимально возможной скорости на прямом участке с последующим торможением до скорости, определяющей устойчивость автомобиля на повороте [119]. Максимальная скорость на конкретном участке зависит, с одной стороны от динамической характеристики автомобиля, а с другой стороны от длины участка и устойчивостью при движении по прямому участку трассы. Анализ конфигураций существующих трасс показал, что максимальная длина прямого участка трассы составляет от 500-1000м и максимальное ускорение на нем  $2,1g$ , что соответствует максимальной скорости  $V_{max}$ . Обозначим ее как безопасную скорость для данного участка трассы  $V_6$  перед торможением. Конечная скорость подтормаживания, определяется безопасностью вхождения в поворот и устойчивым движением при прохождении поворота. Предельным

нагрузочным режимом при торможении является подтормаживания со скорости  $V_{бi}$  до безопасной скорости вхождения в поворот  $V_{бi+1}$

### 2.3.1. Составление математической модели режима движения.

В данном разделе рассмотрено определение нагрузок, действующих на автомобиль при оптимальном скоростном режиме, то есть режиме, обеспечивающем минимальное время прохождения трассы при соблюдении условий безопасности. Математическая модель этой задачи состоит в следующем: трасса считается линией на плоскости (то есть не учитывается подъем, спуск, поперечный уклон и т.д.) разбитой на участки постоянной кривизны. Все вычисления по данной методике выполнены на примере трассы спортивного комплекса "Чайка" г. Киев (малое кольцо), конфигурация которой представлена на рис. 2.15

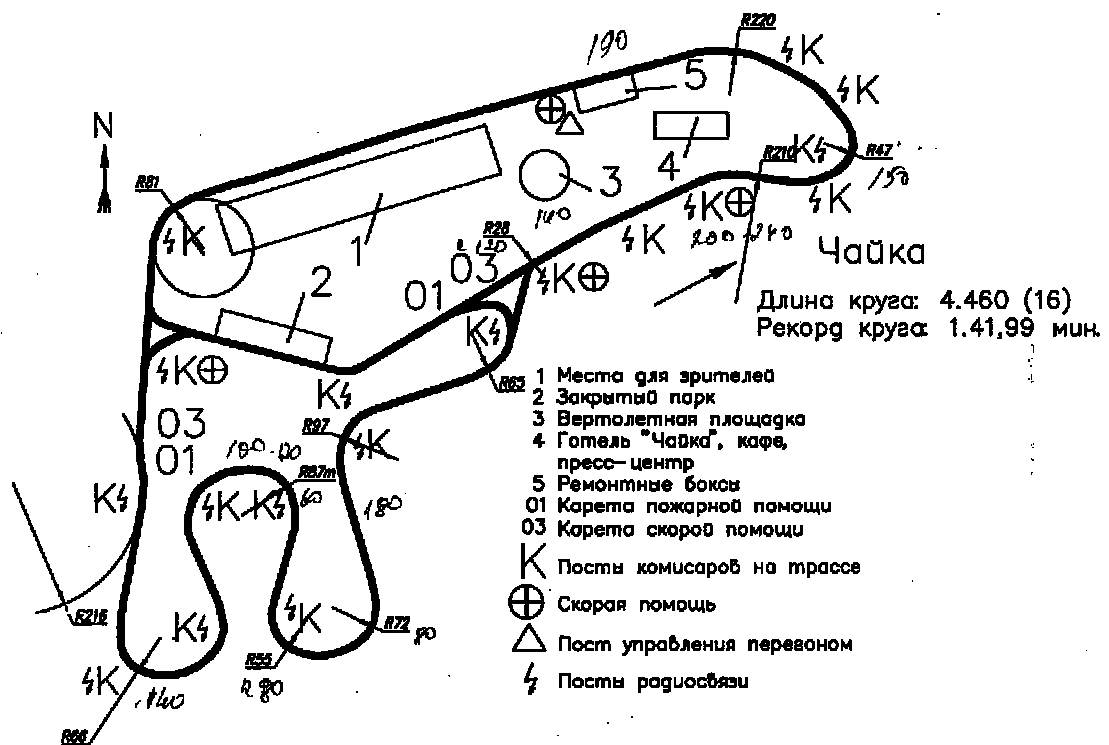


Рисунок. 2.15. Конфигурация трассы "Чайка".

По каждому участку определяется безопасная скорость  $V_б$ . Автомобиль считается материальной точкой, движение которого описывается известными дифференциальными уравнениями.

Приоритетной задачей является выбор управления, обеспечивающего прохождение трассы за минимальное время. Эта задача относится к разделу математики "Оптимальное управление" и называется задачей быстродействия. Для решения таких задач разработаны численные методы.

Специфика рассматриваемой задачи в том, что решение уравнения разгона можно получить в аналитическом виде поскольку оно является дифференциальным уравнением с разделяющимися переменными. Уравнение торможения является нелинейным уравнением. Для его решения применен численный метод.

На основании этой математической модели можно прогнозировать нагрузочный режим при прохождении трассы, что позволяет произвести выбор параметров НС на стадии проектирования.

В результате решения получен оптимальный скоростной режим  $V(S)$ , обеспечивающий прохождение трассы за наименьшее время. Далее найдена зависимость  $j(S)$  для различных режимов движения.

#### 2.3.1.1. Режим разгона.

В случае разгона используется уравнение силового баланса [122]

$$m_a \cdot \delta \cdot dV/dt = P_T - P_{\square} - P_w \quad (2.16)$$

где  $P_T$  – тяговое усилие на ведущих колесах Н,

$P_{\square}$ - суммарное дорожное сопротивление ,

$P_w$ - сила сопротивления воздуха,

$m_a$  – масса автомобиля,

$\delta$ - коэффициент учета вращающихся масс,

$V(t)$  - скорость автомобиля в момент времени  $t$ .

Для решения уравнения (2.16) введем обозначения:

$$K_0 = \delta * m_a; \quad K_{1_i} = \frac{1000 \cdot u_{ki} \cdot u_0 \cdot \eta_t}{r_0} \cdot (N_{e \max}); \quad K_{2_i} = \frac{u_{ki} \cdot u_0}{r_k};$$

$$B_{0_i} = \frac{K_{1_i}}{\omega_N} - \psi \cdot G_a; \quad B_{1_i} = \frac{K_{1_i} \cdot K_{2_i}}{\omega_N^2}; \quad B_{2_i} = \frac{K_{1_i} K_{2_i}^2}{\omega_N^3} + k \cdot F,$$

где  $u_{ki}$  – передаточное число на  $i$ -той передаче,

$\omega_N$ - угловая частота коленчатого вала при максимальной мощности,  $c^{-1}$ ,

$u_0$ - передаточное число главной передачи,

$\eta_t$ - коэффициент полезного действия трансмиссии,

$N_{e \max}$ - максимальная мощность, кВт,

$k$ - коэффициент сопротивления воздуха,  $H * c^2 / m^4$ ,

$F$  – площадь лобового сопротивления  $m^2$ ,

$r_k$ - радиус качения колеса, м.

Пусть разгон начинается с момента времени  $T_0=0$  с передаточного числа  $U_{k1}$ , переход от передаточного числа  $U_{ki}$  на число  $U_{(ki+1)}$  происходит в момент времени  $T_i$  при скорости  $V_i$ . Путь который проходит автомобиль на  $U_{ki}$  передаче равен  $S_i$ . Схематически это представлено на рис. 2.16

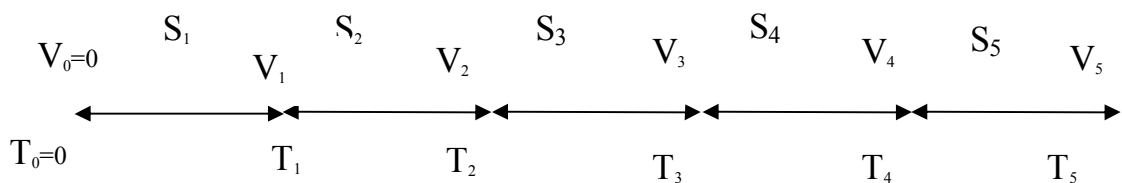


Рис. 2.16. Векторное представление трассы.

Промежуток пути от  $T_i$  до  $T_{i+1}$  будем называть  $(i)$  участком разгона. Уравнение (2.16) и все последующие соотношения приводят к следующему дифференциальному уравнению движения на промежутке  $[T_i, T_{i+1}]$

$$K_0 \frac{dV}{dt} = B_{0i} + B_{1i}V - B_{2i}V^2 \quad (2.17)$$

Интегрируя уравнение (2.17) получим:

$$\int_{T_i}^t dt = K_0 \int_{V_i}^V \frac{dV}{B_{0i} + B_{1i}V - B_{2i}V^2} \quad (2.18)$$

Обозначим  $D_i = B_{1i}^2 + 4B_{0i} * B_{2i}$

Вычисления показывают, что для всех значений  $D_i > 0$

На участке  $[V_{k-1}, V_k]$  имеем:

$$(t - T_{k-1}) = K_0 * \frac{1}{\sqrt{D_k}} \ln \left| \frac{-2B_2V + B_1 - \sqrt{D}}{-2B_2V + B_1 + \sqrt{D}} \right|_{V=V_{k-1}}^{V(t)} \quad (2.19)$$

$$t - T_{k-1} = \frac{K_0}{\sqrt{D_k}} \ln \left| \frac{(-2B_2V(t) + B_1 - \sqrt{D})(-2B_2V_{k-1} + B_1 + \sqrt{D})}{(-2B_2V(t) + B_1 + \sqrt{D})(-2B_2V_{k-1} + B_1 - \sqrt{D})} \right| \quad (2.20)$$

Отсюда получаем

$$V(t) = \frac{\Delta_1^k \cdot e^{\Delta_2^k t} - \Delta_3^k}{\Delta_4^k + \Delta_5^k \cdot e^{\Delta_2^k t}}; t \in [T_{k-1}, T_k] \quad (2.21)$$

где  $\Delta_p^k (p=1,2,...)$  здесь и дальше будут обозначать разные константы, зависящие от исходных параметров автомобиля.

Пусть  $S(t)$  - путь пройденный автомобилем при разгоне за время  $t$ .

Имеем

$$S(t) = S(T_{k-1}) + \int \frac{\Delta_1 \cdot e^{\Delta_2 \tau} - \Delta_3}{\Delta_4 + \Delta_5 \cdot e^{\Delta_2 \tau}} d\tau \quad (2.22)$$

Вычисляя интеграл, находим  $t \in [T_{k-1}, T_k]$

$$S(t) = S(T_{k-1}) + \Delta_6^k \cdot \ln \left| \frac{1 + \Delta_7^k \cdot e^{\Delta_2 \cdot t}}{1 + \Delta_7^k \cdot e^{\Delta_2 \cdot T_{k-1}}} \right| + \Delta_8^k \cdot t + \Delta_9^k \quad (2.23)$$

Далее определяем (численно) зависимость скорости от пути в процессе разгона. Точнее говоря, определяется функция  $V_R(V_H, S)$  дающая значение скорости в конце участка трассы длинны S при начальной скорости  $V_H$

### 2.3.1.2. Методика определения параметров процесса торможения.

При входе в поворот пилот снижает скорость торможением от  $V_{\max}$  до критической величины  $V_{кр}$ , определяющей предел устойчивости на повороте. Процесс торможения описывается следующим уравнением [16]

$$\delta \cdot m \cdot \frac{dV}{dt} = -\psi \cdot G_a - \frac{kF}{3.6^2} V^2 - P(t), \quad (2.24)$$

где  $P(t)$  – изменение тормозной силы по времени,

$G_a$  – вес автомобиля (Н).

Аналитически силу торможения можно задать следующим образом

$$P(t) = \begin{cases} At, & 0 \leq t \leq t_{ycm} \\ P_0, & t_{ycm} \leq t \leq t_k, \end{cases} \quad (2.25)$$

где  $A = \frac{P_0}{t_{ycm}}$ ,

$$P_0 = G \cdot \psi.$$

Рассмотрим дифференциальное уравнение (2.24) с начальными условиями  $V(0)=V_H$  на промежутке  $t \in [0, t_{ycm}]$  оно является нелинейным и для его решения применим приближенный метод.

Уравнение (2.24) можно записать в виде:

$$V' = B_0 + B_1 t + B_2 V^2, \quad (2.26)$$

$$\text{где } B_0 = -\frac{\psi \cdot g}{\delta}, B_1 = -\frac{A}{\delta \cdot m}, B_2 = -\frac{k \cdot F}{3.6^2 \delta \cdot m}.$$

Применим метод последовательных приближений, за нулевое приближение возьмем функцию  $Y_0(t)=V_H$ , каждое следующее приближение находится по формуле

$$Y_{n+1} = V_i + \int_0^t (B_0 + B_1 \cdot \xi + B_2 Y_n^2(\xi)) d\xi \text{ или}$$

$$Y_{n+1} = V_i + B_0 t + \frac{B_1 t^2}{2} + B_2 \int_0^t Y_n^2(\xi) d\xi \quad (2.27)$$

Последовательно находим путь торможения при  $t \in [0, t_{ycm}]$

$$Y_1 = V_H + (B_0 + B_2 V_H^2)t + \frac{B_1}{2} t^2, \quad (2.28)$$

$$\text{Обозначим } B_3 = B_0 + B_2 V_H^2, B_4 = \frac{B_1}{2}$$

$$\text{тогда } Y_1 = V_H + B_3 t + B_4 t^2,$$

$$Y_2 = V_H + B_0 t + B_4 t^2 + B_2 \int_0^t (V_H + B_3 \xi + B_4 \xi^2)^2 d\xi, \text{ далее имеем}$$

$$Y_2 = V_H + B_0 t + B_4 t^2 + B_2 \int_0^t (V_H^2 + B_3^2 \xi^4 + 2V_H B_3 \xi + 2V_H B_4 \xi^2 + 2B_3 B_4 \xi^3) d\xi$$

$$Y_2 = V_H + (B_0 + B_2 V_H^2)t + (B_4 + B_2 * V_H B_3)t^2 + \frac{B_2(B_3^2 + 2V_H B_4)}{3}t^3 + \frac{B_2 B_3 B_4}{2}t^4 + \frac{B_2 B_4^2}{5}t^5.$$

Значение  $Y_2$  можно записать в виде

$$Y_2 = V_H + B_3 t + B_5 t^2 + B_6 t^3 + B_7 t^4 + B_8 t^5,$$

$$\text{где } B_5 = B_4 + V_H B_2 B_3, \quad B_6 = \frac{B_2(B_3^2 + 2V_H B_4)}{3}, \quad B_7 = \frac{B_2 B_3 B_4}{2}, \quad B_8 = \frac{B_2 B_4^2}{5}$$

далее находим третье приближение

$$\begin{aligned} Y_3 &= V_H + B_0 t + B_4 t^2 + B_2 \int_0^t (V_H + B_3 \xi + B_5 \xi^2 + B_6 \xi^3 + B_7 \xi^4 + B_8 \xi^5)^2 d\xi \\ &= V_H + B_0 t + B_4 t^2 + B_2 \int_0^t [V_H^2 + 2V_H B_3 \xi + (B_3^2 + 2V_H B_5) \xi^2 + 2(V_H B_6 + B_3 B_5) \xi^3 + \\ &+ (2V_H B_7 + 2B_3 B_6 + B_5^2) \xi^4 + 2(V_H B_8 + B_3 B_7 + B_5 B_6) \xi^5 + (2B_3 B_8 + 2B_5 B_7 + B_6^2) \xi^6 + \\ &+ 2(B_5 B_8 + B_6 B_7) \xi + (2B_6 B_8 + B_7^2) \xi^8 + 2B_7 B_8 \xi^9 + B_8^2 \xi^{10}] d\xi \\ Y_3 &= V_H + B_3 t + \underbrace{(B_4 + B_2 V_H B_3)}_{B_5} t^2 + \frac{B_2(B_3^2 + 2V_H B_5)}{3} t^3 + \frac{V_H B_6 + B_3 B_5}{2} t^4 + \\ &+ \frac{2V_H B_7 + 2B_3 B_6 + B_5^2}{5} t^5 + \frac{V_H B_8 + B_3 B_7 + B_5 B_6}{3} t^6 + \frac{2B_3 B_8 + 2B_5 B_7 + B_6^2}{7} t^7 + \frac{B_5 B_8 + B_6 B_7}{4} t^8 + \\ &+ \frac{2B_6 B_8 + B_7^2}{9} t^9 + \frac{B_7 B_8}{5} t^{10} + \frac{B_8^2}{11} t^{11} \end{aligned} \quad (2.29)$$

Таким образом, третье приближение можно представить в виде:

$$Y_3(t) = \sum_{K=0}^{11} q_K t^K, \quad (2.30)$$

где

$$q_0 = V_H, q_1 = B_3, q_2 = B_5, q_3 = \frac{B_2(B_3^2 + 2V_H B_5)}{3}, q_4 = \frac{V_H B_6 + B_3 B_5}{2},$$

$$q_5 = \frac{V_H B_7 + 2B_3 B_6 + B_5^2}{5}, q_6 = \frac{V_H B_8 + B_3 B_7 + B_5 B_6}{3}, q_7 = \frac{2B_3 B_8 + 2B_5 B_7 + B_6^2}{7},$$

$$q_8 = \frac{B_5 B_8 + B_6 B_7}{4}, q_9 = \frac{2B_6 B_8 + B_7^2}{9}, q_{10} = \frac{B_7 B_8}{5}, q_{11} = \frac{B_8^2}{11}.$$

Возьмем в качестве  $V(t)$ ,  $Y_3(t)$ , как показывают вычисления абсолютная погрешность не превосходит  $\Delta=0.1$

$$V(t) = Y_3(t) = \sum_{k=0}^{11} q_k t^k \quad (2.31)$$

Теперь найдем  $S(t)$  как

$$S(t) = \int_0^t V(\xi) d\xi \quad (2.32)$$

Используя выражение (2.29) находим

$$S(t) = \sum_{k=0}^{11} \frac{q_k}{k+1} * t^{k+1} \quad (2.33)$$

Рассматривая дифференциальное уравнение (2.24) для участка  $t \in [t_{ycm}, t_k]$  его можно записать в виде

$$V' = -(R_0 + A_2 V^2), \quad (2.34)$$

где  $R_0 = A_0 + P_1$ ,  $P_1 = \frac{P_0}{K_0}$

Интегрируя это уравнение с разделяющимися переменными

$$-\int_{V_{ycm}}^{V(t)} \frac{dV}{R_0 + A_2 V^2} = t - t_{ycm} \quad (2.35)$$

получаем

$$-\frac{1}{\sqrt{A_2 R_0}} \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} * V \right) \Big|_{V_{ycm}}^{V(t)} = t - t_{ycm}$$

$$-\frac{1}{\sqrt{A_2 R_0}} \left( \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} * V(t) \right) - \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} V_{ycm} \right) \right) = t - t_{ycm}$$

$$\operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} V(t) \right) = -\sqrt{A_2 R_0} (t - t_{ycm}) + \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} V_{ycm} \right)$$

Взяв тангес от левой и правой части имеем

$$V(t) = \sqrt{\frac{R_0}{A_2}} \operatorname{tg} \left[ -\sqrt{A_2 R_0} (t - t_{ycm}) + \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} V_{ycm} \right) \right] \quad (2.37)$$

Определим  $S(t)$  при  $t \in [t_{ycm}, t_k]$

$$S(t) = S_{ycm} + \sqrt{\frac{R_0}{A_2}} \int_{t_{ycm}}^t \operatorname{tg} \left[ -\sqrt{A_2 R_0} (t - t_{ycm}) + \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} V_{ycm} \right) \right] dt \quad (2.38)$$

Обозначив

$$D_0 = \sqrt{A_2 R_0} + \operatorname{arctg} \left( \sqrt{\frac{A_2}{R_0}} * V_{ycm} \right),$$

получим

$$S(t) = S_{ycm} + \frac{1}{A_2} \ln \left| \frac{\cos(-\sqrt{A_2 R_0} t + D_0)}{\cos(-\sqrt{A_2 R_0} t_{ycm} + D_0)} \right|, \quad (2.40)$$

где  $\sqrt{A_2 R_0} = D_1$ ,  $\left| \frac{\cos(-D_1 + D_0)}{\cos(-D_1 t_{ycm} + D_0)} \right| = e^{A_2(S(t) - S_{ycm})}$ ,

$$|\cos(-D_1 t + D_0)| = |\cos(-D_1 t_{ycm} + D_0)| e^{A_2(S - S_{ycm})},$$

$$-D_1 t + D_0 = \arccos(\pm \cos(D_1 t_{ycm} + D_0) e^{A_2(S - S_{ycm})})$$

$$t = \frac{D_0 - \arccos(\pm \cos(D_1 t_{ycm} + D_0) * e^{A_2(S - S_{ycm})})}{D_1} \quad (2.41)$$

Теперь находим численно зависимость начальной скорости торможения от пути конечной скорости торможения  $V(V_k, S)$

Используя данную математическую модель в среде MATLAB, получаем зависимость  $V(t)$  при разгоне рис.2.17, при торможении рис.2.18 а), б).

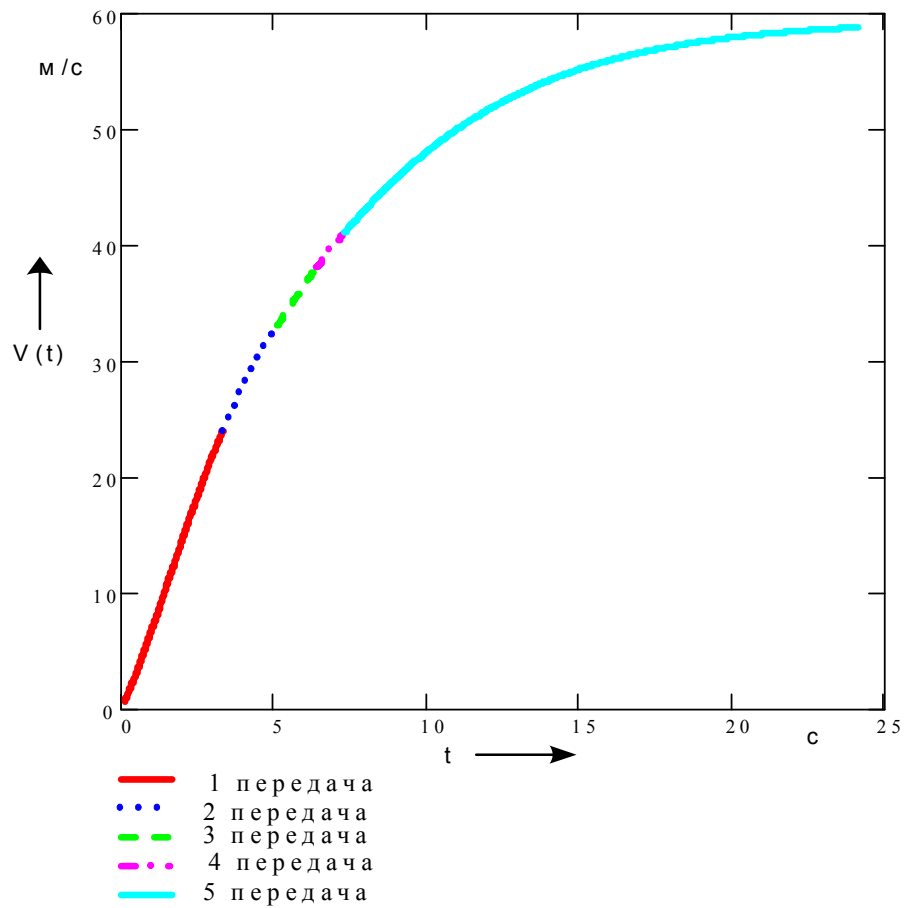


Рисунок. 2. 17. Изменение скорости по времени при разгоне.

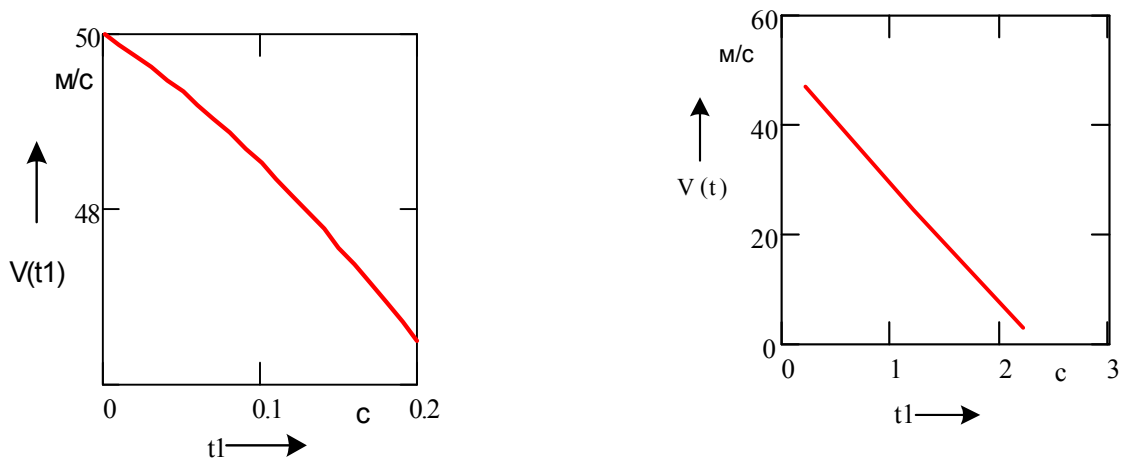


Рисунок. 2.18. Изменение скорости по времени при торможении  
а) за 0,2 с; б) до полной остановки

## 2.4. Алгоритм оптимизации времени прохождения трассы

Рассмотрим оптимизационную задачу на одном участке, то есть нам необходимо определить управление (скоростной режим) при котором автомобиль должен пройти участок трассы длиной  $S_0$  с начальной скорости  $V_H$ , придя в конечную точку со скоростью меньшей или равной  $V_K$ . При этом скорость на протяжении всего пути должна быть меньше, чем  $V_6$ .

Рассмотрим следующие вероятные случаи:

1 Начальная скорость меньше конечной,  $V_H < V_K$

На рис. 2.19 приведены графики зависимостей  $V_R(V_H, s)$ ,  $V_{\text{top}}(V_K, s)$ , где  $0 \leq s \leq s_0$ . Точка пересечения этих графиков может быть расположена:

- а) над прямой  $V = V_6$  (см. рис. 2.19);
- б) на прямой  $V = V_6$  (см. рис. 2.20);
- в) под прямой  $V = V_6$  (см. рис. 2.21);.

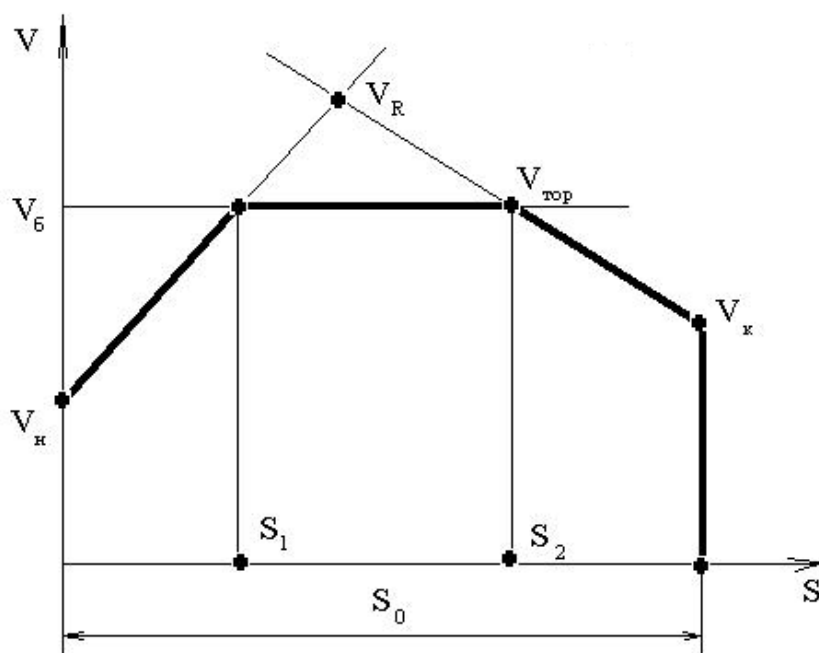


Рисунок. 2.19. График оптимального движения  $V_H < V_K$  при расположении точки  $V_R$  над прямой  $V_6$

В случае а) оптимальный скоростной режим будет:



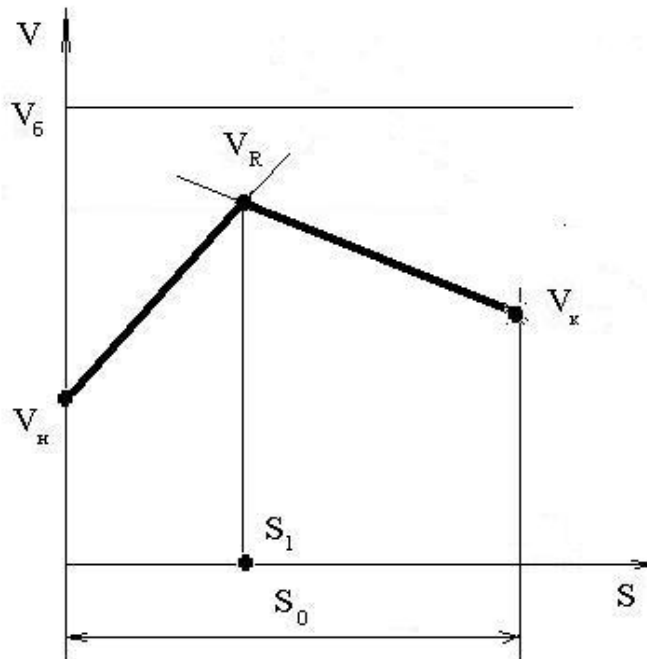


Рисунок. 2.21. График оптимального движения  $V_n < V_k$  при расположении точки  $V_R$  под прямой  $V_б$

Начальная скорость движения больше, чем конечная на участке,  $V_n \geq V_k$

Построим график  $V_{\text{top}}(V_k, s)$ . Его точка пересечения с осью  $V$  может быть расположена:

- а) над точкой  $V_n$  (см. рис. 2.22);
- б) совпадать с точкой  $V_n$  (см. рис. 2.23);
- в) под точкой  $V_n$  (см. рис. 2.24).

В случае а) оптимальный скоростной режим будет:

$$\begin{aligned}
 V_s &= V_R(V_n, s), & \text{при } 0 \leq s \leq s_0; \\
 V_s &= V_б, & \text{при } s_1 \leq s \leq s_2; \\
 V_s &= V_{\text{top}}(V_k, s), & \text{при } s_2 \leq s \leq s_1.
 \end{aligned}$$

В случае б) оптимальный скоростной режим можно представить:

$$\begin{aligned}
 V_s &= V_R(V_n, s), & \text{при } s=0; \\
 V_s &= V_{\text{top}}(V_k, s), & \text{при } 0 \leq s \leq s_0.
 \end{aligned}$$

В случае в) оптимальный скоростной режим не может быть реализован.  
Поэтому в этом случае  $V_H$  должна быть уменьшена.

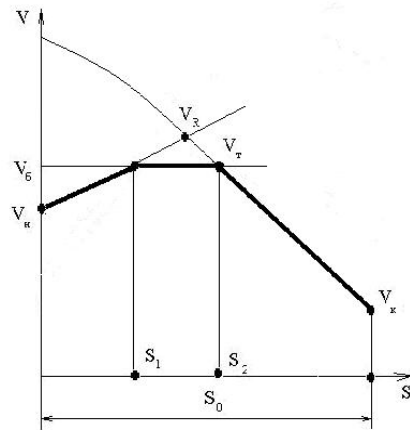


Рисунок. 2.22. График оптимального движения  $V_H > V_K$  при расположении точки  $V_R$  над прямой  $V_B$ .

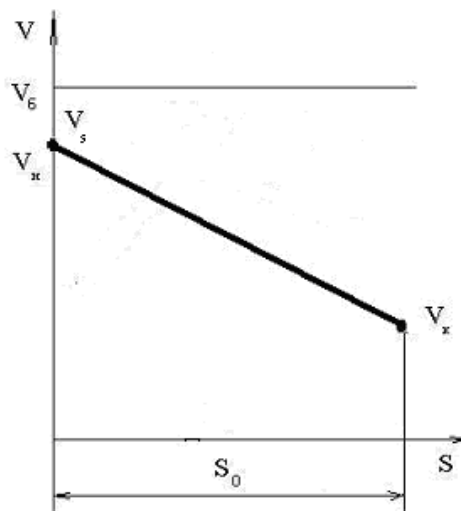


Рисунок. 2.23. График оптимального движения  $V_H > V_K$  при расположении точки  $V_H$  в точке  $V_R$ .

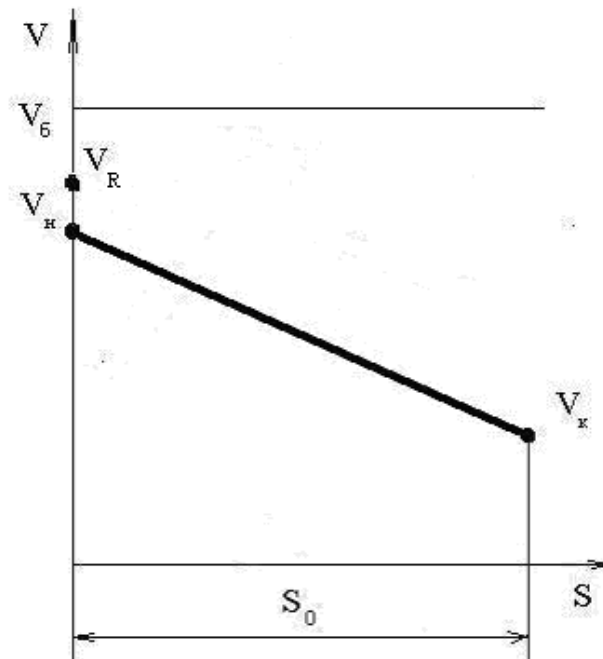


Рисунок. 2.24. График оптимального движения  $V_H > V_K$  при расположении точки  $V_H$  под точкой  $V_R$ .

Далее рассмотрим процесс оптимизации, под которым понимается выбор скоростного режима, обеспечивающего прохождение за минимальное время всей трассы.

Представим параметры прохождения трассы схематически в виде последовательности участков вместе с условиями, обеспечивающих безопасное прохождение каждого участка (см. рис. 2.25).

На участке  $[M_{K-1}, M_K]$  ограничения по скорости обозначим  $V_{\bar{0}K}$ . Для каждой граничной точки  $M_K$  ( $k = 0, n$ ) определим скорость  $V_{\bar{0}K}$  (ограничивающая скорость), в начале старта –  $V_{\bar{0}0} = 0$ . В общем это выражение можно представить зависимостью  $V_{\bar{0}K} = \min \{V_{\bar{0}K}, V_{\bar{0}K+1}\}$ .

Теперь рассмотрим те участки для которых  $V_{\bar{0}K} < V_{K-1}$ , если на этом участке нельзя реализовать движение с такими данными (см. случай б), то требуется замена  $V_{\bar{0}K-1}$  на  $V_H$ . При необходимости эту процедуру повторяют

несколько раз до тех пор, пока на каждом участке возможно будет исследовать движение с предельными ограничиваемыми скоростями движения.

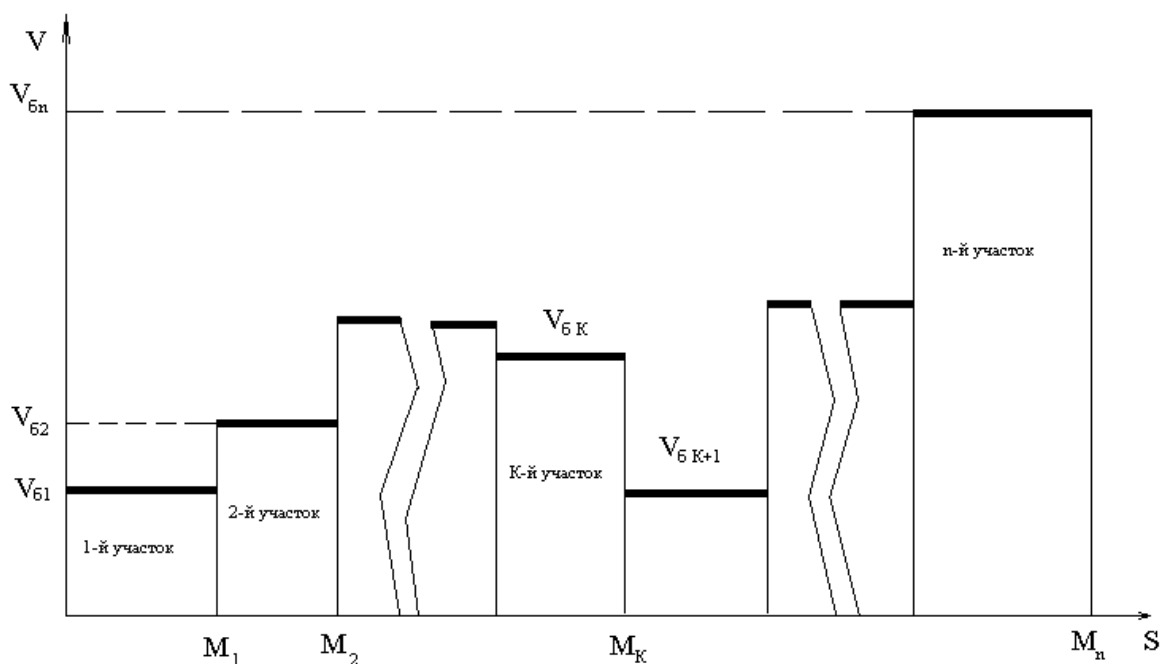


Рисунок. 2.25. Представление гоночной трассы участками с предельными по условию безопасности скоростями движения.

Далее последовательно рассматриваются все участки, начиная с последнего, и на каждом решаем оптимизационную задачу, как это показано выше, взяв на  $k$  - том участке за  $V_H - V_{бK-1}$ , а за  $V_K - V_{бK}$ .

## 2.5. Решение математической модели и определение нагрузок, действующих на гоночный автомобиль

Используя результаты моделирования, составим программу расчета режимов движения автомобиля по трассе заданной конфигурации. Для этого используется язык программирования Pascal в среде DELPHI.

Программа расчета состоит из основного модуля и трех дополнительных. Основной модуль программы рис.2.26 подключает

дополнительные модули, инициализирует данные и запускает цикл интерфейса пользователя. В дополнительных модулях реализуются следующие задачи:

- первый модуль рис.2.27 создает графический интерфейс, управляет вводом исходных данных технической характеристики автомобиля и геометрии трассы, сохранением и загрузкой данных на диск, а также визуализирует результаты расчета в графической форме;
- второй модуль рис.2.28 используется как инструмент для контроля правильности ввода и хранения данных, обслуживания массива текущих значений скорости, ускорения, пути и времени, а также массива данных по каждому участку трассы;
- третий модуль рис.2.29 производит расчет мгновенной скорости на  $i$ -том интервале времени, пересчет пути от времени на этом интервале, а также рассчитывает «мгновенное» ускорение.

Разработанная программа работает в среде операционной системы Win32. Для работы необходимо порядка 2Мб дискового пространства, и 16Мб дополнительной оперативной памяти.

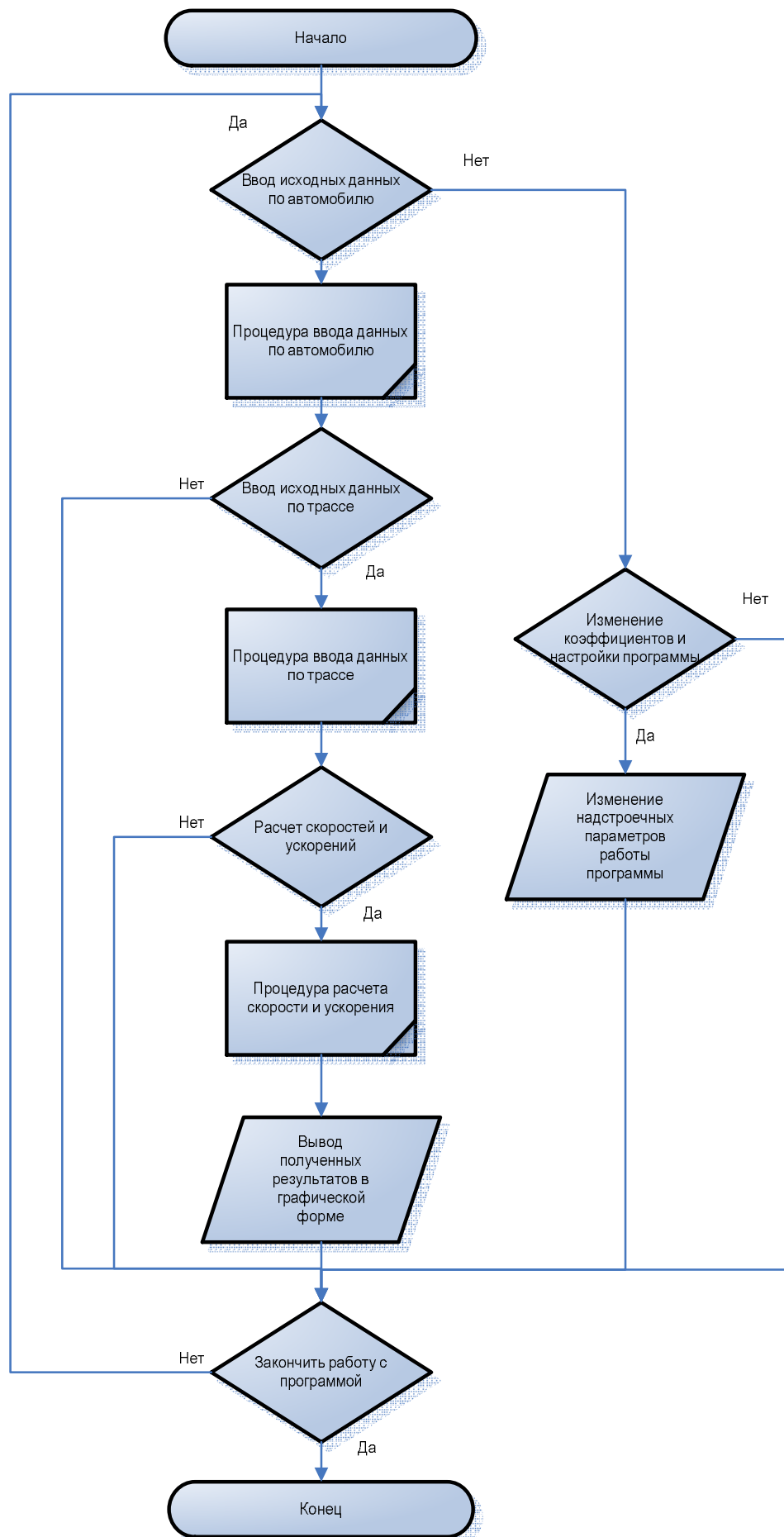


Рисунок. 2.26. Блок схема алгоритма основного модуля программы.

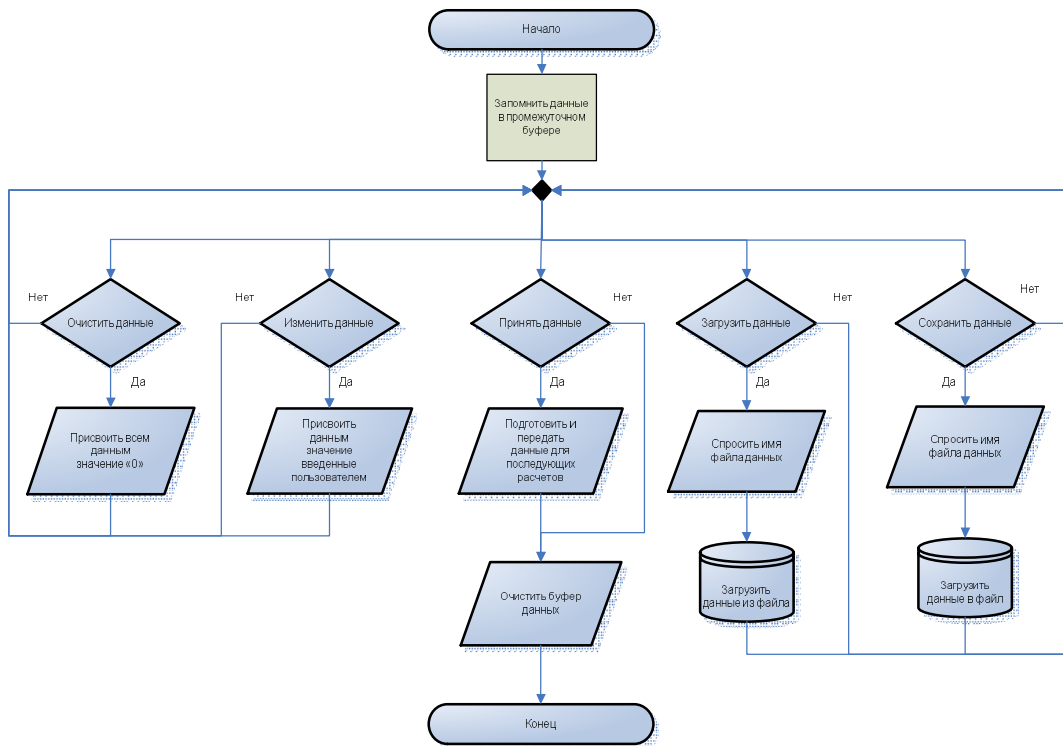


Рисунок. 2.27. Блок схема алгоритма подпрограммы ввода параметров автомобиля.

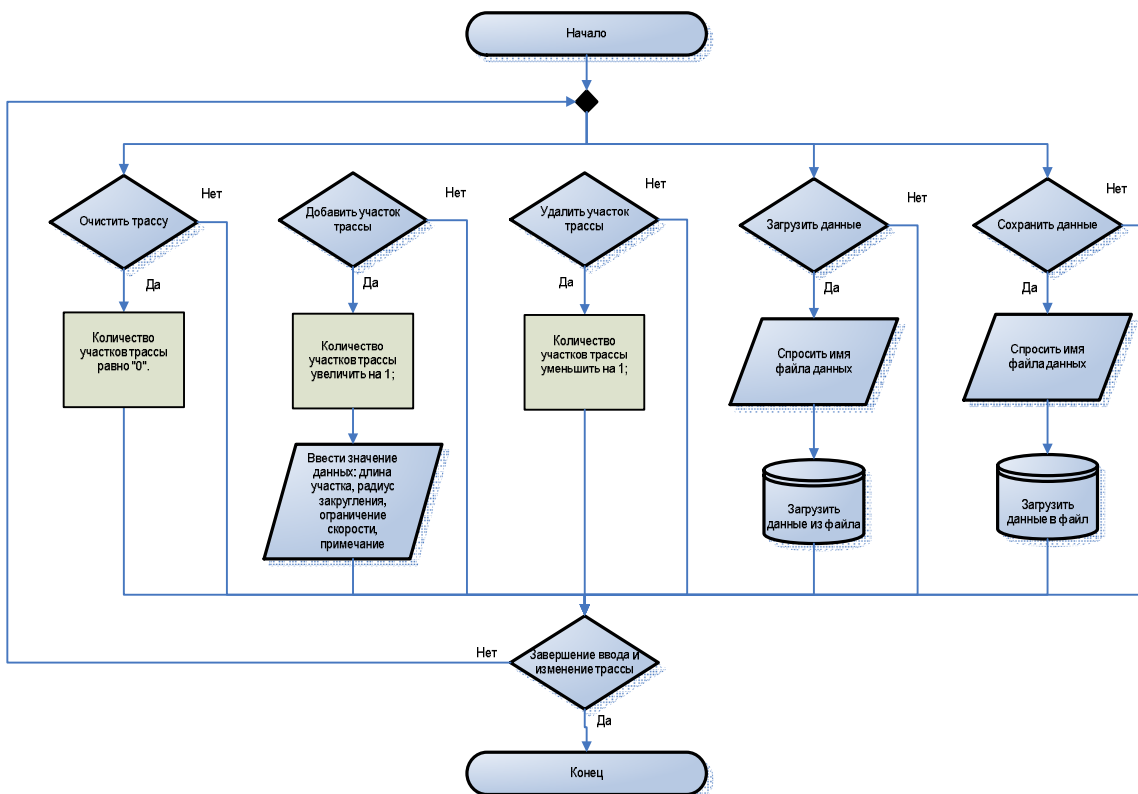


Рисунок. 2.28. Блок схема алгоритма подпрограммы ввода параметров трассы.

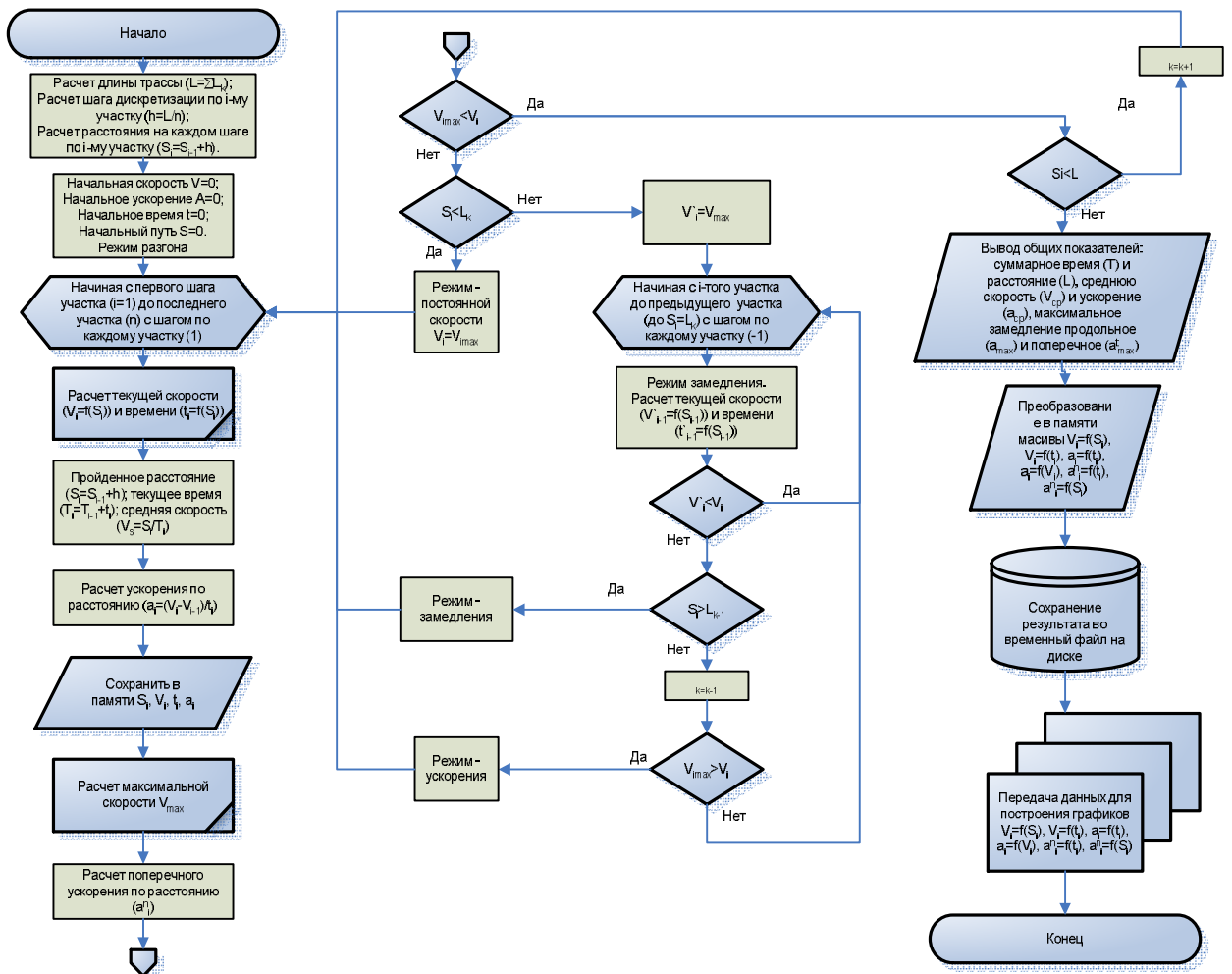


Рисунок. 2.29. Блок схема алгоритма подпрограммы расчета параметров движения автомобиля.

## 2.6. Результаты определения параметров движения автомобиля

Исходными данными для расчета спроектированного гоночного автомобиля формулы 1600 класса E8 взяты реальные технические характеристики автомобиля ХАДИ -29 приложение А1 и характеристика трассы «Чайка».

По созданной методике получены значения скорости, и ускорения в зависимости от времени приложение А.3 и пройденного пути рис. 2.30.

На основании полученных данных определены коэффициенты динамичности, действующие на гоночный автомобиль при разгоне, торможении и прохождении поворотов.

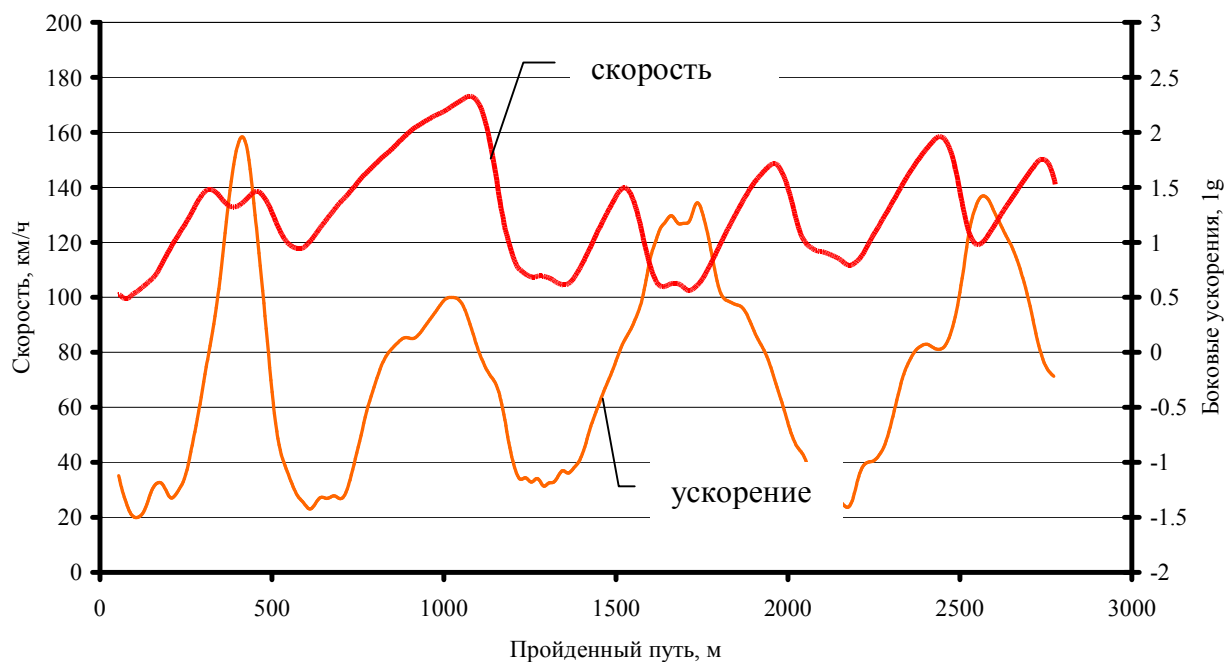


Рисунок. 2.30. Результаты расчета разработанного программного комплекса.

Используя теоретические данные по развесовке автомобиля, данные, характеризующие микропрофиль асфальтобетонного покрытия установлены параметры подвески автомобиля:

- жесткость передней подвески, приведенная к пятну контакта с дорогой колес передней оси автомобиля  $C_{21}=13$  Н/мм;
- жесткость задней подвески, приведенная к пятну контакта с дорогой колес задней оси автомобиля  $C_{22}=21$  Н/мм;
- коэффициент сопротивления амортизаторов передней подвески, приведенный к пятну контакта с дорогой колес передней оси автомобиля  $K_{21}=0,723$  Н с/мм;
- коэффициент сопротивления амортизаторов задней подвески, приведенный к пятну контакта с дорогой колес задней оси автомобиля  $K_{22}=1,743$  Н с/мм.

Кинематическое  $I_x$  и силовое  $I_y$  передаточные отношения с ходом подвески изменяются, но в связи с тем что был выбран микропрофиль хорошей дороги, а также учитывая рекомендации (117) рассчитаны  $I_x$  и  $I_y$  при статическим положении подвесок:

- для передней подвески  $I_{x1}=1,252$ ;  $I_{y1}=1,078$ ;
- для задней подвески  $I_{x2}=1,099$ ;  $I_{y2}=1,099$ .

В рабочих диапазонах скоростей 100 ... 200 км/ч автомобиль с такими характеристиками подвески будет иметь хорошую плавность хода, отсутствие ударов в ограничителе подвески, невысокие средние квадратичные ускорения поддресоренных масс.

Разработанная программа в основу, которой положена составленная математическая модель, позволила теоретически определить максимальные ускорения, действующие на автомобиль при движении по трассе заданной конфигурации. На основе полученных данных определены коэффициенты динамичности для основных режимов движения гоночного автомобиля:

- для продольных нагрузок – 1.7
- для боковых нагрузок -2.1

### **РАЗДЕЛ3. ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ МЕТОДОМ**

Развитие метода конечных элементов обусловлено взаимосвязью трех факторов: наличием высокопроизводительной вычислительной техники; разработкой математических моделей исследуемых явлений, адекватных реальным процессам с достаточной степенью точности; особенностями самого метода.

Первые программные комплексы, в которых реализован метод конечных элементов, были разработаны в 60-х годах. К ним относятся STRUDL-II, SAP-IV, NONSAP, ASKA, NASTRAN, SESAM-69 и другие. Появлению этих универсальных программных систем в силу особенностей метода конечных элементов предшествовало создание высокопроизводительных электронно-вычислительных машин, таких, например, как IBM-370. Начиная с конца 70-х годов в СССР появилось несколько десятков программных комплексов для разных ЭВМ, в которых был реализован МКЭ. К их числу относятся МИРАЖ, МАРС, ПАРСЕК, ЛИРА и ряд других программ.

В США и ряде других стран дальнейшее развитие МКЭ и необходимость в проведении расчетов конструкций на прочность также способствовали дальнейшему развитию уже созданных программных комплексов и разработке новых. Были разработаны сотни программных комплексов, предназначенных для приближенного решения самых разнообразных задач не только из области механики деформируемого твердого тела, но и из таких областей как гидродинамика, акустика, электротехника и т.д. Наибольшее распространение из них получили: ABAQUS, ADINA, ASKA/DYNAN, ANSYS, MARC, MSC/NASTRAN, EUFEMI, COSMOS, HERCULE, MODULEF, SAP-7, LS-DYNA.

Следует отметить, что разработка программных комплексов является дорогостоящим делом. Поэтому, как правило, организации и фирмы – собственники разработанных программ, рассматривают их как коммерческий научно-технический продукт. Регулярно печатаемые обзоры существующих комплексов программ и их характеристик, сведения о программах в отраслевых фондах алгоритмов и программ позволяют пользователям программной продукции целенаправленно выбирать необходимые для их деятельности программы расчета.

У каждой программы есть свои сильные и слабые стороны при расчете конкретной конструкции. Выбор программы расчета зависит от подготовленности пользователя в своей научной области, типа решаемой задачи, типа доступной ЭВМ, размерности задачи и других факторов.

К критериям, помогающим сделать выбор, следует отнести следующие факторы:

- программа широко используется;
- в программе используются новейшие научные достижения;
- программа коммерчески вполне доступна;
- имеется подробная и понятная документация.

Ознакомление с программной документацией и доступной литературой с описанием программы и ее элементов позволяют сделать окончательный вывод о целесообразности выбора программного комплекса.

Для МКЭ характерны особенности, которые следует учитывать при выборе и разработке программы расчета. Такими особенностями являются большие объемы исходных данных, промежуточных и окончательных результатов расчета. Поэтому расчет по МКЭ состоит из трех основных этапов:

- разработка расчетной конечно-элементной схемы и подготовка исходных данных;
- выполнение расчета;
- обработка результатов расчета.

На рис. 3.1. приводится одна из возможных схем организации расчета по МКЭ. Каждый этап является самостоятельной задачей. На первом этапе самое существенное заключается в создании начальной конечно-элементной расчетной модели, исходя из инженерной интуиции о поведении конструкции. В последствии эта модель может корректироваться на основе анализа результатов расчета. Корректировка модели может выполняться и программным путем, если такая возможность реализована в используемом программном комплексе. Подготовка исходных данных осуществляется, как правило, с помощью программ генераторов сеток конечных элементов, образующих блок подготовки данных.

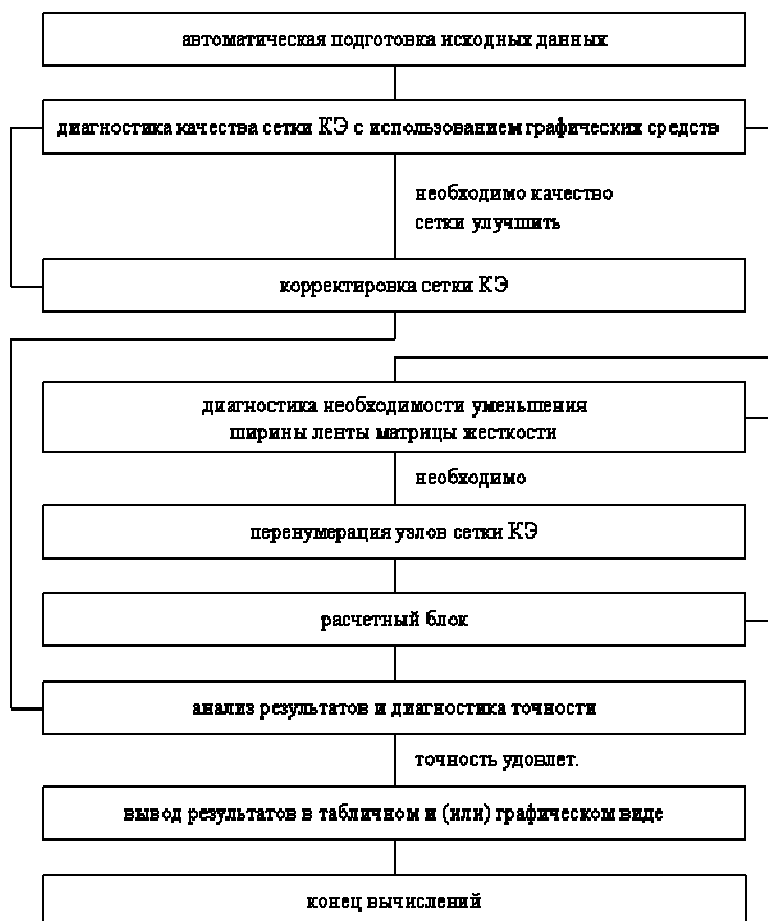


Рисунок. 3.1. Схема организации расчета по МКЭ.

Расчет напряженно-деформированного состояния конструкции в рамках линейной теории упругости при действии на нее статических нагрузок сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений.

В конечно-элементных комплексах программ используются разнообразные методы решения больших систем уравнений.

Различные варианты метода Гаусса реализованы в программах ADINA (блочный метод Гаусса), ASKS, SAP-7 (ленточный метод Гаусса), NASTRAN ( $L^TDL$  - декомпозиция). Эффективным является фронтальный метод, реализованный в программах ABAQUS, ANSYS и др.

Следует отметить, что принцип модульности программирования, использованный в программных комплексах, позволяет создавать как универсальные вычислительные программы, так и промышленные для решения узкого класса задач. На первых этапах освоения МКЭ разрабатывались в основном промышленные вычислительные программы. Они эффективны, если решается большое количество вариантов однотипных задач, либо выполняется большой объем вычислений для качественного и количественного исследования явлений, связанных с новой постановкой задачи. Тенденция развития вычислительной техники, приведшая к созданию персональных ЭВМ и новых информационных технологий, оказала влияние на разработку программного обеспечения МКЭ. Программные комплексы по МКЭ активно используются в системах автоматизированного проектирования, базирующихся на персональных ЭВМ (AutoCAD/MechanicalDesktop, Pro-Engineer) и др..

### 3.1. Характеристики некоторых программных комплексов

Современные комплексы программ, в которых используется МКЭ, позволяют получать приближенные численные решения при расчете конструкций на статические и динамические нагрузки для широкого класса материалов с различными механическими характеристиками и поведением. Расчет конструкций на статические нагрузки может производиться с учетом физической и геометрической нелинейности, температурных полей, взаимодействия с другими средами (например, с жидкостью). Производится

расчет критических нагрузок, при которых конструкция или ее элементы теряют устойчивость, поведения конструкции после потери устойчивости. МКЭ позволяет также определить нагрузки, при которых происходит разрушение конструкции. Учитываются такие свойства материала как анизотропность, нелинейная упругость, пластичность, текучесть. Ниже в таблице 3.1. приводятся сравнительные характеристики наиболее распространенных комплексов программ описанных в работе.

Приведенные в таблице 3.1 комплексы программ являются универсальными.

Для решения задач поставленных в данной работе применялись программные комплексы SAP -80, ЛИРА, COSMOS, ANSYS как наиболее доступны как по цене так и по освоению.

Таблица 3.1

Краткие характеристики наиболее распространенных комплексов программ МКЭ

Наим. пред.	ABAQUS	ADINA	ANSYS	ASCA	COSMOS	ILIAS	MODULUS	NASTRAN	PATRC	SAP-7	STRAN-80	TITUS
Типы задач												
Степенные нагрузки	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Динамические нагрузки	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Усталостная пластичность	+	+	+	-	+	+	+	+	+	+	-	+
Устойчивость	+	+	+	+	+	+	-	+	+	+	-	+
Расчет деформаций	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+	+	+
Усталостная прочность	+	+	-	+	+	+	-	+	-	+	-	-
Усталостная пластичность	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+
Динамический анализ с нелинейными свойствами	-	+	+	-	+	-	-	+	+	-	+	+
МАТЕРИАЛЫ												
анизотропность	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
упругопластичность	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
анизотропность упругости	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+
упругопластичность	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
анизотропность упругости	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+
много-уровневый анализ	+	+	+	+	+	+	-	+	+	-	-	+
элементы	-	+	+	-	-	-	+	-	+	+	-	-
элементы	+	+	-	+	-	+	-	-	+	+	+	+
элементы	-	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-

### 3.2. Подход к расчету пространственных стержневых конструкций.

Для расчета пространственной стержневой системы методом конечных элементов необходимо прежде всего составить матрицу жесткости

стержневого элемента, произвольно ориентированного по отношению к глобальной системе координат  $\bar{x}\bar{y}\bar{z}$  [28]. На рис. 3.2. а) изображен элемент стержня длиной  $l$  в системе координат  $\bar{x}\bar{y}\bar{z}$ . Ось  $x$  направлена вдоль оси стержня. С осями  $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$  она образует углы, косинусы которых равны

$$\begin{aligned}\cos(x\bar{x}) &= \frac{\bar{x}_2 - \bar{x}_1}{l} = t_{11}; \\ \cos(x\bar{y}) &= \frac{\bar{y}_2 - \bar{y}_1}{l} = t_{12}; \\ \cos(x\bar{z}) &= \frac{\bar{z}_2 - \bar{z}_1}{l} = t_{13};\end{aligned}\quad (3.1)$$

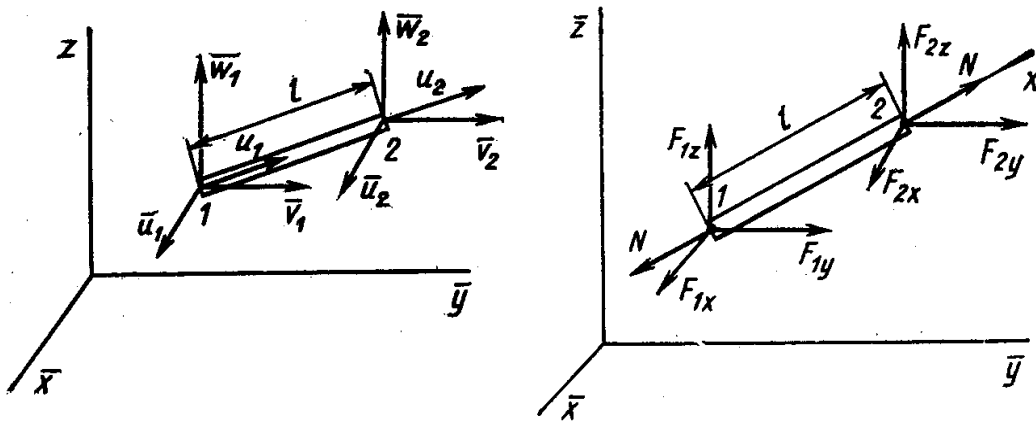


Рисунок. 3.2. Расчетная схема стержня

а) стержень ориентирован в пространстве б) силы действующие в узловых точках.

Перемещения узлов вдоль оси стержня  $u_1$  и  $u_2$  связаны с их проекциями на оси  $\bar{x}, \bar{y}$  и  $\bar{z}$  соотношениями

$$\begin{aligned}u_1 &= \bar{u}_1 t_{11} + \bar{v}_1 t_{12} + \bar{w}_1 t_{13}; \\ u_2 &= \bar{u}_2 t_{11} + \bar{v}_2 t_{12} + \bar{w}_2 t_{13}.\end{aligned}\quad (3.2)$$

На рис. 3.2. б) показаны силы, действующие в узловых точках.

Составляющие растягивающей силы  $N$ , обозначенные  $F_{1x}, F_{1y}, \dots, F_{2z}$ , равны

$$\begin{aligned} F_{1x} &= -Nt_{11}; & F_{1y} &= -Nt_{12}; & F_{1z} &= -Nt_{13}; \\ F_{2x} &= Nt_{11}; & F_{2y} &= Nt_{12}; & F_{2z} &= Nt_{13}; \end{aligned} \quad (3.3)$$

Подставим соотношения (3.2) в уравнение, связывающее силу  $N$  в стержне с узловыми перемещениями:

$$N = \frac{EA}{l}(u_2 - u_1), \quad (3.4)$$

где  $E$  - модуль упругости, Мпа;

$A$  – площадь сечения стержня

Его, в свою очередь, подставим в равенства (3.3). Обозначив вектор перемещений

$$\{\Delta\} = \{\bar{u}_1 \bar{v}_1 \bar{w}_1 \bar{u}_2 \bar{v}_2 \bar{w}_2\}^T \quad (3.5)$$

и вектор сил

$$\{F\} = \{F_{1x} F_{1y} F_{1z} F_{2x} F_{2y} F_{2z}\}^T, \quad (3.6)$$

получим матрицу жесткости элемента

$$[k] = \frac{EA}{l} \begin{bmatrix} t_{11}^2 & t_{11}t_{12} & t_{11}t_{13} & -t_{11}^2 & -t_{11}t_{12} & -t_{11}t_{13} \\ & t_{12}^2 & t_{12}t_{13} & -t_{12}t_{11} & -t_{12}^2 & -t_{12}t_{13} \\ & & t_{13}^2 & -t_{13}t_{11} & -t_{13}t_{12} & -t_{13}^2 \\ & & & t_{11}^2 & t_{11}t_{12} & t_{11}t_{13} \\ & & & & t_{12}^2 & t_{12}t_{13} \\ & & & & & t_{13}^2 \end{bmatrix}. \quad (3.7)$$

Эта матрица связывает узловые силы и узловые перемещения стержневого элемента, произвольно ориентированного в пространстве. Матрицу (3.7) удобно представить в виде блоков. Обозначим

$$[a] = \begin{bmatrix} t_{11}^2 & t_{11}t_{12} & t_{11}t_{13} \\ & t_{12}^2 & t_{12}t_{13} \\ \text{сим} & & t_{13}^2 \end{bmatrix}. \quad (3.8)$$

Тогда матрица жесткости примет вид

$$[k] = \frac{EA}{l} \left[ \begin{array}{c|c} a & -a \\ \hline -a & a \end{array} \right]. \quad (3.9)$$

Каждый блок этой матрицы соответствует узловым перемещениям точек 1 и 2

$$\{\Delta_1\} = \{\bar{u}_1 \ \bar{v}_1 \ \bar{w}_1\}^T \quad \{\Delta_2\} = \{\bar{u}_2 \ \bar{v}_2 \ \bar{w}_2\}^T \quad (3.10)$$

и силам

$$\{F_1\} = \{F_{1x} \ F_{1y} \ F_{1z}\}^T \quad \{F_2\} = \{F_{2x} \ F_{2y} \ F_{2z}\}^T \quad (3.11)$$

Векторы перемещений (3.5) и сил (3.6) составляются из векторов (3.10) и (3.11)

$$\{\Delta\} = \{\Delta_1 \ | \ \Delta_2\}^T \quad \{F\} = \{F_1 \ | \ F_2\}^T,$$

так что матрица (3.9) в блочной форме отражает взаимное влияние всех составляющих перемещений и сил в двух узловых точках элемента.

Такая матрица при расчете стержневой системы должна быть составлена для каждого стержня. Учет равенства перемещений в узлах и суммирование составляющих сил позволяет построить общую матрицу жесткости всей системы.

### 3.3. Расчетная схема НС гоночного автомобиля

Каркасы гоночных автомобилей разработанных в ЛСА ХНАДУ представляют собой пространственную конструкцию, выполненную из трубчатых элементов, которые соединены между собой сваркой [9, 108].

К каркасу крепятся двигатель, подвеска, баки для горючего, сиденье водителя. Вес этих элементов совместно с весом водителя, представляет основную нагрузку, которую несет пространственная рама.

Соотношение размеров поперечных сечений трубчатых элементов и их длины позволяют принять в качестве расчетной схемы каждого элемента стержень. Этой расчетной схеме присуще одноосное (двухосное) напряженное состояние и применимость гипотезы плоских сечений, что позволяет определить параметры напряженно - деформированного состояния (напряжения, деформации, перемещения) через усилия - продольные силы, поперечные силы, изгибающие и крутящие моменты. Жесткостными параметрами стержня является жесткость при растяжении - сжатии  $EA$ , изгибные жесткости  $EJ_z$ ,  $EJ_y$  и крутильная жесткость  $GJ_k$ . Стержни в каркасе автомобиля соединены между собой жестко и поэтому образуют стержневую пространственную систему в виде так называемой пространственной рамы.

Отдельные стержни рамы в ходовой части имеют между собой шарнирное соединение. Опорами являются шины, расчетной схемой которых является либо пружина, либо также стержень с приведенными жесткостными характеристиками.

Амортизаторы, входящие в ходовые части автомобиля могут также рассматриваться либо в виде пружин, либо в виде стержней с приведенными жесткостными параметрами.

В дальнейшем шины и амортизаторы рассматриваются в виде стержней, приведенные жесткости которых соответствуют конструкторским решениям.

Двигатель вместе с коробкой передач представляет пространственное деформируемое тело сложной конструкции, жесткость которого намного превышает жесткость стержней каркаса, примыкающих к двигателю.

В связи с этим в качестве расчетной модели двигателя в системе «каркас -двигатель» может быть принята модель абсолютно жесткого тела. В связи с тем, что программный комплекс используемый в настоящей работе не позволяет учесть недеформированное тело, в качестве расчетной схемы двигателя принята также пространственная стержневая модель, состоящая из стержней, жесткость которых на два порядка выше жесткости элементов рамы. Форма стержневой системы, представляющей двигатель, принята как можно ближе описывающая реальное положение двигателя и мест соединения в пространстве.

Так основные стержни двигателя проходят через его центр масс, а также через центр масс коробки передач. Эксперименты, проведенные в дальнейшем с помощью программы, показали, что усилия в стержне каркаса изменяются незначительно с изменением жесткости стержней двигателя.

Таким образом система - «каркас – двигатель -подвеска» описана в качестве единой схемы - пространственной рамы, отдельными элементами которой является стержни.

### 3.4. Выбор и обоснование метода расчета

КЭМ основана на разделении принятой расчетной схемы на отдельные элементы. Расчет таких моделей основан на использовании известного

метода перемещений, в котором за основные неизвестные приняты перемещения. Поэтому МКЭ сначала находит перемещения узлов КЭ, затем уже находим деформации, а по деформациям – напряжения.

Основные гипотезы, положены в основу КЭМ, вытекают из гипотез, принятых при рассмотрении расчетной схемы НС гоночного автомобиля. В качестве расчетной схемы предложена пространственная рама с жесткими узлами. Конечным элементом такой рамы является пространственный стержень с 6-тью степенями свободы на одном конце. Этот конечный элемент учитывает растяжение (сжатие), изгиб в 2-х плоскостях, кручение вокруг продольной оси и поперечные сдвиги относительно главных осей поперечного сечения.

При создании КЭМ учитывалась возможность универсального применения данной модели любым выбранным программным комплексом.

Пространственная НС ГА состоит из 145 жестких и шарнирных узлов и 242 стержней рис.3.3 . Расчет такой рамы возможен только на ЭВМ, с помощью программ в основу которых положен метод конечных элементов. При этом конечный элемент должен учитывать все условия работы каждого стержня рамы. В этом случае каждый конечный элемент должен иметь 12 степеней свободы, а именно по три линейных смещения и по три поворота на каждом конце. Отдельные стержни рамы имеют малую длину, поэтому необходим учет не только перемещений вызванных растяжением (сжатием), изгибом и кручением, но также и сдвигом.

В качестве программы, отвечающей всем выше перечисленным требованиям, является стандартный пакет программ SAP80, Лира-9, который был использован для определения усилий и перемещений в принятой расчетной схеме каркаса автомобиля.

Современные программы позволяют рассчитать системы, у которых количество узлов достигает 5000 и более. Поэтому применительно к нашему случаю можно было в качестве узлов использовать не только естественные

узлы рамы, но и ввести в середине каждого стержня еще по одному узлу. В

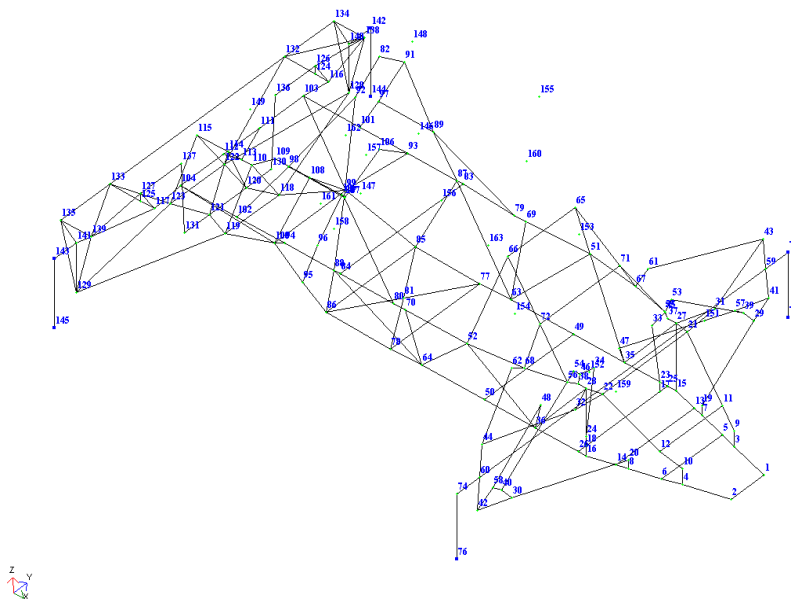


Рисунок.3.3. Конечно-элементная модель НС ГА с нумерацией узлов.

этом случае общее количество узлов  $NM = 145 + 239 = 384$  было бы меньше 500. В случае 2-х промежуточных узлов в каждом стержне  $NM = 145 + 2*239 = 623 > 500$ .

Однако, в связи с тем, что конечный элемент, имеющий 12 степеней свободы, правильно учитывает расчетную схему стержня любой длины (не очень короткую), такое разбиение не нужно; тем более, что наличие промежуточных узлов не уточняет расчет, а позволяет найти лишь промежуточные значения усилий и перемещений по длине стержня. Учитывая также, что расчетными усилиями является, как правило, граничные усилия, возникающие в естественных узлах при узловой нагрузке, принято, что узлами конечных элементов являются естественные узлы рамы, а конечные элементы - это стержни рамы, опирающиеся на естественные узлы.

Таким образом количество узлов в модели 145, количество конечных элементов - 239. В дальнейшем для ориентации местной системы координат для каждого конечного элемента введены дополнительно еще 20 узлов, не являющихся узлами самой рамы.

### 3.5. Описание конечно-элементной модели НС

Точность расчета по методу конечных элементов в большой степени зависит от ширины матрицы жесткости и поэтому требуется, чтобы разница между номерами узлов  $i$  и  $j$ , на которые опирается конечный элемент  $ij$  была бы по возможности минимальной [109].

В данном случае этот минимум достигался введенной системой нумерации - с носовой части - сначала прямо, затем направо, затем вверх. При этом учтена также симметрия расчетной схемы (см. рис.3.3). На левой части расчетной схемы имеется узел, которому соответствует ему аналог на правой части. При этом разница номеров равна единице. Узлы, не имеющие аналогов на левой и правой части рамы, находятся только в той зоне расчетной схемы, которая имитирует двигатель.

Нумерация конечных элементов не влияет на точность решения, поэтому с целью контроля правильности назначения всех элементов были выделены несколько зон (рис. 3.4):

- зона каркаса безопасности (рис 3.5)- нижний, верхний
- пояс, решетка боковая и поперечная, фонари- передние и задние ;
- зона силового агрегата ;
- зона крепления передней подвески ;
- зона крепления задней подвески .

Для ориентации узлов в пространстве выбрана глобальная правосторонняя система координат  $X, Y, Z$ . Ось  $X$  направлена вдоль продольной оси автомобиля в сторону движения. Начало  $X$  выбрано в конце крепления рамы двигателя. Ось  $Z$  направлена вверх от опорной поверхности. Координата  $Z = 0$  совпадает с опорной поверхностью. Каждый стержень рамы имеет свою местную систему координат, поэтому введены специальные узлы ориентации оси  $Z$  в количестве 20, это номера с 146 по 165.

Специальные узлы ориентации задавались так, чтобы ось, проходящая через эти узлы, была бы ортогональна продольной оси стержня.

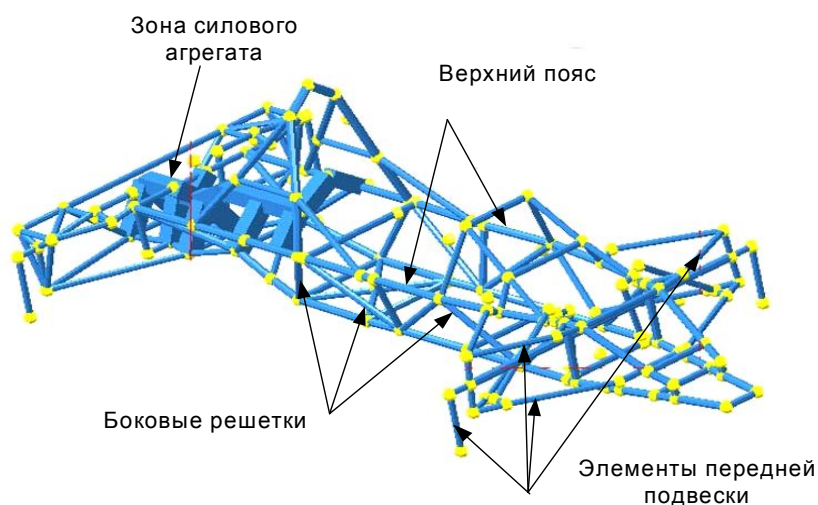


Рисунок. 3.4. Структура КЭМ НС гоночного автомобиля Формулы 1600.

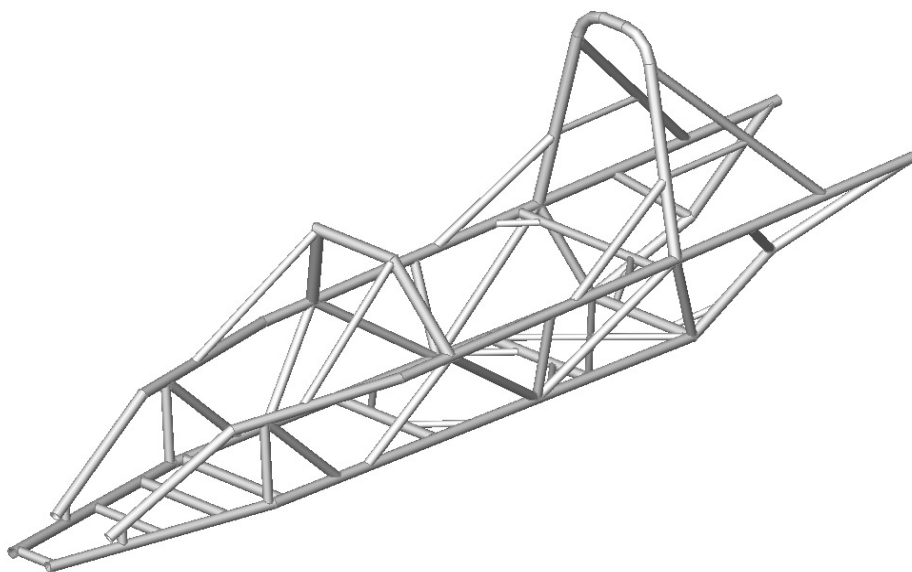


Рисунок. 3.5. Каркас безопасности гоночного автомобиля Формулы 1600.

### 3.6. Жесткостные характеристики конечных элементов

Большинство конечных элементов представляют собой стержни с трубчатым поперечным сечением.

Значения геометрических характеристик сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2. Значения геометрических характеристик сечений

№п/п	Поперечное сечение диаметр × толщина, мм × мм	Площадь см <sup>2</sup>	Осевые моменты инерции		Полярный момент инерции J <sub>p</sub> , см <sup>3</sup>
			J <sub>z</sub> , см <sup>4</sup>	J <sub>y</sub> , см <sup>4</sup>	
1	35 x 2 (стойки фонарей)	2,073	2,833	2,833	5,666
2	32 x 1,5 (продольные элементы рамы)	1,51	1,675	1,675	3,35
3	28 x 1,5 (решетка рамы)	1,25	1,1	1,1	2,2
4	25 x 1,5 (элементы переднего фонаря)	1,11	0,768	0,768	1,535
5	20 x 1,5 элементы заднего фонаря и крепление колес	0,87	0,375	0,375	0,75
6	18 x 1,5 крепления задних колес	0,78	0,267	0,267	0,534
7	16 x 1,5 крепление заднего колеса	0,68	0,182	0,182	0,364

Модуль упругости для материала труб, сталь 30 ХГСА принят

$E = 2,15 \times 10^5$  МПа. Для модуля сдвига  $G$  принята величина

$G = 0,826 \times 10^5$  МПа.

Жесткостные характеристики конечных элементов, совпадающих с пружинами передней подвески и задней подвески, определялись в соответствии с количеством витков пружины, диаметром пружины по формуле:

$$C = \frac{1000 \times d^4}{D_0^3 \times n}, \quad (3.1)$$

где  $d$  - диаметр поперечного сечения стержня пружины,

$D_0$  - диаметр пружины,

$n$  - количество витков.

Для пружины передней подвески:  $C_n = 12,6$  Н/мм

Для пружины задней подвески:  $C_n = 26,3$  Н/мм

В дальнейшем определялось приведенное поперечное сечение стержня, выполняющего роль пружины, так чтобы при  $E = 2.15 \times 10^5$  МПа и соответствующей длине, жесткость их была одинаковой.

Шины также представлены как конечные элементы. Так при жесткости шины  $C_{ш}$  ее приведенная поперечное сечение определяется формулой:

$$A_{np} = \frac{C \times l}{E}, \quad (3.2)$$

где  $l$  - высота шины, для переднего колеса  $l = 25$  см,  
заднего -  $l = 26.5$  см.

Так при  $C_{ш} = 2560$  Н/см, получаем:

а) для передней шины  $A_{np} = 2,98 * 10^{-3}$  см<sup>2</sup>

б) для задней шины  $A_{np} = 3,15 * 10^{-3}$  см<sup>2</sup>

При  $C_{ш} = 5120$  Н/см соответственно получаем

$A_{np} = 5,96 * 10^{-3}$  см<sup>2</sup> и  $A_{np} = 6,3 * 10^{-3}$  см<sup>2</sup>

Изгибная жесткость шины определялась приближенно в предположении, что в пределах высоты шины стержень работает в соответствии с гипотезой плоских сечений.

Поэтому угол поворота поперечного сечения можно определить по формуле :

$$\varphi = \frac{12 \times M}{b^3 \times C_{ш}}, \quad (3.3)$$

где  $b$  - ширина шины,  
 $C_{ш}$  - жесткость шины на сжатие,  
 $\varphi$  - угол поворота,  
 $M$  - изгибающий момент .

Сопоставляя этот угол с углом поворота, найденным по Мору [6], получим формулу для определения приведенного момента инерции сечения  $J_{пр}$ :

$$\frac{12 \times M}{b^3 \times C_{ш}} = \frac{M \times l}{E \times J_{пр}}$$

откуда

$$J_{пр} = \frac{b^3 \times C_{ш} \times l}{12 \times E} \quad (3.4)$$

В соответствии с формулой (3.4) найдено :

$J_z = 2.09 \text{ см}^4$  - для задней шины при  $C_{ш1} = 2560 \text{ Н/см}$ ,

$J_z = 1.35 \text{ см}^4$  - для передней шины при  $C_{ш2} = 2560 \text{ Н/см}$ .

Аналогично определялся приведенный момент  $J_y$ . Жесткость шины на кручение при принятых условиях закрепления не играет большой роли на характер НДС НС автомобиля.

В дальнейшем проводилось несколько численных экспериментов для выяснения роли жесткости шин на напряженно деформированное состояние рамы автомобиля. Выяснилось что эта жесткость в основном сказывается на характере перемещений. На усилия в раме изменение жесткости шин сказывается незначительно. Большие трудности возникают при определении жесткостных характеристик конечных элементов совпадающих с двигателем. По сравнению с жесткостью элементов рамы жесткость двигателя можно считать равной бесконечности. Поэтому при конкретных расчетах жесткость

конечных элементов двигателя задавалась как можно большей, однако так, чтобы жесткость элементов рамы система не воспринимала при этом как нулевое значение.

### 3.7. Приведение нагрузок, действующих на несущую систему ГА

Основными нагрузками на НС являются: собственный вес двигателя, водителя, двух баков с горючим, передних и задних колес, а также вес элементов НС.

В соответствии с принятой расчетной схемой все нагрузки были переданы в узлы НС рис. 3.6 с учетом коэффициентов динамичности полученных при основных режимах движения гоночного автомобиля в процессе соревнований.

Комбинации нагрузок, создающих случай I, соответствуют отрезкам *I* и *II* модели дороги(см рис. 1.16); случай II — отрезку III; случай III — отрезку *V*; VI случай — отрезку *IV*.

В приложении Б1 приведена полная КЭМ в универсальном виде, что дает возможность использовать ее всеми программными комплексами. В ней приведены не только нагрузки действующие в узлах, но и опорные реакции, воспринимаемые всеми колесами (узлы 75,76 - передние колеса, 144, 145 - задние колеса), виды нагружения и т.д.

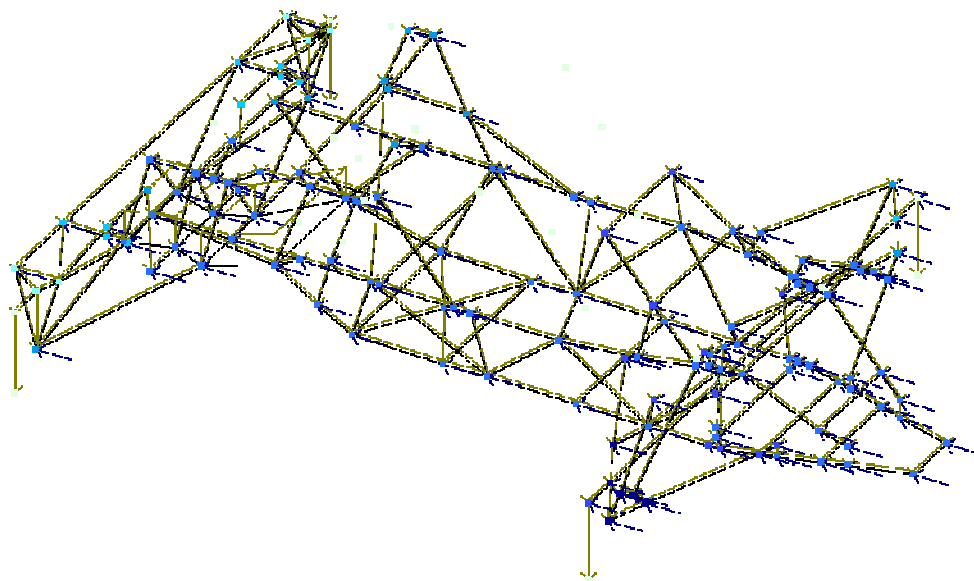


Рисунок. 3.6. Схема приложения сил в КЭМ.

Как видно из приложения Б.1. предусматривалось учесть сначала 3 простых нагружения:

1. Только горизонтальную нагрузку  $F_x$
2. Только боковую нагрузку  $F_y$
3. Только вертикальную нагрузку  $F_z$

Были составлены и определены усилия для следующих комбинаций нагрузок с учетом коэффициентов динамичности табл.3.3:

1.  $F=0 \cdot F_x + 0 \cdot F_y + 2,5 \cdot F_z$  - основной режим вертикальной нагрузки
2.  $F=1,5 \cdot F_x + 0 \cdot F_y + 4,5 \cdot F_z$  - режим удара о припятствие.
3.  $F=0 \cdot F_x + 2,2 \cdot F_y + 1,0 \cdot F_z$  - режим поворота
4.  $F=1,7 \cdot F_x + 2,2 \cdot F_y + 1,0 \cdot F_z$  - режим поворота с торможением.
5.  $F=2 \cdot F_x + 2,2 \cdot F_y + 2,5 \cdot F_z$  - основной режим с поворотом и торможением.

Таблица 3.3. Значения коэффициентов динамичности при основных режимах движения

Нагрузки, соответствующие модели дороги и вызывающие	Динамические коэффициенты, соответствующие указанным нагрузкам	Комбинации нагрузок на участке трассы				
		1	2	3	4	5
Изгиб	$K_z$	2,5	4,5	1	1,2	2,5
Боковое сжатие	$K_y$	-	-			1
Продольное сжатие	$K_x$	-	1,5	-		2

### 3.8. Анализ нагруженности элементов рамы МКЭ

В стержнях рамы в связи с действием продольной силы, изгибающих и крутящих моментов возникает плоское напряженное состояние.

Прочность может быть проверена по формуле энергетической теории[6]

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{N}{A} + \frac{\sqrt{M_y^2 + M_z^2}}{W_z}\right)^2 + 0.75 \times \left(\frac{M_{kp}}{W_z}\right)^2} < [\sigma] \quad (3.5)$$

где  $N$ - сила сжатия, растяжения, Н;

$A$ - площадь сечения стержня, см<sup>2</sup>;

$M_y$ - изгибающий момент в плоскости  $y$ ;

$M_z$ - изгибающий момент в плоскости  $z$

$M_{kp}$ - крутящий момент, Н·см.

Величину допускаемого напряжения определим по формуле:

$$[\sigma] = \sigma_g / n \quad (3.6)$$

где  $n = 1.5$ - коэффициент запаса прочности.

Элементы рамы изготавливаются из стали 30ХГСА. Для стали 30ХГСА временные напряжения  $\sigma_s = 1200 \dots 1400$  МПа

Величина допускаемых напряжений будет равна:

$$[\sigma] = 1200/1,5 = 800 \text{ МПа}$$

Предел текучести для стали 30ХГСА:  $\sigma_T = 1080$  МПа.

Коэффициент запаса по текучести составляет:

$$n = \sigma_m / [\sigma] = 1080 / 800 = 1.35$$

3.8.1. Нижний пояс рамы автомобиля.

Нижний пояс (стержни 1...27) в основном режиме оказывается недогруженным

$$F_1 = F_x \cdot 0 + F_y \cdot 0 + 2.5 \cdot F_z$$

Максимальные напряжения возникают в стержнях (11-16), к которым крепится передняя подвеска и оказываются не выше:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{302,1}{1,51} + \frac{\sqrt{150,6^2 + 4404^2}}{1,047}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{412}{1,047}\right)^2} = 44,22 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$$

***В режиме наезда на препятствие***

$F_2 = 1,5 \cdot F_x + F_y \cdot 0 + 4.5 \cdot F_z$  все стержни нижнего пояса оказываются недогруженными. Максимальные напряжения возникают в тех же стержнях и оказываются не выше например (стержень 13)

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{7795,2}{1,51} + \frac{\sqrt{6316^2 + 19103^2}}{1,047}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{3806}{1,047}\right)^2} = 213 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$$

**В режиме торможения с поворотом:**

$$F4 = 1,7 \cdot F_x + 2,2 F_y + F_z$$

$$F5 = 2 \cdot F_x + 2,2 \cdot F_y + 2,5 * F_z$$

эти же стержни оказываются более нагруженными. Напряжение в стержне 13 достигает величины

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{5627}{1,51} + \frac{\sqrt{14764^2 + 55383^2}}{1,047}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{3905}{1,047}\right)^2} = 686 \text{ Мпа}$$

$$\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$$

В остальных стержнях на этих режимах напряжения значительно ниже.

### 3.8.2. Верхний пояс рамы автомобиля.

Верхний пояс (стержни 28...57) оказывается менее напряженным, чем нижний пояс, но в основном испытывает напряжения сжатия, что ухудшает его работу, так как сжатые стержни могут потерять устойчивость. Однако длина стержней и их гибкость невелика. Так в стержне 44  $l = 36,5$  см при сжимающей силе в режиме F2 равной  $N = 7216$  Н, гибкость равна всего

$$\lambda = l / i = 36,5 / 1,05 = 35$$

Наибольшие напряжения возникают в стержнях , к которым крепится передняя подвеска. Это стержни : (38 – 43).

Так в стержне 42 в режиме F2 напряжения равны:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{1286}{1,51} + \frac{\sqrt{4107^2 + 7788^2}}{1,047}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{4638}{1,047}\right)^2} = 100,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$$

***В режиме F5 напряжения в этом же стержне возрастают до величины***

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{1759}{1,51} + \frac{\sqrt{3813^2 + 21770^2}}{1,047}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{4902}{1,047}\right)^2} = 226,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$$

В остальных стержнях при всех режимах напряжения оказываются гораздо ниже.

### 3.8.3. Стержни решетки рамы (стойки и раскосы).

Эти элементы рамы (58...90) оказываются более нагруженными, чем стержни верхнего пояса, но меньше чем нижнего пояса. Особенно нагружены стойки и раскосы в местах крепления передней подвески (стержни 58-63).

В основном режиме F1 и режиме F2 наибольшие напряжения возникают в стержне 60:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{3418}{1,25} + \frac{\sqrt{2806^2 + 13904^2}}{0,786}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{656}{0,786}\right)^2} = 208 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$$

В режимах F4 и F5 перегруженным является стержень 62 (раскос).

В этом стержне напряжение достигает величины

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{1774}{1,25} + \frac{\sqrt{1350^2 + 35788^2}}{0,786}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{9,4}{0,786}\right)^2} = 469,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$$

которая оказывается значительно меньше, чем допускаемые напряжения.

#### 3.8.4. Стержни переднего и заднего фонаря.

Это стержни (91... 112) во всех режимах имеют незначительные напряжения лишь в стержнях 97, 98 в режимах F4, F5 возникают напряжения немного превышающие 100 МПа.

#### 3.8.5. Стержни передней подвески

Это элементы с номерами (136...181). Некоторые стержни оказываются перегруженными в режимах F2, F4, F5:

стержни 136, 137

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{876,1}{0,87} + \frac{\sqrt{1350^2 + 6850^2}}{0,375}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{679}{0,375}\right)^2} = 403,4 \text{ МПа}$$

стержни 138, 139, 140, 141

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{8346}{0,87} + \frac{\sqrt{1950^2 + 14875^2}}{0,375}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{78}{0,375}\right)^2} = 492,6 \text{ МПа}$$

стержни 160,161

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{8346}{0,87} + \frac{\sqrt{1033^2 + 1161^2}}{0,375}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{1990}{0,375}\right)^2} = 286 \text{ МПа}$$

стержни 162, 163

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{3060}{0,87} + \frac{\sqrt{2687^2 + 13140^2}}{0,375}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{5424}{0,375}\right)^2} = 412,3 \text{ МПа}$$

158, 159

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{2981,5}{0,87} + \frac{\sqrt{50465^2 + 26257^2}}{0,375}\right)^2 + 0,75 \left(\frac{2195}{0,375}\right)^2} = 1552 \text{ МПа}$$

Для этих стержней напряжения выше допускаемых  $\sigma_{np} \ll [\sigma] = 800 \text{ МПа}$

Большие напряжения возникают в ступице переднего колеса и шинах.

### 3.8.6. Стержни задней подвески

Стержни задней подвески с номерами (182 - 231 ). В этих стержнях напряжения малы и не превышают 100 МПа.

Основные результаты расчета КЭМ приведены в приложениях Б,Д,Е.

### 3.9. Экспериментальные исследования деформированного состояния НС гоночного автомобиля

В связи с отсутствием каких-либо норм и рекомендаций по выбору нагрузок, действующих на НС гоночных автомобилей в процессе гонок, при их доводке по условиям прочности и жесткости используются некоторые

модельные нагрузки. Наиболее «жесткими» случаями нагружения рам считаются их изгиб в продольной плоскости и кручение при вывешивании одного из колес. Сообразуясь с этим, экспериментальные исследования НС проводились при двух вариантах нагружения – изгибе и кручении.

### 3.9.1. Цель и задачи проведения стендового эксперимента.

Целью проведения эксперимента являлось изучение работы рамы в условиях эксплуатации при действии нагрузки на кручение, а также проверка адекватности математической модели рамы с реальной конструкцией.

Задачи экспериментов включали следующие вопросы:

- определение деформаций в 4-х точках рамы;
- определение угла закручивания рамы;
- определение крутящего момента рамы;
- определение жёсткости рамы.

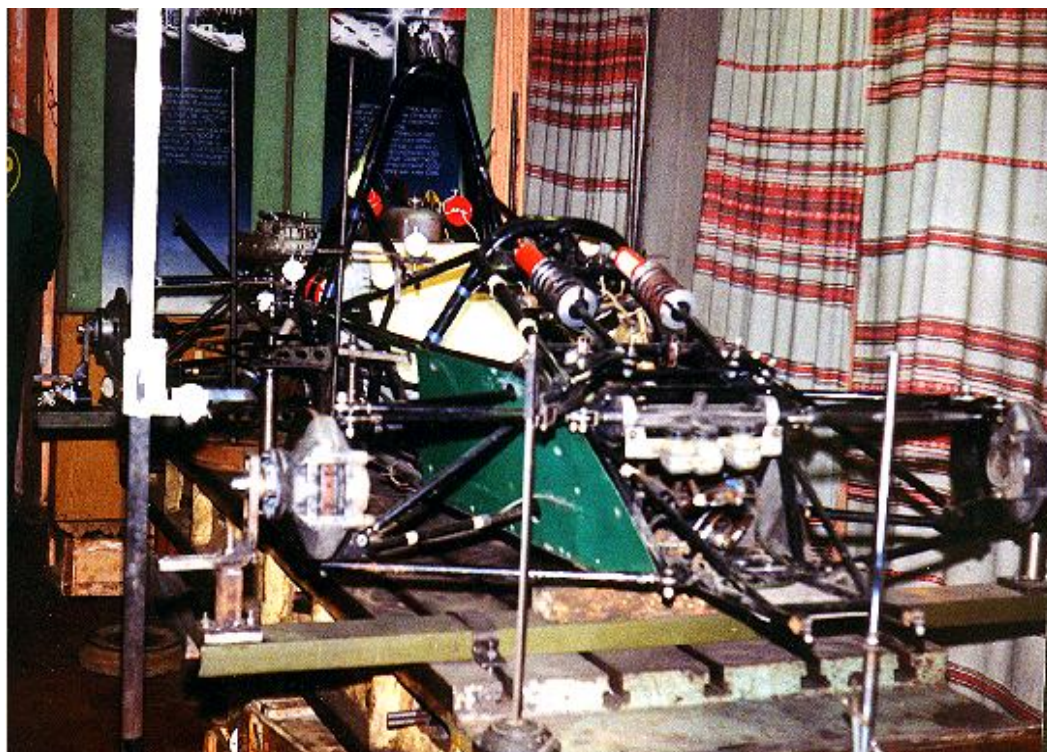
### 3.9.2. Методика проведения экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования заключались в имитации движения автомобиля по неровностям. Для этого необходимо было приподнимать колесо (в данном случае переднее правое и заднее левое) и фиксировать следующие параметры: нагрузку на колесо (переднее правое и заднее левое соответственно), ход колеса, деформации пружины подвески, реакцию в колесе (соответственно в переднем левом и заднем правом), деформацию различных участков рамы.

Для этого были установлены 8 индикаторов микрометра часового типа, которые измеряли перемещение рамы при воздействии на неё усилия от колеса (рис. 3.7, - 3.9). Усилие имитировалось с помощью гидравлического домкрата (рис. 3.10). Было проведено 4 этапа измерений. На первом этапе жёстко фиксировались задние колеса, а под передним

правым установлен домкрат с динамометром сжатия, под передним левым-динамометр сжатия. После чего, имитируя неровность дороги, домкратом подымали переднее правое колесо так, чтобы реакция в левом переднем колесе была равна нулю. Результаты замеров в таблице 3.4. Во втором этапе жёстко фиксировали передние колёса, а к задним присоединяли домкрат (левое заднее колесо) и индикатор (правое заднее колесо). После чего проводим аналогичные первому этапу измерения. Результаты в таблице 3.5.

Третий этап заключался в фиксации рамы автомобиля в четырёх точках (рис. 3.11) и проведении измерений при имитации нагрузки на правое переднее колесо. Полученные результаты в таблице 3.6



*Рисунок. 3.7. Общий вид автомобиля с датчиками.*

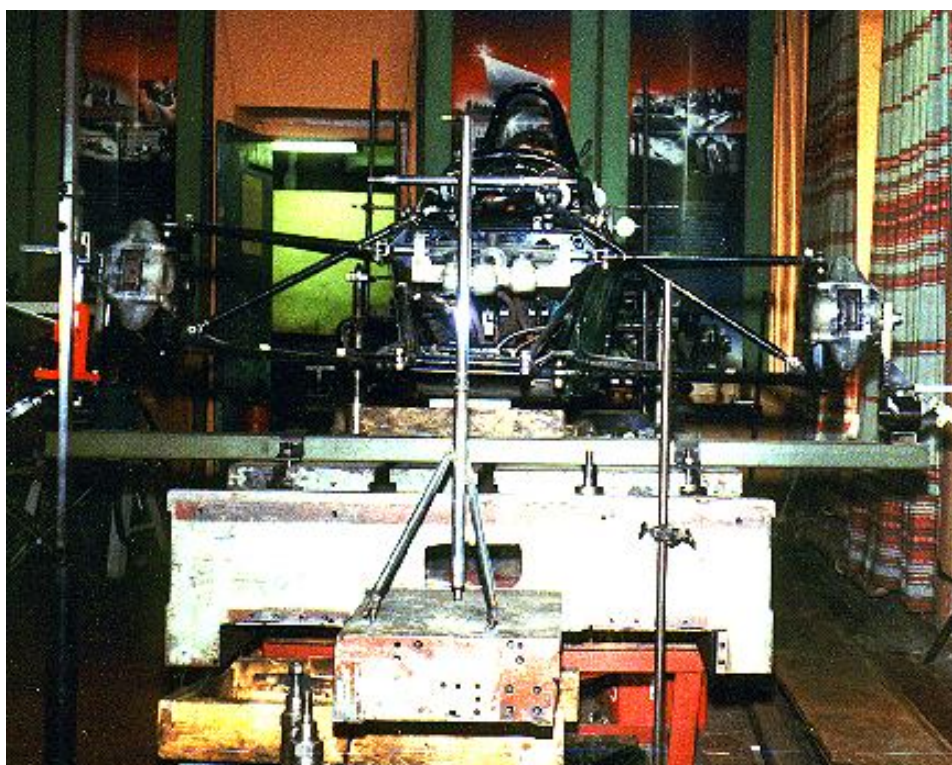


Рисунок. 3.8. Испытания рамы на кручение.

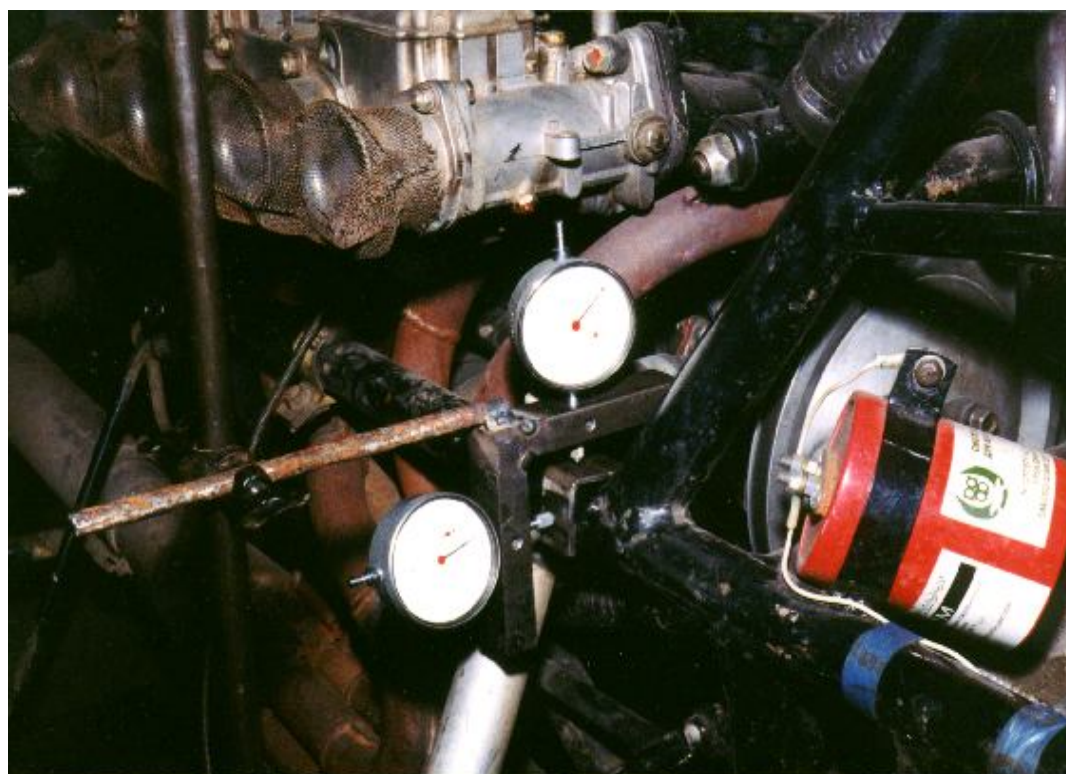


Рисунок. 3.9. Установка индикаторов в узле.

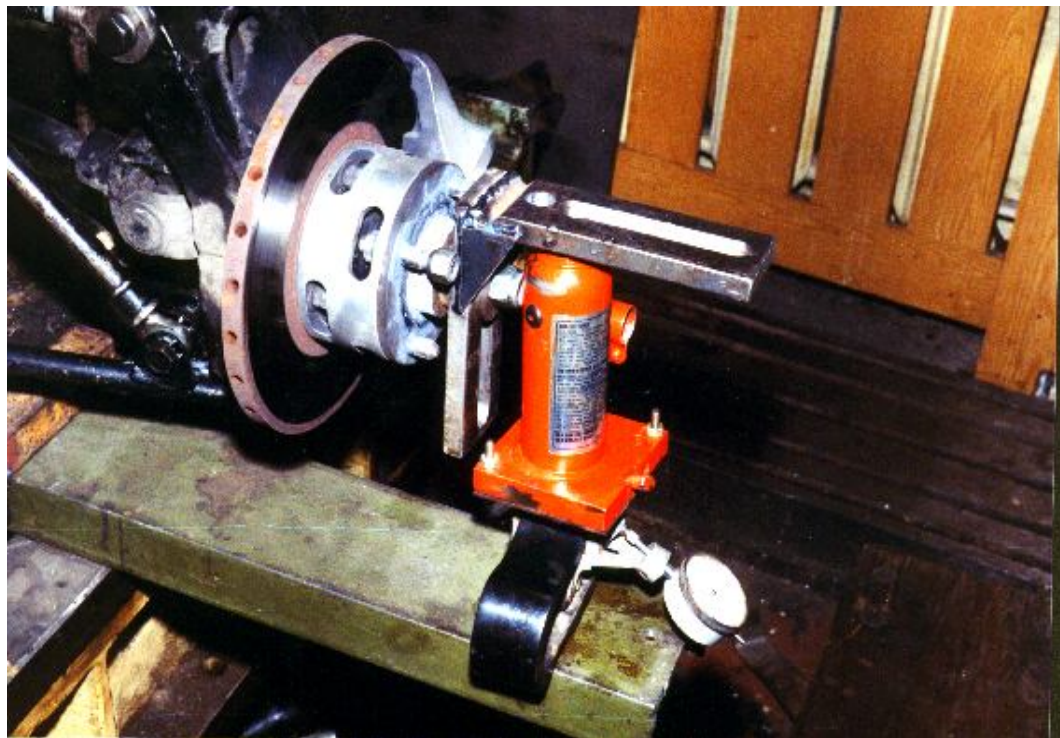


Рисунок. 3.10. Установка домкрата и динамометра сжатия.



Рисунок. 3.11. Испытание рамы на изгиб с кручением.

При четвёртом этапе так же фиксировали раму в четырёх точках, но имитацию нагрузки проводили на левом заднем колесе. Полученные результаты в таблице 3.7.

Для измерения линейного перемещения колеса и деформации пружины использовался штангенциркуль с ценой деления 0.1 мм.

При использовании домкрата создавалось усилие, для фиксирования необходимого усилия на колесе следили за перемещением стрелки индикатора. На противоположном колесе был установлен так же индикатор перемещения с динамометром сжатия, за стрелкой которого был так же осуществлён контроль. Сами динамометры сжатия перед проведением экспериментов были тарированы. Графики тарировки обоих динамометров представлены на рисунке 3.12. При использовании индикаторов перемещения часового типа погрешность измерений составляет 0,005 мм., что является приемлемой величиной для данных измерений.

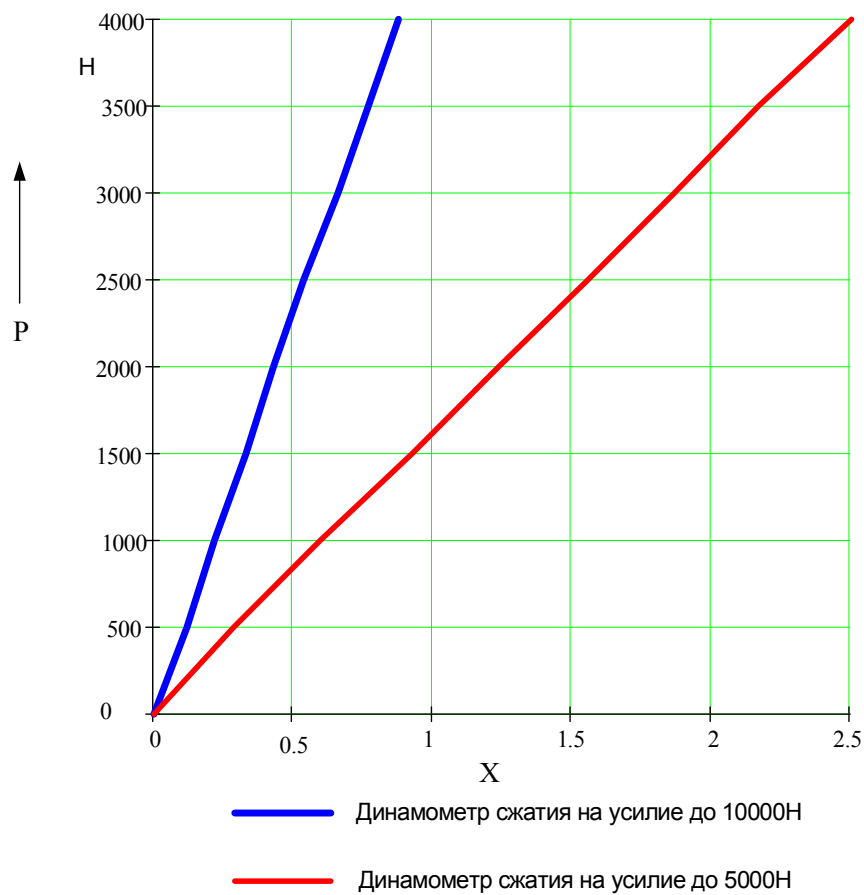


Рисунок. 3.12. График тарировки динамометров сжатия.

Таблица 3.4

Результаты для определения крутильной жёсткости автомобиля. (оси задних колёс зафиксированы)

Нагрузка на правое переднее колесо, Н	Ход колеса, мм	Деформация пружины подвески, мм	Реакция в левом переднем колесе, Н	1 правое		2 правое		1 левое		2 левое	
				X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм
1590.9	72	31	0	-5.69	13.1	-1.54	1.98	5.35	4.07	2.35	1.5
1590.9	72	31	0	-5.8	12.9	-1.31	2.87	5.6	4.09	2.42	3.6
1545.5	72	31	0	-6.4	12.8	-0.29	1.62	5.36	4.78	3.79	1.7
1500	72	31	0	-6.02	13.1	-0.4	1.05	7.89	5.62	2.69	2.47
1500	72	31	0	-4.89	13.23	-1.77	2.11	6.54	7	3.02	2.43

Таблица 3.5

Результаты для определения крутильной жёсткости автомобиля. (оси передних колёс зафиксированы)

Нагрузка на левое заднее колесо, Н	Ход колеса, мм	Деформация пружины подвески, мм	Реакция в правом заднем колесе, Н	1 правое		2 правое		1 левое		2 левое	
				X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм
416.7	14	9	482.8	1.87	0.63	2.59	2.81	-1.95	3.76	-2.84	7.18
416.7	16	9.5	500	2.04	0.66	2.75	2.87	-1.75	3.5	-2.87	7.02
416.7	16	10	551.7	2.12	0.53	2.77	2.58	-1.72	3.5	-3.05	7.21
416.7	16	10	534.5	2.24	0.52	2.92	3.26	-1.61	3.64	-2.95	7.2
416.7	16	10	534.5	2.23	0.4	2.9	3.1	-1.63	3.54	-2.89	7.22

Таблица 3.6

Результаты для определения крутильной жёсткости автомобиля. (рама зафиксирована в 4-х точках, задняя ось зафиксирована)

Нагрузка на правое переднее колесо, Н	Ход колес, мм	Деформация пружины подвески, мм	Реакция в левом переднем колесе, Н	1 правое		2 правое		1 левое		2 левое	
				<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>	<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>	<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>	<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>
500	4.9	1.2	68.9	-0.01	0.08	0.05	0.02	0.11	0.05	-0.05	-0.05
	5	1.5	86.2	-0.04	0.01	0.05	0.02	0.11	0.06	-0.06	-0.06
	5	1.3	86.2	-0.06	0.01	0.05	0.01	0.14	0.06	-0.04	-0.06
	5	1.4	86.2	-0.05	0.09	0.06	0.01	0.11	0.06	-0.05	-0.06
1000	23	17	120.7	-0.08	0.24	0.11	0.02	0.25	0.15	-0.11	-0.09
	22	14	120.7	-0.14	0.24	0.11	0.03	0.28	0.14	-0.09	-0.09
	22	14	103.5	-0.12	0.27	0.12	0.03	0.22	0.14	-0.11	-0.12
	22	14	120.7	-0.11	0.29	0.11	0.03	0.23	0.15	-0.11	-0.1

Продолжение табл. 3.6

1500	42	30	34.48	-0.01	0.63	0.21	0.07	0.31	0.25	-0.2	-0.18
	41	30	34.48	-0.07	0.62	0.18	0.03	0.33	0.3	-0.19	-0.25
	41	30	34.48	-0.08	0.6	0.19	0.05	0.35	0.3	-0.17	-0.29
	41	30	34.48	-0.07	0.62	0.22	0.06	0.31	0.29	-0.22	-0.23
2000	56	42	53.45	0.02	1	0.32	0.05	0.32	0.46	-0.37	-0.4
	57	43	53.45	0.13	1.04	0.33	0.02	0.37	0.48	-0.3	-0.43
	56	42	48.28	0.1	1.1	0.29	0.02	0.36	0.52	-0.32	-0.59
	56	42	56.89	0.06	1.09	0.32	0.09	0.33	0.54	-0.33	-0.41

Таблица 3.7

Результаты для определения крутильной жёсткости автомобиля. (рама зафиксирована в 4-х точках, передняя ось зафиксирована)

Нагрузка на левое заднее колесо, Н	Ход колеса, мм	Деформация пружины подвески, мм	Реакция в правом заднем колесе, Н	1 правое		2 правое		1 левое		2 левое	
				<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>	<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>	<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>	<i>X, мм</i>	<i>Y, мм</i>
500	3	1	34.5	0.03	-0.05	0.03	0.13	-0.04	0.03	-0.07	0.46
	3	0.8	51.7	0.02	-0.05	0.05	0.14	-0.05	0.06	-0.08	0.6
	3	1	51.7	0.06	-0.06	0.05	0.19	-0.02	0.06	-0.1	0.54
	3	0.9	68.9	0.06	-0.06	0.06	0.13	-0.04	0.05	-0.1	0.55
1000	7.5	1.9	86.2	0.05	-0.11	0.08	0.33	-0.06	0.14	-0.09	1.08
	8	1.8	103.5	0.05	-0.11	0.08	0.33	-0.05	0.17	-0.11	1.15
	8	2	86.2	0.08	-0.1	0.08	0.32	-0.03	0.15	-0.12	1.07
	8	2	103.5	0.09	-0.1	0.09	0.3	-0.05	0.15	-0.13	1.06

Продолжение табл. 3.7

1500	23	12	172.4	0.07	-0.15	0.12	0.56	-0.08	0.34	-0.14	1.79
	24	11	172.4	0.15	-0.14	0.12	0.59	-0.08	0.39	-0.13	1.91
	24	13	172.4	0.13	-0.12	0.15	0.58	-0.07	0.37	-0.19	1.84
	23	12	172.4	0.14	-0.13	0.18	0.56	-0.08	0.36	-0.21	1.82
2000	34	22	224.1	0.13	-0.18	0.1	0.81	-0.09	0.58	-0.09	2.58
	34	21	258.6	0.13	-0.16	0.11	0.8	-0.08	0.59	-0.09	2.61
	33.5	22	241.4	0.16	-0.17	0.11	0.79	-0.07	0.57	-0.1	2.52
	34	22	258.6	0.15	-0.17	0.11	0.77	-0.08	0.56	-0.1	2.53

### 3.10. Анализ результатов эксперимента

На основании полученных деформаций в несущей системе по известным методикам определим ее крутильную и изгибную жесткость [105].

#### 3.10.1. Определение крутящего момента.

Для теоретического определения максимального крутящего момента действующего на транспортное средство, находятся реакции на колесе от полностью нагруженного транспортного средства вместе с его собственным весом, но за вычетом веса ходовой части (колеса и мосты). Если вес поддресоренных масс транспортного средства равен  $G_H$ , то

$$R_p + R_T = G_H, \quad (3.7)$$

где  $R_p$  и  $R_T$  - реакции на колеса соответственно передние и задние.

Зная положение центра тяжести, составляем другое уравнение для нахождения  $R_p$  и  $R_T$  в виде

$$R_p \cdot L = G_H \cdot b,$$

где  $L$  – колесная база, м,

$b$ -координата центра масс, м.

Решая систему уравнений, получаем

$$\begin{cases} R_p = G_H \cdot b / L \\ R_T = G_H \cdot (L - b) / L = G_H \cdot a / L \end{cases}$$

Максимальный крутящий момент, действующий на всю несущую систему, возникает в том случае, когда одно из передних колёс теряет контакт с опорной поверхностью. Тогда

$$M_{\max} = R_p \cdot B / 2 = G_H \cdot b \cdot B / (2 \cdot L),$$

где  $B$  – колея передних колёс, м.

$$M_{\max} = 1516,14 \cdot 1,49 / 2 = 1129,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

### 3.10.2. Определение угла закручивания рамы.

Угол закручивания рамы определяется графоаналитическим способом. Зная расстояния расположения датчиков, мы аналитически находим подъём рамы на оси, после чего находим угол закручивания. По данным таблицы 3.3 выбираем перемещение рамы. Так как было проведено несколько опытов, принимаем среднее значение перемещения для каждого датчика.

По схеме рис. 3.10 определим деформацию рамы по оси автомобиля. Для этого необходимо сложить средние значения перемещения датчиков на осях и поделить на два.

$$Y^1 = (Y_{\text{пр}}^1 + Y_{\text{лев}}^1) / 2,$$

где  $Y^1$  - перемещение рамы на оси автомобиля (первая пара датчиков), мм.;

$Y_{\text{пр}}^1$  - перемещение рамы на правой стороне автомобиля (первая пара датчиков), мм.;

$Y_{\text{лев}}^1$  - перемещение рамы на левой стороне автомобиля (первая пара датчиков), мм.

$$Y^1 = (13.026 + 5.112) / 2 = 9.06.$$

$$Y^2 = (Y_{np}^2 + Y_{лев}^2) / 2,$$

где  $Y^2$  - перемещение рамы на оси автомобиля (вторая пара датчиков), мм.;

$Y_{np}^2$  - перемещение рамы на правой стороне автомобиля (вторая пара датчиков), мм.;

$Y_{лев}^2$  - перемещение рамы на левой стороне автомобиля (вторая пара датчиков), мм.

$$Y^2 = (1.926 + 2.34) / 2 = 2.133.$$

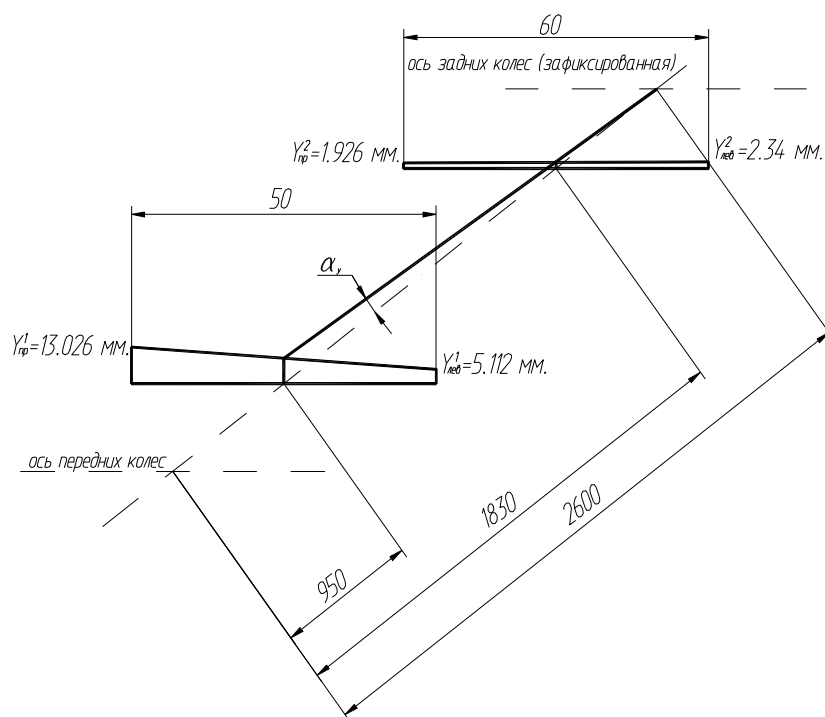


Рисунок. 3.13. Расчетная схема для определения угла закручивания рамы.

Зная перемещение рамы на продольной оси автомобиля найдем угол закручивания рамы.

$$\alpha = \text{arctg}(Y^1 / l_1),$$

где  $\alpha$  - угол закручивания рамы автомобиля, град.;

$Y^1$  - перемещение рамы на оси автомобиля (первая пара датчиков выбрана

потому, что имеет наибольшее значение), мм.;

$l_1$  - расстояние от первой пары датчиков до оси задних колёс, мм.

$$\alpha = \arctg (9.069 / 1650) = 0.055 \text{ град.}$$

### 3.10.3. Определение жёсткости рамы.

Жёсткость рамы определяется по формуле:

$$S = M_{\max} / \alpha,$$

где  $S$  - жёсткость рамы, Нм/рад.;

$M_{\max}$  - максимальный момент рамы, Нм.;

$\alpha$  - угол закручивания рамы, град.

$$S = 1129.52 / 0.055 = 54553 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад.}$$

### 3.11. Рекомендации по выбору параметров НС гоночного автомобиля

Сравнительный анализ результатов расчета КЭМ и стендового эксперимента показал хорошую сходимость, погрешность составила не более 9% (см. рис.3.14). Что говорит об адекватности КЭМ и реальной конструкции НС гоночного автомобиля.

Индикаторы перемещений были установлены в узлы каркаса безопасности НС, что соответствует узлам КЭМ 51, 52, 87, 88.

Таблица 3.8

Результаты эксперимента и расчета КЭМ НС ГА

Узел 52	Узел 88	Узел 51	Узел 87
---------	---------	---------	---------

X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм	X, мм	Y, мм
Эксперимент							
-5.69	13.1	-1.54	1.98	5.35	4.07	2.35	1.5
Расчет							
-5.8	12.9	-1.31	2.87	5.6	4.09	2.42	3.6

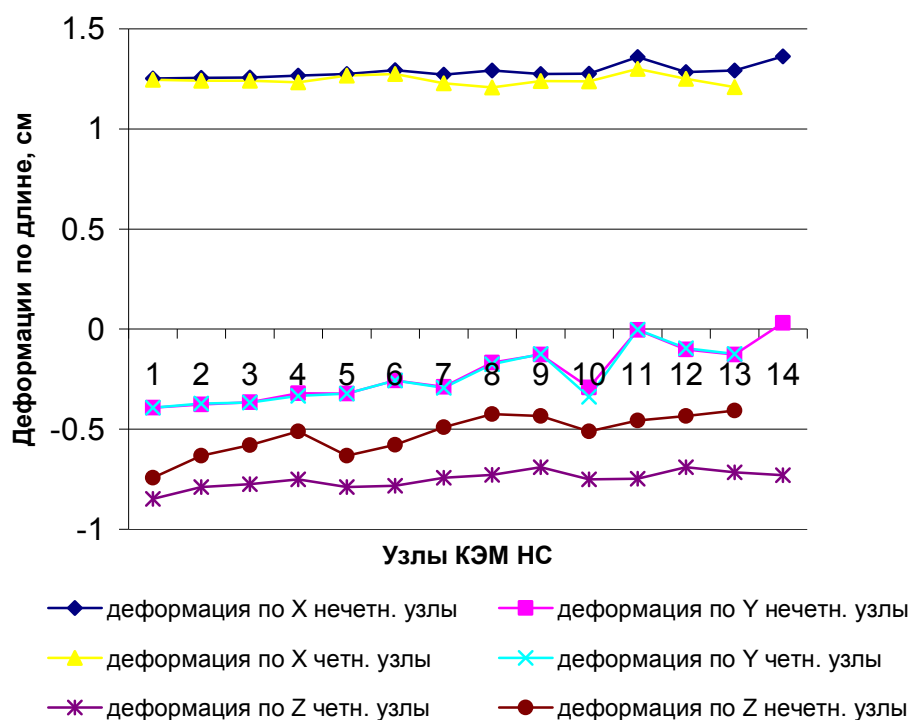


Рисунок.3.14. Перемещения в узлах НС при решении КЭМ в режиме кручение.

На основании этого рекомендуется подходить к выбору сечений элементов, углов их расположения в объемно-стержневой конструкции, исходя из анализа расчетных данных полученных в теоретической части работы.

Как показал анализ результатов расчета (см. приложение Б) программным комплексом SAP-80 конструкция рамы автомобиля получается

неравнопрочной. Так верхний пояс можно без уменьшения прочности выполнить стержнями с сечением  $\varnothing 28 \times 1.5$  или даже  $\varnothing 25 \times 1.5$ .

В нижнем поясе желательно поставить поперечную планку между узлами, 13, 14, а поперечную планку между узлами 5,6 сместить вперед на 15 см .

Для рационального конструирования рамы автомобиля предлагается поперечное сечение каждого стержня рамы подбирать так, чтобы оно являлось наименьшим для всех режимов нагружения.

Решение при этом можно построить так :

Пусть требуется найти радиус трубчатого поперечного сечения  $R$  по известному соотношению толщины трубы к внешнему радиусу  $\delta/R$ .

Тогда используя формулу прочности

$$\sigma_{np} = \sqrt{\left(\frac{N}{A} + \frac{M_u \cdot R}{J_z}\right)^2 + 0.75 \times \left(\frac{M_{kp} \cdot R}{J_z}\right)^2} < [\sigma]$$

где  $M_u = M_z + M_y$

$A$ -площадь поперечного сечения , равная

$$A = \pi/4(R^2 - r^2) = \pi R^2 \frac{\delta}{R} \left(2 - \frac{\delta}{R}\right) = 2\pi R \eta$$

$J_z$  - осевой момент инерции, равный

$$J_z = \pi/4(R^4 - r^4) = \pi R^4 \frac{\delta}{R} \left(2 - \frac{\delta}{R}\right) \left(2 - 2\frac{\delta}{R} + \left(\frac{\delta}{R}\right)^2\right) = \pi/4 R^4 \eta_1 \eta_2$$

Получим формулу, с помощью которой можно найти требуемый внешний

радиус  $R$  при известных  $N$ ,  $M_z$ ,  $M_y$  и  $M_{kp}$ :

$$R^6 - R^2 \frac{N^2}{[\sigma]^2 \pi^2 \eta^2} - R \frac{8 N M_u}{[\sigma]^2 \pi^2 \eta_1^2 \eta_2^2} - \frac{16(M_u + 0,75 M_{kp})}{[\sigma]^2 \pi^2 \eta_1^2 \eta_2^2} = 0$$

Здесь

$$\eta_1 = \delta/R (2 - \delta/R)$$

$$\eta_2 = 2 - 2 (\delta/R) + (\delta/R)$$

Задавая  $\delta/R$  с определенным шагом можно найти для каждого режима  $F$  необходимое значение  $R$ , а затем выбрать наибольшее значение  $R$ , требуемое по прочности для всех режимов.

В приложении В приведены результаты решение задачи выполненное по данной методике и определено наиболее рациональное поперечное сечение для каждого стержня

Аналогичное решение может быть выполнено для квадратного коробчатого сечения , для которого получена формула:

$$B^6 - B^2 \frac{N^2}{16 [\sigma]^2 \eta_3^2} - B \frac{0,375 N M_u}{[\sigma]^2 \eta_3^2 \eta_4^2} - \frac{0,5625 M_u}{[\sigma]^2 \eta_3^2 \eta_4^2} - \frac{0,75 M_u}{[\sigma]^2 \eta_5^2} = 0$$

где  $B$  - ширина ( высота ) коробчатого профиля,

$\delta$  - толщина стенки .

$$\eta_3 = \delta/B (2 - \delta/B)$$

$$\eta_4 = 1 - 2 (\delta/B) + 2 (\delta/B)^2$$

$$\eta_5 = \delta/B (1 - \delta/B)^2$$

Характер изменения сечений в элементах НС представлен на рис. 3.15

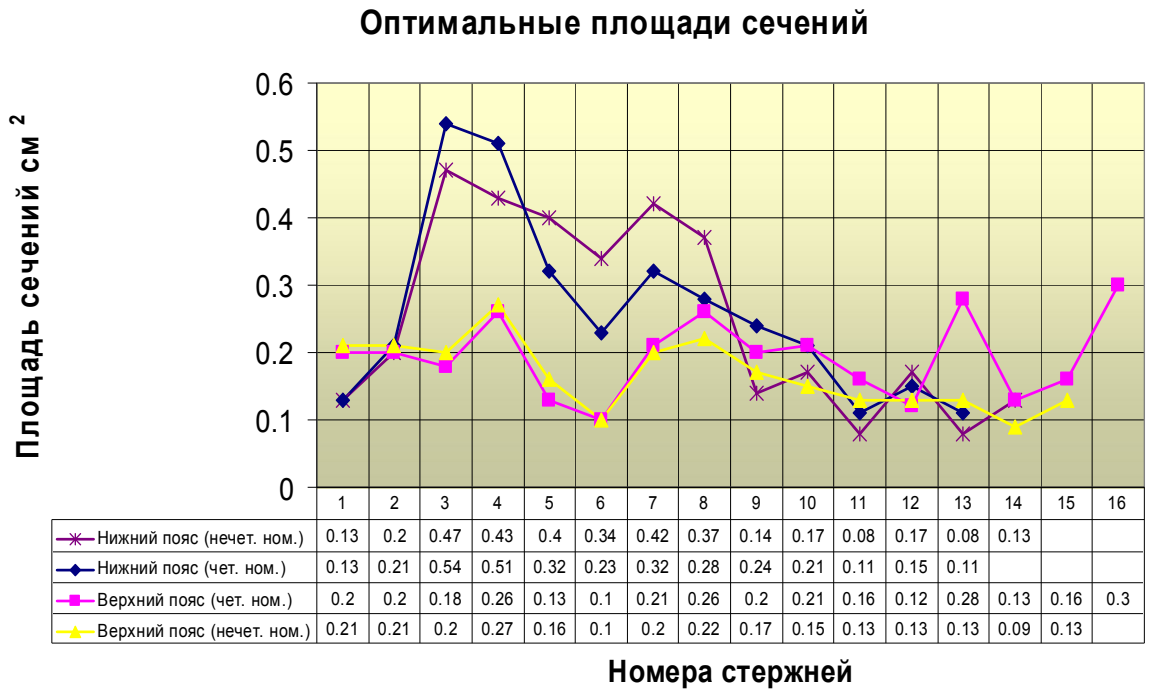


Рис. 3.15. Характер изменения поперечных сечений в элементах НС

Испытания показали, что жесткость рамы на изгиб составляет 40000 Н/м, а крутильная жесткость составляет 55000 Н/м. Определена структура РЭМ (рис.3.16) позволяющая выбрать параметры НС на стадии проектирования.

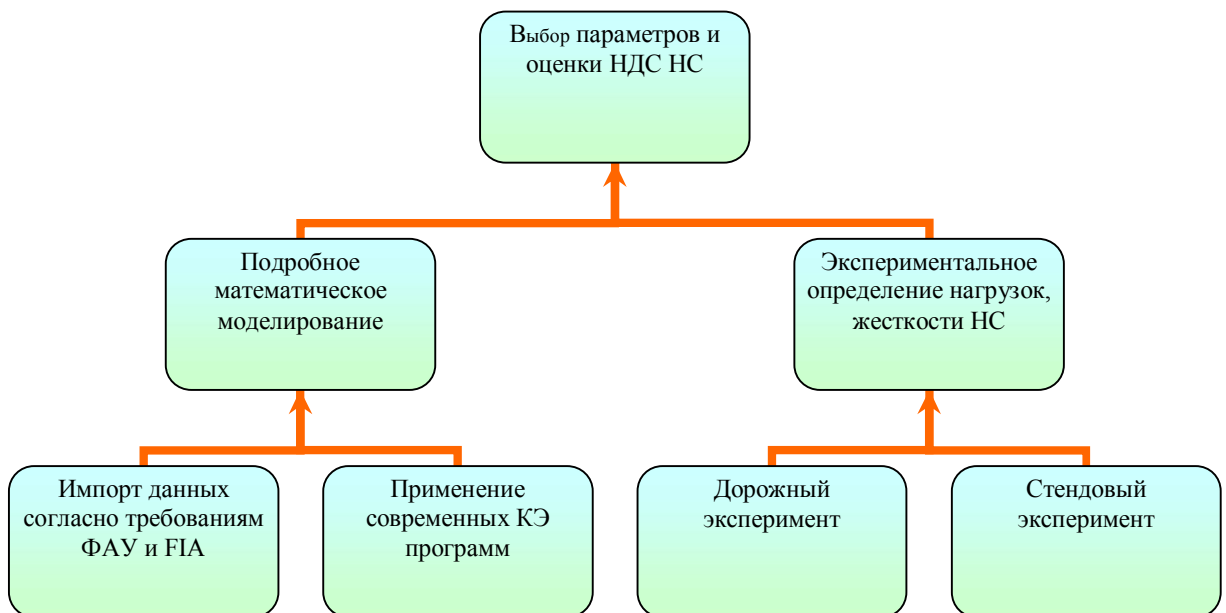


Рис.3.16. Структурная схема РЭМ

## РАЗДЕЛ 4 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ В УСТРОЙСТВАХ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ОБОЛОЧКИ КАРКАСА НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ

### 4.1 Анализ систем пассивной безопасности

Стремление каждого пилота к победе приводит к тому, что избежать гоночных инцидентов и аварий практически невозможно. Технические требования для автомобилей разрабатывают таким образом, чтобы обеспечить максимальную безопасность пилота, предоставить участникам равные возможности и при этом попытаться дать возможность «эвристического» поиска для конструкторов.

Следовательно, на первое место ставится безопасность пилота как активная, так и пассивная. Международная Федерация Автоспорта каждый год издает Свод технических требований, предъявляемых к гоночным автомобилям. Требования безопасности изложены в приложении J, которые являются минимально необходимыми для того, чтобы автомобиль был допущен к соревнованиям.

Для конструктора важно не только знать особенности содержательной части технических требований, но и законы по которым они получены для создания конструкции с заранее определенными свойствами и наименьшими затратами на поиск оптимальной конструкции.

Гоночный автомобиль формулы E8 – это конструкция весом не менее 450 кг, с задним расположенным двигателем и трансмиссией. В несущей системе автомобиля располагается капсула безопасности пилота, топливный бак, узлы передней подвески. Сзади – расположен силовой агрегат.

Комплекс средств пассивной безопасности располагается вокруг капсулы безопасности и включает в себя

Передняя структура безопасности – носовая часть автомобиля, поглощающая энергию при лобовых ударах, по техническим требованиям

ФАУ должна соответствовать следующим условиям: . Якщо згадана деформаційна структура не є інтегральною частиною капсули безпеки, вона повинна жорстко і міцно кріпитися до капсули, Мінімальне поперечне січення носової деформаційної структури на відстані 300 мм від переднього торця несучої конструкції повинно складати 200 кв. см. Матеріал, що використовується для виготовлення деформаційних перегородок, повинен мати січення 3 кв. см. при мінімальній товщині 1,0 мм.

Боковая структура безопасности – зоны, располагающиеся по бокам капсулы безопасности и поглощающие энергию при боковых ударах, по техническим требованиям ФАУ такие структуры повинні представляти собою неперервні зони, довжина яких повинна складати не менше 60% відстані між осями передніх і задніх коліс, але не менше 1000 мм. Мінімальна ширина названих зон 550 мм від поздовжньої осі автомобіля, при цьому зовнішні краї зон повинні бути паралельними повздовжній осі автомобіля. Висота бокової структури повинна бути не менша 150 мм по всій довжині названої зони.

Фіксація названих структур повинна здійснюватися у площині, паралельній площині днища несучої конструкції з врахуванням поперечного напрямку можливого удару. Радіатори можуть бути складовою частиною цих структур.

Защита головы водителя - структура безопасности, поглощающая энергию удара и ограничивающая перемещение головы пилота, как при ударе сзади, так и при боковых ударах. Пот техническим требованиям ФАУ включает в себя только подголовник ограничивающий перемещение головы при ударе сзади, однако технические требования ФАИ оговаривают защиту и при боковых ударах. Таким образом Защита головы водителя – единственная часть автомобиля контактирующая со шлемом пилота при любых ударах.

Задняя структура безопасности – структура безопасности, поглощающая энергию при ударе сзади.

#### 4.1.1 Обзор систем пассивной безопасности применяемых на гоночных автомобилях.

В связи с особенностями конструкции формулы капсула безопасности пилота, являющаяся частью несущей системы, окружена со всех сторон энергопоглощающими элементами, призванными снизить перегрузки при ударе. Капсула безопасности должна обладать такими характеристиками жесткости, которые не позволят ей значительно деформироваться, сокращая жизненное пространство, в то время как энергопоглощающие элементы должны, разрушившись, взять на себя значительную часть энергии удара. При лобовом столкновении поглотителем энергии удара служит носовая часть автомобиля – обычно съемная конструкция с закрепленным на ней передним антикрылом, крепящаяся к капсуле безопасности. Обычно у младших формул такие конструкции выполнены из труб, которые, сминаясь, поглощают энергию. Однако такая конструкция имеет ряд недостатков:

1. Сложно спрогнозировать характер и направление деформации труб.
2. Неоднозначность разрушения конструкции (может лопнуть сварочный шов и энергия удара будет практически не поглощена).

В лаборатории скоростных автомобилей была разработана и опробована новая конструкция носовой части автомобиля, которая включает в себя трубчатую ферму, клеенную в композитную структуру. Такая схема позволила получить ряд преимуществ по сравнению с вышеназванной:

1. Перераспределение энергии удара с труб на композитную структуру позволяет использовать трубы меньших сечений, для которых легче спрогнозировать направление деформации.

2. Композитная часть, участвующая в поглощении удара, выполнена с нелинейной характеристикой жесткости.

3. Полное использование всего материала носовой части автомобиля для поглощения энергии уменьшает общий вес конструкции, так как отпадает необходимость в дополнительных обтекателях.

4. Съемная конструкция позволяет не прибегать к ремонту детали в случае аварии, а просто заменить ее.

Боковая структура безопасности.

При ударе сбоку, поглотить энергию удара призвана боковая структура безопасности. Она является важной частью общей системы безопасности: боковой удар очень опасен, а геометрические размеры боковой структуры минимальны. К тому же, фиксация пилота в кокпите автомобиля ремнями безопасности допускает его значительное перемещение в поперечном направлении. Обычно у младших формул роль боковой системы безопасности выполняет днище автомобиля с прикрепленным к нему обтекателем понтона и радиатор, установленный в понтоне. Недостатки такой конструкции:

1. Минимальная способность поглотить энергию.

2. Днище автомобиля и обтекатель понтона обычно выполнены из разных материалов, что приводит к отрыву на ранней стадии удара понтона от днища. Такая конструкция утрачивает способность поглощать удар.

3. Включение в структуру боковой безопасности радиатора приводит к его повреждению с разбрызгиванием перегретой охлаждающей жидкости, способной вызвать дополнительные повреждения пилота.

В лаборатории скоростных автомобилей была разработана и опробована новая конструкция боковой системы безопасности, которая позволила получить ряд преимуществ по сравнению с существующими конструкциями:

1. Использовано композитное днище, представляющее собой сандвичную конструкцию с сотовым наполнителем с включенным в него в зоне понтона энергопоглощающим элементом, призванным взять на себя энергию удара.

2. Форма понтона в поперечном сечении имеет большую устойчивость, и при ударе понтон будет разрушаться, а не деформироваться, т.е. поглотит большую энергию.

3. Расположение радиаторов выполнено с таким расчетом, чтобы при ударе они складывались внутрь автомобиля, не вызывая нарушения целостности системы охлаждения.

4. Дополнительно капсула безопасности пилота защищена по бокам композитными стенками, препятствующими проникновению внутрь капсулы осколков и прочих инородных тел.

При ударе сзади энергия удара распространяется от коробки передач к двигателю, а затем в капсулу пилота, поскольку двигатель, коробка передач очень жесткие конструкции и практически не поглощают энергию удара. Такой удар приводит к летальному исходу. Чтобы этого избежать, необходимо использовать заднюю структуру безопасности, которой обычно не уделяется должное внимание. Сложности в ее конструировании заключаются в малых геометрических размерах такой структуры.

В лаборатории скоростных автомобилей была использована следующая концепция задней структуры безопасности.

Одними из аэродинамических элементов автомобиля, которые расположены за задней осью и находятся в зоне потенциальной деформации, являются диффузор и задние антикрылья.

Композитный диффузор выполнен таким образом, что он является первым элементом при ударе сзади, при этом его геометрическая структура и высокая жесткость приводит к тому, что он начинает разрушаться, поглощая энергию. Заднее нижнее антикрыло являющееся несущим в структуре задних антикрыльев, имеет повышенную жесткость и вынесено далеко за пределы силового агрегата, также призвано при разрушении тоже поглотить часть энергии. При чем было создано два типа таких антикрыльев, в одном – лонжероном крыла является хромомолибденовая труба (Сталь 30ХГСА ГОСТ4543-71), имеющая высокую прочность, в другом – лонжерон выполнен из композитного материала, имеющего лучшие энергопоглощающие свойства.

При боковом ударе также должны обеспечиваться меры безопасности связанные с головой пилота. При боковом ударе необходимо обеспечить минимальные перемещения головы пилота, и минимальные углы наклона шеи.

На автомобилях марки Эстония защита головы была выполнена не оптимальным образом, и не могла обеспечить должный уровень пассивной безопасности. На автомобиле Х-31 при конструировании были проведены меры призванные улучшить показатели защищенности головы пилота , однако при этом пришлось искать компромисс с хорошей обзорностью .

После анализа конструкций для автомобиля Х-33 была предложена и изготовлена новая система защиты головы пилота, которая имеет ряд преимуществ по сравнению с ранними конструкциями:

1. Обеспечено минимальное расстояние между шлемом и боковой защитой головы.
2. Защита головы не ограничивает обзор пилота в боковом направлении.
3. Защита головы выполнена из композитного материала и при сильном ударе разрушаясь, поглотит часть энергии.
4. Геометрические размеры защиты головы (высота, толщина) не изменяют обзор с рабочего места.

#### 4.1.2 Анализ столкновений автомобилей гоночных формул.

Характер столкновений, а также поведение автомобиля во время столкновения для автомобилей с открытыми колесами гоночных формул имеют свои особенности.

Анализ проводился на основе архивных записей соревнований автомобилей формулы 1, было проанализировано 114 аварий. На основе этих исследований можно сделать следующие выводы.

Лобовое столкновение.

Доля лобовых столкновений составила 27.8%, из них 53% - лобовые столкновения со смещением. Лобовое столкновение отличается высокой начальной скоростью движения автомобиля ( $V_{A \text{ нач.}}$ ) при столкновении, энергию поглощает передняя структура безопасности, при лобовом ударе со смещением часть энергии поглощается также и элементами передней подвески.

Лобовой удар со смещением в большинстве случаев приводит к потере автомобилем устойчивости и ведет к нескольким соударениям (боковое, заднее), следовательно, при лобовом ударе со смещением пиковые ускорения намного меньше, так как время развития такого удара по отношению к лобовому удару без смещения намного больше.

Боковое столкновение.

Доля боковых столкновений составляет 38.4% из них 45% – боковые столкновения со смещением. К боковым столкновениям приводят потеря курсовой устойчивости автомобиля, контакты с другими автомобилями во время соревнований, вторичные удары во время развития аварийной ситуации.

При боковом ударе энергию поглощает боковая структура безопасности, при боковом ударе со смещением часть энергии поглощают и элементы передней и задней подвески. При боковом ударе также вступает в работу и защита головы водителя. Начальная скорость движения автомобиля  $V_{A \text{ нач.}}$  при боковом столкновении со смещением меньше (незначительно), чем при лобовом (в большинстве случаев касательный удар о препятствие), но время развития аварийной ситуации больше. Перед боковым ударом автомобиль обычно скользит боком со значительным уменьшением скорости, однако такой удар может привести к опрокидыванию автомобиля.

Заднее столкновение.

Доля заднего столкновения составляет 21.7% из них 48% заднее столкновение со смещением. К задним столкновениям приводят потеря курсовой устойчивости автомобиля, контакты с другими автомобилями во

время соревнований, вторичные удары во время развития аварийной ситуации.

При заднем ударе энергию поглощает Задняя структура безопасности, при ударе со смещением часть энергии поглощается элементами задней подвески, вступает в работу Защита головы водителя. Начальная скорость движения автомобиля  $V_{A \text{ нач.}}$  перед задним столкновением обычно значительно меньше, чем при столкновениях других типов, однако при потере курсовой устойчивости возможны удары на скоростях, близких к максимальным.

Опрокидывание.

Доля опрокидывания составляет 12.1%. К опрокидыванию приводят как вторичные удары во время развития аварийной ситуации, так и контакт между колесами автомобилей в процессе движения.

#### 4.2 Постановка задачи моделирования, теоретическая база.

Современные методы математического моделирования позволяют решить большинство проблем, связанных с исследованием и модернизацией конструкции автомобиля не прибегая к дорогостоящему физическому эксперименту. Их использование повышает количество получаемой полезной информации, сокращает сроки выполнения работ и существенно снижает их стоимость.

В настоящее время при проектировании, доводке и модернизации конструкции автомобилей практически все ведущие автомобильные фирмы мира широко используют математические методы. К сожалению, в отечественной практике проектирования и доводки автомобилей математические методы используются недостаточно.

Целью исследования было создание уточненных геометрических и упруго-массовых моделей рам автомобилей Х-31 и Х-33 для использования

их при совершенствовании существующего автомобиля Х-31 и оптимизации несущей системы автомобиля Х-33, находящегося в тот момент в разработке.

#### 4.3 Описание созданной КЕ модели

Рамы автомобилей Х-31 и Х-33 ферменного типа, выполненные из тонкостенных труб 30ХГСА ГОСТ 4543-81. Силовые пояса рамы Х-31 выполнены из труб сечением  $\varnothing 32 \times 1.5$  мм, связанных трубами сечением  $\varnothing 28 \times 1.5$  мм, дуги безопасности выполнены из трубы  $\varnothing 35 \times 2$  мм. Нижний силовой пояс рамы автомобиля Х-33 выполнен из трубы сечением  $\varnothing 32 \times 1,5$  мм. верхний пояс в отличие от общепринятых схем был сделан разнесенным в виде А-образной ферменной конструкции из труб  $\varnothing 28 \times 1,5$  мм. Дуги безопасности из трубы  $\varnothing 35 \times 2$  мм. Задняя дуга опирается на нижний силовой пояс и связана раскосами с верхним поясом.

Рамы моделировались конечными элементами стержневой системы, являющейся оптимальной для конструкции из тонкостенных трубчатых элементов (рис. 3.1, 3.2). Цель первого расчета состояла в проверке рам на соответствие их требованиям J к капсулам безопасности Международной федерации автоспорта.

Имя модели: рама1.3.1расчетная  
Имя упражнения: Упражнение 1  
Тип сетки:

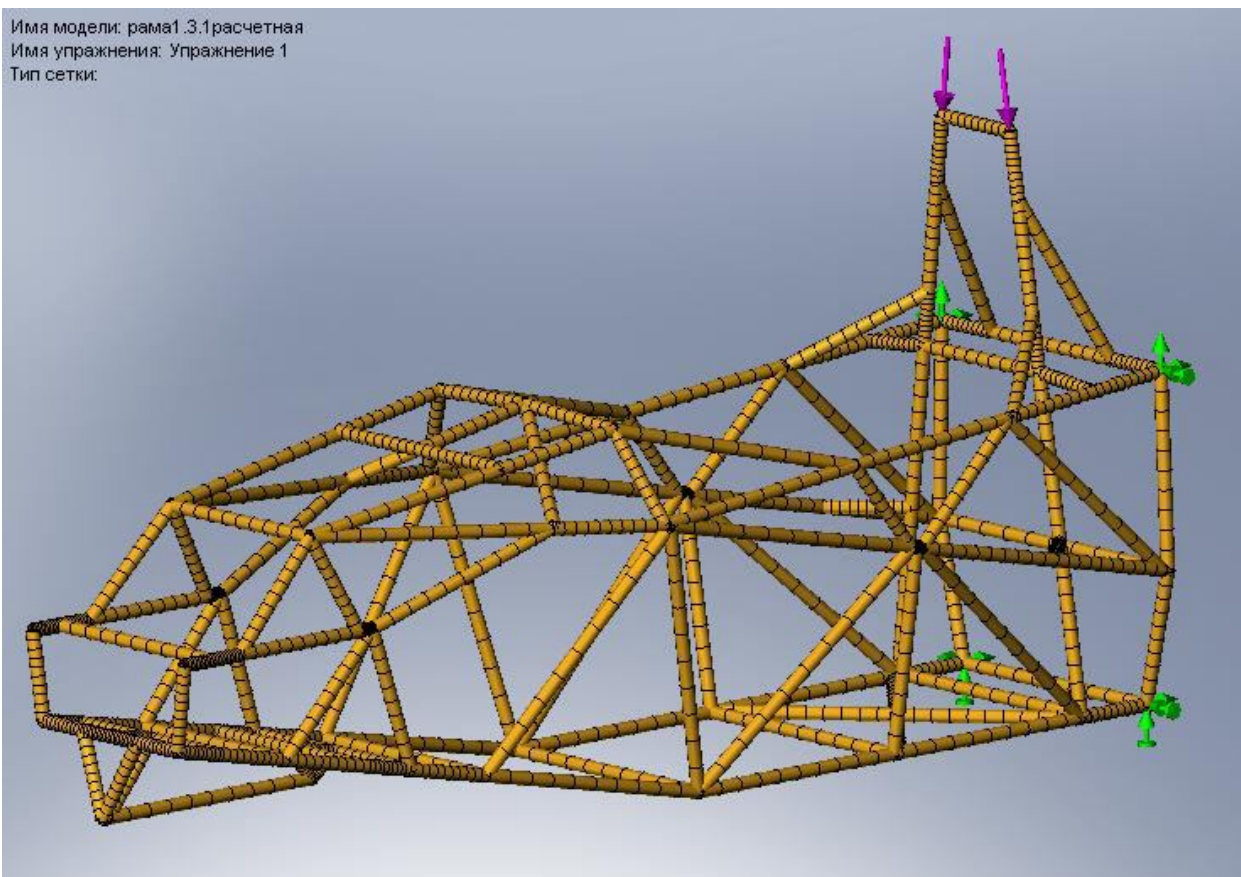


Рисунок 3.1 – Расчетная модель рамы X-33

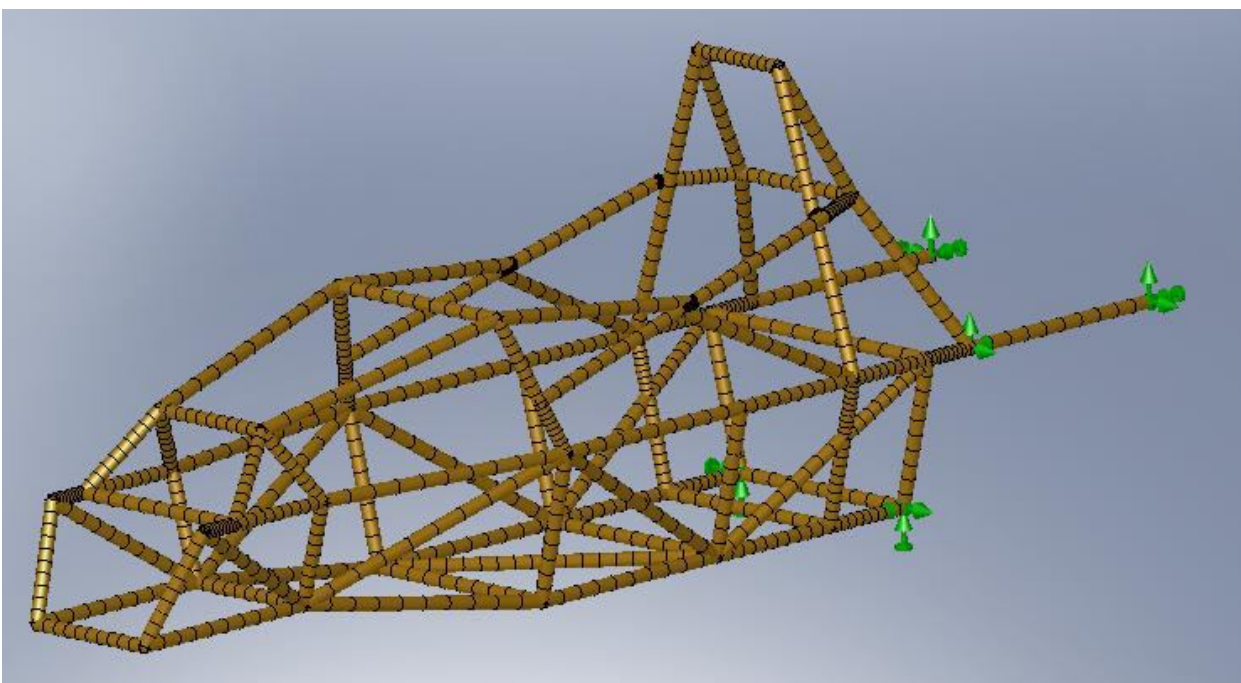


Рисунок 3.2 – Расчетная модель рамы X-31

## Анализ НДС рам при нагрузениях

При проверке рам на соответствие требованиям Г к капсулам безопасности Международной федерации автоспорта рамы считались закрепленными в точках крепления двигателя (X-31), в точке крепления заднего силового модуля (X-33), а также опертыми в передней части нижнего силового пояса. Такое закрепление должным образом соответствует требованию J к такому виду экспериментов, на конструкцию задних дуг безопасности при первом эксперименте была приложена нагрузка в 3750 кг, что соответствует 7.5 масс автомобиля с пилотом, продольная нагрузка в 2750 кг, и боковая в 750 кг.

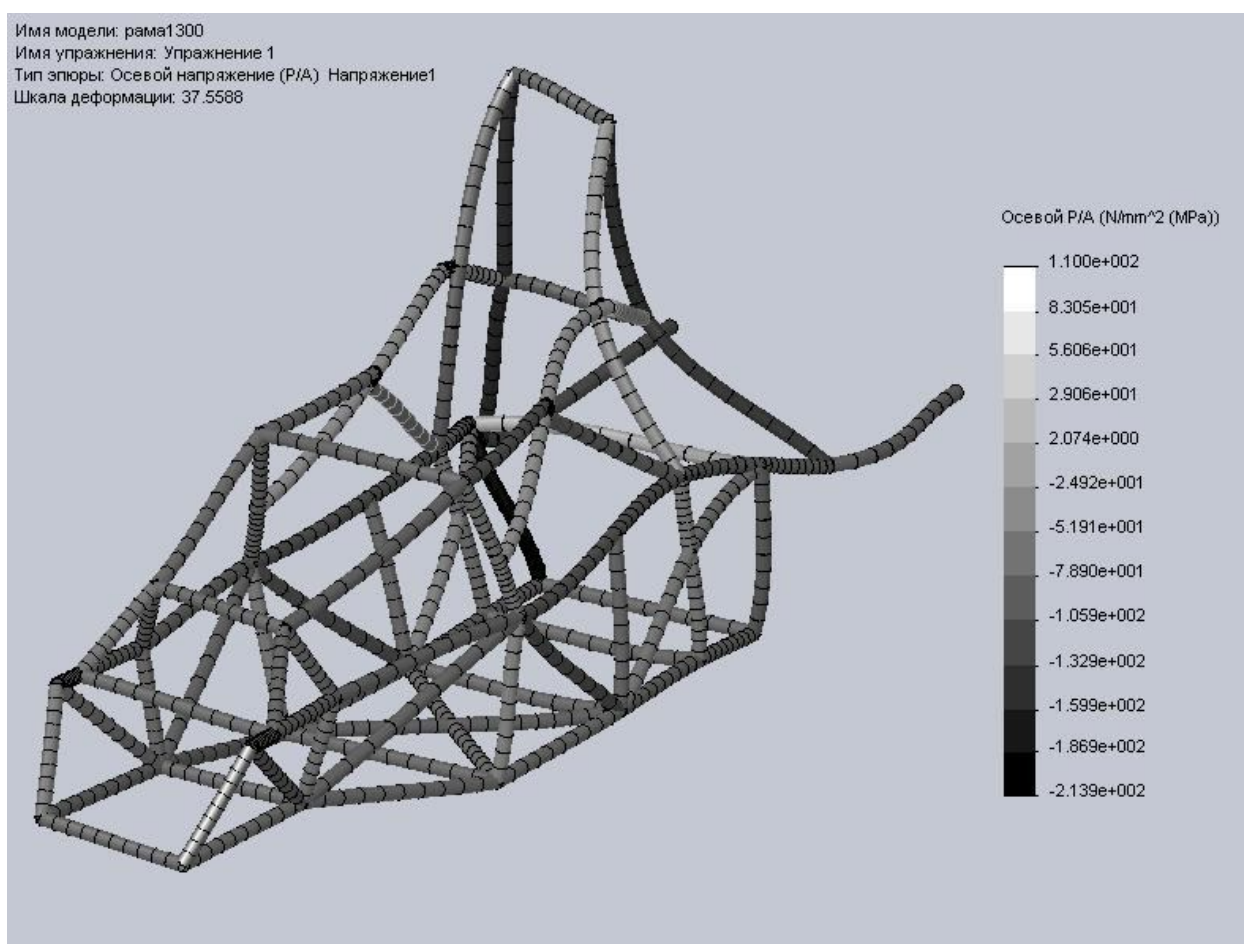


Рисунок 3.3 – Напряжения рамы X-31

На рисунке 3.3 представлены напряжения, возникающие в раме X-31. Анализ напряжений позволяет заключить, что уровень напряжений при первом эксперименте не превышает 110 МПа. При этом наибольшие напряжения возникают в заднем поперечном поясе и верхней обвязке дуги безопасности.

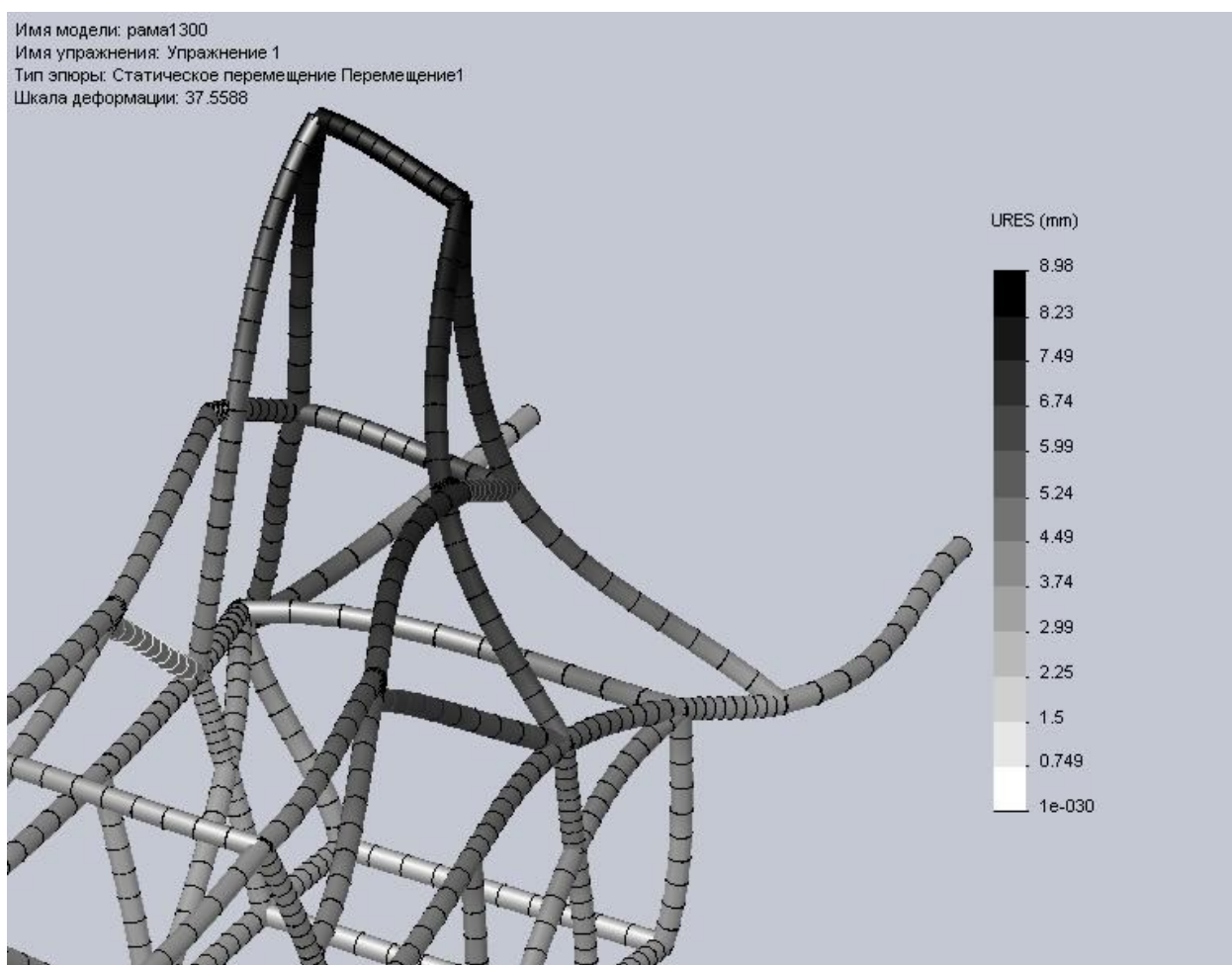


Рисунок 3.4 – Деформации рамы X-31

Анализ деформаций (рис. 3.4) позволяет сделать следующие выводы:

- максимальные значения деформации не превышают предельных значений для данного вида нагружения.

- При данной структуре пространственной рамы деформации передаются по всей структуре рамы, и при больших значениях нагрузок

могут привести к уменьшению жизненного пространства капсулы безопасности.

Анализ напряжений и деформации рамы Х-31 позволил сделать следующие выводы по оптимизации конструкции дуги безопасности:

-Дуга безопасности должна быть по возможности максимально прямой и опираться на нижний пояс;

- дуга безопасности должна иметь угол установки близкий к  $90^\circ$

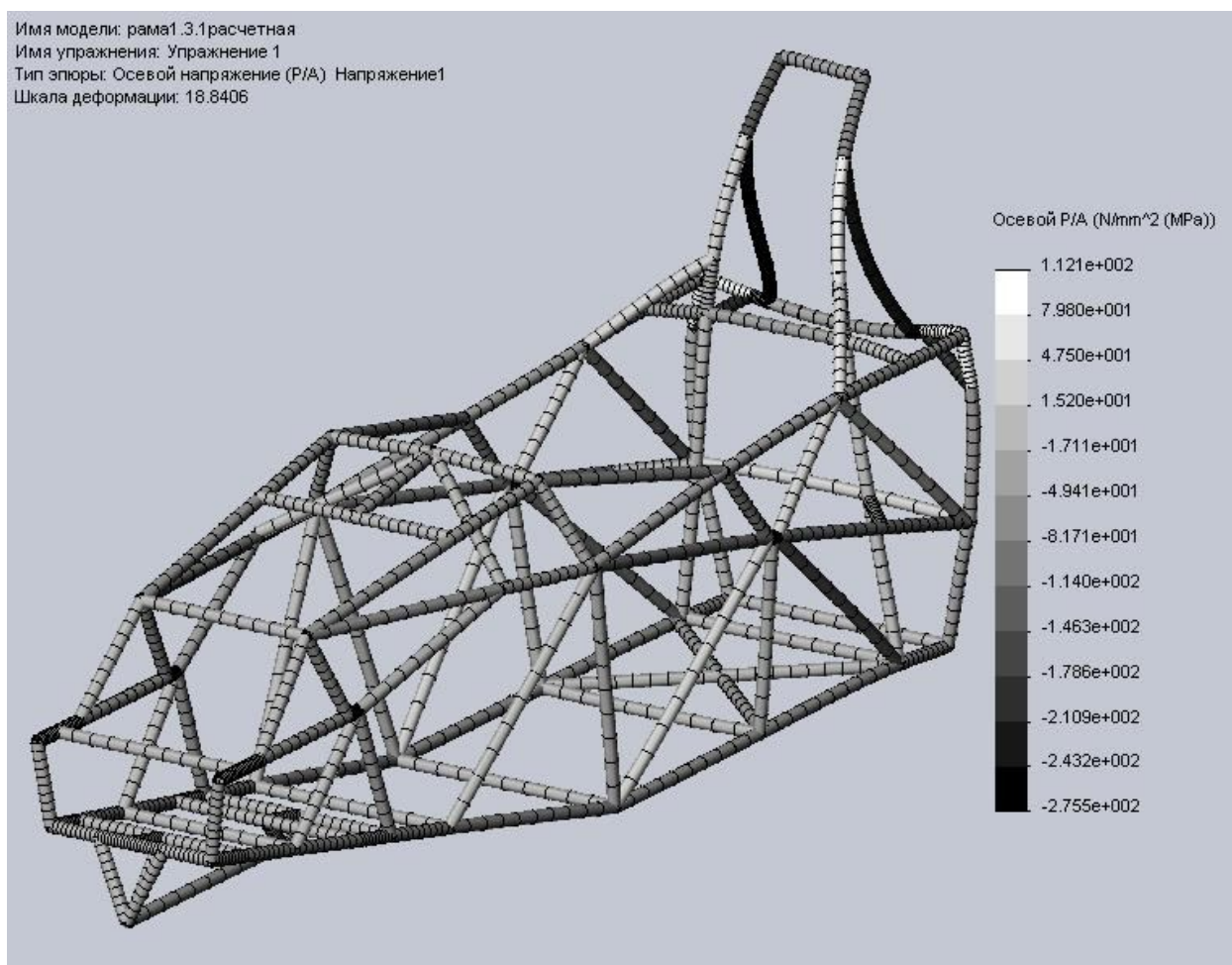


Рисунок 3.5 – Напряжения рамы Х-33

На рисунке 3.5 представлены напряжения, возникающие в раме Х-33. Анализ напряжений позволяет заключить, что уровень напряжений при первом эксперименте не превышает 112 МПа. При этом наибольшие напряжения возникают в заднем верхнем поперечном поясе.

Анализ деформаций (рис. 3.6) позволяет сделать следующие выводы:

- максимальные значения деформации не превышают предельных значений для данного вида нагружения.

- зона деформации локализована в зоне нагружения и практически не деформирует капсулу безопасности.

Таким образом, новая рама имеет такие же характеристики дуги безопасности, однако деформации и напряжения локализуются в зоне дуги и практически не передаются на структуру капсулы безопасности.

Второй эксперимент позволяет убедиться в правильности конструирования капсулы безопасности, и конструкции дуги безопасности.

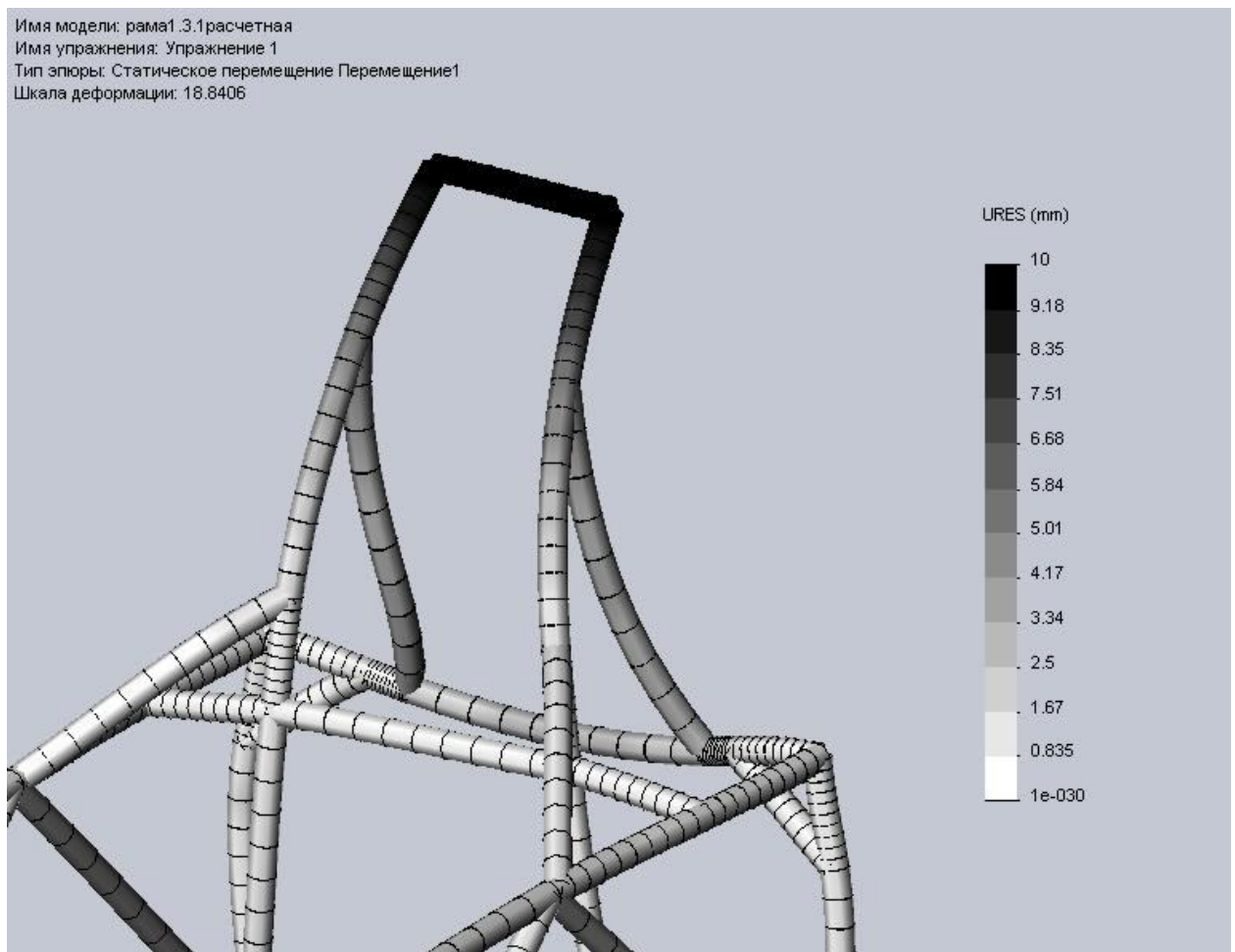


Рисунок 3.6 – Деформации рамы X-33

В качестве расчетной схемы нагружения была выбрана схема, при которой на дугу действует вертикальная нагрузка 3750 кг. Результаты такого эксперимента позволяют судить о взаимодействии дуги безопасности и силовой структуре капсулы безопасности.

#### 4.4 Описание результатов моделирования статического нагружения.

На рис 4.1 и 4.2 представлены напряжения, возникающие в рамах, видно, что при одинаковых условиях максимальные напряжения в раме X-31 в 26 раз превышают напряжения рамы X-33 (980 МПа и 37 МПа), что позволяет судить о лучшем распределении нагрузок по структуре рамы.

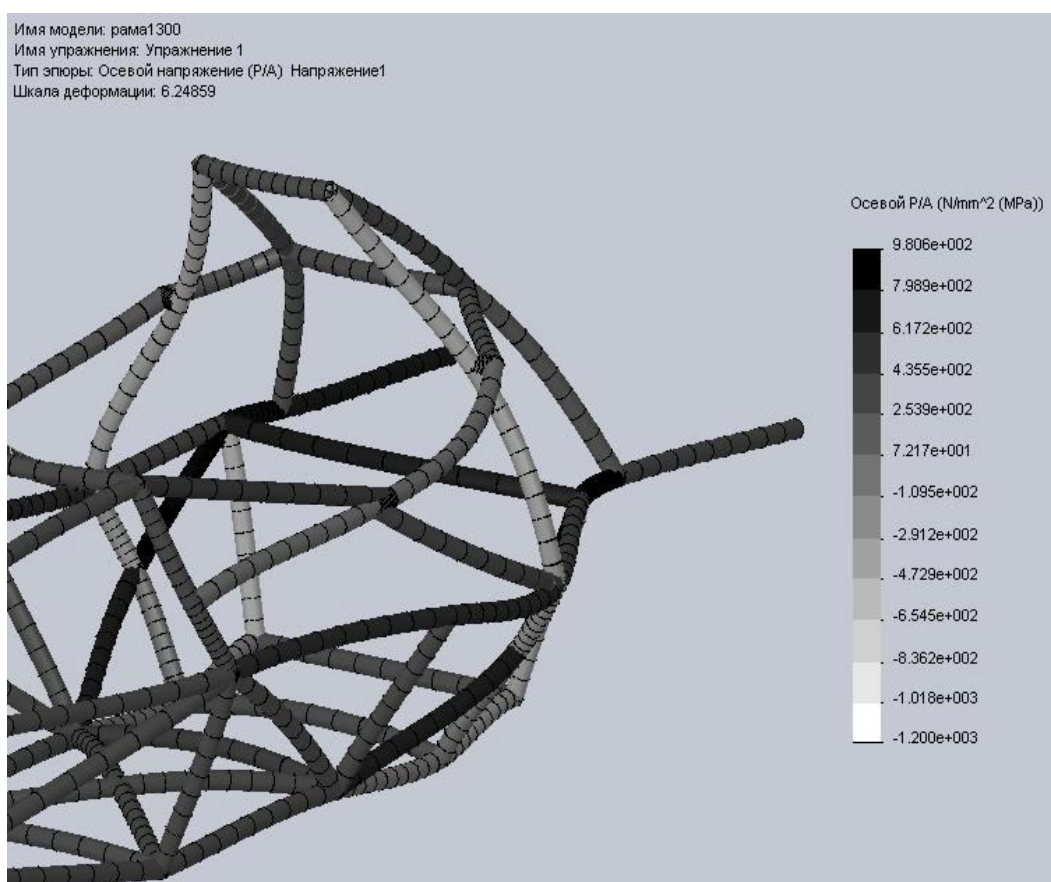


Рисунок 4.1 – Напряжения рамы X-31

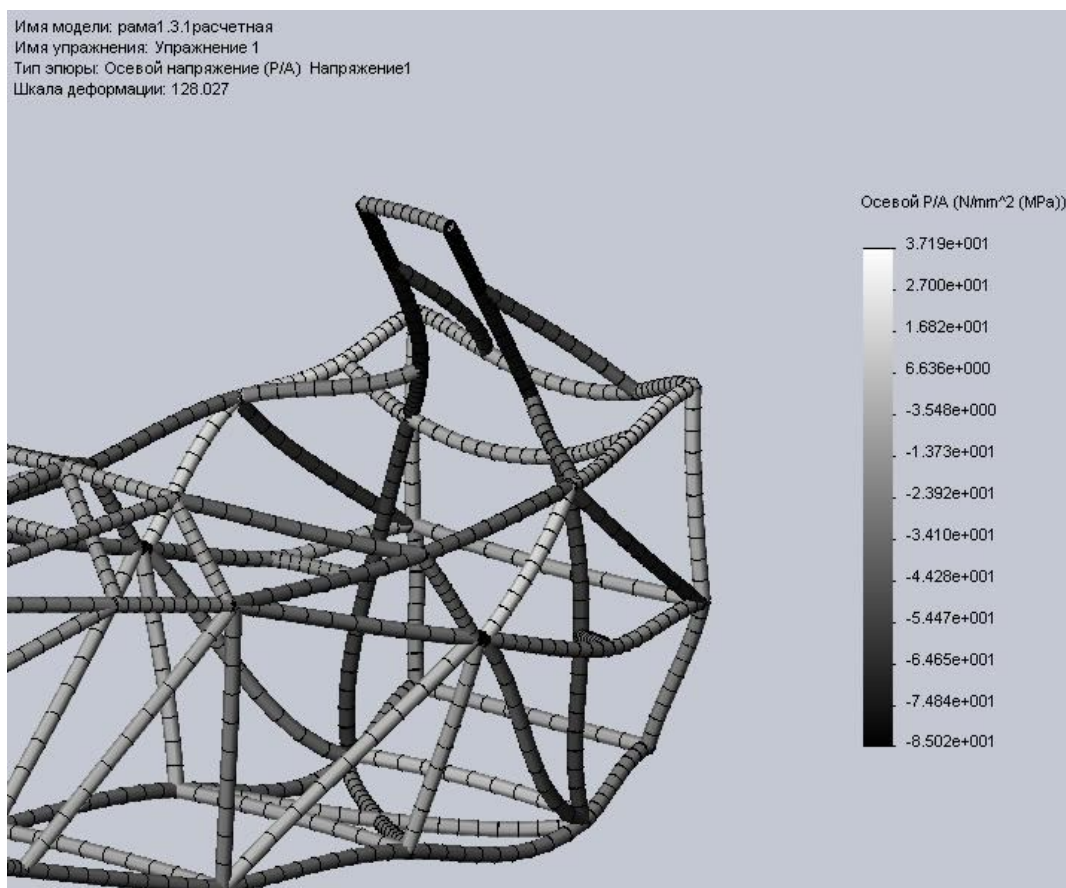


Рисунок 4.2 – Напряжения рамы X-33

Деформации рам представлены на рис 4.2 и 4.3. Вертикальная нагрузка на дугу в раме X-31 приводит к деформации верхнего пояса рамы в поперечном направлении, дуга теряет устойчивость и деформация достигает значительных величин (45 мм). Конструкция рамы требует установки дополнительных усилителей в зоне дуги безопасности.

Деформация рамы X-33 имеет другой характер, деформация передается равномерно на все три пояса рамы, при этом в зоне капсулы безопасности дуга сохраняет устойчивость. Максимальная деформация составляет 1.7мм.

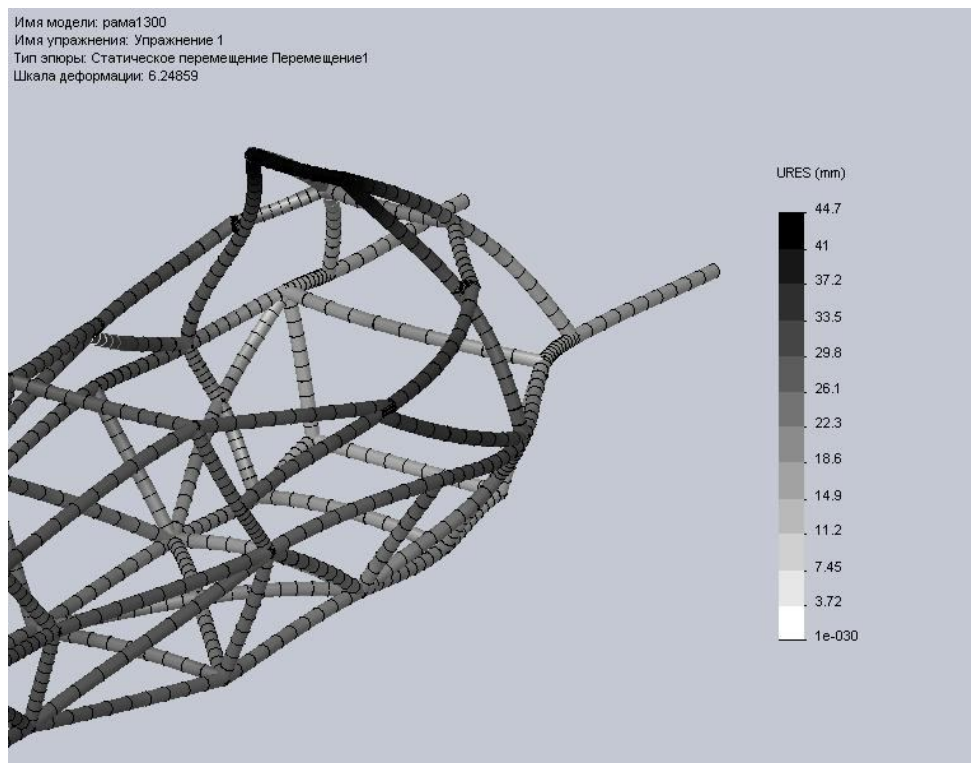


Рисунок 4.3– Деформации рамы X-31

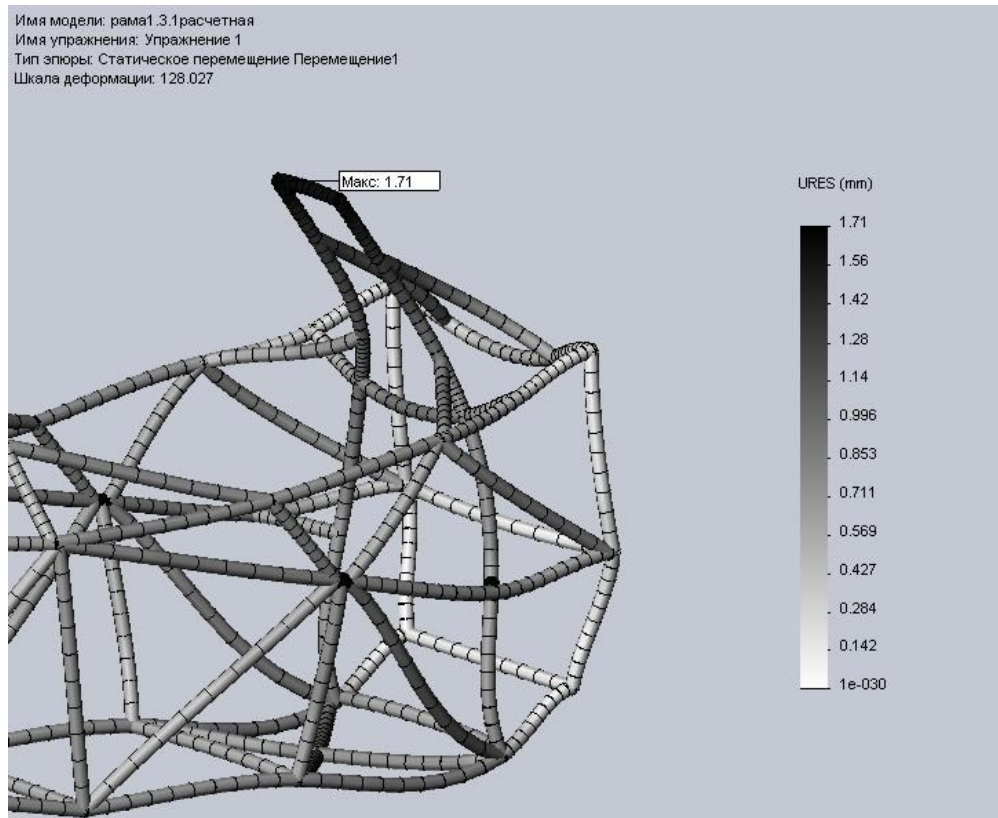


Рисунок 4.4 – Деформации рамы X-33

На основе компьютерного моделирования была разработана новая пространственная рама значительно превосходящая по жесткости и прочности существующие конструкции.

## 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НОСОВОЙ СТРУКТУРЫ БЕЗОПАСНОСТИ

Один из этапов исследований в разрабатываемом расчетно-экспериментальном методе является экспериментальное определение энергоемкости материала.

Для описания ударной прочности композитных материалов применяется такой параметр как ударная вязкость [1]. Этот параметр определяется экспериментальными исследованиями. Метод основан на разрушении образца ударом маятника маятникового копра. Образец имеет предварительно сделанный надрез в зоне максимальных нормальных напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  под ударной вязкостью понимают работу удара, отнесенную к начальной площади поперечного сечения образца в месте надреза. Таким образом, ударная вязкость представляет собой сложную комплексную характеристику зависящую от целого ряда более простых механических, прочностных и пластических свойств. Она позволяет сравнить ударную прочность композитных материалов друг с другом, но трудно применима в инженерных расчетах или при проектировании деталей.

В данной работе был применен новый подход к оценке механических свойств композитных материалов в процессе удара. Главные отличия от существующего метода определения ударной вязкости заключались в следующем:

– расположение волокон материала и расположение образца аналогично к применяемому на реальных изделиях. Учитывая что

композитные материалы проявляют анизотропные свойства расположение материала является важным фактором, влияющим на результаты измерений;

- на испытываемых образцах не наносились предварительные концентраторы напряжений;

- направление удара соответствует направлению при реальном рабочем процессе элементов пассивной безопасности.

Для решения этих задач был разработан и построен специальный стенд для испытаний на удар. Основная задача стенда – экспериментальное определение удельной энергоемкости материалов при поглощении энергии в процессе удара. Кроме этого полученные математические модели и разрабатываемые методы проектирования нуждались в верификации для подтверждения корректности и правомерности применения. Эксперименты были спланированы следующим образом:

- изготовление группы однотипных элементов, выполненных по одной технологии, и в одинаковых условиях;

- осуществлялся эксперимент с регистрацией параметров;

- производилась оценка полученных результатов.

В ходе эксперимента проводилась регистрация следующих параметров:

- деформация элемента;

- замедление движущейся части;

- начальные параметры (скорость в момент удара, температура, время);

- вес образца перед экспериментом;

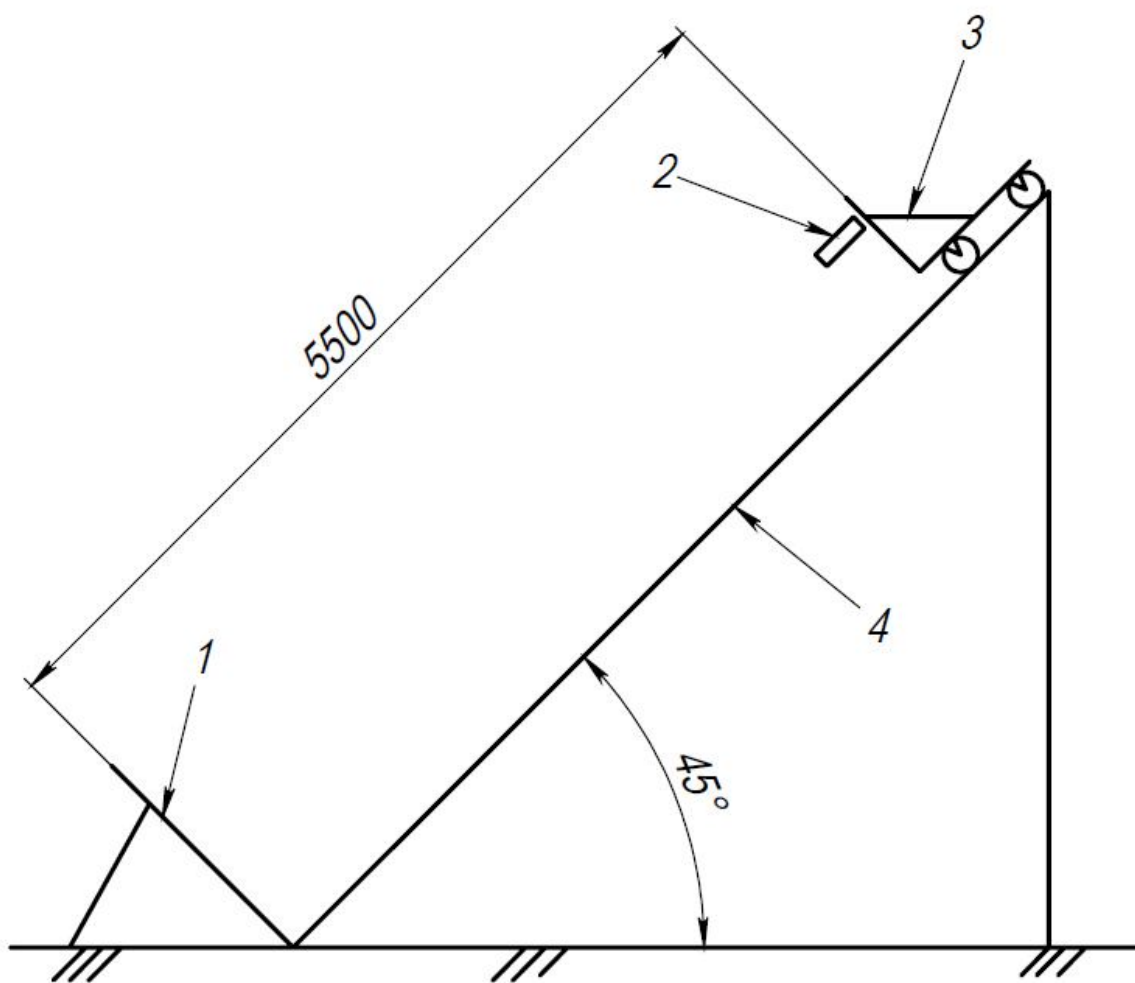
- вес материала разрушенной части образца.

На основании полученных экспериментальных данных были построены графики замедления и деформации в зависимости от времени.

## 5.1. Экспериментальная установка

Для проведения экспериментов предлагается специальный стенд который был разработан на кафедре автомобилей ХНАДУ, схема стенда представлена на рис 5.1.

1.



1 – Стена; 2 – испытуемый образец; 3 – разгонная тележка;  
4 – направляющие рельсы.

Рисунок 5.1 – Схема стенда

Установка для испытаний на удар представляет собой направляющие рельсы 4 установленные под углом 45° длиной 6 м. Рельсы имеют тавровый профиль с расположением катков между полками тавра, таким образом

тележка удерживается от перемещения вверх и возможного поворота при ударе. Это позволяет сделать утверждение, что в процессе удара образец совершает плоскопараллельное движение, двигаясь под заданным углом к неподвижному препятствию. Длина разгонного участка позволяет тележке с образцом набрать скорость в момент удара 8.1 – 8.2 м/с, на рельсах установлено приспособление в виде курка, которое позволяет производить сброс с одинаковых точек, было сделано две точки сброса. При сбросе с первой точки тележка разгоняется до 6 м/с, вторая позволяет разогнаться до максимальной скорости в 8 м/с. Внизу расположено неподвижное препятствие 1 которое представляет собой стальной лист толщиной 14 мм, закрепленный на раме из таврового профиля. Жесткость неподвижного препятствия намного превышает жесткость испытуемых образцов, это позволяет сделать допущение о том, что препятствие при ударе не деформируется. По направляющим рельсам движется разгонная тележка 3 с установленным на ней экспериментальным образцом 2.

На разгонной тележке установлены датчики скорости и акселерометр, регистрирующие параметры в процессе удара рис 5.22.

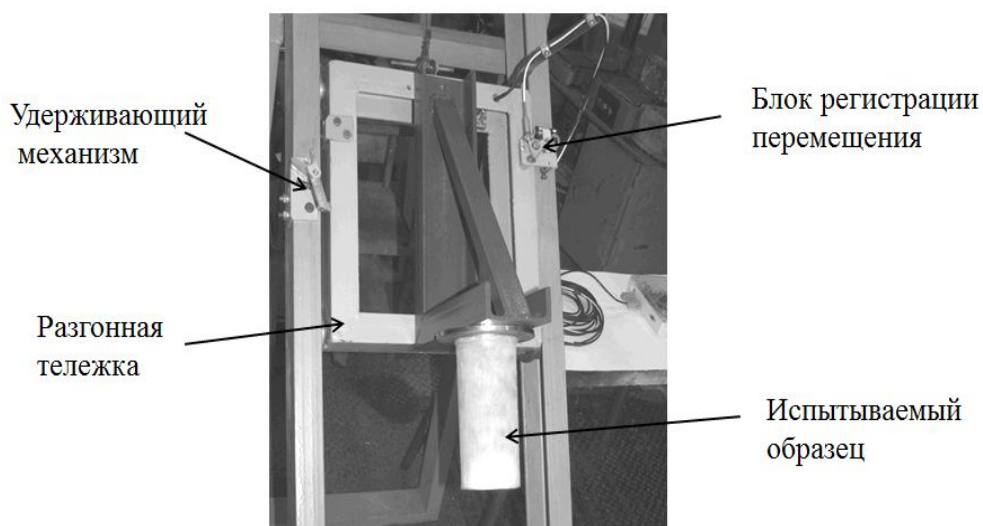


Рисунок 5.2 – Расположение регистрирующего комплекса.

## 5.2 Измерительно-регистрационный комплекс

В состав измерительного комплекса входит: блок первичной обработки сигналов; датчики первичной информации, кабели связи; переносной компьютер (ноутбук).

Измерительный комплекс функционирует при температуре окружающего воздуха от +18С до +45С и относительной влажности воздуха от 5 до 95% без конденсации влаги. Электропитание аппаратуры осуществляется от преобразователя входные параметры: 100-240 V ~50/60 Гц, выходные: 12 V постоянный ток 1.5 А, потребляемая мощность не более 18Вт.

Блок первичной обработки информации выполняет следующие функции:

- автоматический опрос датчиков и первичную обработку полученной информации;
- запись полученной информации на энергозависимые запоминающие устройства;
- определение момента начала обработки сигнала и записи полученной информации;
- обмен информацией с переносным компьютером по универсальной последовательной шине USB;
- индикация состояния блока;
- хранение информации за установленный период испытаний.

Датчик скорости состоит из следующих основных элементов: линейка с установленными магнитами, блок с закрепленными на нем датчиками, ролики, шарнир, кронштейн крепления к разгонной тележке, прижимная пружина (рис. 5.3).

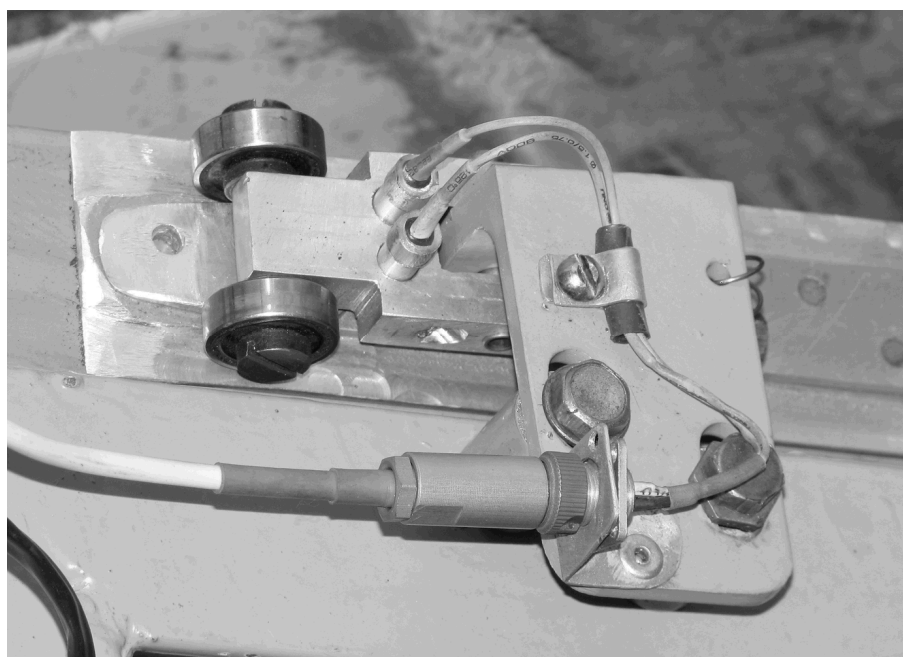


Рисунок 5.3 – Датчик скорости

Блок с датчиками установлен на разгонной тележке, используется два датчика с независимыми каналами, что позволяет использовать простую схемотехнику и микросхемы памяти, сигнал при прохождении датчиком первой метки автоматически запускает запись измерительным комплексом. Записывается время, прошедшее с момента прохода первой метки и каждой последующей, это позволяет не только вычислить изменение скорости в процессе удара, но и точно позиционировать испытываемый образец относительно неподвижного препятствия. В качестве датчиков используются датчики Холла SS441А фирмы Honeywell.

Таблица 5.1 – Технические характеристики датчика Холла

Напряжение питания	3.8...30 В
Магнитная индукция	55...85
Температурный диапазон эксплуатации	-40...150 С
Максимальный потребляемый ток, не более	10 мА
Максимальный выходной ток, не более	20 мА

Для измерения величины ускорения используется датчик ускорений который установлен на разгонной тележке и фиксирует величину замедления в процессе удара. Используется цифровой акселерометр ADXL193/AD22283 фирмы Analog Devices [82]. Это однокоординатный датчик с пределом измерения  $\pm 250$  g и цифровым выходом в формате широтно-импульсной модуляции. Датчик размещен на специальной плате с усилителем сигнала и помещен в алюминиевый корпус вместе с разъемом, в котором сама плата с датчиком ускорений, провода и разъем залиты компаундом (рис 5.4). Алюминиевый корпус обеспечивает защиту датчика от механических повреждений и крепится непосредственно на разгонной тележке. Технические характеристики датчика ускорений полностью удовлетворяют условиям проведения испытаний.

Таблица 5.2 – Технические характеристики датчика ускорений

Напряжение питания	4.75....5.25 В
Диапазон измерения	-250....250 g
Частота выходного сигнала	400 Гц
Температурный диапазон эксплуатации	-40....125 С
Максимальный потребляемый ток, не более	2 мА
Максимальный выходной ток, не более	100 мА

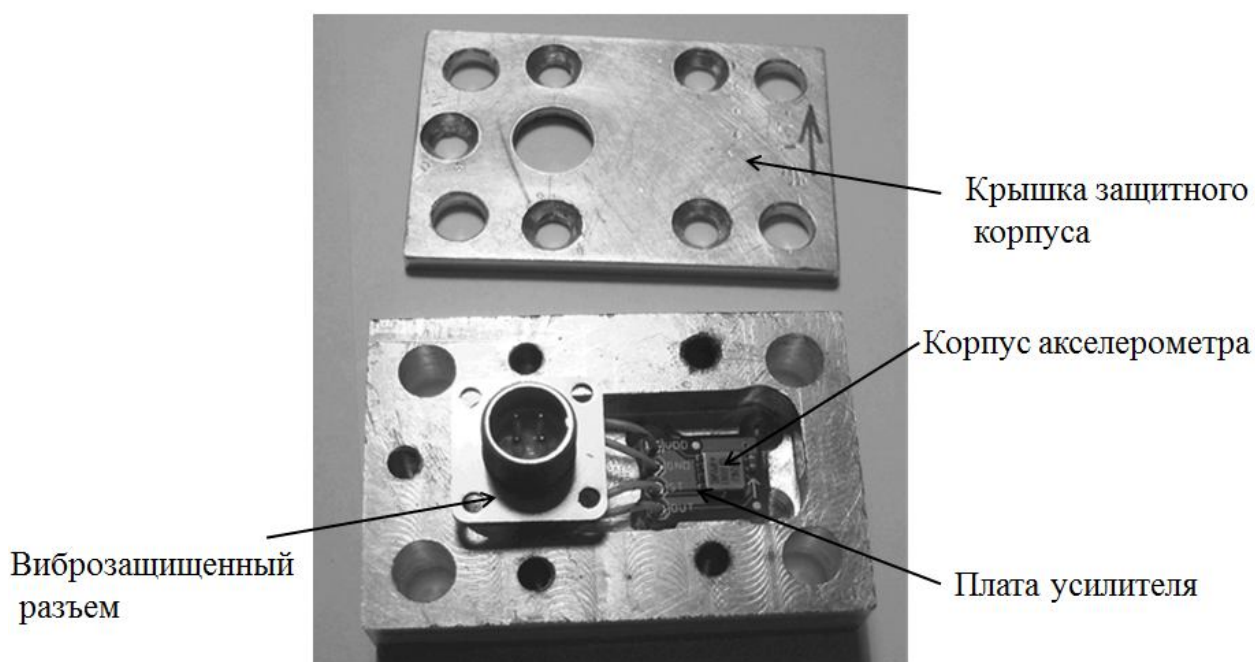


Рисунок 5.4 – Датчик ускорений

Блок накопления и хранения информации установлен на неподвижной части стенда. Датчики установлены на подвижной части и связаны с блоком кабелем.

Датчик ускорения смонтирован на одной плате вместе с АЦП и передает сигнал на частоте 400 Гц. Это позволяет получать данные каждые 0,0025 с, или через 15 мм деформации исследуемого образца в начальный момент столкновения.

Точность преобразования сигналов составляет в среднем 0.2% и максимальное значение до 2% согласно заводской документации [82].

Образец закрепляется на подвижной платформе, на ней устанавливаются датчик ускорения и датчик скорости. Магниты в магнитной дорожке датчика скорости съемные, перед экспериментом проводится замер длины образца и магниты ставятся таким образом чтобы первый магнит, который включает запись данных располагался за 3 метки до момента касания образца с неподвижным препятствием.

Неподвижная стена устанавливается и закрепляется относительно направляющих рельс разгонной дорожки. Относительный угол между стеной

и образцом можно изменить в зависимости от типа столкновения (фронтальный или косой).

Образец деформируемого элемента пассивной безопасности должен быть закреплен таким образом, что бы во всем диапазоне деформации только он взаимодействовал со стеной, контакт подвижной платформы и стены не допускается.

В ходе эксперимента замерялись следующие параметры:

- скорость платформы (с помощью установленной на разгонной дорожке зубчатой рейки и расположенного на подвижной платформе датчика Холла);
- перемещение платформы после контакта испытуемого образца со стеной (используется гребенка с магнитами по всей длине испытуемого образца);
- замедление подвижной платформы (Определяется при помощи датчика ускорения закрепленного на подвижной платформе).

Основные задачи решаемые при проведении эксперимента – определение характера деформации испытуемого образца, количества поглощенной им в ходе удара энергии и построение графика ускорений.

Ускорения при ударе не должны превышать предписанных требованиями безопасности.

Для настройки стенда и измерительного комплекса использовался специальный модуль, представляющий собой гидравлический амортизатор (рис.5.5). Зная характеристики амортизатора и полученные данные можно оценить погрешности при измерении и при необходимости выполнить тарирование датчиков не расходуя для этого рабочие образцы.



Рисунок 5.5 – Разгонный модуль с тарировочным амортизатором

5.3. Описание материалов использующихся в энергопоглощающих элементах.

Проводились испытания образцов изготовленных из различных композитных материалов выполненные по разным технологиям, с целью определения степени влияния качества изготовления деталей на их энергопоглощающие свойства. Также при испытаниях группы образцов имели разные скорости столкновения и разную массу разгонного блока для определения влияния этих параметров на энергопоглощающие свойства и характер разрушения.

Композитный материал представляет собой сочетание двух или более разнородных материалов, которые в сочетании дают свойства не присущие каждому материалу в отдельности.

В общем случае композиционный материал можно разделить на армирующий элемент и матрицу [8,84]. Композиционные материалы классифицируют по типу применяемой матрицы (полимерная, металлическая, керамическая, углеродная) и по типу применяемого армирующего материала. При производстве автомобилей в качестве армирующего материала в композитах широко применяются стеклянные и углеродные волокна, а также арамидные ткани. Арамидные ткани включают в композит в местах, которые необходимо защитить от осколков при аварии либо от проникновения инородных элементов. Они применяются для защиты капсулы безопасности и при изготовлении разрушаемых энергопоглощающих элементов пассивной безопасности не используются.

Стеклянные волокна применяются как в виде тканей так и в виде ненаправленных коротких волокон. Армирование стеклянными волокнами получило широкое распространение ввиду своей дешевизны, применение направленных стеклянных волокон или стеклотканей возможно при изготовлении несущих конструкций из композитных материалов. В настоящей работе исследуется возможность применения конструкций на основе стеклотканей в качестве энергопоглощающих элементов пассивной безопасности. Применялась конструкционная ткань Т-11 сатинового плетения (табл. 5.3) [85].

Таблица 5.3 – Технические характеристики стеклоткани Т-11

Количество нитей на 10 см	220x130 шт
Масса на единицу площади	385 г/м <sup>2</sup>
Толщина	0,23 мм
Разрывная нагрузка	2744x1568 Н (под углом 0 и 90 градусов)

Углеродные волокна применяются в виде жгутов, однонаправленных лент либо тканей. Углеродные волокна являются более хрупкими и менее

технологичными по сравнению со стеклянными. Также следует отметить высокую стоимость углеволокна вызванную энергоемкой технологией изготовления. Основное достоинство углеволокна в качестве армирующего элемента – высокая жесткость. Углеволокно применяется при изготовлении высоконагруженных деталей а также при изготовлении элементов пассивной безопасности. При изготовлении образцов энергопоглощающего элемента применялась углеткань twill 2×2 3К (табл. 5.4) [86].

Таблица 5.4 – Технические характеристики углеткани twill 2×2 3К

Количество волокон в нити	3000 шт
Масса на единицу площади	200 г/м <sup>2</sup>
Толщина	0,3 мм
Предел прочности на растяжение	4205-4378 МПа

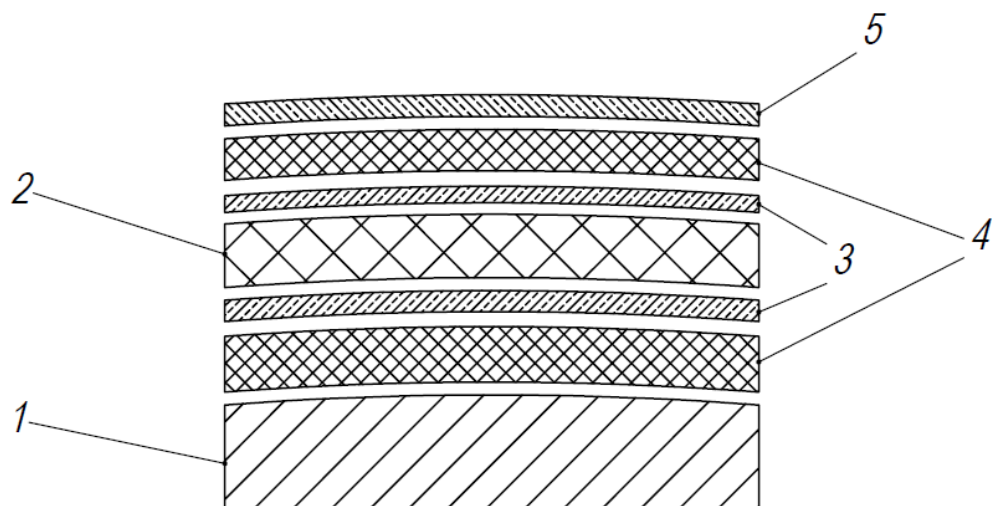
При изготовлении деталей кузова из композитов применяют полимерные матрицы. при производстве элементов спортивных автомобилей в качестве матрицы применяется термореактивная эпоксидная смола. Такая смола имеет низкую усадку, стойкость к атмосферным осадкам и позволяет получать изделия из углепластика обладающие высокой жесткостью.

При изготовлении образцов применялась эпоксидная смола Iarit 285, эта смола применяется при изготовлении высоконагруженных деталей, обладает высокой текучестью, что позволяет применять ее при изготовлении деталей методом вакуумной инфузии. Смола Iarit 285 сертифицирована для применения в авиационной промышленности и полностью удовлетворяет по своим техническим характеристикам требования при изготовлении силовых структур из композитных материалов.

При производстве энергопоглощающих элементов из композитных материалов важно соблюдать правильную укладку армирующего материала, равномерную или заранее заданную переменную толщину стенок конструкции, а также высокое соотношение армирующего материала к

полимерной матрице. Учитывая эти требования, не все технологии подходят для изготовления элементов пассивной безопасности. Традиционным методом является формование из препрегов и последующее отверждение в автоклаве [83,8]. Такой метод является наиболее ресурсоемким и требовательным к качеству матриц, персоналу и имеет ограничения по времени укладки материалов. В настоящей работе проводилась оценка возможности применения элементов изготовленных методом вакуумной инфузии, это современный метод который позволяет добиться качества изделия аналогичного изделию полученному методом автоклавирования, однако имеет меньшую ресурсоемкость.

Образцы для определения удельной энергоемкости материалов изготавливались на металлической односторонней позитивной матрице. Это позволило получить однотипные изделия. Экспериментальный образец элемента пассивной безопасности изготавливался с помощью негативной односторонней матрицы. Так как конструкция имеет сэндвичную структуру было разработано и успешно применена новая технология формования таких деталей. Для равномерной пропитки смолой армирующего материала сэндвичной конструкции был применен такой порядок укладки слоев, который обеспечивает свободное прохождение смолы к армирующему материалу, прилегающему к матрице и накрытым сверху сэндвичной панелью (рис 5.6).



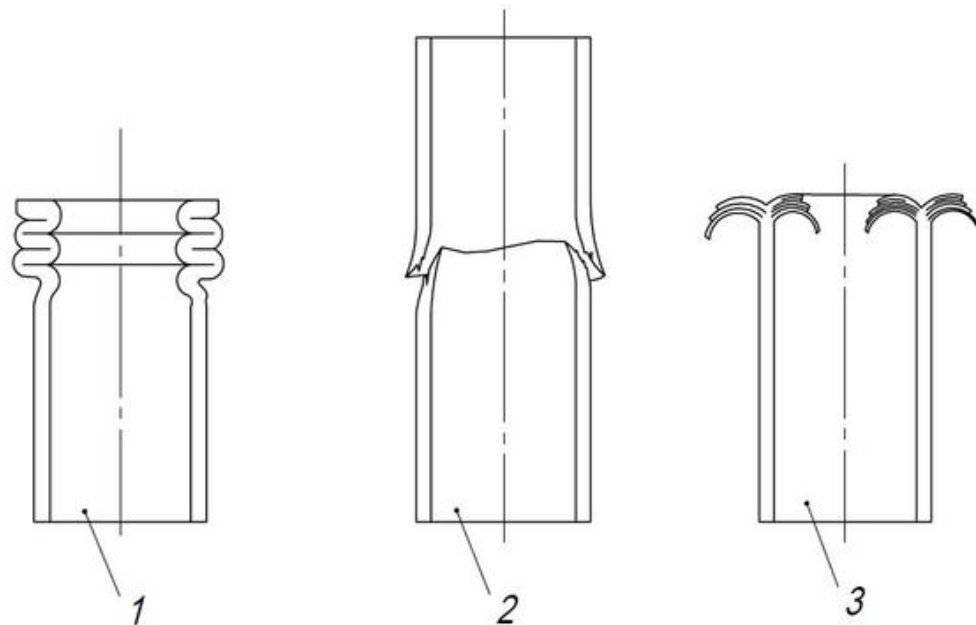
1 – матрица; 2 – сэндвичная панель; 3 – сухой армирующий материал;  
4 – смолопроводящая сетка с разделительной тканью; 5 – герметизирующая пленка.

Рисунок 5.6 – Укладка слоев при изготовлении сэндвичной панели

При ударе принято различать следующие типы разрушения образцов: пластическая деформация – характерная для металлов, катастрофическое разрушение – возникающее при неправильно подобранной конструкции и прогрессивное разрушение свойственное изделиям из композитных материалов (рис 5.7). Прогрессивное разрушение – режим, при котором изделие из композитных материалов способно поглотить максимум энергии. В процессе разрушения кинетическая энергия затрачивается на такие процессы (рис 5.8):

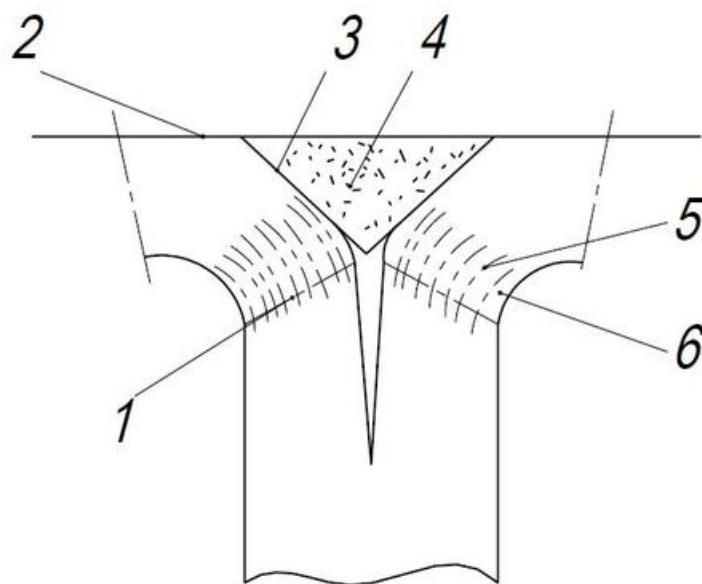
- образование трещин и разрыв волокон;
- разрушение связующего компонента (матрицы);
- отслоение армирующих волокон от матрицы;
- расслоение слоев.

Таким образом, энергия удара поглощается как на макро, так и на микроуровне.



1 – пластическая деформация;  
 2 – катастрофическое разрушение; 3 – прогрессивное разрушение.

Рисунок 5.7 – Типы разрушения КМ



1 – изгибное разрушение; 2 – препятствие; 3 – трение между волокнами и клином; 4 – клин мелкодисперсных частиц волокна и матрицы; 5 – трение между слоями; 6 – расслоение (деламинация).

Рисунок 5.8 – Структура разрушения КМ

#### 5.4 Объект испытаний

Объектом испытаний является носовая структура пассивной безопасности

На стенде проводились испытания специальных трубчатых образцов изготовленных из композиционных материалов (рис. 5.29, 5.30) с целью получения коэффициентов энергоёмкости, используемых в моделях определения характеристик элементов пассивной безопасности. Для проверки адекватности разработанного расчетно-экспериментального метода оценки был изготовлен образец носовой структуры безопасности аналогичный применяемым в автоспорте.



Рисунок 5.9 Образец из углепластика

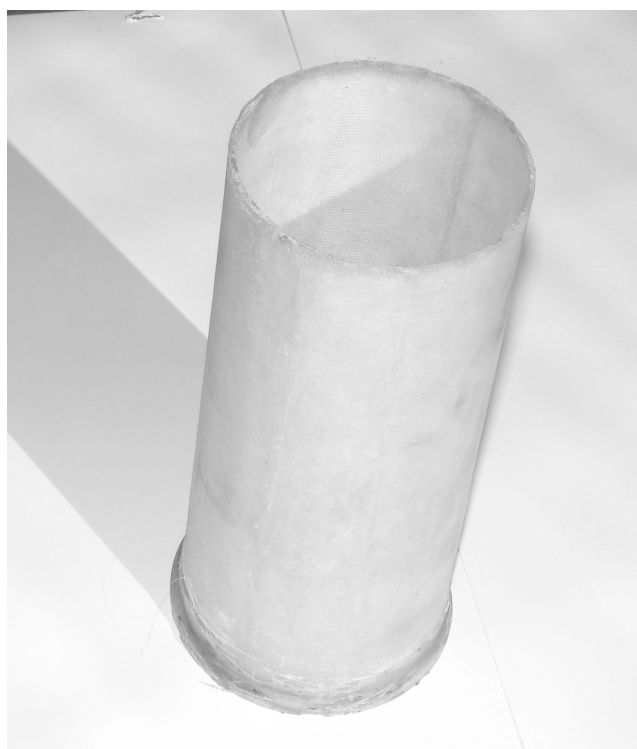


Рисунок 5.10 Образец из стеклопластика

### 5.5 Экспериментальное определение удельной энергоемкости

Были подготовлены следующие образцы для испытаний и определения удельной энергоемкости (табл 5.5)

Таблица 5.5 – Образцы для испытаний

№ образца	Материал	Примечания
1	Стеклопластик	
2	Стеклопластик	
3	Стеклопластик	
4	Стеклопластик	
5	Стеклопластик	Образец с увеличенной толщиной стенок
6	Углеродный пластик	
7	Углеродный пластик	

Все образцы взвешивались перед испытаниями, и на них наносилась разметка. При помощи специального переходника образцы жестко крепились на разгонной тележке. Магнитная дорожка на стенде настраивалась таким образом, чтобы измерительный комплекс включался перед столкновением. Эксперименты с образцами планировались с разными начальными условиями для того чтобы выяснить влияние их на значение удельной энергоемкости. Для этого испытания проводились с разными начальными скоростями в момент удара: 6м/с и 8м/с. Это достигалось наличием двух точек сброса на разгонной части стенда. Кроме этого в разгонный модуль закрепляли различный балласт. Использовались разгонные модули с массой в 27кг, 51 и 76кг. Начальные условия экспериментов сведены в таблице 5.6

Таблица 5.6 – Исходные данные экспериментов

№ образца	Начальная скорость, м/с	Масса разгонного модуля, кг	Кинетическая энергия, КДж
1	6.1	27	504
2	6.3	50	1003
3			
4	8.1	50	1640
5	8.1	50	1640
6	8.1	50	1640
7	8.5	67,6	2451

В соответствии с моделью столкновения описанной в разделе 2 были определены скорости разгонного модуля в процессе столкновения. В качестве исходных данных принимались геометрические параметры образцов, измеренная скорость модуля перед ударом и масса разгонного модуля.

Учитывая скоротечность эксперимента процессор записывающего модуля не обрабатывал информацию, а записывал в память в

шестнадцатеричном коде. Это позволило значительно упростить элементную базу регистрирующего модуля при сохранении высокой скорости записи данных. Данные полученные при проведении экспериментов были преобразованы из шестнадцатеричной системы в десятичную после эксперимента в программе Excel. В результате для каждого эксперимента были получены данные по замедлению модуля и скорости в процессе столкновения. Образцы после испытаний подвергались измерению для определения зоны подвергшейся разрушению, после определения этой зоны при помощи программы трехмерного моделирования была определена масса разрушившегося участка.

По результатам многочисленных экспериментов установлено, что наилучшей весовой отдачей обладают элементы выполненные в виде трубчатых форм, в которых композитный материал в виде тонкой оболочки расположен по нормали к направлению удара. У таких структур при ударе происходит последовательное разрушение нагруженной части без изгибов, выпучиваний и других потерь геометрической формы, что позволяет эффективно поглощать энергию всему материалу трубы. Для определения характеристик материалов при ударных нагрузках, которые соответствуют реальным рабочим условиям, были проведены испытания трубчатых элементов на установке для ударных испытаний [3] с целью определения удельного поглощения энергии и определения вида разрушения.

Полученные результаты приведены в табл. 5.7. При испытаниях установлено, что удельное поглощение энергии не зависит от скорости удара и массы объекта при этом значительное влияние оказывает технология изготовления опытных образцов.

Таблица 5.7 Удельное поглощение энергии композитными материалами

Армирующий материал	Тип смолы и способ формовки	Удельное поглощение энергии (Дж/г)
---------------------	-----------------------------	------------------------------------

T-11	Эпоксидная, инфузия	21
T-11	Эпоксидная, инфузия, 120 С	31
twill 2×2 3К	Эпоксидная, инфузия	64

Полученные значения удельного поглощения сравнимы со значениями, которые используются при проектировании энергопоглощающих элементов из композитных материалов в автоспорте и встречаются в открытых источниках [2]. Это позволяет говорить о правильности выбранной методики для определения удельного поглощения энергии композитными материалами.

При применении в качестве армирующего материала стеклотканей замечено, что характер разрушения сходен с пластичными металлами (рис. 5.11, 5.12) в процессе разрушения образуются зоны большой деформации, приводящие к образованию гофрированных волн, как видно из графика сил возникающих в процессе разрушения энергопоглощение проходит с большой амплитудой, колебания составляют порядка 20% от максимальных значений. Поглощение энергии за счет разрыва волокон практически отсутствует, показатели удельной энергоемкости значительно ниже чем у углекомпозитных пластиков а характеристики нестабильны. При применении дополнительных мер при изготовлении образцов (повышения давления, температурная выдержка при полимеризации) удалось поднять характеристики удельной энергоемкости на 50% приблизившись по этим показателям к специальным мягким сталям применяющимся для изготовления энергопоглощающих элементов в автомобилях [4].



Рисунок 5.11 – Образец из стеклоткани

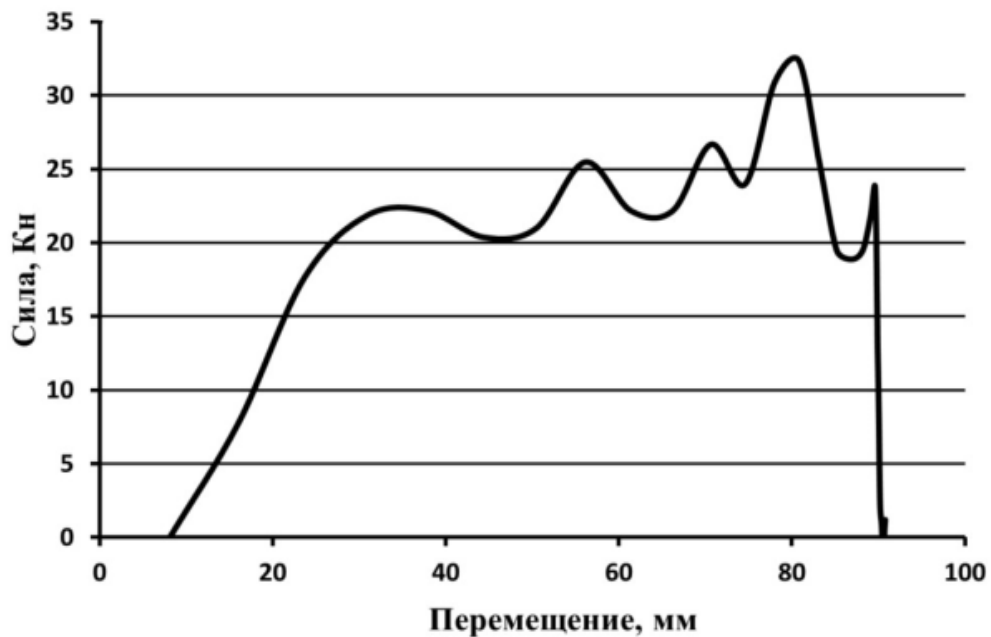


Рисунок 5.12 – График сил при разрушении стеклопластикового образца

При увеличении количества слоев стеклоткани и увеличении жесткости элемента он начинает разрушаться по «катастрофическому» сценарию (рис. 5.13, 5.14) при котором невозможно заранее прогнозировать энергопоглощающие свойства. Удельная энергоемкость при этом как правило ниже чем у более тонких образцов.

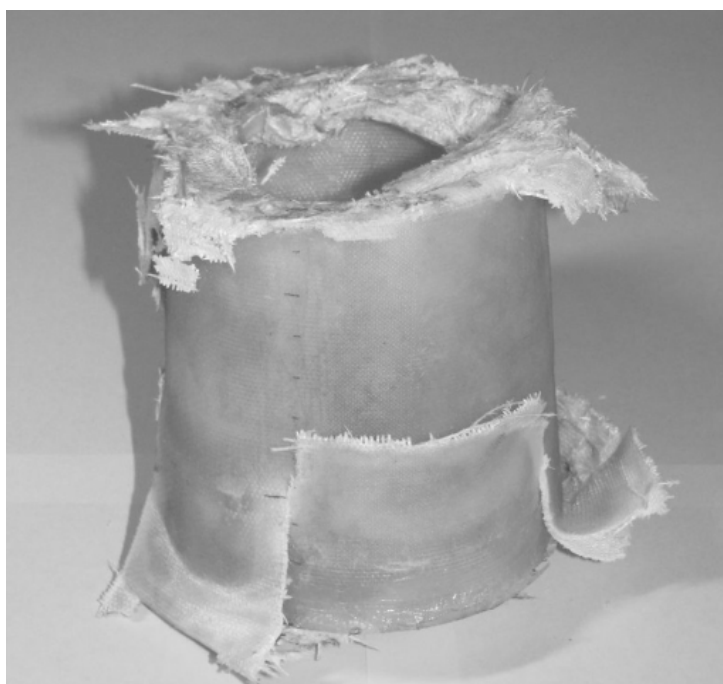


Рисунок 5.13 – «Катастрофическое» разрушение образца

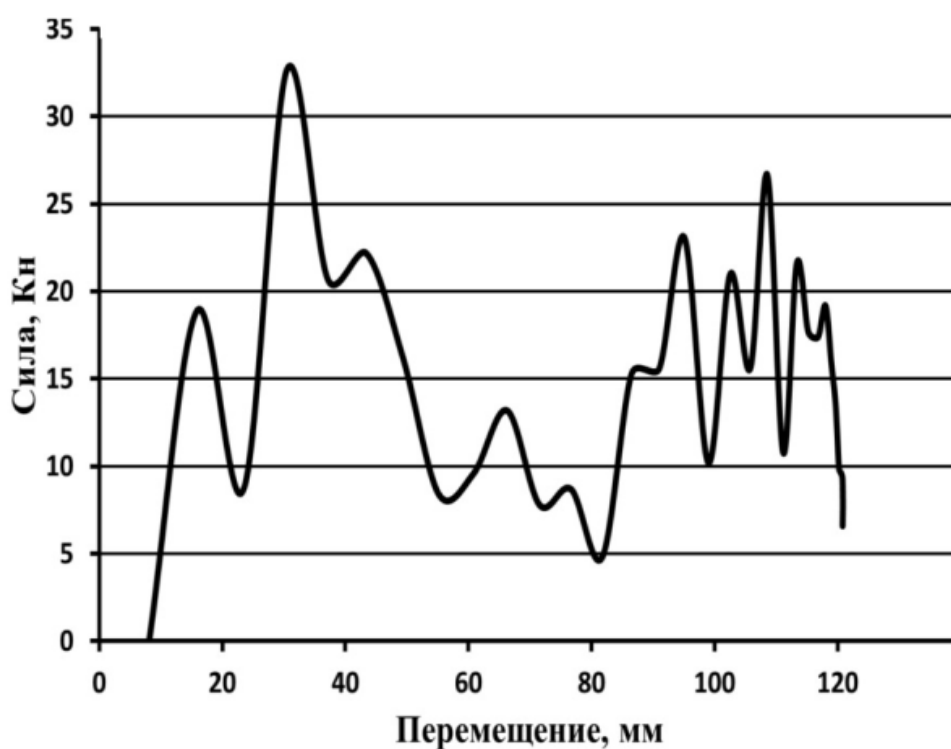


Рисунок 5.14 – График сил при «катастрофическом» разрушении

Образцы выполненные из углеткани показали наилучшие характеристики поглощения энергии. В процессе удара бо́льшая часть

материала разрушилась до мелкодисперсного состояния (рис. 5.35, 5.36) при этом средние замедления были меньше чем при аналогичном ударе со стеклопластиковыми образцами.

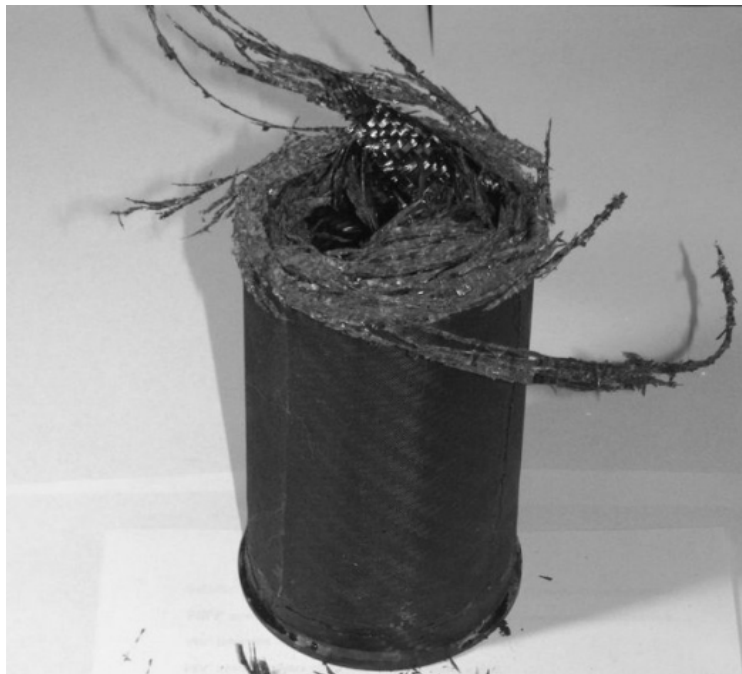


Рисунок 5.15 – Образец из углепластика

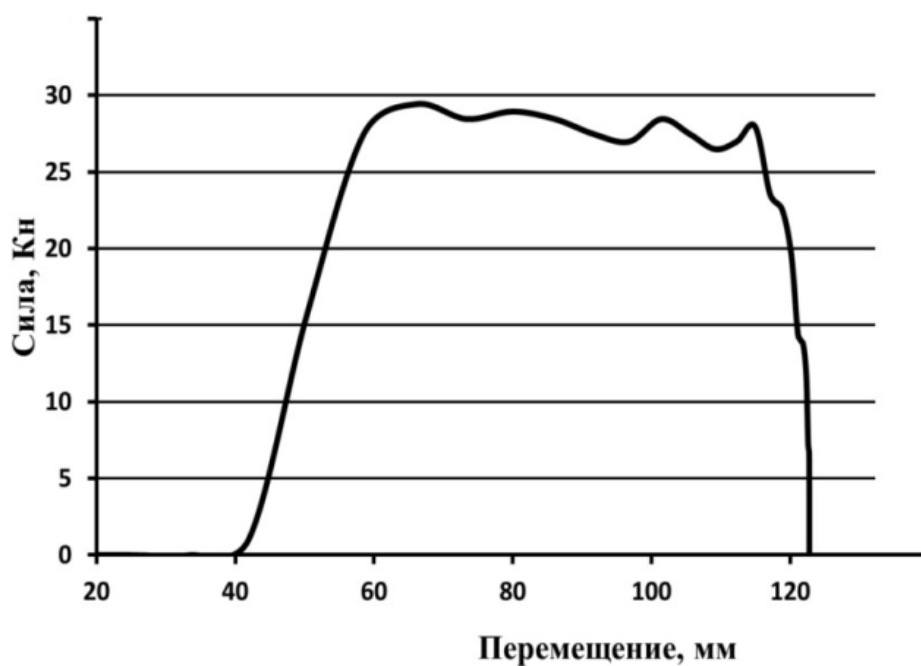


Рисунок 5.16 – График сил при разрушении углепластикового образца.

Сравнительные графики расчетных и экспериментальных данных приведены на рис. 5.17–5.19. Сравнение показало хорошую сходимость результатов, абсолютная погрешность не превышала 10%, и в большинстве случаев не выходила за пределы 5%.

Неравномерность замедления, измеренная на экспериментальных образцах связана с погрешностями при изготовлении образцов, неравномерной натяжкой армирующего материала при его укладке в матрицу и различным давлением при инъекции смолы. Однако, все эти факторы не оказали значительного влияния на характер поглощения энергии в процессе удара.

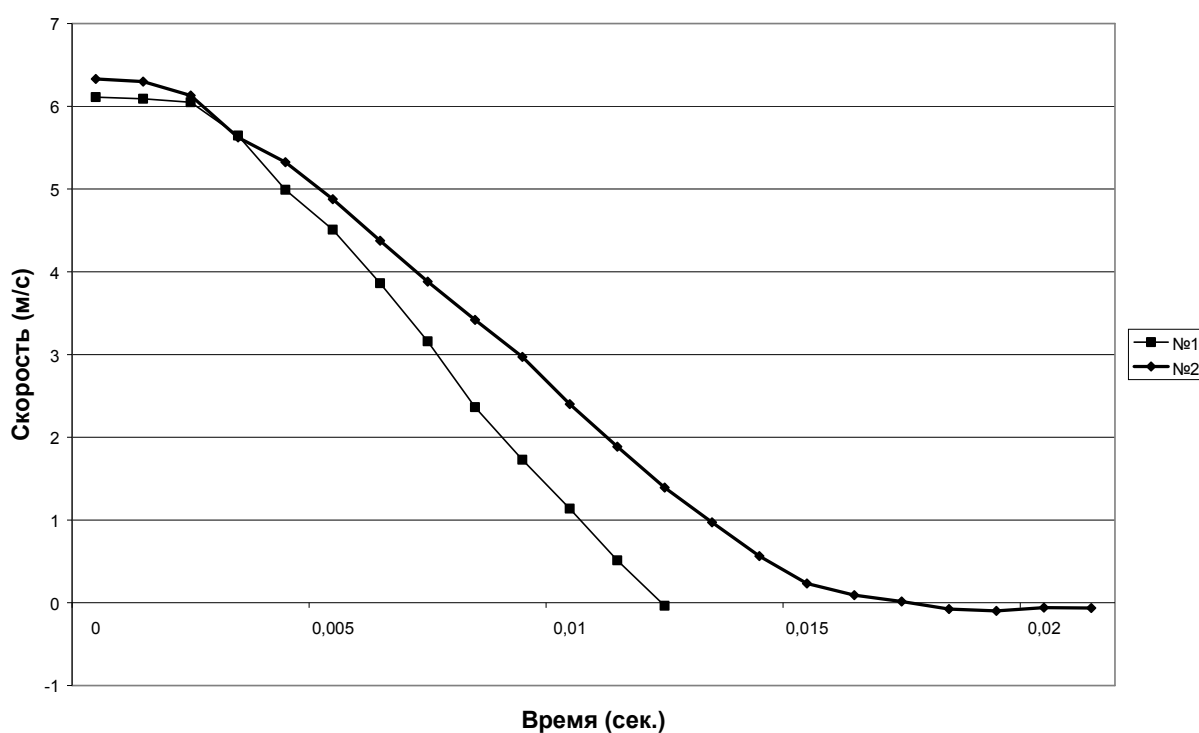


Рисунок 5.17 – Скорость разгонного модуля в процессе столкновения (образцы №1,2)

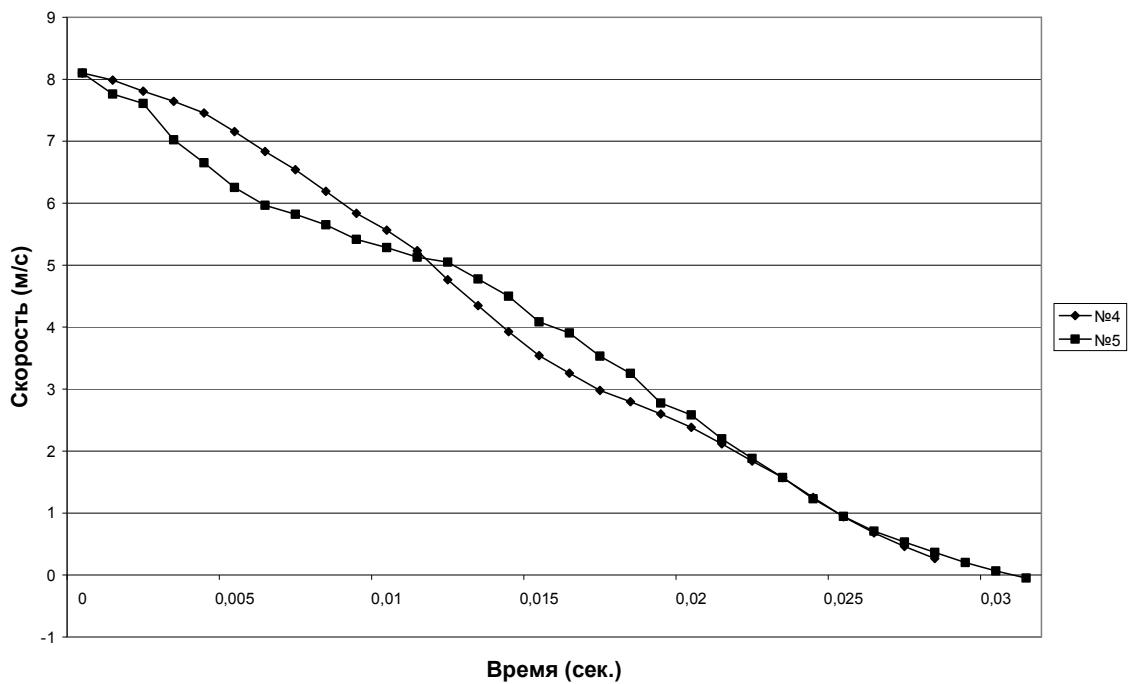


Рисунок 5.18 – Скорость разгонного модуля в процессе столкновения (образцы №4,5)

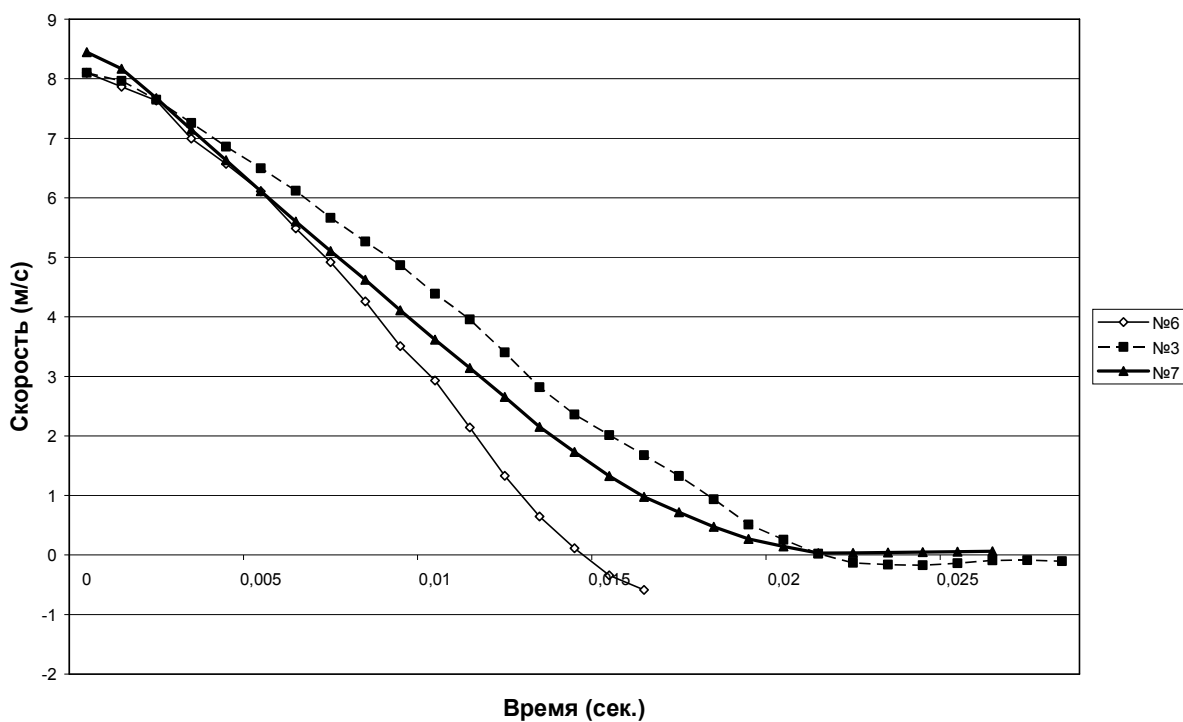


Рисунок 5.19 – Скорость разгонного модуля в процессе столкновения (образцы №3,6,7)

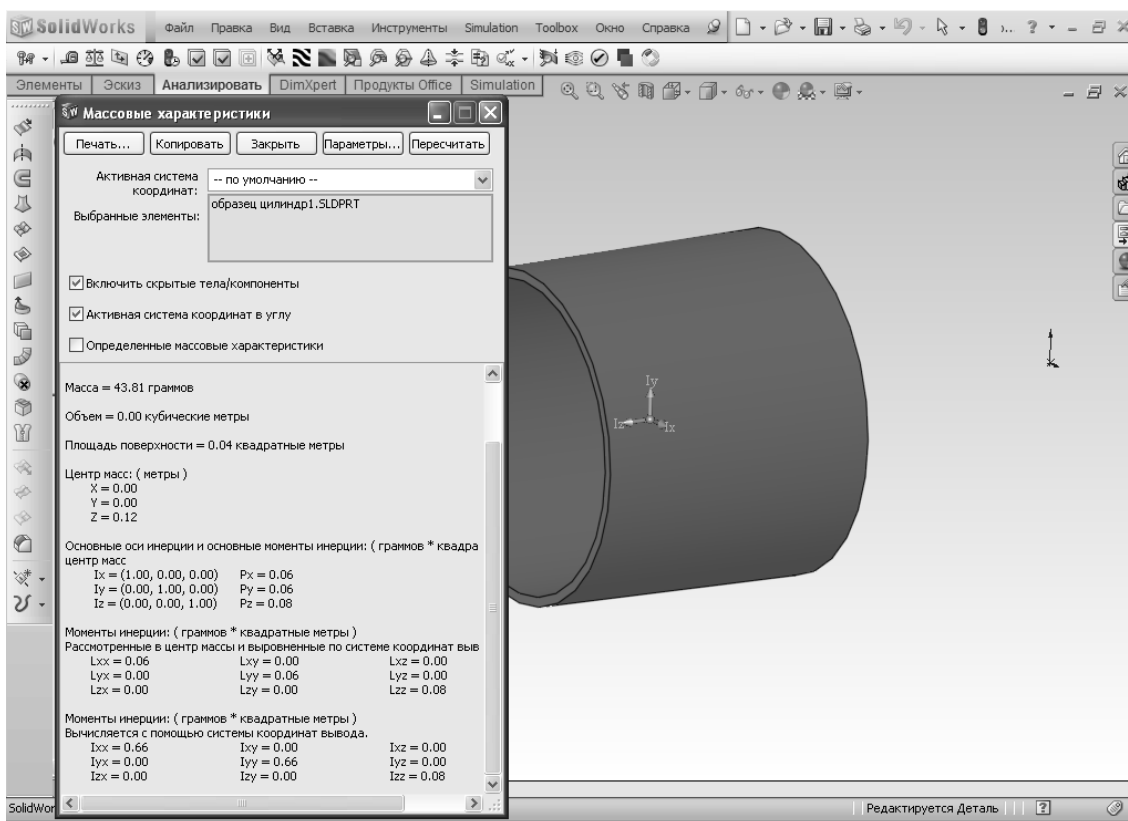


Рисунок 5.20 – Определение массы разрушенного участка

Удельная энергоёмкость материала определялась как отношение кинетической энергии, которой обладал разгонный модуль в момент столкновения к массе разрушившегося участка образца из композитных материалов.

### 5.6. Испытания на удар под углом

Хотя цель исследований и разрабатываемая методика призваны повторить условия, выдвигаемые к реальным испытаниям на удар, при которых испытываемая структура безопасности располагается по нормали к неподвижному препятствию, вызывает интерес и нуждается в исследовании свойства энергопоглощения элементов пассивной безопасности при ударе под углом. Композитные материалы изначально обладают ярко выраженными анизотропными свойствами. Свойство анизотропии часто

применяют для получения необходимых механических свойств детали. Используются однонаправленные волокна, которые обладают максимальными свойствами жесткости только в одном направлении, при необходимости регулирования характеристик конечного изделия применяют ткани различного плетения и укладку волокон под разными углами. В случае с элементами пассивной безопасности нам необходимо что бы элемент проявлял свои свойства энергопоглощения не только в направлении продольном оси автомобиля но и при различных углах встречи с препятствием. Для этого применяется укладка ткани под различными углами. В данном исследовании применялся пакет с порядком слоев  $0^{\circ}$ - $45^{\circ}$ - $0^{\circ}$ - $45^{\circ}$ - $0^{\circ}$ . для определения изменения удельной энергоемкости элемента из композитных материалов был проведен следующий эксперимент.

Образец из композитных материалов (рис 5.21) закреплялся неподвижно в металлической обойме, которая исключала перемещение образца при ударе под углом.

Обойма закреплялась на разгонном модуле стенда под углом  $30^{\circ}$



Рисунок 5.21 – Образец для испытаний на удар под углом

После столкновения визуальная оценка показала, что разрушение образца шло по прогрессивному сценарию. При этом следует отметить наличие зон неразорванных продольных волокон, которые остались сверху и снизу образца (рис 5.22). Стенки, которые имели больший наклон к стене, разрушились полностью в мелкодисперсную фракцию (рис 5.23).

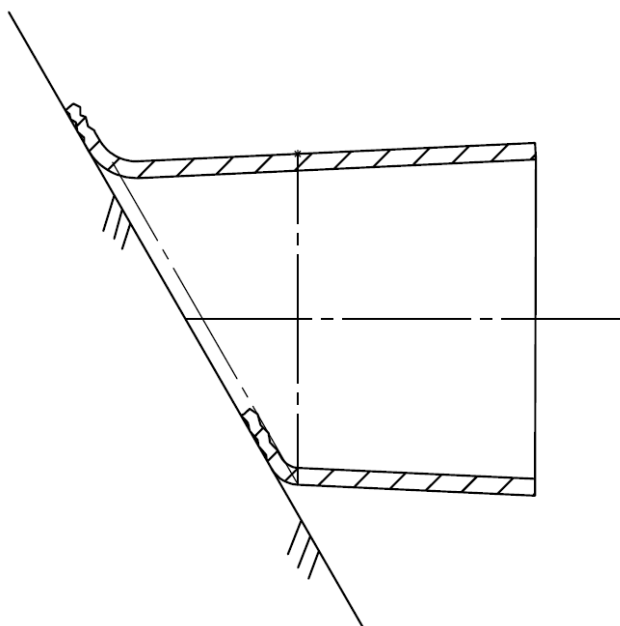


Рисунок 5.22 – Образец для испытаний на удар под углом

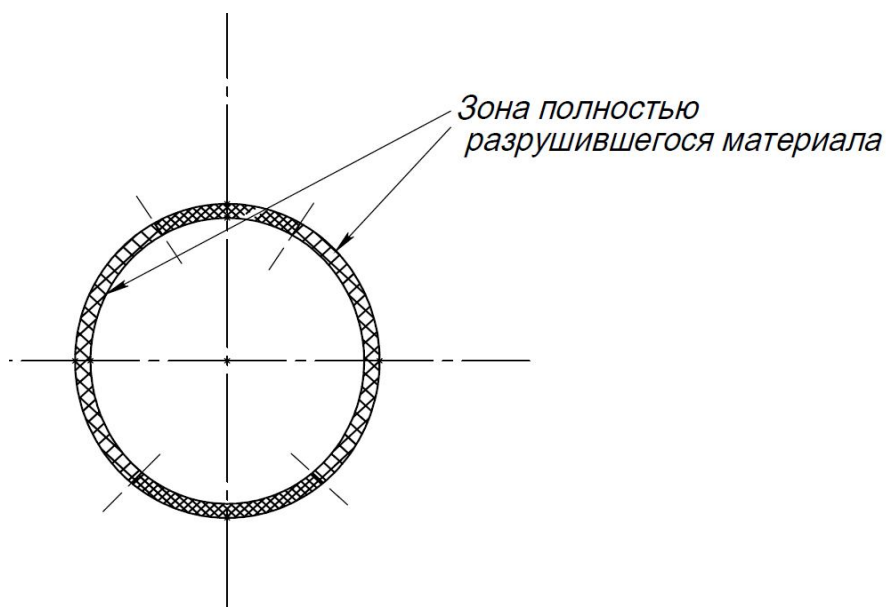


Рисунок 5.23 – Образец для испытаний на удар под углом

### 5.7. Испытания аналога носового элемента энергопоглощения.

По разработанной методике был спроектирован и изготовлен аналог носового элемента безопасности. Он представлял собой прямоугольную трубу имеющую сужение к передней части и сэндвичные стенки. Наружная и внутренняя оболочка изготовлена из углепластика с расположенной между ними прослойки из пенополиуретана. Оболочки из углепластика представляют собой композицию из углеткани twill 2×2 3К сатинового плетения, толщиной в пять слоев. Слои уложены с разворотом промежуточных слоев под 45 градусов (три слоя параллельны продольной оси, два под углом 45 градусов).

В качестве связующего использовалась смола Larit 285 [80] пропитка выполнялась методом вакуумной инфузии в одностороннюю форму. Соотношение армирующего материала к смоле составило 60/40 что соответствует аналогичным изделиям, изготовленным из препрегов методом автоклавирования (рис 5.24).

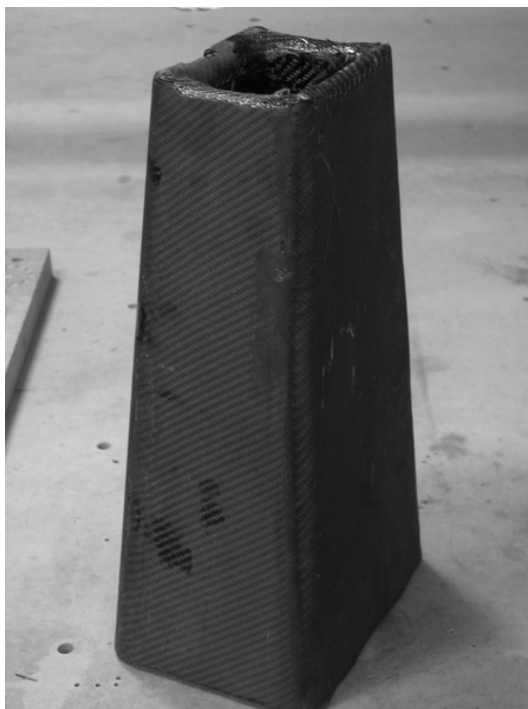


Рисунок 5.24 – Аналог носового элемента энергопоглощения

Для равномерного распределения нагрузки по всему объему детали была изготовлена задняя подложка. В нее устанавливался аналог носовой структуры и заливался полиэфирной смолой (рис 5.45). Такой способ закрепления аналогичен по воспринимаемой нагрузке с реальной структурой безопасности, жестко закрепленной на автомобиле и плотно прижимающейся по периметру к плоскости монокока.

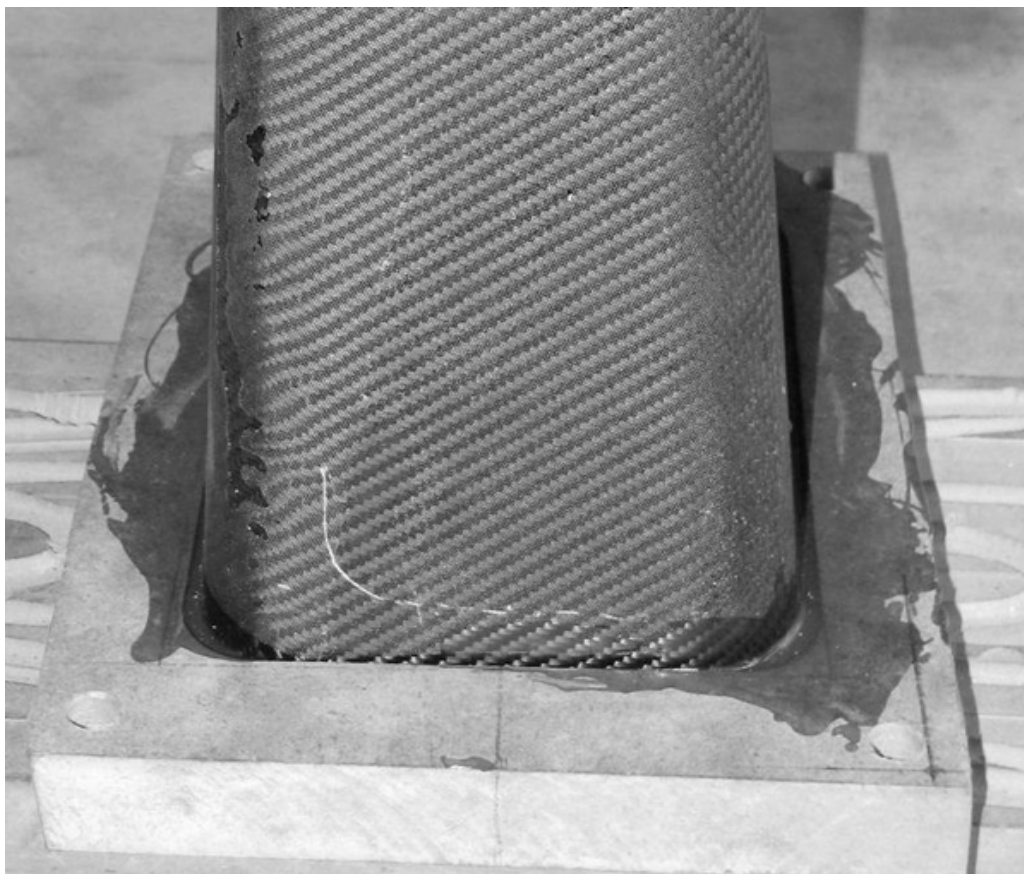


Рисунок 5.25 – Закрепление испытуемого образца

Испытания проводились с начальной скоростью в момент столкновения 8.1 м/с, масса разгонного модуля 150 кг.



Рисунок 5.26 - Зона разрушения

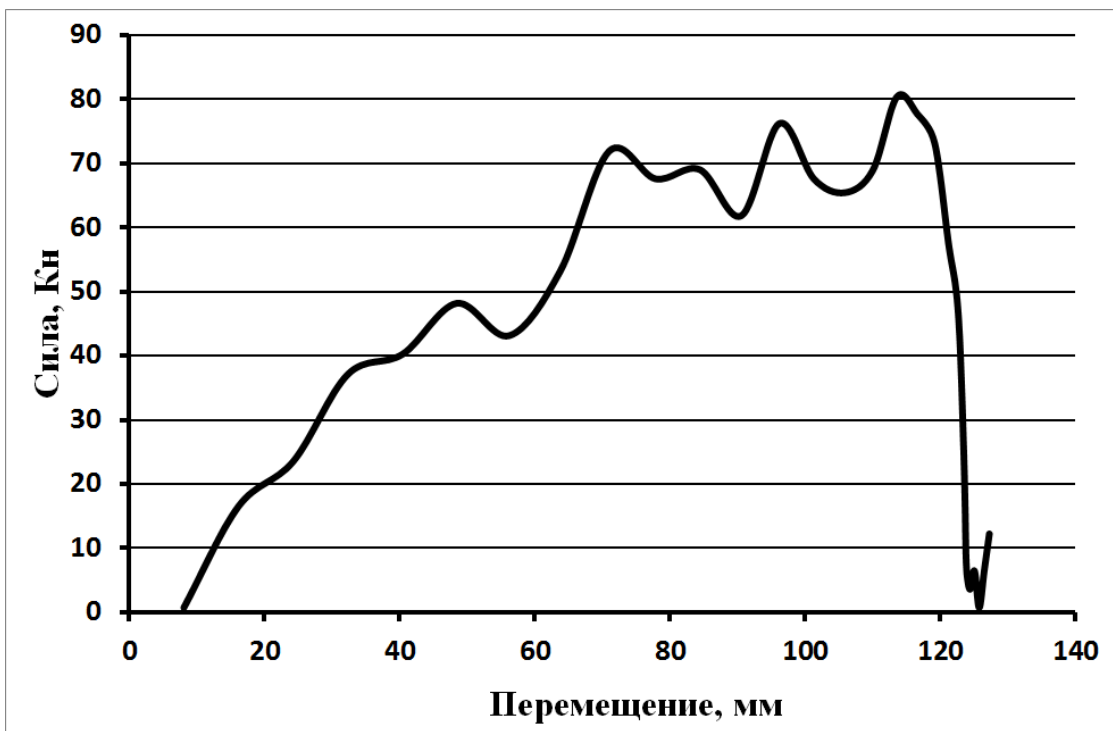


Рисунок 5.27 График сил при разрушении аналога носовой структуры

Приложение А  
Результаты экспериментов

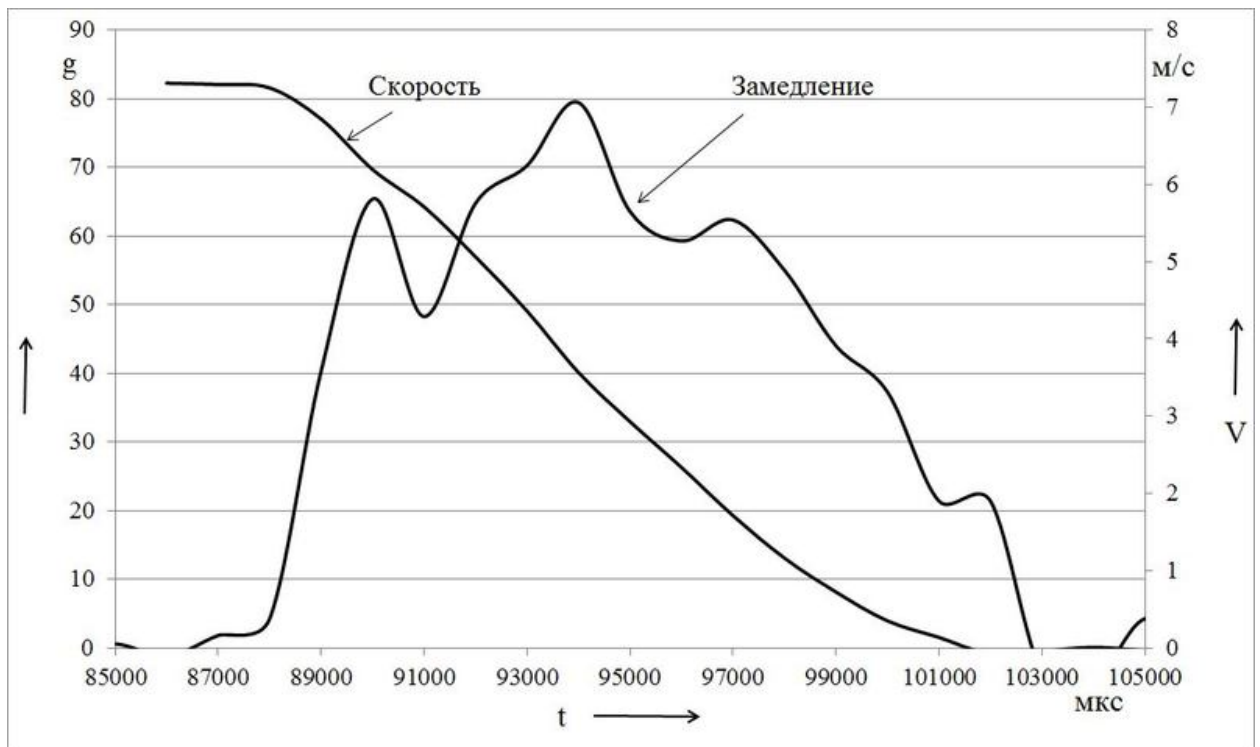


Рисунок А.1 образец №1

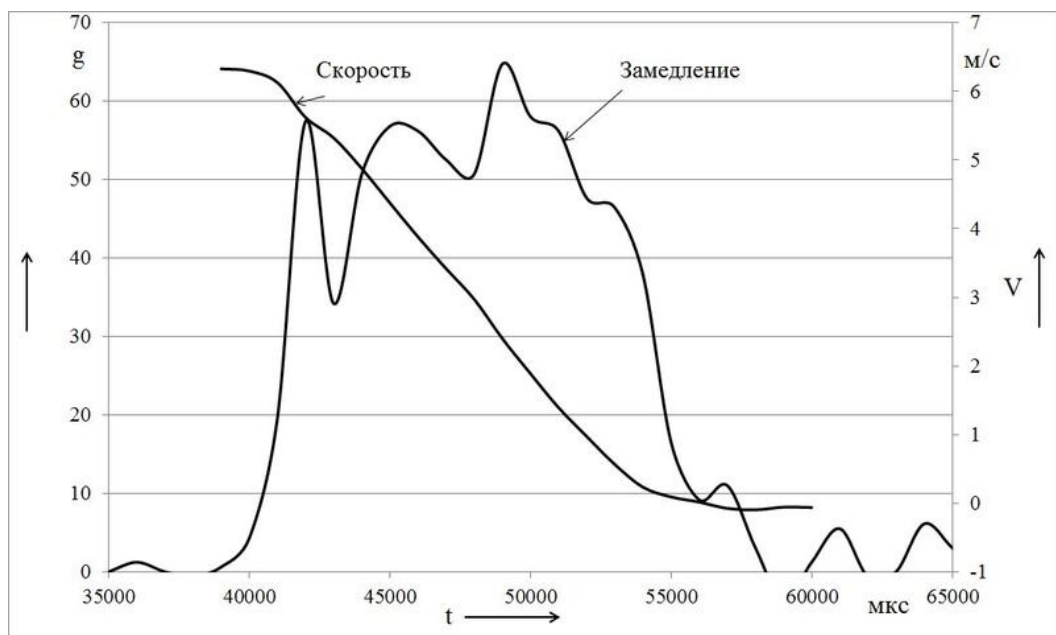


Рисунок А.2 образец №2

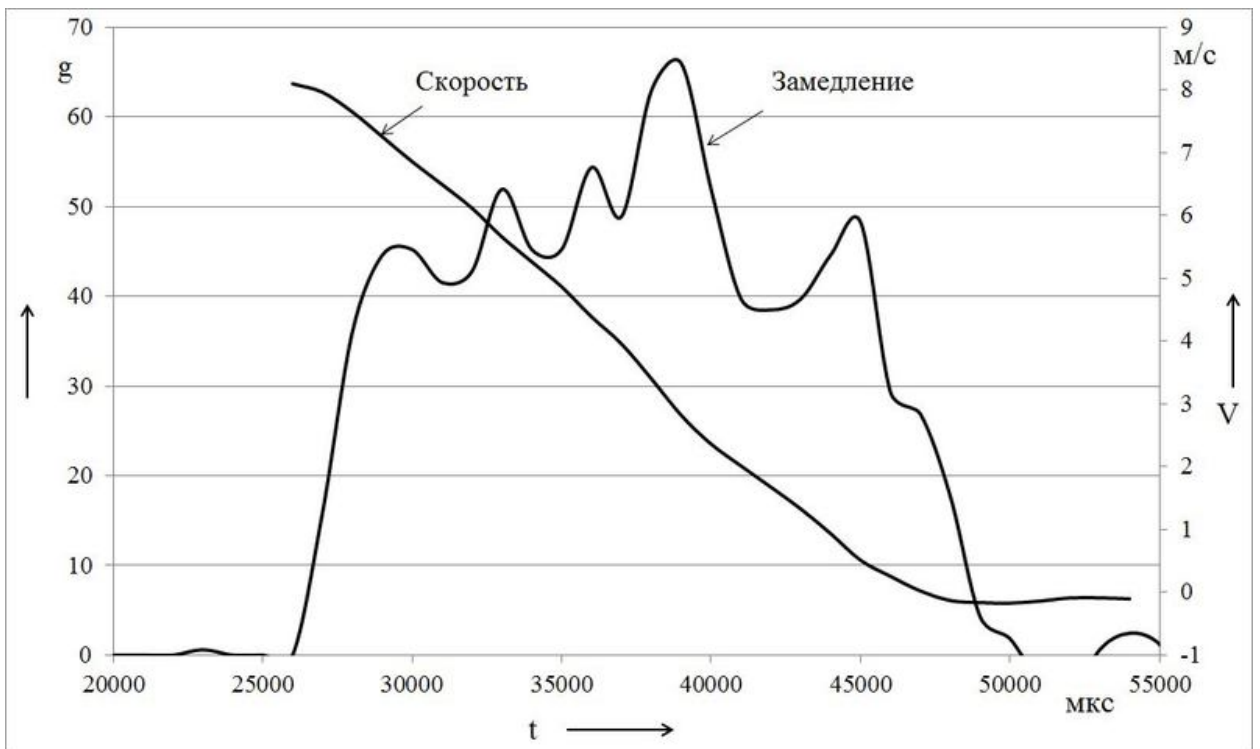


Рисунок А.3 образец №3

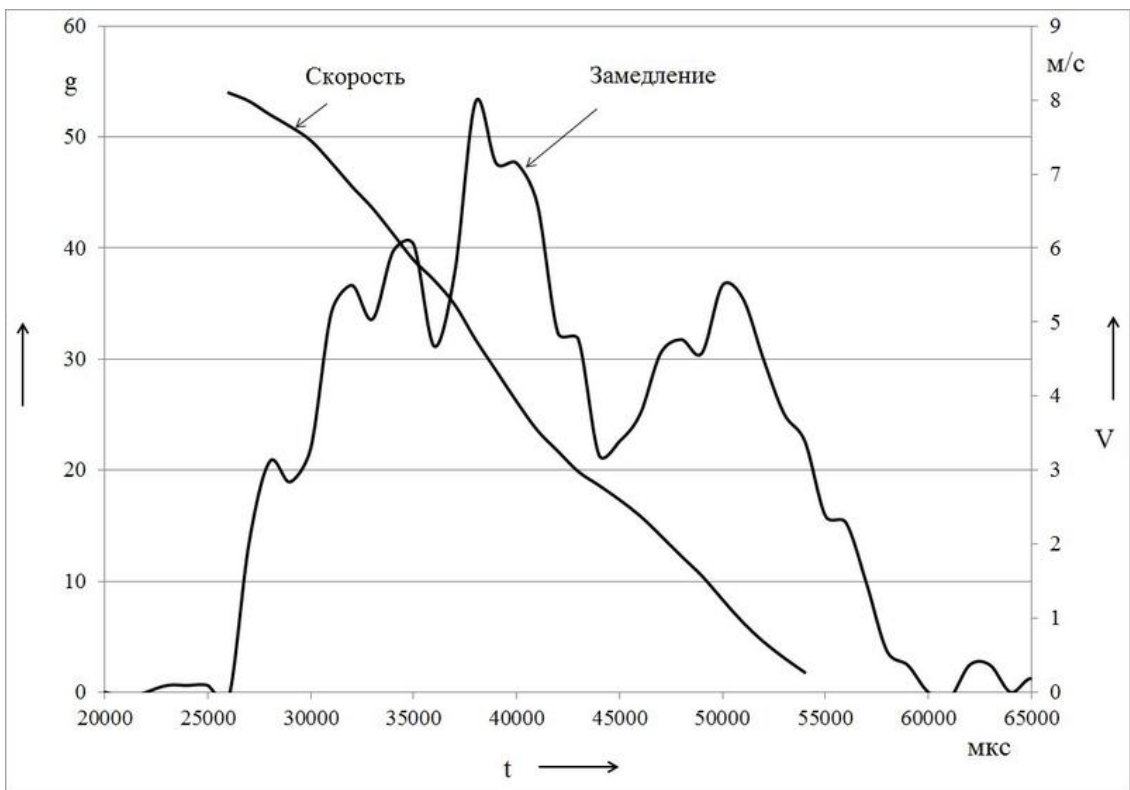


Рисунок А.4 образец №4

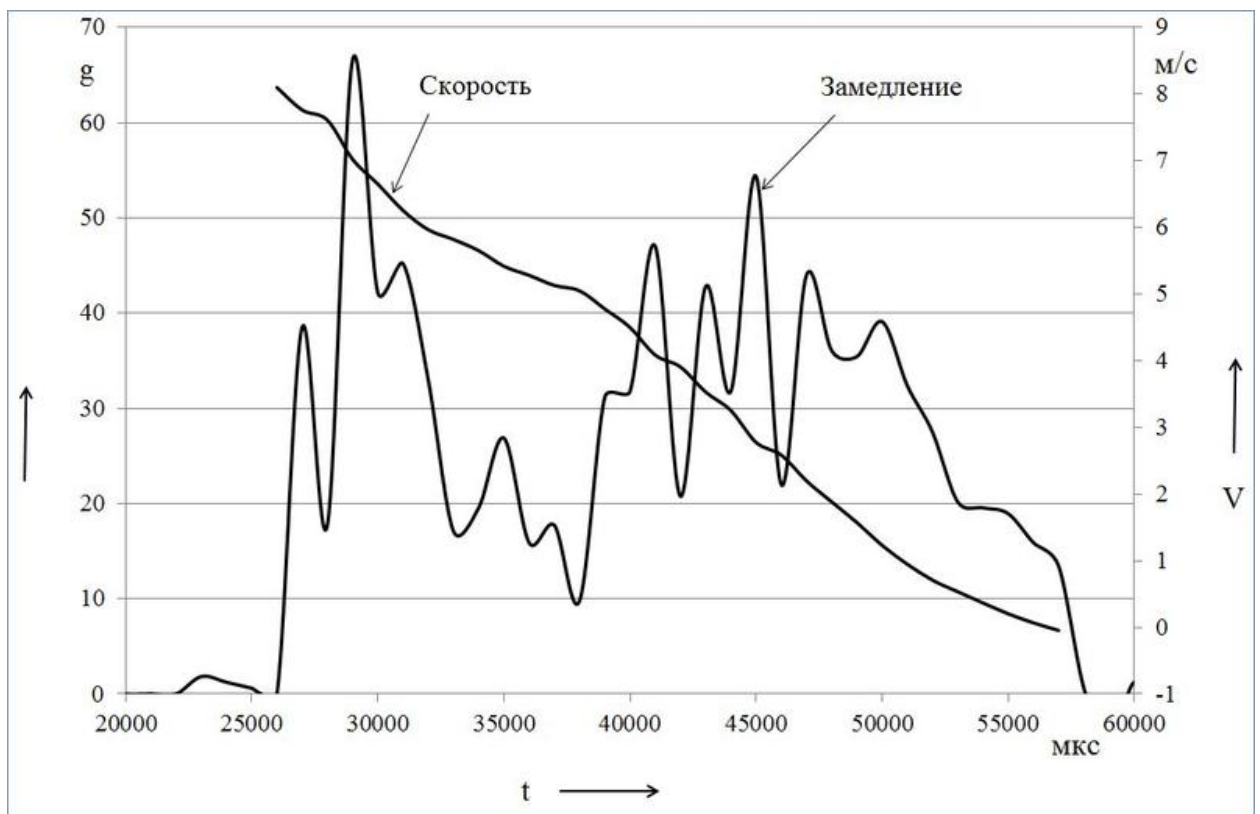


Рисунок А.5 образец №5

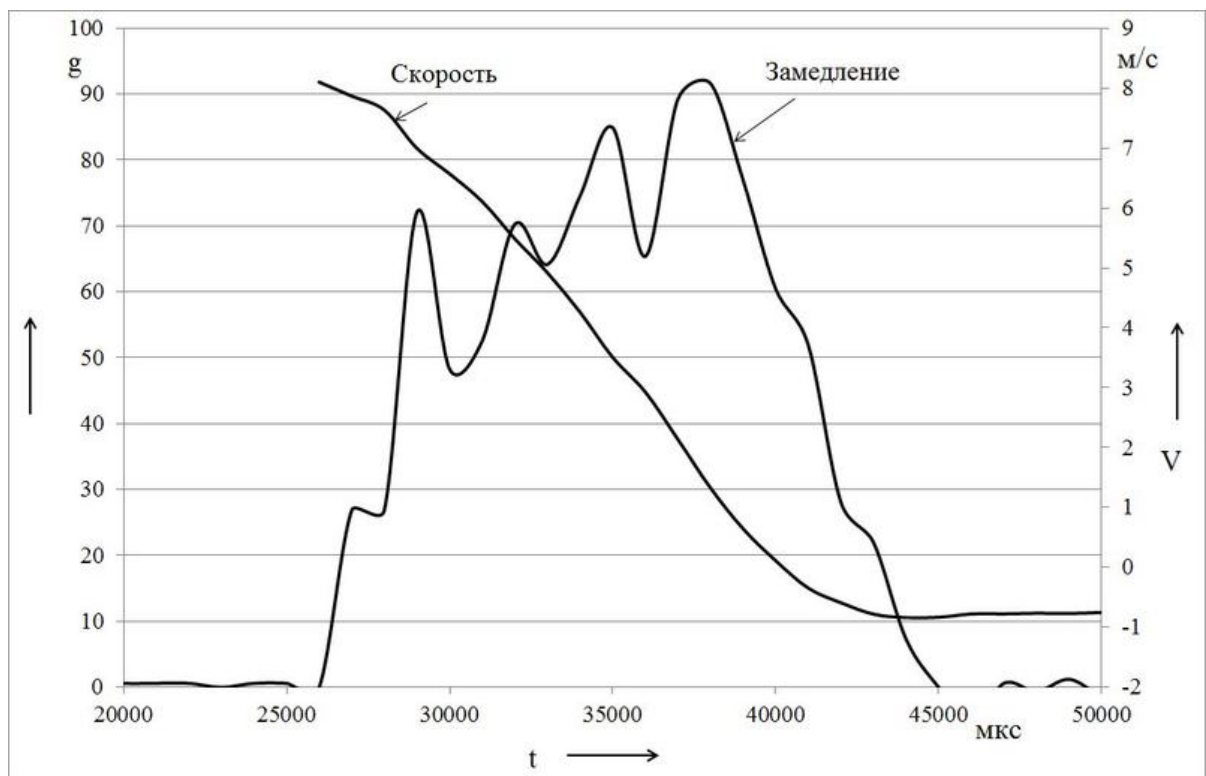


Рисунок А.6 образец №6

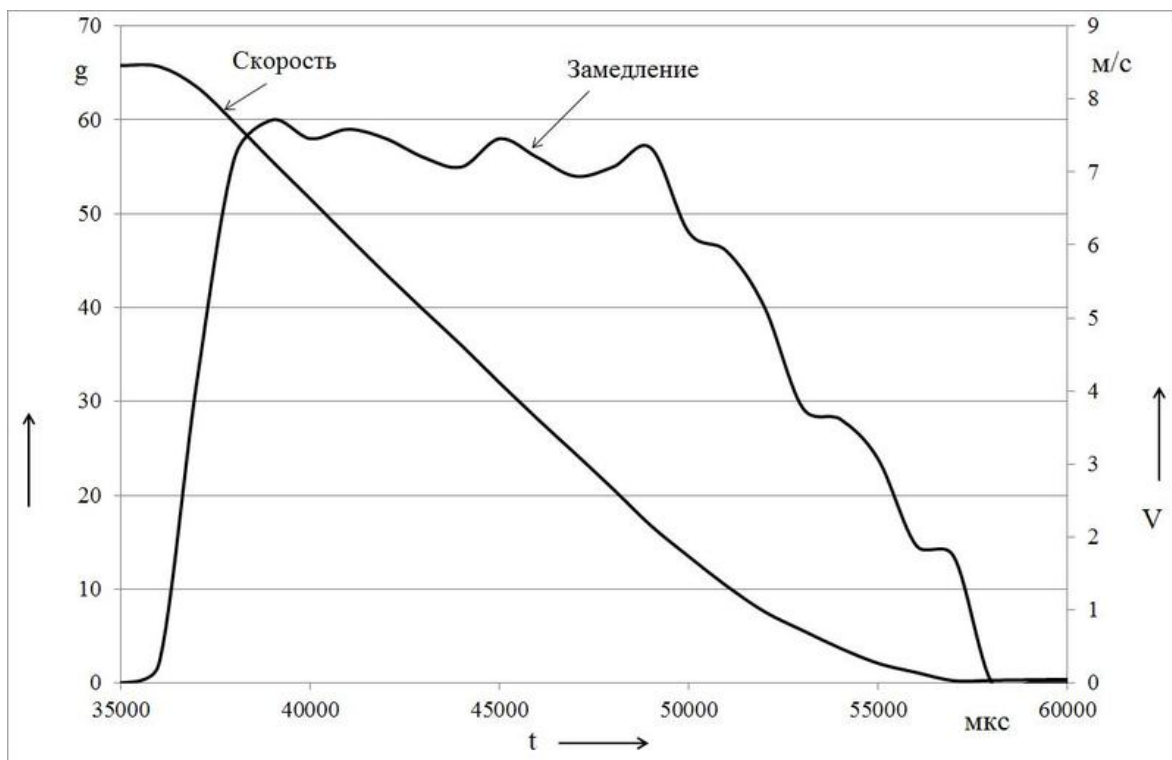


Рисунок А.7 образец №7

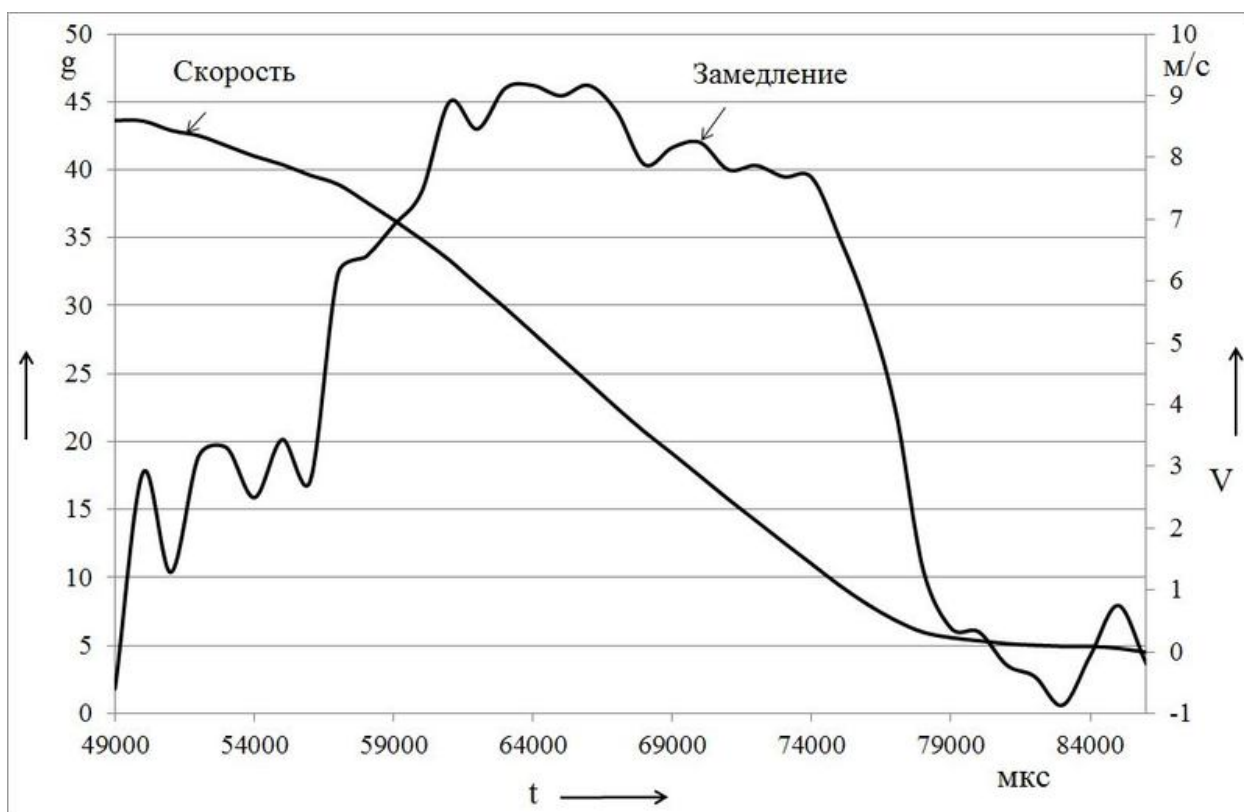


Рисунок А.8 удар под углом

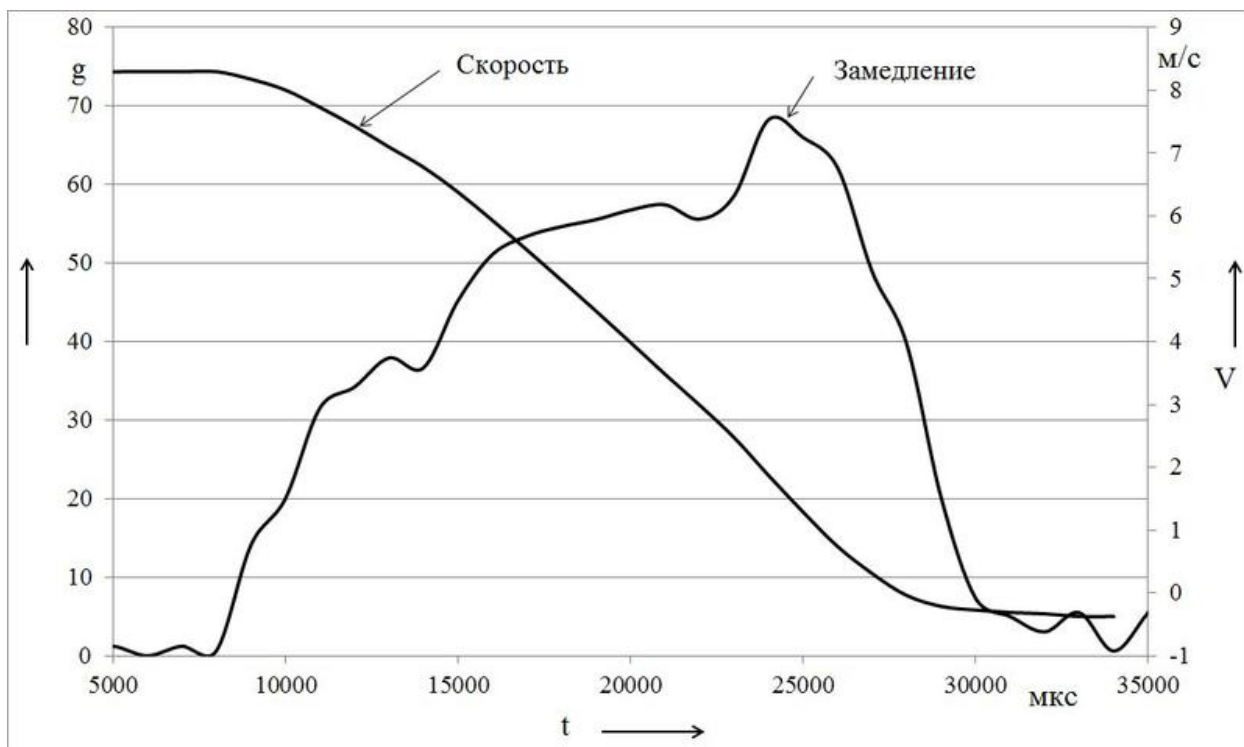


Рисунок А.9 аналог носового энергопоглощающего элемента

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Anderson K., Getale R. Vibration and Stability of Plates Using the Finite Element Method// International Journal of Solids and Structures.-Vol.4.-N10. - P.1031-1055.
2. Melosh R. Finite Element Analysis of Automobile Structures.-In. International Conference on Vehicle Structural Mechanics: Finite Element Application to Vehicle Design. Society of Automobile Engineers. Inc.-1974.-P.26-39.
3. Newson C., Fuller I., Sheeerrerr R. A Finite Element Approach for the Analisis of Randomby Excited. Complex Elastio Structures. In.-Joint AIAA-ASME./ Conferences on Structural Dynamics and Materials. 1967.-P.125-132.
4. Pzzeminiecki I. Theorie of Matrix Structural Analisis. New-York. 1969.-469p.
5. Sundarajan C., Reddy D. Response of Restangular Orthotropic Plates to Random Excitations.-Earthquake Engineering and Structural Dynamics. Vol.2.1973.-N2.-P.161-170.
6. Александров А.В., Потапов В.Д, Державин Б.Л. Сопротивление материалов: Учебное пособие для Вузов – г.е изд. испр.- М.:Высш. шк. 2000. -560с., гл.14.
7. Александров А.С., Лащенников Б.Я., Шапошников Н.Н., Смирнов В.А. Методы расчета стержневых систем, пластин и оболочек с использованием ЭВМ.-М.: Стройиздат. 1976.-248с.
8. Алексеев В.О., Ужва А.В. Измерительный комплекс для оценки динамических свойств гоночного автомобиля формулы 1600. – //Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2001. – Вып.7-8. -С. 212–213.
9. Алексєєнко В., Ужва А. До оцінки міцності несучої системи гоночного автомобіля. 2-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей. 1995р.– С – 188 – 189.

10. Аргисис Дж. Современные достижения в методах расчета конструкций с применением матриц.-М.: Стройиздат. 1968.-241с.
11. Арчер Д. Формулировка матриц для анализа конструкций с использованием метода конечных элементов// Ракетная техника и космонавтика.-1965.-№10.-С.155-166.
12. Бабаков И.М. Теория колебаний.-М.: Наука. 1968.-560с.
13. Бараускас Р.А. Исследования по созданию вибродвигателей с ударным взаимодействием методом конечных элементов: 01.02.06: Автореф. дис. ... канд. техн. наук.-М. 1982.-24с.
14. Барышенков Л.А., Лазарев В.И. Применение метода конечных элементов к расчету рам из тонкостенных стержней// Совершенствование конструкций, эксплуатация и ремонт сельскохозяйственной техники.- Ульяновск. 1979.-С.128-131.
15. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов.-М.: Стройиздат. 1982.-447с.
16. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. - М.:Машиностроение, 1965.-119с.
17. Белокуров В.Н. Исследование напряженного и деформированного состояния элементов тонкостенного открытого профиля в зоне узла стержневых конструкций: 01.02.03.: Автореф.дис. ... канд.техн.наук.- Одесса. 1970.-20с.
18. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний.- М.:Высшая школа. 1972.-416с.
19. Болотин В.В., Смирнов А.Ф. Строительная механика. Современное состояние и перспективы развития.-М.: Стройиздат. 1972.-191с.
20. Борисевич В.Б. Исследование плавности хода и динамической нагруженности упругой на изгиб несущей системы грузового автомобиля: 05.05.03.: Автореф. дис. ... канд. техн. наук.-М. 1982.-24с.
21. Бочаров Н.Ф. К вопросу о кручении тонкостенных упругих стержней непрерывного меняющегося сечения// Изв. ВУЗов.-1959.-№3.-С. 27-36.

22. Бочаров Н.Ф. Расчет автомобильных рам на прочность// Автомобиль.МВТУ.вып.61.-:Машгиз. 1955.-С.49-56.
23. Бочаров Н.Ф. Расчет на прочность рам грузовых автомобилей:05.05.03: Автореф. дис. .канд. техн. наук. -М. 1954.-21с.
24. Бочаров Н.Ф., Петушков В.А. и др. Выбор и обоснование расчетных схем для исследования напряженно-деформированного состояния тонкостенных стержневых конструкций// Автомобильная промышленность .- 1980.-№3.-С.15-17.
25. Вибрации в технике: в 4 т./Под ред. В.В. Болотина/.-М.: Машиностроение. 1978.-т.1.
26. Владимиров С.А., Волков Л.Н., Хвостенко Е.С. Статические характеристики динамических нагрузок в упругой системе, связанной с недеформируемым телом// Проблемы надежности в строительной механике. - Вильнюс. 1968.-С.215-222.
27. Власов В.З. Строительная механика тонкостенных пространственных систем.-М.: Госстройиздат. 1949.-434с.
28. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни.- Изд. 2-е, перераб. и доп.- М.: Физматлит, 1959.- 508с.
29. Галлагер Р. Методы получения матриц жесткостей элементов// Ракетная техника и космонавтика.-1963.-№6.-С.38-44.
30. Гельгафт Д.Б., Ошноков В.А. Рамы грузовых автомобилей.-М.:Машгиз. 1959.-231 с.
31. Гельгафт Д.Б., Ошноков В.А. Расчет лонжеронов рам на изгиб статической нагрузки// Автомобильная промышленность-1958.-№2.-С. 13-17.
32. Гельгафт Д.Б., Ошноков В.А. Расчет рам грузовых автомобилей на кручение// Автомобильная и тракторная промышленность. -1955.-№10.-С.8-14.
33. Генкин М.Д., Тарханов В.В. Вибрация машиностроительных конструкций.-М.: Наука. 1979.-164с.

34. Гольд Б.В. Прочность и долговечность автомобиля. М.: Машиностроение. 1974.-328с.
35. Горбунов Б.Н., Стрельбицкая А.И. Приближенные методы расчета вагонных рам из тонкостенных стержней. -М.: Машгиз. 1946.-169с.
36. Горбунов Б.Н., Стрельбицкая А.И. Теория рам из тонкостенных стержней. -М.: Гостехиздат. 1948.-198с.
37. Гордеев В.Н. Статическое исследование возмущающих воздействий от неровностей пути на движущиеся транспортные средства: 05.05.03.: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. Днепропетровск. 1973.
38. Гордеев В.Н., Салитронник В.Б. Алгоритм получения статических параметров на ЭЦВМ для сложной динамической системы при случайных воздействиях// Решение некоторых физико-технических задач. - Днепропетровск. 1972.-С.18-22.
39. Городецкий А.С. К расчету комбинированных систем методом конечных элементов// Сопротивление материалов и теория сооружений. - Киев.: Будивельник. 1972.-С.123-125.
40. Городецкий А.С. Численная реализация метода конечных элементов// Сопротивление материалов и теория сооружений. -Киев.: Будивельник. 1973.-Вып.20.-С.31-42.
41. Гриненко Н.И., Павлюк Ю.С., Сидельников Р.В. и др. Возможные приближенные оценки статической нагруженности несущих элементов автомобильных систем// Вопросы прочности и динамики конструкций.- Челябинск. 1971.-С.135-140.
42. Гриненко Н.И., Павлюк Ю.С., Шаповалов Е.Н. Расчетные нагрузки и несущая способность элементов рам прицепов и полуприцепов// Вопросы улучшения динамических характеристик машин.-Челябинск. 1969.-С.58-67.
43. Гриненко Н.И., Павлюк Ю.С., Шаповалов Е.Н. Статическое исследование нагруженности цистерн топливозаправщиков и метод расчета несущей способности их элементов// Прочность и долговечность автомобильных несущих систем.-М. 1970.-С.14-19.

44. Девойно Г.Н. Некоторые вопросы статики и динамики рам автомобилей-самосвалов: 05.05.03.: Автореф. дис. ... канд.техн.наук.- Минск. 1965.-24с.
45. Динамика системы «Дорога - Шина - Автомобиль - Водитель» / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев и др.; Под ред. А. А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976.-535с.
46. Дмитриченко С.С. Методы оценки и повышения долговечности несущих систем тракторов и других машин: Дис. ... канд.техн.наук.: 05.05.03.-М. 1971.-170с.
47. Дондошанский В.К. Расчеты колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах.-М.-Л.: Машиностроение. 1965.368с.
48. Дьячук М.В. Совершенствование расчетных методов оценки параметров вибронагруженности элементов конструкции автомобиля: 05.22.02.: Автореф. дис. .канд. техн. наук. Харьков. 2005.
49. Еременко С.Ю.Методы конечных элементов в механике деформируемых тел.- Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1991. -272 с.
50. Жогов Л.А. Исследование нагруженности рам грузовых автомобилей и разработка методов их форсированных испытаний на специальных дорогах: Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03.-М., 1970.-140с.
51. Закс М.Н. Исследование напряженного состояния автомобильной рамы при кручении: Автореф. дис. ... канд.техн.наук.-М. 1964.-21с.
52. Закс М.Н., Белокурова В.Н. Регулирование крутильной жесткости рам автомобиля// Автомобильная промышленность.-1972.-№4.-С.19-22.
53. Закс М.Н., Белокурова В.Н. Уравнение бимоментов в мягком узле автомобильной рамы// Автомобильная промышленность.-1975.-№6.-С.23-24.
54. Закс М.Н., Лельчук Л.М. Особенности кручения автомобильной рамы при смещении оси вращения из ее плоскости// Автомобильная промышленность.-1965.№5.-С.33-35.
55. Захаров А.А. Исследование пространственного взаимодействия автомобильных рам: Автореф. дис. ... канд.техн.наук: 05.05.03/-М. 1978.-25с.

56. Захаров А.А., Белокуров В.И. Использование метода моделирования связей при расчете автомобильных рам// Автомобильная промышленность. 1979.-№11.-С.8-12.
57. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике.-М.: МИР. 1975.-541с.
58. Зенкевич О. Метод конечных элементов от интуиции к общности //Механика.-1974.-№6.-С.90-103.
59. Зенкевич О., Чанг И. Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред.-М.: Недра. 1974.-239с.
60. Зузов В.Н., Бочаров Н.Ф., Постников Д.В. Расчет рам грузовых автомобилей. Учебное пособие/под ред. Б.А. Афанасьева.-М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.-56с.
61. Иванов А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния рам из тонкостенных стержней методом конечных элементов (применительно к рамам автомобилей и полуприцепов): 05.05.03: Автореф. дис. канд. техн. наук. -М. 1973.-19с.
62. Иванов А.А. Расчет автомобильных рам методом конечных элементов//Автомобильная промышленность.-1973.-№4.-С.26-28.
63. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочное пособие.-М.: Машиностроение. 1969.-200с.
64. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочное пособие.-М.: Машиностроение. 1969.
65. Календарь Гран При 1999.//Формула.-1999.-март.-С.46-62
66. Классификация и технические требования КиТТ. Ежегодник автомобильного спорта Российской автомобильной федерации.-М.,2006.-256с.
67. Копров В.П. Исследование прочности рам прицепов большой грузоподъемности: Дис. ... канд.техн.наук: 05.05.03.-Челябинск. 1966.-145с.
68. Ливсли Р. Матричные методы строительной механики.-М.: Стройиздат. 1980.-222с.

69. Марьенков Н.Г. Колебания строительных конструкций при перевозке автомобильным транспортом: Дис. ... канд. техн. наук: 05.23.01.-Киев. НИИСК. 1981.-251с.
70. Масленников А.М. Расчет статически неопределимых систем в матричной форме.-Л.: Стройиздат. 1970.-128с.
71. Мельчаков А.П. Исследование прочности рам автомобильных прицепов: Дис. ... канд.техн.наук: 05.05.03.-Челябинск. 1968.-131с.
72. Мельчаков А.П., Пономарев В.И. Снижение металлоемкости рам транспортных средств// Автомобильная промышленность.-1981.-№10. -С.15-16.
73. Назаров Д.И. Геометрически нелинейный анализ в методе конечных элементов, реальности и мифы // Проблемы динамики, прочности и износостойкости машин. – 2000, №6
74. Немчинов Ю.И. Расчет пространственных конструкций (МКЭ).-Киев. Будивельник. 1980.-232с.
75. Норри Д., Фриз Д. Введение в метод конечных элементов.-М.:МИР. 1981.-304с.
76. Одем Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред.- М. МИР. 1976.-464с.
77. Основні регламентуючі документи обов'язкові до виконання при проведенні автомобільних змагань на території України. Офіційний спортивний щорічник автомобільної федерації України.-2006.-280с
78. Островцев А.Н., Трофимов О.Ф., Красиков В.С. Принцип классификации микропрофилей дорог с учетом повреждающего воздействия их на конструкцию автомобиля// Автомобильная промышленность. 1979.-№1.-С.8-10.
79. Павловский Я. Автомобильные кузова. Пер. с польс. М., Машиностроение, 1977.-544с.

80. Парсамян А.С. Исследование поперечных угловых колебаний грузового автомобиля с учетом упругости несущей системы: 05.05.03.:Автореф. дис. ... канд. техн. наук.-М. 1976.-24с.
81. Пивоваренко Л.С., Минцковский А.М. Методика вероятностных исследований напряженного состояния строительных конструкций, перевозимых специализированным автотранспортом// Транспортирование строительных конструкций.-Киев: Будивельник. 1978.-С.18-30.
82. Постнов В.А. Численные методы расчета судовых конструкций. -Л.: Судостроение. 1977.-279с.
83. Постнов В.А., Дмитриев С.А., Елтышев Б.К., Родионов А.А. Метод суперэлементов в расчетах инженерных сооружений. -Л.:Судостроение. 1979.-287с.
84. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций.-Л.: Судостроение. 1974.-342с.
85. Проскуряков В.Д. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин.-Л.: Машиностроение. 1972.-232с.
86. Проскуряков В.Д. Еще один метод расчета автомобильных рам на кручение// Автомобильная промышленность.-1966.-№5.-С.17-20.
87. Прочность, устойчивость, колебания: Справочник в 3-х т. / Под ред.И.А. Биргера и Я.Г. Пановко/.-М.: Машиностроение. 1968,т.1-3.
88. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела.-М.: Наука. 1979.-744с.
89. Резников Р.А. Решение задач строительной механики на ЭВМ.-М. Стройиздат. 1971.-311с.
90. Розин Л.А. Метод конечных элементов в применении к несущим системам. -М.: Стройиздат. 1977.-129с.
91. Розин Л.А. Основы метода конечных элементов в теории -Л.: Изд. ЛГУ. 1976.-132с.
92. Розин Л.А. Стержневые системы как системы конечных элементов.-Л.: Изд. ЛГУ. 1976.-232с.

93. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля.-М.: Машиностроение. 1972.-392с.
94. Сахаров А.С. Развитие метода конечных элементов при исследовании пространственных конструкций в линейной и нелинейной постановке: 01.02.03.: Автореф. дис. ... докт. техн. наук.-М. 1977.-53с.
95. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем.-М.:Машиностроение. 1976.-216с.
96. Сергеев В.Н. Исследование напряженного состояния несущих систем многоосных автомобилей: 05.05.03.: Автореф. дис. канд.техн.наук.-М. 1977.-18с.
97. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин.-М.: Машиностроение. 1972.-192с.
98. Сеницын А.П. МКЭ в динамике сооружений.-М.: Стройиздат. 1978.-231с.
99. Смирнов А.Ф. Расчет строительных конструкций с применением ЭВМ.-М.: Стройиздат. 1967.-398с.
100. Снижение металлоемкости и повышение грузоподъемности автопоездов общетранспортного назначения за счет выбора рациональных конструктивных схем несущих конструкций прицепных средств.-Отчет о НИР по теме №81-48/БТИ. Научный руководитель темы д.т.н. Жуков А.В. ГР №81016442, инв. №02860024473.-Минск 1985.-284с.
101. Снитко Н.К. Теория расчета автомобильных рам: Автореф. дис. ... канд.техн.наук.-М. 1974.-21с.
102. Спицын Д.И., Геккер Ф.Р. и др. Исследование напряженного состояния несущих систем при различных способах закрепления жестких кузовов на автомобильных рамах// Расчеты на прочность.-М. 1976 - Вып.17.-С.94-98.
103. Стрейт Р., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов.-М.: МИР. 1977.-349с.
104. Стрелец-Стрелецкий Е.Б., Гензерский Ю.В., Лазнюк М.В., Марченко Д.В. Программа ЛИРА 9.2 Руководство пользователя. Основы. Учебное пособие. Киев: издательство "Факт", 2005. - 140 с

105. Тессер Е. Кузова большегрузных автомобилей: пер. с пол./Пер. Г.В. Коршунов- М.:Машиностроение, 1979.-232с.
106. Троицкий В.А. Матричные методы расчета колебаний стержневых систем// Динамика и прочность машин.-Л.: Машгиз. 1960.№210.-С.199-212.
107. Туренко А.Н., Ходырев С.Я., Шепеленко И.Г., Ужва А.В. Исследование динамических нагрузок, действующих на несущую систему гоночного автомобиля, в процессе соревнований //Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2002. – Вып.10. – С. 5–9.
108. Ужва А.В. Подход к расчету несущей системы гоночного автомобиля формулы 1600 //Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2002. – Вып.9. – С. 37 – 39.
109. Успенский И.Н., Мельник А.А. Проектирование подвески автомобиля.- М.: Машиностроение, 1976.-255с.
110. Фельзенштейн В.С. Расчет несущих конструкций прицепов как тонкостенных систем методом конечных элементов: Дис. канд. техн.наук: 01.02.06.-Челябинск. 1983.-175с.
111. Фентон Дж. Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет. Пер. с англ. К. Г. Бромштейна. Под ред. Чл.-корр. АН СССР Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1984. -200 с.
112. Филин А.П. Вопросы оптимального использования ЭВМ в расчетах сплошных конструкций// Сб. статей Казанского университета. 1973.-269с.
113. Филин А.П. Матрицы в статике стержневых систем и некоторые элементы использования ЭВМ.-Л.: Стройиздат. 1966.-438с.
114. Филин А.П. О согласовании дискретных и континуальных объектов в механике твердого деформируемого тела// Сб. трудов ЛИИЖТ.- Л. 1974.-73с.
115. Филин А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела:т.2- М.: Наука. 1978.-616с.
116. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем.-М.: Машиностроение. 1970.-736с.

117. Фурунжиев Р.И., Напрасников В.В. Исследование деформаций каркаса унифицированной кабины трактора МТЗ при различных режимах нагружения// Тракторы и сельхозмашины.-1981.-№12.-С.6-8.
118. Ходжава Р.В. Исследование нагруженности элементов рам грузовых автомобилей в различных дорожных условиях: 05.05.03.: Автореф.дис. ... канд.техн.наук.-М. 1972.-22.
119. Ходырев С.Я., Шепеленко И.Г., Ужва А.В. Программное обеспечение моделирования режимов движения автомобиля для тренажера с микропроцессорным управлением. // Автомобильный транспорт/ Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2005. – Вып.16. -С. 149–152.
120. Цивлин К.С. Матричный метод расчета пространственных рам из тонкостенных стержней// Прикладная механика.-М..1969.-Вып. 4.-С.89-93.
121. Черный А.Н. Исследование прочности автомобильных рам методом конечных элементов: Дис. ... канд.техн.наук.: 05.05.03.-М.,1979.-160с.
122. Чудаков Е.А. Теория автомобиля: Учеб. для высш. учеб. заведений/Е.А. Чудаков.-3-е изд., перераб.-М.:Машгиз,1950.-343с.
123. Шапошников М.Н. Исследование вопросов применения метода конечных элементов к расчету тонкостенных пространственных конструкций: 05.05.03.: Автореф. дис. ... докт. техн. наук.-М. 1973.-52с.
124. Эйдельман А.Л. Исследование нагруженности и сопротивляемости разрушению автомобильных рам в стендовых условиях: 05.05.03.: Автореф.дис...канд.техн.наук.-М. 1975.-19с.
125. Эйдельман А.Л., Емельянов Л.Я. К вопросу расчета рам автомобилей на изгиб в горизонтальной плоскости// Труды НАМИ.-М. 1978. -Вып.167.-С.6-10.
126. Юдин Е.Н. Расчет рам по матричному методу начальных параметров с учетом стесненного кручения и искажения контура тонкостенных стержней замкнутого профиля: 05.05.03.: Автореф. дис. ... канд. техн. наук.-Новочеркасск. 1975.-20с.