

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование)

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и автомобильный сервис

(направленность (профиль)/специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему Разработка подвески гоночного автомобиля класса Formula Student

Обучающийся

П.Н. Савинов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

В.Е. Епишкин

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультант

канд. фил. наук, доцент О.В. Мурдускина

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2023

Аннотация

В рамках выпускной квалификационной работы была разработана передняя и задняя подвеска для автомобиля класса Formula Student для его дальнейшего участия в спортивно-гоночных соревнованиях «Формула Студент Россия».

В ходе данной работы была описана специфика проекта Formula Student как инженерного практикоориентированного проекта для студентов, обучающихся на инженерных и автомобилестроительных направлениях в технических вузах многих стран. Дана характеристика подвески как одной из ключевых систем автомобиля, в том числе гоночного болида. Кроме того, в рамках бакалаврской работы были проведены исследования конструкций передней и задней подвески, предложенные зарубежными командами, принимающими участие в инженерном проекте FSAE.

С учетом проанализированных решений и с опорой на ограничения технического регламента соревнований Formula Student, предложена конструкция передней и задней подвески болида Scorpion G5.

В заключительном разделе представлено полное описание конструкции и обслуживание подвески.

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки в размере 52 страниц, содержащей 2 таблицы, 26 рисунков и графической части, содержащей 6 листов.

Abstract

As part of the bachelor's work, a front and rear suspension was developed for a Formula Student class car for its further participation in the Formula Student Russia sports and racing competitions.

In the course of this work, the specifics of the Formula Student project were described as an engineering practice-oriented project for students studying engineering and automotive engineering at technical universities in many countries. The characteristics of the suspension as one of the key systems of a car, including a racing car, are given. In addition, as part of the bachelor's work, research was carried out on the front and rear suspension designs proposed by foreign teams participating in the FSAE engineering project.

Taking into account the analyzed solutions and based on the limitations of the technical regulations of the Formula Student competition, the design of the front and rear suspension of the Scorpion G5 car is proposed.

The final section provides a complete description of suspension design and maintenance.

The bachelor's work consists of an explanatory note of 52 pages containing 2 tables, 26 figures and a graphic part containing 6 sheets.

Содержание

Введение	5
1 Состояние вопроса	6
1.1 Основная специфика проекта и соревнований FS	6
1.2 Система подвески в автомобильном транспорте	8
2 Исследование аналоговых конструкций в рамках проекта Formula Student	12
2.1 Анализ конструкции передней подвески	12
2.2 Анализ конструкции задней подвески	18
3 Проектирование и расчет подвески гоночного болида	22
3.1 Описание исходных данных	22
3.2 Проектирование передней подвески гоночного болида	27
3.3 Проектирование задней подвески гоночного болида	44
Заключение	49
Список используемой литературы	50

Введение

В рамках одного из наиболее масштабных инженерных проектов для студентов «Формула Студент» перед командами будущих специалистов ежегодно ставится задача, которая заключается в том, чтобы спроектировать и изготовить работающий прототип спортивной машины для гонок, не прибегая к помощи профессиональных инженеров.

В связи с этим студенты образуют импровизированные инженерные отделы, каждый из которых занимается проектированием определенного узла. Одной из ключевых систем, с которой начинается проектирование нового автомобиля, является подвеска.

Цель данной бакалаврской работы – разработать переднюю и заднюю подвеску для последней модели болида класса Formula Student инженерной студенческой команды Тольяттинского государственного университета.

В связи с этим был поставлен ряд задач:

- описать конструкцию гоночного автомобиля;
- провести анализ конструкций подвески у других команд;
- определить исходные данные, провести необходимые расчеты;
- спроектировать переднюю и заднюю подвески автомобиля.

Результатом работы является проект подвески, который может быть реализован в ходе разработки нового гоночного автомобиля. Предлагаемая конструкция подвески полностью соответствует требованиям регламента и отвечает поставленным инженерным задачам.

1 Состояние вопроса

1.1 Основная специфика проекта и соревнований FS

«Formula Student – это международный инженерно-спортивный проект для студентов университетов со всего мира. Проект является уникальным ввиду того, что выходит за рамки существующих образовательных программ, поскольку его система основана на максимально возможной реализации эффективных методов инженерной подготовки. Теоретические знания и практические навыки, полученные студентами в процессе постройки гоночного автомобиля, делают их квалифицированными, опытными и быстро обучаемыми после окончания университета» [1].

Проект предоставляет студентам среду, полностью соответствующую «реальной инженерной деятельности, развивает их инженерное мышление и учит комплексно решать проектные и инженерные задачи.

Цель проекта – создать новый подход к подготовке инженерных кадров, способных решать перспективные производственные задачи, которые будут актуальными и значимыми в ближайшем будущем.

Задачей студентов является постройка наиболее быстрого автомобиля при соблюдении правил соревнований Formula Student» [2] и минимизации экономических затрат в сжатые временные сроки. Так, согласно разделу «А» регламента, на разработку автомобиля команде отводится один учебный год.

В большинстве случаев разработка для студенческих команд начинается в сентябре октября с процесса проектирования, который чаще всего длится до начала января. За ним следует непосредственно этап производства и сборки (январь-май), который заканчивается апробацией и валидацией полученных ранее теоретических характеристик автомобиля. Тестирование болида происходит на гоночном треке еще до начала соревнований, чтобы у команды была возможность внести необходимые

корректировки, а также убедиться в надежности созданной конструкции. Кроме того, некоторые из узлов требуют дополнительной настройки.

Правила соревнований устанавливают стандарты надежности и безопасности для каждого класса гоночных автомобилей. Правила регламента обновляются ежегодно и могут незначительно отличаться в зависимости от страны. Так, в регламенте соревнований «Формула Студент Россия» внесены дополнительные пункты, которые поясняют, какие именно изменения в конструкции позволяют считать машину «новой». Данное правило применимо для тех случаев, когда команда разрабатывает болид на базе модели предыдущего года.

«Сами соревнования Formula SAE состоят из трех этапов:

- техническая инспекция;
- статические дисциплины;
- динамические дисциплины.

В динамических дисциплинах может участвовать каждый автомобиль, прошедший техническую инспекцию. Во время технической инспекции машина проверяется на полное соответствие правилам» [17], что позволяет обеспечить максимально возможную безопасность.

Статические дисциплины включают в себя презентацию коммерчески выгодного проекта по производству и сбыту автомобиля, защиту дизайна его конструкции, отчет о производственных затратах на производство прототипа в реальных условиях, которые есть у команды.

Динамические дисциплины включают в себя гонки на специально отведенной трассе. В ходе гоночных испытаний автомобиль должен продемонстрировать не только высокую скорость и маневренность, но и топливную экономичность (испытание Endurance, номинация Fuel efficiency).

Участие университетов в международном проекте FS не только повышает спрос на выпускников университетов, но и способствует распространению инженерной и технической подготовки в регионе.

1.2 Система подвески в автомобильном транспорте

«Подвеска автомобиля – это система, обеспечивающая упругую связь несущей системы автомобиля с поверхностью дороги. Системы подвески автомобиля предназначены не только для передачи сил и моментов, возникающих во время движения» [22] на кузов автомобиля, но и для гашения или ослабления вибраций, передающихся на опорную систему автомобиля при проезде неровностей.

Системы подвески также предназначены для работы независимо от кузова автомобиля при перемещении рулевого колеса. «В зависимости от назначения, система подвески автомобиля может обеспечивать как комфорт при движении, так и маневренность на бездорожье в труднодоступных местах» [4] или же при спортивной езде по гоночному треку. Если подвеска правильно спроектирована и отрегулирована, то колеса могут поддерживать максимальное сцепление с дорожным покрытием практически все время движения. Подвеска гоночного автомобиля предназначена для выполнения тех же задач, что и подвеска обычного автомобиля, с той лишь разницей, что на нее приходится «повышенная нагрузка и повышенные требования к безопасности и жесткости.

Подвески автомобилей представляют собой сложные конструкции, содержащие следующие элементы:

- упругие элементы – воспринимают и распределяют нагрузки, действующие на кузов автомобиля при движении по неровной дороге;
- демпфирующие элементы – функция демпфирующих элементов заключается в подавлении колебаний, передаваемых упругими элементами;
- направляющие – рычаги или звенья, соединяющие подвеску с кузовом автомобиля, которые связывают и определяют движение колес и кузова;

- стабилизаторы – элементы подвески, предотвращающие отрыв колес от поверхности дороги при крене кузова;
- опорный элемент – кулак, который поддерживает колеса и распределяет нагрузку от колес по всей подвеске;
- крепления подвески к кузову – обеспечивают жесткое соединение между подвеской и кузовом.

На данный момент существует множество различных типов подвесок. Существуют зависимые типы, независимые и полунезависимые типы; механические, пневматические, гидравлические и электромагнитные подвески. Зависимая подвеска означает фиксированную ось, соединяющую оба колеса. Колеса всегда соединены между собой и в любом случае равномерно отстоят друг от друга. В независимой подвеске колеса на одной оси не соединены друг с другом. Изменение положения одного колеса не влияет на положение другого колеса. В конструкции полунезависимой подвески оба колеса зависят друг от друга, как в независимой подвеске, но в меньшей степени из-за торсионных балок, которые также действуют как стабилизаторы поперечной устойчивости» [3].

Сравнивая механические, гидравлические, пневматические и электромагнитные подвески, можно прийти к выводу о том, что механическая подвеска проще всего в реализации, надежнее и дешевле в обслуживании. Преимущество последних трех подвесок в том, что положение кузова и дорожного просвета можно регулировать с помощью панели управления автомобиля. «Регулировка подвески также может производиться непосредственно из автомобиля. Кроме того, эти три типа подвески обеспечивают комфортную и плавную езду даже по относительно большим перепадам высот» [11]. Среди недостатков можно выделить как их недолговечность, так и дороговизну самой техники, и последующего дополнительного обслуживания.

В настоящее время подвеска МакФерсон и многорычажная подвеска являются наиболее часто используемыми вариантами. Подвеска МакФерсон,

показанная на рисунке 1, состоит из одной нижней поперечной балки (рычага) и основной стойки амортизатора, которая действует как упругая, демпфирующая и направляющая система.



Рисунок 1 – Подвеска типа МакФерсон

Преимуществами подвески МакФерсон являются длительный срок службы и хорошие динамические характеристики благодаря относительной компактности и небольшому весу.

По сравнению с подвеской МакФерсон, многорычажная подвеска, показанная на рисунке 2, «ограничивает свободу движения колес во всех шести направлениях, что приводит к более комфортной езде и улучшению тяги» [15].



Рисунок 2 – Многорычажная подвеска автомобиля

Еще одним преимуществом подвески «мультилинк» является то, что ее можно регулировать как в продольном, так и в поперечном направлении. Такая подвеска часто «устанавливается на автомобилях среднего класса, класса люкс и спортивных автомобилях. Недостатком, однако, является сложность конструкции и, как следствие, высокая стоимость обслуживания» [18].

Выводы по разделу

В разделе описана специфика проекта Formula Student и рассмотрены популярные типы подвесок, такие как подвеска МакФерсон и многорычажная подвеска.

2 Исследование аналоговых конструкций в рамках проекта Formula Student

2.1 Анализ конструкции передней подвески

Проект системы толкателей одной из команд, разрабатывающих болиды класса FS, показан ниже на рисунке 3. Толкатель передает движение подвески на стойки амортизаторов через коромысла. В этой схеме нет дополнительных регулировок подвески, однако есть два амортизатора, установленных симметрично на каждое колесо, которые можно точно настроить на выдвигание и втягивание с помощью специальных регулировок стоек амортизаторов. Недостатком такой схемы являются слишком длинные толкающие штанги, что приводит к увеличению провисания подвески. Чтобы избежать этого коромысло подвески может быть расположено под углом, а толкатель прикреплен к верхнему рычагу. Кроме того, амортизаторы расположены гораздо выше, что, безусловно, влияет на высоту центра тяжести.

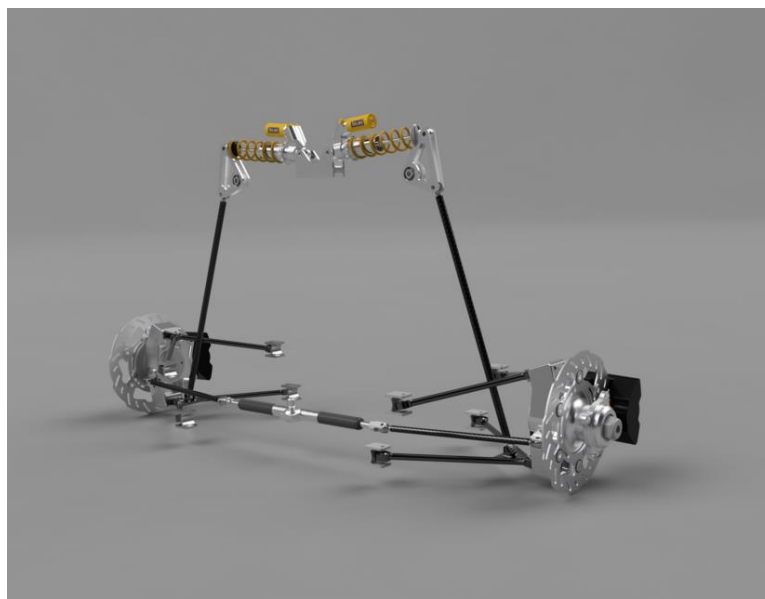


Рисунок 3 – Проект передней подвески FSAE

На рисунке 4 показана передняя подвеска с тягами. «По сравнению с предыдущей схемой подвески, такое расположение амортизаторов положительно влияет на центр тяжести автомобиля, так как все компоненты подвески расположены в нижней части автомобиля» [15]. Кроме того, тяговые штанги обеспечивают меньшую отдачу, чем толкающие штанги.



Рисунок 4 – Передняя подвеска Formula Racing

На рисунке 5 показано, как стойка амортизатора может быть соединена непосредственно с нижним рычагом подвески. Этот метод устраняет необходимость в дышле и коромыслах, тем самым снижая вес автомобиля. Однако сама амортизационная стойка очень велика по сравнению с системой коромысел, что также увеличивает вес. Недостатками данной конструкции подвески являются малый ход амортизатора и неправильное распределение усилий, что может привести к поломке удлиненного штока амортизатора во время работы подвески.

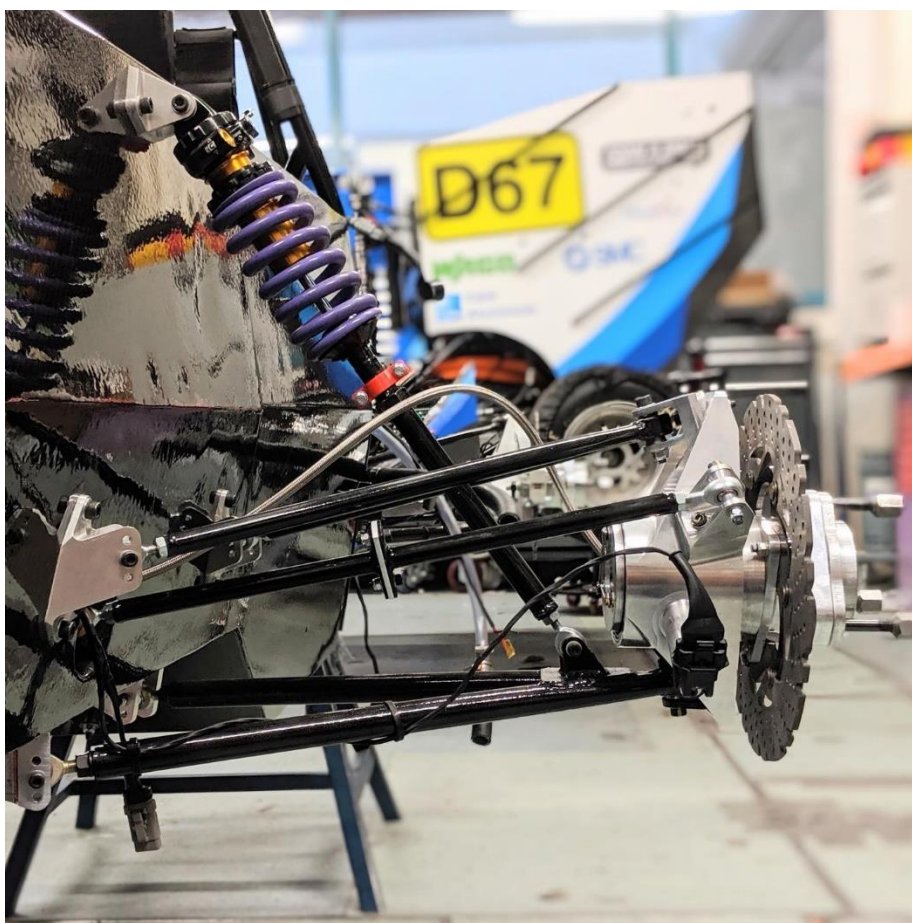


Рисунок 5 – Передняя подвеска команды Monash Motorsport

На рисунке 6 показан автомобиль команды с выбранной компоновкой моноамортизатора. Преимуществом такой компоновки является снижение веса автомобиля, а также стоимости оборудования подвески, учитывая, что амортизаторная стойка для гоночного автомобиля стоит не дешево. Однако, у такой компоновки есть и ряд отрицательных моментов. Основным недостатком является недостаточная жесткость подвески при движении автомобиля накатом или при срабатывании подвески в вертикальном направлении. Кроме того, при такой компоновке амортизаторы срабатывают только при движении на одном колесе и редко при прохождении поворотов. Кроме того, регулировать подвеску очень сложно, а правильно настроить практически невозможно. Это не самый лучший выбор схемы подвески для гоночного автомобиля, эффективность работы подвески будет ниже, чем у любого болида соперника, оснащенного двумя амортизаторными стойками.

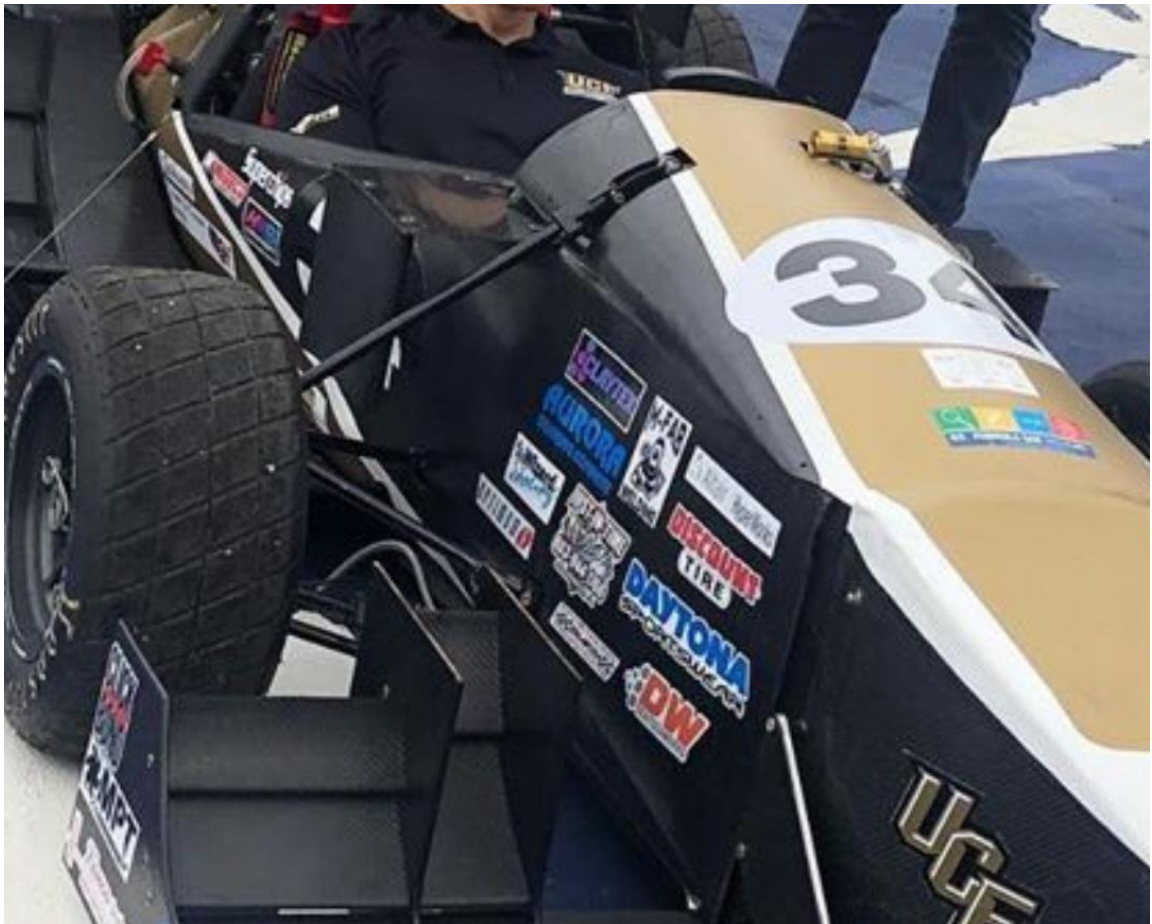


Рисунок 6 – Передняя подвеска команды UCF

Такая конструкция подвески, показанная на рисунке 7, называется подвеской с развязанным креном или «единой антикреновой системой». В этой схеме «два амортизатора работают отдельно. Одноименный ход подвеска обрабатывает с одним амортизатором, расположенным горизонтально; второй амортизатор работает на другом ходе подвески во время крена, т.е. на ходе подвески, расположенном под углом к горизонтальной линии» [10].

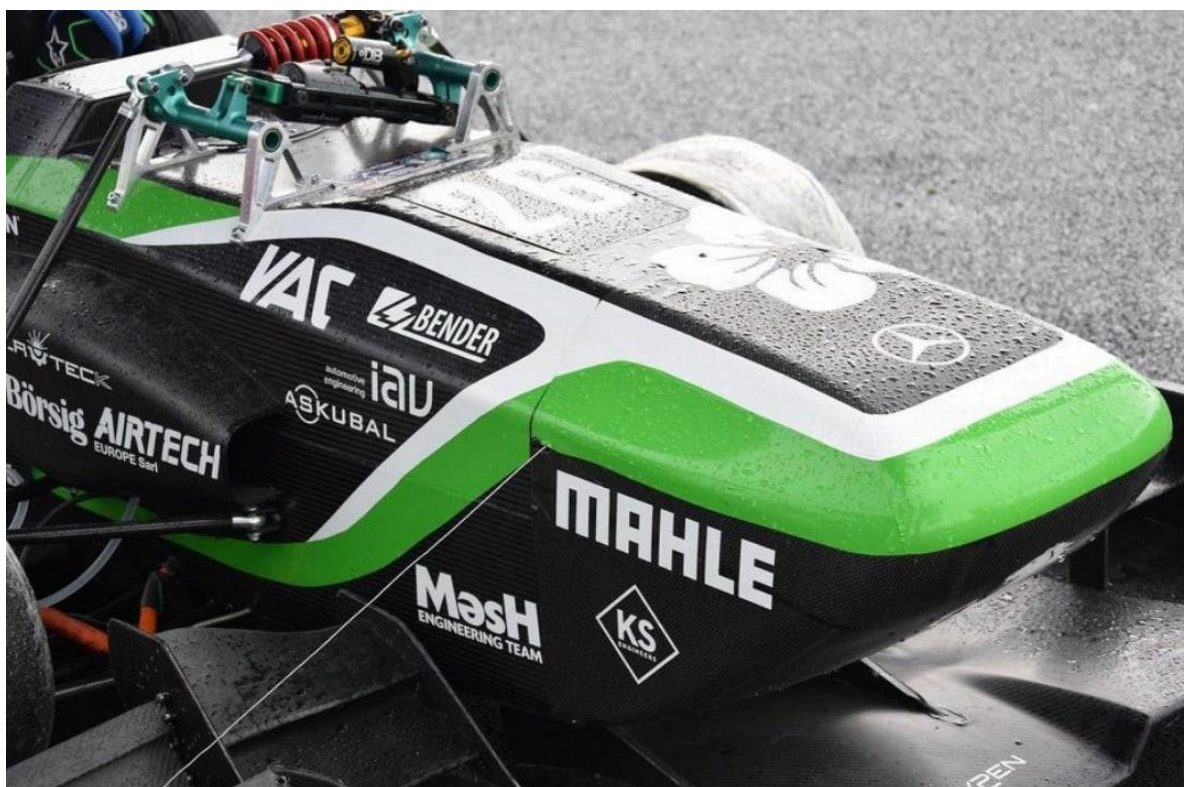


Рисунок 7 – Передняя подвеска команды Greenteam Stuttgart

«К недостаткам относится высокое расположение конструкции, что влияет на центр тяжести автомобиля, а также тот факт, что при использовании на плохом дорожном покрытии начинают работать оба амортизатора, что сводит на нет цель конструкции» [17]. Положительным моментом является наличие отдельного динамического контроля развала-схождения при опрокидывании, а также отдельных аэродинамических элементов управления, таких как контроль высоты кузова и тангажа. Данная конструкция очень популярна среди топовых зарубежных команд Формула студент, и не удивительно, ведь данное решение позволяет произвести тонкую настройку и приобрести для автомобиля необходимые показатели управляемости и маневренности.

Высота центра крена у одной из индийских команды была взята на уровне 50 мм от земли. В своем отчете команда также отмечает, что обычно для гоночных автомобилей предпочтителен отрицательный развал, чтобы иметь боковую силу и расхождение из-за легкости поворота. Значения

развала, кастера и угла схождения были приняты равными -1 , 5 и 1 градус, соответственно [21]. Эти значения достигаются, когда автомобиль находится в неподвижном состоянии, при условии, что в кокпите находится пилот массой 75 кг. Принимая эти значения в качестве ограничения, для принятия остальных проектных решений применялась итеративная процедура проектирования. Первое решение, которое необходимо было принять, это координаты точек крепления и размеры А-образных рычагов. Из обзора имеющихся в продаже поворотных кулаков для первой итерации был выбран угол наклона шкворня 7 градусов и расстояние по вертикали между точками крепления нижних и верхних А-образных рычагов 205 мм.

Точки крепления А-образных рычагов на шасси были помечены, как показано на рисунке 8. Сохраняя фиксированную длину CD , длины AB , BC и AD менялись. Строились графики изменения углов установки колес в зависимости от хода колеса с использованием кинематического анализа. Была доработана геометрия с минимальным изменением углов установки колес в зависимости от хода колеса.



Рисунок 8 – Передняя подвеска: а – изометрический вид; б – вид спереди с маркировкой

Следующим шагом было определение координат точек крепления и размеров толкателя и кривошипа. Один конец толкателя был установлен на нижнем А-образном рычаге в точке E . Из-за нехватки места на шасси была зафиксирована максимальная длина пружины, максимальное сжатие пружины было принято равным $25,4$ мм. Решалась задача для

четырёхзвенного механизма, в котором длина центрального звена (НА) была фиксированной, а диапазон углов для входного звена (GH) и выходного звена (AE) известен. Задача решена путем геометрических построений, чтобы найти точку F как точку крепления толкателя к коленчатому валу. Таким образом, была определена форма кривошипа. После определения геометрии был проведен анализ методом конечных элементов каждого звена и характеристик подвески (анализ плавности хода и анализ крена) с использованием динамического анализа. Итерационная процедура выполнялась до тех пор, пока не были получены удовлетворительные кинематические и динамические результаты.

2.2 Анализ конструкции задней подвески

На рисунке 9 представлена задняя подвеска с толкающими тягами «push-rod» (от англ. «push» – толкать). Данная система представляет собой не просто подвеску с толкающими тягами. «Поскольку в этой системе тяги и коромысла управляют наклоном заднего антикрыла» [9], это явление получило название «активная аэродинамика». Другими словами, аэродинамика способна менять свои показатели и положение прямо во время движения автомобиля. Данная система позволяет получать большую прижимную силу на некоторых участках трассы, что положительно сказывается на скорости ее прохождения.

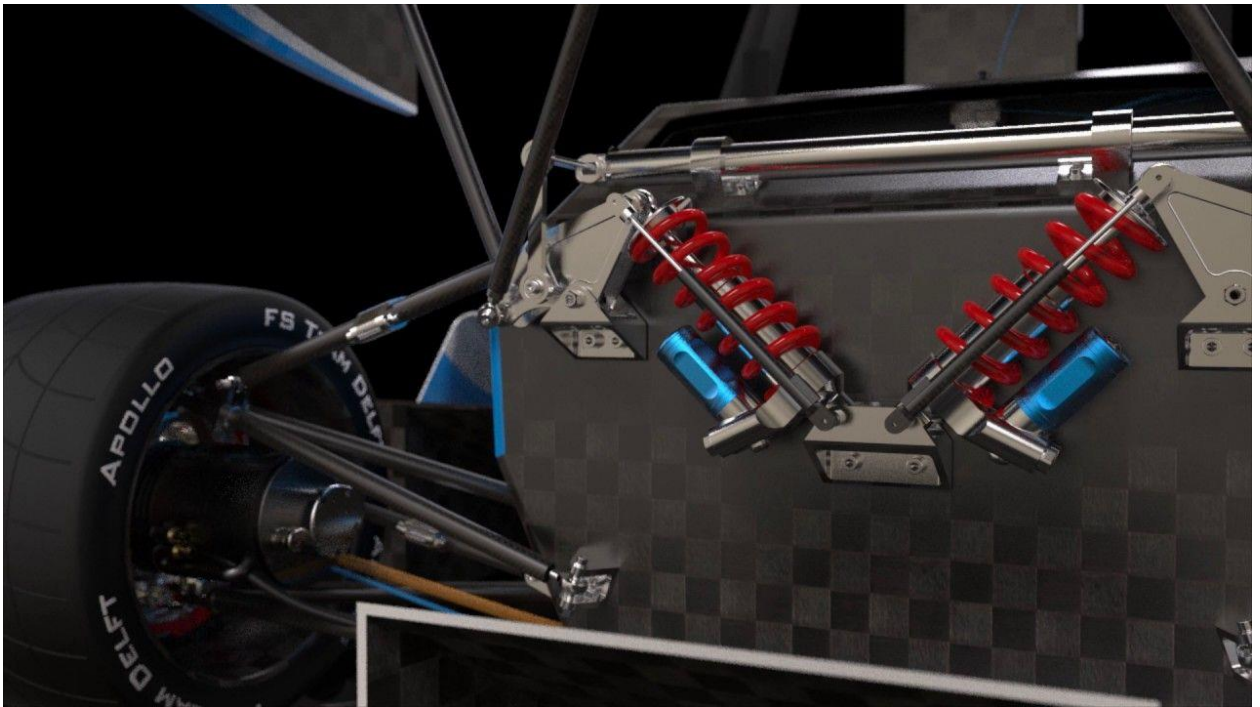


Рисунок 9 – Задняя подвеска команды TU Delft

«Из положительных моментов можно выделить положение всех элементов подвески, все они достаточно низко, что позволило понизить центр тяжести автомобиля. Конкретно в компоновке задней подвески этого автомобиля хотелось бы отметить неправильный угол установки толкающих тяг, при таком расположении тяга не обеспечивает достаточного хода амортизатора. Также можно увидеть отсутствие стабилизатора поперечной устойчивости» [15]. Можно было бы оправдать отсутствие стабилизатора поперечной устойчивости тем, что центр крена данного автомобиля достаточно высоко расположен (это можно увидеть по положению верхнего и нижнего рычага подвески), за счет чего повышается общее сопротивление крена задней оси автомобиля, однако же не все так просто, и любые сопротивления подвески за счет кинематической схемы приводят к ускоренному износу шин, особенно гоночного автомобиля.

«На рисунке 10 представлена задняя подвеска с толкающими тягами push-rods, которые крепятся к верхним рычагам. По фото видно довольно острый угол, под которым работает толкающая тяга push-rod. Но, кроме

этого, еще можно заметить с каким передаточным отношением изготовлены коромысла. Даже при том, что толкающие тяги push-rod's, казалось бы, не должны обеспечивать достаточный ход амортизатором, с таким передаточным отношением коромысла команда компенсировала недостающий ход. Также можно увидеть, что в коромыслах предусмотрена регулировка передаточного числа» [19]. И хоть можно увидеть, что возможность настройки данной подвески ограничивается только лишь «грубой» настройкой амортизаторных стоек (видно, что в конструкции амортизаторов предусмотрен только один регулировочный клапан) и регулировки передаточного отношения коромысла (которая скорее всего не понадобится), все же этой настройки будет достаточно для получения более эффективной работы подвески.



Рисунок 10 – Задняя подвеска команды FIU SAE

«На рисунке 11 показана подвеска задней оси так же с толкающими тягами push-rods, но в данном случае крепления коромысел сделано на распорках главной дуги. При такой компоновке автоматически проявляется недостаток этой схемы, так как согласно пункту T3.10.6 регламента FS Rules 2023 команде, чтобы пройти техническую инспекцию, придется вварить в раму болида поддержку распорки главной дуги (дополнительную трубу справа и слева автомобиля) в месте, где крепится само коромысло» [8].

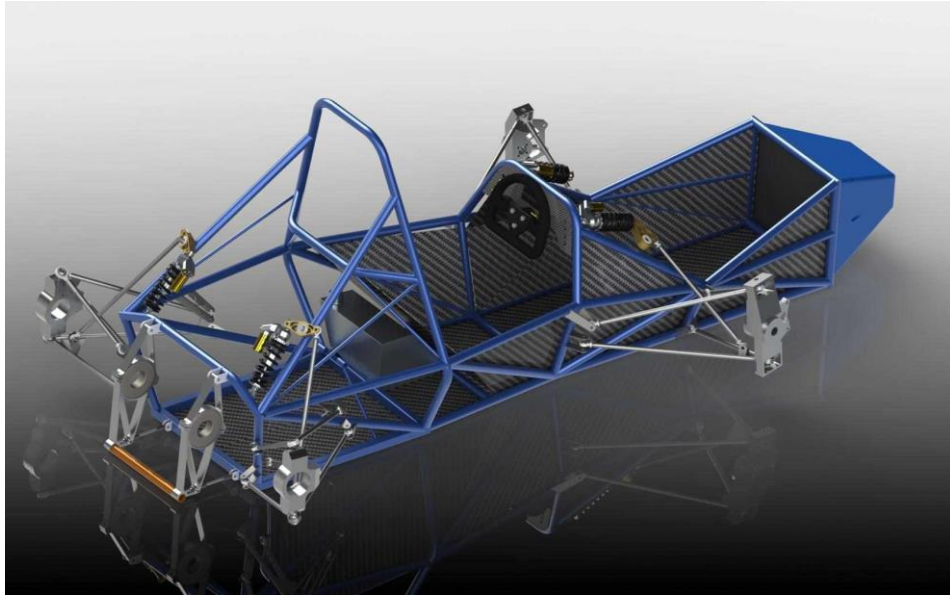


Рисунок 11 – Задняя подвеска команды The university of Maine

Также за счет чересчур длинных толкающих тяг есть большой риск появления податливостей подвески при нагрузках, что неблагоприятно скажется при прохождении гоночной трассы.

Выводы по разделу

В данном разделе были рассмотрены конструкции передних и задних подвесок болидов класса Formula Student. Описаны самые распространенные варианты подвесок, применяемых на соревнованиях. Выявлены положительные и отрицательные моменты различных конструкций, что позволяет сделать выводы о применимости тех или иных конструкторских решений в ходе проектирования.

3 Проектирование и расчет подвески гоночного болида

3.1 Описание исходных данных

В конструкциях коммерческих автомобилей основная цель системы подвески заключается в том, чтобы обеспечить водителю и пассажирам максимально возможный комфорт, что достигается за счет ограничения амплитуды вертикальных ускорений, испытываемых пассажирами. Однако в гонках роль подвески состоит в том, чтобы увеличить диапазон рабочих характеристик автомобиля, чтобы получить лучшие динамические результаты. Огибающая характеристик автомобиля, по сути, является графическим представлением максимально достижимых боковых и продольных ускорений для заданной скорости. При изучении диапазона рабочих характеристик гоночного автомобиля можно увидеть, что максимально достижимое поперечное и тормозное ускорение являются функцией суммы всех эллипсов трения шин, в то время как ускорение автомобиля вперед ограничено характеристиками двигателем. Также можно сделать вывод о том, что увеличение скорости увеличивает и максимально достижимые боковые ускорения и ускорения при торможении. Это результат того, что дополнительные нормальные нагрузки добавляются к шинам за счет прижимной силы, возникающей при более высокой скорости движения. Учитывая тот факт, что любое увеличение диапазона характеристик напрямую приводит к улучшению динамических характеристик, перед инженером-конструктором гоночного автомобиля поставлены две задачи.

Первая из них состоит в повышении механического сцепления автомобиля за счет улучшения эксплуатационных характеристик шин. Минимизация колебаний нагрузки на шину может быть связана с общим увеличением обеспечиваемого сцепления.

Второй задачей является увеличение прижимной силы, создаваемой аэродинамическими элементами гоночного болида. На современном

спортивном автомобиле большая часть прижимной силы (около 65%) создается днищем автомобиля, однако прижимная сила, создаваемая потоком воздуха под кузовом, очень чувствительна к изменению угла. Исследования, проведенные на автомобилях IndyCar, показали, что до половины прижимной силы может быть потеряно, если угол наклона автомобиля изменится всего на 1,3 градуса.

«Перед началом проектирования узла необходимо определить исходные данные, которые будут задавать определенные параметры и функции будущего узла. Чтобы автомобиль был допущен к динамическим испытаниям, он должен полностью соответствовать основным правилам соревнований Formula Student» [5]. Этот раздел содержит только два пункта, поэтому автомобили Formula Student могут использовать разные компоновки подвески, но любая компоновка автомобиля должна соответствовать этому разделу правил:

- «гоночный автомобиль должен быть оборудован полностью исправными системами передней и задней подвесок, включая амортизаторы, и иметь допустимый ход колес не менее 50 мм и минимальный «рывок» 25 мм с пилотом в болиде;

- все точки крепления подвесок должны быть видны при техническом осмотре» [7].

Кроме того, регламент ограничивает подвеску еще по некоторым параметрам, а именно:

- клиренс гоночного болида должен составлять как минимум 30 мм от земли;

- колесная база гоночного болида не может быть меньше 1525 мм;

- колея гоночного болида может быть любой, однако передняя колея не может отличаться от задней колеи более чем на 25 % и наоборот.

Далее для начала проектирования необходимо определить исходные данные, отталкиваясь от основного регламента соревнований, желаемых характеристик подвески гоночного болида, а также нужно определиться с

компонентами и деталями, которые будут использованы для постройки подвески.

Параметры, которые необходимо определить как исходные:

- колесная база;
- колея передней оси, колея задней оси;
- тип кузова (рама, монокок, полумонокок);
- колесные диски и шины;
- амортизаторы и упругие элементы;
- рулевой механизм.

Колесная база для болида подбиралась, исходя из необходимости сделать автомобиль более маневренным [13]. Это обусловлено тем, что трассы соревнований в большинстве своем практически не имеют длинных прямых, где могла бы быть полезной длинная колесная база. Именно поэтому было выбрано значение в 1540 мм, приближенное к минимально допустимому на соревнованиях.

Колея передней оси была задана, исходя из возможности транспортировки болида к месту соревнований, а также, исходя из необходимой устойчивости болида на трассе, а именно 1200 мм. Задняя колея была сделана уже на 30 мм по причине того, что задняя ось автомобиля всегда движется по меньшему радиусу, чем передняя ось. Исходя из опыта команды, полученном на предыдущих соревнованиях, то есть 1170 мм – оптимальный вариант.

Колесные диски были выбраны размерностью 13 дюймов с вылетом ET минус 30. Был произведен тягово-динамический расчет, который показал, что колеса размерностью 10 дюймов не подходят по причине того, что сцепных показателей более маленьких колес не хватает, и автомобиль буксует на старте. При условии, что 13 дюймов больше, были выбраны колесные диски, изготовленные из магния, за счет чего эти диски в совокупности с низкопрофильными шинами сильно снижают неподрессоренную массу автомобиля, а это хорошо сказывается на кинематических показателях

подвески. Вылет минус 30 был подобран исходя из необходимости удлинения рычагов подвески, а также уменьшения плеча обкатки.

На рисунке 12 представлен пример колесных дисков от компании OZ Racing массой 2,6 кг.



Рисунок 12 – Колесный диск OZ Racing

«Для максимально быстрого прохождения трассы соревнований с многочисленными крутыми поворотами, а также, чтобы справиться с избыточной мощностью двигателя (средний вес болидов класса Formula Student – 200 кг) необходимо использовать шины, которые обеспечат достаточное сцепление с дорожным покрытием. Для болидов подобного класса несколько компаний изготавливают шины с повышенным коэффициентом сцепления. Выбор пал на низкопрофильные шины Continental. Данное решение обосновывается тем, что это самые легкие шины с радиальным строением корда. Таким образом, связка дисков OZ Racing и шин Continental позволила снизить вес каждого колеса на 1,5 кг по сравнению со связкой, используемой на болиде прошлого года, а именно диски Keizer и шины Hoosier. Кроме того, хоть шины Hoosier имеют более высокий коэффициент сцепления с дорогой, за счет радиального строения

корда, но за счет того, что шины Continental низкопрофильные – недостаток сцепных свойств шин компенсируется» [14].

«В качестве гасящих элементов подвески болида были выбраны амортизаторы Öhlins TTX 25 (рисунок 13) и пружины Cane creek 350 · 2,25 фунт/дюйм» [12].



Рисунок 13 – Амортизаторы Öhlins TTX 25

Данные амортизаторы были созданы специально для соревнований Formula Student и позволяют совершать установку под любым углом. Это означает, что любая компоновка подвески будет рабочей. Кроме того, данные амортизаторы имеют четыре настройки отбоя и сжатия, и по каждому из этих параметров есть по 12 режимов. Это позволяет производить тонкую настройку подвески во время испытаний болида. Жесткость пружин была подобрана исходя из необходимой жесткости подвески, которая была выявлена из опыта предшествующих изготовленных гоночных болидов.

«Для снижения нагрузки на руль было решено отказаться от рулевого редуктора, так как он увеличивает сопротивление повороту руля на 7%. За основу взята конструкция с карданной передачей» [7]. Передвинута рулевая

рейка на 100 мм ближе к передней части автомобиля, так как необходимо обеспечить правильный угол установки рулевого вала для правильной работы карданного шарнира без заедания.

Рулевая рейка используется от Kaz Technologies. Эта рейка имеет максимальный ход 82,5 мм при повороте рукоятки на 248 градусов (рисунок 14).

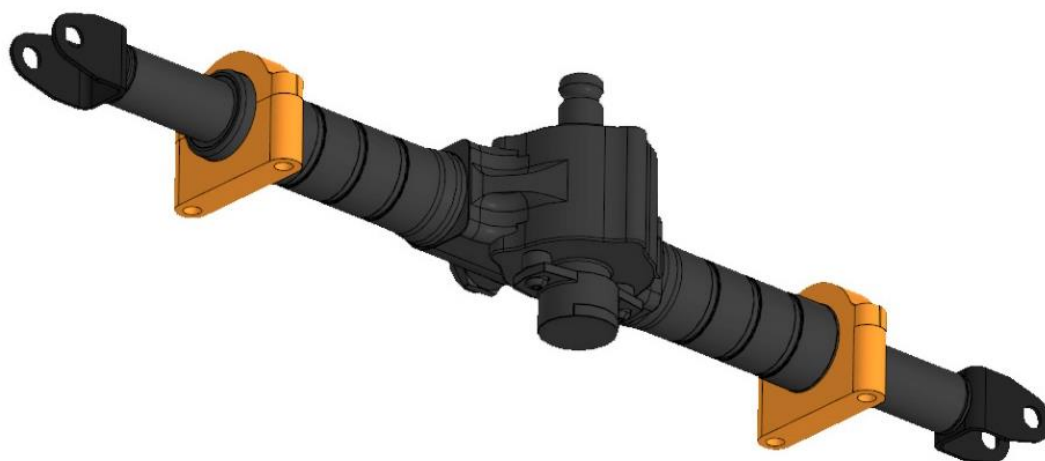


Рисунок 14 – Рулевая рейка KazTechnologies

Таким образом, передаточное отношение рейки составляет 4,71" на оборот.

3.2 Проектирование передней подвески гоночного болида

«Проектирование автомобиля начинается с точки соприкосновения автомобиля с дорогой – колес. Затем проектируется подвеска, после чего разрабатывается несущая конструкция и другие узлы. Однако это более применимо при проектировании подвески несущей системы-монокока. Если автомобиль построен на пространственной раме, места расположения точек подвески ограничены» [12]. Это связано с тем, что точки крепления подвески

должны располагаться в основных узлах рамы для обеспечения жесткости пространственной рамы и уменьшения податливости подвески.

Помимо уже упомянутых исходных данных, немаловажным моментом является избегание ошибок, допущенных в ходе конструирования предыдущих моделей автомобилей. При проектировании нового болида очень важно тщательно проанализировать и исправить ошибки предыдущего автомобиля.

Первое, что нужно сделать, это выяснить необходимую колесную базу и ширину передней и задней колеи, чтобы учесть вылет колес и расположить колеса в пространстве. Кроме того, передняя и задняя подвески разрабатываются отдельно.

При установке колеса в пространстве «точка внутри обода используется для задания формы опорного элемента, т.е. точки крепления рычага к поворотному кулаку. Геометрия выбирается в соответствии с желаемыми характеристиками подвески.

Далее уточняется крепление рычагов подвески к несущему силовому каркасу, а также необходимая геометрия.

После разработки пространственной рамы собираются рулевая рейка, рулевой рычаг, амортизатор и коромысло подвески» [17]. При разработке несущих конструкций основные узлы каркаса по возможности располагают в точках подвеса или вблизи них. После того как «рама спроектирована, начинается процесс подгонки уже спроектированных точек подвески под пространственную раму. Характеристики настроенной подвески зачастую хуже исходной, но, если этого не сделать» [14], нежесткая конструкция будет иметь гибкость, и подвеска не сможет реализовать свой потенциал.

Были сформулированы основные задачи при проектировании новой подвески:

- «облегчить рулевое управление (тяжелый руль);
- уменьшить радиус поворота болида (исправить недостаточную поворачиваемость);

- уменьшить крен кузова;
- увеличить пятна контакта колес с дорогой (исправить динамический развал);
- уменьшить износ шин (за один сезон шины изнашивались на 50%)» [10].

«Созданию усилий на рулевом колесе способствует множество факторов. Такими факторами являются: углы осей поворота управляемых колес (угол наклона кастера и угол наклона шкворня), плечо стабилизации, плечо обкатки, а также передаточное число рулевой рейки.

Так как в гоночном болиде важна скорость маневров, то самой оптимальной системой рулевого управления является та, в которой угол поворота рулевого колеса в каждую сторону не превышает 100 градусов. Поэтому была выбрана рулевая рейка с передаточным отношением 4,71 дюймов на оборот. Было решено реализовывать уменьшение усилий на рулевом колесе за счет изменения геометрии опорного элемента подвески. Практически все параметры поворотного кулака обладают стабилизирующим эффектом. Когда во время движения автомобиля направление колес изменяется, они стремятся вернуться в исходное положение за счет возникновения момента. Таким образом, возникла необходимость полного изменения геометрии и конструкции поворотных кулаков подвески. Основные изменения углов подвески указаны в таблице 1» [21].

Таблица 1 – Изменение геометрии опорного узла 2022 года

Угол кастера	Угол шкворня	Плечо обкатки	Плечо стабилизации
-1,2°	-4,8°	-23 мм	-6 мм

Для облегчения рулевого управления были оптимизированы углы подвески, влияющие на стабилизацию и на перераспределение масс автомобиля. Угол кастера был уменьшен на 1 градус для уменьшения

стабилизирующего эффекта. Угол наклона шкворня был уменьшен на 3,8 градуса для снижения перераспределения масс во время поворота рулевого колеса, а также было уменьшено плечо обкатки колеса. При этом плечо обкатки осталось положительным – сохранился «эффект прямого руля», то есть, увеличение управляемости на прямых участках трассы.

Уменьшения крена удалось достичь за счет снижения основной массы болида, а значит и снижения центра тяжести. Кроме того, чтобы не делать подвеску чрезмерно жесткой, было принято решение поднятия центра крена болида (кинематический параметр).

Поднять высоту центра крена подвески – почти то же самое, что опустить центр тяжести. «Центр крена автомобиля – это точка, относительно которой автомобиль вращается (кренится), а расстояние от этого центра крена до центра тяжести – это плечо приложения нагрузки, то есть во время крена возникает момент. Однако, чем ближе центр крена к центру тяжести автомобиля, тем в большей степени шина начинает выполнять роль упругого элемента, вызывая ее износ при поворотах. По соображениям компоновки центр крена на прошлогодней машине находился на 5 мм ниже земли. В этом году мы исправили это и увеличили высоту центра крена на 50 мм над землей» [2].

«Уменьшение крена автомобиля способствует снижению перераспределения веса во время маневров, а также не позволяет установить положительный развал внешних колес, что позволяет не потерять сцепление колес, движущихся по внутреннему радиусу поворота и не уменьшить пятно контакта на внешнем колесе. Это позволит увеличить управляемость автомобиля, а также предотвратить переворот болида при сильных боковых нагрузках. Есть несколько способов уменьшения крена автомобиля:

- опустить ниже центр тяжести автомобиля,
- установить более жесткие пружины,
- установить более жесткий стабилизатор поперечной устойчивости,

- изменить геометрию подвески и поднять выше центр крена» [15].

Из-за многочисленных ограничений конструкции болида регламентом соревнований «Формула Студент», а также по соображениям компоновки гоночного болида, и кроме того по причине высокой стоимости облегченных компонентов, по сравнению с болидом прошлого года удалось не сильно опустить центр тяжести. На данный момент центр тяжести гоночного автомобиля находится на высоте 240 мм от земли. Но это уже достаточно неплохой результат, который внесет немалый вклад в улучшение управляемости и маневренности болида.

Если установить «более жесткие пружины, то это определенно поспособствует снижению крена болида, но, помимо этого общий ход подвески (который ограничен регламентом) сократится. Можно увеличить ход подвески за счет коромысел, но это также увеличит общий вес болида за счет пружин, рычагов и увеличенных коромысел подвески.

Установка более жесткого стабилизатора поперечной устойчивости никак не повлияет на общий ход подвески при одноименном ходе, однако тоже увеличит общий вес болида. Было принято решение уменьшить плечо коромысла стабилизатора, за счет чего уменьшить вес и увеличить жесткость.

Для того чтобы минимизировать недостаточную поворачиваемость необходимо задать нужный угол Аккермана» [3].

Точный угол Аккермана лучше всего подходит для максимальной управляемости в идеальных условиях. «Точный угол Аккермана означает точный угол поворота управляемых колес, поскольку внутренние и внешние колеса движутся по разным траекториям и располагаются на разных радиусах во время поворота. Однако правильный угол Аккермана не учитывает угол увода шины. На самом деле, шины имеют свойство деформироваться, а деформация создает угол увода. Углом увода шин называется угол между фактическим направлением качения колеса и центральной продольной осью колеса. Угол Аккермана в основном

разрабатывается для динамической дисциплины «Восьмерка» (рисунок 15)» [9].

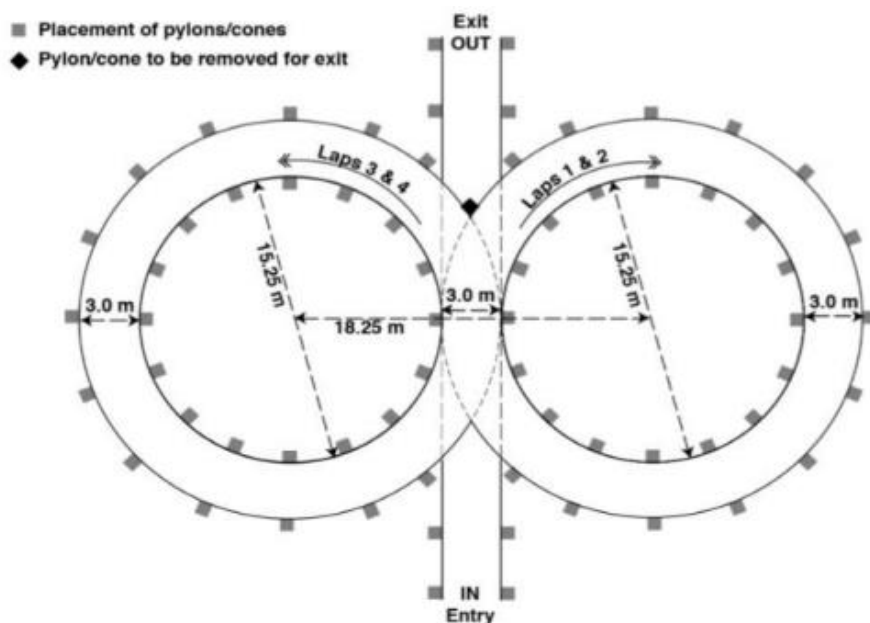


Рисунок 15 – Схема трассы «Восьмерка»

Неправильно подобранный угол Аккермана не позволит управляемым колесам задать нужные углы при повороте. Во избежание проскальзывания передней оси гоночного болида была составлена схема движения по трассе, а также проведен расчет (рисунок 16).

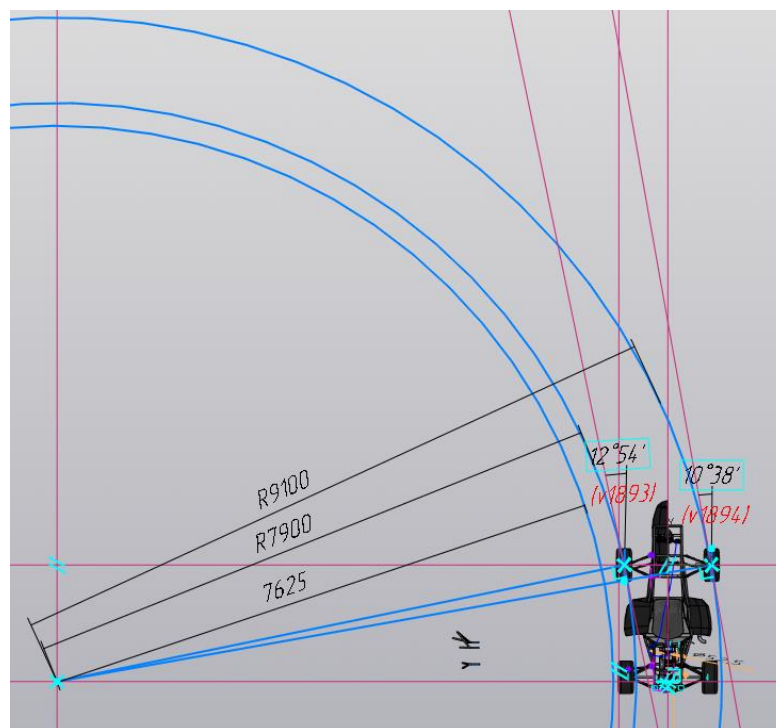


Рисунок 16 – Схема углов поворота управляемых колес

Характеристика увода шин была получена из графика значений данной характеристики. Данные были сформированы путем тестирования покрышек на специализированных стендах.

При прохождении дисциплины «Восьмерка» гоночный болид испытывает перегрузку в 1g и проходит один круг за 5,8 секунд (в среднем).

По формуле (1) рассчитывается перераспределение масс автомобиля для определенного бокового ускорения:

$$M_y = A_y \cdot \frac{M}{W} \cdot \frac{D \cdot R_{rf}}{R_{rf} + R_{rr}} \cdot \frac{B}{L} \cdot Z \quad (1)$$

где M_y – перераспределенная масса, кг;

M – общая масса автомобиля с пилотом, кг;

W – ширина передней колеи, м;

D – расстояние центра тяжести автомобиля до центра крена, м;

R_{rf} – крен спереди, Нм/град;

R_{rr} – крен сзади, Нм/град;

B – расстояние центра тяжести от задней оси, м;

L – колесная база автомобиля, м;

Z – высота переднего центра крена, м.

$$M_y = 1 \cdot \frac{280}{1,2} \cdot \frac{0,2 \cdot 250,7}{250,7 + 283,47} + \frac{0,613}{1,54} \cdot 0,054 = 21,92 \text{ кг}$$

Таким образом, перераспределение масс составило 21,92 кг.

На рисунке 17 показана схема перераспределения веса автомобиля.

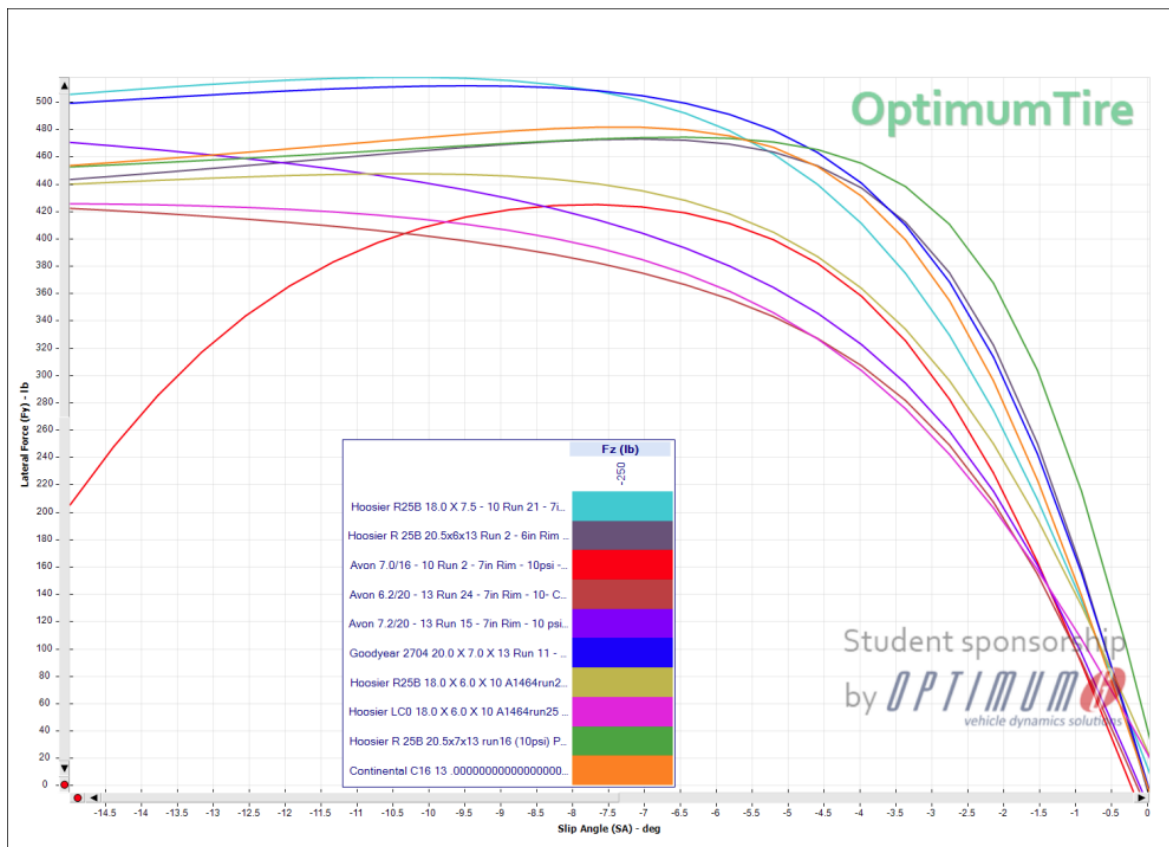


Рисунок 17 – График характеристики увода шин

Зная характеристику увода шин и перераспределение масс автомобиля при повороте, можно определить необходимые углы поворота управляемых колес.

«Величина перераспределения веса автомобиля во время прохождения дисциплины SkidPad в процентном соотношении указана на рисунке 18» [2].

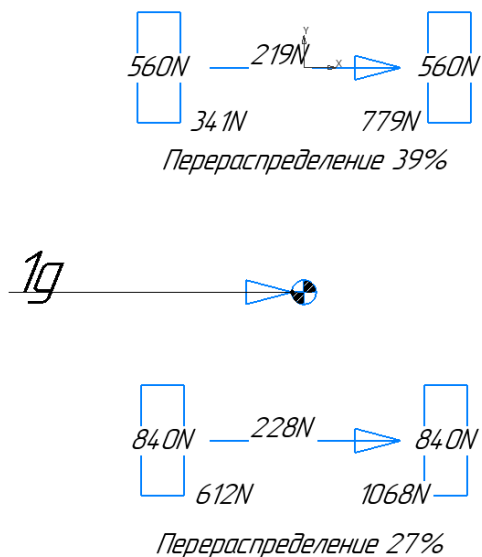


Рисунок 18 – Перераспределение нагрузки на колеса при центростремительном ускорении в 1g

Диаграмма на рисунке показывает, что при повороте с боковым ускорением 1g угол рыскания составляет $0,6^\circ$ для внутренних колес и $1,3^\circ$ для внешних. После определения угла рысканья выбирается угол Аккермана, позволяющий повернуть рулевое колесо на определенный угол для достижения угла поворота, показанного на рисунке 16, с учетом угла рысканья.

«Таким образом, на рисунке 19 показан угол поворота рулевого колеса в зависимости от хода тележки» [6].

FRONT SUSPENSION - STEERING TRAVEL						
TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper						
INCREMENTAL GEOMETRY VALUES						
RACK TRAVEL (mm)	TOE ANGLE RHS (deg)	TOE ANGLE LHS (deg)	CAMBER ANGLE RHS (deg)	CAMBER ANGLE LHS (deg)	ACKERMANN (%)	TURNING CIRCLE RADIUS (mm)
-35.00	23.77	-32.47	-1.91	1.04	88.60	2958.53
-34.00	23.10	-31.06	-1.90	0.89	86.56	3083.23
-33.00	22.44	-29.73	-1.88	0.76	84.73	3212.90
-32.00	21.78	-28.45	-1.86	0.64	83.10	3348.31
-31.00	21.12	-27.22	-1.85	0.53	81.62	3490.28
-30.00	20.46	-26.05	-1.83	0.43	80.28	3639.68
-29.00	19.80	-24.91	-1.81	0.33	79.05	3797.45
-28.00	19.13	-23.81	-1.80	0.25	77.93	3964.64
-27.00	18.47	-22.74	-1.78	0.16	76.90	4142.43
-26.00	17.81	-21.70	-1.76	0.08	75.95	4332.15
-25.00	17.14	-20.68	-1.74	0.01	75.08	4535.34
-24.00	16.48	-19.69	-1.72	-0.06	74.27	4753.77
-23.00	15.82	-18.73	-1.71	-0.13	73.52	4989.52
-22.00	15.15	-17.78	-1.69	-0.19	72.83	5245.03
-21.00	14.48	-16.85	-1.67	-0.26	72.19	5523.18
-20.00	13.82	-15.94	-1.65	-0.31	71.59	5827.44
-19.00	13.15	-15.04	-1.63	-0.37	71.04	6162.00
-18.00	12.48	-14.16	-1.60	-0.42	70.54	6531.95
-17.00	11.80	-13.29	-1.58	-0.48	70.07	6943.60
-16.00	11.13	-12.44	-1.56	-0.53	69.63	7404.81
-15.00	10.46	-11.59	-1.54	-0.58	69.23	7925.56
-14.00	9.78	-10.76	-1.52	-0.62	68.87	8518.63
-13.00	9.10	-9.94	-1.49	-0.67	68.53	9200.77
-12.00	8.42	-9.13	-1.47	-0.71	68.23	9994.30
-11.00	7.73	-8.33	-1.45	-0.75	67.95	10929.62
-10.00	7.05	-7.54	-1.42	-0.79	67.70	12049.31
-9.00	6.36	-6.75	-1.40	-0.83	67.48	13414.89
-8.00	5.66	-5.98	-1.37	-0.87	67.28	15118.59
-7.00	4.97	-5.21	-1.35	-0.91	67.11	17305.36
-6.00	4.27	-4.44	-1.32	-0.95	66.96	20216.77
-5.00	3.57	-3.69	-1.29	-0.98	66.83	24287.67
-4.00	2.86	-2.94	-1.26	-1.02	66.73	30387.70
-3.00	2.15	-2.20	-1.24	-1.05	66.65	40546.04
-2.00	1.44	-1.46	-1.21	-1.08	66.60	60850.20
-1.00	0.72	-0.73	-1.18	-1.11	66.56	121737.74
0.00	0.00	0.00	-1.15	-1.15	88.60	0.00

Рисунок 19 – Выходные данные с программы lotus suspension по рулевому управлению

«Поэтому оптимальный статический угол Аккермана составляет 66,5%. При ходе колеи 17 мм и с учетом угла рысканья рулевое колесо приобретает необходимый угол» [19], в результате чего динамический угол Аккермана составляет 70%.

Для того чтобы водитель мог пройти вираж на высокой скорости без потери сцепления с дорогой, шины должны сохранять максимальный контакт с дорогой. Развал колес необходим для увеличения площади контакта с дорогой, когда автомобиль катится, и для увеличения сцепления внешних колес с дорогой на повороте. Динамический развал должен регулироваться с учетом деформации шин и быть практически нулевым при постоянном

центробежном ускорении. Это один из самых важных параметров, который необходимо рассчитать.

Чтобы определить необходимый угол развала, необходимо знать угол качения автомобиля при наиболее частых нагрузках при движении по дороге. На трассах для автокросса и гонок на выносливость средняя боковая перегрузка составляет 1,5 g. Поэтому необходимо рассчитать угол крена автомобиля при таких нагрузках. Кроме того, необходимо знать угол отклонения шин для данной нагрузки и давления в шинах при эксплуатации автомобиля в автокроссе и гонках на выносливость, который можно определить с помощью испытательного стенда (рисунок 20).



Рисунок 20 – Стенд для определения коэффициента сцепления

В ходе эксперимента с шинами Formula Student коэффициент сцепления шины Hoosier R25B измерялся при различном давлении воздуха и при различных вертикальных нагрузках на колесо. Результаты показали, что угол боковой деформации шины (рисунок 21) варьировался от 0,1 до 0,55 градусов при различных нагрузках при среднем давлении в шине 0,8–0,9 бар (давление воздуха, используемое в автокроссе и гонках на

выносливость). Можно определить нагрузку на шину, необходимую для бокового ускорения 1,5 g. Вращательная внешняя деформация шины передней оси составляет 0,35 градуса.

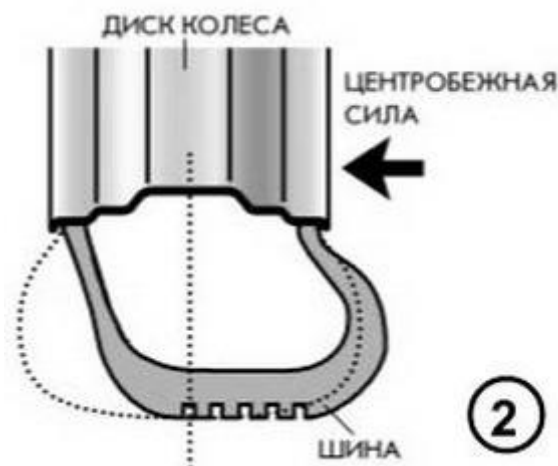


Рисунок 21 – Деформация шины при возникновении боковой силы

«Расчет угла крена необходим для выявления необходимого угла развала. Средние боковые перегрузки во время прохождения трассы Autocross и Endurance составляют 1,5 g.

Расположение центра тяжести автомобиля по оси X относительно задней оси находится по формуле (2)» [6].

$$B_f = \frac{R_{or} - M_{nr}}{M} \cdot L \quad (2)$$

где B_f – расположение центра тяжести автомобиля на оси X, мм;

R_{or} – реакция опоры на задней оси, Н;

M_{nr} – вес неподдресоренной массы задней оси, Н;

M – вес поддресоренной массы, Н;

L – колесная база, мм.

Расположение центра тяжести автомобиля по оси X относительно передней оси находится по формуле (2).

$$B_r = \frac{R_{of} - M_{nf}}{M} \cdot L \quad (2)$$

где B_r – расположение центра тяжести автомобиля на оси X, мм;
 R_{of} – реакция опоры на передней оси, Н;
 M_{nf} – вес неподрессоренной массы передней оси, Н.

Высоту центра тяжести неподрессоренной массы можно вычислить по формуле (3).

$$h_m = \frac{|(G_h - (M_{nf} + M_{nr})rd)|}{M} \quad (3)$$

где h_m – центр тяжести поддрессоренных масс, мм;
 G_h – общий вес автомобиля с пилотом, мм;
 rd – радиус колеса, мм.

Расстояние от центра тяжести поддрессоренных масс до оси крена можно рассчитать по формуле (4).

$$h_0 = h_m - \frac{(R_{cf} \cdot B_f + R_{cr} \cdot B_r)}{l} \quad (4)$$

где h_0 – расстояние от центра тяжести поддрессоренных масс до оси крена, мм;
 R_{cf} – высота переднего центра крена, мм;
 R_{cr} – высота заднего центра крена, мм.

Расчет жесткости пружин был произведен по формуле (5).

$$K = k \cdot \left(\frac{u}{v}\right)^2 \quad (5)$$

где k – жесткость пружины КН/м;
 u – расстояние крепления упругого элемента на рычаге, мм;

v – длина рычага, к которому крепится упругий элемент, мм.

Расчет жесткости стабилизаторов поперечной устойчивости был произведен по формуле (6).

$$K_e = k_e \cdot \left(\frac{u}{v}\right)^2 \quad (6)$$

где k_e – жесткость стабилизатора поперечной устойчивости, КН/м.

Жесткость упругого элемента, приведенная к колесу для передней оси, находится по формуле (7).

$$K_{fr} = K_f \cdot \cos\beta \quad (7)$$

где K_{fr} – жесткость упругого элемента, приведенная к колесу, КН/м;
 β – угол установки упругого элемента, град.

Жесткость упругого элемента, приведенная к колесу для задней оси, находится по формуле (8).

$$K_{rear} = K_r \cdot \cos\beta \quad (8)$$

Соппротивление крену пружинного элемента на задней оси вычисляется по формуле (9).

$$R_{sf} = \frac{W_f \cdot K_{fr}}{2 \cdot \frac{360}{2 \cdot 3,14}} \quad (9)$$

где R_{sf} – сопротивление крену на передней оси, Нм/град;
 W_f – ширина передней колеи, м.

Сопротивление крену пружинного элемента на задней оси вычисляется по формуле (10).

$$R_{sr} = \frac{W_r \cdot K_{rear}}{2 \cdot \frac{360}{2 \cdot 3,14}} \quad (10)$$

где R_{sr} – сопротивление крену на задней оси, Нм/град;

W_r – ширина задней колеи, м.

Сопротивление крену переднего стабилизатора поперечной устойчивости находится по формуле (11).

$$R_{sfab} = \frac{T_f \cdot K_{ef}}{2 \cdot \frac{360}{2 \cdot 3,14}} \quad (11)$$

где R_{sfab} – сопротивление крену переднего стабилизатора поперечной устойчивости, Нм/град.

Сопротивление крену заднего стабилизатора поперечной устойчивости находится по формуле (12).

$$R_{srab} = \frac{T_r \cdot K_{er}}{2 \cdot \frac{360}{2 \cdot 3,14}} \quad (12)$$

где R_{srab} – сопротивление крену заднего стабилизатора поперечной устойчивости, Нм/град.

Угловая жесткость передней подвески рассчитывается по формуле (13).

$$R_{fr} = R_{sf} + R_{sfb} \quad (13)$$

где R_{fr} – угловая жесткость передней подвески, Нм/град.

Угловая жесткость задней подвески рассчитывается по формуле (14).

$$R_{rear} = R_{sr} + R_{srab} \quad (14)$$

где R_{rear} – угловая жесткость задней подвески, Нм/град.

Момент подрессоренных масс можно вычислить по формуле (15).

$$M_{r0} = 1,5g \cdot M \cdot h_0 \quad (15)$$

где M_{r0} – момент подрессоренных масс, Нм.

Момент передних неподресоренных масс можно вычислить по формуле (16).

$$M_{r1} = 1,5g \cdot M_{nf} \cdot r_d \quad (16)$$

где M_{r1} – момент передних неподресоренных масс, Нм.

Момент задних неподресоренных масс можно вычислить по формуле (17).

$$M_{r2} = 1,5g \cdot M_{nr} \cdot r_d \quad (17)$$

где M_{r2} – момент задних неподресоренных масс, Нм.

Угол крена автомобиля вычисляется по формуле (18).

$$\alpha = \frac{M_{r0} + M_{r1} + M_{r2}}{R_{rear} + R_{fr}} \quad (18)$$

где α – угол крена автомобиля, град.

$$\alpha = \frac{677,18 + 66,21 + 46,35}{192,93 + 215,41 + 57,78 + 68,06} = 1,48 \text{ градусов}$$

Поэтому, рассчитав угол крена и угол прогиба шины для данной нагрузки, можно определить угол статического развала, необходимый для получения оптимального динамического развала колеса, как показывает рисунок 22.

```
FRONT SUSPENSION - ROLL
RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper
```

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

ROLL ANGLE (deg)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-2.00	-2.3111	0.0375	2.7471	5.7446	1.309	1.309
-1.75	-2.1628	0.0350	2.7139	5.5964	1.310	1.310
-1.50	-2.0153	0.0318	2.6806	5.4489	1.310	1.310
-1.25	-1.8684	0.0280	2.6475	5.3022	1.311	1.311
-1.00	-1.7224	0.0236	2.6144	5.1562	1.311	1.311
-0.75	-1.5770	0.0186	2.5813	5.0111	1.312	1.312
-0.50	-1.4325	0.0130	2.5483	4.8667	1.314	1.314
-0.25	-1.2887	0.0068	2.5154	4.7231	1.315	1.315
0.00	-1.1458	0.0000	2.4825	4.5804	1.316	1.316
0.25	-1.0036	-0.0073	2.4497	4.4384	1.318	1.318
0.50	-0.8623	-0.0152	2.4170	4.2973	1.320	1.320
0.75	-0.7217	-0.0236	2.3843	4.1571	1.323	1.323
1.00	-0.5821	-0.0325	2.3517	4.0177	1.326	1.326
1.25	-0.4432	-0.0419	2.3192	3.8791	1.329	1.329
1.50	-0.3053	-0.0518	2.2868	3.7415	1.332	1.332
1.75	-0.1682	-0.0622	2.2544	3.6047	1.336	1.336
2.00	-0.0321	-0.0731	2.2221	3.4689	1.340	1.340

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Рисунок 22 – Угол развала передних колес при крене автомобиля 1,5 градусов

В этом случае оптимальный угол статического развала передних колес составляет от (минус 1,2°) до (минус 1,3°).

В остальном, важно изменять угол развала подвески в процессе эксплуатации. Для того чтобы расчетная кинематика работала правильно, изменение должно быть минимальным, что повышает эффективность работы подвески. Когда подвеска находится в рабочем состоянии:

- изменение угла схождения $\pm 0,03^\circ$ ($< 0,1$ мм),
- изменение угла выпуклости $\pm 0,2^\circ$,
- изменение шкворня на $1,6^\circ$,

- изменение ширины колеи $\pm 0,10$ мм,
- изменение длины колесной базы $\pm 0,10$ мм.

Конструкция передней подвески показана на рисунке 23.

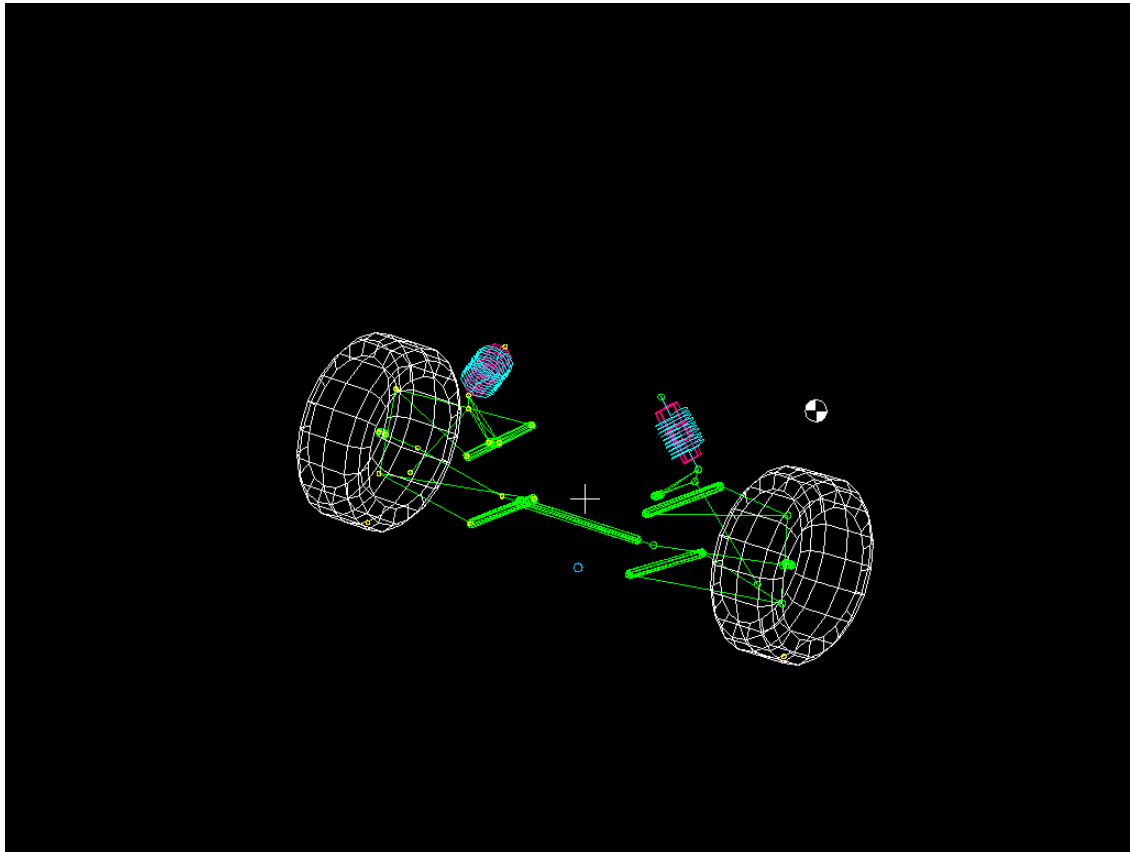


Рисунок 23 – Проект передней подвески в программе lotus suspension

«По соображениям компоновки схема подвески с двойными поперечными рычагами и тягой push rod через коромысло является оптимальной» [20].

3.3 Проектирование задней подвески гоночного болида

Проектирование задней подвески – это почти та же задача, что и проектирование передней подвески, за исключением того, что колеса не могут управляться [22].

Основные изменения углов подвески указаны в таблице 2.

Таблица 2 – Изменение геометрии задней подвески 2023 относительно предыдущего болида

Угол кастера	Угол шкворня	Плечо обкатки	Центр крена
-1 град	-6 град	-23 мм	+98 мм

При проектировании задней подвески мы стремились:

- уменьшить крен автомобиля,
- уменьшить жесткость на схождение,
- увеличить точки контакта колес (оптимизировать динамический развал).

«Крен автомобиля был уменьшен за счет повышения центра крена задней оси на 98 мм по сравнению с предыдущей конфигурацией автомобиля.

Уменьшение развала достигается за счет уменьшения угла износа рычагов и уменьшения угла наклона опорных элементов задней оси. Это уменьшает крутящий момент, препятствующий прямолинейному движению колес.

Из уравнения (4) можно определить нагрузку на шину, необходимую для бокового ускорения 1,5 g, чтобы определить статический угол развала задней оси. Результаты испытаний показали, что при боковом ускорении 1,5 g прогиб шины на задней оси составляет 0,5 градуса. Затем был выбран требуемый статический развал колес (рисунок 24)» [16].

REAR SUSPENSION - ROLL
RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

ROLL ANGLE (deg)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-2.00	-1.8330	-0.0749	3.1514	3.6662	1.207	1.207
-1.75	-1.7337	-0.0659	3.1166	3.5663	1.206	1.206
-1.50	-1.6348	-0.0568	3.0819	3.4668	1.205	1.205
-1.25	-1.5362	-0.0476	3.0473	3.3676	1.205	1.205
-1.00	-1.4379	-0.0383	3.0130	3.2688	1.205	1.205
-0.75	-1.3400	-0.0289	2.9787	3.1703	1.205	1.205
-0.50	-1.2424	-0.0194	2.9447	3.0722	1.205	1.205
-0.25	-1.1452	-0.0097	2.9108	2.9744	1.206	1.206
0.00	-1.0484	0.0000	2.8771	2.8771	1.207	1.207
0.25	-0.9520	0.0099	2.8435	2.7801	1.208	1.208
0.50	-0.8559	0.0198	2.8101	2.6835	1.210	1.210
0.75	-0.7603	0.0299	2.7768	2.5873	1.213	1.213
1.00	-0.6650	0.0401	2.7437	2.4916	1.216	1.216
1.25	-0.5702	0.0505	2.7108	2.3962	1.219	1.219
1.50	-0.4758	0.0609	2.6780	2.3013	1.223	1.223
1.75	-0.3819	0.0715	2.6454	2.2069	1.228	1.228
2.00	-0.2884	0.0822	2.6130	2.1129	1.233	1.233

Рисунок 24 – Угол развала задних колес при крене автомобиля 1,5 градусов

Наиболее оптимальный статический развал для колес задней оси является (минус 0,95 град) – (минус 1,3 град).

При работе подвески (рисунок 25):

- изменение схождения $\pm 0,032$ градусов (меньше 0,1 мм),
- изменение угла кастера $\pm 0,3$ градусов,
- изменение шкворня $\pm 0,5$ градусов,
- изменение ширины колеи $\pm 0,094$ мм,
- изменение длины колесной базы $\pm 0,185$ мм.

На рисунке 25 далее представлены данные по изменению позиции центра крена и по изменению колеи и колесной базы на задней оси.

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

ROLL ANGLE (deg)	ROLL CENTRE X (mm)	POSITION Y (mm)	Z (mm)	HALF TRACK CHANGE (mm)	WHEELBASE CHANGE (mm)	DAMPER TRAVEL (mm)	SPRING TRAVEL (mm)
(+ve Y to outer wheel: Z rl to Grnd)							
-2.00	1540.00	-81.52	72.52	-0.18	0.26	16.77	16.77
-1.75	1540.00	-71.36	72.84	-0.14	0.23	14.67	14.67
-1.50	1540.00	-61.20	73.12	-0.10	0.20	12.58	12.58
-1.25	1540.00	-51.02	73.35	-0.07	0.17	10.48	10.48
-1.00	1540.00	-40.83	73.54	-0.05	0.14	8.38	8.38
-0.75	1540.00	-30.63	73.69	-0.03	0.11	6.29	6.29
-0.50	1540.00	-20.42	73.80	-0.01	0.07	4.19	4.19
-0.25	1540.00	-10.21	73.87	0.00	0.04	2.09	2.09
0.00	1540.00	0.00	73.89	0.00	0.00	0.00	0.00
0.25	1540.00	10.21	73.87	0.00	-0.04	-2.09	-2.09
0.50	1540.00	20.42	73.80	-0.01	-0.08	-4.18	-4.18
0.75	1540.00	30.63	73.69	-0.03	-0.12	-6.27	-6.27
1.00	1540.00	40.83	73.54	-0.05	-0.16	-8.35	-8.35
1.25	1540.00	51.02	73.35	-0.07	-0.20	-10.42	-10.42
1.50	1540.00	61.20	73.12	-0.10	-0.24	-12.49	-12.49
1.75	1540.00	71.36	72.84	-0.14	-0.29	-14.55	-14.55
2.00	1540.00	81.52	72.52	-0.18	-0.33	-16.61	-16.61

Рисунок 25 – Данные по изменению позиции центра крена, а также по изменению колеи и колесной базы на задней оси

Проект задней подвески представлен на рисунке 26.

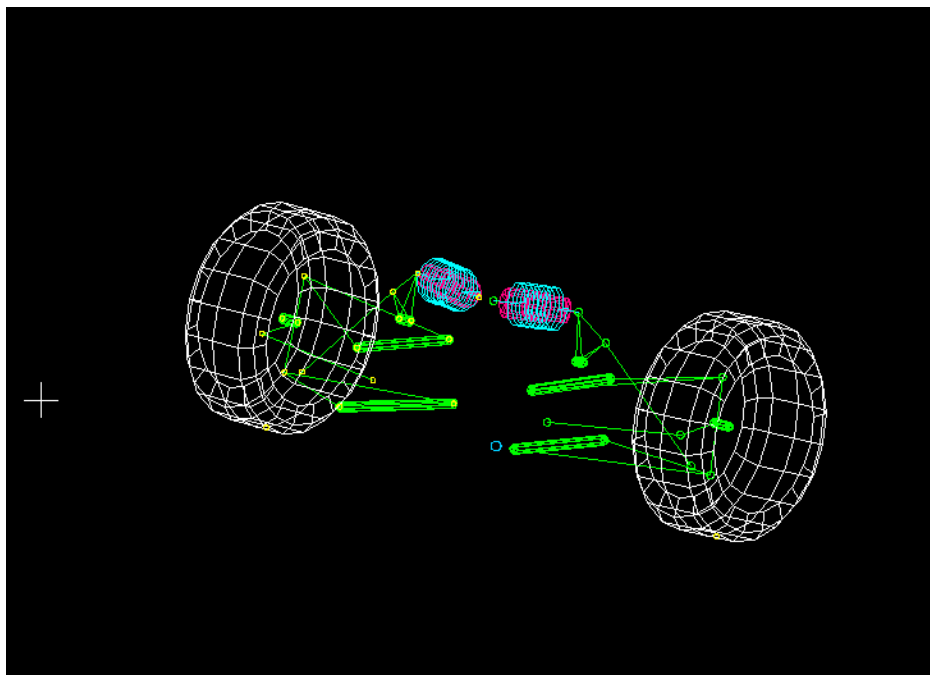


Рисунок 26 – Задняя подвеска в программе Lotus

Таким образом, была разработана задняя подвеска для гоночного автомобиля с учетом оптимального статического развала колес задней оси и других показателей.

Выводы по разделу

Были проанализированы исходные данные для определения целей проектирования, улучшения динамических характеристик автомобиля. Описан процесс проектирования передней и задней подвесок гоночного болида, выполнены основные расчеты и определены характеристики подвески автомобиля. Результаты, полученные в рамках данного раздела, могут быть использованы для создания узла подвески гоночного болида 2023 года. Ввиду того, что при расчете полученных характеристик системы учитывались ограничения технического регламента FS-Rules 2023, болид с такой подвеской сможет принимать участие в динамических испытаниях инженерно-спортивных соревнований «Формула Студент» и сможет пройти техническую инспекцию.

Заключение

В рамках одного из наиболее масштабных инженерных проектов для студентов «Формула Студент» перед командами будущих специалистов ежегодно ставится задача, которая заключается в том, чтобы спроектировать и изготовить работающий прототип спортивной машины для гонок, не прибегая к помощи профессиональных инженеров.

В связи с этим студенты образуют импровизированные инженерные отделы, каждый из которых занимается проектированием определенного узла. Одной из ключевых систем, с которой начинается проектирование нового автомобиля, является подвеска.

В рамках данной бакалаврской работы была поставлена цель разработать переднюю и заднюю подвеску для последней модели болида класса Formula Student.

В ходе работы был поставлен и выполнен ряд задач:

- описать конструкцию самого гоночного автомобиля;
- провести анализ конструкций подвески у других команд;
- определить исходные данные, провести необходимые расчеты;
- спроектировать переднюю и заднюю подвески автомобиля.

Результатом работы является проект подвески, который может быть реализован в ходе разработки нового гоночного автомобиля. Предлагаемая конструкция подвески полностью соответствует требованиям регламента и отвечает поставленным инженерным задачам.

Проектирование осуществлялось с учетом таких целей, как облегчение рулевого управления (решение проблемы тяжелого руля), уменьшение радиуса поворота болида (решение проблемы недостаточной поворачиваемости), уменьшение крена кузова, увеличение пятна контакта колес с дорогой (решение проблемы динамического развала), а также уменьшение износа шин в ходе тестовых заездов и динамических испытаний. во время спортивно-гоночных соревнований «Формула Студент».

Список используемой литературы

1. Азимов С. Ж., Валиева Д. Ш. Разработка конструкции регулируемого амортизатора активной подвески легковых автомобилей // Scientific progress. 2021. №2. С. 1197–1201.
2. Антошкина В. А. Активная подвеска автомобиля // Научные междисциплинарные исследования. 2020. С. 25–28.
3. Антошкина В. А. Проектирование системы подвески гоночного автомобиля Formula Student // Новые импульсы развития: вопросы научных исследований. 2020. С. 44–47.
4. Бражкин А. В., Головин Д. В. Анализ конструкций подвесок болида класса «Формула Студент» // Международный научно-исследовательский журнал. 2016. С. 1–2.
5. Бражкин А. В., Головин Д. В. Кинематический расчет подвески болида класса «Формула Студент» // Международный научно-исследовательский журнал. 2016. С. 3–8.
6. Губанов А. А. Основные особенности проектирования подвесок гоночных автомобилей // StudNet. 2021. №5. С. 1–17.
7. Зарипов Р. Ю., Сембаев Н. С., Машим А. С., Калияшев Б. С., Абильдинов Э.Р. Разработка учебного стенда диагностики рулевого управления и подвески автомобиля // Наука и техника Казахстана. 2022. №1. С. 155–165.
8. Минь Н. Х., Туан Н. Х. Исследование влияния параметров системы подвески и условий эксплуатации на плавность движения автомобиля // Universum: технические науки. 2019. №9 (66). С. 1–6.
9. Мухамеджанов М. М., Алехин А. В. К обоснованию применения уплотнительных элементов в изнашивающихся деталях подвески автомобилей // Наука и образование. 2022. С. 1–8.

10. Синицын А. С. Синтез синергетической системы разрывного управления активной подвеской автомобиля // Известия Южного федерального университета. Технические науки. 2020. С. 89–101.
11. Степанов Е. В., Васильев А. А., Бутин Д. А., Вашурин А. С., Торопов Е. И. Оценка адекватности модели легкового коммерческого автомобиля при исследовании плавности хода // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2021. №4 (135). С. 110–118.
12. Тарасик В. П. Физические основы процесса демпфирования колебаний в системе подвески автомобиля // Вестник Белорусско-Российского университета. 2019. №1 (62). С. 62–76.
13. Тихов-Тинников Д. А., Федотов А. И., Алексеев А. В. Математическая модель процесса движения автомобиля по поперечному уклону // International Journal of Advanced Studies. 2020. №3. С. 83–98.
14. Туан Н. Х., Хунг Н. К. Выбор метода компьютерного моделирования для изучения влияния параметров подвески на комфорт езды гоночного автомобиля «Формула студент» // Universum: технические науки. 2018. №5 (5). С. 1–6.
15. Халиков Р. Т., Шукуров Н. Р., Шамонов Б. Ш. Кинематика подвески типа «МакФерсон» с реечным рулевым механизмом // Вестник науки и образования. 2021. С. 12–17.
16. Юсупбеков Х. А., Собиров М. М., Юлдашев А. Р. Активные подвески автомобиля с амортизаторами переменной жесткости // Наука, техника и образование. 2020. С. 18–28.
17. Asarar K. Analysis of Link Forces on a Formula Student Suspension System // Examensarbete Teknik. 2016. Pp. 1–29.
18. Bhatia K. Designing of Formula Student (FSAE) Car Suspension System // World Academics Journal of Engineering Sciences. 2021. No. 4. Pp. 13–20.

19. Pridie A., Antonya C. The Theoretical Study of an Interconnected Suspension System for a Formula Student Car // *Applied Sciences*. 2021. No. 11. Pp. 1–27.

20. Ryabov I. M., Novikov V. V., Chernyshov K. V., Pozdeev A. V., Diakov A. S., Golubchik T. V., Dygalo V. G., Chudakov O. I., Zakirov R. A. Vibration-protective properties of the suspension with stepwise regulation of inelastic resistance in the vibration cycle // *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie*. 2022. No. 2. Pp. 33–41.

21. Saurabh Y. S., Kumar S., Jain K. K., Behera S. K., Gandhi D., Raghavendra S., Kalita K. Design of Suspension System for Formula Student Race Car // *Procedia Engineering*. 2016. No. 144. Pp. 1138–1149.

22. Wirawan J. W., Sabino U., Aditra R., Alnursyah R., Rahman R. A., Sukmaji I. C. Design analysis of formula student race car suspension system // *The 1st international conference and exhibition on powder technology Indonesia*. 2018. Pp. 1–10.