

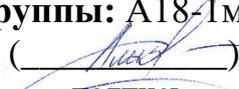
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
**ПЕРМСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Факультет Механико-технологический
Выпускающая кафедра Автомобили и технологические машины
Направление подготовки “Технологическая эксплуатация автомобилей”
Профиль Автомобильный сервис
Квалификация магистр

Допускается к защите
Зав. кафедрой АТМ
_____ (Бояршинов М.Г.)
« ____ » _____ 2020 г.

КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
на соискание степени магистра

На тему: Проект подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ и
исследования её прочностных характеристик

Выполнил магистр группы: А18-1м
Аликин Д.С. ()
ФИО подпись

Руководитель дипломного проекта:
Доцент, Петухов М.Ю. (_____)
должность, ФИО подпись

Пермь 2020 г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Факультет механико-технологический
Направление – 23.04.03. «Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов»
Профиль – «Техническая эксплуатация автомобилей»
Кафедра «Автомобили и технологические машины»

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой АТМ
Д.т.н., профессор
Бояршинов М.Г.

« ___ » _____ 2020 г.

З А Д А Н И Е
на выполнение выпускной квалификационной работы магистра

Фамилия, И.О. **Аликин Дмитрий Сергеевич**
Факультет Механико-технологический
Группа А-18-1м
Начало выполнения работы 03.09.2018
Контрольные сроки пересмотра работы кафедрой 11.06.2020
Сроки представления на рецензию 18.06.2020
Защита работы на заседании ГЭК 26.06.2020
Наименование темы **Проект подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ и исследование её прочностных характеристик**
Исходные данные к работе
Материалы отчетов о прохождении учебной, преддипломной и производственной практик.

Содержание пояснительной записки:

Введение

1. Техническое задание на разработку подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ
 - 1.1. Анализ конструкции подвесок болидов класса «Формула Студент»
 - 1.1.1. Общие и специализированные требования к подвескам.
 - 1.1.2. Типы компоновочных решений подвесок.
 - 1.1.3. Конструкция поворотных кулаков болидов «Формула Студент».
 - 1.1.4. Конструкция стабилизаторов поперечной устойчивости болидов «Формула Студент».
 - 1.2. Анализ основных параметров подвески болидов «Формула Студент».
2. Разработка технического проекта подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.
 - 2.1. Разработка кинематической схемы подвески.
 - 2.2. Расчет сил и нагрузок, возникающих при движении болида.
 - 2.3. Разработка конструкции элементов подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.

3. Математическое моделирование стабилизаторов поперечной устойчивости болида «Формула Студент» ПНИПУ.
4. Процесс изготовления и сборки элементов подвески «Формула Студент» ПНИПУ.
 - 4.1. Изготовление и сборка поворотных кулаков.
 - 4.2. Изготовление и сборка рычагов и тяг.
 - 4.3. Изготовление и сборка стабилизаторов поперечной устойчивости.

Заключение;

Список литературы:

Перечень графического материала: презентация к защите,

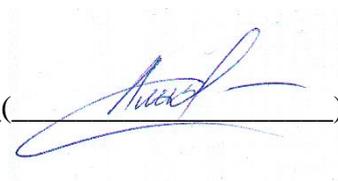
Руководитель выпускной квалификационной работы магистра

Петухов М. Ю., к.т.н., доцент кафедры АТМ
_____ (_____)

Задание

получил _____ 03.09.2018 _____ (_____)

(дата и подпись студента)



Реферат

Отчет по магистерской диссертации 101 стр., 103 рис., 12 табл.

В настоящее время в мире активно набирают популярность автоспортивные соревнования класса «Формула Студент». Данные соревнования проводятся исключительно для студенческих команд, целью которых является разработка, сборка и испытания гоночных болидов. Соревнования подразделяются на статические и динамические дисциплины. Наиболее важную роль среди данных дисциплин, играют динамические, в которые входят такие испытания как: тест на ускорение, маневренность, точность управления, гонка на выносливость и энергетическая эффективность. Основные задачи данных испытаний заключается в прохождении различных видов поворотов и сложных участков трассы, ввиду этого для получения наилучших результатов необходимо выполнить данные испытания за кратчайший промежуток времени. Добиться требуемого результата возможно путем достижения наилучших динамических показателей болида.

Следовательно, при проектировании собственного болида команды «Формула Студент» ПНИПУ необходимо спроектировать подвеску, которая бы позволила добиться наилучших показателей устойчивости и управляемости. Кроме этого необходимо произвести прочностной анализ спроектированных конструктивных элементов подвески, для оценки их способности воспринимать возникающие нагрузки. Данная процедура позволит спрогнозировать и исключить возможность деформации и разрушения спроектированных элементов в условиях эксплуатации.

В связи с этим **целью данной выпускной квалификационной работы** является разработка передней и задней подвесок болида «Формула Студент» ПНИПУ.

Актуальность тематики обусловлена необходимостью получения студентами опыта по созданию своего гоночного болида, изучению отличительных особенностей спортивных автомобилей, а также знакомство с

современными технологиями и последующим использованием их при работе над проектом.

Объектом исследования является передняя и задняя подвеска болида «Формула Студент» ПНИПУ.

Предметом исследования являются механические особенности поведения элементов подвески.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи:**

1. Провести анализ компоновочных решений и конструкций элементов подвески болидов «Формула Студент».

2. Провести анализ и определить основные параметры подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.

3. Разработать кинематическую схему подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.

4. Определить усилия и нагрузки, возникающие при движении болида.

5. Разработать 3D модели элементов подвески болида, согласно кинематической схемы.

6. Провести прочностной проверочный расчет разработанных конструктивных элементов подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.

7. Разработать технологию и способ изготовления элементов подвески.

Результаты выпускной квалификационной работы представлены на двух международных и одной всероссийской конференциях, были получены грамоты первых мест за доклад на тему ВКР. Опубликовано 6 статей в сборниках конференций, входящих в РИНЦ и статья в журнале «Транспорт. Транспортные сооружения. Экология», входящем в ВАК.

Оглавление

Введение.....	7
1. Техническое задание на разработку подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.....	9
1.1. Анализ конструкции подвесок болидов класса «Формула Студент» ...	9
1.1.1. Общие и специализированные требования к подвескам	9
1.1.2. Типы компоновочных решений подвесок	10
1.1.3. Конструкция поворотных кулаков болидов «Формула Студент»	15
1.1.4. Конструкция стабилизаторов поперечной устойчивости болидов «Формула Студент»	20
1.2. Анализ основных параметров подвесок болидов «Формула Студент»	23
2. Разработка технического проекта подвески «Формула Студент» ПНИПУ	28
2.1. Разработка кинематической схемы подвески.....	28
2.2. Расчет сил и нагрузок, возникающих при движении болида	38
2.3. Разработка конструкции элементов подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ	46
3. Математическое моделирование стабилизаторов поперечной устойчивости болида «Формула Студент» ПНИПУ	64
4. Процесс изготовления и сборки элементов подвески «Формула Студент» ПНИПУ.....	78
4.1. Изготовление и сборка поворотных кулаков.....	78
4.2. Изготовление и сборка рычагов и тяг	92
4.3. Изготовление и сборка стабилизаторов поперечной устойчивости ...	95
Заключение	98
Список литературы	99
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Сборочный чертёж передней подвески болида “Формула Студент” ПНИПУ.....	101
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Презентация работы.....	102

Введение

В настоящее время в мире активно набирают популярность автоспортивные соревнования класса «Формула Студент». Данные соревнования проводятся исключительно для студенческих команд, целью которых является разработка, сборка и испытания гоночных болидов. Соревнования подразделяются на статические и динамические дисциплины. Наиболее важную роль среди данных дисциплин, играют динамические, в которые входят такие испытания как: тест на ускорение, маневренность, точность управления, гонка на выносливость и энергетическая эффективность. Основные задачи данных испытаний заключается в прохождении различных видов поворотов и сложных участков трассы, ввиду этого для получения наилучших результатов необходимо выполнить данные испытания за кратчайший промежуток времени. Добиться требуемого результата возможно путем достижения наилучших динамических показателей болида.

Следовательно, при проектировании собственного болида команды «Формула Студент» ПНИПУ необходимо спроектировать подвеску, которая бы позволила добиться наилучших показателей устойчивости и управляемости. Кроме этого необходимо произвести прочностной анализ спроектированных конструктивных элементов подвески, для оценки их способности воспринимать возникающие нагрузки. Данная процедура позволит спрогнозировать и исключить возможность деформации и разрушения спроектированных элементов в условиях эксплуатации.

В связи с этим **целью данной выпускной квалификационной работы** является разработка передней и задней подвесок болида «Формула Студент» ПНИПУ.

Актуальность тематики обусловлена необходимостью получения студентами опыта по созданию своего гоночного болида, изучению отличительных особенностей спортивных автомобилей, а также знакомство с

современными технологиями и последующим использованием их при работе над проектом.

Объектом исследования является передняя и задняя подвеска болида «Формула Студент» ПНИПУ.

Предметом исследования являются механические особенности поведения элементов подвески.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи:**

1. Провести анализ компоновочных решений и конструкций элементов подвески болидов «Формула Студент».
2. Провести анализ и определить основные параметры подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.
3. Разработать кинематическую схему подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.
4. Определить усилия и нагрузки, возникающие при движении болида.
5. Разработать 3D модели элементов подвески болида, согласно кинематической схемы.
6. Провести прочностной проверочный расчет разработанных конструктивных элементов подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.
7. Разработать технологию и способ изготовления элементов подвески.

1. Техническое задание на разработку подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

Этап технического задания является первоначальным при проектировании подвески болида «Формула Студент». На данном этапе необходимо определить и сформировать общие требования к разрабатываемым узлам, на основании анализа используемых конструкций подвесок мирового опыта, определяется тип разрабатываемой несущей системы. Определение материалов, которые будут использоваться для изготовления, на основании сравнения ключевых характеристик. В ходе разработки и проектирования гоночного болида выделяются основные требования:

- разрабатываемые узлы должны соответствовать всем критериям надёжности, в ходе прохождения испытаний;
- все разрабатываемые узлы должны быть согласованы между собой.

1.1. Анализ конструкции подвесок болидов класса «Формула Студент»

1.1.1. Общие и специализированные требования к подвескам

К подвеске болида класса «Формула Студент» предъявляются как общие требования: простота и технологичность конструкции, обеспечение достаточной прочности для восприятия возникающих нагрузок, минимальная масса, достаточная жесткость и согласование с рулевым управлением, так и требования регламента соревнований «Formula Student Rules 2019», представленные в части T 2.3 [1].

В данной части регламента прописано:

- Транспортное средство должно быть оборудовано полностью работающей передней и задней подвески, обеспечивающей ход подвески как минимум 50 мм при наличии пилота в автомобиле. (25 мм сжатие и 25 мм отбой);

– Минимальный дорожный просвет в статичном состоянии любой части транспортного средства, кроме шин, при наличии пилота, должно быть не менее 30 мм;

– Все точки крепления подвески должны быть видны технической комиссии либо непосредственно, либо после снятия соответствующего кожуха.

Следовательно, проектируемый болид должен соответствовать всем выше перечисленным требованиям.

1.1.2. Типы компоновочных решений подвесок

В ходе проведения литературного анализа [2-10] были рассмотрены различные варианты компоновочных решений спортивных подвесок формульного типа. На сегодняшний день на автомобилях класса «Формула Студент» применяется подвеска на двойных поперечных рычагах. Подвеска на двойных поперечных рычагах обладает высокими кинематическими качествами: изменяя положение рычагов относительно друг друга можно изменять как высоту центра поперечного крена, так и продольного, также при изменении длины рычагов можно добиться оптимальных изменений параметров развала, схождения и колеи при ходах подвески.

В настоящее время можно выделить несколько наиболее распространенных схем расположения амортизаторов: схема с прямым действием амортизатора, схема с тянущей тягой (Pull rod), схема с толкающей тягой (Push rod) и схема с одним амортизатором (Monoshock).

Для болидов класса «Формула Студент» редко используемой конструкцией является конструкция с прямым действием амортизатора, представленная на рисунке 1.

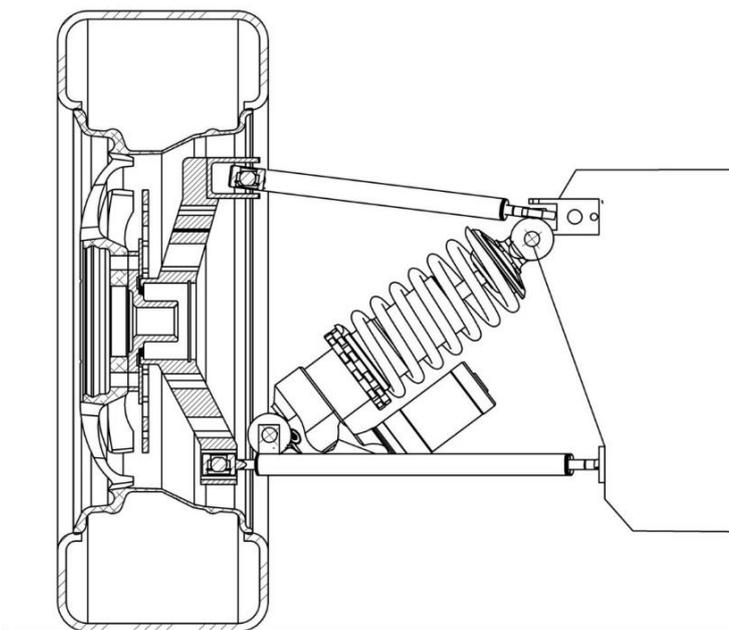


Рисунок 1 – Схема конструкции с прямым действие амортизатора

В данной схеме амортизатор крепится к нижнему рычагу на минимальном расстоянии от поворотного кулака для уменьшения изгибающих сил, действующих на рычаг и правильного согласования хода амортизатора с ходом подвески.

Конструкция мало кем применяется, поскольку она имеет ряд конструктивных недостатков, таких как:

- необходимость использования длинных амортизаторов, соответственно, обладающих большей массой;
- затрудненная компоновка стабилизаторов поперечной устойчивости;
- сложность в согласовании элементов подвески с другими узлами;

Преимуществом же данной конструктивной схемы является:

- простота конструкции;
- высокий КПД, ввиду отсутствия промежуточных элементов;

Следующей конструкцией является схемы с одним амортизатором, которая представлена на рисунке 2.

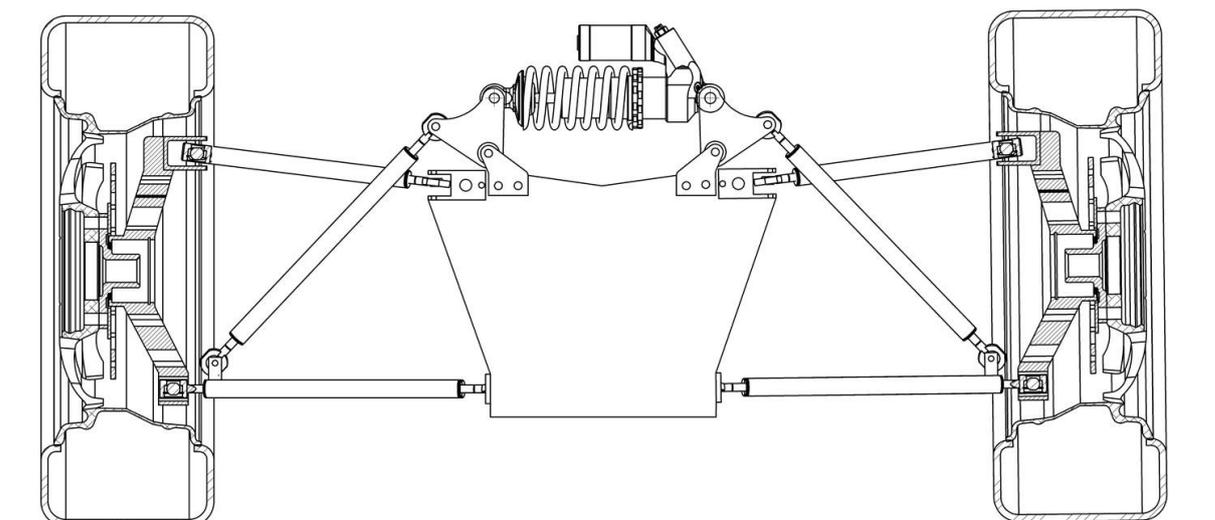


Рисунок 2 – Схема конструкции подвески с одним амортизатором (Monoshock)

Амортизатор воспринимает только вертикальные перемещения, а стабилизатор поперечной устойчивости – только поперечный крен. Таким образом данная конструкция обладает следующими преимуществами:

- возможность независимого изменения вертикальной и угловой жесткости подвески;
- наличие только одного амортизатора, также благополучно скажется на общей массе болида;

Недостатками являются:

- необходимость в обязательном использовании стабилизаторов поперечной устойчивости в конструкции подвески;

Следующая конструкция подвески с толкающей тягой (push rod), представленная на рисунке 3.

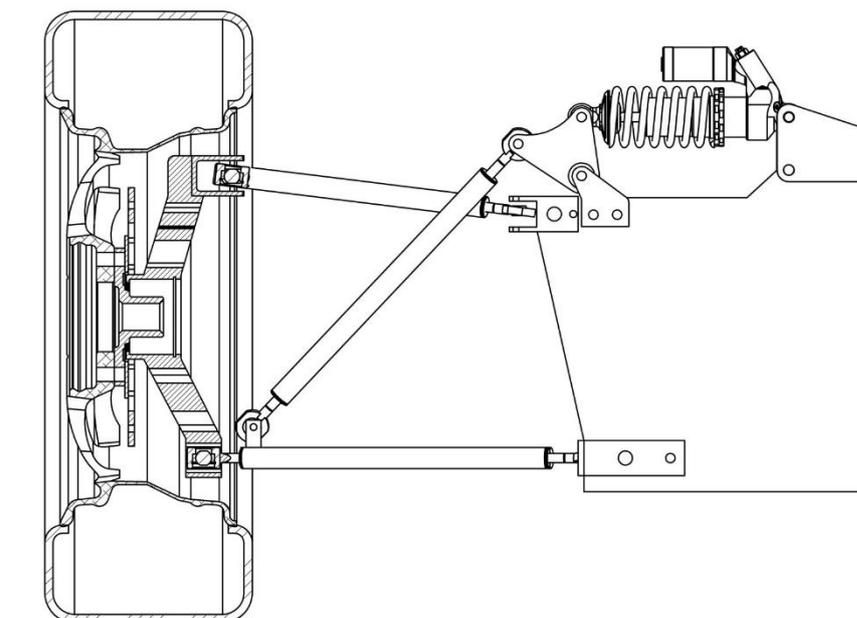


Рисунок 3 – Схема конструкции подвески с толкающей тягой (Push rod)

В отличие от предыдущих конструкций, воздействие на амортизатор происходит через тягу и маятник, что позволяет расположить амортизатор вне воздушного потока или вдоль потока, тем самым уменьшая аэродинамическое сопротивление. В большинстве своем амортизаторы, используемые на автомобилях класса «Формула Студент,» обычно обладают небольшой длиной, что затрудняет их непосредственное крепление к рычагу.

Основными преимуществами данной схемы подвески с толкающей тягой (push rod) является:

- удобство компоновки амортизатора на раме автомобиля;
- возможность согласования характеристик упругого и демпфирующего элементов подвески с перемещением колеса путем выбора плеч маятника;
- закрепление амортизатора на раме автомобиля, тем самым уменьшая неподрессоренную массу;
- использования в конструкции маятника позволяет упростить компоновку и уменьшить массу узла.

Также данная конструкция имеет недостатки, а именно:

– тяга маятника в статическом состоянии испытывает сжатие, что, учитывая ее большую длину, приводит к возможной потере устойчивости.

Последней конструктивной схемой является подвеска с толкающей тягой (pull rod), которая представлена на рисунке 4.

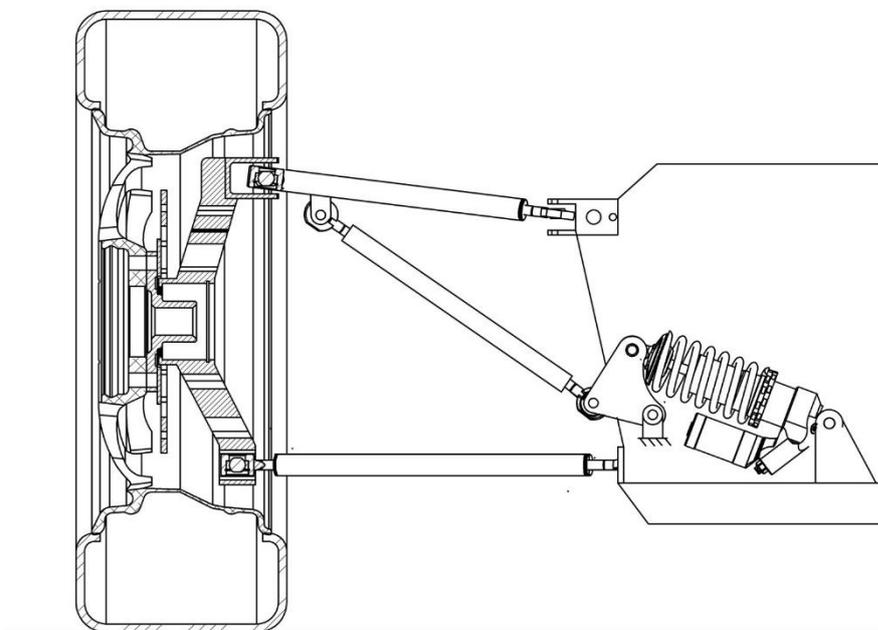


Рисунок 4 – Схема конструкции подвески с тянущей тягой (Pull rod)

Как и в предыдущей схеме, перемещение на амортизатор передается через тягу и маятник, поэтому она обладает всеми преимуществами предыдущей. Однако отличительной особенностью данной схемы является то, что тяга маятника при сжатии подвески работает на растяжение, что исключает возможность потери устойчивости. Таким образом, тягу можно облегчить, сделав ее меньшего диаметра.

Резюмируя и принимая в учет ряд проанализированных факторов, для достижения наилучших тягово-скоростных характеристик, а также обеспечения лучшей устойчивости при движении, выбор остановлен на конструкции подвески pull rod. Данная конструкция будет применена на передней и задней подвесках болида команды «Формула Студент» ПНИПУ.

1.1.3. Конструкция поворотных кулаков болидов «Формула Студент»

Поскольку регламентом соревнований не накладывается никаких ограничений на конструкцию поворотные кулаки, соответственно каждая команда сама определяет форму изделия и технологию его изготовления.

Зачастую команды используют технологию изготовления путём удаления конструктивного материала с заготовки с использованием числового программного управления, так как данный способ позволяет добиться необходимой формы, а также высокой точности детали. Так, например, команда FDR Moscow на свой первый болида «Iguana EVO» изготовили поворотные кулаки путём фрезерования, получившейся поворотный кулак представлен на рисунке 5.



Рисунок 5 – Передний поворотный кулак болида «Iguana EVO» команды FDR Moscow

К достоинствам данной конструкции можно отнести:

- высокая точность изготовления;
- лёгкость сборки и установки без использования вспомогательных приспособлений;
- высокая прочность конструкции.

К недостаткам данной конструкции можно отнести:

- высокая стоимость изготовления;
- высокая масса, из-за которой увеличивается общая масса неподрессоренных масс, что в свою очередь, негативно сказывается на управлении болида.

Данная конструкция использовалась на первом болиде команды, который был построен в 2009 году. В 2018 год конструкция их поворотных кулаков была изменена в угоду уменьшения весогабаритных характеристик. На рисунке 6 представлен поворотный кулак болида «Iguana G10t1», той же команды FDR Moscow, который они построили на 2018 год.



Рисунок 6 – Задний поворотный кулак болида «Iguana G10t1» команды FDR Moscow

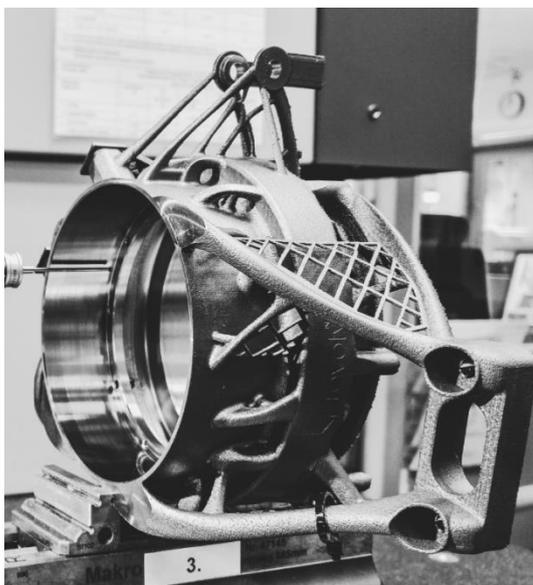
Анализ конструкции поворотных кулаков не только российских, но и зарубежных команд, можно увидеть более инновационные и технологичные изделия. Например, на рисунке 7 представлены поворотные кулаки команды UConn Formula SAE из Коннектикута, которые спроектировали и изготовили кулак весом 1,25 фунта, что составляет примерно 567 грамм.



Рисунок 7 – Поворотные кулаки команды UConn Formula SAE

Данное решение позволило снизить неподрессоренные массы, что в свою очередь благоприятно скажется на дальнейшей управляемости и устойчивости болида при прохождении динамических испытаний.

На сегодняшний день помимо изготовления путем удаления конструктивного материала, используются аддитивные технологии, при изготовлении различных деталей для болидов класса «Формула Студент». Так, например, команда Formula Student from Trondheim разработали поворотный кулак и в последующем произвели его топологическую оптимизацию, для максимального снижения веса без потерь прочностных характеристик. Использование аддитивной технологии, а именно 3d печати, позволило изготовить поворотный кулак именно той формы, которой он было спроектирован, см. рисунок 8. Материал из которого изготовлен поворотный кулак является титан.



а



б

Рисунок 8 – Передний поворотный кулак, изготовленный на 3d принтере команды Formula Student from Trondheim: *а* – контроль геометрии изготовленной детали; *б* – установленный на болид поворотный кулак.

У перечисленных выше конструкций поворотных кулаков имеется значительный недостаток, это высокая стоимость изготовления.

Альтернативной конструкцией является изготовления деталей поворотного кулака, как отдельные части и последующее соединение частей в единый узел, путём сваривания. Данный тип конструкции был применён командой Neftegaz Engineering Racing Team, представленный на рисунке 9.

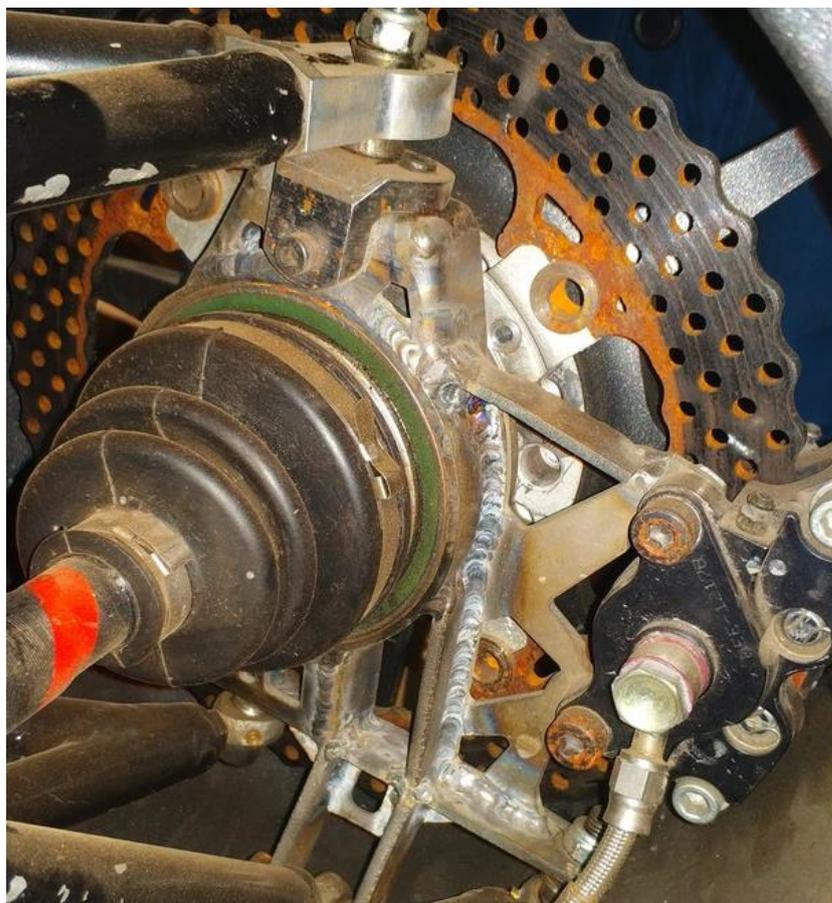


Рисунок 9 – Задний поворотный кулак команды Neftegaz Engineering Racing

К преимуществам данной конструкции можно отнести следующее:

- низкая стоимость изготовления;
- относительной небольшой вес конструкции;

Недостатками данной конструкции являются:

- возникновения погрешностей при сборке вследствие увода конструкции при сварке;
- необходимость использования дополнительного приспособления, кондуктора, для сборки узла.

Данный тип конструкции также используется и зарубежными командами, к примеру команда Formula Student Team of MIT-WPU из Пуны, Индии, использовали ту же конструкцию поворотных кулаков, см. рисунок 10.

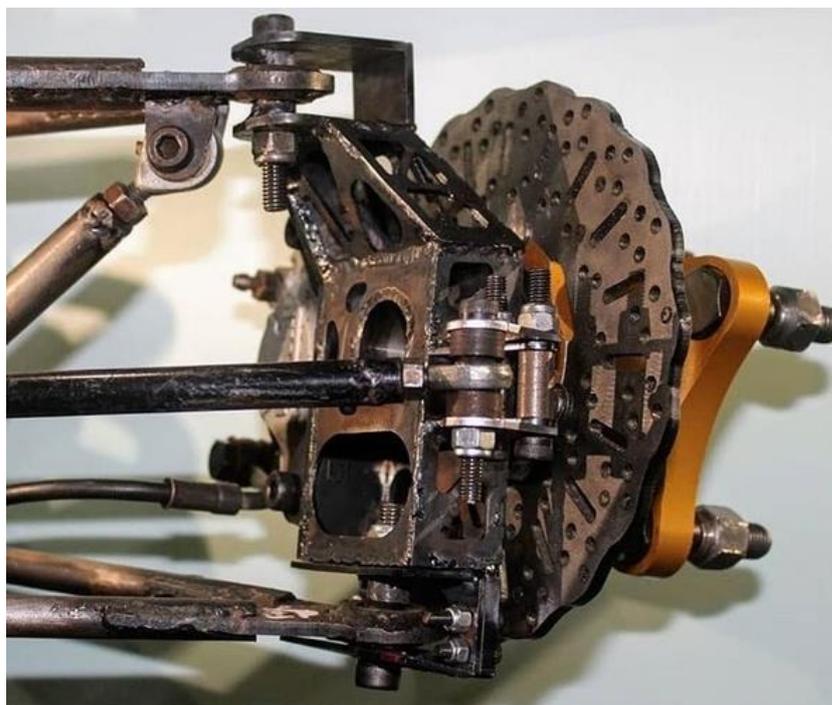


Рисунок 10 – Передний поворотный кулак болида команды Formula Student Team of MIT-WPU

В результате проведенного анализа, а также принимая во внимание текущее развитие проекта, принято решение использовать сварную конструкцию поворотных кулаков

1.1.4. Конструкция стабилизаторов поперечной устойчивости болидов «Формула Студент»

Не каждая команда применяет в своих конструкциях подвесок стабилизаторы поперечной устойчивости (СПУ). В случае избыточного крена кузова болида при повороте, необходимо увеличить креновую жесткость подвески, это обеспечивается путём изменения жесткости упругих элементов или внедрением в конструкцию подвески СПУ.

Например, команда Neftegaz Engineering Racing не применяет в конструкциях своих подвесок стабилизаторы поперечной устойчивости, поскольку добиваются необходимого угла крена кузова за счет изменения жесткости упругого элемента, путём замены пружин.

На данном этапе возможно только предполагать о необходимости внедрения в конструкцию подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

стабилизаторов поперечной устойчивости. В связи с этим был произведён анализ существующих конструкций стабилизаторов поперечной устойчивости, которые используются ведущими командами “Формула Студент”.

Всего существует два типа СПУ, которые отличаются конструктивными особенностями регулировки жесткости. В первом типе, регулировка жесткости производится путём изменений длины плеча, см. рисунок 11.

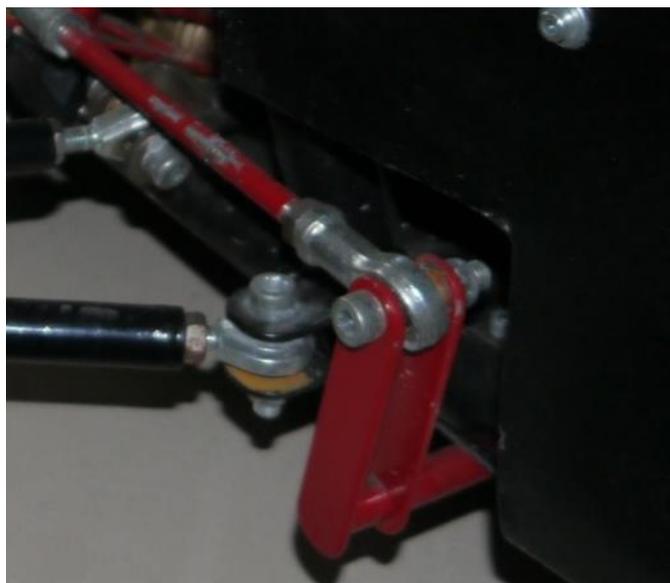
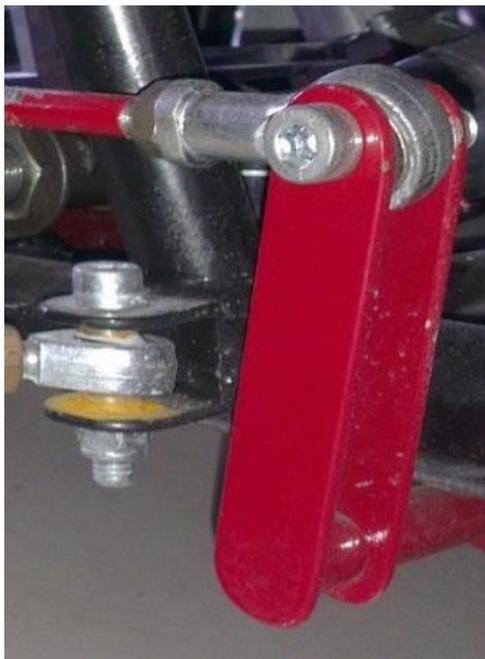


Рисунок 11 – Конструкция СПУ с регулировкой жесткости путём изменения длины плеча.

Основные преимущества данного типа конструкции, это:

- простота изготовления;
- низкая стоимость изготовления;

Недостатками данной конструкции является:

- изменения угла тяги стабилизатора при регулировке жесткости;

Второй тип имеет регулировку путём изменения сечения пластины, см. рисунок 12.



Рисунок 12 – Конструкция СПУ с регулировкой жесткости путём изменяемым сечением пластины.

Данный тип имеет следующие преимущества:

- высокая точность регулировки жесткости стабилизатора;
- минимальные габаритные размеры;

Недостатками данной конструкции являются:

- высокая сложность изготовления, за счет этого и высокая стоимость изготовления;
- возможность использования не в каждой конструкции подвесок;

По результатам данного анализа было принято решение об использовании конструкции СПУ с регулировкой жесткости путём изменения длины плеча, так как данный тип менее дорогостоящий и лучше подходит для внедрения в выбранный тип подвески pull rod.

1.2. Анализ основных параметров подвесок болидов «Формула Студент»

В ходе разработки подвески болида, также необходимо определить параметры подвески болида, а именно:

- Колесная база;
- Колея;
- Развал;
- Схождение;
- Продольный угол наклона поворотной оси;
- Поперечный угол наклона поворотной оси.

Для достижения наилучших результатов в испытаниях, необходимо подобрать такие параметры, которые позволят добиться высоких тягово-скоростных характеристик, устойчивости и манёвренности.

Колесная база и колея оказывают большое влияние на ходовые качества автомобиля. Колесная база влияет на распределение нагрузок по осям. Большая колесная база облегчает компоновку, снижает вероятность возникновения продольных колебаний, тем самым увеличивая плавность хода. Короткая база позволяет увеличить маневренность автомобиля, поскольку радиус поворота при повороте колес на один и тот же угол становится меньше. Колеи передних и задних колес влияют на поведение автомобиля в повороте и поперечный крен кузова. Большая колея ограничивает маневренность автомобиля, что может негативно сказаться при прохождении динамических тестов. Маленькая колея ухудшает устойчивость автомобиля в повороте при воздействии боковой нагрузки. Количество боковой нагрузки также зависит от шин и наличия стабилизаторов поперечной устойчивости, поэтому при выборе колеи следует обращать внимание на характеристики шины [5].

Был произведён анализ команд конкурентов, по результатам данного анализа была сформирована сводная таблица 1, в которой представлены значения колесных баз и значения колеи передних и задних осей.

Таблица 1– Параметры подвесок команд «Формула Студент»

	Колесная база, мм	Колея, мм	
		Передняя ось	Задняя ось
МАДИ FSM5	1575	1230	1160
МГТУ им. Баумана BRT-2	1620	1205	1160
МАМИ Iguana Evo	1600	1300	1150
МАМИ Iguana Generation 6	1600	1220	1200
МАМИ Iguana Generation 7	1620	1304	1180
Universitat Stuttgart	1620	1170	1150
Oregon State University	1555	1125	1125
University of Kansas-Lawrence	1651	1220	1168
Michigan State University	1588	1194	1194
Dalhousie University	1545	1200	1155
FS RUDN	1600	1256	1200
Neftegaz Engineering	1750	1360	1330

В результате обработки полученных данных, аналитическим путем были выбраны следующие значения параметров подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ:

- Колесная база 1600 мм;
- Передняя колея 1250 мм;
- Задняя колея 1200 мм.

Следующим этапом является анализ и подбор параметров углов установки колес. Для обеспечения устойчивости во время движения болида, легкости управления, равномерного износа шин и обеспечения максимального пятна контакта шины с опорной поверхностью служат углы установки колес:

схождение, угол развала колес, поперечный и продольный угол наклона оси поворота колес.

Развал – наклон плоскости колеса к перпендикуляру, восстановленному к плоскости дороги. Отрицательное значение угла развала, позволяет улучшить управляемость болида, при прохождении поворота на высокой скорости. При прохождении поворотов и не прямолинейных участков трассы возникает боковая сила, которая вызывает, учитывая эластичность шин, боковой увод.

Боковой увод — это отклонение вектора скорости эластичного колеса от плоскости его вращения при действии любой по величине боковой силы, а угол между этим вектором и плоскостью вращения, считается углом увода. В момент прохождения поворота, из-за действия боковой силы, возникает опрокидывающий момент, вызывающий крен кузова на некоторый угол. В следствии этого наружное колесо стремится принять нулевое значение угла развала, что в свою очередь обеспечивает лучшую восприимчивость к боковым силам. На рисунке 13 представлен график зависимости угла увода от боковой силы,

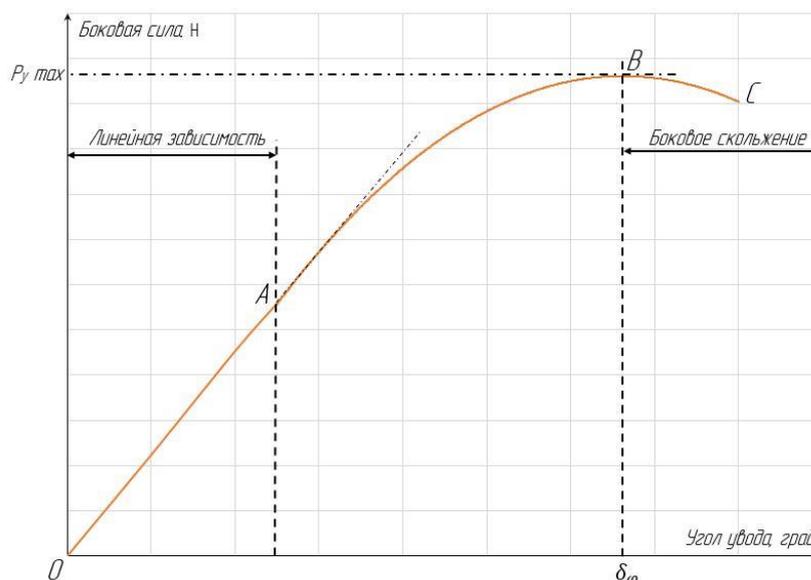


Рисунок 13 – График зависимости угла увода колес от действия боковой силы

По данному графику видно, что существует предельное значение боковой силы по сцеплению, при превышении которой происходит боковое

скольжение. Достижение минимального изменения угла развала позволит улучшить способность шин, сопротивляться боковым силам, это позволит достичь наилучшего пятна контакта шины с опорной поверхностью и повысить критическую скорость по сцеплению в момент прохождения непрямолинейного участка трассы.

Схождение – это разность расстояний между внутренними закраинами ободьев и передними частями ободьев колес, как для передней, так и для задней оси. Во время качения колеса в пятне контакта шины с опорной поверхностью, возникает направленная назад продольная сила, которая на некоторое плечо образует момент, воспринимаемый тягами рулевого управления. Вследствие имеющейся податливости, этот момент слегка отжимает колесо назад, поэтому для получения в процессе движения прямолинейного качения в статическом положении колеса устанавливают со схождением.

Угол продольного наклона оси поворота управляемых колес — это угол, между вертикальной продольной осью колеса и осью поворота колеса. Он отвечает за скоростную стабилизацию, которая улучшает курсовую устойчивость при движении болида. В случае, когда скорость движения мала, данный эффект не работает, поскольку на болид в малой степени действует боковая сила.

Угол поперечного наклона оси поворота управляемых колес – это угол между осью поворота и плоскостью, перпендикулярной опорной поверхности дороги и параллельно продольной оси болида. Поперечный наклон оси поворота отвечает за весовую стабилизацию, которая при повороте управляемых колес, за счет плеча обкатки, стремится стабилизировать в положение прямолинейного движения.

Произведен анализ параметров углов установки колес команд конкурентов, который представлен в таблице 2.

Таблица 2 – Значения параметров углов установки колес команд конкурентов.

Болид/ Команда	Продольный угол поворотной оси, град.	Поперечный угол поворотной оси, град.	Высота оси крена кузова болида, мм.
2008 fst02	4	5,9	32,7
Fsc12	10	8,5	28
10-11 spec	8	7	48
МАМИ	6	0;12;8	28
МАДИ	3;5-6	11-15	32

На основании полученных данных, а также ранее проведённой работе, которая описана в статьях [11-12], аналитическим путем были выбраны следующие параметры углов установки колес болида «Формула Студент» ПНИПУ, которые представлены в таблице 3

Таблица 3 – Параметры подвески команды «Формула Студент» ПНИПУ.

Параметры	Ед. измерений	Передняя ось	Задняя ось
База	мм	1600	
Колея	мм	1250	1200
Угол развала	град.	-0,5	-1,0
Схождение	мм	0	0
Продольный угол наклона поворотной оси	град.	6	3
Поперечный угол наклона поворотной оси	град.	5	6
Высота центра масс (ЦМ)	мм	300	
Расстояние от ЦМ до оси	мм	800	800
Ход отбоя	мм	25	
Ход сжатия	мм	25	

Представленные параметры будут использоваться как граничные условия при построении кинематической схемы подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ, после которой будет произведено проектирования общей компоновочной схемы и отдельных элементов подвески болида.

2. Разработка технического проекта подвески «Формула Студент» ПНИПУ

2.1. Разработка кинематической схемы подвески

Для создания кинематической схемы будет использоваться программный продукт «Lotus Engineering Software». Используя ранее выбранные параметры и взяв за основу, выбранную в результате анализа компоновочную схему, была построена общая кинематическая схема, представленная на рисунке 14.

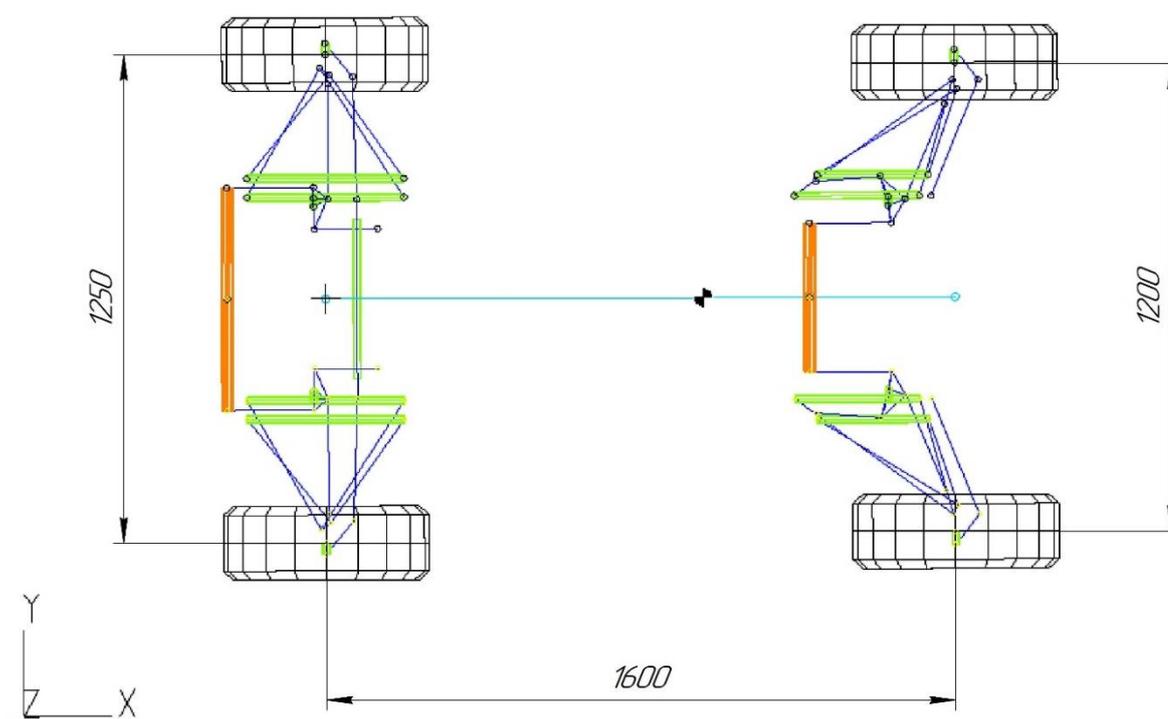


Рисунок 14 – Общие параметры шасси болида «Формула Студент» ПНИПУ.

Для устойчивости и управляемости болида не менее важным является положение оси крена кузова. Ось крена – это линия, соединяющая центры кренов передней и задней подвесок, вокруг которых происходит крен кузова болида при повороте и движении по непрямолинейным участкам трассы. В действительности ось крена должна быть как можно выше, для снижения угла крена кузова болида, но при больших значениях высоты центра крена происходит увеличение колеи от номинальных значений при ходах сжатия и отбоя подвески. По причине изменения колеи возникает боковой увод шин с опорной поверхностью, что обуславливает появление боковых сил. Также

увеличивается сопротивление качению и ухудшается устойчивости при прямолинейном движении [2-4]. Исходя из этого перед проектированием был произведен обширный литературный обзор, касательно проектирования подвесок спортивных автомобилей, а также обзор конструкций команд конкурентов [13-16]. Используя полученные, в результате анализа параметров команд конкурентов, данные представленные в таблице 4.

Таблица 4 – Значения расстояния от центра масс до оси крена болидов команд конкурентов.

Болид/ Команда	Высота оси крена кузова болида, мм.
2008 fst02	32,7
Fsc12	28
University of Alberta	3,5
10-11 spec	48
МАМИ	28
МАДИ	32

В ходе проектировании кинематической схемы передней и задней подвесок было определено оптимальное расположение центров крена, на основании данных из таблицы 4. Подбор производился путем изменения мест крепления и взаиморасположения верхних и нижних рычагов. Высота центра крена передней оси составляет 9,81 мм, высота центра крена задней оси составляет 37,03 мм, схемы определения центров крена представлены на рисунках 15,16.

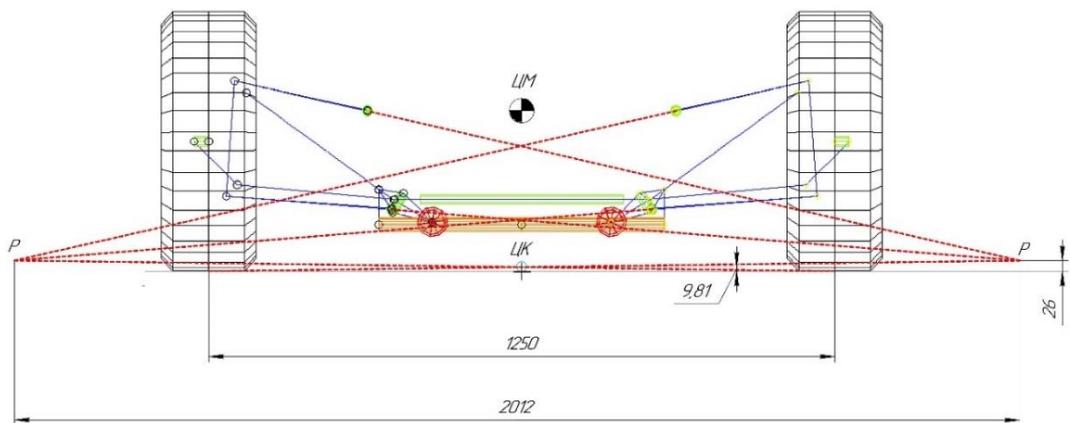


Рисунок 15 – Схема определения центра крена передней подвески: ЦМ – центра масс; ЦК – центр крена; P – точка полюса, полученная путём продления линии верхнего и нижнего рычагов.

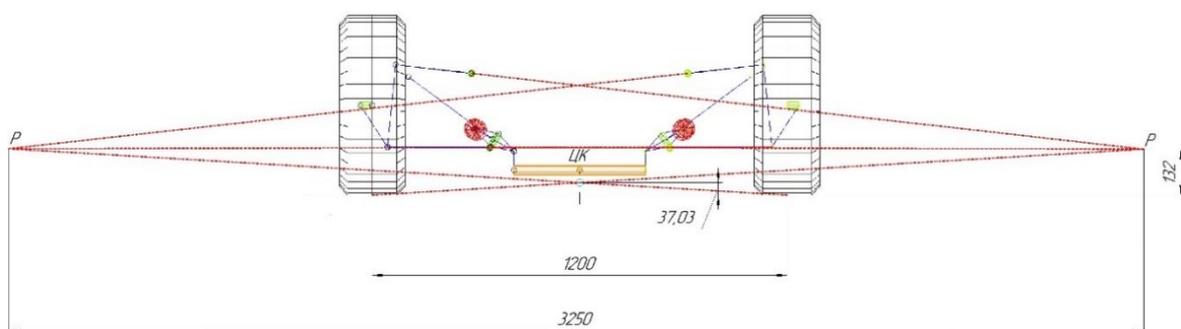


Рисунок 16 – Схема определения центра крена задней подвески: ЦК – центр крена; P – точка полюса, полученная путём продления линии верхнего и нижнего рычагов.

В результате чего расстояние от центра масс до оси крена кузова болида «Формула Студент» ПНИПУ составляет 23,42 мм, см. рисунок 17. Данное значение является приближенным к значениям команд конкурентов.

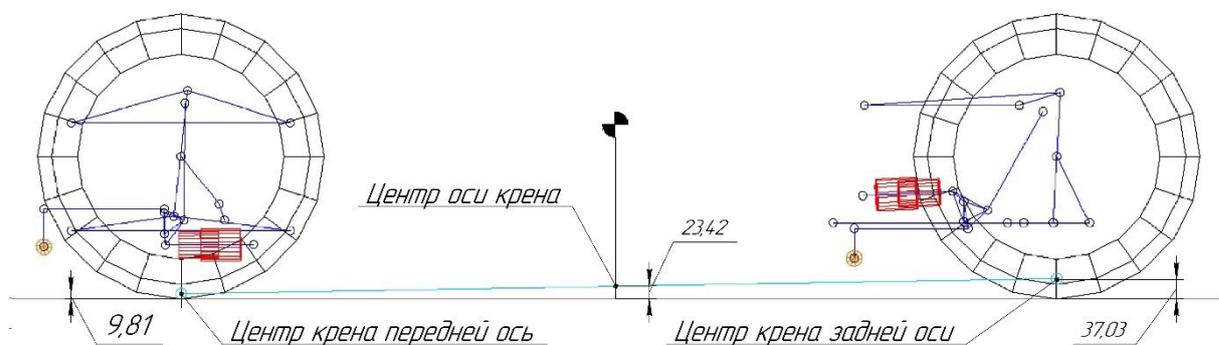


Рисунок 17 – Схема определения высоты оси крена кузова болида

По выбранной компоновочной схеме и параметрам подвески была построена кинематическая схема подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ, которая представлена на рисунках 18,19.

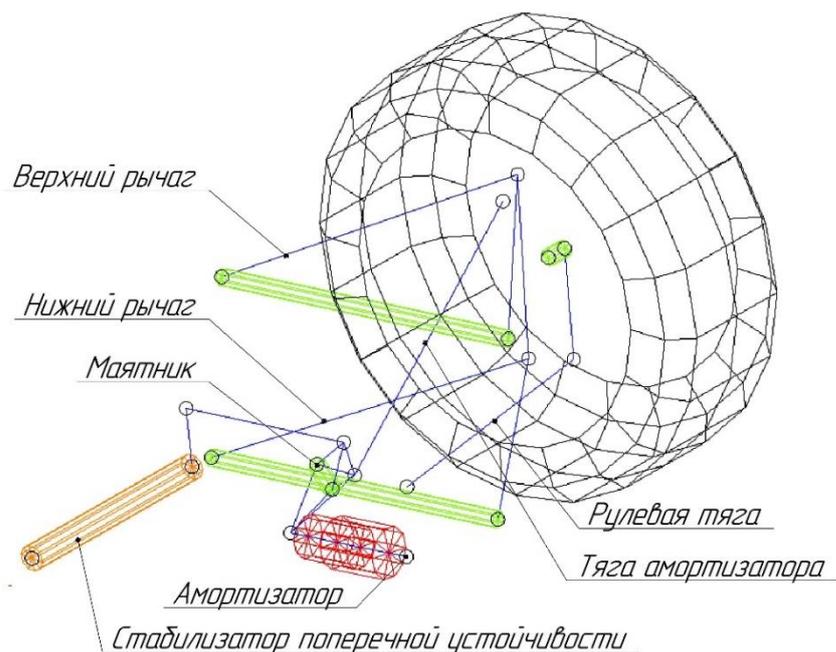


Рисунок 18 – Схема передней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

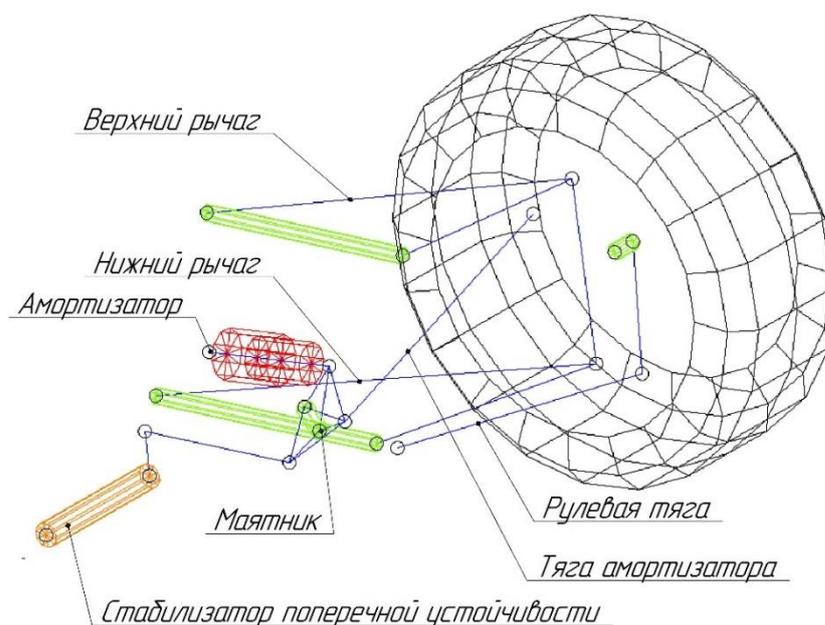


Рисунок 19 – Схема задней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

В результате кинематической схемы были получены графики зависимости углов установки колёс от ходов сжатия и отбоя, а также крена кузова, которые играли ключевую роль при проектировании. Они позволили

проанализировать ключевые параметры, которые на прямую влияют на критерии устойчивости и управляемости, тем самым позволяя подобрать оптимальные параметры. Данные графики представлены на рисунках 20-26.

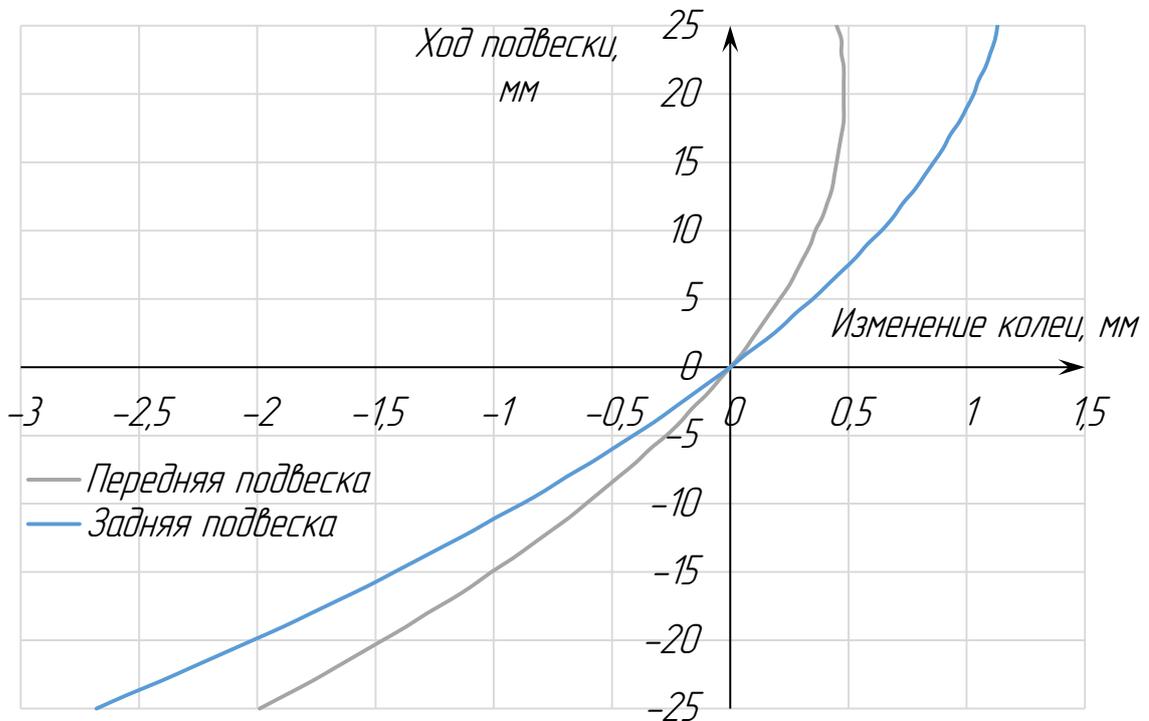


Рисунок 20 – График зависимости изменение колеи от хода подвески.

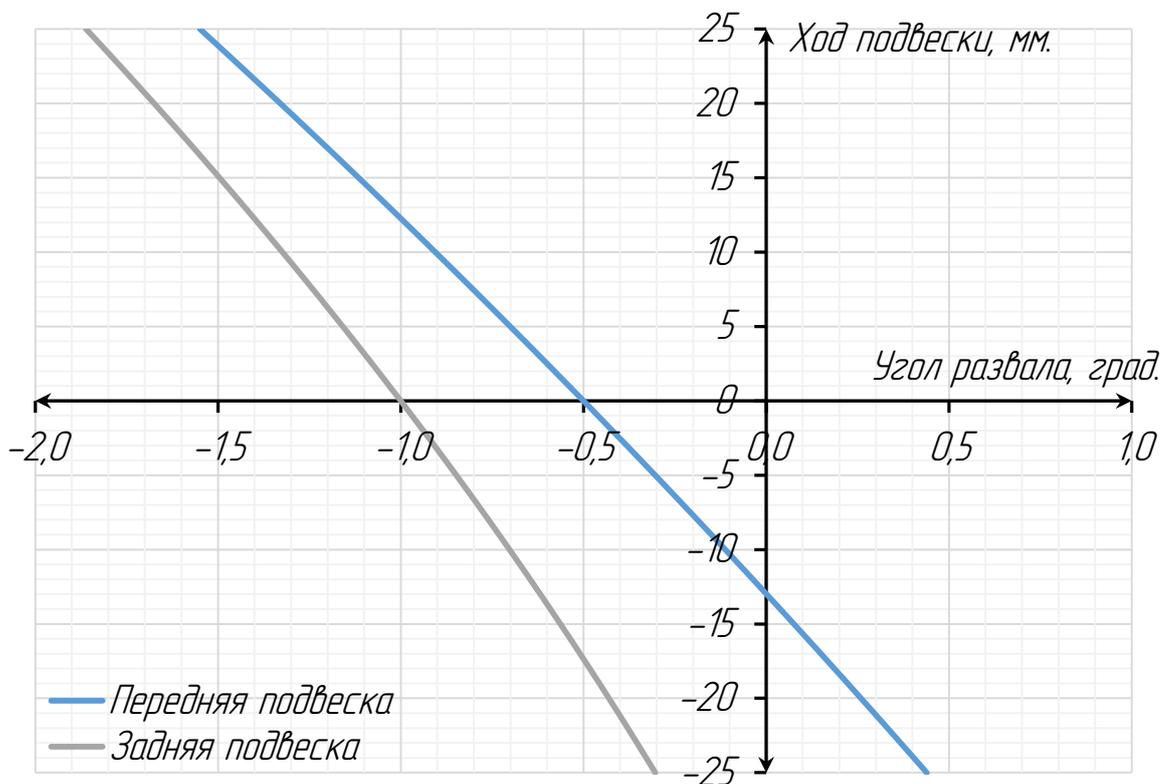


Рисунок 21 – График зависимости угла развала колес от хода подвески.

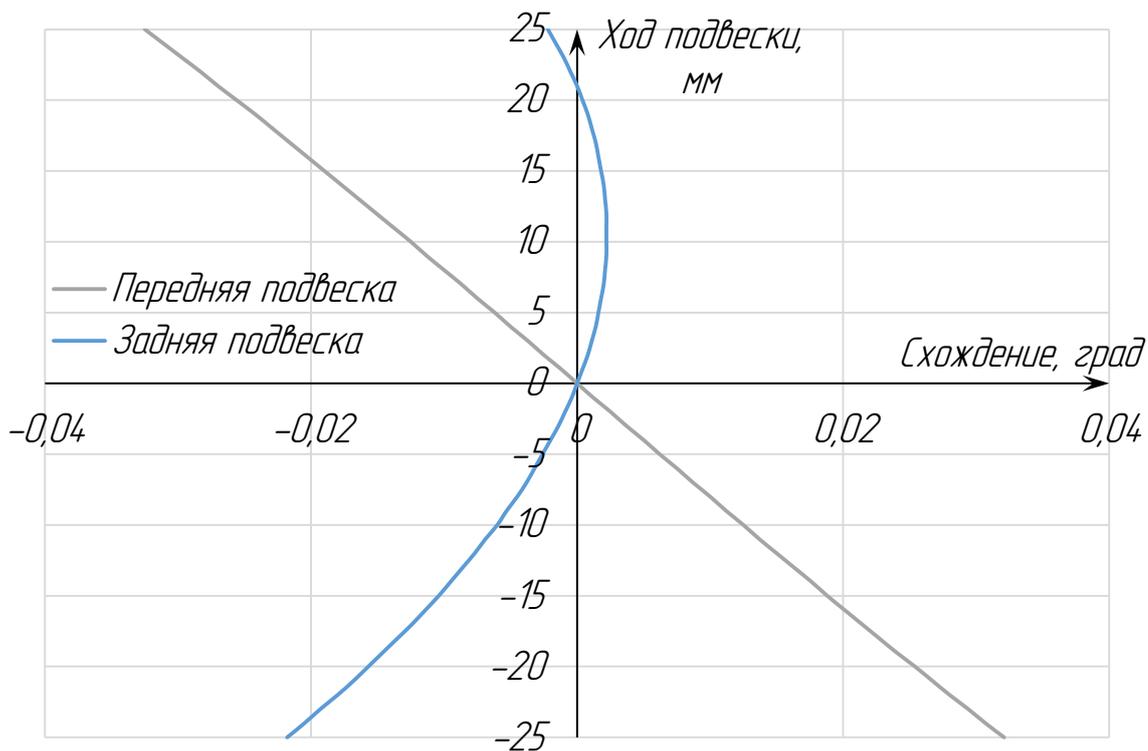


Рисунок 22 – График зависимости угла схождения колес от хода подвески.

Также учитывалось изменение угла развала колес, при повороте рулевого колеса, представленное на рисунке 9.

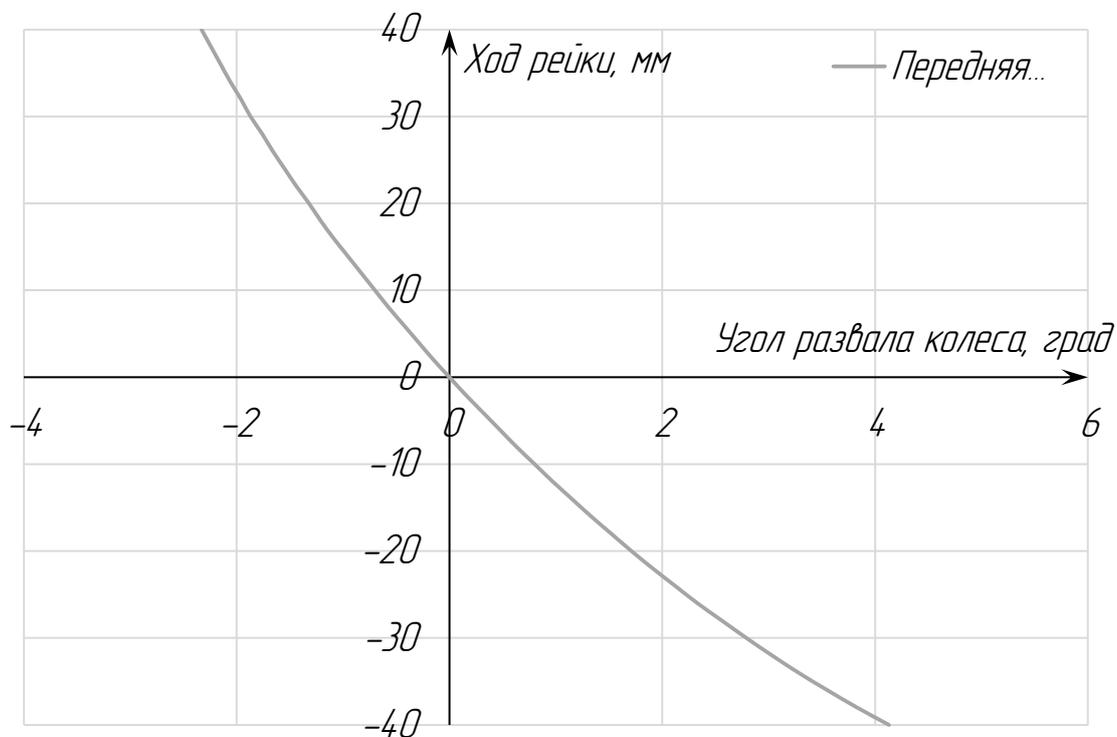


Рисунок 23 – График зависимости угла развала от поперечного хода рейки.

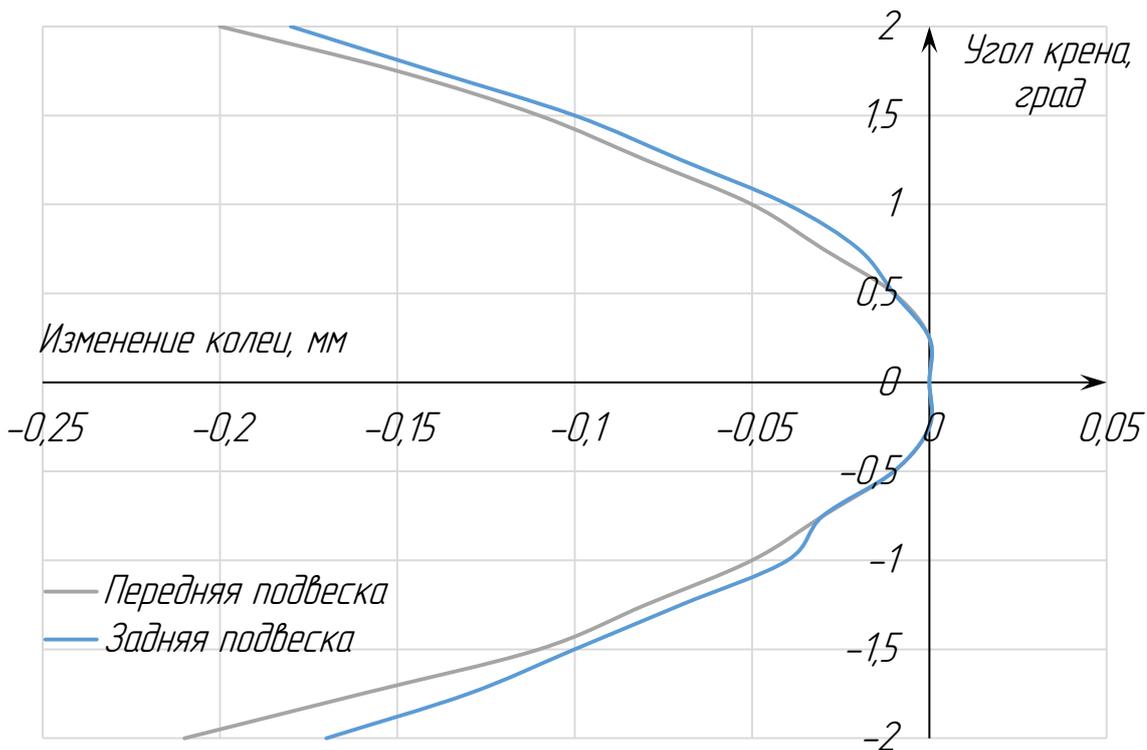


Рисунок 24 – График изменения колеи от крена кузова

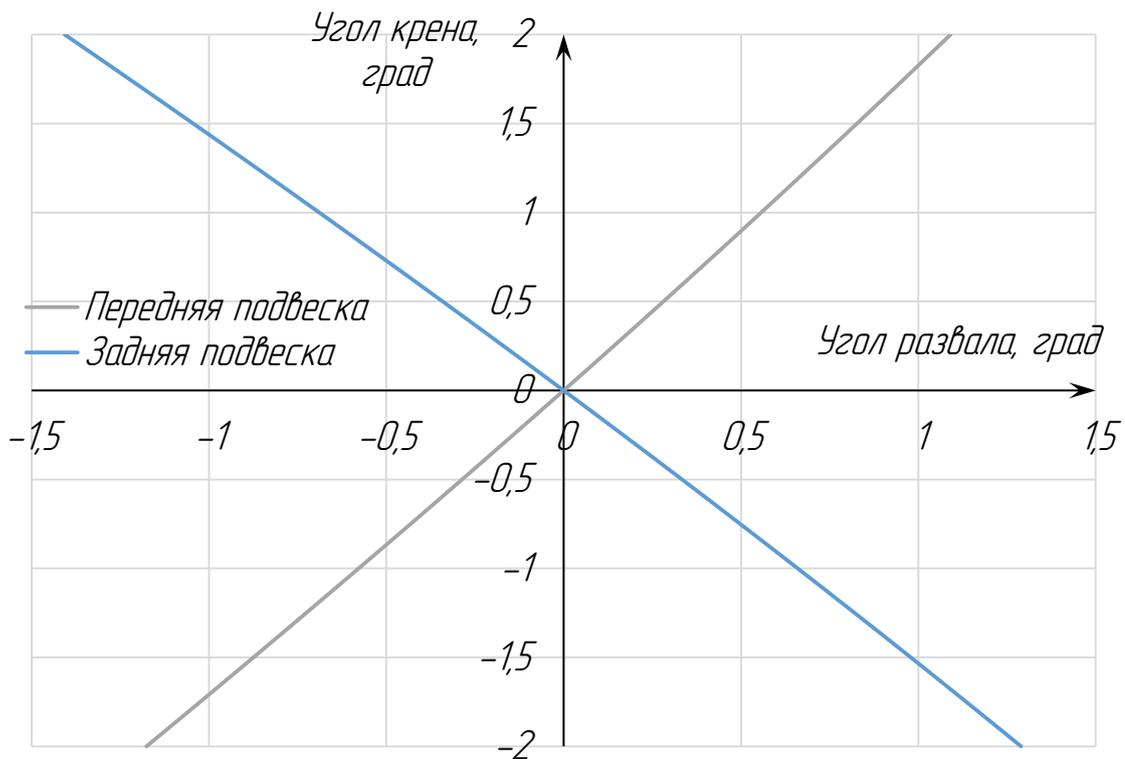


Рисунок 25 – График изменения угла развала колес от крена кузова

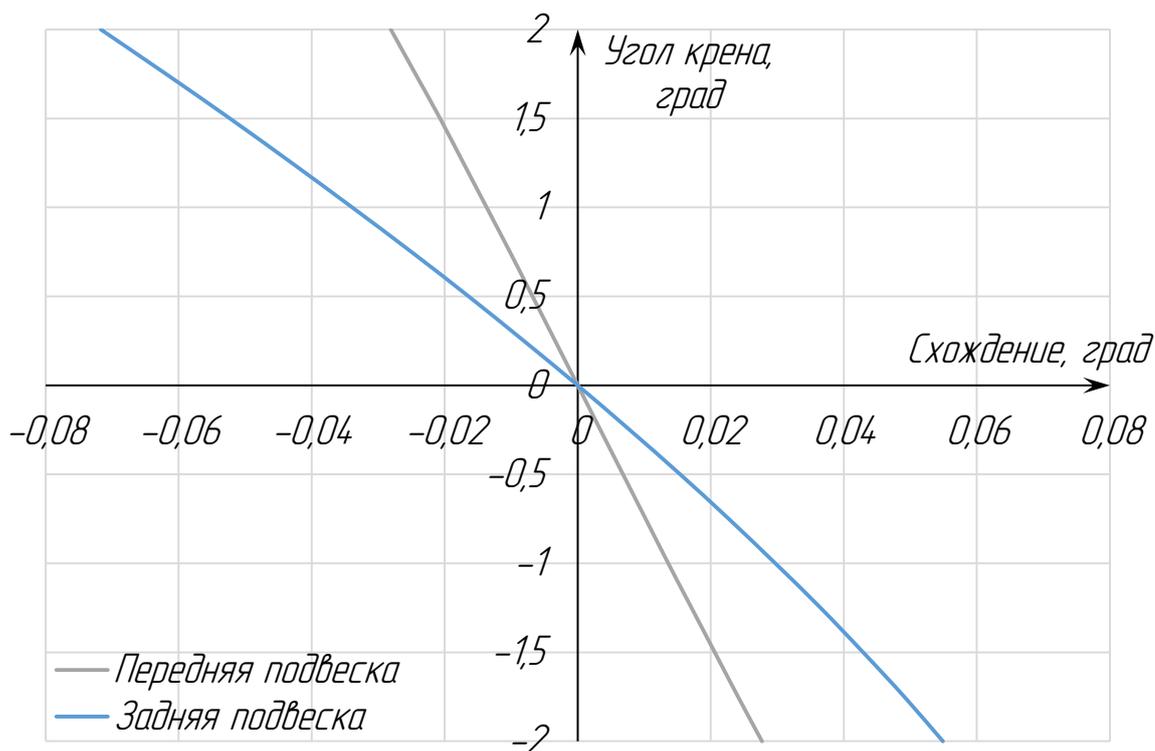


Рисунок 26 – График изменения угла схождения колес от крена кузова

По результатам выведенных графиков, были получены следующие значения изменения углов установки колес от хода подвески, представленные в таблице 5.

Таблица 5 – Параметры изменения углов установки колес от хода подвески и крена кузова.

Параметр	Передняя подвеска		Задняя подвеска	
	Сжатие	Отбой	Сжатие	Отбой
Диапазон изменения колеи от хода подвески, мм.	+0,45	-2	+1,13	-2,68
Диапазон изменения угла развала от хода подвески, град.	-1,05	+0,94	-0,86	+0,69
Диапазон изменения угла схождения от хода подвески, град.	-0,032	+0,032	-0,0022	-0,022

Продолжение таблицы 5.

Параметр	Передняя подвеска	Задняя подвеска
Диапазон изменения колеи от угла крена кузов в $+2^\circ$, мм.	-0,2	-0,18
Диапазон изменения колеи от угла крена кузов в -2° , мм.	-0,21	-0,17
Диапазон изменения угла развала от угла крена кузов в $+2^\circ$, град	+1,1	+1,4
Диапазон изменения угла развала от угла крена кузов в -2° , град	-1,2	-1,2
Диапазон изменения угла схождения от угла крена кузов в $+2^\circ$, град	-0,028	-0,072
Диапазон изменения угла схождения от угла крена кузов в -2° , град.	+0,028	+0,055

Полученные значения в соответствии с литературными источниками [3], удовлетворяют общепринятым требованиям к подвескам. Исходя из этого кинематическая схема подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ построена верна и может использоваться для последующего разработки элементов подвески и общей её компоновки. Для этого необходимо определить координаты ключевых точек кинематической схемы, см. рисунок 27,28.

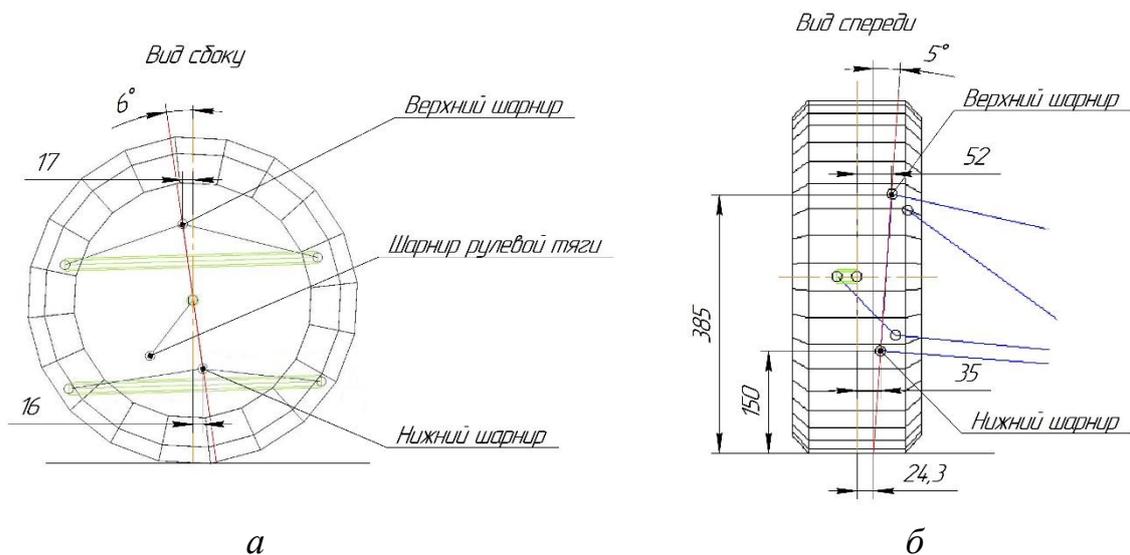


Рисунок 27 – Схема точек крепления передней подвески: а – вид сбоку; б – вид спереди.

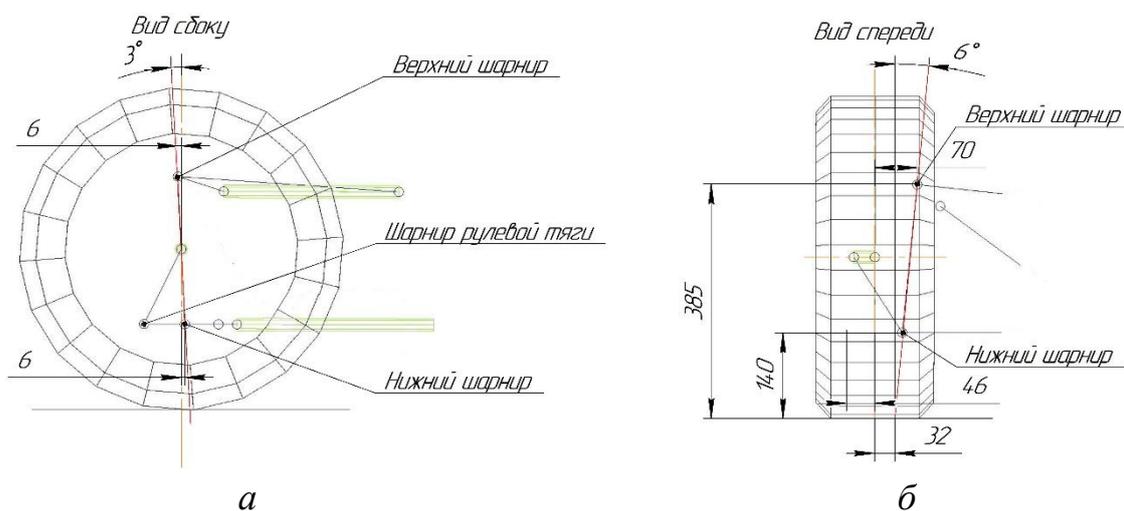


Рисунок 28 – Схема точек креплений задней подвески: а – вид сбоку; б – вид спереди.

В последующем данные точки были перенесены в среду SolidWorks и наложены на 3D модель рамы, см. рисунок 29. После наложения кинематической схемы передней и задней подвесок на модель рамы, можно переходить к разработке и моделированию отдельных узлов.

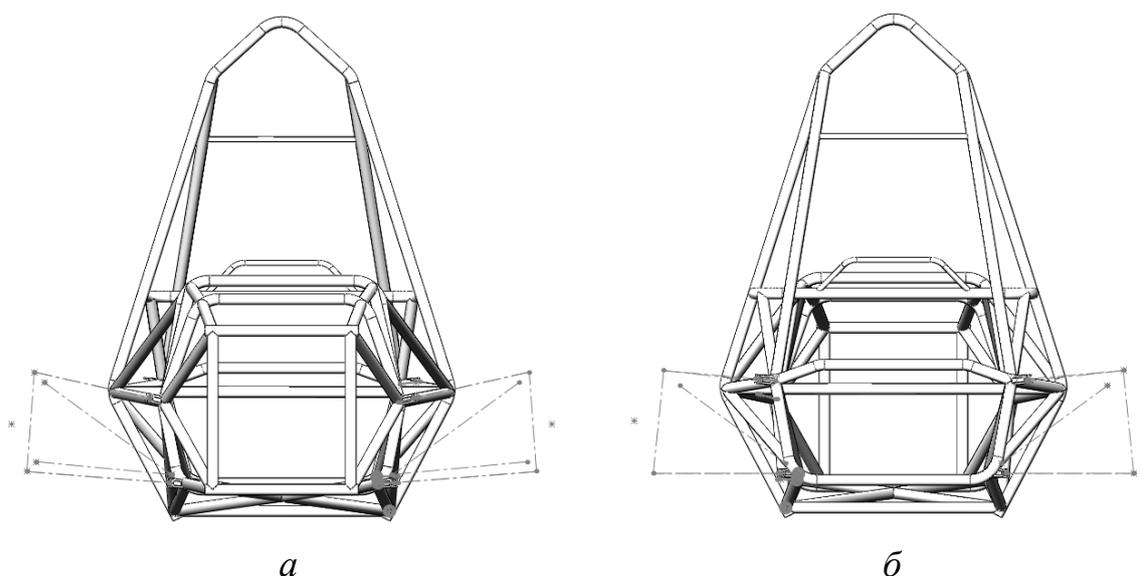


Рисунок 29 – Наложение кинематической схемы подвески на раму болида: *a* – передняя подвеска; *б* – задняя подвеска.

2.2. Расчет сил и нагрузок, возникающих при движении болида

Следующим этапом после постройки кинематической схемы является определение сил и нагрузок, возникающих в процессе движения болида. Это неотъемлемый этап, поскольку в ходе разработки подвески возникает необходимость в проведении предварительных расчетов, а также это позволит произвести прочностной расчет разработанных элементов.

Для расчета необходимо рассмотреть различные условия при которых возникают нагрузки. В литературном источнике [8] предлагается упрощённая методика расчета действия сил, при рассмотрении различных ситуаций, а именно:

- наезд на неровность;
- поворот;
- экстренное торможение;
- максимальное ускорение.

Первым делом необходимо произвести расчет максимальной вертикальной нагрузки, возникающая при наезде на неровности, см. рисунок 30.

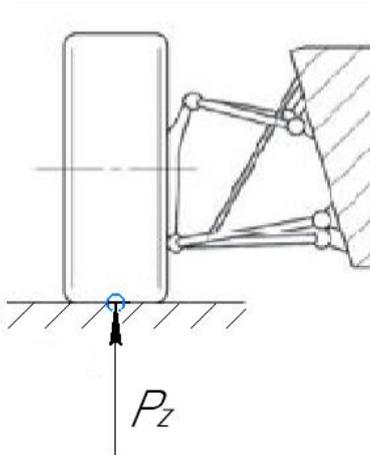


Рисунок 30 – Схема действия вертикальной нагрузки на колесо.

Данный расчет производится по формуле 1 [8]:

$$P_z = 3 \cdot P_{z,1,0} \quad (1)$$

где, P_{z1} – статическая нагрузка на колесо полностью заправленного автомобиля с водителем, которая рассчитывается по формуле 2.

$$P_{z,1,0} = \frac{m \cdot \Delta}{2} \cdot g \quad (2)$$

где, m – полная масса болида равная;

Δ – коэффициент перераспределение масс по осям;

Исходя из полной массы болида равной 330 кг. и перераспределением масс 50/50 значение статической нагрузки на колесо составляет:

$$P_{z,1,0} = \frac{330 \cdot 0,5}{2} \cdot 9,81 = 809,32 \text{ Н.}$$

Следовательно, максимальная вертикальная нагрузка, возникающая при наезде на неровность, составляет:

$$P_z = 3 \cdot 809,32 = 2\,427,97 \text{ Н.}$$

Следующее условие, которое необходимо рассмотреть это прохождение поворота. В момент прохождения поворота на болид начинает действовать центробежная сила, которая приложена к центру масс. Данная центробежная сила в последующем раскладывается на продольную и поперечную составляющие одной из которых является поперечная сила или же боковая сила. Более подробная схема действия сил при движении болида, представлена на рисунке 31.

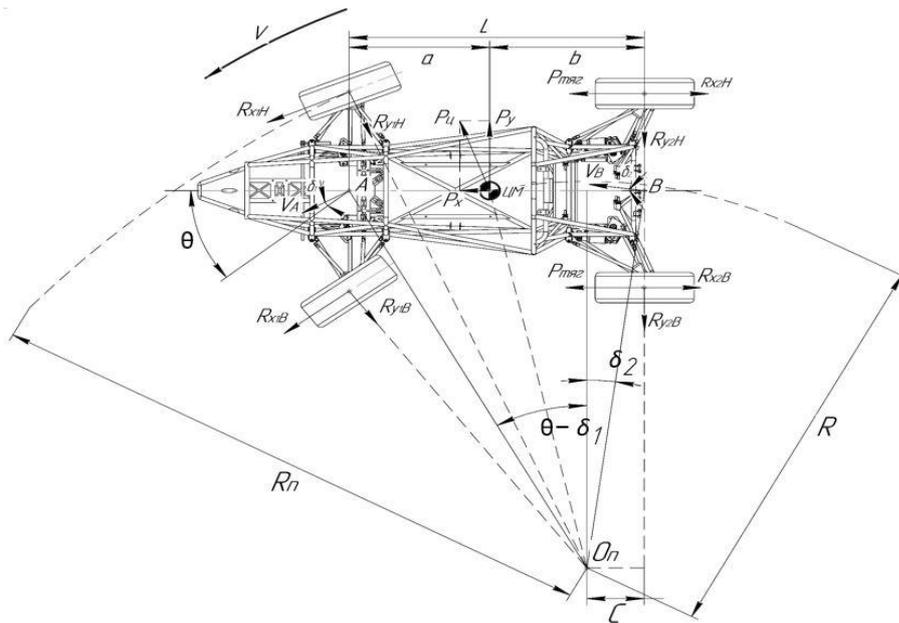


Рисунок 31 – Схема действия сил и боковых реакций, действующих на болид при повороте.

где, P_y , P_x – поперечная и продольная составляющая центробежной силы, Н;

P_u – центробежная сила, возникающая в момент поворота, Н;

R_{x1H} , R_{x1B} – продольная реакция наружного и внутреннего колеса передней оси, Н;

R_{x2H} , R_{x2B} – продольная реакция наружного и внутреннего колеса задней оси, Н;

R_{y1H} , R_{y1B} – поперечная реакция наружного и внутреннего колеса передней оси, Н;

R_{y2H} , R_{y2B} – поперечная реакция наружного и внутреннего колеса задней оси, Н;

V_A, V_B – скорость точек А и В, являющихся серединой передней и задней оси, м/с;

δ_1, δ_2 – угол бокового увода передней и задней оси, град.;

θ – угол поворота, град.;

R_{Π} – радиус поворота, м;

O_{Π} – центр поворота;

R, C – расстояние от центра поворота до оси АВ, м.

Для получения наиболее точных результатов расчета боковой силы, необходимо рассмотреть учитывать реальные параметры трассы, на которой планируются испытания. Соревнования болидов класса «Формула Студент» проходят на типовых специализированных трассы, следовательно, достаточно будет выбрать любую доступную трассу и взять её за основу для расчета. Трасса, представленная на рисунке 32, использовалась на соревнованиях FSAE Lincoln 2014, которые были проведены в городе Линкольн (Англия).

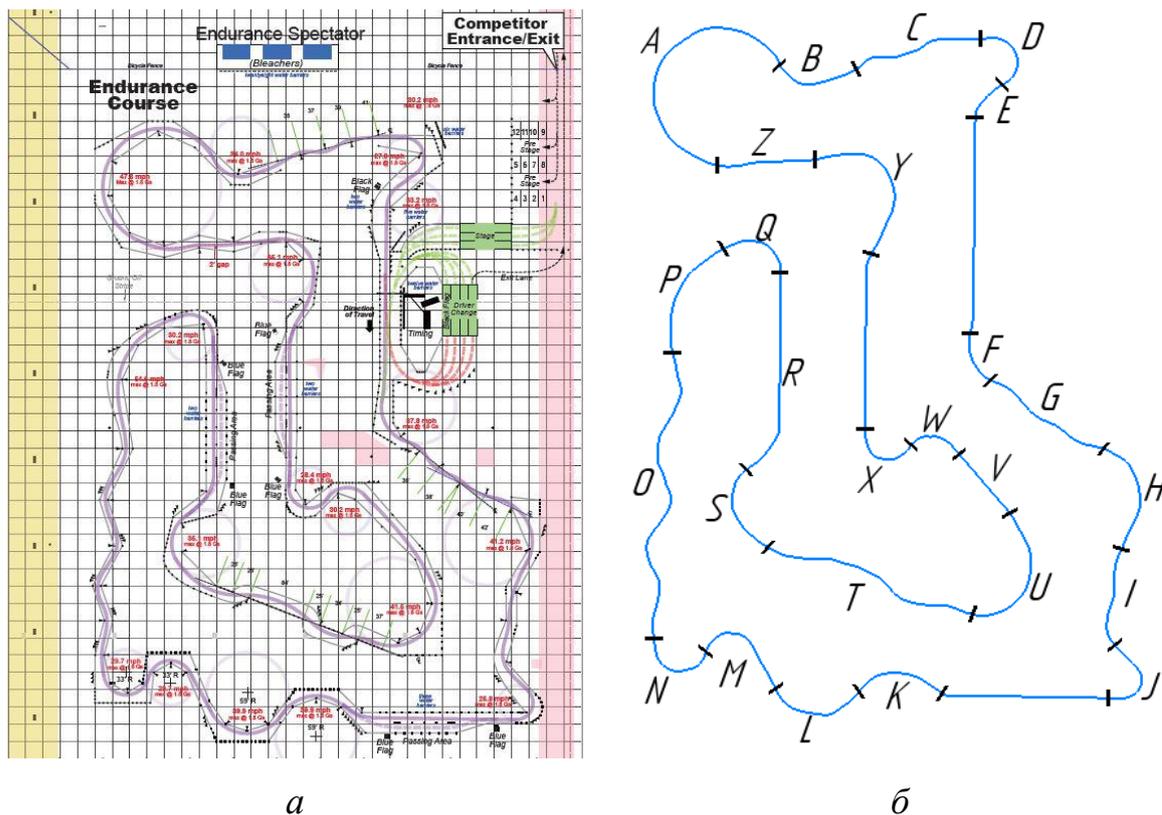


Рисунок 32 – Схема трассы FSAE Lincoln 2014: а – общий вид трассы; б – схема трассы с разделёнными участками.

В открытом доступе имеются информация по данной трассе, а именно значения радиусов каждого поворота, а также имеются данные телеметрии, полученные от команд, участвовавших на данных соревнованиях. Это позволит произвести расчет боковой силы, которая возникает в повороте и при прохождении непрямолинейных участков трассы, в следствии действия центробежной силы. Расчет боковой нагрузки производится по формуле 3, взятой из литературного источника [6]

$$P_y = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (3)$$

Где, m – масса болида;

V – средняя скорость на участке, м/с;

R – радиус поворота, м.

В результате проведённых расчетов получились следующие значения боковых нагрузок, которые представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные по трассе и результаты расчета боковых сил.

Участки	Скорость		Радиус поворота		Боковая нагрузка, Н
	миль/час	м/с	фут	метр	
A	47,8	21,4	84,0	25,6	5880,4
B	34,0	15,2	59,0	18,0	4235,8
C	-	-	-	-	-
D	27,9	12,5	33,0	10,1	5099,5
E	33,2	14,8	-	-	-
F	37,8	16,9	-	-	-
G	-	-	-	-	-
H	41,2	18,4	-	-	-
I	-	-	-	-	-
J	25,8	11,5	-	-	-
K	39,9	17,8	59,0	18,0	5833,4
L	39,9	17,8	59,0	18,0	5833,4
M	29,7	13,3	33,0	10,1	5778,7
N	29,7	13,3	33,0	10,1	5778,7
O			-	-	-
P	54,6	24,4	-	-	-
Q	30,2	13,5	-	-	-
R	-	-	-	-	-
S	35,1	15,7	-	-	-
T			-	-	-
U	41,5	18,6	-	-	-
V	-	-	-	-	-
W	30,2	13,5	-	-	-
X	28,4	12,7	-	-	-
Y	35,1	15,7	-	-	-
Z	-	-	-	-	-

Значения скоростей, приведённых в таблице 6, являются усреднёнными, исходя из этого для расчета максимального значения поперечной силы

необходимо предусмотреть отклонения значения скорости от усредненного на 10 – 15%. В результате чего необходимо взять значение средней скорости на участке А, поскольку на данном участке возникает максимальное значение боковой силы, и увеличить его на 15%. Следовательно, для расчета максимального значения возникающей боковой силы, необходимо использовать значения средней скорости равное 24,61 м/с.

Используя формулу 3, получаем следующее значение:

$$P_{y \max} = \frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{330 \cdot 24,61^2}{25,6} = 7807,2 \text{ Н.}$$

Используя полученные значение стало возможным определение нагрузок, возникающие на внутреннем и наружном колесе.

Расчет максимальной вертикальной нагрузки на наружном колесе производится по формуле:

$$P_{z,H} = 2 \cdot P_{z,1,0} = 2 \cdot 809,32 = 1618,64 \text{ Н.} \quad (4)$$

Расчет максимальной поперечной нагрузки на наружном колесе производится по формуле:

$$P_{y,H} = \frac{P_{y \max} \cdot \Delta}{2} + (P_{z1} \cdot \mu_y) \quad (5)$$

где, μ_y – коэффициент сцепления в поперечном направлении равный 2,2.

$$P_{y,H} = \frac{7807,2 \cdot 0,5}{2} + (809,32 \cdot 2,2) = 3 \ 732,3 \text{ Н.}$$

Расчет максимальной вертикальной нагрузки на внутреннем колесе производится по формуле:

$$P_{z,H} = P_{z,1,0} = 809,32 \text{ Н.} \quad (6)$$

Расчет максимальной поперечной нагрузки на внутреннем колесе производится по формуле:

$$P_{y,H} = -\mu_y \cdot P_{z,1,0} = -1780,5 \text{ Н.} \quad (7)$$

Следующее условие, которое необходимо рассмотреть это экстренное торможение передней и задней осей, см. рисунок 33.

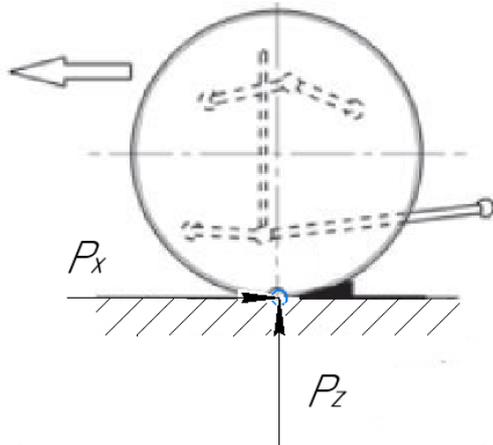


Рисунок 33 – Схема действия продольной и вертикальной нагрузок на колесо в момент экстренного торможения.

Расчет вертикальной нагрузки на переднем колесе при экстренном торможении производится по формуле:

$$P_{z,1} = 2 \cdot P_{z,1,0} = 1618,64 \text{ Н.} \quad (8)$$

Расчет продольной нагрузки на переднем колесе при экстренном торможении производится по формуле:

$$P_{x,1} = 1,5 \cdot \mu_x \cdot P_{z1} \quad (9)$$

где, μ_x – коэффициент сцепления в продольном направлении, его значение составляет 1,6.

$$P_{x,1} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 809,32 = 1942,38 \text{ Н.}$$

Расчет вертикальной нагрузки на заднем колесе при экстренном торможении производится по формуле:

$$P_{z,2} = P_{z,2,0} = 809,32 \text{ Н.}$$

Расчет продольной нагрузки на переднем колесе при экстренном торможении производится по формуле:

$$P_{x,2} = 0,8 \cdot \mu_x \cdot P_{z,2,0} = 0,8 \cdot 1,6 \cdot 809,32 = 1\,035,94 \text{ Н.} \quad (10)$$

Последнее условие, которое необходимо рассмотреть это максимальное ускорение, см. рисунок 34.

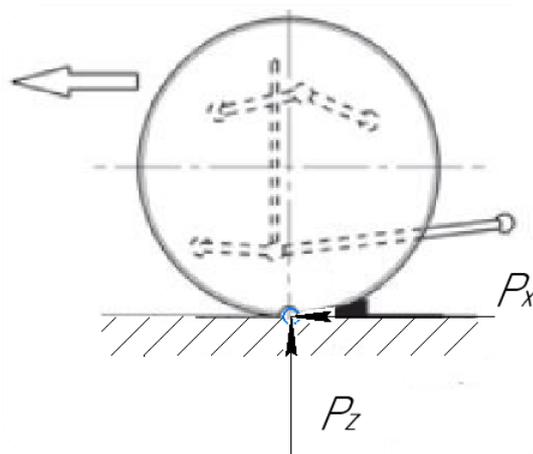


Рисунок 34 - Схема действия продольной и вертикальной нагрузок на заднее колесо при максимальном ускорении.

Расчет вертикальной нагрузки заднего колеса при максимальном ускорении производится по формуле:

$$P_{z,2} = 1,8 \cdot P_{z,2,0} = 1\ 618,64\ \text{Н}. \quad (11)$$

Расчет продольной нагрузки заднего колеса при максимальном ускорении производится по формуле:

$$P_{z,2} = 1,5 \cdot \mu_x \cdot P_{z,2,0} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 809,32 = 1\ 942,38\ \text{Н}. \quad (12)$$

Полученные результаты расчетов максимальных нагрузок, возникающих при движении болида собраны в таблице 7.

Таблица 7 – Максимальные нагрузки, возникающие в болиде при различных условия движения.

Нагрузка	Значение
Наезд на неровность	
Максимальная вертикальная нагрузка, Н.	2 427,97
Поворот	
Вертикальная нагрузка на наружном колесе, Н	1 618,6
Поперечная нагрузка на наружном колесе, Н.	3 732,3
Вертикальная нагрузка на внутреннем колесе, Н.	809,32
Поперечная нагрузка на внутреннем колесе	1 780,5

Продолжение таблицы 7.

Нагрузка	Значение
Экстренное торможение	
Вертикальная нагрузка на переднее колесо, Н.	1 618,6
Продольная нагрузка на переднее колесо, Н.	1 942,38
Вертикальная нагрузка на заднее колесо, Н.	809,32
Продольная нагрузка на заднее колесо, Н.	1 035,94
Максимальное ускорение	
Вертикальная нагрузка на заднее колесо, Н.	1 456,78
Продольная нагрузка на заднее колесо, Н.	1 942,38

Полученные значения в дальнейшем будут использоваться для проведения предварительных расчетов, а также для проведения проверочных расчетов спроектированных элементов подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.

2.3. Разработка конструкции элементов подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

Первым делом необходимо разработать поворотный кулак, данный элемент, по результатам проведённого ранее анализа, будет представлять из себя сварную конструкцию из отдельных элементов, см. рисунок 35.

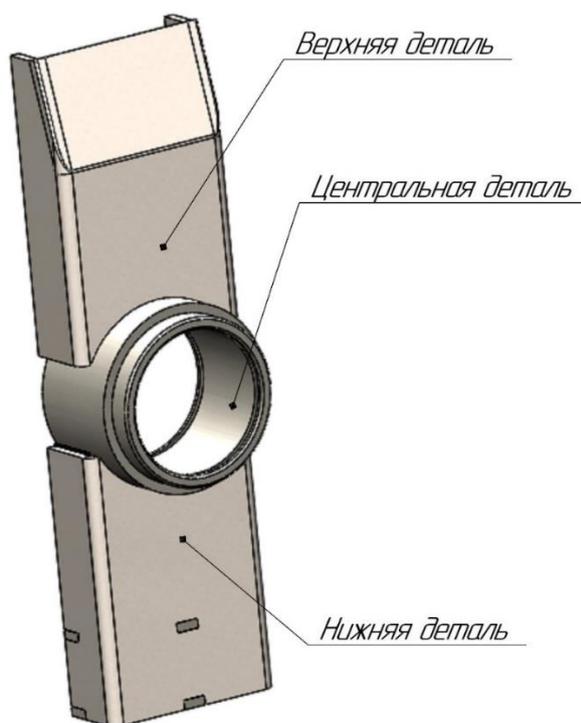


Рисунок 35 – 3D модель верхней и нижней частей поворотного кулака

Верхняя и нижняя детали будут гнуться, а не свариваться, это позволит уменьшить количество сварных соединений, что повысит прочность и точность всей конструкции. Следующим этапом является разработка кронштейнов крепления: верхнего рычага, рулевой тяги и тормозного суппорта, см. рисунок 36.

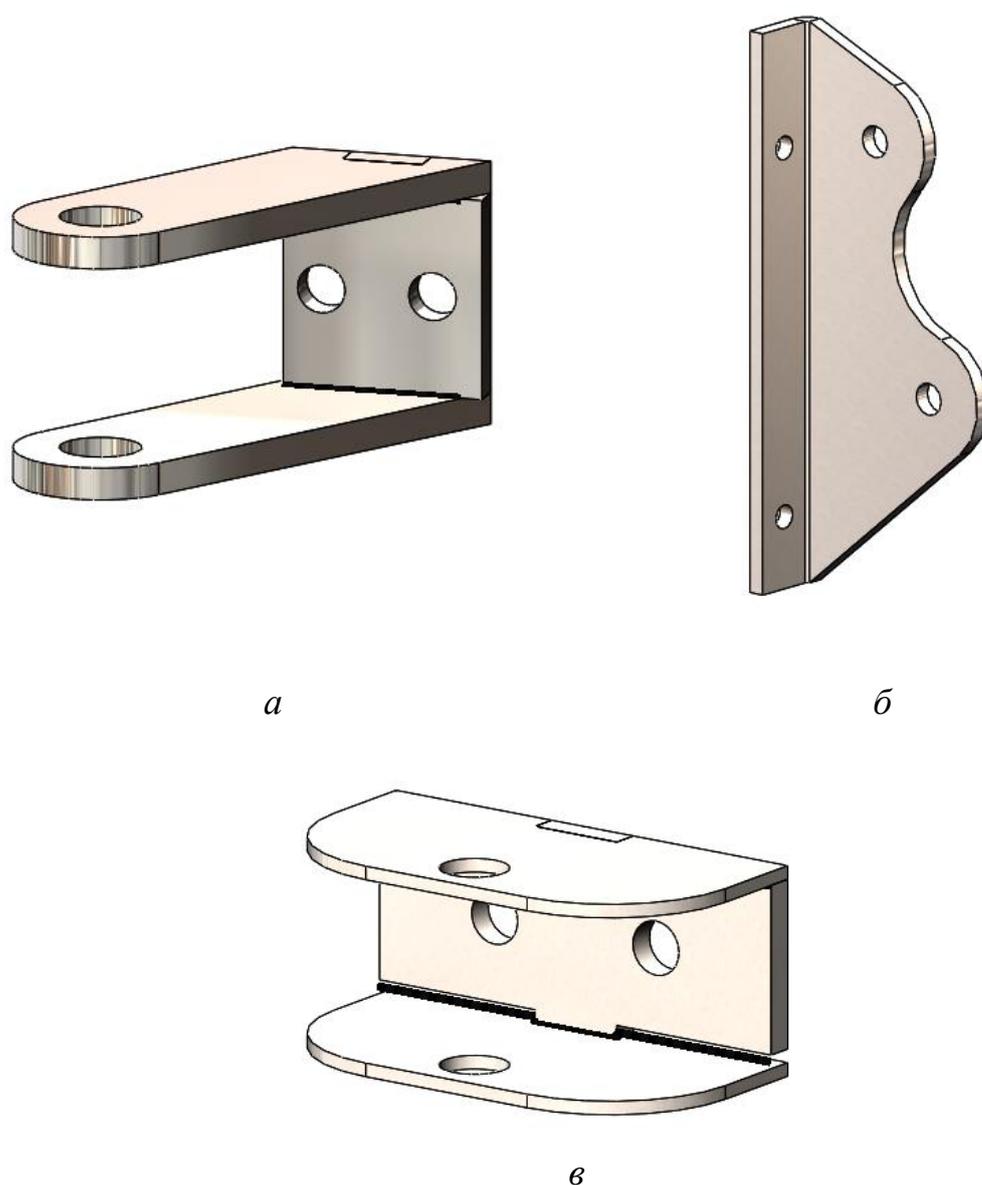


Рисунок 36 – 3D модели кронштейнов поворотного кулака: *а* – кронштейн крепления рулевой тяги; *б* – кронштейн крепления тормозного суппорта; *в* – кронштейн крепления верхнего рычага.

В результате был построен поворотный кулак, см. рисунок 37, отвечающий всем требованиям, а также соответствующий всем

геометрическим ограничениям, наложенными точками из кинематической схемы.

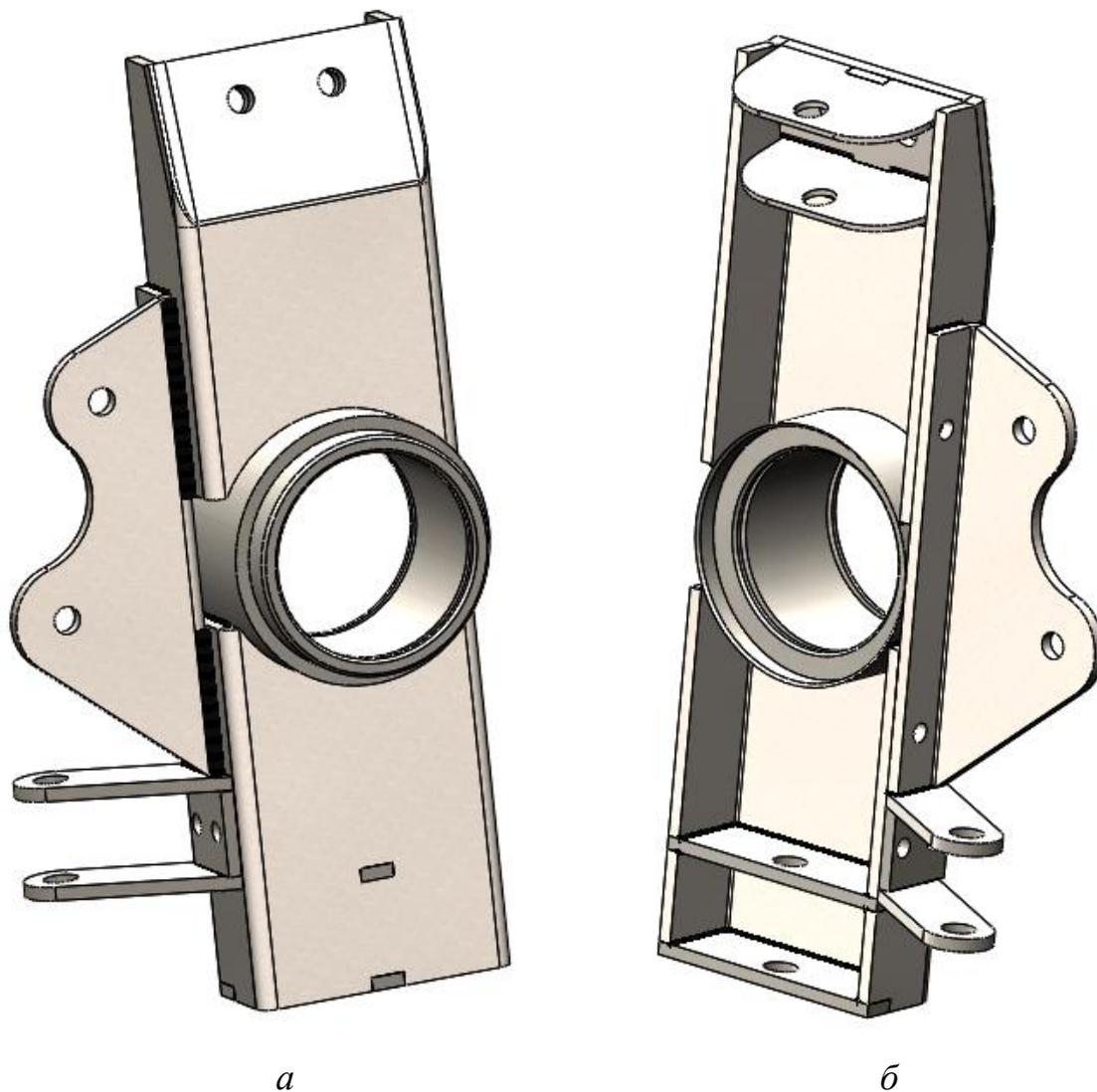


Рисунок 37 – 3D модель переднего правого поворотного кулака болида «Формула Студент» ПНИПУ: *а* – вид спереди; *б* – вид сзади.

Следующим этапом является разработка моделей верхних и нижних рычагов, также с учетом ограничений из полученной кинематической схемой. Конструкция верхних рычагов, представленная на рисунке 38 позволит производить регулировку угла развала колес, за счет наличия резьбы на верхнем наконечнике. Конструкция нижних рычагов, представленная на рисунке 39, отличается от верхних, поскольку нижний рычаг воспринимает большую часть нагрузок, исходя из этого он должен обладать лучшими прочностными характеристиками.

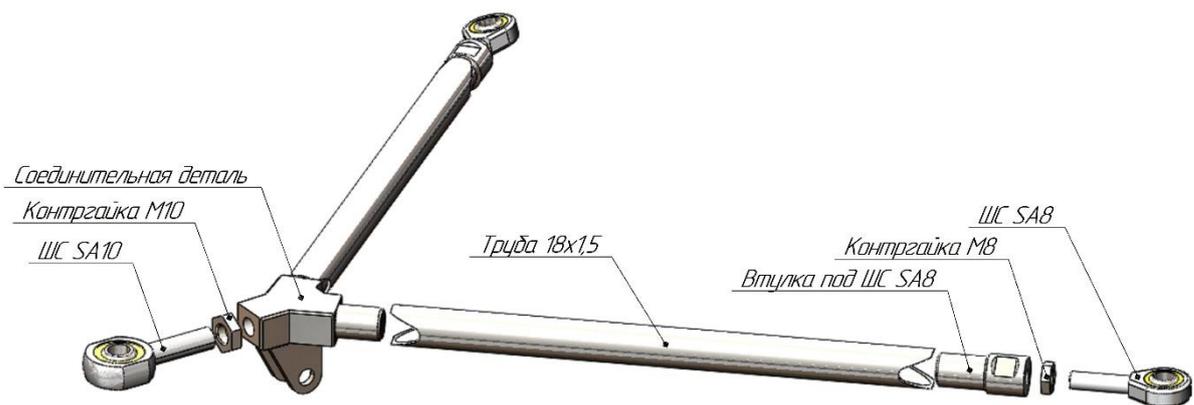


Рисунок 38 – Верхний рычаг передней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

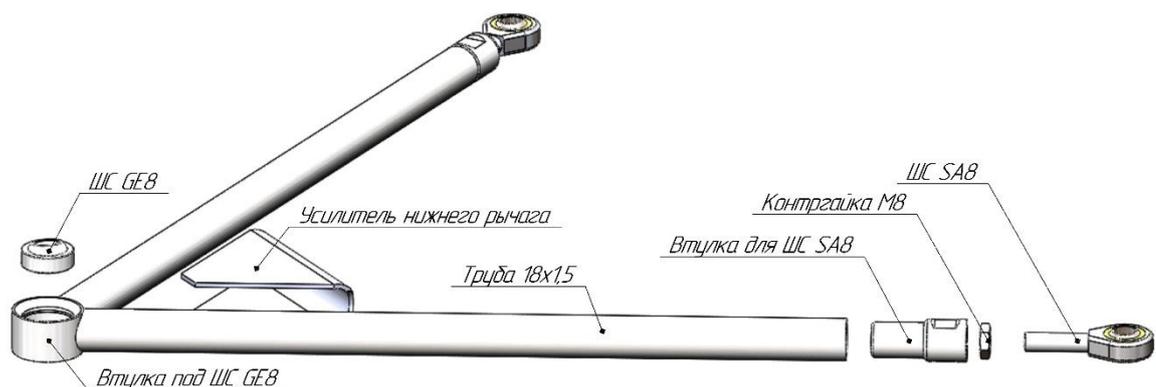


Рисунок 39 – Нижний рычаг передней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

Следующим этапом необходимо разработать маятник, который является ключевым звеном между колесом и амортизатором. Используя геометрические ограничения, полученные из кинематической схемы, была разработана модель маятника, которая представлена на рисунке 40.

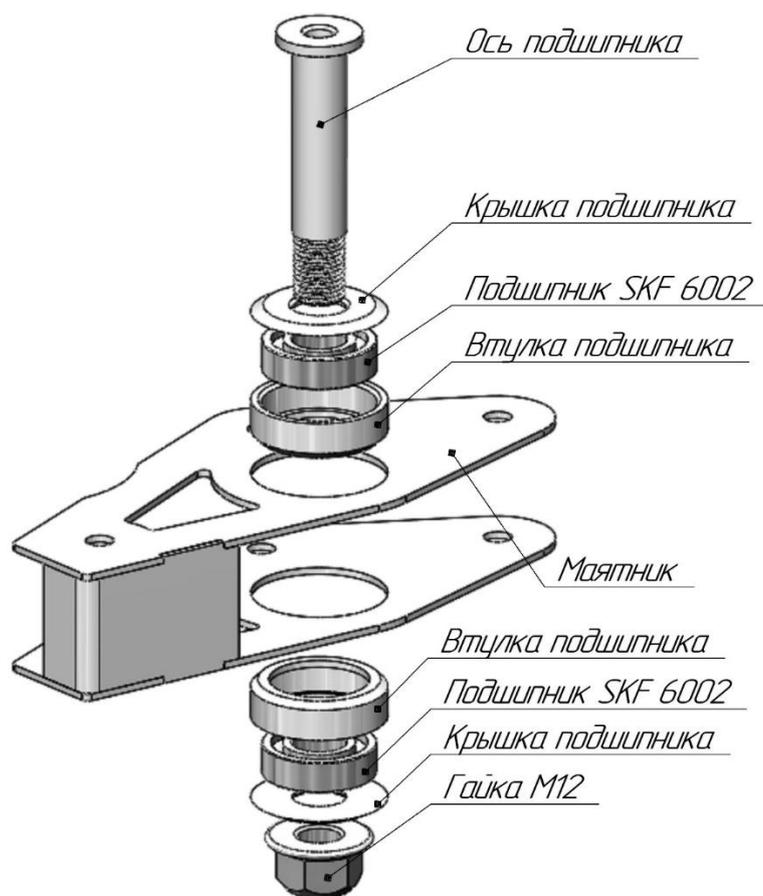


Рисунок 40 – 3D модель маятника передней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

В результате были разработаны модели элементов передней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ, которые в последующем необходимо объединить в общую сборку и проверить сопряжение и отсутствия коллизий с другими элементами. Сборочная схема передней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ представлена на рисунках 41,42.

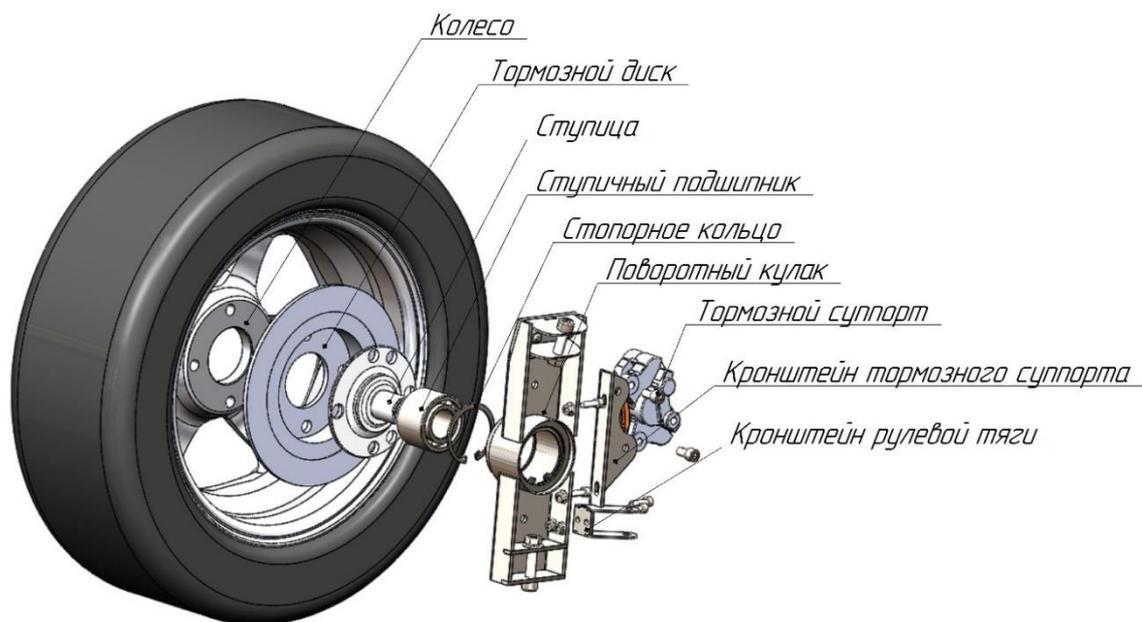


Рисунок 41 – Модель сборки переднего поворотного кулака болида «Формула Студент» ПНИПУ

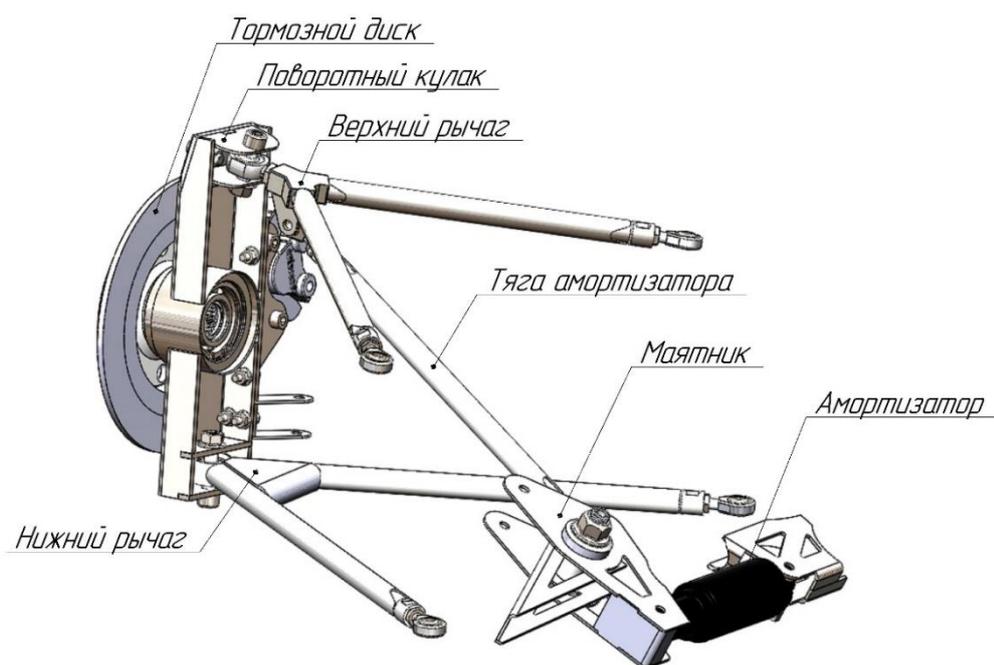


Рисунок 42 – Компонировочная модель сборки передней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

Аналогичным образом были разработаны остальные элементы задней подвески и общая компоновочная модель, которые представлены на рисунках 43,44.

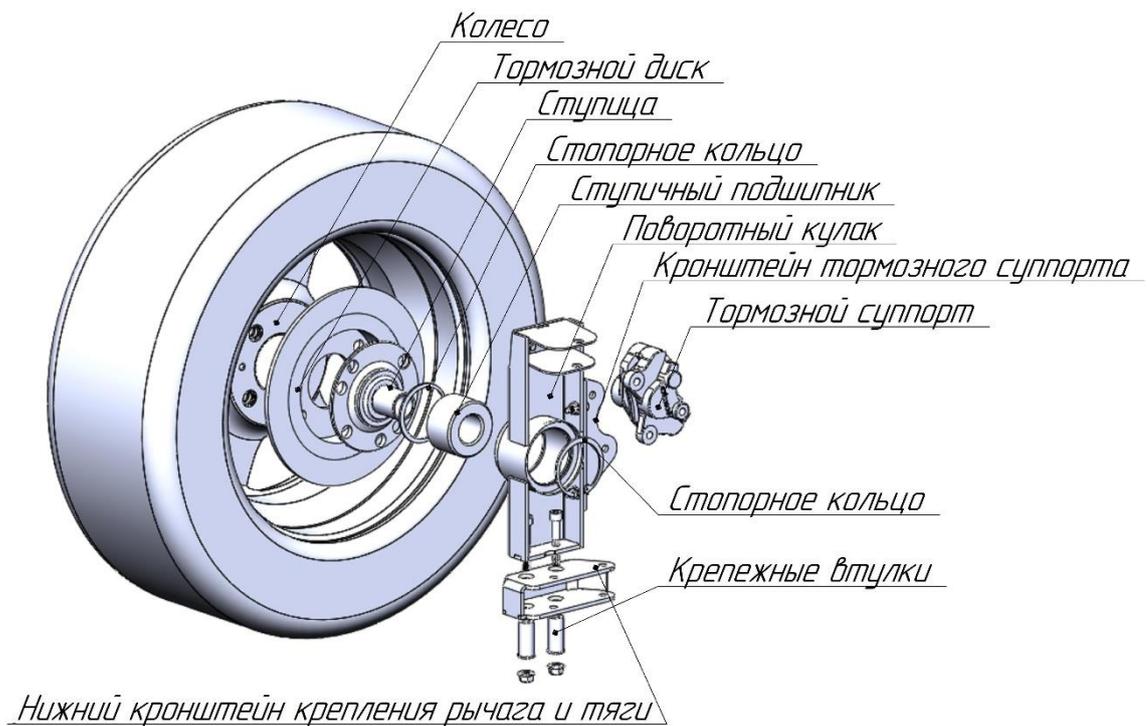


Рисунок 43 – Модель сборки заднего поворотного кулака болида «Формула Студент» ПНИПУ

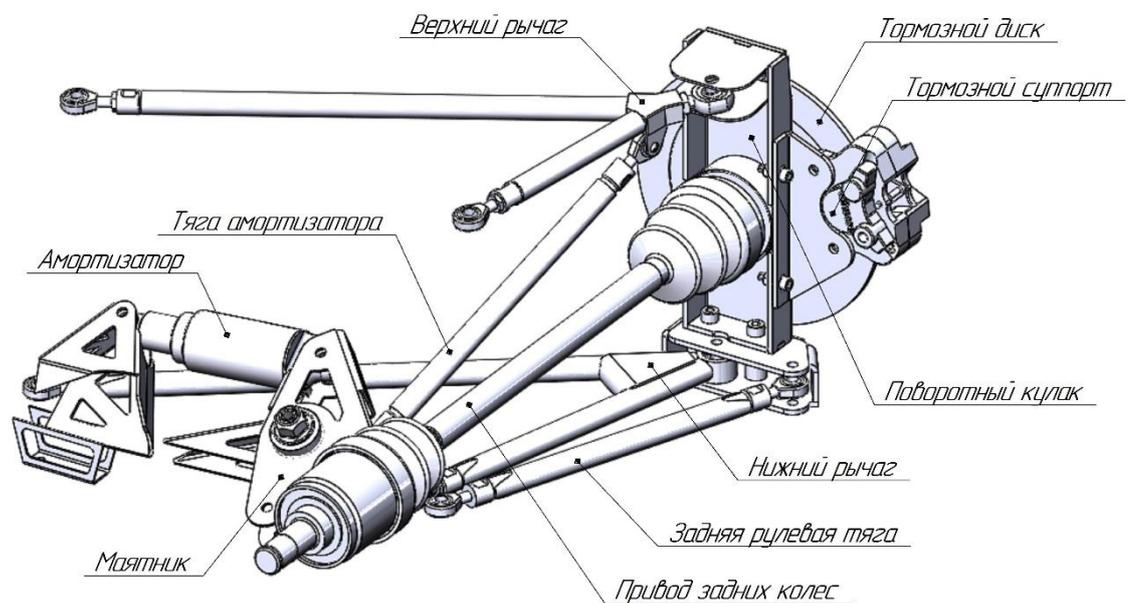


Рисунок 44 – Компонировочная модель сборки задней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ

Перед началом разработки стабилизаторов поперечной устойчивости, необходимо произвести предварительный расчет угла крена кузова болида,

так как на основании данного показателя производится оценка целесообразности внедрения стабилизаторов в конструкцию передней и задней подвесок.

Крен кузова возникает под действием на ЦМ болида, поперечной составляющей центробежной силы. Поскольку ЦМ находится выше оси крена, вокруг которой кузов совершает крен. На плечо равное значению расстояния от ЦМ до оси крена, поперечная сила создает опрокидывающий момент, рисунок 45.

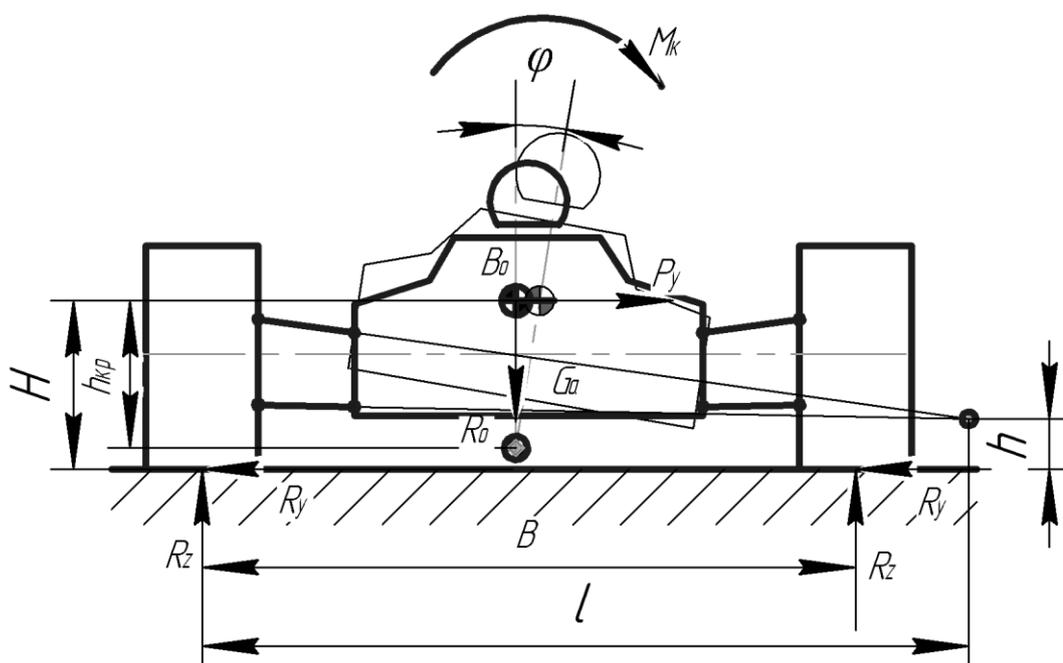


Рисунок 45 – Схема действия сил, вызывающих крен кузова болида.

где B_0 – центр массы (ЦМ);

R_0 – центр крена (ЦК);

P_y – боковая сила воздействующая на ЦМ в повороте;

l – расстояние от пятна контакта шин, до точки пересечения полюсов осей рычагов верхнего и нижнего;

B – колея;

R_z, R_y – силы возникающие в пятне контакта;

h – высота точки пересечения полюсов осей рычагов от опорной поверхности;

H – высота ЦМ от опорной поверхности;

G_a – вертикальная сила действующая на ЦМ;

φ – угол крена кузова;

M_p – момент создающий крен кузова;

$h_{кр}$ – расстояние между ЦК и ЦМ

Для расчета будут использоваться исходный данные, взятые из кинематической схемы. Параметры представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Исходные данные из кинематической схемы для расчета угла крена кузова болида.

Параметр	Значение	
	Передняя ось	Задняя ось
l , м	1,632	2,268
B , м	1,25	1,2
h , м	0,0261	0,14
H , м	0,32	
$h_{кр}$, м	0,296	
G_a , Н	3 237,3	

Полный угол крена кузова болида в поперечной плоскости, при максимально допустимых условиях по сцеплению рассчитывается по следующей формуле:

$$\varphi = \frac{M_k}{c_{y1} + c_{y2}} \quad (13)$$

где, c_{y1} и c_{y2} – суммарные угловые жесткости передней и задней подвесок, определяемые по формулам:

Передняя подвеска:

$$c_{y1} = \frac{c'_{y1} \cdot c_{x1}}{c'_{y1} + c_{x1}}; \quad (14)$$

Задняя подвеска:

$$c_{y2} = \frac{c'_{y2} \cdot c_{x2}}{c'_{y2} + c_{x2}}; \quad (15)$$

где c'_{y1} и c'_{y2} – угловые жесткости передней и задней подвесок;

c_{x1} и c_{x2} – приведённые угловые жесткости передних и задних шин;

Для расчёта угловой жесткости передней и задней подвесок используются следующие формулы:

$$c'_{y1} = \frac{c_{п1} \cdot B_1^2}{2 - \frac{h_1 \cdot B_1}{H \cdot l_1}}, \quad c'_{y2} = \frac{c_{п2} \cdot B_2^2}{2 - \frac{h_2 \cdot B_2}{H \cdot l_2}}; \quad (16,17)$$

где $c_{п1} = 46 \frac{H}{\text{мм}}$ – вертикальная жесткость передней подвески;

$c_{п2} = 39 \frac{H}{\text{мм}}$ – вертикальная жесткость задней подвески;

Данные значения взяты из ранее произведённых подсчётов, при частоте колебаний 3,2 Гц для передней и 3 Гц для задней подвески. Исходя из требований, выдвигаемых для спортивных автомобилей [5].

Используя имеющиеся данные производится расчет угловой жесткости передней и задней подвески, используя формулы (16,17):

$$c'_{y1} = \frac{c_{п1} \cdot B_1^2}{2 - \frac{h_1 \cdot B_1}{H \cdot l_1}} = \frac{46 \cdot 1,25^2}{2 - \frac{0,0261 \cdot 1,25}{0,32 \cdot 1,632}} = 37,07 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$$

$$c'_{y2} = \frac{c_{п2} \cdot B_2^2}{2 - \frac{h_2 \cdot B_2}{H \cdot l_2}} = \frac{39 \cdot 1,2^2}{2 - \frac{0,14 \cdot 1,2}{0,32 \cdot 2,268}} = 31,73 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$$

Для расчёта приведённой угловой жесткости передних и задних шин, используются следующие формулы:

$$c_{x1} = \frac{c_{ш1} \cdot B_1^2}{2}, \quad c_{x2} = \frac{c_{ш2} \cdot B_2^2}{2}; \quad (18,19)$$

где $c_{ш1}$ и $c_{ш2}$ – вертикальная жесткость шин переднего и заднего колеса;

Данные значения вертикальной жесткости шин подбираются, используя график изменения жесткости покрышки от приходящей на неё нагрузки, при

разных значениях давления, рисунок 46. Параметры используемых шин болида 190/535R13 (20,5x7,0-13).

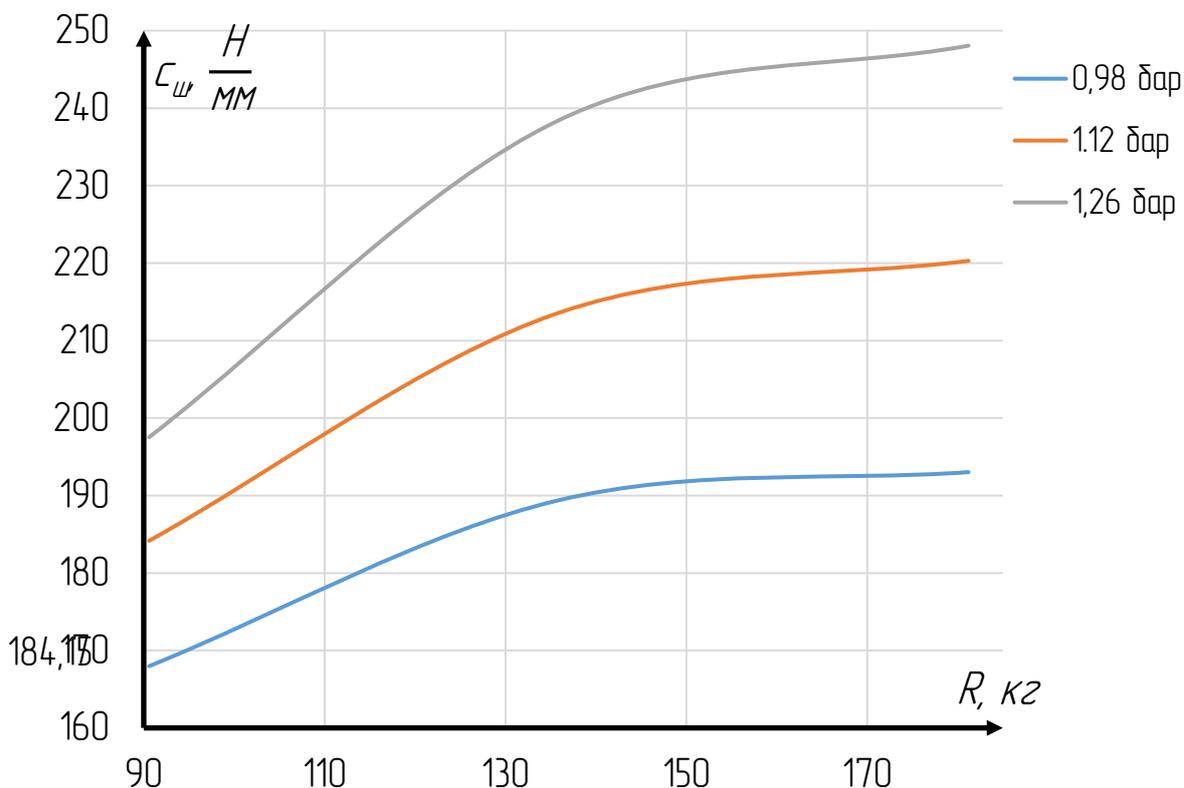


Рисунок 46 – График изменения жесткости шин.

Нагрузка, приходящаяся на одно колесо, составляет примерно 90 кг, предполагаемое давление в шинах 1,12 бар, исходя из этого, вертикальная жесткость шин будет составлять $184,15 \frac{H}{MM}$.

Полученные данные подставляем в формулы (18,19) для подсчета приведённой угловой жесткости передних и задних шин:

$$c_{x1} = \frac{c_{ш1} \cdot B_1^2}{2} = \frac{184,15 \cdot 1,25^2}{2} = 143,87 \frac{кН \cdot м}{рад};$$

$$c_{x2} = \frac{c_{ш2} \cdot B_2^2}{2} = \frac{184,15 \cdot 1,2^2}{2} = 132,59 \frac{кН \cdot м}{рад};$$

Используя формулы (14,15) производится поиск суммарной угловой жесткости передней и задней подвесок:

Передняя подвеска:

$$c_{y1} = \frac{c'_{y1} \cdot c_{x1}}{c'_{y1} + c_{x1}} = \frac{37,07 \cdot 143,87}{37,07 + 143,87} = 29,47 \frac{кН \cdot м}{рад};$$

Задняя подвеска:

$$c_{y2} = \frac{c'_{y2} \cdot c_{x2}}{c'_{y2} + c_{x2}} = \frac{31,73 \cdot 132,59}{31,73 + 132,59} = 25,6 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}};$$

Используя полученные данные, производим расчет угла крена кузова, пользуясь формулой (13):

$$\varphi = \frac{M_k}{c_{y1} + c_{y2}} = \frac{2,311}{29,47 + 25,6} = 0,0419 \text{ рад}$$

Полный угол крена кузова составляет 0,0419 рад. или 2,4°, в свою очередь требуемое значение максимального угла (φ_T) для спортивных, одноместных автомобилей составляет 1,5° / 0,0262 рад.

Первоначально перед расчетом необходимо рассчитать угловую жесткость, которую необходимо добавить к суммарной угловой жесткости, для обеспечения рекомендуемого угла крена кузова болида.

По формуле (13) находим требуемую угловую жесткость СПУ:

$$c_T = \frac{2,311}{0,0262} - 29,47 - 25,6 = 33,1 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}};$$

Полученную суммарную угловую жесткость СПУ необходимо распределить между передней и задней осью, используя формулу распределения [6]:

$$\Phi_1 = \frac{c_{y1} + c_T}{c_{y1} + c_{y2} + c_T} = \frac{62,57}{88,17} = 0,71;$$

$$\Phi_2 = 1 - \Phi_1 = 1 - 0,71 = 0,29;$$

где Φ_1 , Φ_2 – перераспределение угловой жесткости между передней и задней подвеской (71/29)

Учитывая перераспределение угловой жесткости, находится требуемая жесткость для передней и задней подвески:

$$c_{T1} = c_T \cdot \Phi_1 = 33,1 \cdot 0,71 = 23,5 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}};$$

$$c_{T2} = c_T \cdot \Phi_2 = 33,1 \cdot 0,29 = 9,6 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}};$$

Стабилизатор имеет настройки угловой жесткости в диапазоне для переднего СПУ $17,6 - 29,4 \frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$, для заднего СПУ $7,2 - 12 \frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$. Данная регулировка производится за счёт увеличения или уменьшения длины плеча на 25%.

Исходя из рекомендаций, представленных в литературном источнике [6], принято решение использовать пружинную сталь маркировкой Сталь 65Г.

Используя построенную кинематическую определяется передаточное отношения СПУ, а также его максимальный угол закручивания.

Передаточное число СПУ находится по следующей формуле:

$$MR = \frac{s}{s_s} \cdot \frac{B}{2}; \quad (20)$$

где s – продольное перемещение плеча, м;

s_s – вертикальное перемещение колеса, м;

Данное передаточное отношение находится отдельно для переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости:

Для переднего стабилизатора:

$$MR_1 = \frac{s_1 \cdot B_1}{2 \cdot s_s} = \frac{0,011 \cdot 1,25}{2 \cdot 0,025} = 0,275 \text{ м};$$

Для заднего стабилизатора:

$$MR_2 = \frac{s_2 \cdot B_2}{2 \cdot s_s} = \frac{0,016 \cdot 1,2}{2 \cdot 0,025} = 0,384 \text{ м};$$

Диаметр пружка переднего стабилизатора, обеспечивающий требуемую угловую жесткость переднего стабилизатора c_{T1} рассчитывается по формуле:

$$d \approx 1,5 \cdot \sqrt{c_c \cdot \left[\frac{l_T^2 \cdot l_T}{G} + \frac{l_K^3}{0,75 \cdot E} + \frac{l_0 \cdot (l_2 + l_3)^2}{1,5 \cdot E} \right]}, \text{ м}; \quad (21)$$

где l_T, l_K, l_2, l_3, l_0 – размеры стабилизатора, м.

c_c – жесткость стабилизатора поперечной устойчивости, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$

$$c_c = \frac{c_T}{(MR_1)^2} = \frac{23,5}{0,275^2} = 310,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}} = 0,31 \frac{\text{МН}}{\text{м}}; \quad (22)$$

Размеры упрощённой схемы стабилизатора поперечной устойчивости представлены на рисунке 47. Её численные значения приведены в таблице 9.

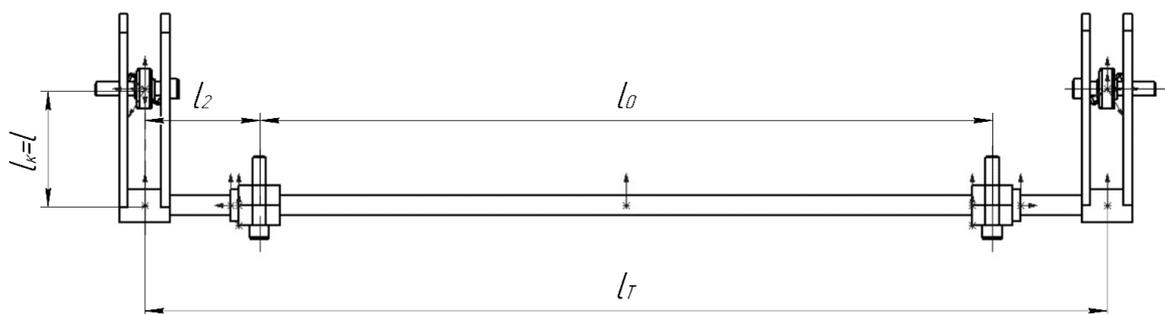


Рисунок 47 – Схема переднего стабилизатора поперечной устойчивости.

Таблица 9 – Геометрические параметры упрощённой схемы переднего стабилизатора

Обозначение на схеме	Численные значения, м.
l_2	0,1
l_3	0
l_k	0,1
l_T	0,572
l_0	0,372
l	0,1

По формуле (21) производит расчет, используя численные значения из таблицы 9:

$$d \approx 1,5 \cdot \sqrt{c_T \cdot \left[\frac{l^2 \cdot l_T}{G} + \frac{l_k^3}{0,75 \cdot E} + \frac{l_0 \cdot (l_2 + l_3)^2}{1,5 \cdot E} \right]} \approx$$

$$\approx 1,5 \cdot \sqrt{0,31 \cdot \left[\frac{0,1^2 \cdot 0,572}{8,4 \cdot 10^4} + \frac{0,1^3}{0,75 \cdot 2,15 \cdot 10^5} + \frac{0,372 \cdot (0,1 + 0)^2}{1,5 \cdot 2,15 \cdot 10^5} \right]} \approx 0,0179 \text{ м.} \approx 18 \text{ мм.}$$

Диаметр переднего стабилизатора поперечной устойчивости составляет 18 мм. Сравнив полученное значение диаметра со значениями команд конкурентов Formula Student МГТУ им. Н.Э. Баумана диаметра стабилизатора составляет 11,645 мм, FS Eindhoven диаметр стабилизатора составляет 13,4,

можно предположить, что расчёты были произведены правильно, учитывая погрешности при расчётах.

Диаметр заднего прутка находится по формуле [7]:

$$d = \sqrt[4]{\frac{M_{стб} \cdot l_T \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot \varphi_{\max}}}; \quad (23)$$

где G – модуль упругости 2-го рода, Па;

φ_{\max} – максимальный угол закручивания плеча стабилизатора, рад.;

Момент возникающий на стабилизаторе рассчитывается по формуле:

$$M_{сб1} = \frac{M_p \cdot c_{T1}}{(c_{y1} + c_{T1}) + (c_{y2} + c_{T2})} \quad (24)$$

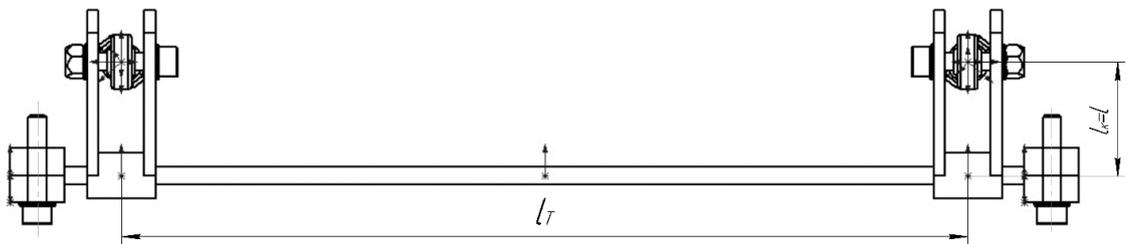


Рисунок 48 – Схема заднего стабилизатора поперечной устойчивости.

Таблица 10 - – Геометрические параметры упрощённой схемы переднего стабилизатора

Обозначение на схеме	Численные значения, мм.
l_T	0,382
$l_k/1$	0,05

Момент стабилизатора находится по формуле 24:

$$M_{сб2} = \frac{2,311 \cdot 12}{(29,47 + 23,5) + (25,6 + 12)} = 0,324 \text{ кН} \cdot \text{м} = 324 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Максимальный угол закручивания плеча, находим из формулы:

$$\varphi_{\max} = \frac{2 \cdot s_2}{l_k}, \text{ рад}; \quad (25)$$

где s_2 – продольное перемещение плеча, полученное из программы, м;

l_k – длина плеча заднего стабилизатора, равная 0,05 м;

$$\varphi_{\max} = \frac{2 \cdot s_2}{l_k} = \frac{2 \cdot 16}{50} = 0,64 \text{ рад};$$

Полученные значения подставляются в формулу 23, для расчёта диаметра прутка заднего стабилизатора:

$$d \approx \sqrt[4]{\frac{M_{\text{стб}} \cdot l_{\text{стб}} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot \varphi_{\max}}} \approx \sqrt[4]{\frac{324 \cdot 0,382 \cdot 32}{8,4 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,64}} \approx \sqrt[4]{\frac{3960,58}{16,9} \cdot 10^{-10}}$$

$$\approx \sqrt[4]{234 \cdot 10^{-10}} \approx 0,012 \text{ м.} \approx 12 \text{ мм.}$$

Полученное значение диаметра заднего стабилизатора поперечной устойчивости составляет 12 мм, сравнивая с командами конкурентами FS Eindhoven диаметр стабилизатора составляет 12,6 мм.

В результате проведённого предварительного расчёта были получены основные параметры стабилизаторов поперечной устойчивости, см. таблицу 11.

Таблица 11 – Общие параметры переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости

Параметры	Значения параметров	
	Передняя ось	Задняя ось
Угловая жесткость СПУ, $\frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$	17,6 – 29,4	7,2 – 12
Диапазон регулировок	0,75...1,25	
Диаметр прутка, мм	18	12
Длина торсиона, мм	572	382

Используя полученные параметры были разработаны модели стабилизаторов поперечной устойчивости, которые представлены на рисунках 49,50.

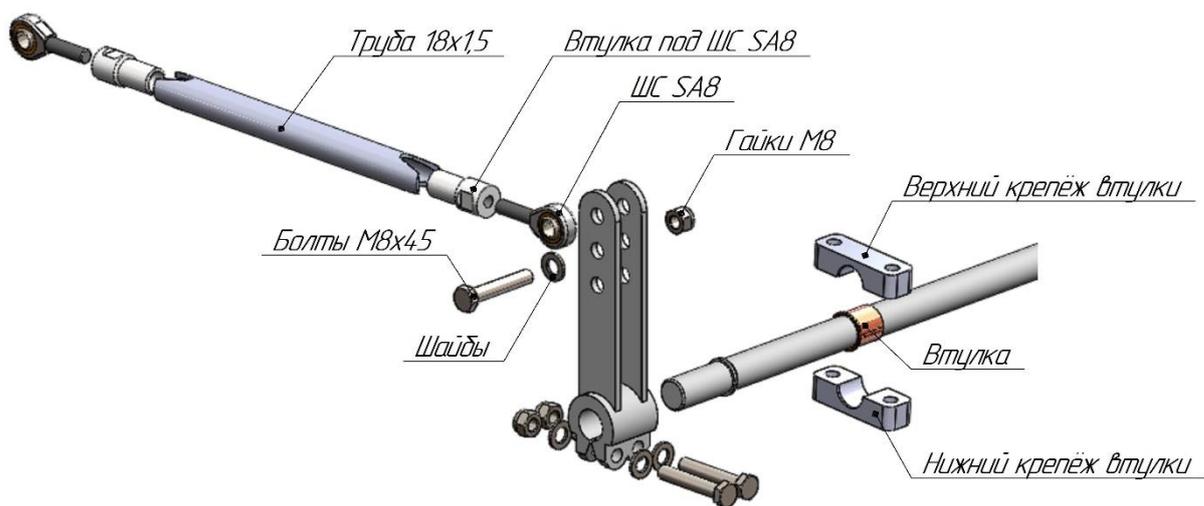


Рисунок 49 – Модель переднего стабилизатора поперечной устойчивости

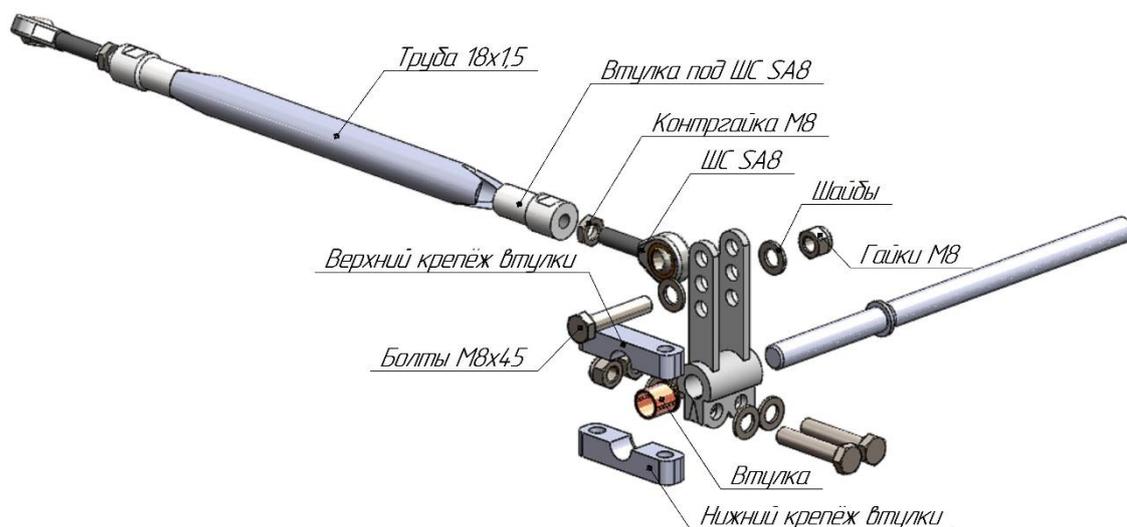


Рисунок 50 – Модель заднего стабилизатора поперечной устойчивости

Установка стабилизаторов поперечной устойчивости производится путём закрепления их на кронштейнах по средствам болтового соединения. В свою очередь сами кронштейны будут приварены на пространственной раме болида, место и способ установки представлен на рисунках 51,52.

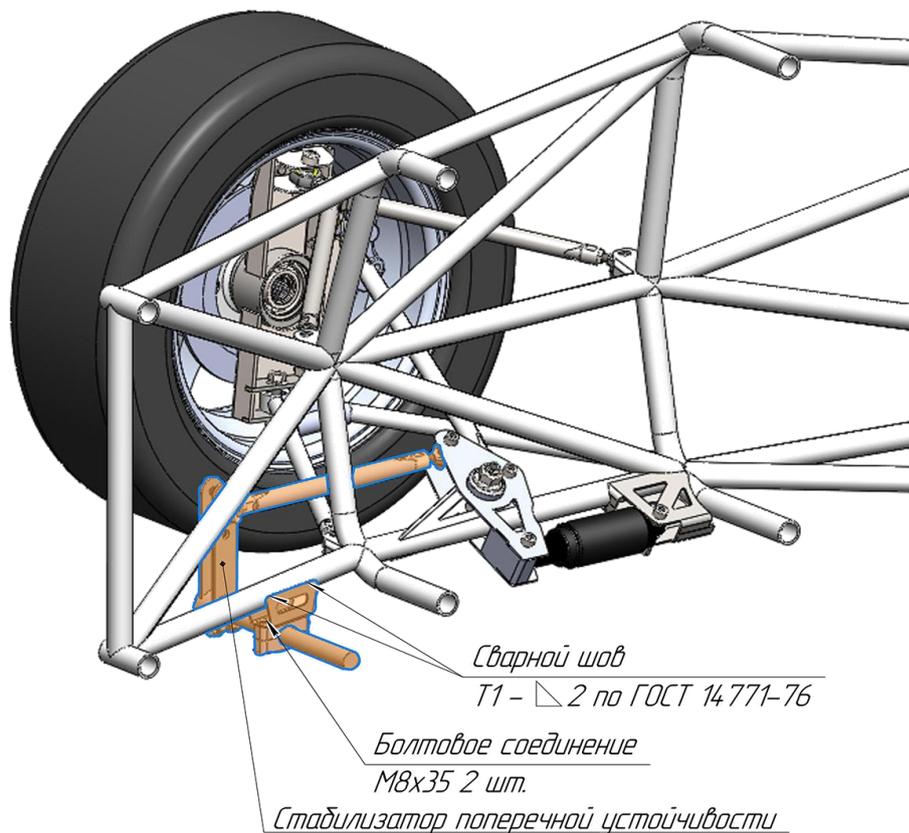


Рисунок 51 – Модель места и способа установки переднего стабилизатора на раме болида.

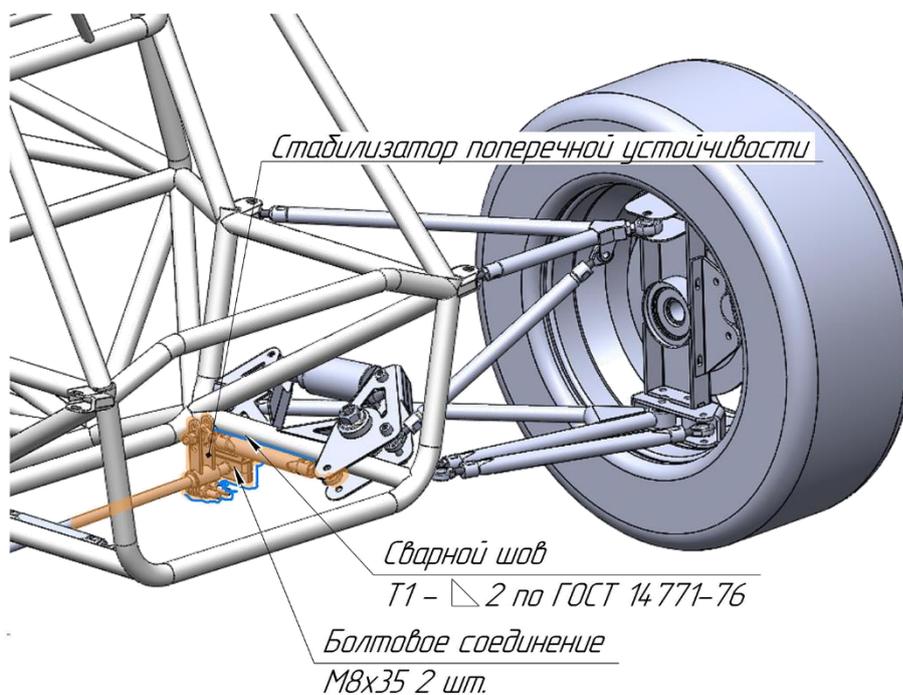


Рисунок 52 – Модель места и способа установки заднего стабилизатора на раме болида.

3. Математическое моделирование стабилизаторов поперечной устойчивости болида «Формула Студент» ПНИПУ

Перед началом изготовления спроектированных конструктивных элементов подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ, необходимо произвести проверочный прочностной расчет, на основании которого возможно будет оценить способность сопротивляться возникающим нагрузкам.

В качестве инструмента для проведения проверочного прочностного расчета спроектированных элементов подвески был выбран программный продукт Ansys, включающий в себя модуль для механического анализа Ansys Mechanical. Данный модуль будет использован для задания граничных условий, в виде закреплений, приложения нагрузок и перемещений, расчета и определения напряженно-деформированного состояния, а также вывода полученных результатов.

Для определения прочностных и жесткостных характеристик спроектированного стабилизатора поперечной устойчивости необходимо сформировать математическую модель его механического поведения. Данный переход осуществляется посредством ряда операций. В первую очередь осуществляется импорт геометрической модели, а также её упрощение. Далее задаются механические характеристики телам модели, представляющим в модели элементы стабилизатора. Затем формируется сетка конечных элементов, накладываются граничные условия, имитирующие эксплуатационные нагрузки при работе подвески. Далее осуществляется расчёт, в результате которого определяются величины напряжений и деформаций в спроектированном узле. Полученные значения напряжений сравниваются с предельно допустимыми, на основании чего определяется коэффициент запаса прочности конструкции.

Для расчетов использовалась упрощенная модель переднего стабилизатора поперечной устойчивости, представленная на рисунке 53. Данная модель экспортирована из программы для трехмерного

моделирования SolidWorks в геометрический редактор Design Modeler, применяемый в расчётном комплексе Ansys.

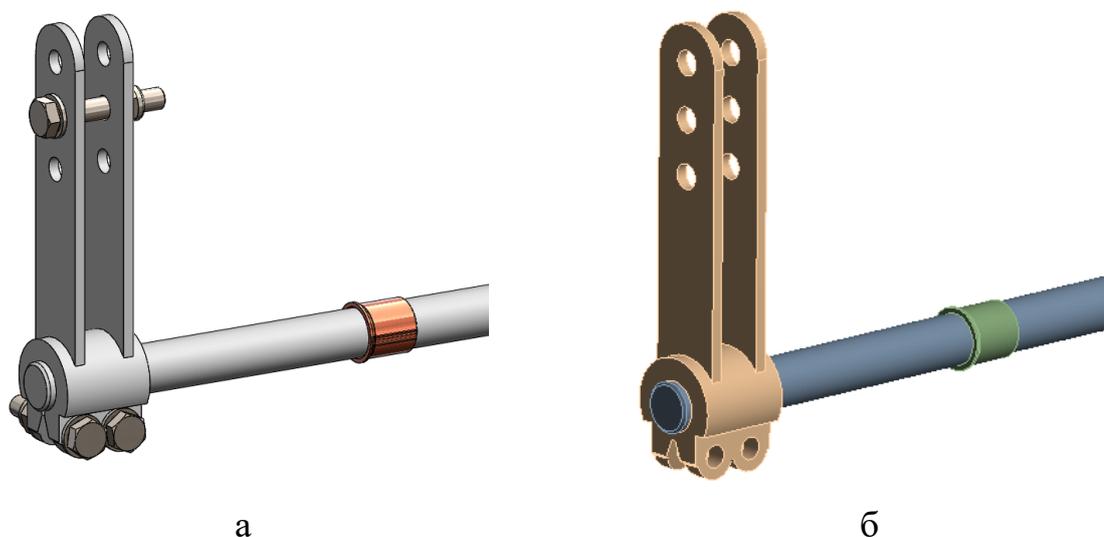


Рисунок 53 – Модель переднего стабилизатора поперечной устойчивости: а – исходная модель; б – импортированная модель

Для изготовления элементов стабилизатора применяются различные материалы. Так, торсион стабилизатора изготавливается из стали марки 65Г. Клеммы стабилизатора планируется изготовить из стали марки 30 ХГСА, а втулки крепления стабилизатора из сплава бронзы марки БР-Б2Т. Данные материалы являются изотропными, а их упругое механическое поведение описывается следующими характеристиками: модуль упругости (E), коэффициент Пуассона (μ) и модуль сдвига (G). Прочность данных материалов при расчете будет оцениваться по показателю предела текучести ($\sigma_{0,2}$). В таблице 12 приведены основные характеристики материалов, которые присваивались к элементам конструкции в расчётной модели.

Таблица 12. Механические характеристики материалов

Материал	E , ГПа	μ	G , ГПа	$\sigma_{0,2}$
Сталь 65 Г	215	0,3	82,6	1790
Сталь 30 ХГСА	215	0,3	82,6	880
Бронзовый сплав БР-Б2Т	131	0,34	48,9	1350

На основании геометрической модели осуществлялось создание сетки КЭ. Расчётная модель состоит из нескольких деталей, поэтому генерировалась совместная в узлах сетка КЭ в зонах контакта отдельных тел. Для создания сетки использовались 4-х узловые тетраэдральные элементы типа Solid, данные элементы обладают 6-ью степенями свободы в каждом из узлов. При создании данной модели было проведено исследование зависимости решения от плотности сетки. Считается, что выбор оптимального размера ячейки КЭ завершен, в случае если при переходе к более плотной сетке результаты численного расчёта количественно и качественно изменяются незначительно (для инженерных расчётов порядка 5%). Исследование сходимости сетки КЭ осуществлялось для моделей с размерами элементов от 10 до 1 мм. На рисунке 54 показана зависимость максимальных напряжений по Мизесу от размера конечно элемента в расчётной модели.

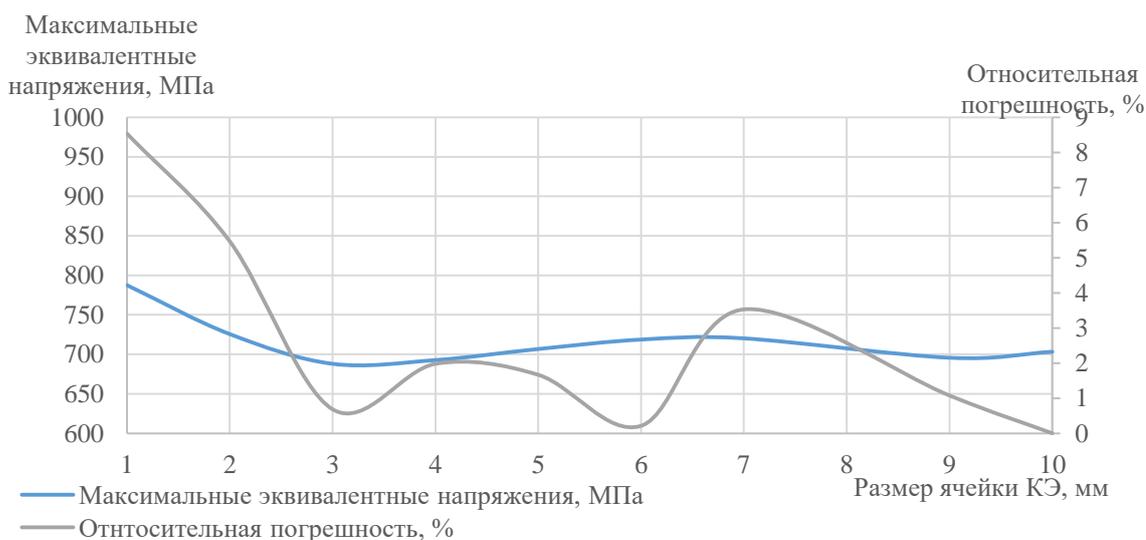


Рисунок 54 – График сходимости сетки КЭ

Таким образом, на основании графика сходимости сетки КЭ расчётной модели, был выбран размер ячейки элемента, равный 3 мм. Количество КЭ в расчётной модели составило 350 тыс., а узлов – 536 тыс. На рисунке 55 – представлен общий вид конечно-элементной модели.

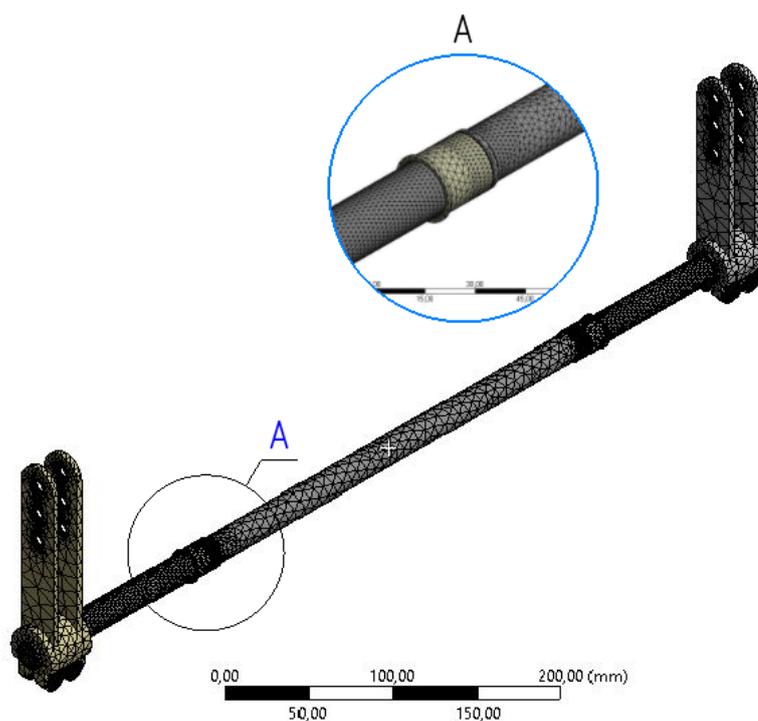


Рисунок 55 – Общий вид конечно-элементной модели переднего стабилизатора поперечной устойчивости

Расчет напряженно-деформированного состояния спроектированных конструктивных элементов осуществляется на основе метода конечных элементов (МКЭ) в форме перемещений. Механическое поведение рассчитываемых конструкций описывается линейной теорией упругости в матричной форме. Ниже в общем виде представлена матричная система (26), решение которой осуществляется в программном комплексе Ansys.

$$[K]\{u\}=\{F\} \quad (26)$$

где $[K]$ – матрица жесткости, $\{u\}$ – матрица перемещений, $\{F\}$ – матрица усилий.

При нагружении стабилизатора в торсионном валу возникает изгиб с кручением, поэтому оценка прочности будет производиться по максимальным касательным напряжениям согласно III теории прочности (27), а также по критерию Мизеса – критерию удельной энергии изменения формы, при

котором предельное значение деформации получает та часть детали, где потенциальная энергия максимальная вследствие изменения формы (IV теория прочности) (28).

$$k_{kas} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{\sigma_{0,2}} \leq 1 \quad (27)$$

$$k_{Mis} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}}{\sigma_{0,2}} \leq 1 \quad (28)$$

где k_{kas} - коэффициент запаса прочности по максимальным касательным напряжениям, $\sigma_{0,2}$ – предел текучести, k_{Mis} – коэффициент запаса прочности по Мизесу.

В качестве граничных условий задавалось ограничение перемещений втулок во всех направлениях в области их креплений в кронштейнах рамы (29), а также максимальное закручивание плеча стабилизатора за счет заданных перемещений в отверстиях крепления тяги стабилизатора к плечам (30) взятых из кинематической схемы. На рисунке 56, показана схема граничных условий для расчетной модели переднего стабилизатора поперечной устойчивости.

$$U_x|_{\Gamma_1} = U_y|_{\Gamma_1} = U_z|_{\Gamma_1} = 0 \quad (29)$$

$$U_x|_{\Gamma_2} = 11 \text{ мм.}; \quad (30)$$

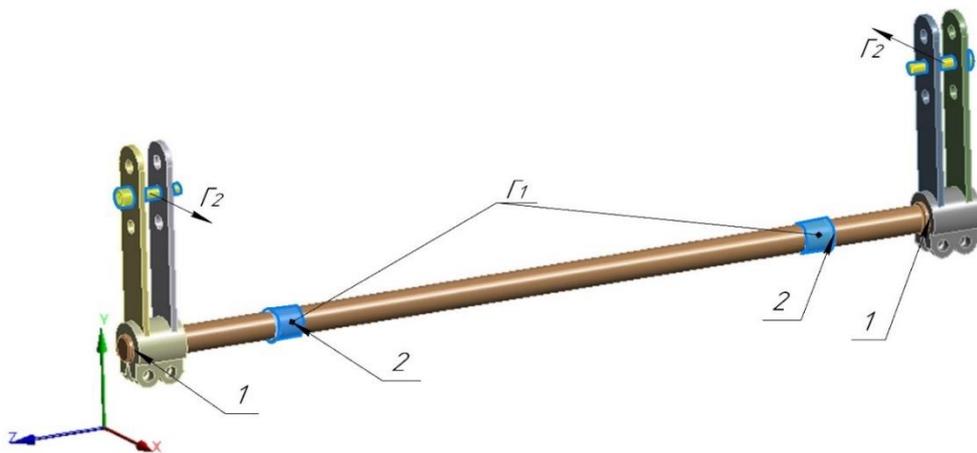


Рисунок 56 – Пример схемы граничных условий

В расчетной модели между плечами стабилизатора и торсионным валом задавались контактные условия типа «Bonded» (См. Рисунок 56 позиция 1), которые обеспечивали совместность закручивания и изгиба. В местах контакта втулок и торсионного вала, задавались контактные условия типа «No Separation» (См. Рисунок 56 позиция 2), которые обеспечивали вращение торсионного вала во втулках.

В результате численного моделирования удалось определить напряженно-деформированное состояние узла стабилизатора поперечной устойчивости. На рисунке 57 продемонстрировано его сдеформированное состояние.

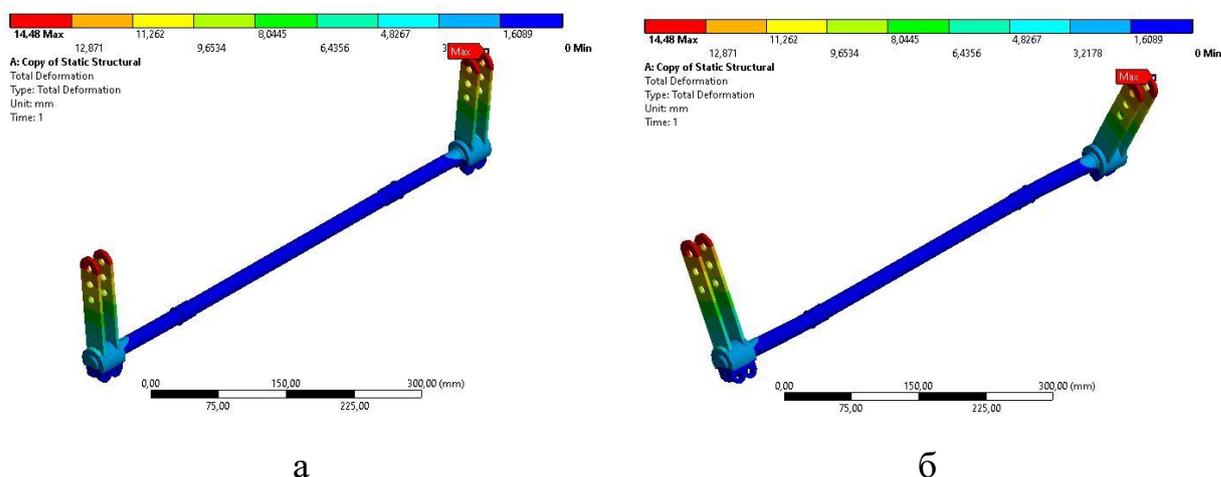


Рисунок 57 – Суммарные перемещения в переднем стабилизаторе:

а – масштаб 1:1; б – масштаб 10:1, мм

Помимо этого, главным образом были получены распределения эквивалентных напряжений по Мизесу и максимальных касательных напряжений, возникающих в переднем стабилизаторе поперечной устойчивости, которые представлены на рисунках 58-61. Таким же образом были получены распределения коэффициентов запаса прочности по критериям максимальных эквивалентных напряжений и максимальных касательных напряжений, которые также представлены на рисунке 62.

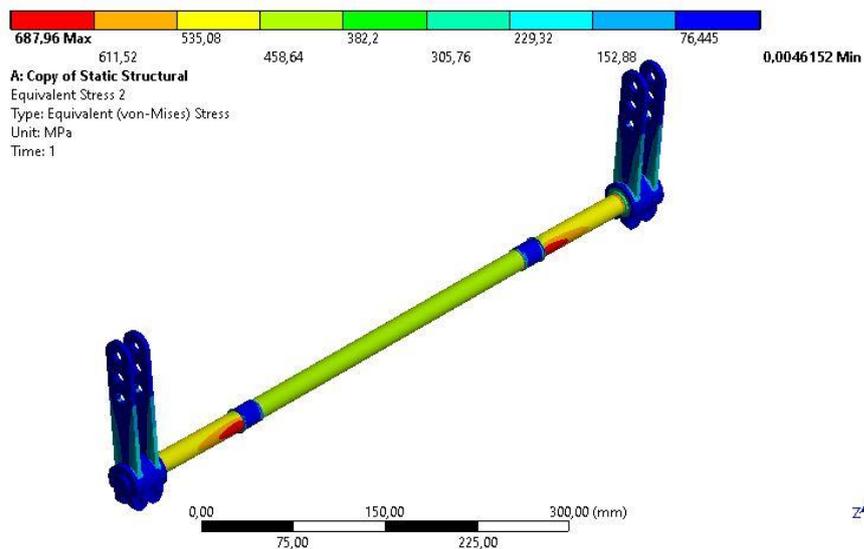


Рисунок 58 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в переднем стабилизаторе, МПа

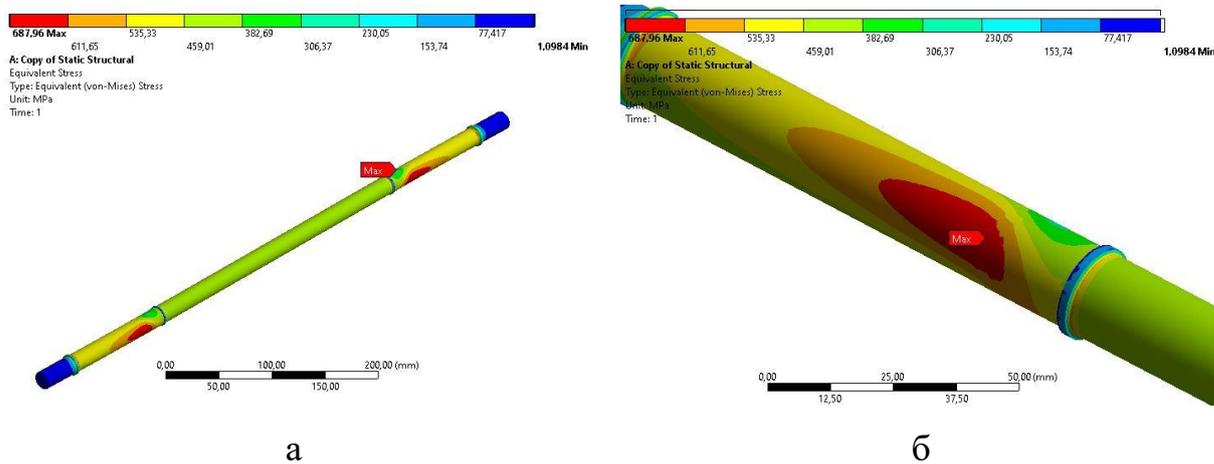


Рисунок 59 – Распределение эквивалентных напряжений в торсионном валу: а – общий вид; б – увеличенный вид, МПа

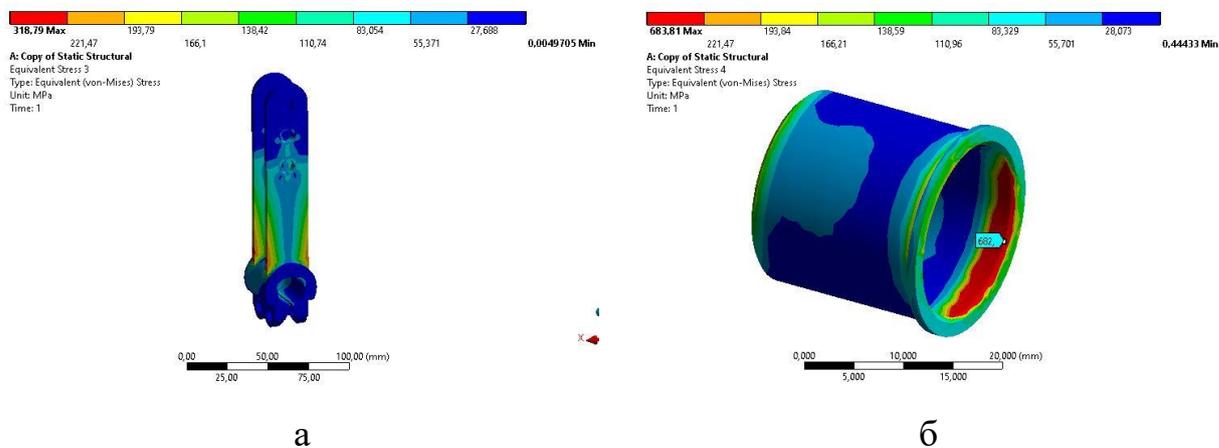


Рисунок 60 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу: а – в плече стабилизатора; б – во втулке стабилизатора, МПа

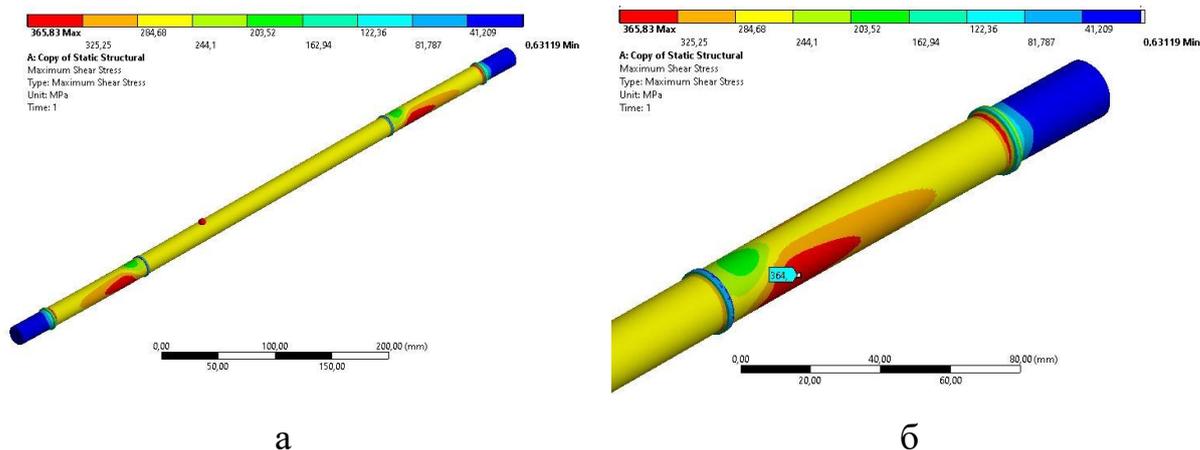


Рисунок 61 – Эпюра максимальных касательных напряжений в торсионном валу: а – общий вид; б – увеличенный вид, МПа

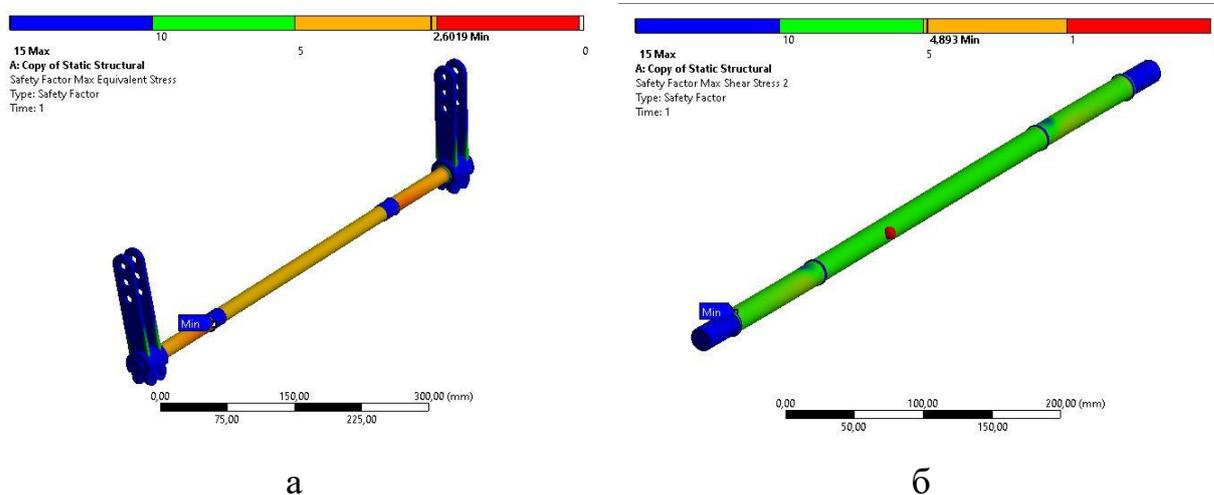


Рисунок 62 – Распределение показателей запасов прочности в торсионном валу: а – по критерию максимальных эквивалентных напряжений; б – по критерию максимальных касательных напряжений, МПа

По результатам проведённого расчета были получены следующие предельные значения напряжений, возникающих в торсионном валу: максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу составляют 687,96 МПа, а максимальные касательные напряжения составляют 368,83 МПа. Данные напряжения возникают в местах контакта торсионна и втулок, в следствии возникающего изгиба вала. Также были получены значения максимальных эквивалентных напряжений, возникающих в плечах и втулках стабилизатора, они составляют 318,79 МПа и 683,81 МПа. Полученные значения напряжений

не превышают пределов текучести, представленных в таблице 12. Из этого следует, что в стабилизаторе поперечной устойчивости происходит упругая деформация всех его элементов. Минимальный коэффициент запаса прочности по критерию максимальных эквивалентных напряжений составляет 2,6, а по критерию максимальных касательных напряжений составляет 4,9.

Аналогичным образом был произведен механический анализ заднего стабилизатора поперечной устойчивости. Исследование сходимости сетки КЭ осуществлялось для моделей с размерами элементов от 10 до 1 мм. На рисунке 63 показана зависимость максимальных напряжений по Мизесу от размера конечно элемента в расчётной модели.

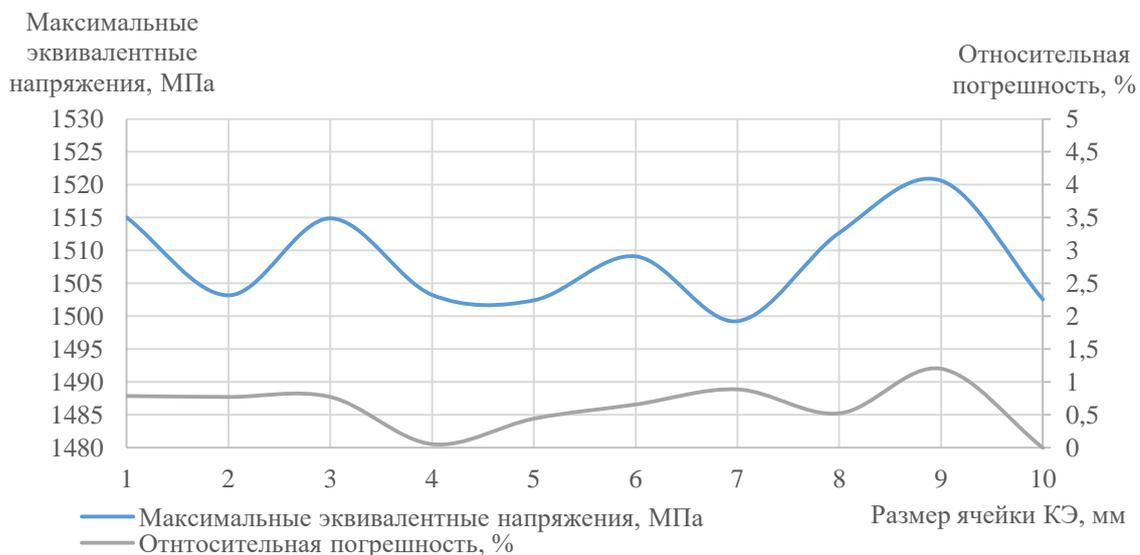


Рисунок 63 – График сходимости сетки КЭ

Таким образом, на основании графика сходимости сетки КЭ расчётной модели, был выбран размер ячейки элемента, равный 4 мм. Количество КЭ в расчётной модели составило 85,5 тыс., а узлов – 139,5 тыс. На рисунке 64 – представлен общий вид конечно-элементной модели заднего стабилизатора поперечной устойчивости.

Отличием в граничных условиях является другое значения максимальных перемещений (31) в месте креплений тяг стабилизатора, взятое из кинематического расчёта задней подвески.

$$U_x|_{\Gamma_2} = 13 \text{ мм.}; \quad (31)$$

При построении конечно-элементной сетки, представленной на рисунке 62, было получено 120 тыс. элементов и 195,5 тыс. узлов.

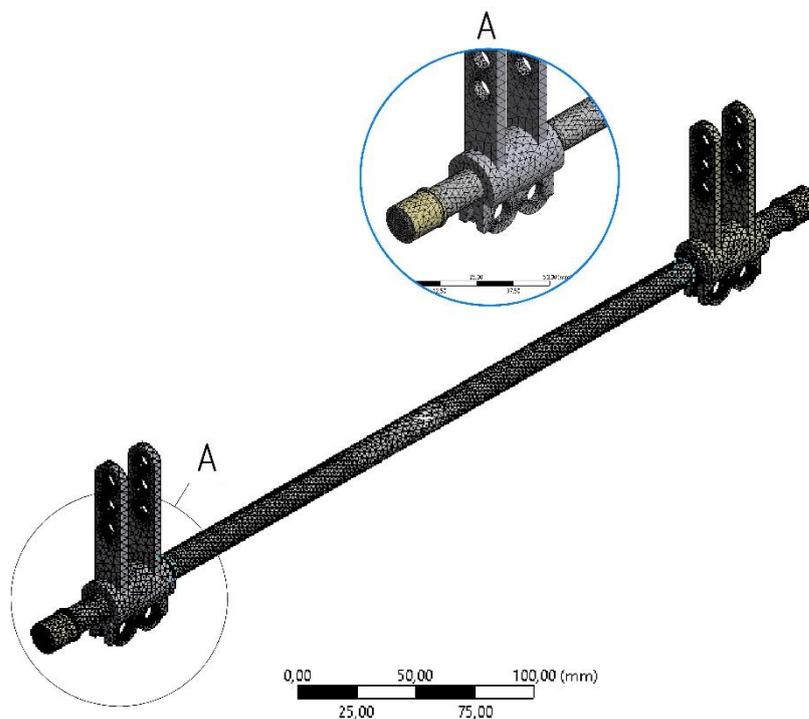


Рисунок 64 - Конечно-элементная сетка модели заднего стабилизатора поперечной устойчивости

В результате численного моделирования удалось определить напряженно-деформированное состояние узла стабилизатора поперечной устойчивости. На рисунке 65 продемонстрировано его сдеформированное состояние.

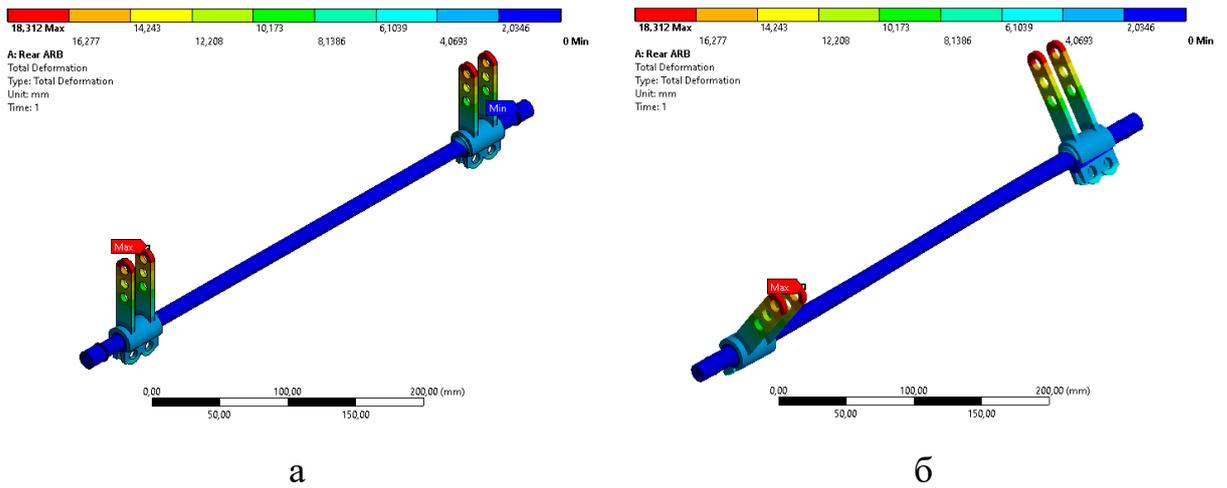


Рисунок 65 – Суммарные перемещения в заднем стабилизаторе:
 а – масштаб 1:1; б – масштаб 10:1, мм

Помимо этого, главным образом были получены распределения эквивалентных напряжений по Мизесу и максимальных касательных напряжений, возникающих в заднем стабилизаторе поперечной устойчивости, которые представлены на рисунках 66-69. Таким же образом были получены распределения коэффициентов запаса прочности по критериям максимальных эквивалентных напряжений и максимальных касательных напряжений, которые также представлены на рисунке 70.

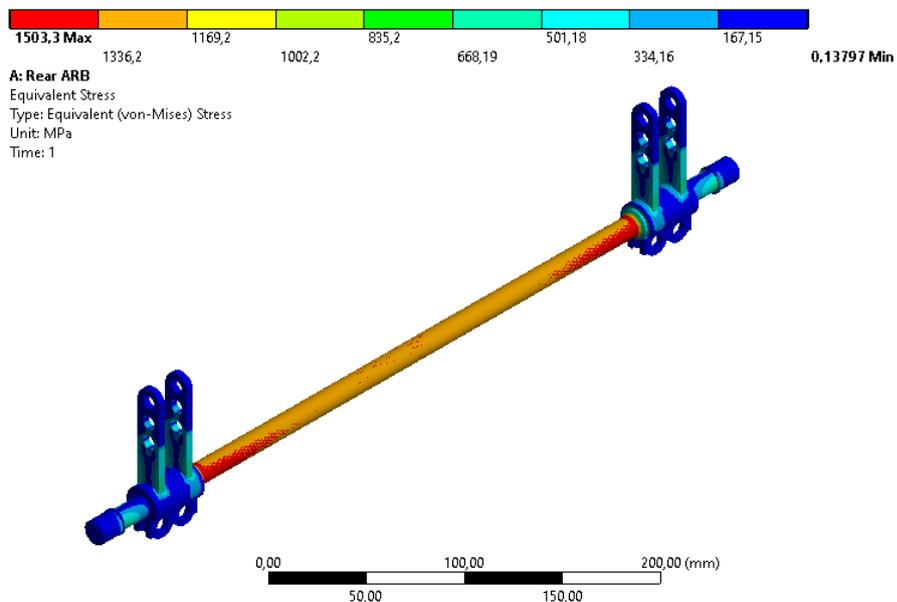
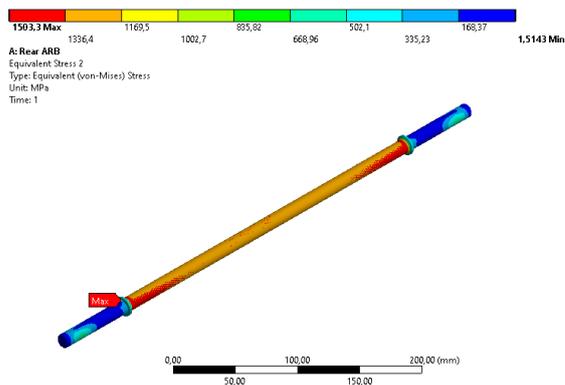
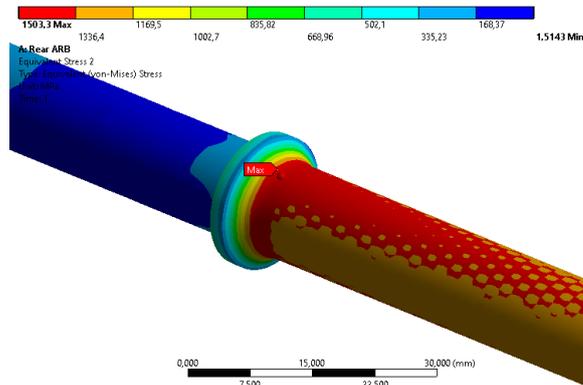


Рисунок 66 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа



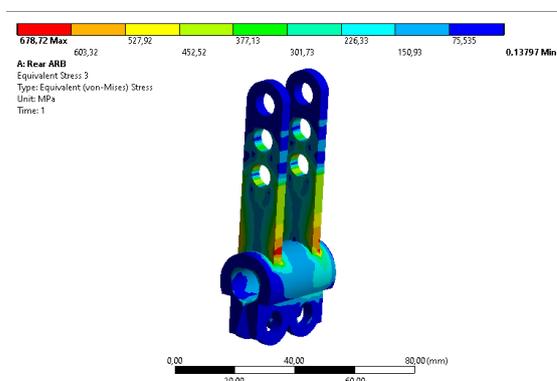
а



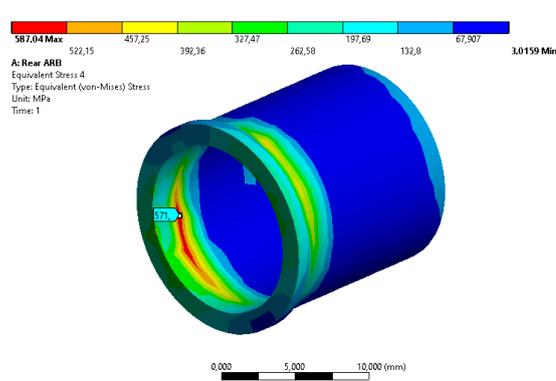
б

Рисунок 67 – Распределение эквивалентных напряжений в торсионном валу:

а – общий вид; б – увеличенный вид, МПа



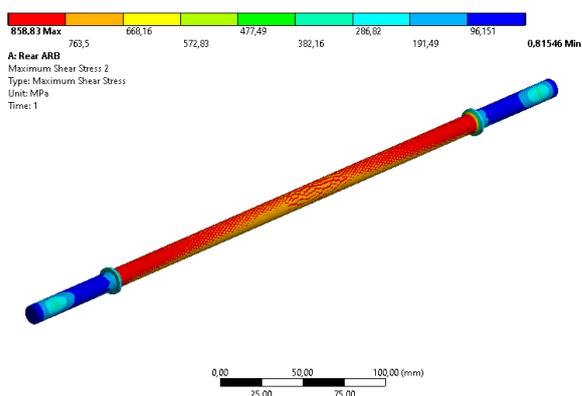
а



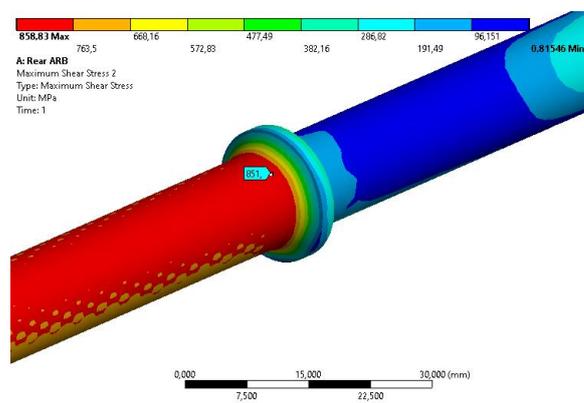
б

Рисунок 68 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу:

а – в плече стабилизатора; б – во втулке стабилизатора, МПа



а



б

Рисунок 69 – Эпюра максимальных касательных напряжений в торсионном

валу: а – общий вид; б – увеличенный вид, МПа

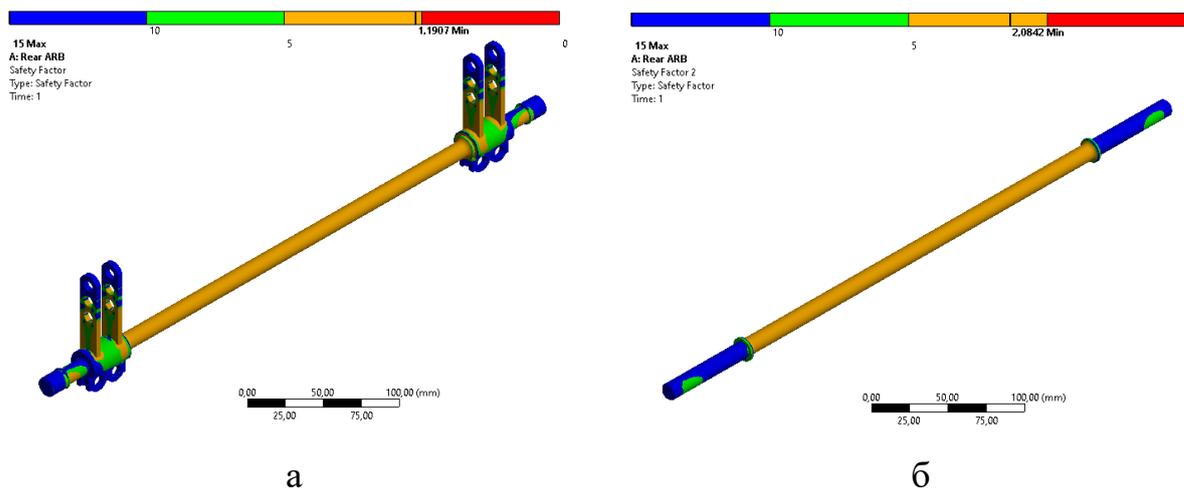


Рисунок 70 – Распределение показателей запасов прочности в торсионном валу: а – по критерию максимальных эквивалентных напряжений; б – по критерию максимальных касательных напряжений, МПа

По результатам проведённого расчета были получены следующие предельные значения напряжений, возникающих в торсионном валу: максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу составляют 1503,3 МПа, а максимальные касательные напряжения составляют 858,83 МПа. Данные напряжения возникают в месте галтели опорного буртика вала, в следствии возникающего изгиба. Также были получены значения максимальных эквивалентных напряжений, возникающих в плечах и втулках стабилизатора, они составляют 678,72 МПа и 587,04 МПа. Полученные значения напряжений не превышают пределов текучести, представленных в таблице 12. Из этого следует, что в стабилизаторе поперечной устойчивости происходит упругая деформация всех его элементов. Минимальный коэффициент запаса прочности по критерию максимальных эквивалентных напряжений составляет 1,19, а по критерию максимальных касательных напряжений составляет 2,08.

В данном разделе был произведен прочностной проверочный расчет переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости. Данный расчет был произведен в программе Ansys Workbench, которая позволили определить напряженно деформированное состояние стабилизаторов в момент достижения максимального крена кузова болида. Данный анализ показал, что

разработанные узлы выдерживают возникающие нагрузки, отвечая поставленным условиям прочности. Минимальный коэффициент запаса прочности переднего стабилизатора составляет 2,6, но минимальный коэффициент запаса прочности заднего стабилизатора составляет 1,19. Полученное значение коэффициента запаса прочности переднего стабилизатора намного удовлетворяют оценочным критериям, однако значение заднего стабилизатора находится на границе критерия прочности. Следовательно, существует вероятность того, что в условиях испытаний напряжения, возникающие в торсионном валу, смогут превысить предельные значения текучести. С целью исключения данной возможности, необходимо или увеличить общий диаметр торсионного вала, или увеличить высоту плеча стабилизатора. Данные мероприятия позволят уменьшить возникающие напряжения, тем самым увеличив коэффициент запаса прочности.

4. Процесс изготовления и сборки элементов подвески «Формула Студент» ПНИПУ

Следующим этапом после прочностных расчетов смоделированных узлов, необходимо продумать способ изготовления и сборки деталей, поскольку в дальнейшем предполагается их изготовление, сборка и последующая установка на болид «Формула Студент» ПНИПУ.

4.1. Изготовление и сборка поворотных кулаков

Поскольку смоделированный поворотный кулак представляет из себя сборную сварную конструкцию, необходимо продумать способ изготовления отдельных его деталей и проработать последующую их сборку.

Сам поворотный кулак, см. рисунок 71 состоит из 6-ти деталей: верхняя часть, центральная часть, нижняя часть, кронштейн крепления верхнего рычага, кронштейн крепления тормозного суппорта и кронштейн крепления рулевых тяг.

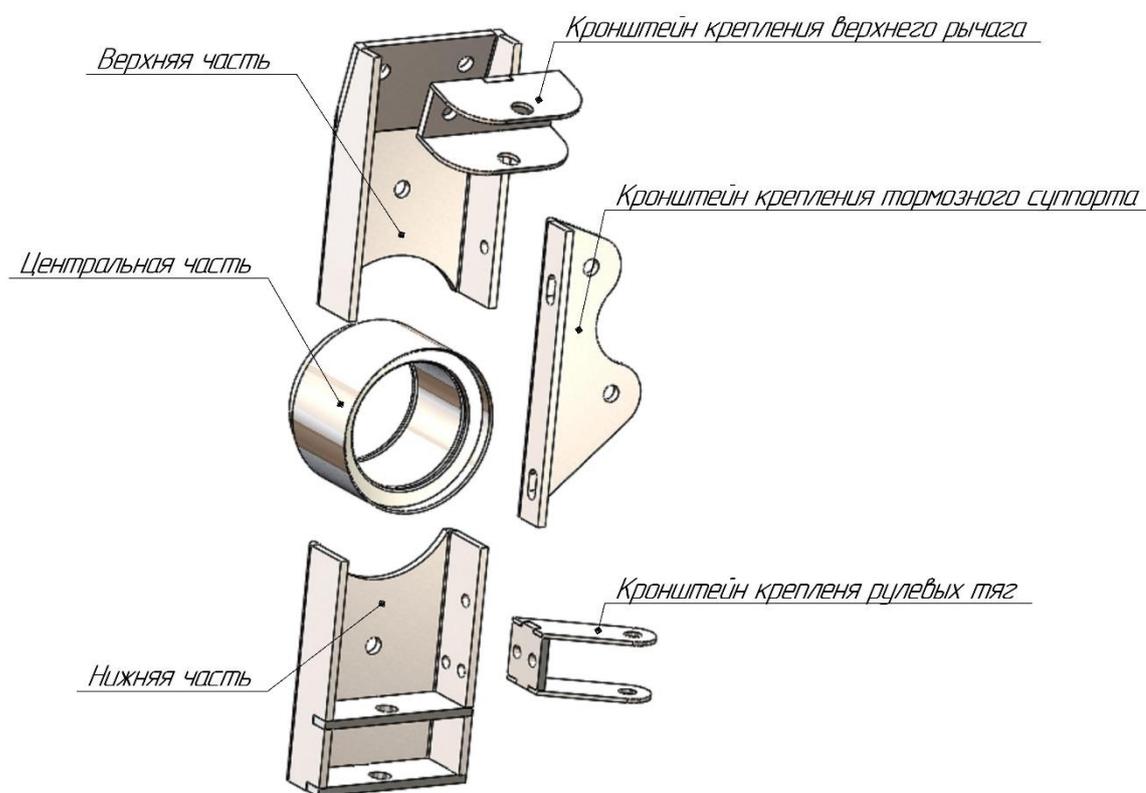


Рисунок 71 – Передний поворотный кулак

Первым делом необходимо изготовить центральную часть поворотного кулака, см. рисунок 72. Данная деталь будет выточена на токарном станке из болванки диаметром 80 мм.

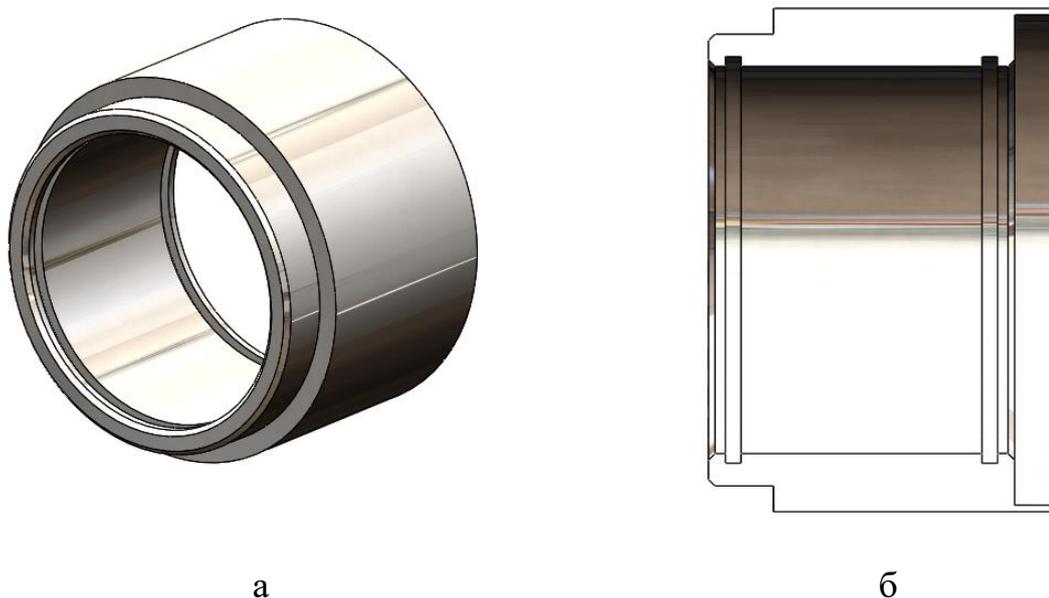
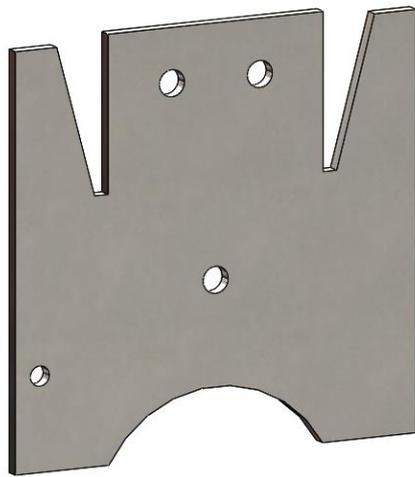


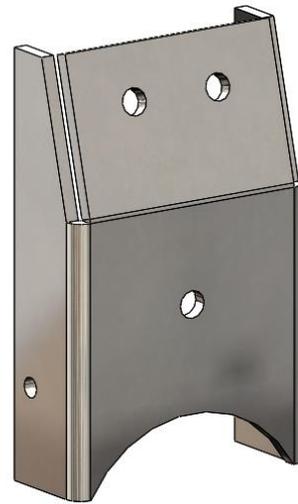
Рисунок 72 – Модель центральной части поворотных кулаков: а – вид спереди; б – вид в разрезе

С целью снижения стоимости изготовления деталей, а также увеличения точности их последующей сборки, необходимо использовать лазер с числовым программным управлением (ЧПУ) и листогиб. Материал из которого будут вырезаться детали является Сталь3 толщиной 4 мм. Исходя из этого, необходимо использовать следующие параметры резки: мощность 3,2 кВт, частота 10 кГц, давление воздуха 0,8 бар, скорость резки 3,6 м/с, высота сопла до рабочей поверхности 0,8 мм и используемый газ для создания луча кислород особой очистки. [20]

Для изготовления верхней части переднего поворотного кулака необходимо преобразовать твердотельную модель в плоскую развертку используя возможности программного продукта SolidWorks. Далее на ЧПУ лазере вырезать полученную развертку и согнуть под 90° в необходимых местах на листогибе, см. рисунок 73.



a



б

Рисунок 73 – 3D модель верхней части переднего поворотного кулака: *a* – развертка верхней части кулака; *б* – форма после листогиба

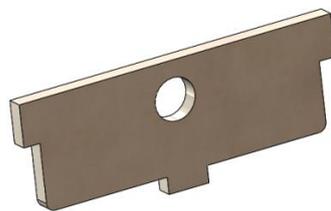
Аналогичным образом изготавливается нижняя часть поворотного кулака, смотреть рисунок 74.



a



б



в

Рисунок 74 – 3D модель нижней часть переднего поворотного кулака: *a* – развертка для изготовления; *б* – форма после листогиба; *в* – нижняя часть для крепления нижнего рычага.

После того как все детали будут вырезаны и согнуты, их необходимо собрать в единый узел, используя соединение шип-паз, и в последующем проварить в соответствии с ГОСТ 14806-80, смотреть рисунок 75.

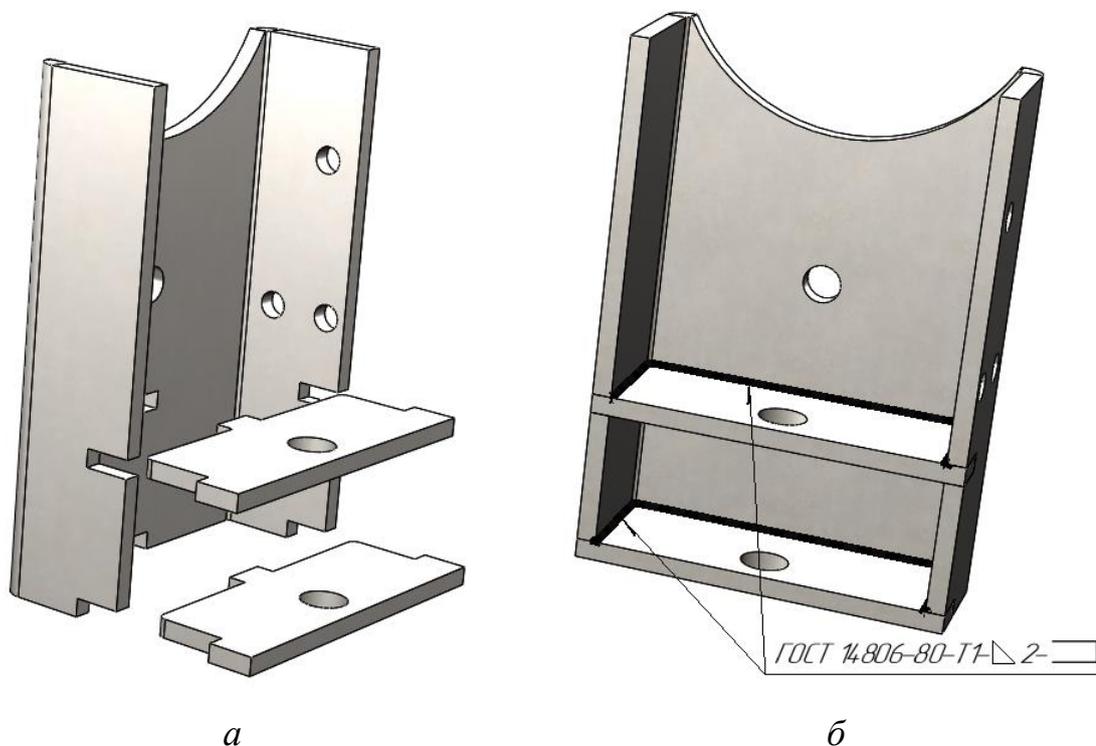


Рисунок 75 – Сборка нижней части переднего поворотного кулака: *а* – общий вид сборки; *б* – сварное соединение деталей.

Кронштейн крепления верхнего рычага также вырезается на ЧПУ лазере из листового металла толщиной 4 мм, смотреть рисунок 76.

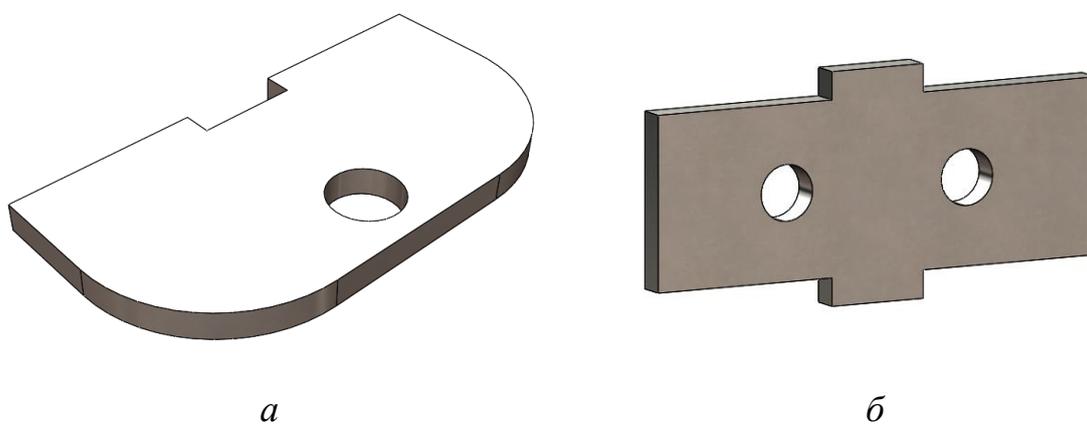


Рисунок 76 – 3D модель кронштейна крепления верхнего рычага: *а* – верхняя и нижняя часть кронштейна; *б* – задняя стенка кронштейна.

Данные детали кронштейна собираются, с использованием соединения шип-паз, и провариваются в соответствии с ГОСТ 14806-80, смотреть рисунок 77.

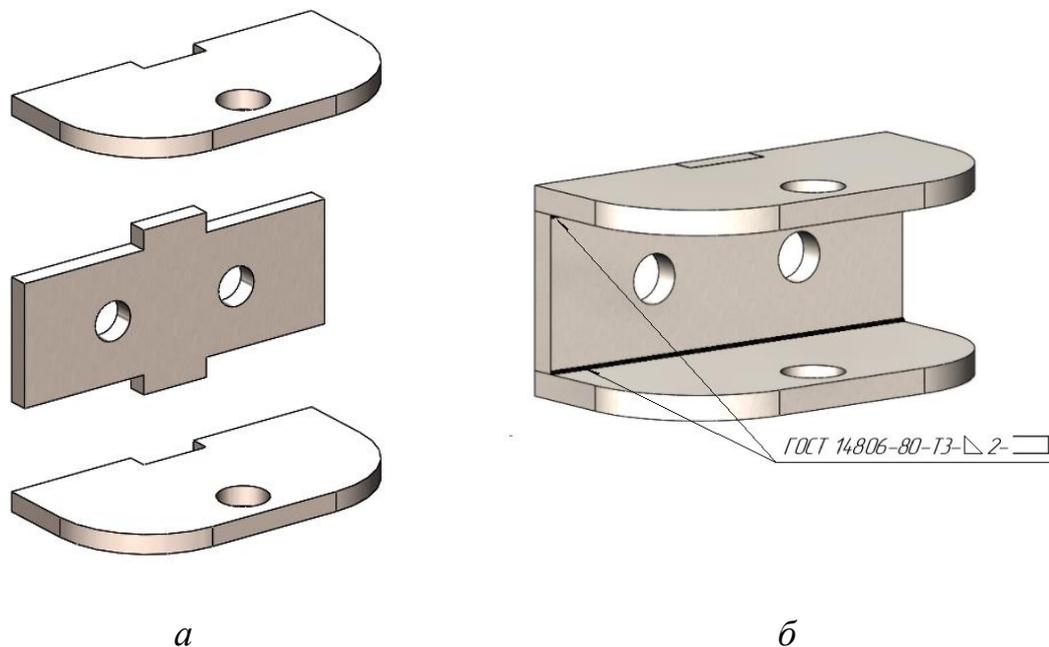


Рисунок 77 – Сборка кронштейна крепления верхнего рычага: *a* – общий вид сборки; *б* – сварное соединение деталей.

По такому же принципу изготавливаются кронштейны крепления рулевых тяг, смотреть рисунок 78,79.

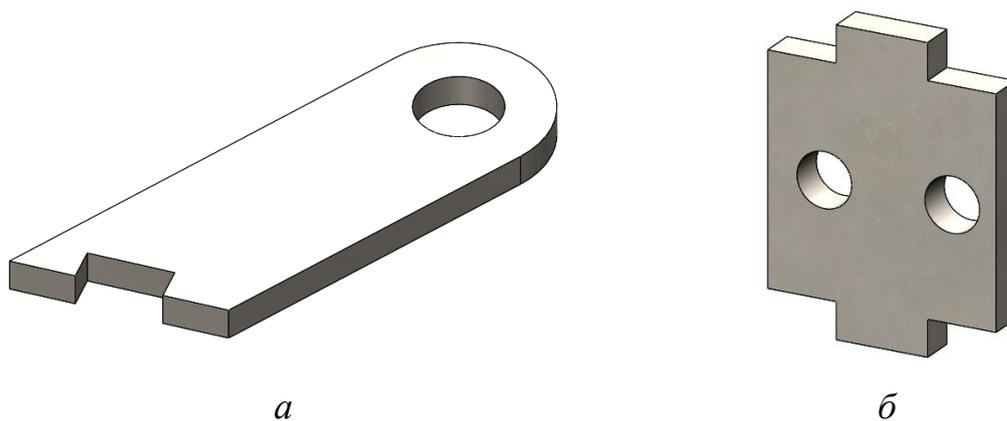


Рисунок 78 – 3D модель кронштейна крепления рулевых тяг. *a* – верхняя и нижняя часть кронштейна; *б* – задняя стенка кронштейна

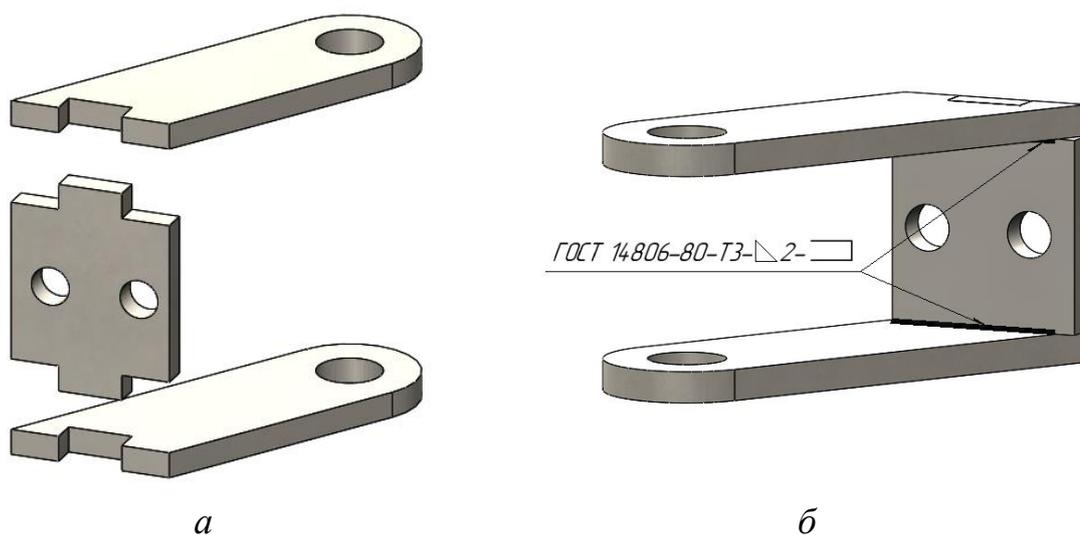


Рисунок 79 - Сборка кронштейна крепления рулевых тяг: *а* – общий вид сборки; *б* – сварное соединение деталей.

Кронштейн крепления тормозного суппорта также будет изготавливается из листового металл толщиной 4 мм. и сгибаться на листогибе, смотреть рисунок 80.

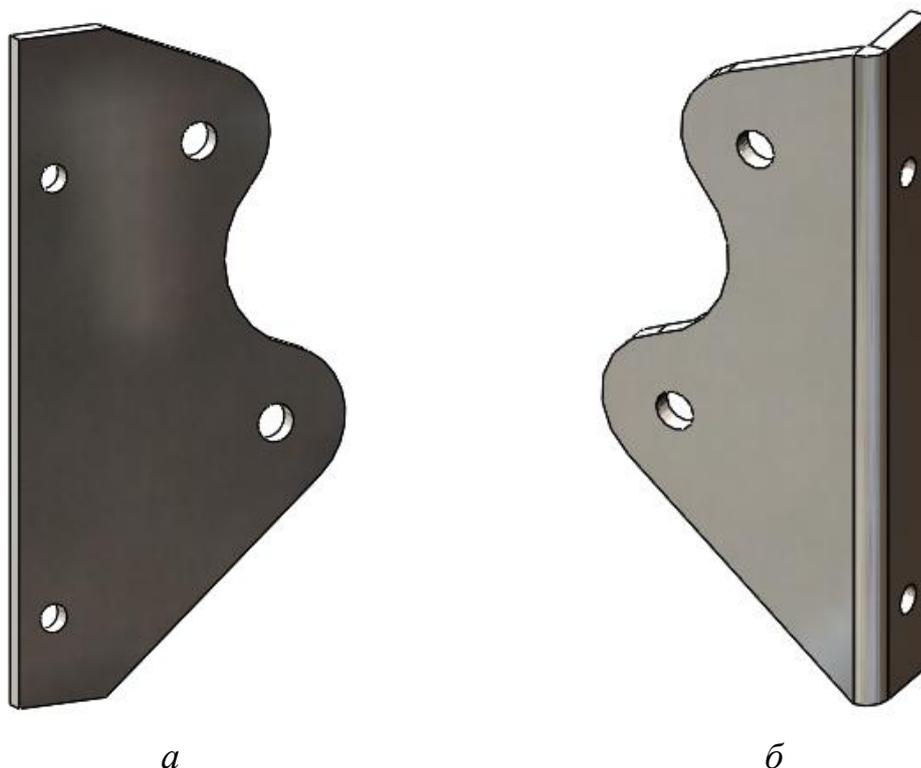


Рисунок 80 - 3D модель кронштейна крепления тормозного суппорта. *а* – развертка кронштейна; *б* – форма после листогиба

Для сборки поворотных кулаков был разработан кондуктор, смотрите рисунок 81, представляющий из себя пластину толщиной 5 мм. Материал из которого будет изготовлена пластина сталь 3. Данный кондуктор позволит исключить возможность возникновения погрешностей при сборке вследствие увода конструкции при сварке, а также позволит произвести сборку с сохранением её ключевых параметров. Также на кондукторе предусмотрена маркировка стороны, с целью упрощения последующей сборки.

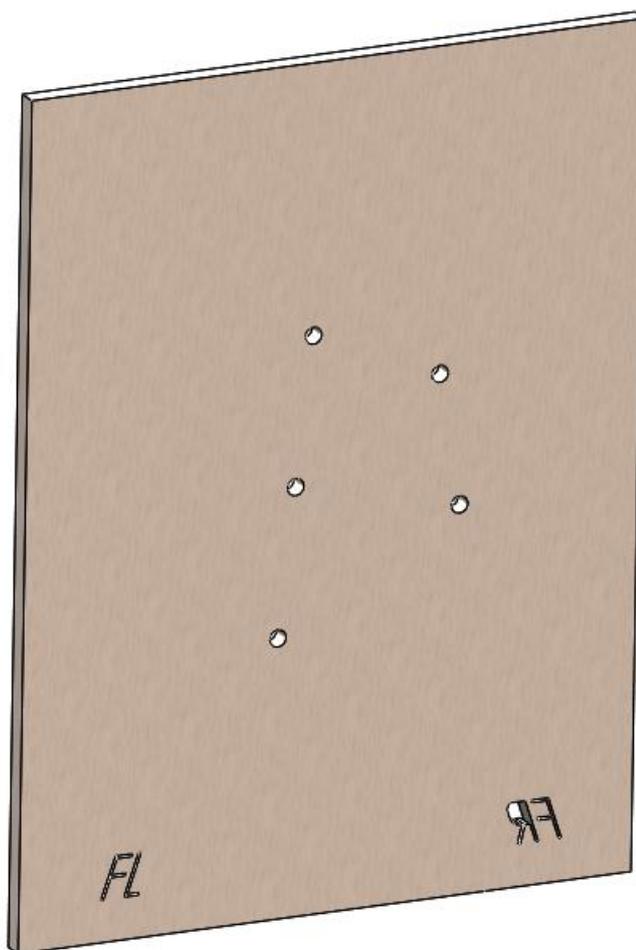


Рисунок 81 –Кондуктор для сборки передних поворотных кулаков болида «Формула Студент» ПНИПУ

Первым делом необходимо зафиксировать положения центральной части на кондукторе. Для этого была разработана крепежная втулка, которая по средствам болтового соединения позволит заблокировать перемещение центральной части при сборке и сварке, смотрите рисунок 82.

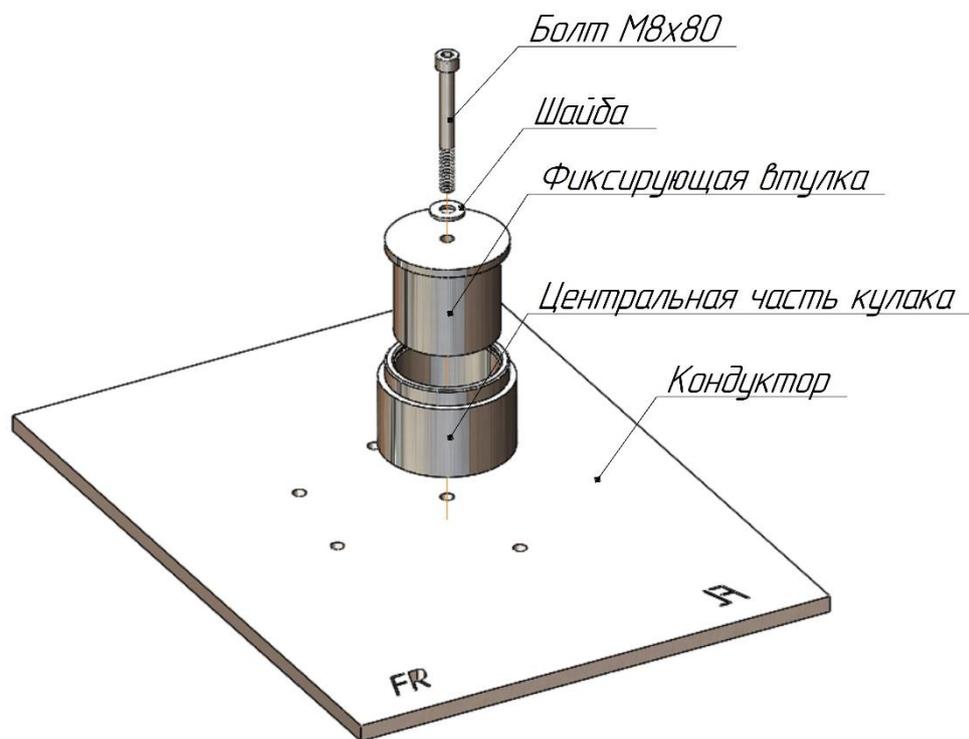


Рисунок 82 – Фиксация центральной части поворотного кулака

Следующий этап является стыковка верхней, нижней и центральной частей, а также последующая их фиксация путём болтового соединения на кондукторе, смотреть рисунок 83.

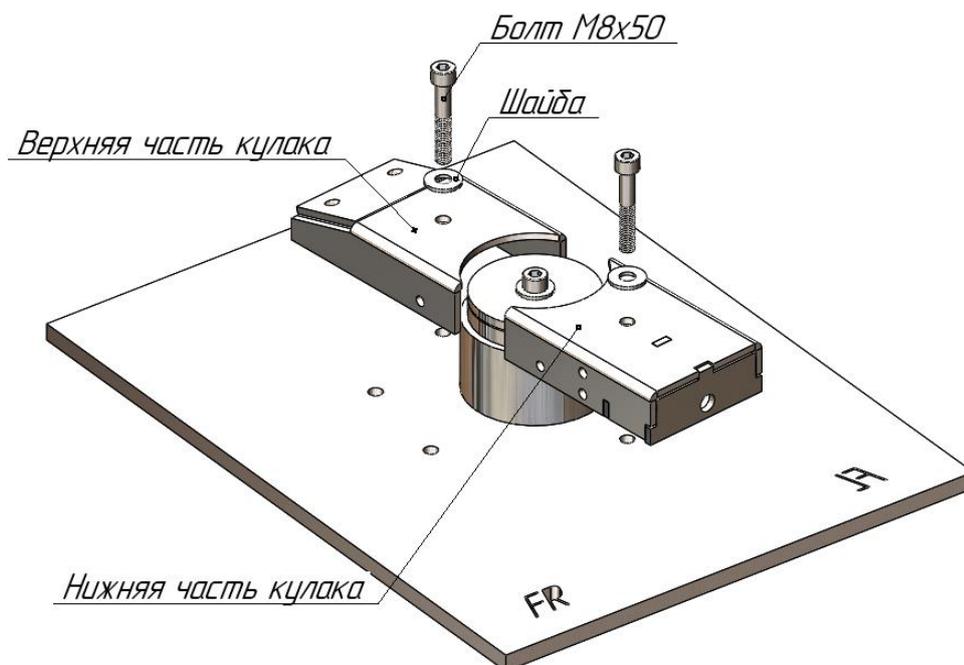


Рисунок 83 – Фиксация верхней и нижней частей поворотного кулака

После установки и фиксации деталей на кондукторе, необходимо проварить стыки деталей, в соответствии с ГОСТ 14806-80, смотреть рисунок 84.

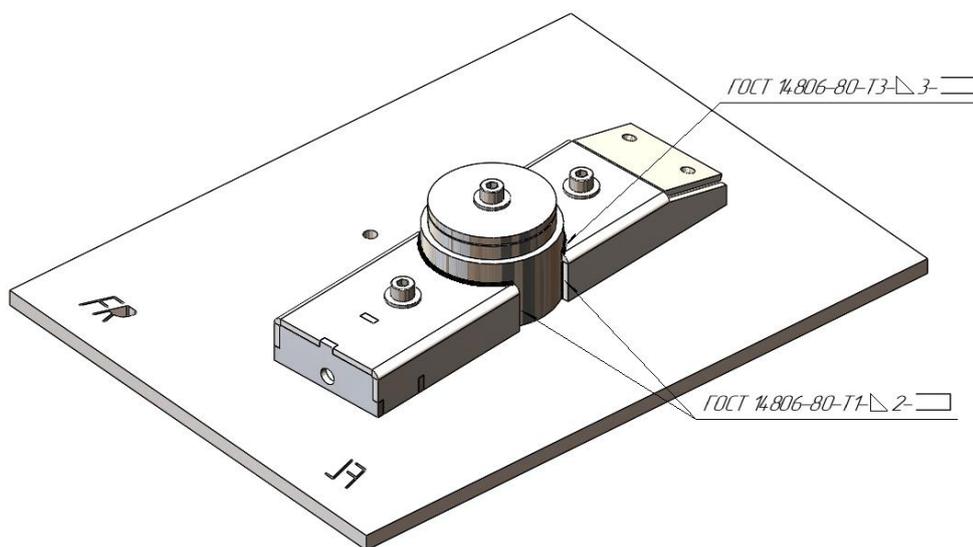


Рисунок 84 – Сварка деталей поворотного кулака

Сборка поворотного кулака с противоположной стороны производится аналогичным образом, только будет использоваться обратная сторона кондуктора.

Установка остальных элементов, а именно: кронштейна крепления верхнего рычага, кронштейна крепления тормозного суппорта и кронштейна рулевых тяг, производится путём фиксации деталей по средствам болтового соединения, как это представлено на рисунке 85-87.

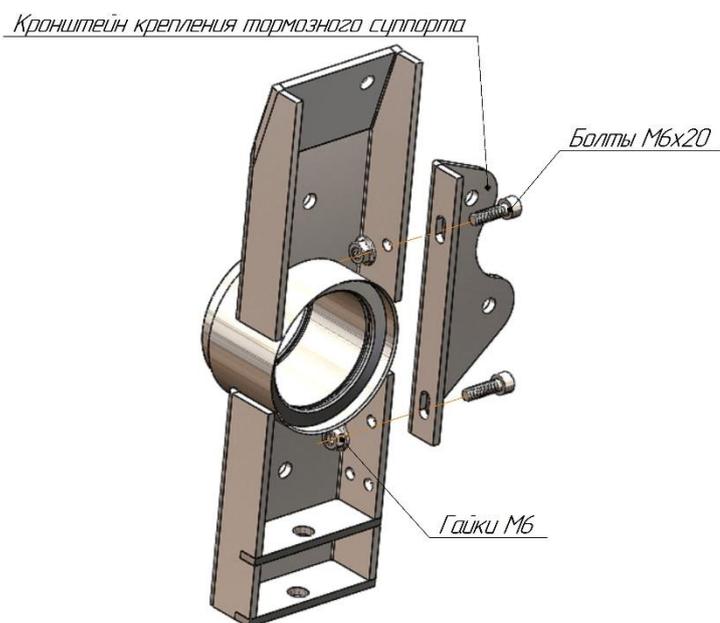


Рисунок 85 – Установка кронштейна тормозного суппорта

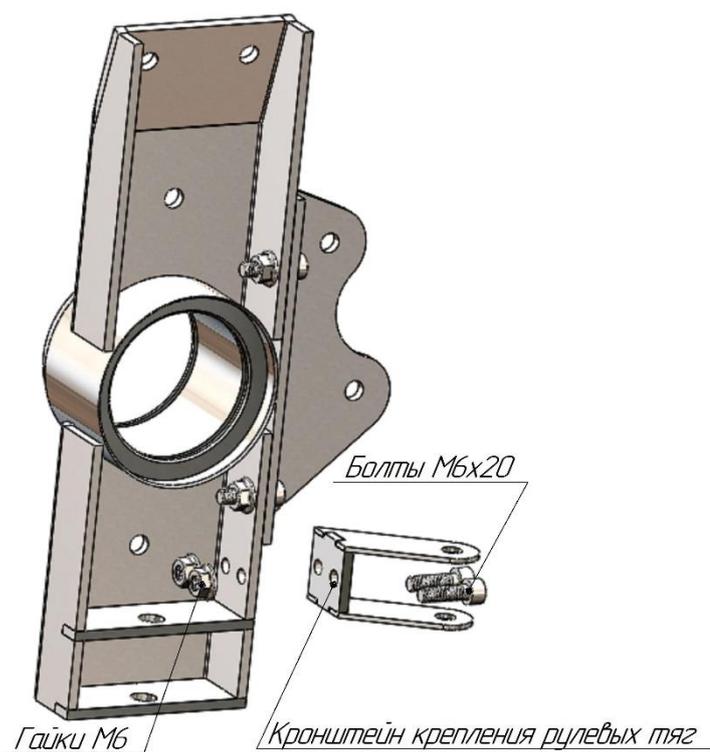


Рисунок 86 – Установка кронштейна рулевых тяг

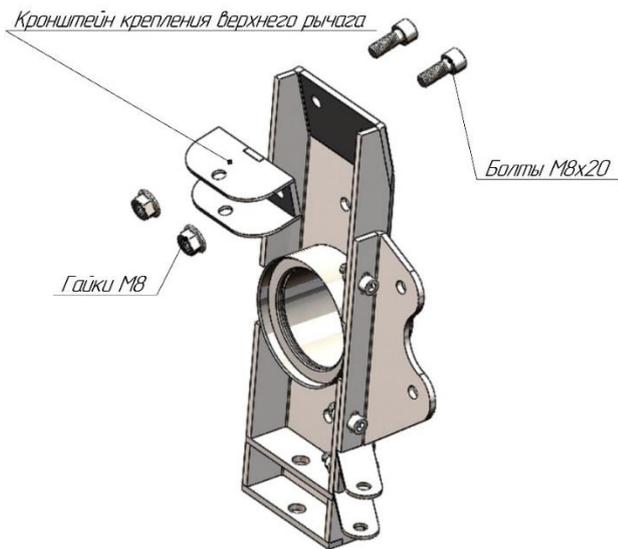


Рисунок 87 – Установка кронштейна крепления верхнего рычага

Задний поворотный кулак имеет аналогичную с передним поворотным кулаком конструкцию, представляя из себя сборную сварную конструкцию, которая будет вырезаться на ЧПУ лазере, сгибаться на листогибе и провариваться на кондукторе. Общий вид заднего поворотного кулака с его элементами, представлен на рисунке 88.

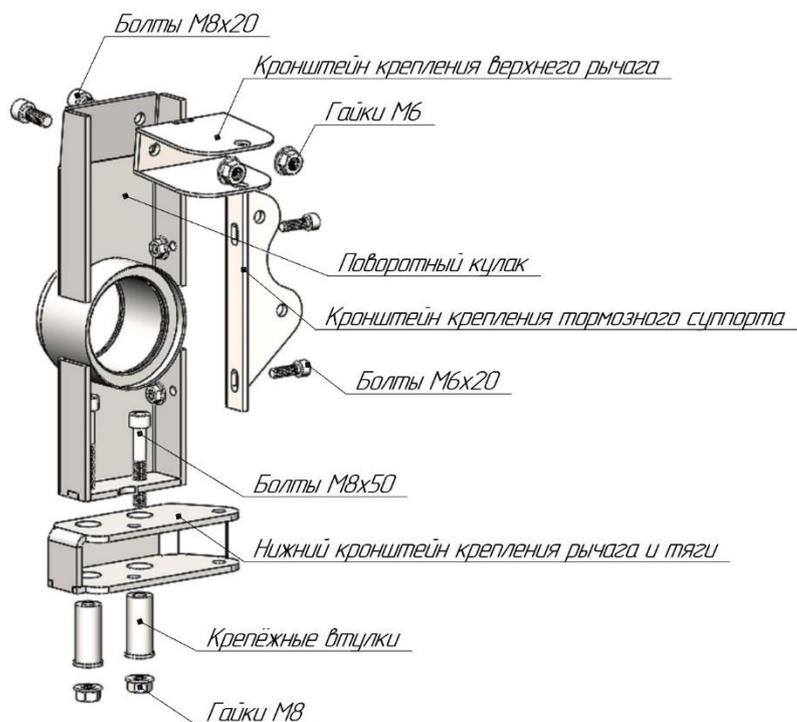


Рисунок 88 – Общий вид заднего поворотного кулака болида «Формула Студент» ПНИПУ

Нижний кронштейн крепления поперечного рычага и рулевой тяги изготавливается также, при помощи ЧПУ лазера из листового металла сталь 20 толщиной 4 мм. Одна часть сгибается на листогибе под 90° нижняя часть имеет вырезы под соединения шип-паз, смотреть рисунок 89.

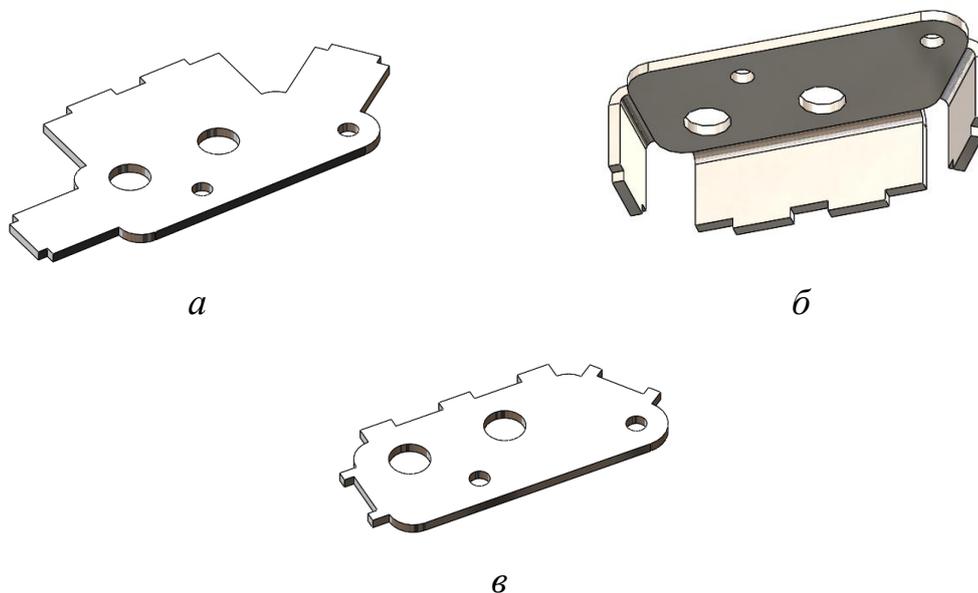


Рисунок 89 – 3D модель нижнего кронштейна заднего поворотного кулака: *а* – развертка для изготовления; *б* – форма после листогиба; *в* – нижняя часть кронштейна

Для крепления нижнего кронштейна к поворотному кулаку, предусмотрены втулки, которые позволят соединить их друг к другу при помощи болтового соединения. Модель втулки представлена на рисунке 90.

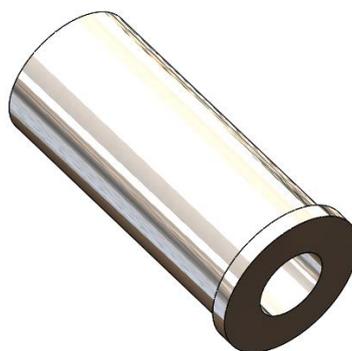


Рисунок 90 – Втулка крепления нижнего кронштейна к заднему поворотному кулаку

Также данные втулки позволят зафиксировать верхнюю и нижнюю часть кронштейна, это позволит исключить возможность увода металла при сварке. Далее все детали собираются в единое и провариваются в соответствии с ГОСТ 14806-80, смотреть рисунок 91.

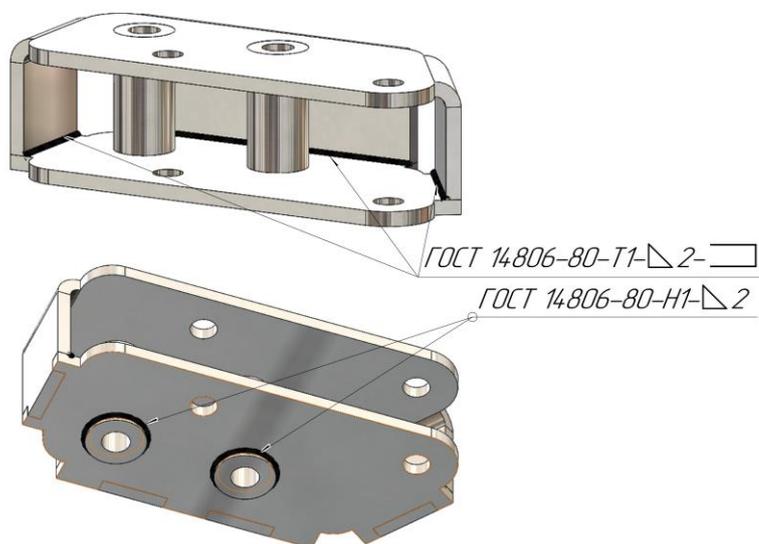


Рисунок 91 – Сборка нижнего кронштейна заднего поворотного кулака болида «Формула Студент» ПНИПУ

В результате были изготовлены детали переднего поворотного кулака, которые в последующем будут собраны и установлены на болид «Формула Студент» ПНИПУ. Изображения изготовленных деталей представлен на рисунках 92-95, данные детали были вырезаны на ЧПУ лазере 6000 trumpf.



Рисунок 92 – Изготовленная центральная часть поворотных кулаков



а



б

Рисунок 93 – Изготовленные верхние и нижние части передних поворотных кулаков: а – верхняя часть кулака; б – нижняя часть кулака



а



б



в

Рисунок 94 – Изготовленные кронштейны переднего поворотного кулак: а – кронштейн крепления верхнего поперечного рычага; б – кронштейн крепления тормозного суппорта; в – кронштейн крепления рулевых тяг



а



б

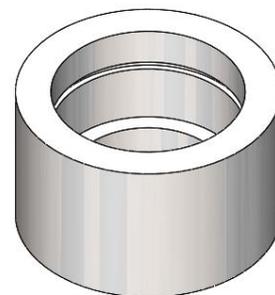
Рисунок 95 – Изготовленные кондуктор: а – общий вид; б – примерное расположение деталей для сборки

4.2. Изготовление и сборка рычагов и тяг

Для изготовления поперечных рычагов и тяг подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ будет использована труба холоднодеформированная 18x1,5 мм. материала сталь20 ГОСТ 8734-75. Данный выбор обосновывается легкодоступностью данного материала, а также низкой стоимостью. Втулки рычагов под наконечники, а также втулки под шаровые опоры будут изготовлены на токарном станке из материала сталь20. Общий вид изготовленных втулок представлен на рисунке 96.



а



б

Рисунок 96 – Втулки рычагов и тяг: а – под наконечники; б – под шаровые опоры

Для сборки поперечных рычагов понадобится изготовить кондуктор, толщина кондуктора составляет 5 мм. Он позволит снизить погрешность при сборке, а также снизит степень увода конструкции при сварке. Предполагая невысокую точности изготовления рычагов и тяг, в их конструкцию заложена возможность регулировок, за счет длины резьбы наконечников. Общий вид кондуктора, а также расположение и сборка на нем рычагов представлено на рисунках 97,98.

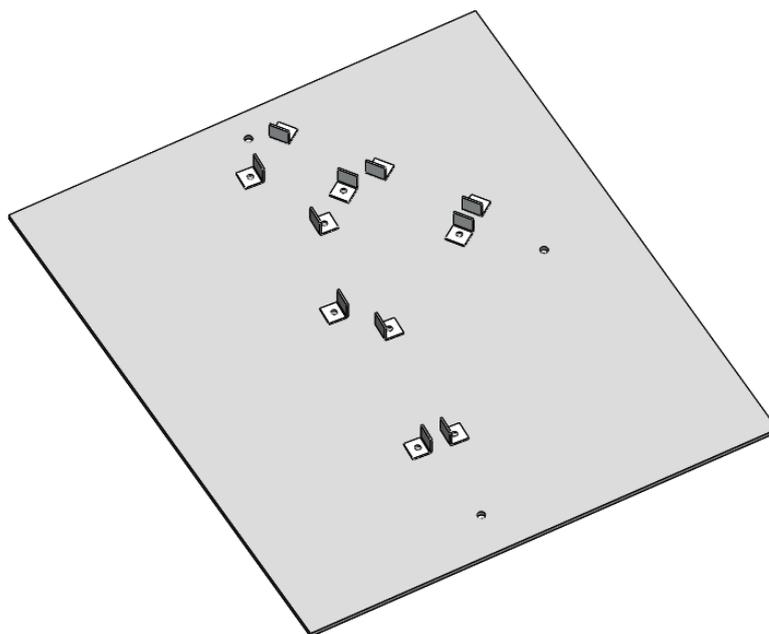


Рисунок 97 – Общий вид кондуктора для сборки поперечных рычагов

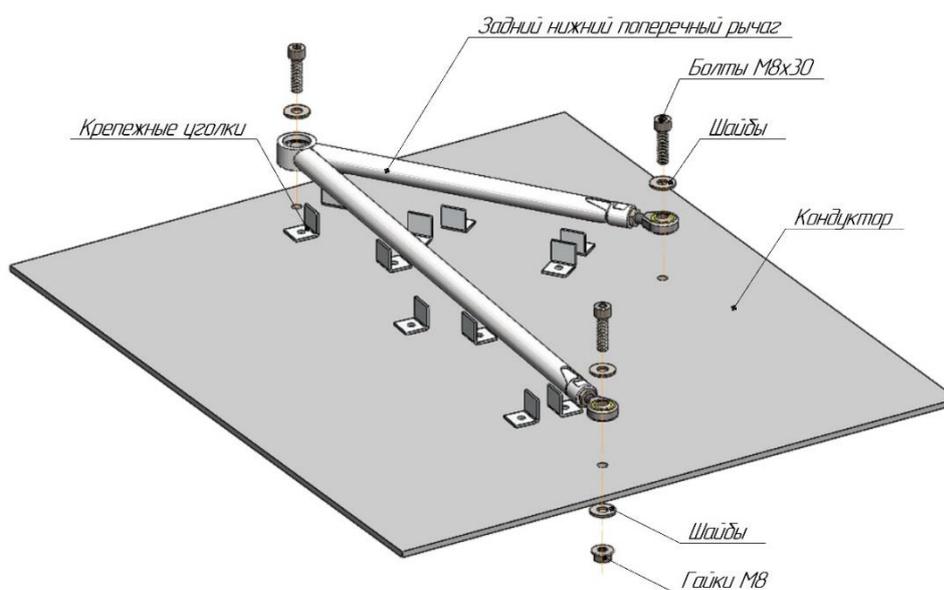


Рисунок 98 – Установка элементов поперечного рычага на кондукторе, для последующей сборки

Далее рычаги провариваются на кондукторе в соответствии с ГОСТ 14806-80, общий вид зон приваривания представлен на рисунке 99. Также на нижние рычаги устанавливается усилитель и проваривается по контуру, с целью повышения жесткости рычагов, смотреть рисунок 100.

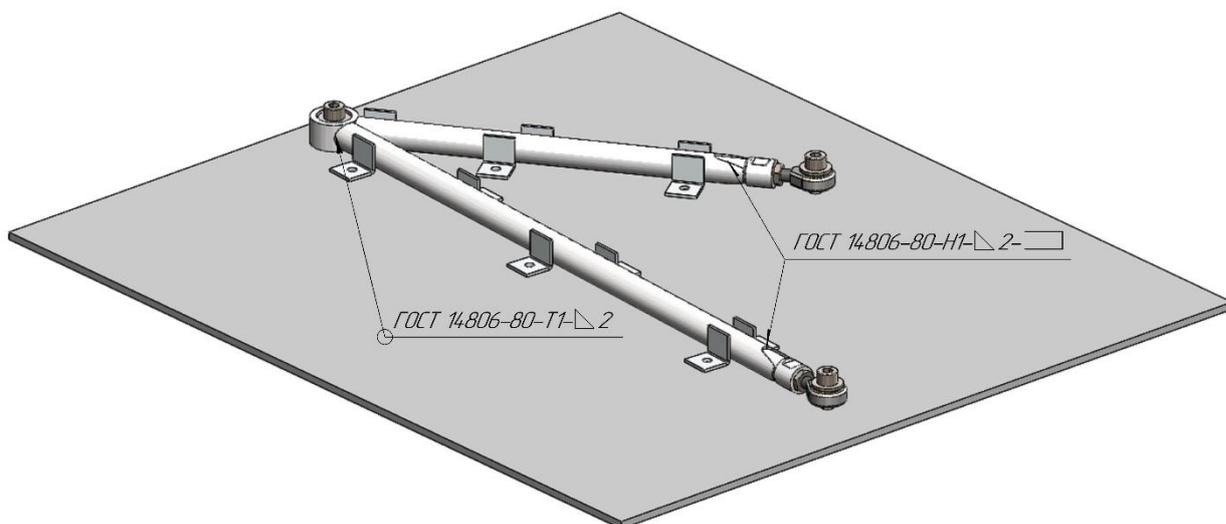


Рисунок 99 – Сборка заднего поперечного рычага

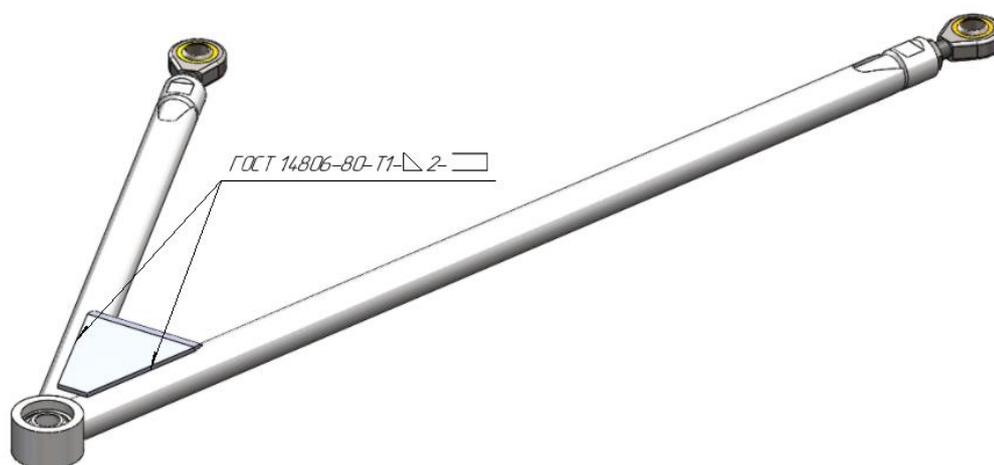


Рисунок 100 – Установка и фиксация усилителей на нижнем поперечном рычаге

Таким образом производится сборка поперечных рычагов, а также тяги рулевого управления, тяги амортизатора и тяги стабилизаторов поперечной устойчивости.

4.3. Изготовление и сборка стабилизаторов поперечной устойчивости

Стабилизатор поперечной устойчивости представляет из себя сборный узел, состоящий из: плеч, торсионного вала, втулок, крепления втулок и тяг стабилизаторов. Следовательно, необходимо проработать технологию изготовления каждого их элементов.

Первым делом необходимо изготовить торсионный вал. Вал изготавливается из пружинной стали маркировки 65Г. Для изготовления торсионных валов необходимо использовать болванки круглого сечения ГОСТ 2590-06 для переднего стабилизатора диаметром 22 мм. и длиной 610 мм., а для заднего стабилизатора диаметром 18 мм и длиной 460 мм. Для достижения необходимой формы детали подвергаются токарной обработке. Конечный вид деталей представлен на рисунке 101.

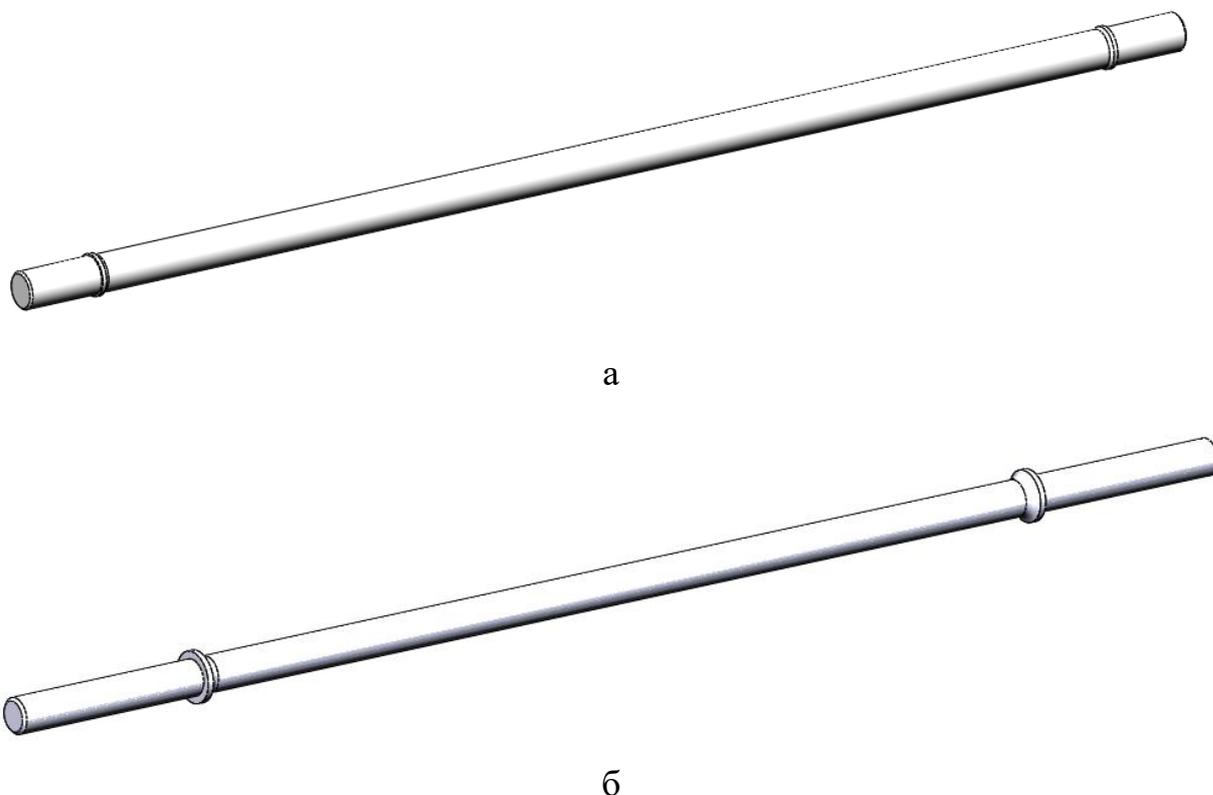


Рисунок 101 – Общий вид торсионных валов стабилизаторов: а – передний торсионный вал; б – задний торсионный вал.

После токарных работ, необходимо произвести термическую обработку. Для достижения необходимых технических характеристик деталей, необходимо произвести закалку при температуре 830° с быстрым охлаждением в масле и отпуск при температуре 200° с отставанием на воздухе.

Следующим этапом является изготовления плеч стабилизаторов. Данные детали необходимо изготовить из цельных заготовок материала сталь 30ХГСА. Размеры заготовок: переднего стабилизатора $35 \times 25 \times 85$ и заднего стабилизатора $35 \times 35 \times 145$. С целью получения цельных деталей необходимо использовать токарно-фрезерный станок с ЧПУ. Конечный результат деталей представлен на рисунке 102.

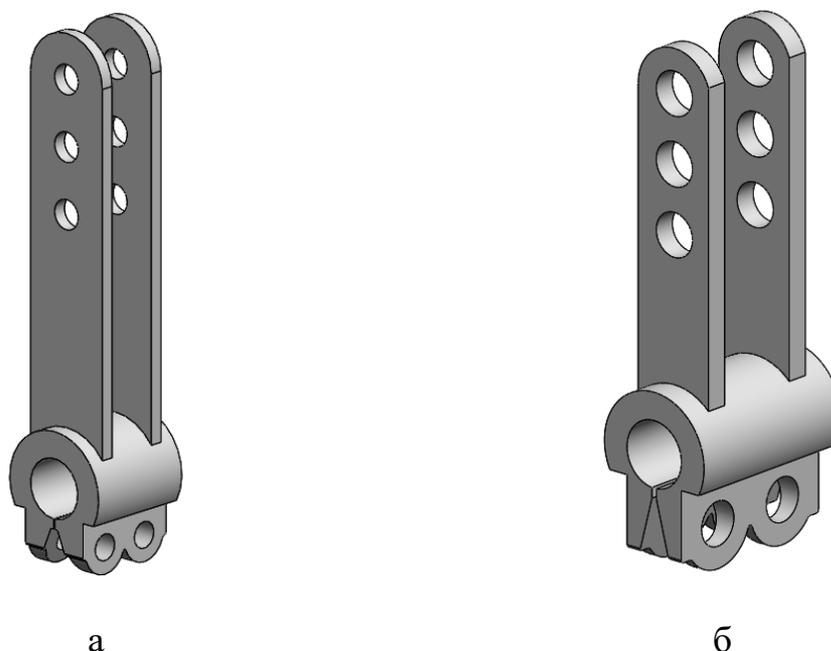


Рисунок 102 – Общий вид плеч стабилизаторов поперечной устойчивости: а – плечо переднего стабилизатора; б – плечо заднего стабилизатора.

Кронштейны крепления втулок необходимо изготовить на фрезерном станке с ЧПУ из болванки материала сталь40Х размерами $20 \times 60 \times 15$ мм. Изображения конечных деталей кронштейнов крепления втулок, стабилизаторов поперечной устойчивости, представлены на рисунке 103.

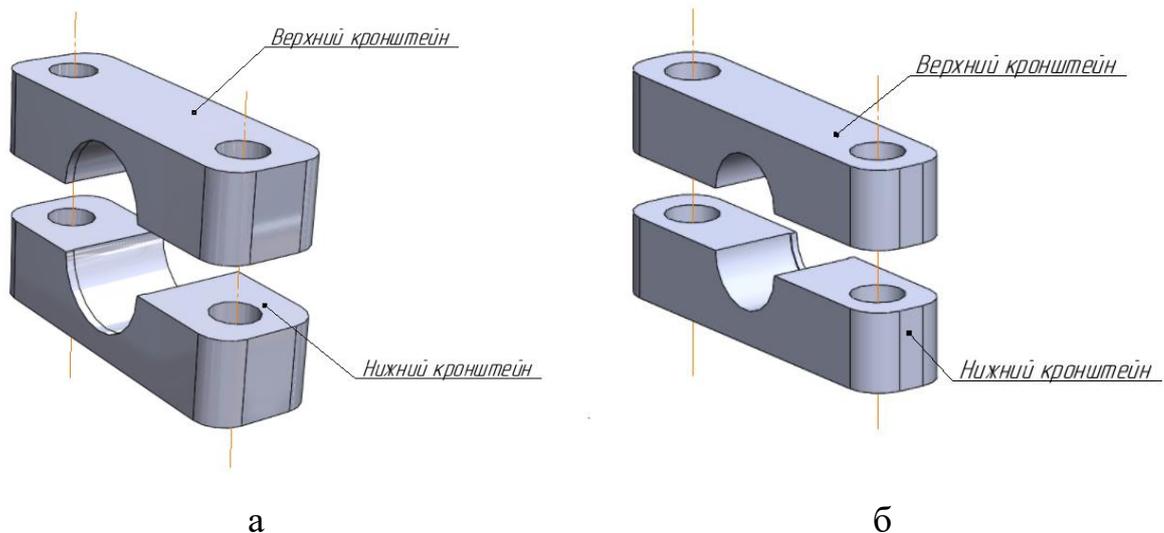


Рисунок 103 – Кронштейн крепления втулок: а – переднего стабилизатора;
б – заднего стабилизатора.

В результате проведенной работы в данной главе описан способ изготовления и сборки разработанных элементов передней и задней подвесок болида «Формула Студент» ПНИПУ. Также были изготовлены детали передних поворотных кулаков, а также кондуктор для их сборки. В дальнейшем данные детали будут изготовлены и собраны, для последующей установки их на болиде.»

Заключение

В ходе выполнения данной работы было составлено техническое задание на разработку передней и задней подвесок болида «Формула Студент» ПНИПУ. Были определены требования, выдвигаемые к подвескам болидов класса «Формула Студент», произведён анализ конструкций подвесок и их параметров. В результате проведенного анализа принято решение использовать конструкцию с двумя А-образными поперечными рычагами и тянущей тягой амортизатора, а также определены ключевые параметры подвески.

Разработана кинематическая схема передней и задней подвесок болида «Формула Студент» ПНИПУ. Произведена проверка кинематической схемы подвески болида, путём сравнения полученных графиков, с эталонными. Получены значения максимальных нагрузок, возникающих при различных условиях, среди которых максимальная вертикальная нагрузка составляет 2428 Н., максимальная поперечная нагрузка составляет 3561 Н., а максимальная продольная нагрузка составляет 1942 Н. Разработаны 3D модели всех элементов передней и задней подвески болида «Формула Студент» ПНИПУ.

Проведён анализ напряженно деформированного состояния переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости. Данный анализ показал, что разработанные узлы выдерживают возникающие нагрузки, отвечая поставленным условиям прочности. Минимальный коэффициент запаса прочности переднего стабилизатора составляет 2,6, а минимальный коэффициент запаса прочности заднего стабилизатора составляет 1,19

Проработана технология изготовления поворотных кулаков, поперечных рычагов и тяг, а также стабилизаторов поперечной устойчивости. Разработана технология сборки смоделированных узлов. Согласно проработанной технологии были изготовлены детали передних поворотных кулаков.

Список литературы

1. Регламент соревнований “Formula Student Rules 2019”.
2. Шасси автомобиля. / Раймпель Й.; Сокр. Пер. 1 тома 4 нем. изд. В. П. Агапова; Под ред. И.Н. Зверева. – М.: Машиностроение, 1983. – 356 с.
3. Шасси автомобиля: Элементы подвески/ Раймпель Й.; Пере. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. к.т.н. Г. Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
4. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса/ Раймпель Й.; Пер. с нем. В.П. Агапова; Под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
5. Автомобили. Рабочие процессы и расчет механизмов и систем/ Нарбут А.Н. – Москва, 2007 – 251 с.
6. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств/ Литвиннов А.С., Фаробин Я.Е.: Учебник для вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство”. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
7. Основы конструирования. 3 изд./ П.И. Орлов – Москва “Машиностроение”, 1977. – 567 с.
8. Michael Trzesniowski.Rennwagentechnik Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. Mit1228 Abbildungen.PRAXIS | ATZ/MTZ-Fachbuch.
9. Race car vehicle dynamics/ William F. Milliken, Douglas L. Milliken, 1995,- 891с.
10. Formula SAE Interchangeable/ Suspension Solutions Design team, 2009,- 96 p.
11. Головин Д.В. Выбор эффективных решений при проектировании болида “Формула Студент” // Международный научно-практический журнал. – 2017. – №1. – С.54-55.
12. Бражкин А.В., Головин Д.В. Выбор основных параметров подвески болида “Формула Студент” / Международный научно-исследовательский журнал – Екатеринбург: 2016. – №1 (43) – С. 16-18.

13. Design of a suspension for a Formula Student Race Car. Adam Theander, 2004. – 74 p.
14. Design of a Formula Student race car spring-damper system. / Dr. ir. P.C.J.N. Roijelle, 2010 – 66 p.
15. Подвеска и тормоза. Как построить и модифицировать спортивный автомобиль/ Дэс Хаммилл; пер. с англ. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 96 с.
16. Физика Гонок/ Байан Бекман; Пер. с англ. Попов В., 2002. – 76 с.
17. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля/ Кузнецов В.А., Дьяков И.Ф.: Учебное пособие. – Ульяновский УлГТУ, 2003. – 64 с.
18. Технологии изготовления деталей приборов/ Валетов В.А. – СПб: Университет ИТМО, 2017 – 149 с.
19. Муфты с неметаллическими упругими элементами: Теория и расчет.; Михайлов Б.К., Иванов Б.С. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. – 145 с.
20. Технология машиностроения: Проектирование технологий изготовления изделий/ Лебедев В.А. Тамаркин М.А. Гепта Д.П.: учеб. пособие для вузов – Рос.- на Д.: Феникс, 2008 – 361 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Сборочный чертёж передней подвески болида “Формула
Студент” ПНИПУ

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Презентация работы