

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование кафедры)

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и автомобильное хозяйство

(направленность (профиль)/специализация)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Модернизация конструкции спортивного болида

«Формула Студент»

Студент

Е.Е. Кузнецова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

В.Е. Епишкин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой

к.т.н., доцент А.В. Бобровский

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

(личная подпись)

« _____ » _____ 20 _____ г.

Тольятти 2019

АННОТАЦИЯ

В ходе выполнения бакалаврской работы была произведена модернизация конструкции спортивного болида «Формула Студент».

Представлена объемная компьютерная детализованная модель гоночного болида с проработкой рамы, аэродинамического обвеса, ходовой части, трансмиссии, рулевого узла, выполненной в программных пакетах Компас 3D, SolidWorks. Проведен тягово-динамический расчет автомобиля. Выполнен конечно-элементный анализ конструктивных элементов гоночного болида в программном пакете ANSYS.

Получены основные конструктивные и технико-эксплуатационные характеристики: вес силового каркаса составил 24 кг, вес болида – 235 кг, база – 1530 мм; задняя колея – 1170 мм; передняя колея – 1200 мм; габариты болида – 2814x1448x1139 мм.

Болид 2019 года будет представлен на международных студенческих инженерно-спортивных соревнованиях «Formula Student Italy 2019» и «Formula Student Moscow 2019».

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 Состояние вопроса.....	7
1.1 Актуальность проведения модернизации гоночного болида.....	7
1.2 Цель и задачи проекта.....	8
2 Модернизация конструкции гоночного болида.....	9
2.1 Проектирование силовой рамы болида.....	9
2.2 Анализ конструкционной прочности каркаса гоночного болида	13
2.3 Тягово-динамический расчет.....	16
2.4 Проектирование аэродинамического обвеса.....	36
2.5 Проектирование ходовой части гоночного болида.....	43
2.6 Проектирование трансмиссии гоночного болида.....	56
2.7 Проектирование рулевого узла.....	62
2.8 Проектирование элементов двигателя.....	65
3 Общая компоновка гоночного болида.....	68
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	70
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	71

ВВЕДЕНИЕ

Разработка гоночного болида осуществляется в рамках проекта «Formula Student». «Formula Student» – международные студенческие инженерно-спортивные соревнования, соединяющие в себе элементы образовательного, гоночного и инженерного проектов.

Первой командой поддержавшей идею участия в «Formula Student» в России – команда Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета. Далее присоединились команды Московского Автомеханического Института и Тольяттинского государственного университета.

В 2008 году в ТГУ была создана студенческая команда «Special project center Formula», был разработан первый болид «Sprint 01», а также команда приняла участие в первых соревнованиях, организованных в г. Москва С 2008 года в ТГУ:

В 2010 г. был создан второй гоночный болид «Sprint 01М». Сформировался промо-организационный отдел команды, благодаря которому состоялось мероприятие с участием российских команд проекта «Formula Student» в Тольятти.

В 2014 году команда приняла участие в соревнованиях «Formula Student Russia 2014» в г. Москва с третьим болидом собственной разработки - «White Shark». Среди 11 команд, принявших участие, команда ТГУ финишировала в гонке на выносливость и заняла 8 место в общем зачете.

«Black Bullet» - четвертый болид команды, созданный в 2015 году. Впервые он был представлен на соревнованиях «Formula Student Russia 2015», где команда заняла следующие призовые места:

- 2 место по топливной эффективности
- 3 места в гонке на выносливость, автокроссе и «восьмёрке»
- 3 итоговое место (479,1 очков)

В 2017-ом году был создан пятый гоночный болид «VioletDemon», который успешно выступил на двух международных соревнованиях и одном российском этапе:

«FormulaStudentItaly 2017» - в гонке на выносливость вошли в список 14 лучших команд из 50 участников;

«FormulaStudentHungary 2017» - заняли в общем зачете 34 место и получили 95 баллов за Costreport. Новый рекорд команды!

«FormulaStudentMoscow 2017» - заняли 3 место в гонке на выносливость, тем самым сохранив серию надежных финишей. Также команда стала первой по итогам технической инспекции.

В 2018-ом году был создан шестой гоночный болид «BlackScorpion». Команда с ним выступила на международных соревнованиях «FormulaStudentItaly 2018», где успешно прошла статические дисциплины:

- Business Presentation Event - 10 место - 59 баллов;
- Design Event - 20 место - 92 балла;
- Cost Manufacturing Event - 22 место - 75 баллов.

Помимо международных соревнований, команда выступила на российском этапе «FormulaStudentMoscow 2018», где показала успешные результаты:

- Fuel Efficiency (топливная эффективность) - 1 место
- SkidPad (восьмерка) - 1 место
- AutoX (автокросс) - 3 место
- Endurance (гонка на выносливость) - 3 место
- Overall (общий зачет) - 1 место из 12 команд, участвующих в серии FormulaStudent.

В период с 2014 по 2018 гг команда проекта «Формула Студент ТГУ» разрабатывала гоночные автомобили в соответствии с требованиями регламента «FSAE Rules». В 2019 году было принято решение спроектировать автомобиль под условия регламента «FSG Rules», впервые

нашедшего применение на соревнованиях «Formula Student Germany» в 2016 году в Германии. Данное решение было обусловлено тем, что впоследствии, большинство организаторов европейских соревнований поддержали идею использования регламента «FSG Rules» и более не применяют «FSAE Rules».

Ежегодно регламент «FSG Rules» подвергается пересмотру со стороны организаторов и предъявляет новые требования. Весь процесс создания болида должен полностью отвечать требованиям регламента текущего года. Регламент, составленный на английском языке в начале учебного года предоставляется организаторами. За несоблюдение общих требований команда может получить штрафные баллы, а в случае, если разработанный болид не отвечает техническим требованиям регламента - дисквалификацию.

1 Состояние вопроса

1.1 Актуальность проведения модернизации гоночного болида

В настоящее время остро стоит вопрос технологического и промышленного развития регионов страны. Тольятти – один из крупнейших промышленных центров России и одновременно крупнейший «моноцентр» - сохранил свой промышленный потенциал и остро нуждается в диверсификации производственной специализации. В этих условиях выпускник вуза должен обладать компетенциями проектирования и создания новой продукции.

Проект «Formula Student» является базовым при создании и построении целостной системы инженерной подготовки, построенной не на поэтапном развитии существующего уклада в вузе, а на консолидации, и затем тотальном внедрении эффективных принципов инженерной подготовки, ориентируясь на существующие в вузе точки прорывного роста (отделы, студенческие проекты, лаборатории, кафедры), а также создании новых «прорывных» направлений подготовки, способных приобщить молодых инженерам видение, специфику и перспективы инженерной подготовки, характерные для общественного уклада обозримого будущего, в условиях создания умных предприятий, цифровых производств

Проектно-ориентированные технологии обучения занимают все более весомые позиции при определении стратегии развития общества. Развитие студенческих научных объединений (СНО), конструкторских бюро (СКБ), позволяют в рамках одной площадки организовать обучение студентов через их участие в реальных работах, предполагающих полный организационный цикл (от обдумывания идеи до её воплощения в жизнь), постоянное взаимодействие между наставником и студентом. СКБ позволяет студентам принимать участие в решении современных организационных и

управленческих проблем, создавать командные коммуникации в работе и обучении.

1.2 Цель и задачи проекта

Идея соревнований «Formula Student» заключается в том, чтобы команда студентов представила себя в роли настоящей инженерной компании, которая выпускает гоночный автомобиль собственной разработки в мелкосерийное производство. Студенты должны самостоятельно в соответствии с новым регламентом «FSG Rules» разработать, изготовить и испытать автомобиль класса «Формула Студент», а затем презентовать его инженерам и экономистам крупнейших автопроизводящих предприятий мирового уровня. А также «продать» автомобиль потенциальным инвесторам в роли которых выступают судьи соревнований, предоставив отчет о себестоимости и бизнес-план.

Задача проекта – разработать и изготовить быстрый и надежный автомобиль серии «Formula Student» с бензиновым двигателем в условиях ограниченных финансовых ресурсов.

Уникальность проекта заключается в создании возможности для студентов самостоятельно разрабатывать и внедрять новые высокотехнологичные решения в создании инженерных конструкций в условиях строгих ограничений регламента «FSG Rules».

Данный проект в рамках университета является передовой образовательной концепцией инженерной подготовки, с предпосылками для формирования принципиально нового подхода к инженерному образованию, актуальному вызовам глобального рынка сегодня, востребованному для предприятий в будущем.

2 Модернизация конструкции гоночного болида

2.1 Проектирование силовой рамы болида

В период с 2016 по 2019 год команда Togliatti Racing Team (далее - TRT) построила 4 автомобиля, соответственно и 4 разных рамы. Как показывает динамика и анализ – силовые рамы команды TRT с каждым годом становятся все легче. В сумме вес рамы, с учетом всех кронштейнов, был снижен на 45%. В 2016 году вес рамы болида «Black Bullet» составлял 44 кг, у последнего же болида, Black Scorpion G2 (2019 год), вес рамы составил всего 24 кг. Динамика снижения веса представлена на диаграмме (рисунок 1).

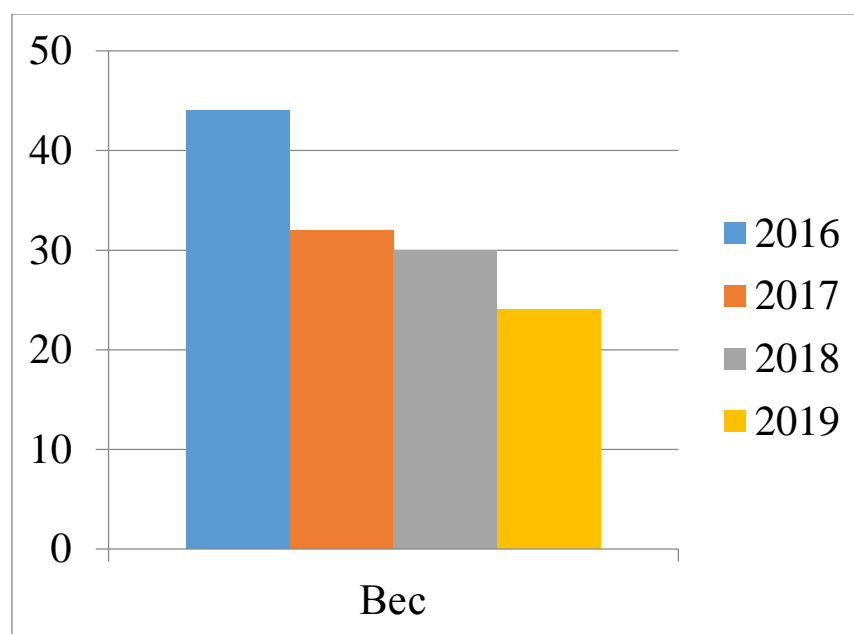


Рисунок 1 – Диаграмма снижения веса силовой рамы

Внимательное изучение правил регламента и желание снизить вес всего гоночного автомобиля. Не смотря на то, что все 4 рамы автомобилей изготовлены из одного материала – стали, вес у всех рам разный, потому что ранее – в 2016 году в раме использовались трубы с одинаковым диаметром и одинаковой толщиной стенки. В последней же версии силовой рамы присутствуют четыре разновидности труб: диаметр у всех – 25 мм, а вот толщина стенки варьируется от 1,6 до 2,5 мм. Эта информация также была отражена в отчетном документе SES.

Конструкция рамы болида представляет собой единый каркас, состоящий из стальных труб, сваренных между собой.

Новая конструкция рамы претерпела несколько изменений. Параметры силовой рамы болида представлены в таблице 1 в сравнении с предыдущими исполнениями.

Таблица 1 – Параметры силовых рам

Год изготовления болида	Параметр	Показатель
2016	Количество труб	61 шт
	Сортамент труб	Труба б/ш 25x2,5
	Вес	51 кг
2017	Количество труб	48 шт
	Сортамент труб	Труба б/ш 25x2,5; 25x2,0; 20x2,5
	Вес	33 кг
2018	Количество труб	48 шт
	Сортамент труб	Труба б/ш 25x2,5; 25x1,8; 20x1,5
	Вес	30 кг
2019	Количество труб	51 шт
	Сортамент труб	Труба б/ш 25x2,5; 25x1,8; 20x1,5
	Вес	24 кг

Кроме того с каждым годом у команды все больше опыта в проектировании рамы – исправляя ошибки и желая достигнуть лучших результатов - меняется и сама концепция рамы. Так, например, в силовом каркасе рамы 2016 года в основе передней перегородки лежал восьмиугольник, состоящий из 8 труб, теперь же для изготовления передней перегородки используется только 4 трубы (рисунки 2-5).

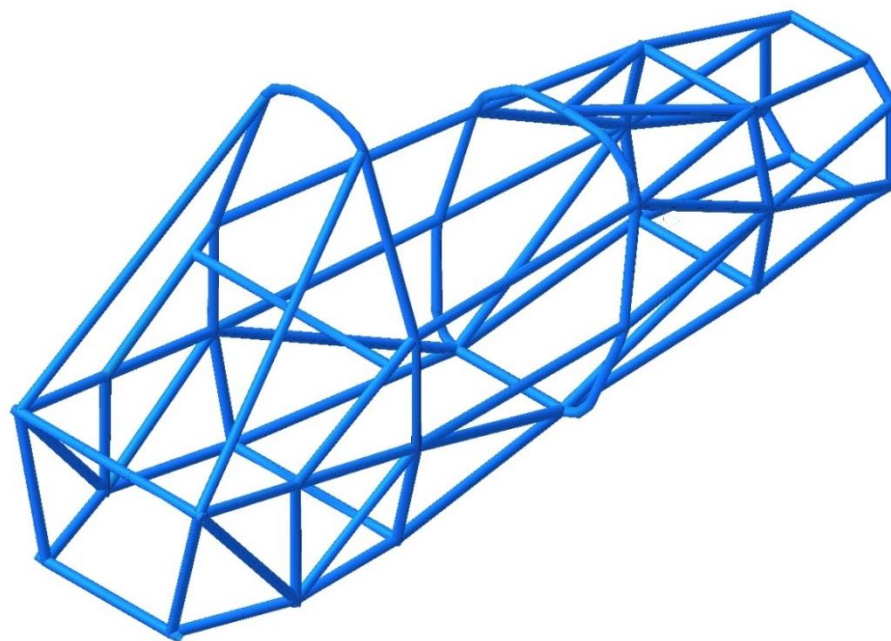


Рисунок 2 – Компоновка силовой рамы 2016 года

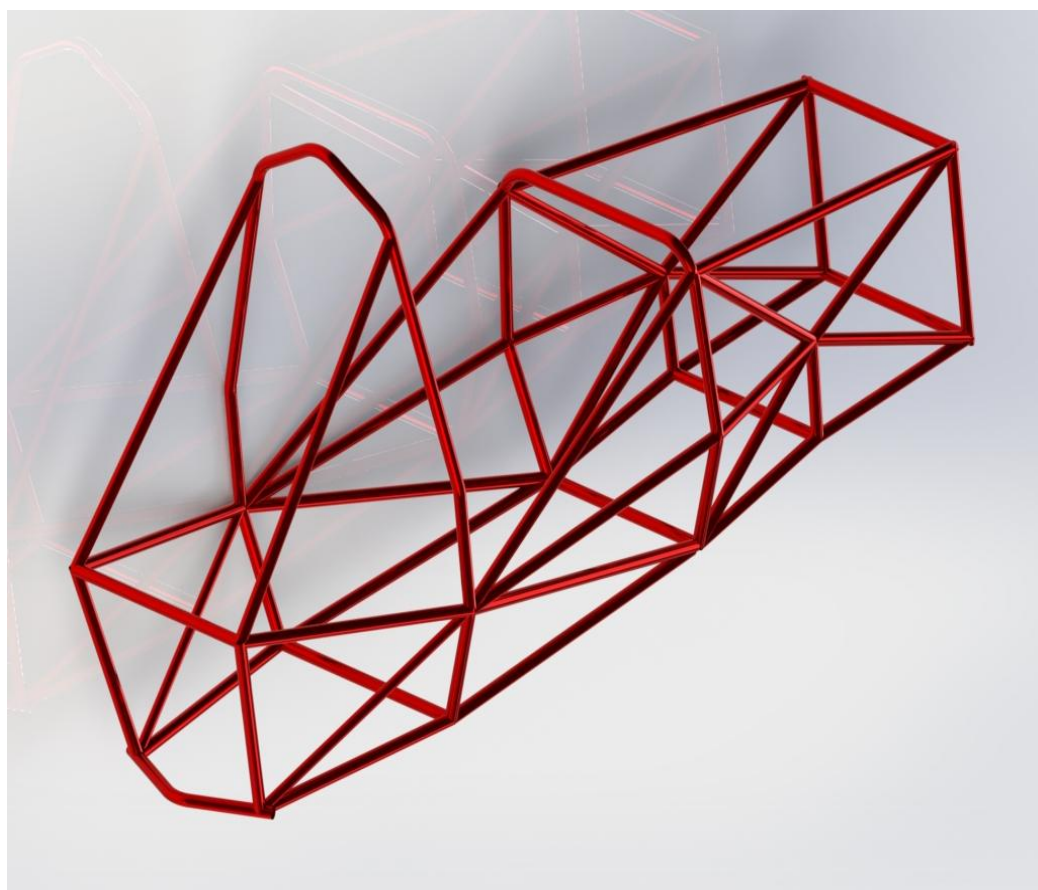


Рисунок 3 – Компоновка силовой рамы 2017 года

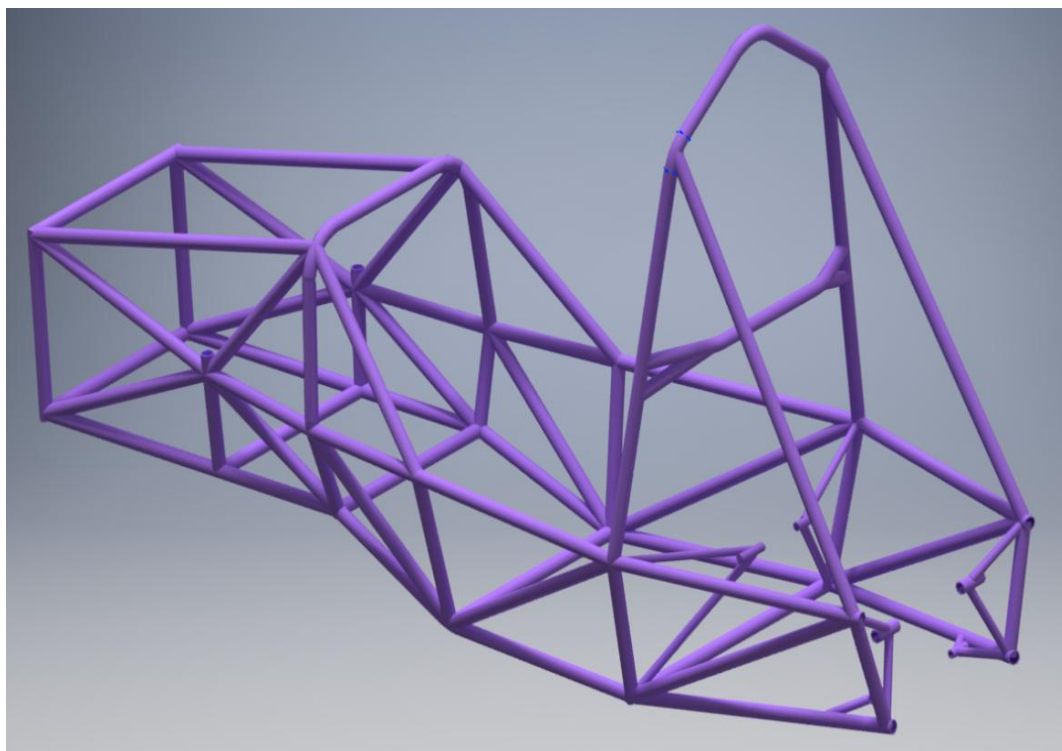


Рисунок 4 – Компоновка силовой рамы 2018 года

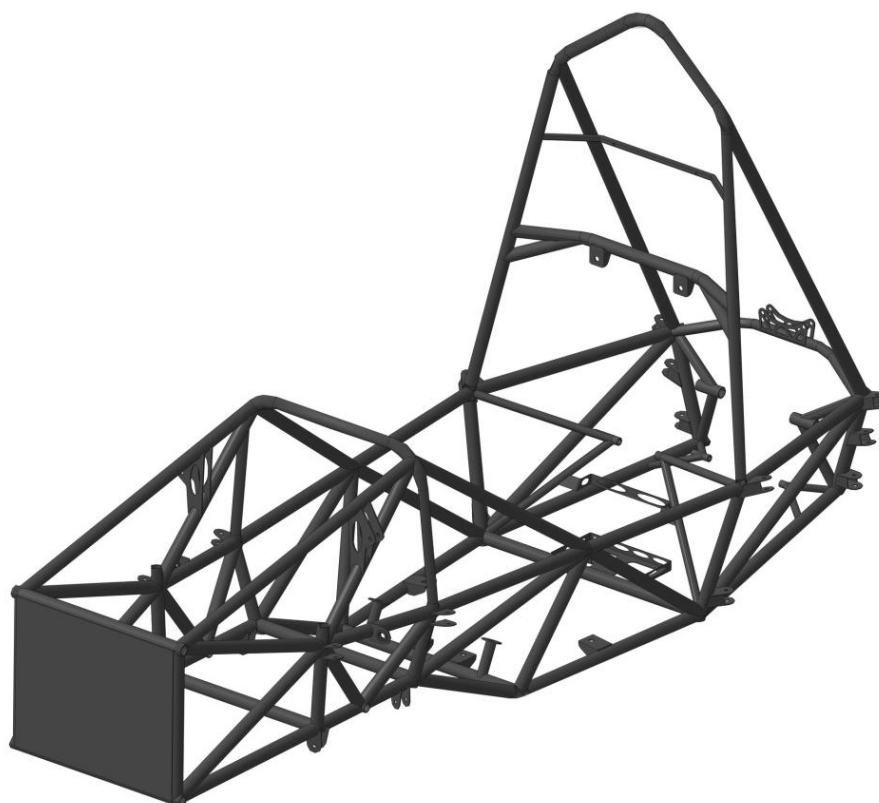


Рисунок 5 – Компоновка силовой рамы 2019 года

2.2 Анализ конструкционной прочности каркаса гоночного

болида

Одним из основных элементов гоночного автомобиля является конструкция силовой рамы, влияющая на жесткость и прочность конструкции при разрыве, скручивании и растяжении.

Рама гоночного автомобиля класса «Formula Student» должна состоять как минимум из следующих элементов [1] (рисунок 6):

- главная и передняя дуги (№1,2)
- передняя перегородка (№6) и ее опоры
- распорки передней и главной дуг и их опоры
- зона бокового удара (как минимум 3 трубы) (№ 9, 14, 15)

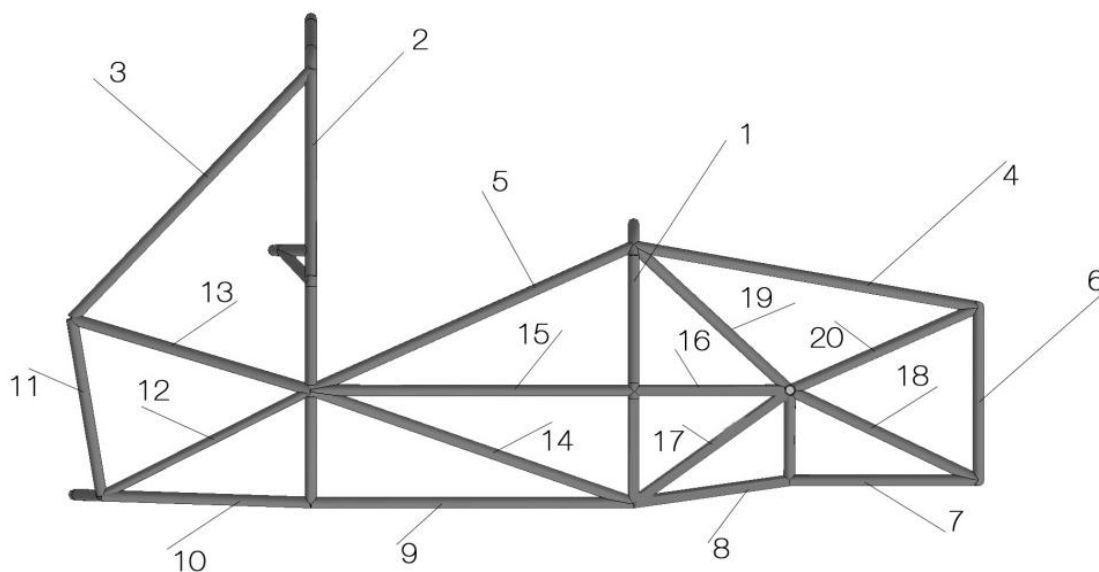


Рисунок 6 – Конструкция рамы

Первый ряд расчетов был проведен с использованием программного обеспечения ANSYS. Рама была нагружена в двух состояниях: при резком торможении и при входе в поворот. Рассматривалась нагрузка на кручение - основная задача нагружения- продемонстрировать, что технологические свойства рамы останутся в прежнем состоянии и раму не свернет во время движения.

Первым проводили расчет на кручение во время вхождения в поворот: к рычагу передней подвески вертикально вверх прикладывалась сила номиналом 1500 Н (рисунок 7), симметрично, в противоположной стороне точно такая же сила прикладывалась вертикально вниз.

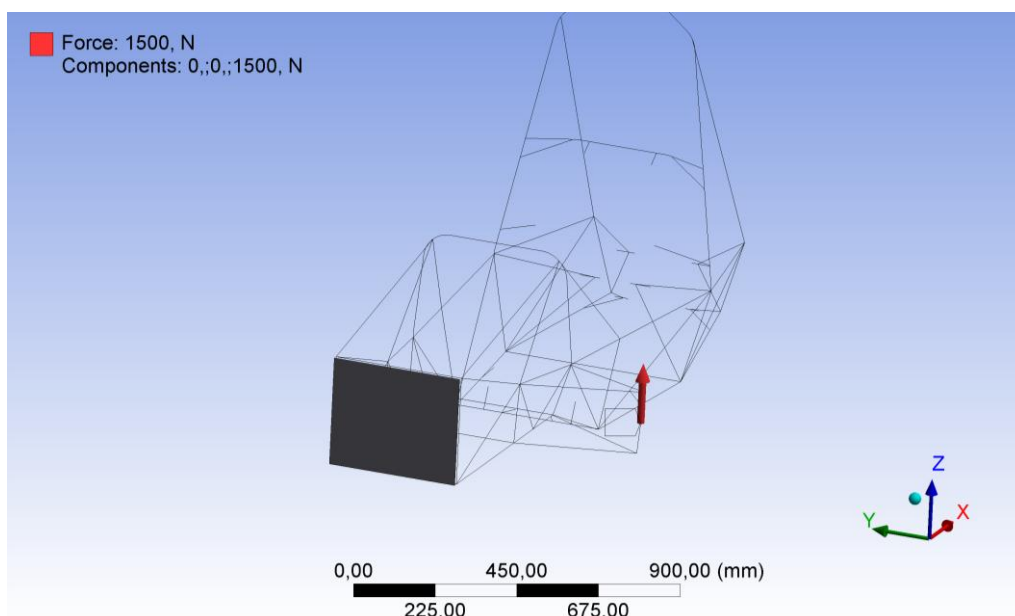


Рисунок 7 – Приложение силы для расчета на кручение при повороте

Результаты показали, что при данном усилии максимальное смещение по оси Y происходит у передней дуги всего лишь на 4,1 мм (рисунок 8), а по оси Z на 3,5 мм (рисунок 9).

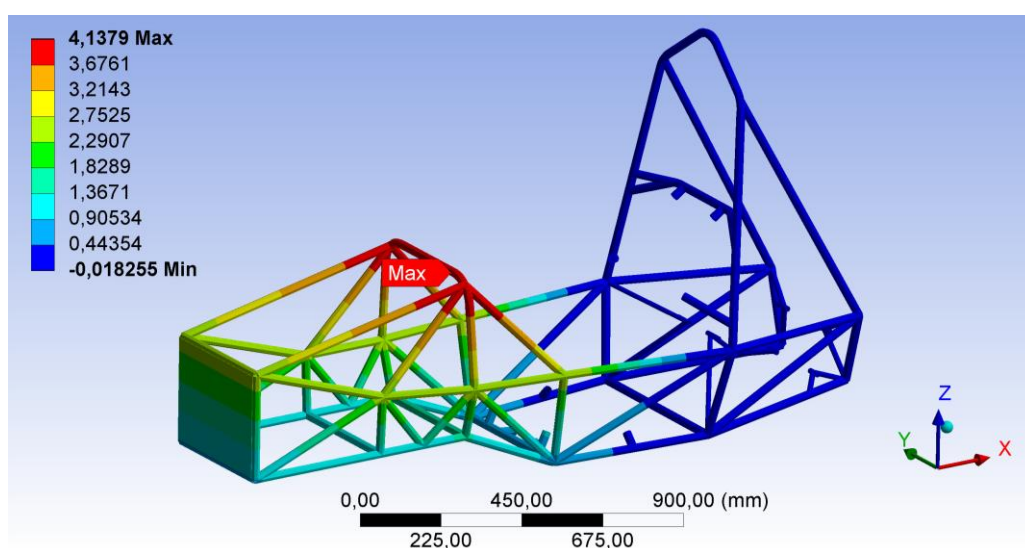


Рисунок 8 – Анализ рамы на кручение при повороте (по оси Y)

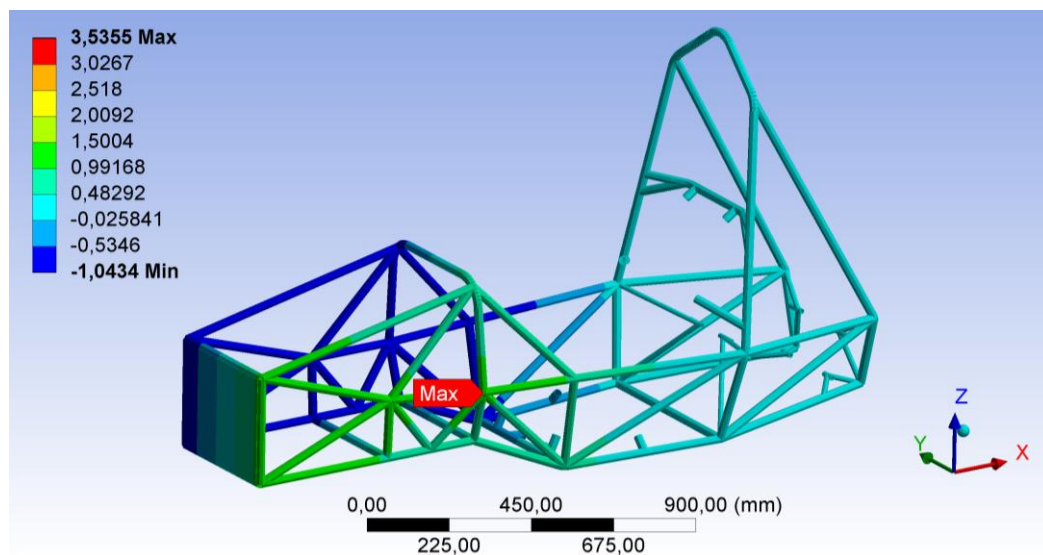


Рисунок 9 – Анализ рамы на кручение при повороте (по оси Z)

Далее проводили расчет на кручение во время резкого торможения. В данном случае сила идет по касательной рычага подвески по направлению к раме в номинале 2500 Н. Результаты показали, что при данном усилии максимальное смещение по оси Y происходит у передней дуги всего лишь на 6,6 мм (рисунок10), а по оси Z на 2,9 мм (рисунок11).

Расчет рамы на жесткость показал 1912 Н·м/град.

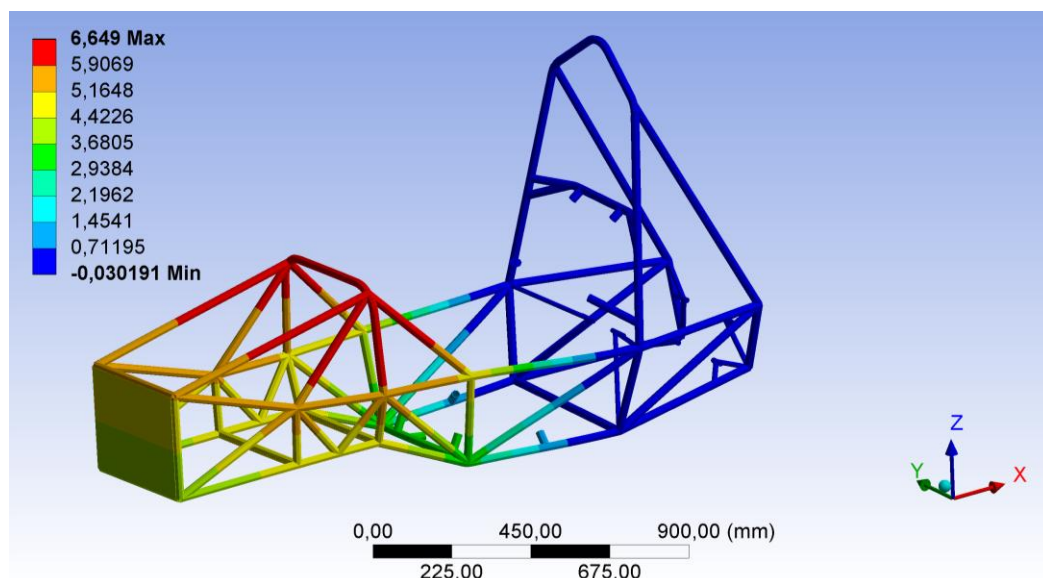


Рисунок 10 – Анализ рамы на кручение при торможении (по оси Y)

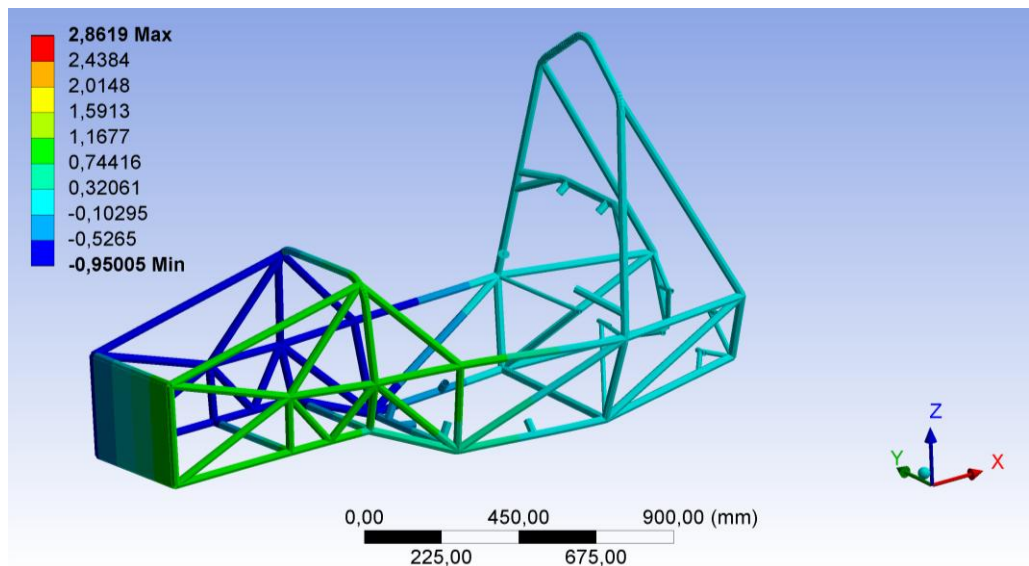


Рисунок 11 – Анализ рамы на кручение при торможении (по оси Z)

Полученные значения жесткости полностью отвечают требованиям к безопасности и являются довольно высокими при весе рамы в 24 кг.

2.3 Тягово-динамический расчет

Первостепенные значения для тягово-динамического расчета с формулой колес 4x2 гоночного болида «FormulaStudent» занесем в таблицу 2. Расчет был выполнен в аналогии с пособием из примера [2].

Таблица 2 - Первостепенные значения

Показатель	Значение
Колесная формула	4 x 2
Количество мест	1
Снаряженная масса m_0 , кг	235
Максимальная скорость V_{max} , км/ч (м/с)	200(55,56)
Угловая скорость коленчатого вала ω_e^{max} , рад/с (об/мин)	838 (8000)
Максимальная мощность двигателя N_e^{max} , кВт	43
Максимальный крутящий момент двигателя M_e^{max} , Н·м	52,2
Тип и размерность колеса	200/75R13
Коэффициент аэродинамического сопротивления C_x	0,3

Продолжение таблицы 2

Параметр	Значение
Величина максимального преодолеваемого уклона i	0,34
КПД трансмиссии $\eta_{тр}$	0,91
Ширина болида B , мм	2695
Высота болида H , мм	1138
Коэффициент сопротивления качению f_0	0,02
Передаточные числа:	
первая передача U_1	2,5
вторая передача U_2	1,75
третья передача U_3	1,33
четвертая передача U_4	1,095
пятая передача U_5	0,95
шестая передача U_6	0,87
главная передача U_0	3,46

2.3.1 Исходные данные

Полная масса автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_ч \cdot n + m_б \cdot n, \quad (1)$$

где: m_0 – снаряженная масса автомобиля, кг;

$m_ч = 75$ кг – масса одного человека;

n – число пассажиров;

$m_б$ – вес багажа.

$$m_a = 235 + 75 \cdot 1 = 310 \text{ кг}$$

Полный вес автомобиля:

$$G_a = m_a \cdot g, \quad (2)$$

$$G_a = 310 \cdot 9,81 = 3059,7\text{Н}$$

У болида колесная формула 4x2 (задний привод) развесовка болида рассчитана в отношении: 46% на переднюю ось и 54% - на заднюю ось.

Вес, находящийся на передних колесах:

$$G_1 = 0,46 \cdot G_a = 0,46 \cdot 3059,7 = 1407,5 \text{ Н};$$

Вес, находящийся на приводных колесах:

$$G_2 = 0,54 \cdot G_a = 0,54 \cdot 3059,7 = 1652,2 \text{ Н}$$

Аэродинамика болида:

Коэффициент обтекаемости:

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2}, \quad (3)$$

где: $\rho = 1,293$ – плотность воздуха в нормальных условиях, кг/м^3 .

$$k = \frac{0,3 \cdot 1,293}{2} = 0,193$$

Лобовая площадь автомобиля:

$$F = 0,8 \cdot B \cdot H, \quad (4)$$

где: B – ширина болида, м;

H – высота болида, м.

$$F = 0,8 \cdot 2,695 \cdot 1,138 = 2,453 \text{ м}^2$$

По данной ширине 200/75R13, радиус качения колеса рассчитывается по формуле:

$$r_k = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H, \quad (5)$$

где: d – посадочный диаметр шины, дюйм;

$\lambda_z = 0,85$ – коэффициент вертикальной деформации;

H – высота профиля шины.

$$r_k = 0,5 \cdot 0,33 + 0,85 \cdot 0,12 = 0,267 \text{ м}$$

Расчет внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя:

Мощность двигателя на максимальной скорости:

$$N_V = N_{\max} \cdot a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3, \quad (6)$$

где: a, b, c – эмпирические коэффициенты ($a = b = c = 1$ для карбюраторного двигателя),

$$\lambda = \frac{\omega_{\max}}{\omega_N} = \frac{838}{733} = 1,14$$

$$N_V = 43000 \cdot 1,14 + 1,14^2 - 1,14^3 = 41196 \text{ Вт.}$$

Чтобы рассчитать внешнюю скоростную характеристику, используем формулу:

$$N_e = N_{\max} \frac{\omega_e}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^3, \quad (7)$$

где: ω_e – текущее значение угловой скорости коленвала, рад/с;

ω_N – угловая скорость коленвала при максимальной мощности, рад/с (733рад/с).

N_e – текущее значение эффективной мощности двигателя, Вт.

Кривая эффективного момента M_e (Н · м) рассчитывается по формуле:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \quad (8)$$

Получается следующая зависимость $N_e(\omega_e)$ и $M_e(\omega_e)$. Полученные данные переносим в таблицу 3 и получаем график (рисунок 12).

Таблица 3 – Результаты расчетов

n_e , об/мин	ω_e , рад/с	N_e , кВт	M_e , Н·м
3000	314	14	45,8
3500	366,5	17	46,3
4000	419	19,5	47,3
5000	523,6	29,6	57,23
5500	576	35	62,3
6000	628	37,6	61
6500	681	41,4	62
7000	733	43	59,5
8000	838	43	52

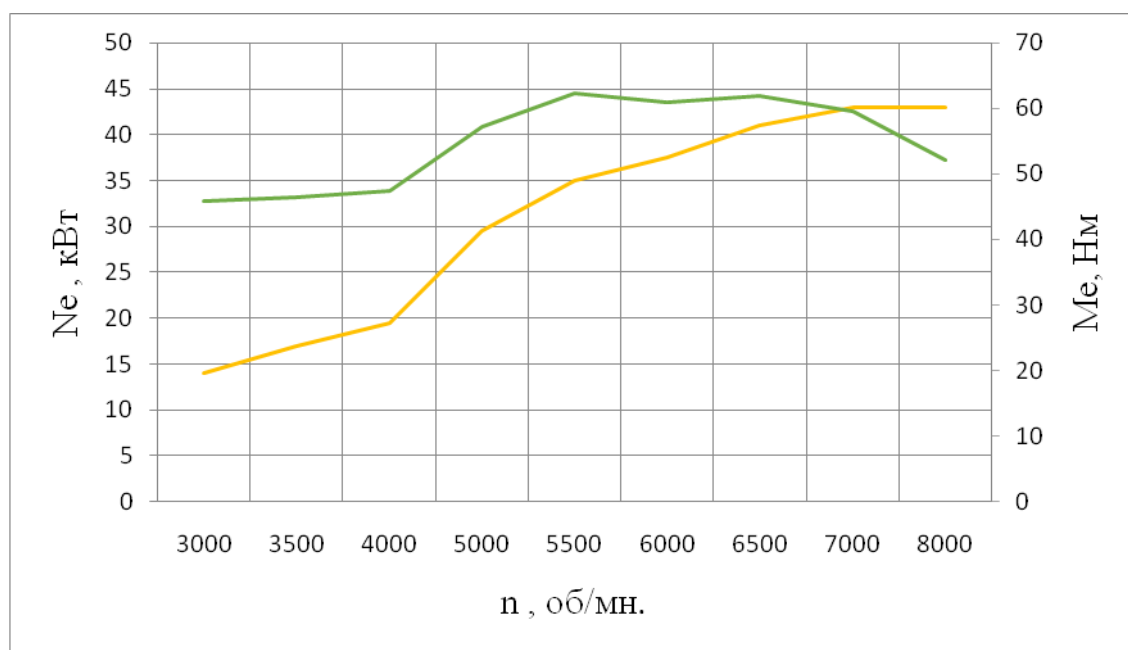


Рисунок 12 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.3.2 Определение передаточного числа главной передачи

Главная передача – U_0 рассчитывается исходя из значения максимальной скорости болида V_{max} :

$$U_0 = \frac{r_k \cdot \omega_{\max}}{U_k \cdot V_{\max}}, \quad (9)$$

где: $U_k = U_6 = 0,87$ – передаточное число высшей передачи на которой обеспечивается максимальная скорость;

$$U_0 = \frac{0,267 \cdot 838}{0,87 \cdot 55,56} = 4,63$$

Чтобы приступить к следующим расчётам, берем значение главной передачи $U_0=4,63$.

Последующие расчеты производим относительно повышенного ряда передаточных чисел.

2.3.3 Силовой баланс автомобиля

Уравнение силового баланса:

$$F_T = F_d + F_B + F_{и}, \quad (10)$$

где: F_T – сила тяги ведущих колес, Н;

F_d – сила дорожного сопротивления, Н;

F_B – сила сопротивления воздуха, Н;

$F_{и}$ – сила сопротивления разгону автомобиля, Н (не учитываем).

Силу тяги на разных передачах рассчитывают по формуле:

$$F_{Ti} = \frac{U_{ki} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k} \quad (11)$$

Сила аэродинамического сопротивления воздуха

$$F_B = k \cdot F \cdot V_a^2 \quad (12)$$

Сила дорожного сопротивления автомобиля (без учета сопротивления подъему):

(13)

$$F_d = G_a \cdot f ,$$

где: $f = f_0 \cdot 1 + \frac{V_a^2}{2000}$ – зависимость коэффициента трения качения от скорости движения автомобиля.

Для расчета используем данные из расчета внешней скоростной характеристики ω_e , и скорости автомобиля на заданных передачах.

Полученные результаты сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Данные ВСХ

ω_e		314	366,5	419	523,6	576	628	681	733	838
M_e		45,8	46,3	47,3	57,23	62,3	61	62	59,5	52
1 передача	V	7,2	8,5	9,7	12,1	13,3	14,5	15,7	16,9	19,3
	F_T	1787,0	1806,5	1845,5	2232,9	2430,8	2380,0	2419,0	2321,5	2028,9
	f	0,0205	0,0207	0,0209	0,0215	0,0218	0,0221	0,0225	0,0229	0,0237
	F_B	11,5	15,7	20,6	32,1	38,8	46,2	54,3	62,9	82,2
	F_D	62,8	63,4	64,1	65,7	66,6	67,6	68,7	69,9	72,6
2 передача	V	10,3	12,1	13,8	17,3	19,0	20,7	22,4	24,2	27,6
	F_T	1250,9	1264,5	1291,8	1563,1	1701,5	1666,0	1693,3	1625,1	1420,2
	f	0,0211	0,0215	0,0219	0,023	0,0236	0,0243	0,025	0,0258	0,0276
	F_B	23,6	32,1	41,9	65,5	79,3	94,2	110,8	128,4	167,8
	F_D	64,5	65,7	67,0	70,3	72,2	74,3	76,6	79,0	84,5

Продолжение таблицы 4

ω_e		314	366,5	419	523,6	576	628	681	733	838
M_e		45,8	46,3	47,3	57,23	62,3	61	62	59,5	52
3 передача	V	13,6	15,9	18,2	22,7	25,0	27,2	29,5	31,8	36,3
	F_T	950,7	961,0	981,8	1187,9	1293,2	1266,2	1286,9	1235,0	1079,4
	f	0,0219	0,0225	0,0233	0,0252	0,0262	0,0274	0,0287	0,0301	0,0332
	F_B	40,8	55,6	72,6	113,4	137,2	163,1	191,8	222,2	290,5
	F_D	66,9	68,9	71,3	77,0	80,3	83,9	87,9	92,1	101,6
4 передача	V	16,5	19,3	22,1	27,6	30,3	33,1	35,9	38,6	44,1
	F_T	782,7	791,2	808,3	978,0	1064,7	1042,5	1059,5	1016,8	888,6
	f	0,0227	0,0237	0,0249	0,0276	0,0292	0,0309	0,0329	0,0349	0,0395
	F_B	60,2	82,0	107,1	167,3	202,5	240,7	283,0	327,9	428,5
	F_D	69,6	72,6	76,1	84,5	89,3	94,7	100,5	106,8	120,8
5 передача	V	19,1	22,2	25,4	31,8	35,0	38,1	41,3	44,5	50,9
	F_T	680,0	687,5	702,0	849,5	924,7	905,4	920,2	883,2	772,0
	f	0,0237	0,0250	0,0266	0,0302	0,0323	0,0346	0,0372	0,0399	0,0460
	F_B	80,0	109,9	143,3	223,3	270,0	320,7	377,0	436,6	560,3
	F_D	72,3	76,3	81,0	92,1	98,6	105,7	113,5	121,8	140,4
6 передача	V	20,8	24,3	27,8	34,7	38,2	41,6	45,1	48,6	55,5
	F_T	622,9	629,7	643,2	778,1	846,9	829,2	842,8	808,9	707,0
	f	0,0244	0,0260	0,0278	0,033	0,0347	0,0374	0,0405	0,0437	0,0609
	F_B	96,3	130,8	170,7	266,0	321,7	382,2	449,3	520,4	679,8
	F_D	75,4	80,3	85,8	99,0	106,8	115,2	124,5	134,4	156,6

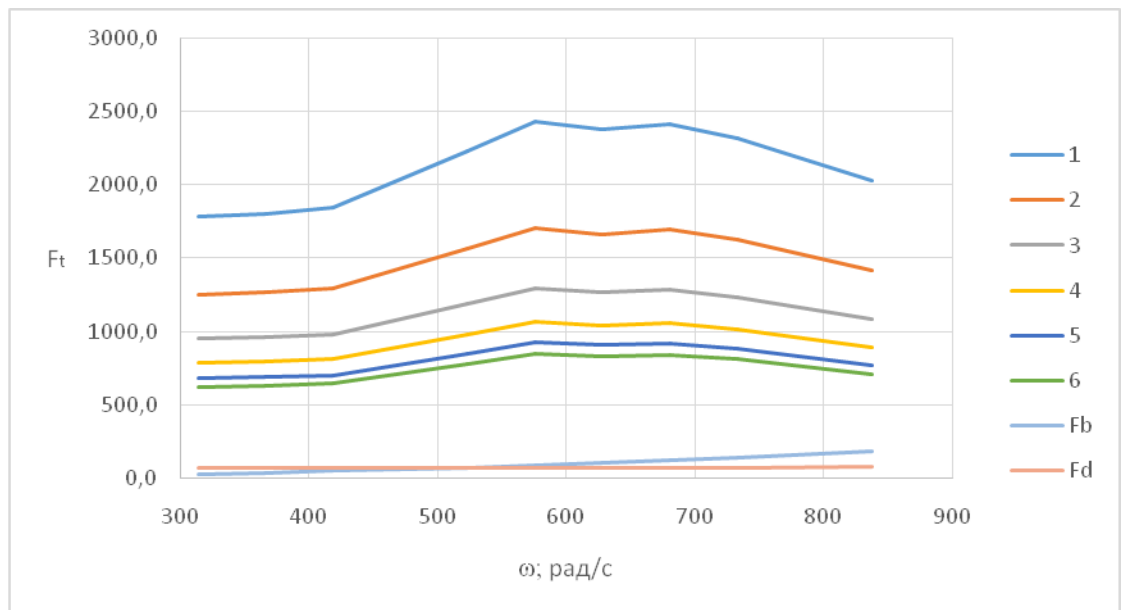


Рисунок 13 – Тяговый баланс автомобиля

2.3.4 Динамическая характеристика автомобиля

Динамическая характеристика болида определяется по формуле 14, опираясь на полученные данные из силового баланса. Результаты показывают взаимосвязь динамического фактора D и скорости движения автомобиля.

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a} \quad (14)$$

Данные расчета заносим в таблицу 5 и представляем графически.

Чтобы учесть влияние буксования ведущих колес, определяем динамический фактор по сцеплению:

$$D_{\text{сц}} \approx \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi}{G_a} = \frac{1792,6 \cdot 0,7}{3059,7} = 0,41$$

Таблица 5 – Динамический фактор

Передача	Динамический фактор D								
Первая	0,58	0,59	0,60	0,72	0,78	0,76	0,77	0,74	0,64
Вторая	0,40	0,40	0,41	0,49	0,53	0,51	0,52	0,49	0,41
Третья	0,30	0,30	0,30	0,35	0,38	0,36	0,36	0,33	0,26
Четвертая	0,24	0,23	0,23	0,26	0,28	0,26	0,25	0,23	0,00
Пятая	0,20	0,19	0,18	0,20	0,21	0,19	0,18	0,15	0,07
Шестая	0,17	0,16	0,15	0,17	0,17	0,15	0,13	0,09	0,01

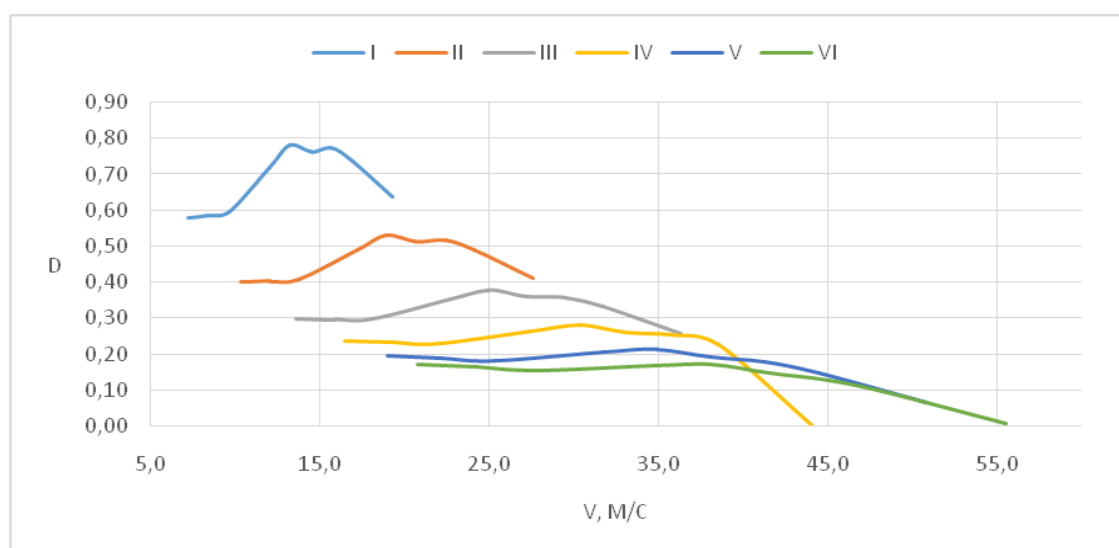


Рисунок 14 – Динамическая характеристика автомобиля

2.3.5 Разгон автомобиля

Ускорение рассчитываем исходя из следующих условий: горизонтальное движение, твердое покрытие в хорошем состоянии, максимальная мощность двигателя, отсутствие пробуксовки передних колес.

Ускорение находится по формуле (15):

$$j = \frac{D - f \cdot g}{\delta_{вр}}, \quad (15)$$

где: $\delta_{вр} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_k^2)$ – коэффициент учета вращающихся масс двигателя, который определяем для каждой передачи в отдельности по формулам:

$$\delta_{вр1} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_1^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 2,5^2 = 1,362$$

$$\delta_{вр2} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_2^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 1,75^2 = 1,203$$

$$\delta_{вр3} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 1,33^2 = 1,138$$

$$\delta_{вр4} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 1,095^2 = 1,110$$

$$\delta_{вр5} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 0,95^2 = 1,095$$

$$\delta_{вр6} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 0,87^2 = 1,088$$

Определяем ускорение разгона, вносим результаты в таблицу 6 и строим график зависимости $j = f(V)$ (рисунок 15).

Таблица 6 – Ускорение

Передача	Ускорение j , м/с ²								
	Первая	4,000	4,021	4,091	4,941	5,370	5,210	5,260	4,980
Вторая	3,031	3,010	3,021	3,600	3,890	3,700	3,670	3,380	2,600
Третья	2,240	2,181	2,130	2,440	2,590	2,341	2,221	1,871	0,991
Четвертая	1,690	1,570	1,450	1,540	1,560	1,240	1,010	0,590	-0,350
Пятая	1,271	1,101	0,920	0,810	0,720	0,320	-0,011	-0,521	-1,740
Шестая	1,011	0,801	0,570	0,320	0,151	-0,310	-0,730	-1,310	-2,680

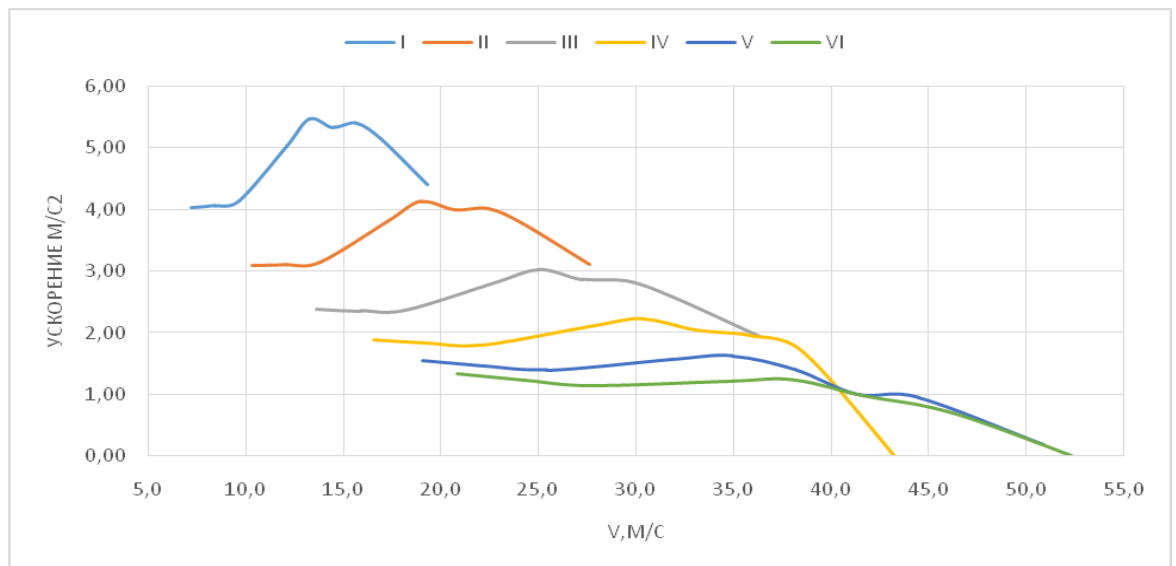


Рисунок 15 – Ускорения автомобиля

После находим обратные ускорения ($1/j$) и заносим их в таблицу 7. Так как при максимальных скоростях ускорение стремится к нулю, то для расчета обратных ускорений скорость ограничивают по следующему принципу: $V = (0,8...0,9) V_{\max}$.

Таблица 7 – Обратные ускорения

Передача	Величина, обратная ускорению $1/j, c^2/m$								
Первая	0,251	0,251	0,241	0,202	0,181	0,191	0,192	0,191	0,232
Вторая	0,321	0,321	0,321	0,261	0,241	0,251	0,251	0,261	0,321
Третья	0,421	0,423	0,421	0,368	0,331	0,351	0,351	0,391	0,521
Четвертая	0,530	0,540	0,550	0,480	0,450	0,491	0,510	0,590	-2,870
Пятая	0,651	0,680	0,710	0,641	0,610	0,711	1,001	1,050	5,570
Шестая	0,750	0,810	0,881	0,820	0,810	1,020	1,260	2,191	-2,641

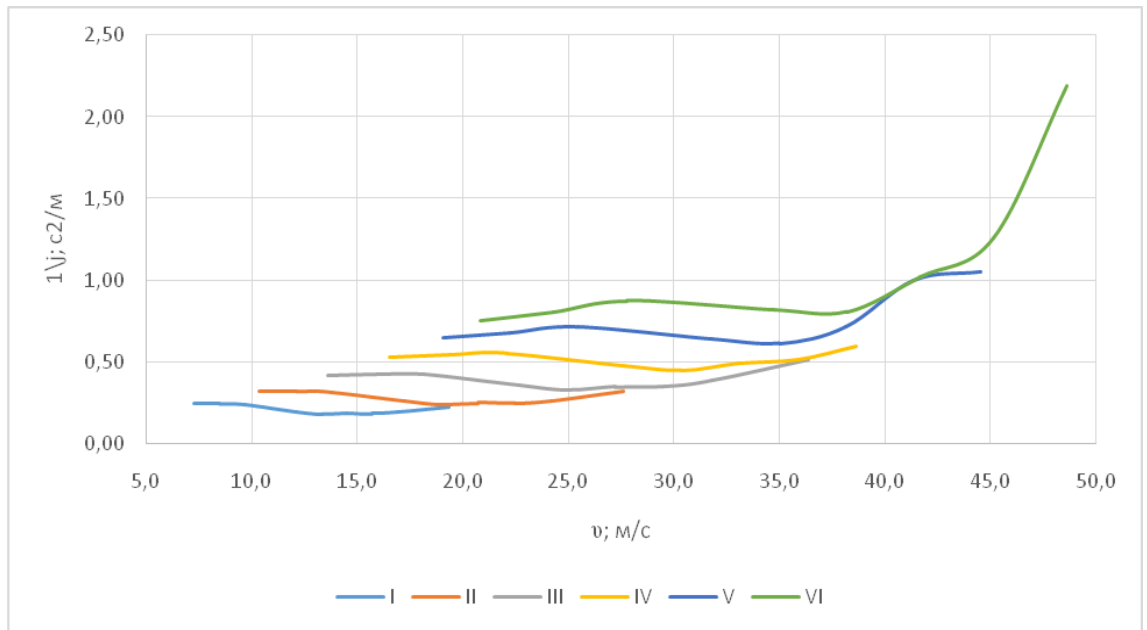


Рисунок 16 - Обратные ускорения автомобиля

2.3.6 Время и путь разгона

Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин:

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \frac{1}{j_{\text{CP } i+1}} \cdot V_{i+1} - V_i, \quad (16)$$

Для этого кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = \text{const}$, которому соответствуют значения $(1/j) = \text{const}$. Эти величины можно определить следующим образом:

$$\frac{1}{j_{\text{CP } k}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{j_{k-1}} + \frac{1}{j_k} \right), \quad (17)$$

где: k – порядковый номер интервала.

Заменяя точное значение площади под кривой $(1/j)$ в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $\frac{1}{j_{CP k}}$, переходим к приближенному интегрированию:

$$\Delta t = \frac{1}{j_{CP k}} \cdot V_k - V_{k-1}, \quad (18)$$

$$t_1 = \Delta t_1, t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k.$$

где: t_1 – время разгона от скорости V_0 до скорости V_1 ;

t_2 – время разгона до скорости V_2 .

По результатам расчета строим таблицу 8.

Таблица 8 – Значения скорости и времени

$V_a, \text{м/с}$	$t, \text{с}$
20,8	1,81
24,3	2,73
27,8	2,95
34,7	3,85
38,2	4,9
41,6	6,1
45,1	7,11
48,6	7,81

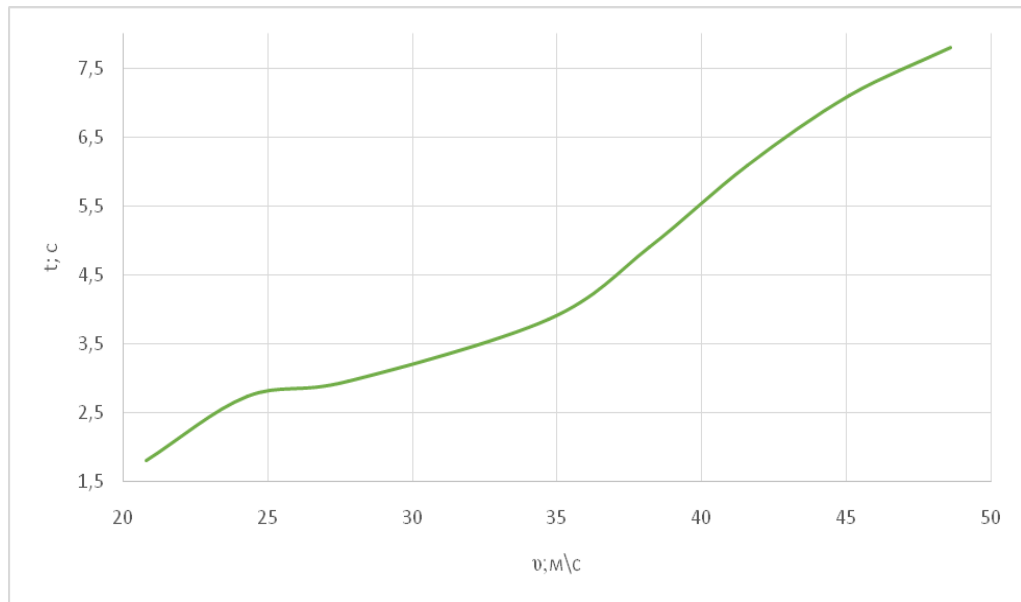


Рисунок 17 - Время разгона автомобиля

Точно также производится и графическое интегрирование зависимости $t=f(V)$ для отображения взаимосвязи скорости автомобиля и пути разгона S .

Для определения зависимости пути разгона, кривую $t=f(V)$ разделяют на временные интервалы, для которых выводят соответствующие значения $V_{срк}$.

Площадь элементарного прямоугольника в интервале Δt_k - это путь, автомобиля, перемещающегося с постоянной скоростью $V_{срк}$ от отметки t_{k-1} до отметки t_k .

Определяем величину площади элементарного прямоугольника по формуле:

$$\Delta S = V_{срк} \cdot t_k - t_{k-1} = V_{срк} \cdot \Delta t_k, \quad (19)$$

где: $k=1\dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m=n$).

Путь разгона от скорости V_0 до скорости V_1 : $S_1=\Delta S_1$, до скорости V_2 : $S_2=\Delta S_1+\Delta S_2$, до скорости V_n : $S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$.

По результатам расчета составляем таблицу 9.

Таблица 9 – Значения пути разгона и скорости

$V_a, \text{ м/с}$	$S, \text{ м}$
22,55	20,74
26,05	26,47
31,25	54,6
36,45	92,87
39,9	140,75
43,35	184,54
46,85	217,33

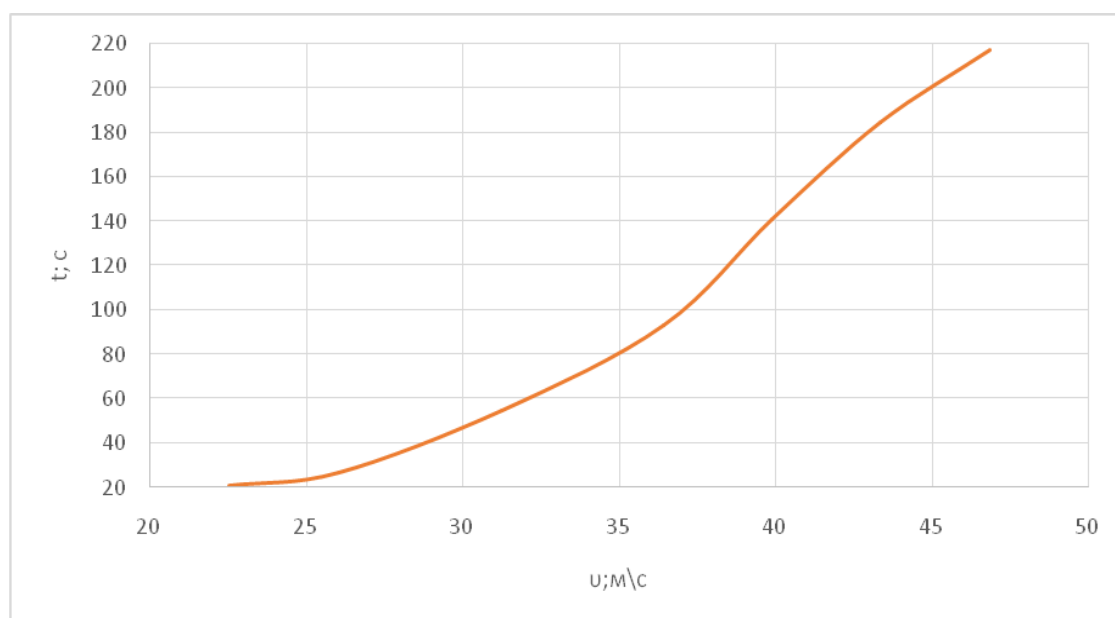


Рисунок 18 – Путь разгона автомобиля

2.3.7 Мощностной баланс автомобиля

Уравнение мощностного баланса:

$$N_T = N_e - N_{тр} = N_f + N_n + N_B + N_D, \quad (20)$$

где: N_T – тяговая мощность, подводимая к ведущим колесам, Вт;

$N_{тр}$ – мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии, Вт;

$N_T = F_T \cdot V$ – затраченная мощность на преодоление сил сопротивления подъему, Вт;

$N_B = F_B \cdot V$ – затраченная мощность на преодоление сил сопротивления воздуха, Вт;

$N_D = F_i \cdot V$ – затраченная мощность на преодоление силы инерции автомобиля, Вт.

Мощностной баланс рассчитываем из выбранного ранее интервала по угловой скорости коленвала двигателя и скорости болида. Данные заносим в таблицу 10. По полученным данным строим график.

Таблица 10 – Значения мощностного баланса

n_e , рад/с		3000	3500	4000	5000	5500	6000	6500	7000	8000
N; кВт		14	17	19,5	29,6	35	37,6	41,4	43	43
1 передача	V, м/с	7,2	8,5	9,7	12,1	13,3	14,5	15,7	16,9	19,3
	N_T , кВт	12,94	15,35	17,9	27	32,3	34,5	37,9	39,2	39,1
	N_B , кВт	0,08	0,13	0,19	0,88	0,51	0,67	0,85	1,06	1,58
	N_D , кВт	0,45	0,54	0,62	0,79	0,88	0,98	1,08	1,18	1,4

Продолжение таблицы 10

n _e , рад/с		3000	3500	4000	5000	5500	6000	6500	7000	8000
N; кВт		14	17	19,5	29,6	35	37,6	41,4	43	43
2 передача	V, м/с	10,3	12,1	13,8	17,3	19,0	20,7	22,4	24,2	27,6
	N _т , кВт	12,8	15,3	17,8	27	32	34,48	37,9	39,3	39,2
	N _в , кВт	0,24	0,38	0,57	1,13	1,50	1,95	2,48	3,1	4,63
	N _д , кВт	0,66	0,79	0,92	1,21	1,37	1,54	1,71	1,91	2,33
3 передача	V, м/с	13,6	15,9	18,2	22,7	25,0	27,2	29,5	31,8	36,3
	N _т , кВт	12,92	15,28	17,86	26,95	32,32	34,4	37,96	39,27	39,18
	N _в , кВт	0,55	0,88	1,32	2,57	3,43	4,43	5,66	7,06	10,54
	N _д , кВт	0,91	1,09	1,297	1,74	2	2,28	2,59	2,93	3,68
4 передача	V, м/с	16,5	19,3	22,1	27,6	30,3	33,1	35,9	38,6	44,1
	N _т , кВт	12,9	15,27	17,86	26,9	32,25	34,5	38	39,25	39,19
	N _в , кВт	0,99	1,58	2,36	4,61	6,13	7,96	10,15	12,65	18,89
	N _д , кВт	1,15	1,4	1,68	2,33	2,7	3,13	3,61	4,12	5,32
5 передача	V, м/с	19,1	22,2	25,4	31,8	35,0	38,1	41,3	44,5	50,9
	N _т , кВт	12,93	15,24	17,8	27	32,33	34,46	37,96	39,25	39,24
	N _в , кВт	1,52	2,42	3,61	7,07	9,414	12,18	15,52	19,38	28,97
	N _д , кВт	1,38	1,69	2,06	2,93	3,45	4,02	4,68	5,42	7,14
6 передача	V, м/с	20,8	24,3	27,8	34,7	38,2	41,6	45,1	48,6	55,5
	N _т , кВт	12,93	15,27	17,85	26,96	32,31	34,45	38	39,26	39,18
	N _в , кВт	1,98	3,15	4,71	9,19	12,2	15,8	20,21	25,24	37,67
	N _д , кВт	1,55	1,92	2,35	3,4	4	4,75	5,57	6,48	8,63

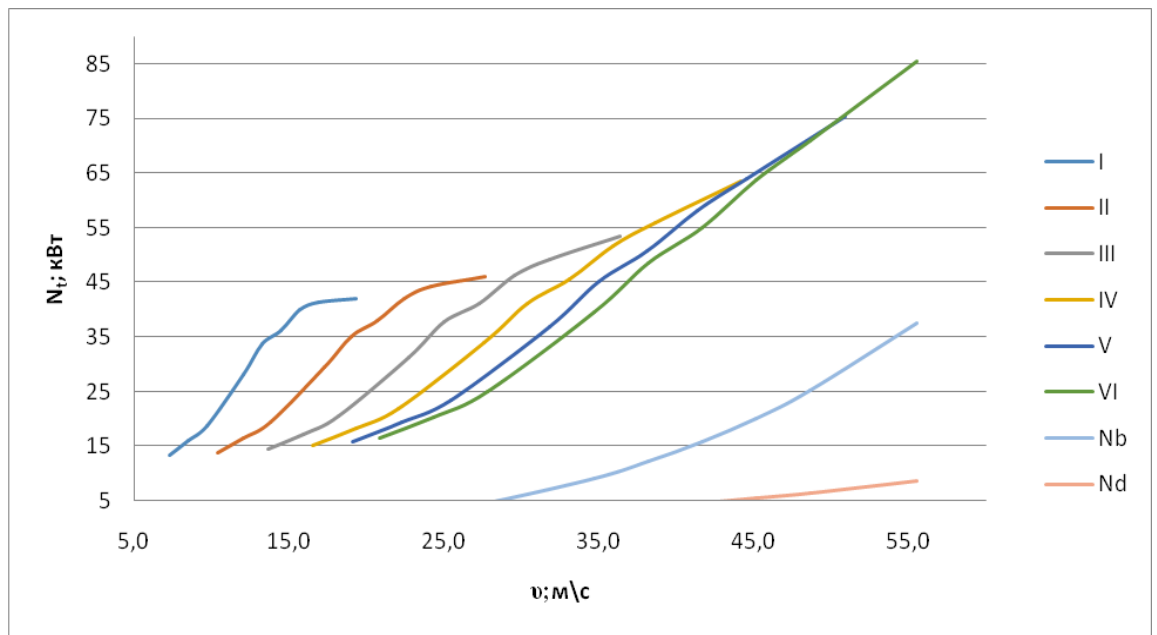


Рисунок 19 – Мощностной баланс

2.3.8 Расчет топливной эффективности

Значение расхода топлива необходимо для расчета топливной эффективности болида. Для этого рассчитаем значения расхода топлива болида, движущегося на высшей передаче по горизонтальной поверхности, имеющей твердое покрытие:

$$Q_s = \frac{1,1 \cdot g_{emin} \cdot K_{И} \cdot K_E \cdot N_D + N_B}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}}, \quad (21)$$

где: $g_{emin} = 240$ г/(кВт · ч) – минимальный удельный эффективный расход топлива;

$\rho_T = 0,72$ кг/л – плотность топлива;

$K_{И} = 1,152 \cdot И^2 - 1,728 \cdot И + 1,523$ – коэффициент, учитывающий изменения величины удельного эффективного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности.

$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227$ – коэффициент, учитывающий изменения величины удельного эффективного расхода топлива в зависимости от ω_e .

(22)

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eN}},$$

Полученные результаты сводим в таблицу 11.

Таблица 11 – Данные топливно-экономической характеристики болида

ω_e , рад/с	V_a , м/с	Q_s , л/100 км
314	20,8	0,5
366,5	24,3	0,81
419	27,8	1,2
523,6	34,7	2,8
576	38,2	4
628	41,6	5,6
681	45,1	7,74
733	48,6	10,53
838	55,5	19

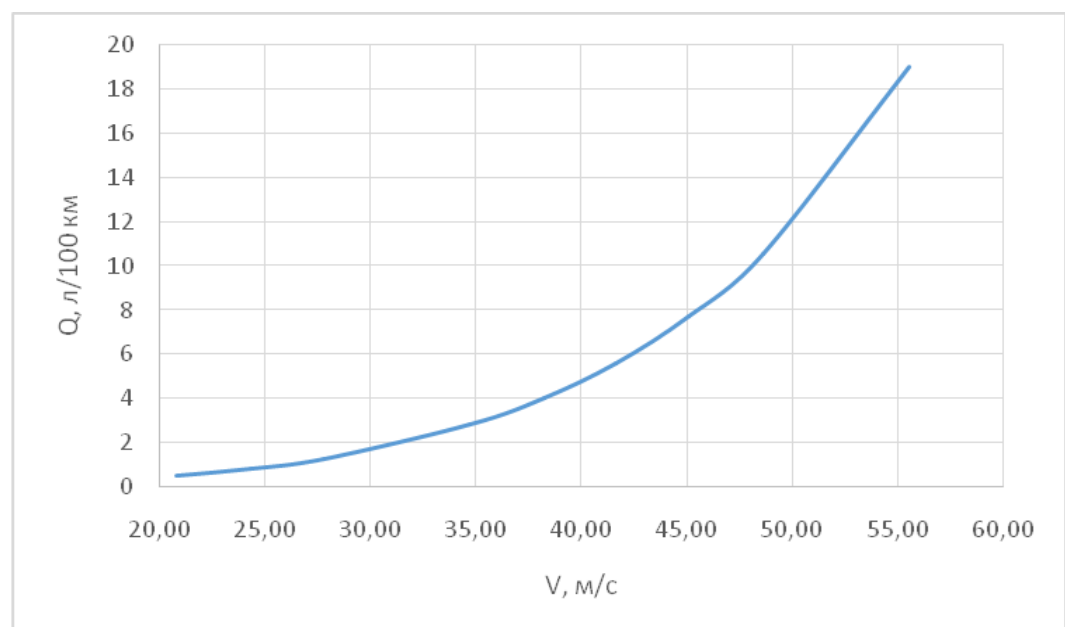


Рисунок 20 – Путевой расход топлива

Таким образом, получен комплекс характеристик, позволяющий адекватно оценить и настроить наилучшим образом системы гоночного болида.

2.4 Проектирование аэродинамического обвеса

После проведенных испытаний гоночного болида «Black Scorpion» на соревнованиях «Formula Student Italy 2018» и «Formula Student Moscow 2019», были выявлены основные направления для модернизации, одно из которых – это аэродинамика. Проанализировав время прохождения круга болидов с одноцилиндровыми двигателями, оснащенных передними и задними антикрыльями, диффузором или без каких-либо аэродинамических устройств, были выявлены ряд преимуществ и недостатков аэродинамических устройств. Плюсами являются: вход в поворот (переднее антикрыло) и выход из него (заднее антикрыло и диффузор) на более высоких скоростях, а также более высокое ускорение при выходе из поворота (при недостатке сцепления шин). Минусами же является увеличение лобового сопротивления, что критично на длинных прямых участках трассы (дисциплина «Ускорение»). По этому, при проектировании аэродинамики мы сделали упор на заднее антикрыло, т.к. при прохождении трассы, было выявлено недостаточное сцепление шин с дорогой на выходе из поворота. В процессе разработки были учтены два угла атаки “боевое” и нулевое положение антикрыльев, что позволило бы эффективно проходить «ускорение» и уменьшить время круга на трассе при разных углах атаки.

Для просчета прижимной силы были проведены расчеты в программе Solidworks. В качестве расчетной схемы выбраны скорости 80 км/ч, 60 км/ч и 30 км/ч, что обусловлено максимальной скоростью на трассе в соревнованиях «Formula Student», средней скорости и скорости выхода из поворота соответственно.

Для этих условий была спроектирована 3D-модель антикрыла, и на тело модели наложена конечно-элементная сетка.

Рассматривали отдельно два варианта продува:

- в нулевом положении антикрыльев.
- в активном положении антикрыльев.

В результате при активном положении антикрыльев (рисунки 21 - 23) средняя прижимная сила при 80 км/ч составила 198 Н, лобовое сопротивление – 68 Н; при 60 км/ч прижимная сила составила 106 Н, лобовое сопротивление 37 Н, а при 30 км/ч прижимная сила была 25 Н при лобовом сопротивлении 9 Н.

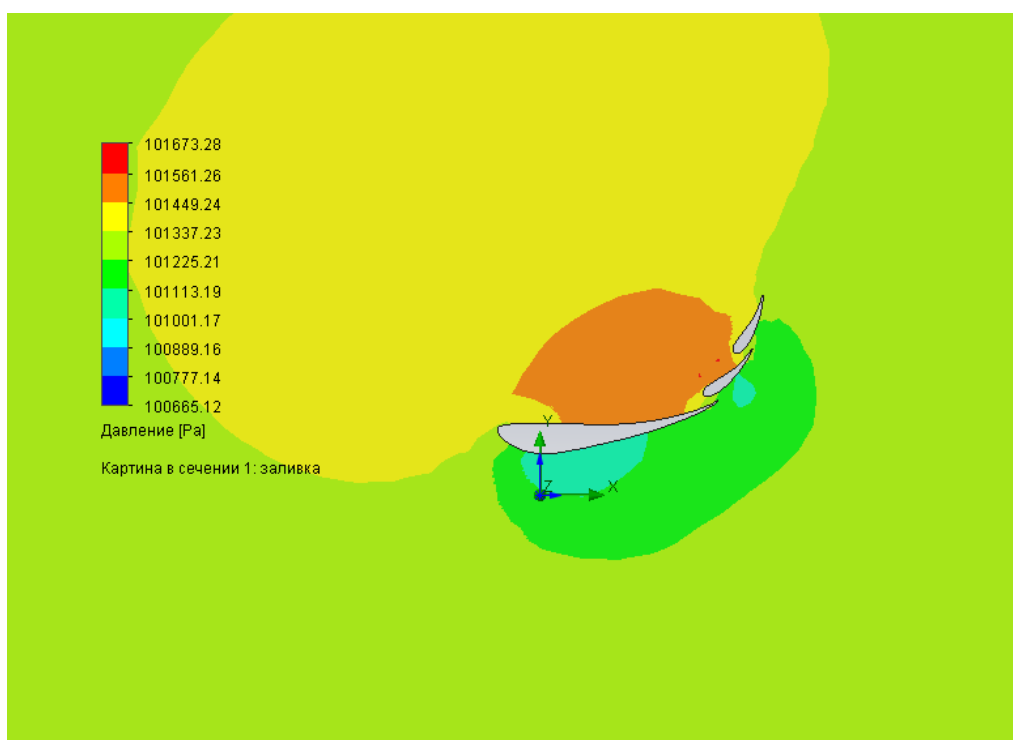


Рисунок 21 – Давление воздуха при 80 км/ч при активном положении антикрыльев

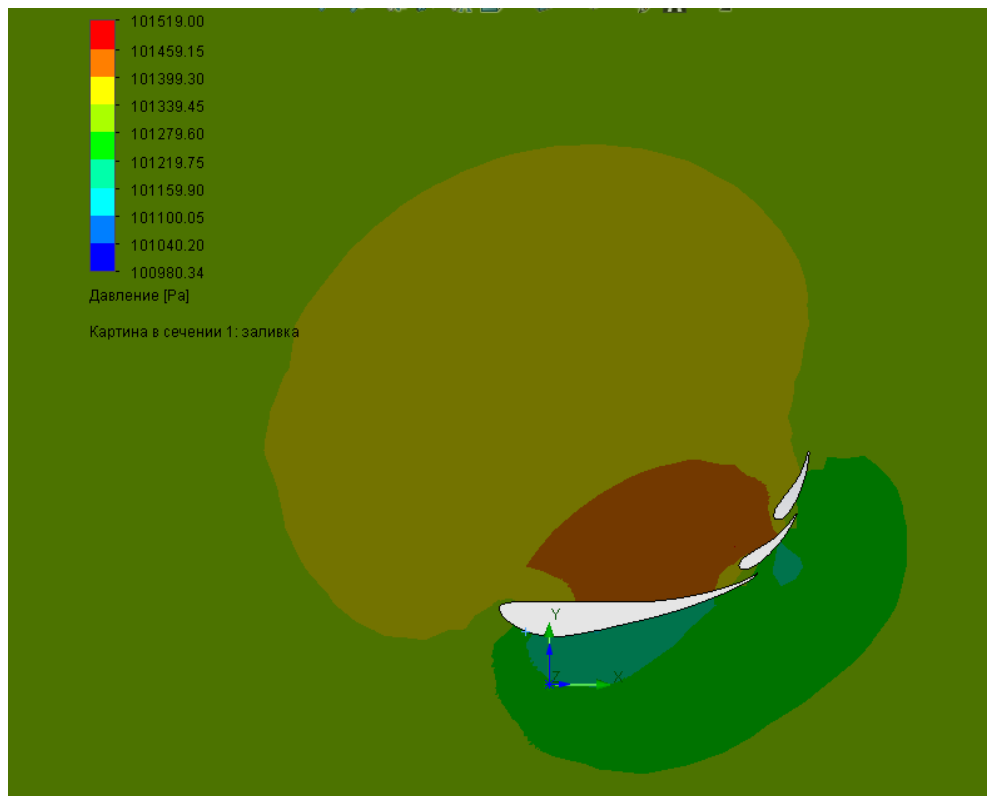


Рисунок 22 – Давление воздуха при 60 км/ч при активном положении антикрыльев

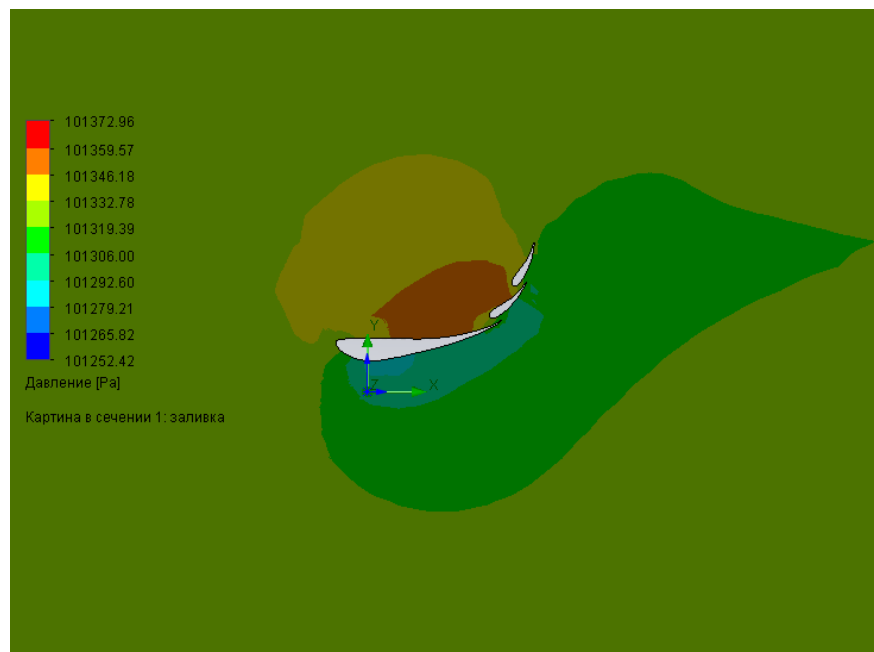


Рисунок 23 – Давление воздуха при 30 км/ч при активном положении антикрыльев

При нулевом положении антикрыльев (рисунки 24 - 26) средняя прижимная сила при 80 км/ч равна 134 Н, лобовое сопротивление – 27 Н; при 60 км/ч прижимная сила равна 75 Н, лобовое сопротивление 15 Н, а при 30 км/ч прижимная сила равна 18 Н, лобовое сопротивление 4 Н.

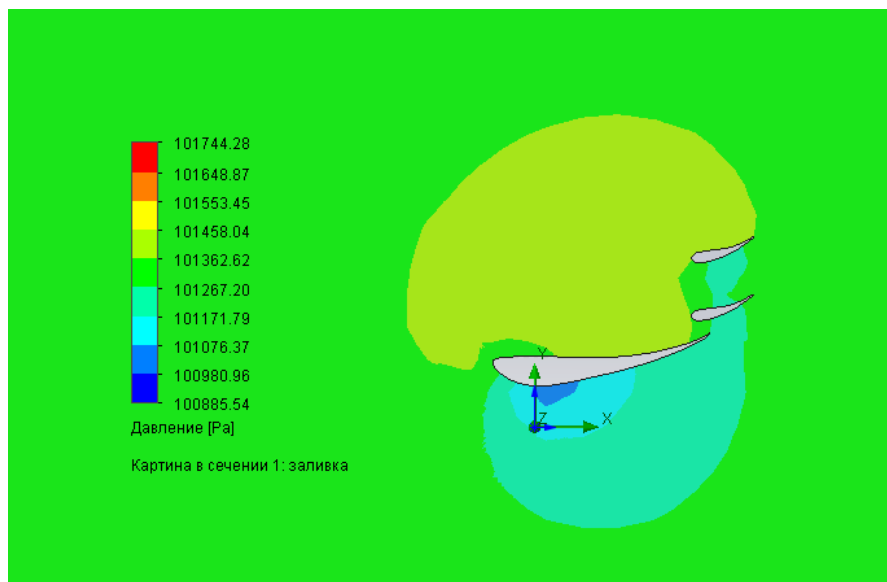


Рисунок 24 – Давление воздуха при 80 км/ч при нулевом положении антикрыльев

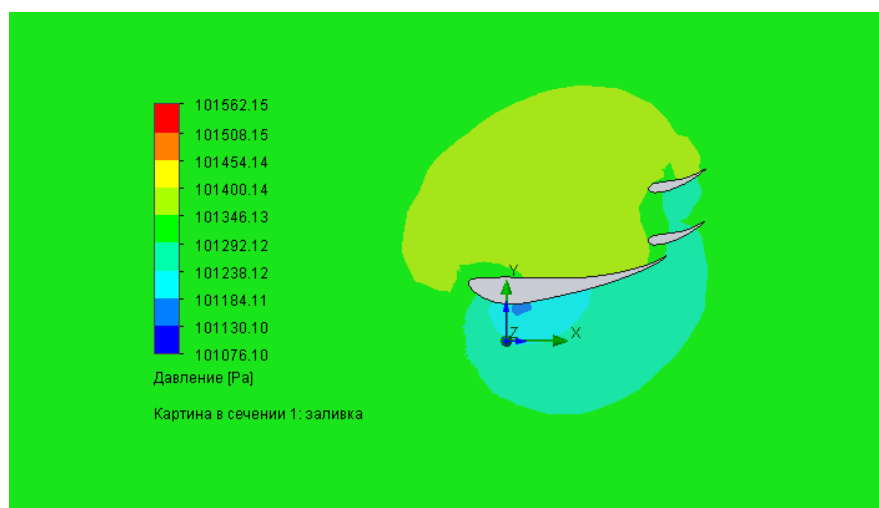


Рисунок 25 – Давление воздуха при 60 км/ч при нулевом положении антикрыльев

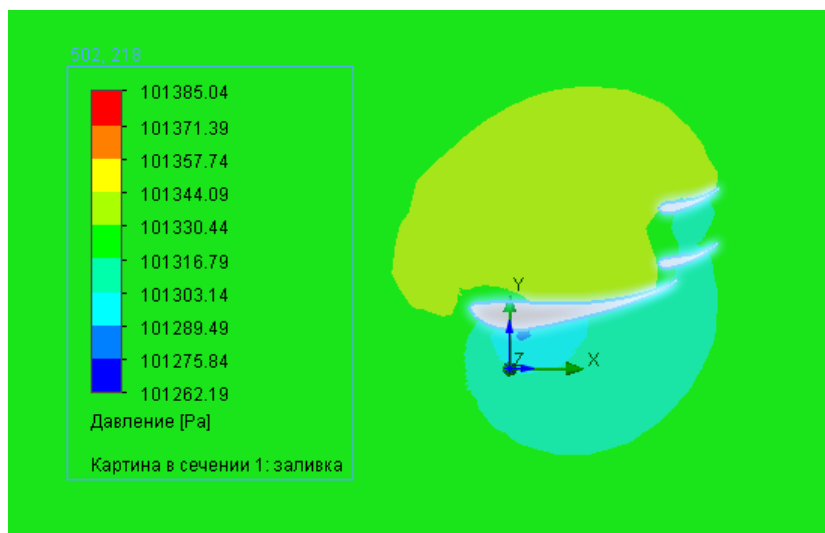


Рисунок 26 – Давление воздуха при 30 км/ч при нулевом положении антикрыльев

Для обеспечения минимального веса и в тоже время достаточной прочности крыла, мы использовали каркас из карбоновых труб и шпангоутов из 6 мм фанеры, а также алюминия толщиной 2 мм. Так как задача была сделать прочное и легкое крыло, мы использовали соответствующие материалы. Этим и обусловлено использование карбоновых труб. Мы использовали трубы разного диаметра (20; 16; 16 мм), и распределили их по всей длине профиля (рисунок 27).

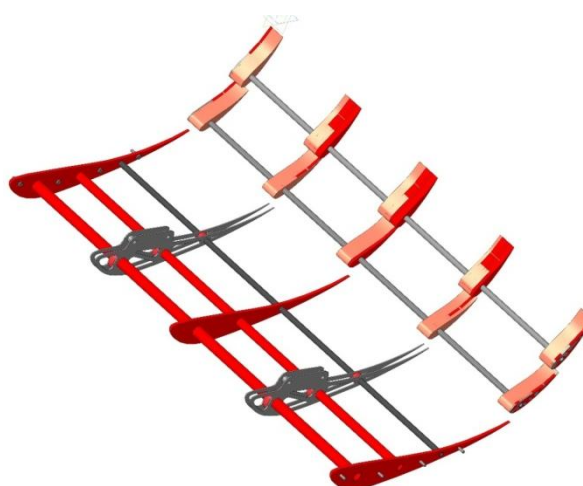


Рисунок 27 – 3D-модель пространственной рамы для большого антикрыла

Шпангоуты должны быть максимально точными, потому что от них зависит качество поверхности крыла, поэтому все шпангоуты для большого антикрыла были изготовлены с помощью лазерной резки (рисунки 28-29).



Рисунок 28 – Шпангоуты из алюминия, толщиной 2 мм



Рисунок 29 – Шпангоуты из фанеры, толщиной 6 мм

В конструкции маленьких антикрыльев также используются шпангоуты, напечатанные на 3D принтере (рисунок 30).



Рисунок 30 – Шпангоуты, напечатанные на 3D-принтере

После создания пространственной рамы мы приступили к изготовлению поверхности антикрыльев из композитных материалов (рисунок 31).



Рисунок 31 – Пластины поверхности антикрыльев

На рисунке 32 представлено изготовленное антикрыло, установленное на гоночном болиде.



Рисунок 32 – Антикрыло на болиде «BlackScorpion G2»

2.5 Проектирование ходовой части гоночного болида

Подвеска автомобиля – это совокупность устройств, осуществляющих упругую связь колес и мостов с несущей системой автомобиля (рамой или кузовом), уменьшение динамических нагрузок на несущую систему и затухание колебаний, регулирование положения кузова автомобиля. Подвеска обеспечивает заданный уровень плавности хода и повышает безопасность движения.

Плавность хода – это эксплуатационное свойство автомобиля, обеспечивающее вибронегруженность водителя, пассажиров, элементов автомобиля и груза в пределах установленных норм. Смягчая удары от неровностей дороги, подвеска обеспечивает комфортабельное движение без утомляемости водителя и пассажиров и повреждений груза.

Безопасность движения подвеска обеспечивает за счет поддержания постоянного контакта колес с дорогой, исключая их отрыв.

Связывая между собой поддрессоренные и неподдрессоренные массы автомобиля, подвеска обеспечивает возможность их колебаний с разной частотой: поддрессоренные массы с частотой 1,0..2,5 Гц; неподдрессоренные массы с частотой 5...10 Гц.

При проектировании подвески будем пользоваться рекомендациями авторов [2-5].

К подвеске автомобиля кроме общих требований предъявляются следующие специальные требования:

- обеспечение плавности хода.
- обеспечение движения автомобиля по неровностям дороги без ударов в ограничители сжатия и отбоя.
- ограничение поперечного крена кузова при движении автомобиля на поворотах.
- обеспечение гашения колебаний кузова и колес при движении автомобиля по неровностям дороги.
- обеспечение согласования кинематики перемещения управляемых колес с кинематикой поворота приводных валов, исключение автоколебаний управляемых колес.
- постоянство колеи и углов установки колес.
- передача продольных и поперечных сил от колес к кузову.
- минимальная поддрессоренная масса.

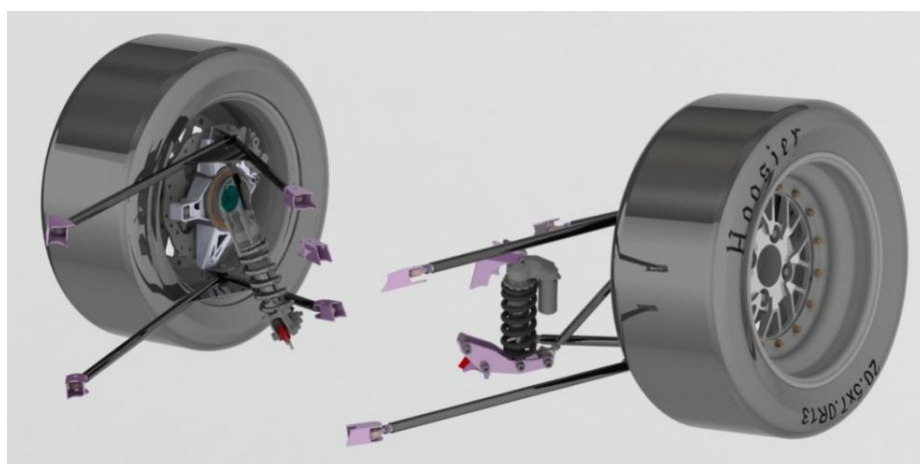
Известно, что во время движения по трассе автомобиль совершает многократные повторения 3-х основных движений: поворот управляемых колес; крен автомобиля; вертикальное движение левого и правого колеса одной оси.

В современных условиях проектирование подвески проводится в специализированных программных продуктах, например, Lotus Suspension Analysis.

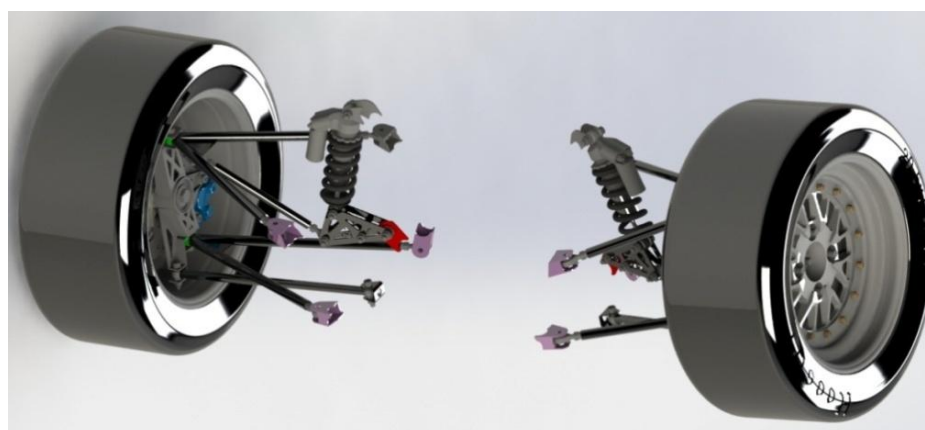
В первую очередь необходимо создать простейшую кинематическую схему подвески.

После проведенных испытаний подвески на инженерно-спортивных соревнованиях «Formula Student Italy 2018» и «Formula Student Moscow 2018» были выявлены основные направления для модернизации подвески.

На рисунке 23 представлен вариант подвески 2018 года, на рисунке 34 – конструкция подвески 2019 года.



а



б

Рисунок 33 – Вариант подвески 2018 года:

а – задняя подвеска; б – передняя подвеска



а



б

Рисунок 34 – Вариант подвески 2019 года:
а – передняя подвеска; б – задняя подвеска

Подвеска была рассчитана в программе Lotus Suspension. Материалы подвески: трубная и листовая сталь, фторопластовые втулки для амортизаторов, латунные втулки для опор стабилизаторов. Технологические процессы изготовления: запрессовка, сварка, болтовое соединение, лазерная резка листов. Настройка развала и схождения осуществлялась регулировочными пластинами и ШС-узлами.

В первую очередь был проведен анализ подвески 2018 года и на основе анализа, с учетом нового каркаса в программе Lotus Suspension были рассчитаны координаты точек амортизаторов для проектируемой подвески.

Для изготовления рычагов подвески была спроектирована технологическая оснастка, фото одной из которых представлено на рисунке 35.



Рисунок 35 – Технологическая оснастка и рычаг подвески

На рисунке 36 представлен фрагмент подвески, установленный на гоночном болиде «Black Scorpion G2».



Рисунок 36 – Фрагмент конструкции подвески

2.5.1 Ступица передняя

На наш взгляд для внедрения на проекте оптимальным решением является использование ступицы автомобиля Ока с последующей модернизацией в плане уменьшения ее веса. В итоге вес всего узла, содержащего ступицу, снижается примерно в два раза по сравнению с номинальным весом стандартного изделия.

В центральное отверстие узла ступицы устанавливается алюминиевый вкладыш, который фиксирует внутри стягивающий подшипники болт. Данное решение было проанализировано при помощи программного пакета конечно-элементного моделирования ANSYS. В рамках данного исследования было проведено нагружение согласно схеме, представленной на рисунке 37.

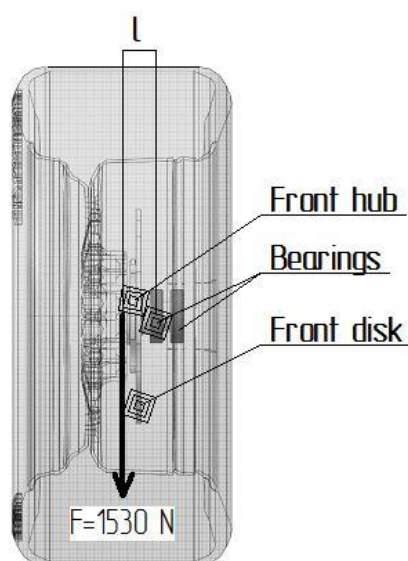


Рисунок 37 – Схема нагружения ступицы передней

По предварительным аналитическим расчетам прикладываемая нагрузка составляет 1,53 кН, а точка ее приложения находится в средней плоскости колеса. Как показали расчеты, облегченный вариант ступицы уступает незначительно характеристикам ступицы стандартной конструкции. Так на рисунке 38 представлен результат деформации проектируемой конструкции ступицы.

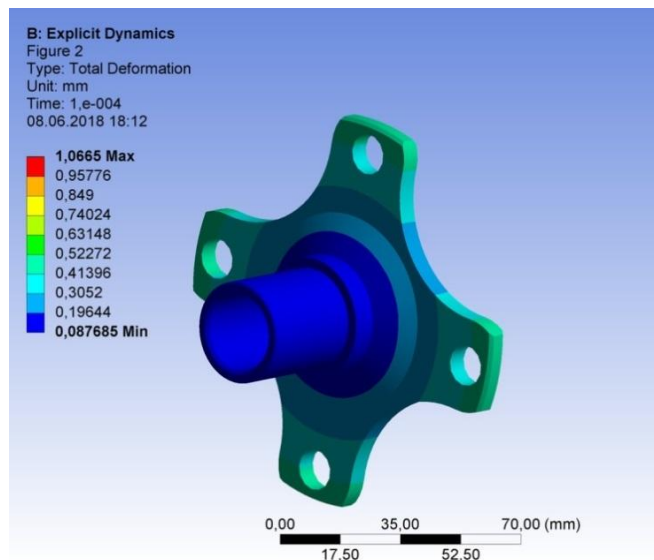


Рисунок 38 – Деформация ступицы передней при приложении нагрузки

По результатам расчета, исключив экстремальные значения, максимальное перемещение составило 0,52 мм.

Следующим шагом был проведен анализ по максимальным напряжениям. По результатам расчета, исключив экстремальные значения, максимальное напряжение составило 105,73 МПа.

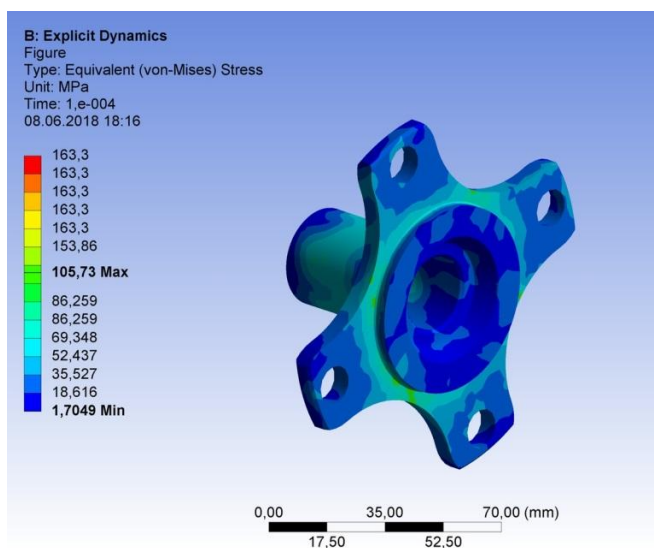


Рисунок 39 – Напряжения в ступице передней

Таким образом, проведенный анализ данных моделирования, показывает допустимость применения новой облегченной конструкции ступицы на гоночном болиде проекта «Формула Студент».

На рисунке 40 представлена фотография доработанной ступицы командой проекта «Формула Студент» Тольяттинского государственного университета.



Рисунок 40 – Ступица передняя

2.5.2 Ступица задняя

После проектирования 3D-модели задней ступицы, был проведен расчет нагрузки с использованием программного пакета ANSYS. Нагружение происходило по схеме, представленной на рисунке 41.

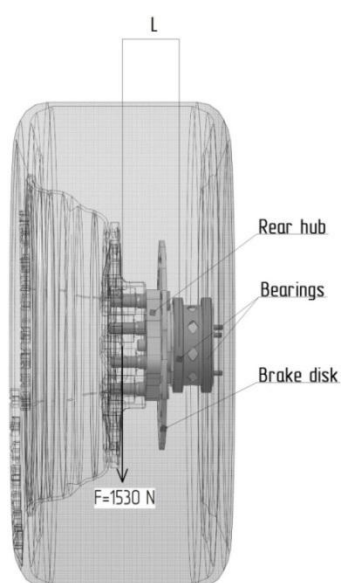


Рисунок 41 – Схема нагружения ступицы задней

По предварительным расчетам на заднюю ступицу приходится нагрузка в 1530 Н. Как видно, результат максимального напряжения при нагружении составляет 149,46 МПа (рисунок 42), а максимальное перемещение составляет 1,06 мм (рисунок 43).

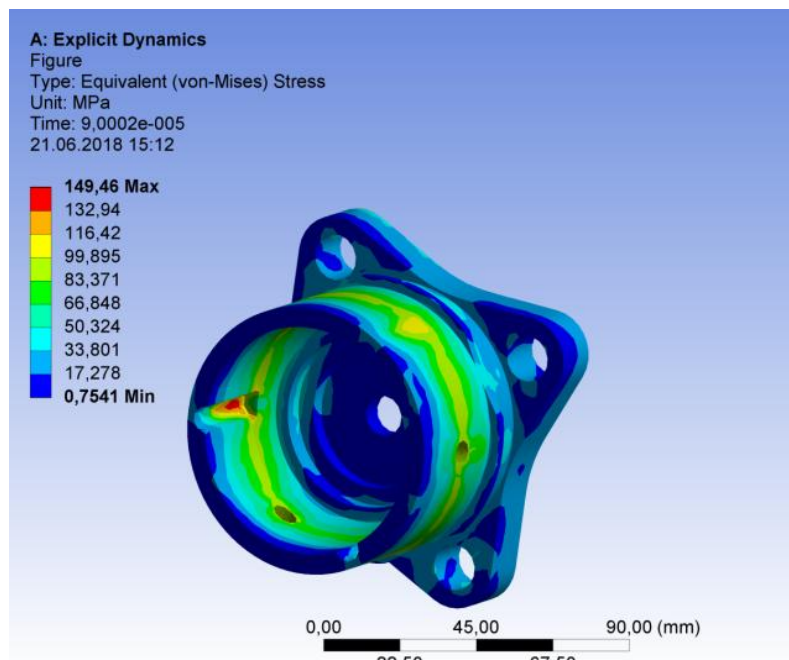


Рисунок 42 – Напряжения в ступице передней

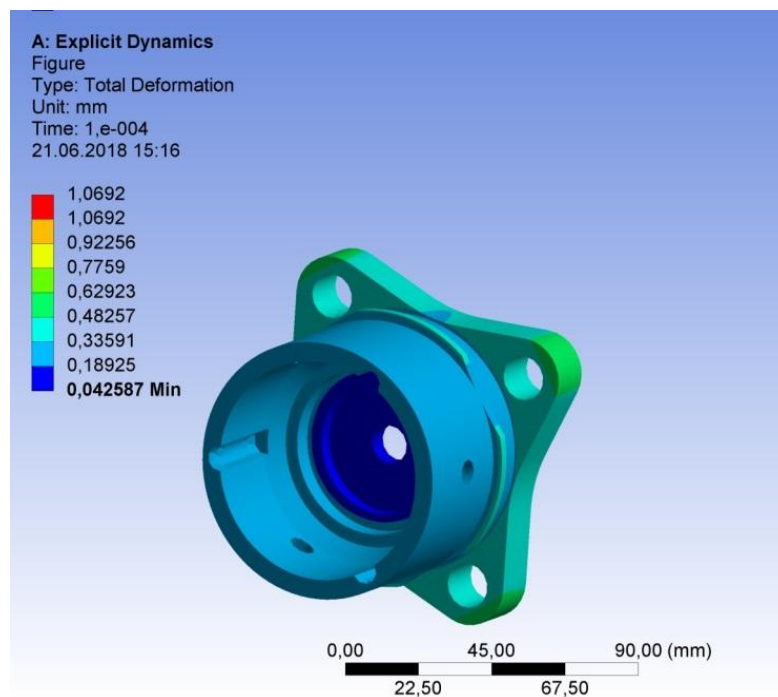


Рисунок 43 – Деформация ступицы передней при приложении нагрузки

Результаты моделирования показали хорошую корреляцию с эксплуатационными данными.

2.5.3 Кулаки поворотные

Поворотные кулаки в гоночных автомобилях проекта «Формула Студент» в основном изготавливаются из стали. Это самый распространенный материал, используемый в производстве поворотного кулака. В гоночных автомобилях кулак должен быть легким. Это касается всех компонентов гоночного автомобиля, но для кулака это особенно важно, так как он является частью неподрессоренных масс автомобиля. Меньший вес подвески улучшает плавность хода автомобиля, повышает его управляемость и снижает время прохождения круга.

Конструкторы современных автомобилей стремятся максимально снизить величину неподрессоренных масс.

Есть следующие мнения на этот счет [6]:

- снятие с каждого колеса 1 кг равноценно снятию с кузова 20 кг;
- снятие с одного колеса 1 кг равноценно прибавке в 1 л.с.

Причина в том, что колесо, кроме того, что движется поступательно с машиной, еще и вращается. И кроме массы имеет момент инерции, то есть к инерции поступательного движения добавляется инерция вращения. Кроме этого все еще зависит от того, за счет чего снижена масса колеса. Если уменьшилась масса частей, близких к оси вращения, – эффект меньше, если ближе к ободу – эффект больше. В болиде команды Белгородского государственного технологического университета (БГТУ) «HYPERBOLID 1» применяются кулаки из дюралюминия Д16Т, сочетающие в себе как легкость поворотного кулака, так и его прочность. Поворотные кулаки изготовлены с учетом крепления к ним тормозных суппортов и рулевого рычага. В них устанавливается ступичный подшипник и ступица от ВАЗ 2108 [6].

Альтернативный вариант, разработанный командой МГТУ им. Н.Э. Баумана – сварные поворотные кулаки из гнутого стального листа.

Оптимизированная форма деталей, специально разработанная оснастка для повышения точности изготовления – позволяют снизить массу.

На первом этапе изготавливаются заготовки кулаков, далее расточкой выполняются посадочные места для подшипников, после чего детали свариваются. Для защиты от коррозии и эстетичного внешнего вида применяется технология воронения стали. Технология позволяет получить тонкий (~5мкм) защитный слой и весьма привлекательный внешний вид [7].

Конструкторы команды «Rennteam Uni Stuttgart» [8] использовали оригинальное решение – поворотные кулаки изготовили на 3D-принтере с использованием алюминиевого порошка AlSi10Mg. Программа управления позволяет выполнять 3D-печать оптимизированных структур переменной плотности, следуя примерам, найденным в природе. В этом случае конструкторы RennteamUniStuttgart смогли точно сопоставить структуру кулака с требуемыми физическими свойствами, оставив его твердым, где необходима прочность, и введением полых частей, где целесообразно снизить вес. Вес кулака был уменьшен на 660 грамм, что составляет 35 % по сравнению с предыдущей литой версией. В Тольяттинском государственном университете также развиваются аддитивные технологии, но уровень развития пока не позволяет изготавливать ответственные детали гоночных болидов.

В рамках разработки поворотного кулака для проекта «Formula Student» Тольяттинского государственного университета проведена симуляция его работы в программном пакете ANSYS в экстремальном состоянии для определения оптимальной конструкции, обладающей требуемой прочностью и минимальной массой.

На рисунках 44 - 46 представлены условия нагружения и результат моделирования по параметрам деформационного перемещения и максимальных напряжений в объеме конструкции, а на рисунке 47 – изготовленные кулаки в сборе.

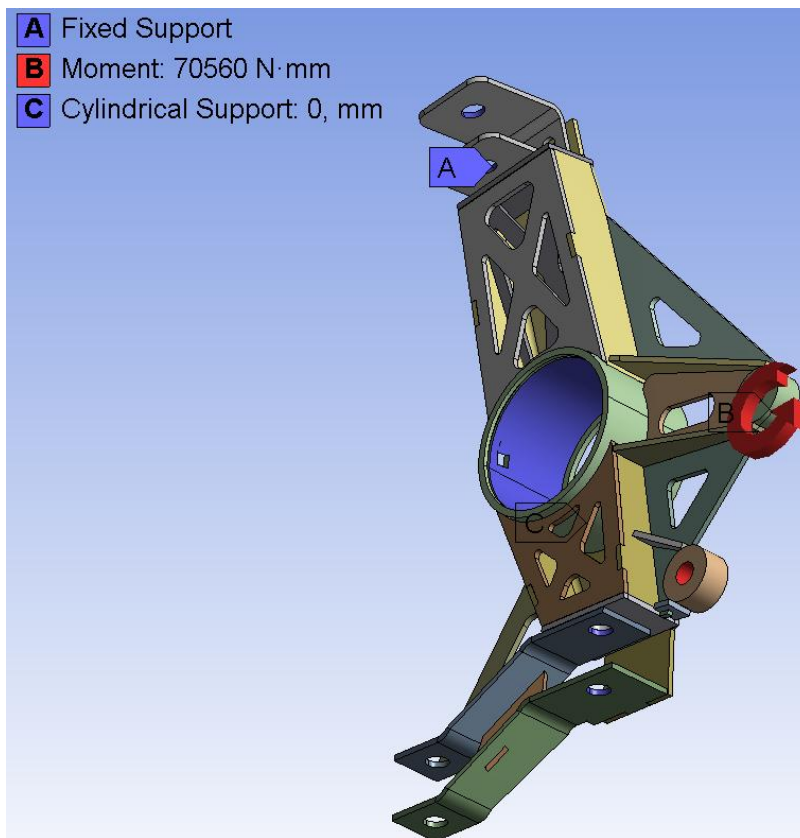


Рисунок 44 – Схема приложения нагрузок к поворотному кулаку

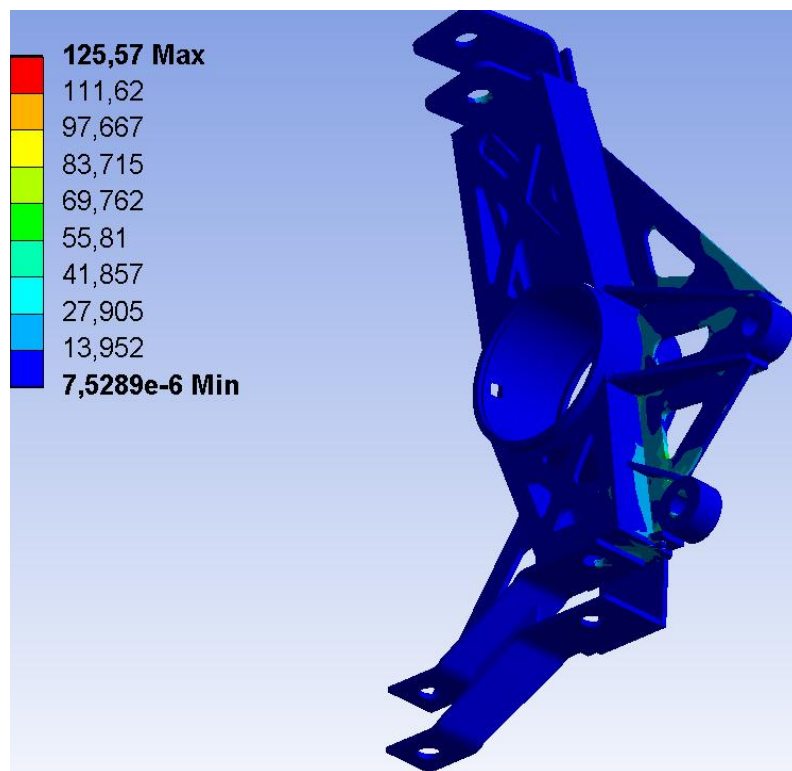


Рисунок 45 – Напряжения, возникающие в поворотном кулаке

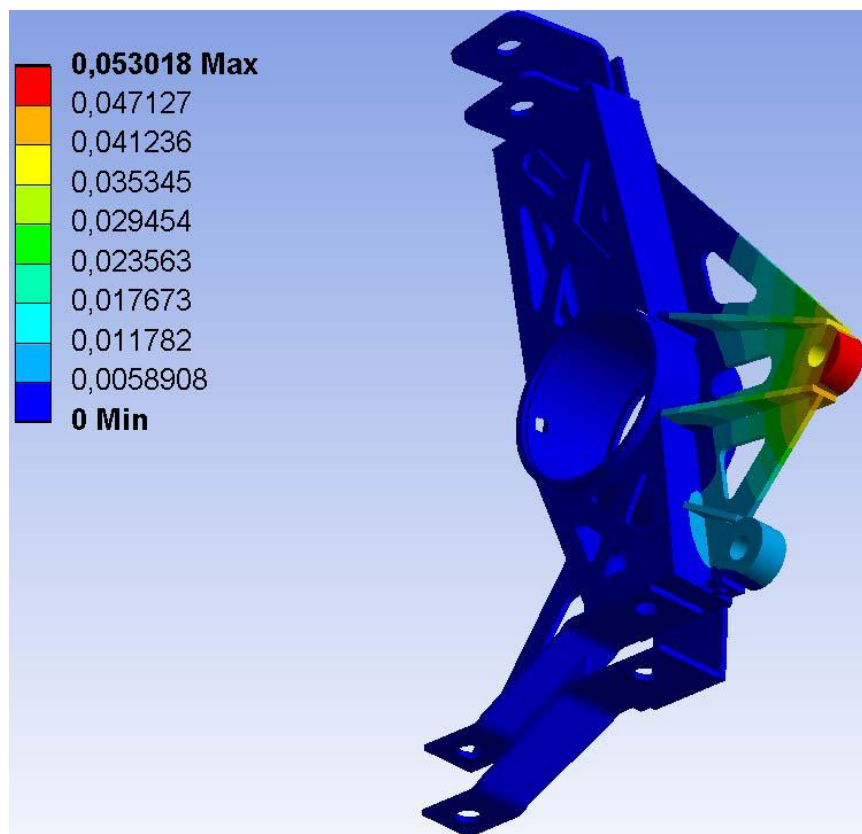


Рисунок 46 – Перемещения, возникающие в поворотном кулаке



Рисунок 47 – Внешний вид поворотных кулаков болида

Проведённое имитационное моделирование нагрузочных режимов поворотного кулака позволило выявить зоны, где возможно изменение конструкции с целью снижения массы поворотного кулака и, соответственно, снижение неподрессоренных масс болида.

2.6 Проектирование трансмиссии гоночного болида

После проведенных испытаний трансмиссии на инженерно-спортивных соревнованиях «Formula Student Italy 2018» и «Formula Student Moscow 2018» были выявлены основные направления для модернизации, а именно оптимизация положения самоблокирующегося дифференциала и новых приводных валов.

Самоблокировка дифференциала является промежуточным звеном между полной блокировкой и свободным дифференциалом. Блокировка осуществляется при наличии следующих условий: - появилась разница угловых скоростей колес, проявились разные крутящие моменты.

На основе этих условий самоблокировка дифференциала подразделяется на два вида:

- Speed sensitive – блокировка осуществляется при появлении разницы угловых скоростей колес.
- Torque sensitive – срабатывает при наличии разницы между крутящими моментами на полуосях.

Если одно из колес испытывает повышенное сопротивление дорожного покрытия, то его полуосевая шестерня начинает вращаться медленнее, относительно корпуса. Связанный с ним сателлит зацепляется и выполняет передачу вращения сателлиту из левого ряда, который, в свою очередь, передает вращение на левую полуосевую шестерню. Таким образом, обеспечивается разность угловых скоростей в труднопроходимом участке дороге. Из-за разности крутящих моментов, возникающих на колесах, появляются радиальные и осевые силы, которые, в свою очередь, прижимают соответствующие сателлиты и шестерни к корпусу. С помощью этого обеспечивается неполная блокировка, и колесо, которое встретило сопротивление дороги, получает дополнительную энергию. Таким образом, обеспечивается повышенная проходимость автомобиля на труднопроходимых участках [5].

2.6.1 Плюсы и минусы самоблокировки

Очень серьезным недостатком самоблокировки является его неуместное срабатывание. Дифференциал блокируется даже в тех случаях, когда это совсем нецелесообразно. Примером этому может послужить крутой поворот, где автомобиль может запросто войти в занос. В этом случае выигрывает ручное включение блокировки, когда водитель сам принимает решение, если колеса начинают буксовать.

Однако самоблокировка обладает и достоинствами:

- улучшение проходимости автомобиля в любом случае.
- конструкция такого дифференциала проста, имеет низкую стоимость, что упрощает процесс монтажа и снижает риск его поломки, в результате неопытного обращения.
- процесс включения и отключения полностью автоматизирован, и не нуждается в осуществлении контроля.

На рисунке 48 представлены трехмерные модели самоблокирующегося дифференциала, разработанного совместно со спонсором - компанией «Вал-Рейсинг-63».

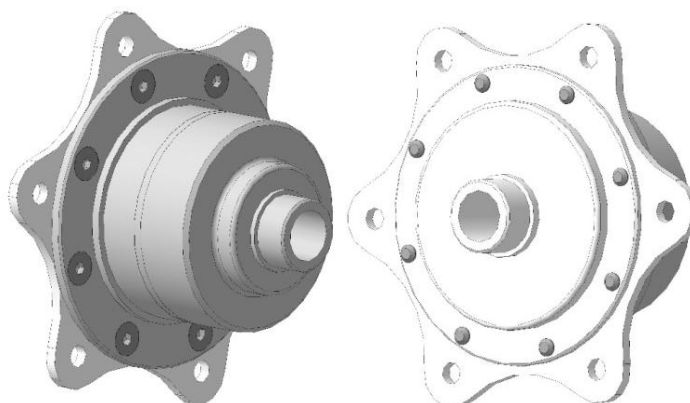


Рисунок 48–Модель самоблокирующегося дифференциала

По результатам тягового динамического расчета мы пришли к выводу, что при использовании ведущей звезды на 19 зубьев – передаточное число обеспечит хорошее ускорение с места, а также хорошую динамику на ходу.

Также для снижения веса была выбрана цепь «428» вместо «530».

На рисунке 49 представлена изготовленная ведущая звезда. Посадочное шлицевое соединение мы изготовили при помощи электроэрозионной обработки.



Рисунок 49- Готовая ведущая звезда на болид

Также по расчетам тягового динамического расчета ведомая звезда была выбрана на 54 зуба (рисунок 50), что тоже дает хорошую динамику и ускорение.



Рисунок 50 – Ведомая звезда на болид

Дифференциал в сборе с ведомой звездой представлен на рисунке 51.



Рисунок 51 – Дифференциал в сборе

В 2019 году материалом для разработки кронштейна для дифференциала стал алюминий, данное решение позволило снизить массу данного узла, что положительно повлияло на вес всего болида. Кронштейн дифференциала представляет собой две алюминиевые пластины с отверстиями под крепление (рисунок 52). Также, для уменьшения веса самих кронштейнов на их поверхности также были сделаны сквозные вырезы, не влияющие на прочность всей конструкции.

Объемная модель дифференциала в сборе со звездами и кронштейнами представлена на рисунке 53.



Рисунок 52 – Кронштейны

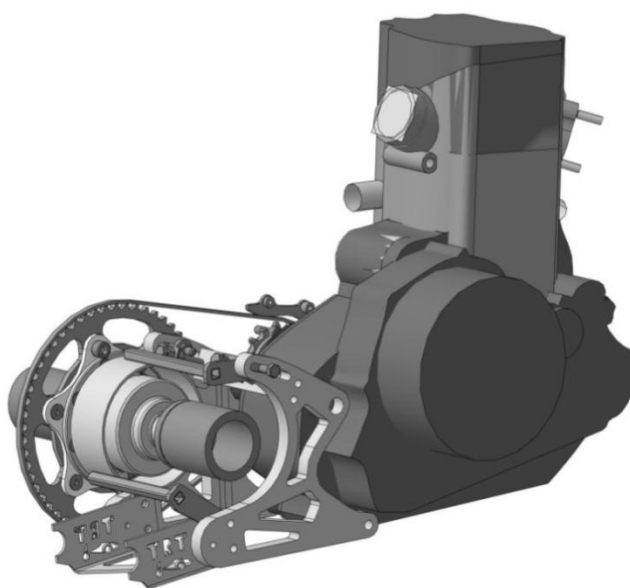


Рисунок 53 – 3D-модель дифференциала в сборе

Было решено, что на этот же кронштейн будет закреплена пластина стабилизатора, служащая для более удобного использования домкрата (рисунок 54).



Рисунок 54 – 3D-модель стабилизатора

На рисунке 55 представлено фото трансмиссии изготовленного гоночного болида после проведенных испытаний.

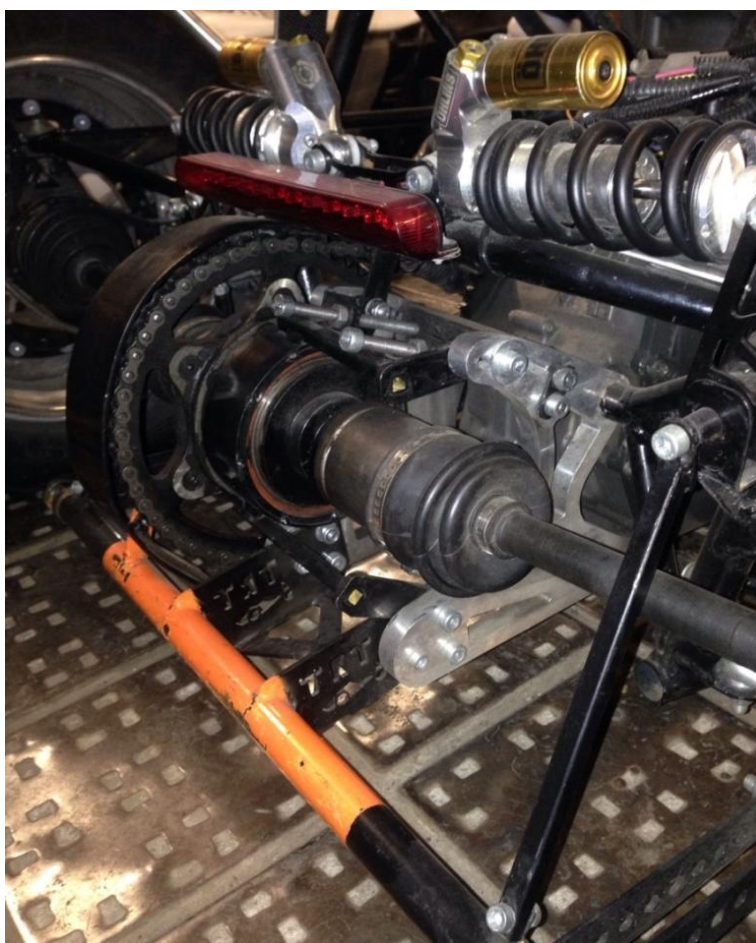


Рисунок 55 – Трансмиссия в сборе

Разработанная трансмиссия хорошо проявила себя при испытаниях на этапах соревнований.

2.7 Проектирование рулевого узла

Проанализировав недостатки и характеристики работы рулевого узла болида 2018 года, было принято решение разработать новую рулевую систему с проработанной системой регулирования поворотных тяг, а также устойчивой, компактной и более лёгкой конструкцией крепления.

Старая рулевая система была выполнена с самоизготовленным редуктором. Поворачивать руль было намного тяжелее из-за неправильного подбора передаточного числа в редукторе. Но плюсом использования данной компоновки является то, что руль находится под углом 90 градусов, и тем самым он не выходит за пределы передней дуги и не находится дальше нее более чем на 250 мм (рисунок 56).



Рисунок 56– Рулевой узел в сборе на болиде 2017 года

Новая рулевая система выполнена из 3 отдельных элементов, без рулевого редуктора. В связи с тем, что мы убрали рулевой редуктор, мы снизили вес на 1 килограмм, наклон рейки в 80 градусов позволил уменьшить наклон карданных соединений.

Сборка элементов рулевого узла выполнялась согласно компоновке, представленной на рисунке 57.

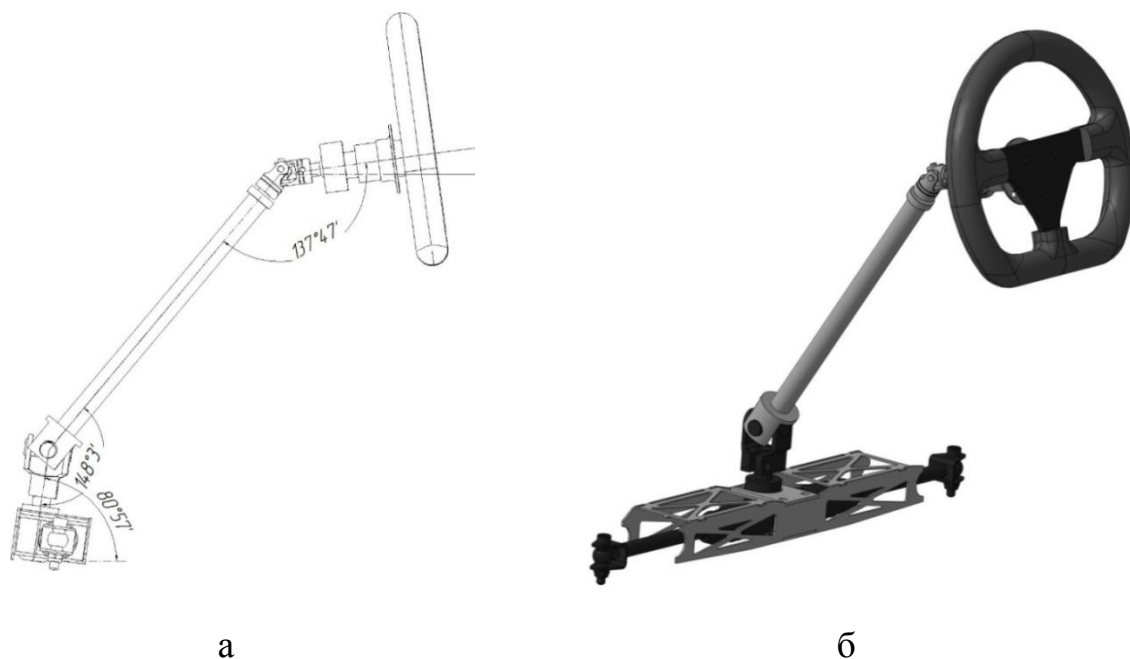


Рисунок 57 – Рулевой узел в сборе: а – схема компоновки; б – 3D-модель рулевого узла

Для защиты рулевой рейки была изготовлена ферма. На рисунке 58 представлена 3D-модель фермы в сборе, а на рисунке 59 – раскройка листа под лазерную резку элементов фермы.

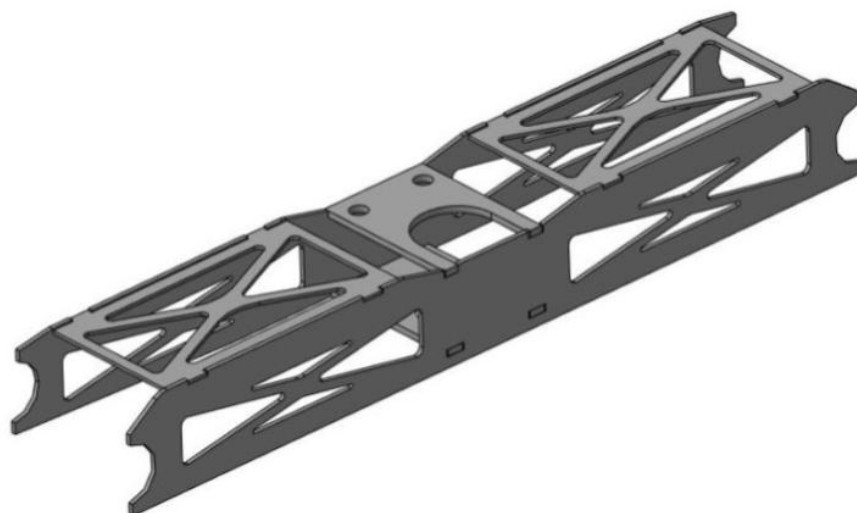


Рисунок 58 – 3D-модель фермы под рулевой узел

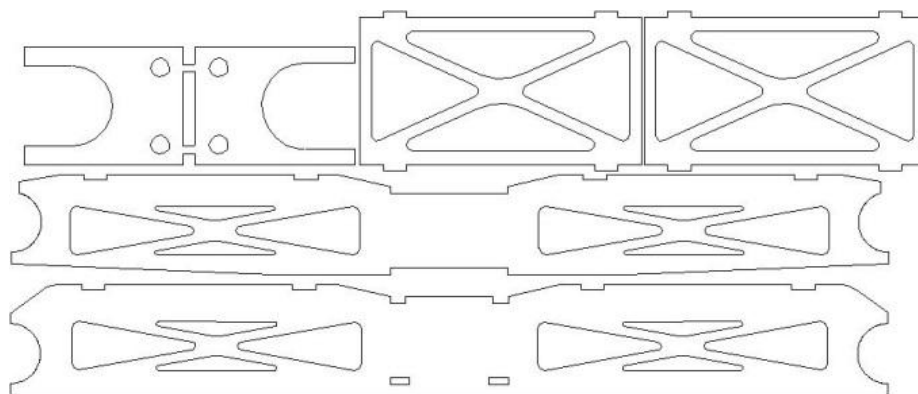


Рисунок 59 – Раскройка фермы под рулевой узел

При изготовлении различных элементов при проектировании боли в Тольяттинском государственном университете активно внедряются аддитивные технологии. Так на рисунке 60 представлен процесс создания элементов руля на 3D-принтере, а на рисунке 61 показана масса всех деталей рулевого колеса.

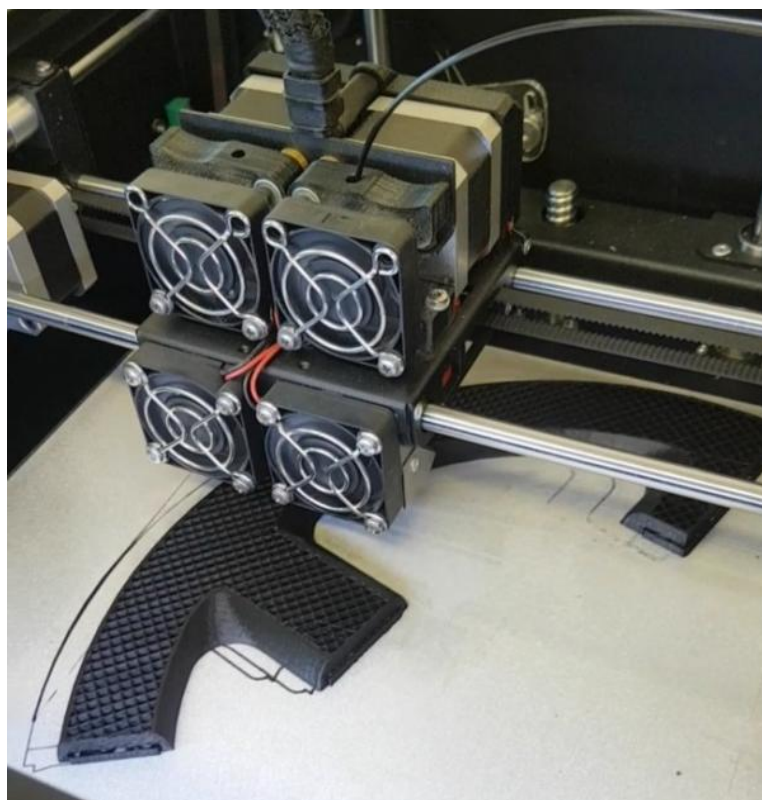


Рисунок 60 – Процесс изготовления на 3D-принтере



Рисунок 61 – элементы рулевого колеса

2.8 Проектирование элементов двигателя

2.8.1 Ресивер

Ресивер для болида 2019 изготовлен из двух частей – симметричных половинок, изготовленных из пластика с применением аддитивных технологий. Проанализировав модели ресиверов прошлых лет, было решено изготовить ресивер объемом 2000 см^3 . Разработанная модель ресивера представлена на рисунке 62.



Рисунок 62 – 3D-модель ресивера в сборе

Для экономии веса и компоновочного пространства одним из целесообразных решений этого года стало применение специально разработанной дроссельной заслонки, в состав которой уже входит специальный рестриктор диаметром 19 мм, что является прямым требованием регламента. Ранее рестриктор изготавливался командой отдельно и шел отдельно от дроссельной заслонки. Теперь же рестриктор является частью дросселя и находится внутри него (рисунок 63).



Рисунок 63 – Узел в сборе

Для закрепления данного дросселя на ресивере использовался специально разработанный фланец, изготовленный из стали толщиной 5 мм.

После построения 3D-модели был проведен аэродинамический расчет на средней скорости автомобиля при 60 км/ч (рисунок 64).

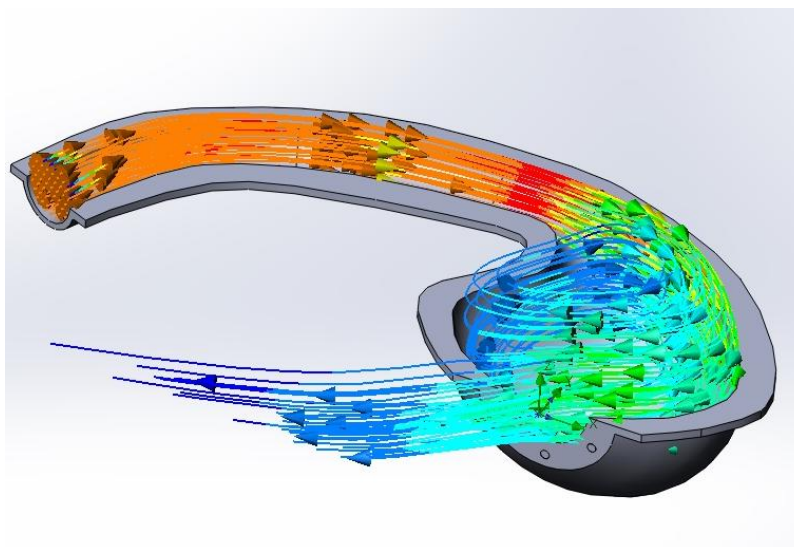


Рисунок 64 – Моделирование потоков воздуха

По результатам расчетов мы получили, что скорость входа воздуха в ресивер составляет 35 м/с.

2.8.2 Глушитель

Глушитель сделан из нержавеющей стали, внутри него расположены перфорированные трубы. Все пространство заложено огнеупорной ватой, для меньшего воздействия высоких температур, на конце расположен отражающий экран (рисунок 65).

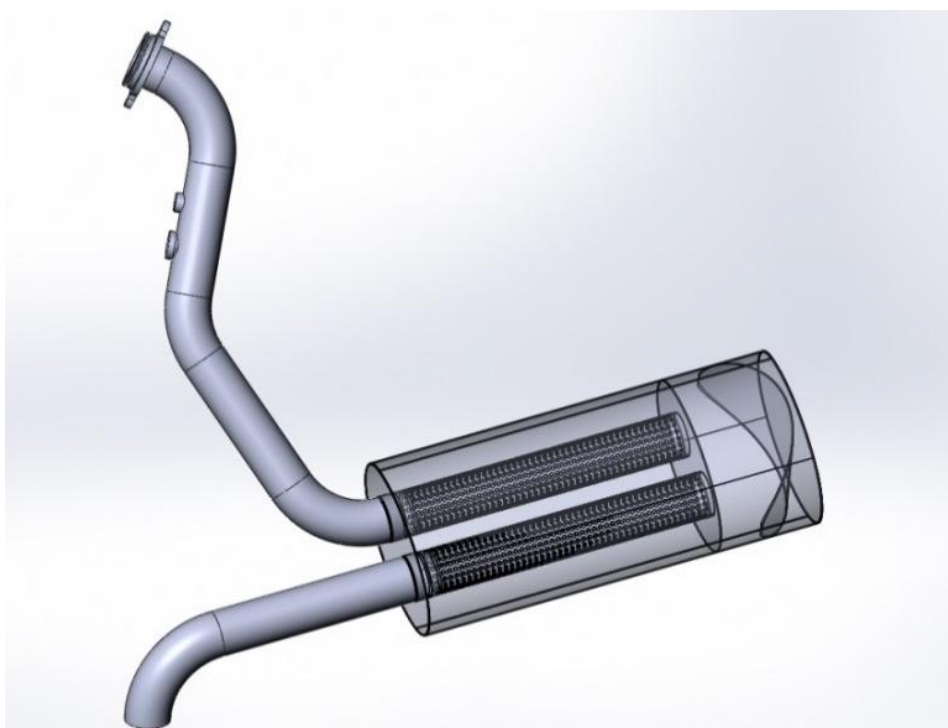


Рисунок 65 – 3D-модель выпуска

При измерении уровня шума на холостых оборотах результат составил 84 децибел, а при замере уровня шума при уровне мощности 6000 оборотов – 94 децибел. В сравнении с автомобилем прошлого года результат снижения уровня шума составил 20%.

3 Общая компоновка гоночного болида

Проектирование, изготовление, предварительные и окончательные этапы процесса сборки гоночного болида проводятся в учебной лаборатории кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Тольяттинского государственного университета.

В процессе проектирования были созданы детализованные 3D-модели гоночного болида с проработкой рамы, аэродинамического обвеса, ходовой части, трансмиссии, рулевого узла, выполненной в программных пакетах Компас 3D, SolidWorks (рисунки 66 - 68).

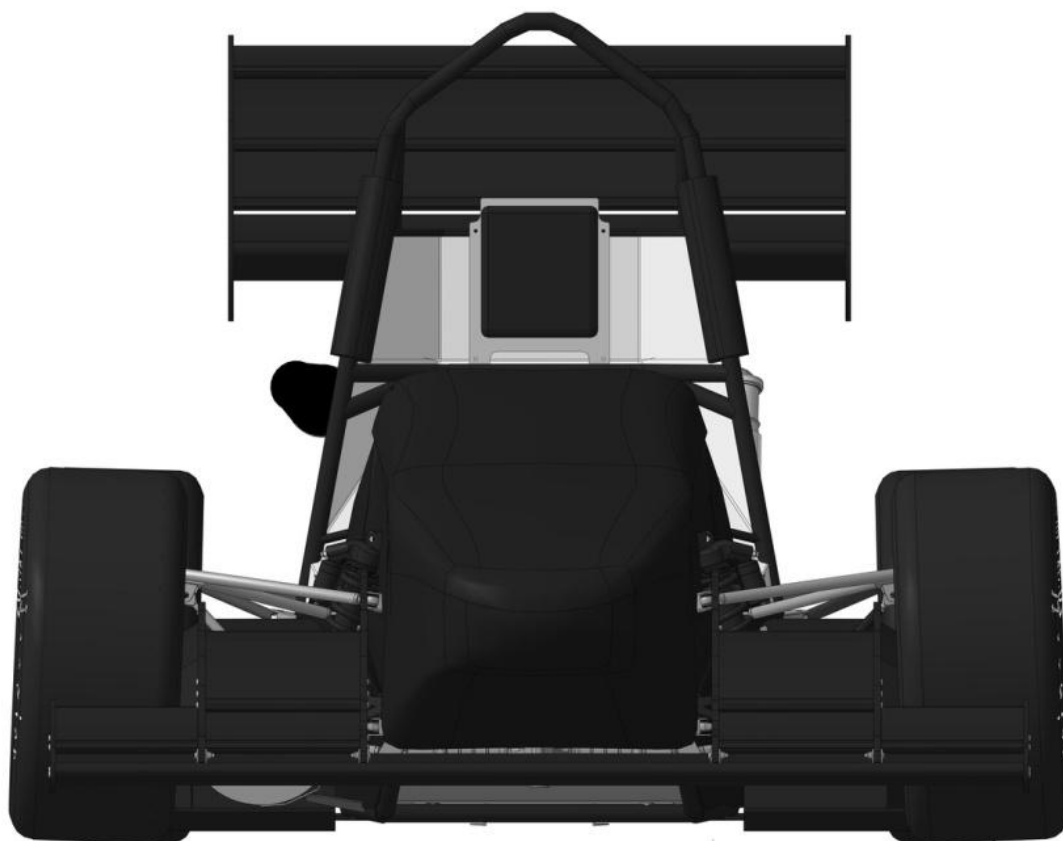


Рисунок 66 – 3D-модель гоночного болида, вид спереди

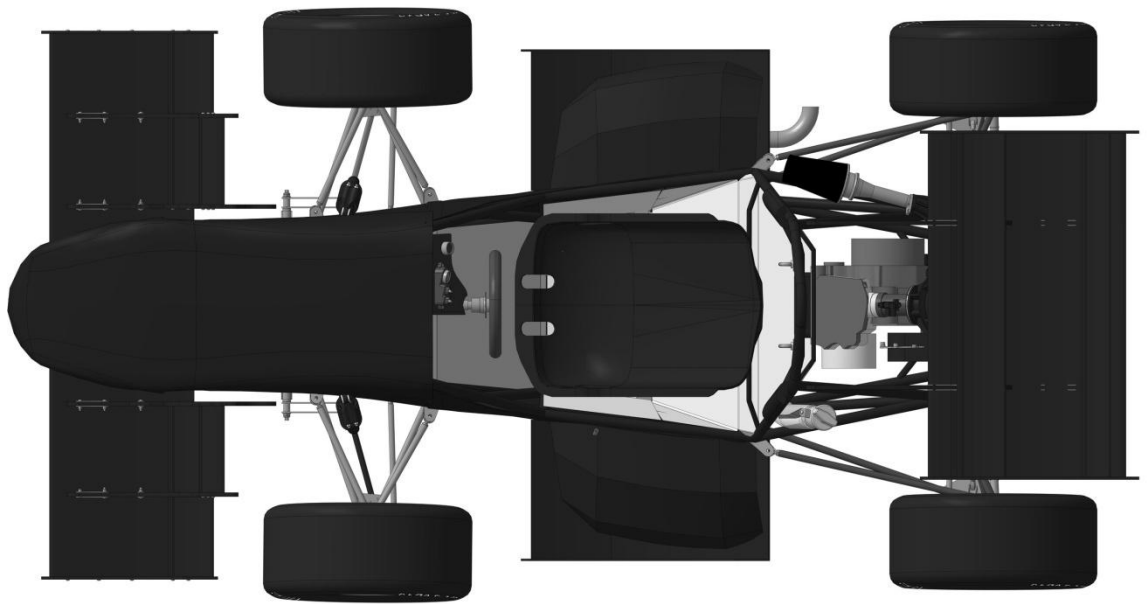


Рисунок 67 – 3D-модель гоночного болида, вид сверху

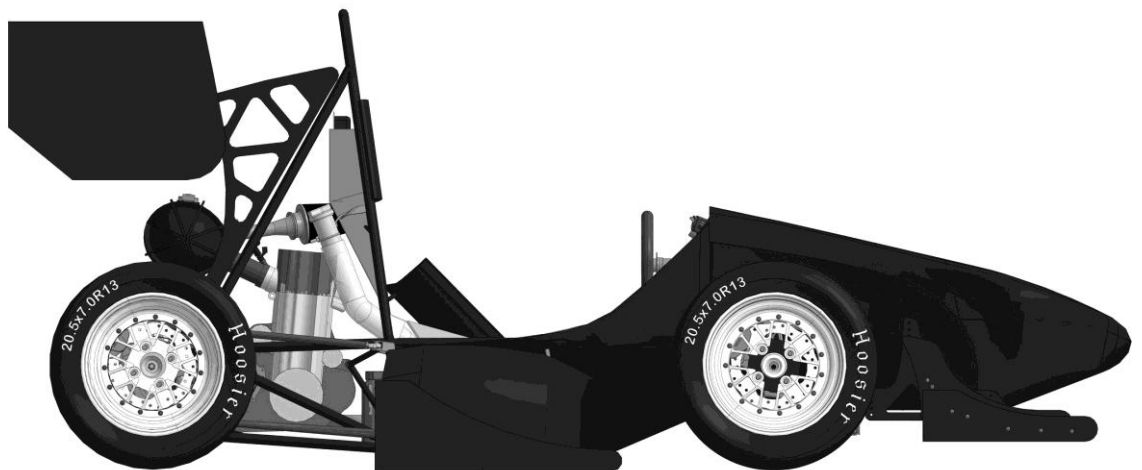


Рисунок 68 – 3D-модель гоночного болида, вид слева

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана объемная компьютерная детализованная модель гоночного болида с проработкой рамы, аэродинамического обвеса, ходовой части, трансмиссии, рулевого узла, выполненной в программных пакетах Компас 3D, SolidWorks.

Проведен тягово-динамический расчет гоночного автомобиля и анализ конструкционной прочности деталей и узлов методом конечно-элементного моделирования в специализированных системах автоматизированного проектирования.

Разработана конструкция гоночного болида. Получены основные конструктивные и технико-эксплуатационные характеристики: вес силового каркаса составил 24 кг, вес болида – 235 кг, база – 1530 мм; задняя колея – 1170 мм; передняя колея – 1200 мм; габариты болида – 2814x1448x1139 мм.

Модернизированный болид 2019 года будет представлен на международных студенческих инженерно-спортивных соревнованиях «Formula Student Italy 2019» и «Formula Student Moscow 2019».

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Formula SAE Rules [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=e179e647-cb8c-4ab0-860c-ec69aae080a3> (дата обращения 18.04.2018).
2. Черепанов Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: электрон. учеб.-метод. пособие / Л.А. Черепанов. – Тольятти: ТГУ, 2016. – 60 с.
3. Хаммилл Д. Подвеска и тормоза: как построить и модифицировать спортивный автомобиль / Д. Хаммилл. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 96 с.
4. Раймпель Й. Шасси автомобиля: конструкции подвесок / Й. Раймпель; пер. с нем. В. П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 326 с.
5. Скутнев В.М. Основы конструирования и расчета автомобиля: учеб.пособие / В.М. Скутнев. – Тольятти: ТГУ, 2012. – 294 с.
6. Решетов А.В. Описательный анализ поворотных кулаков автомобиля / А.В. Решетов // Сборник трудов 4-го Всероссийского форума «Студенческие инженерные проекты». – М.: МАДИ, 2016. – С.32-34.
7. Сварные стойки подвески [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.baumanracing.ru/27667/> (дата обращения 03.03.2018)
8. Additive manufacturing helps racing team finish first [Электронныйресурс] // Materialstoday.com – Режимдоступа: <https://www.materialstoday.com/powder-applications/features/additivemanufacturing-helps-racing-team-finish/> (датаобращения 20.05.2019)
9. «Формула студент, что это?» [Электронный ресурс] / Андрей Плахотниченко. – Режим доступа: <http://www.drive2.ru>, свободный. – Загл. с экрана.
10. ГОСТ 2.105-95. Общие требования к текстовым документам – Взамен ГОСТ 2.105–79; введ.1996-07-01. – Межгосударственный стандарт. М. : Изд-во стандартов, 2002. - 28с.

11. Правила оформления выпускных квалификационных работ по программам подготовки бакалавра и специалиста : учеб.-метод. пособие / А. Г. Егоров [и др.] ; ТГУ ; Архитектурно-строительный ин-т ; каф. "Дизайн и инженерная графика". - ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2013. - 98 с.
12. Шерстобитова, О.О. Разработка модульной каркасно-сборочной технологической оснастки для производства элементов спортивно-гоночных автомобилей / О.О. Шерстобитова, Д.А. Мошко // Сборник трудов 5-го Всероссийского форума «Студенческие инженерные проекты». -2017. – С.205-209;
13. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE) / Кунву Ли – СПб.: Питер, 2004. – 560 с. ISBN 5-94723-770-9
14. Министерство образования и науки Российской Федерации [Электронный ресурс]. URL: <http://xn--80abucjiibhv9a.xn--p1ai/%D0%B4%D0%BE%D0%BA%D1%83%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82%D1%8B/336> (дата обращения:02.05.2017);
15. Рубцов, А. В. Применение сварных стальных конструкций в гоночных болидах серии «Формула Студент» на примере болида WhiteShark2014 / А.В.Рубцов, А.А.Воронин, А.В.Бобровский // Сборник тезисов докладов ХLI Самарской областной студенческой научной конференции. -2015. -С.288
16. Харитонов, В. В. Проектирование выхлопной системы для болида класса Formula Student / В.В. Харитонов, М.И. Харасов // Сборник трудов 3-го Всероссийского форума «Студенческие инженерные проекты». -2015. – С.35-38;
17. Харитонов, В. В. Проектирование поддона картера для болида класса Formula Student / В.В. Харитонов, М.И. Харасов // Сборник трудов 3-го Всероссийского форума «Студенческие инженерные проекты». -2015. – С.39-41;
18. Алтунбаев, Д.Р. Проектирование поддона картера, впускной и выхлопной системы болида Formula Student / Д.Р. Алтунбаев, С.С. Самсонов, М.И. Харасов, В.В. Харитонов // «Студенческие Дни науки в ТГУ»: научно-

практическая конференция (Тольятти, 1–24 апреля 2015 года): сборник студенческих работ: в 2 ч. – ч. 1 - С.168-170;

19. Проектирование и изготовление опытно-экспериментального образца гоночного болида класса «Formula - Student» на основе исследования элементов и параметров конструкции болида по критерию минимизации стоимостных и весовых характеристик: отчет о НИР (заключит.) : 42-44 / Тольяттинский государственный университет ; рук. Бобровский А. В. ; исполн.: Горшков В.Н. [и др.]. – 2017. – 75 с. – Библиогр.: с. 72–74. – № ГР АААА-А-15-115102010072-6. – Инв. № XXXXXXXXXXXXX.;

20. Малкин, В.С. Методические указания по дипломному проектированию: для студентов специальности 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В.С. Малкин, В.Е. Епишкин, Тол.гос. ун-т. – Тольятти. : ТГУ, 2008. - 59 с.