МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
(МАДИ)

2020

СБОРНИК ТРУДОВ

6-го ВСЕРОССИЙСКОГО ФОРУМА

«СТУДЕНЧЕСКИЕ ИНЖЕНЕРНЫЕ ПРОЕКТЫ»

Сборник материалов и докладов

МИР НАУКИ
ИЗДАТЕЛЬСТВО

УДК 62
ББК 3
С 88

С 88 Студенческие инженерные проекты. 6-ой Всероссийский форум. Сборник материалов и докладов / Отв. с. ред. Феофанова Л.С. – М.: Мир науки, 2020. – Режим доступа: https://izd-mn.com/PDF/50MNNPK20.pdf – Загл. с экрана.

ISBN 978-5-6045645-0-9

Всероссийский форум «Студенческие инженерные проекты» адресуется студентам и аспирантам инженерных специальностей.

Цель Форума – развитие современного инженерного движения среди студентов и аспирантов в России, в том числе организация показательных и международных этапов, стимулирование повышения качества подготовки компетентных кадров и выпускников ВУЗов, а также привлечение внимания организаций и бизнеса для развития сотрудничества.

ISBN 978-5-6045645-0-9

© Коллектив авторов, 2020
© Ассоциация автомобильных инженеров (ААИ), 2020
© МАДИ, 2020
© ООО Издательство «Мир науки», 2020

Редакционная коллегия:

Главный редактор – Иванов А.М. д-р тех. наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили» ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»;

Заместитель главного редактора – Загарин Д.А. – к.т.н., доцент, зам. Генерального директора ФГУП «НАМИ» – директор Центра испытаний, президент Ассоциации автомобильных инженеров;

Заместитель главного редактора – Феофанов С.А. – к.т.н. доцент кафедры «Электротехника и электрооборудование ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»;

Рецензент – Малиновский М.П. – к.т.н., доцент, кафедра тягачей и амфибийных машин ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»;

Ответственный секретарь редакционной коллегии – Феофанова Л.С., к.т.н., доцент кафедры «Электротехника и электрооборудование», Директор центра инженерного образования ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»;

Корректор – Светлана Питт;

Верстка – Насибулов И.Р.;

Оформление обложки – Грачева О.А.

Издание включено в систему РИНЦ

Полнотекстовые версии доступны на сайте htpp://elibrary.ru

При цитировании материалов сборника ссылка обязательна.

Перепечатка сборника допускается только по согласованию с редакцией и авторами.

Оглавление

Аликин Д.С. Разработка методики расчета стабилизатора поперечной устойчивости болида «Формула студент» ПНИПУ 6

Борисенко И.В. Оптимизация элементов впускной системы гоночного болида класса «Формула студент» 16

Грашина Д.В., Челенкова О.И., Девесилова Е.А., Назарова А.В. Разработка рулевого управления гоночного болида 28

Гудков Н.А., Михайлов П.Г., Киселев П.И., Больших А.А. Исследование прочностных свойств стали DOCOL1000DP и верификация критерия прочности для конечно-элементного расчета поворотного кулака автомобиля класса «Формула студент» 35

Калинкин И.С., Нубаев Р.Б., Устюгова Л.В. Индикаторная лента тахометра 47

Камалутдинов Р.Р., Ветошкин Ю.А., Нубаев Р.Б. Электромагнитный датчик уровня топлива 55

Комарова М.Г., Еремин В.П. Проектировочный расчет тормозной системы ... 60

Конторщиков С.В. Разработка стабилизатора поперечной устойчивости регулируемой жесткости для спортивного автомобиля класса «Формула студент» 75

Косенькова Е.В., Зибарева Т.В. Инженерная игра «Formula children» как дополнительный способ финансирования студенческих команд проекта «Формула студент» 82

Косицкий Н.Е. Определение геометрических размеров и формы системы впуска 4-тактного одноцилиндрового двигателя для болида класса «Формула студент» с помощью программы Ricardo Wave 89

Лыхин С.А. Анализ средств контроля аэродинамических потоков в рамках проекта «Формула студент» 97

Михальков А.А., Шабрин К.А., Салатов Н.И. Разработка универсального комплекта для перевода транспортных средств и гоночных болидов класса «Эко-марафон Шелл» и «Формула студент» на беспилотное управление 106

Писарев Г.С., Сороченко С.И., Еремин В.П. Разработка педального узла гоночного болида класса «Формула студент» 117

Салимоненко Г.Н., Назаров М.В., Лопухов А.В., Союстов А.А. Проектирование пространственной рамы гоночного болида класса «Формула студент»....134

Салихов Д.Ю. Топологическая оптимизация как инструмент синтеза форм нагруженных деталей....141

Стахин Д.Р., Гончаров К.О. Характерные свойства выбора силовой установки болида «Эко-марафон Шелл»....149

Дмитрий Сергеевич Аликин
Email: aldim96@mail.ru

Пермский Национальный Исследовательский Политехнический Университет
г. Пермь

Разработка методики расчета стабилизатора поперечной устойчивости болида «Формула студент» ПНИПУ

Dmitriy Sergeevich Alikin

Perm National Research Polytechnic University
Perm

DEVELOPMENT OF THE METHOD OF CALCULATION ANTI-ROLL BAR OF BOLIDE “FORMULA STUDENT” PNRPU

Аннотация: Данная работа производится в рамках разработки гоночного болида «Формула Студент» команды ПНИПУ. Цель работы заключается в доступном изложении методики расчета стабилизатора поперечной устойчивости (СПУ) с регулируемой длиной плеч. В работе представлены необходимые исходные данные для расчета и пример расчета данного СПУ. Данные, полученные по итогам расчета, представлены в сводной таблице.

Abstract: This work is carried out within the framework of the development of the racing car “Formula Student” team PNRPU. The aim of the work is to provide an accessible presentation of the procedure for calculating the anti-roll bar (ARB) with an adjustable length of the arms. In the course of the work, the necessary initial data for the calculation and an example of calculating this ARB will be presented. The data obtained from the calculation results are presented in the summary table.

Ключевые слова: стабилизатор поперечной устойчивости; жесткость стабилизатора; диаметр стабилизатора; FSAE.

Keywords: anti-roll bar; stiffness of stabilizer; stabilizer diameter; FSAE.

ВВЕДЕНИЕ

В рамках соревнований болиды «Формула Студент» проходят ряд испытаний. Эффективность проекта отражают результаты статических и динамических испытаний. Наиболее важную роль играют динамические испытания, в которые входят такие дисциплины как тест на ускорение, маневренность, точность управления, гонка на выносливость и энергетическая эффективность. Для успешного прохождения динамических испытаний разрабатываемый болид должен иметь высокие динамические показатели, маневренность и управляемость.

Данные показатели обеспечивают рулевое управление, подвеска и тормозная система — за счет правильных подборов параметров, а также возможность регулировок под разные дорожные условия. Такой показатель как высокая маневренность достигается правильным подбором креновой жесткости и обеспечением максимального пятна контакта болида с дорогой. За счет стабилизатора поперечной устойчивости (СПУ) обеспечивается требуемая креновая жесткость, а расширенные регулировки данного узла позволяют достичь максимального пятна контакта, учитывая дорожные условия.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Для расчета был выбран СПУ с регулируемой длиной плеча, представленный на Рис. 1.

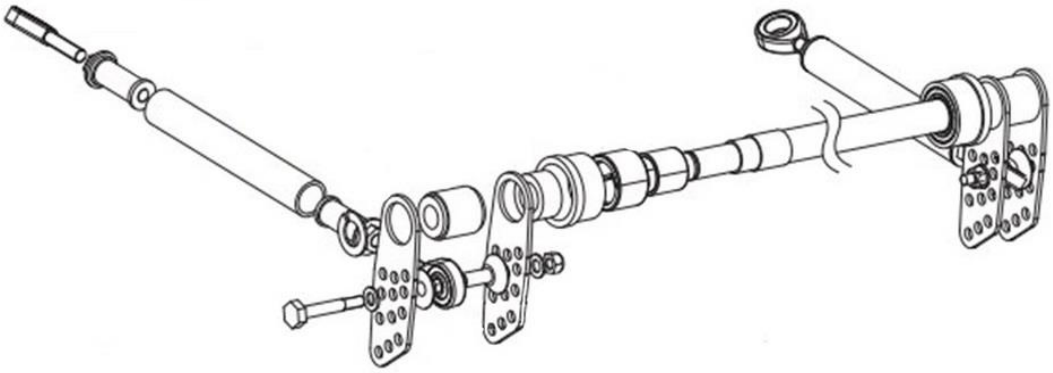


Рис. 1. Стабилизатор поперечной устойчивости с регулируемой длиной плеча

Исходные данные, необходимые перед началом расчета, взяты из расчета СПУ команды ПНИПУ (Таблица 1, Рис. 2).

Таблица 1

Исходные данные для расчета СПУ болида «Формула Студент»

Параметры	Значение параметра	
	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	
P_y, Н	5503,41	
$M_р$, Нм	1632	
$c_п$, Н/мм	46	39
$c_ш$, Н/мм	184,15	

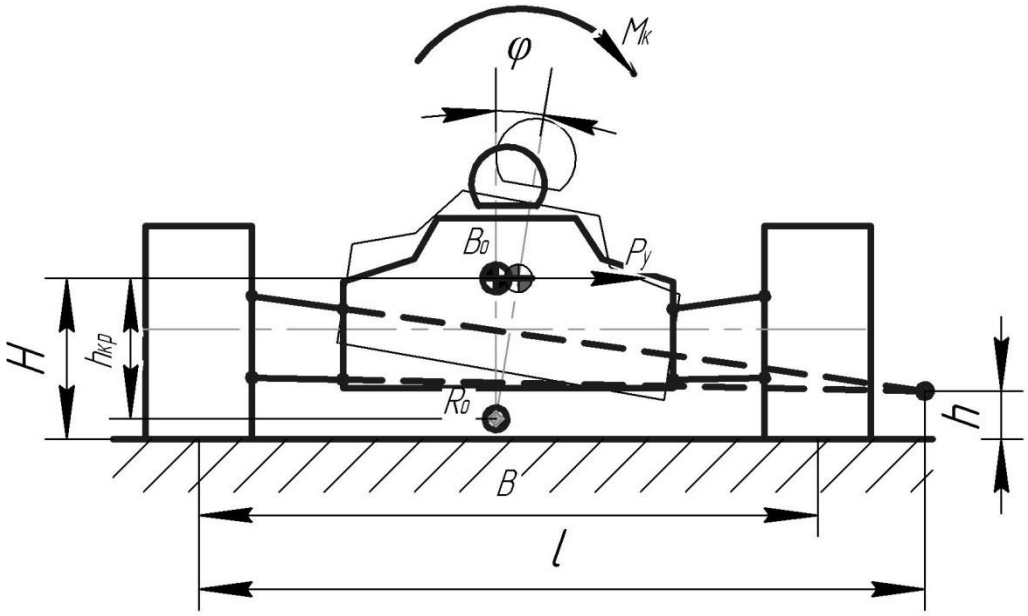


Рис. 2. Схема параметров необходимых для нахождения жесткости СПУ: B_0 — центр массы (ЦМ), R_0 — центр крена (ЦК), P_y — боковая сила, воздействующая на ЦМ в повороте, l — расстояние от пятна контакта шин до точки пересечения полюсов осей рычагов верхнего и нижнего, B — колея, h — высота точки пересечения полюсов осей рычагов от опорной поверхности, H — высота ЦМ от опорной поверхности, φ — угол крена кузова, $M_р$ — момент, создающий крен кузова, $h_{кр}$ — расстояние между ЦК и ЦМ

Расчет требуемой угловой жесткости стабилизатора поперечной устойчивость производится по формуле (1):

$$c_т = \frac{M_р}{\varphi_т} - c_{y1} - c_{y2} \quad (1)$$

где $\varphi_т$ — требуемый угол крена кузова,

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

для передней подвески

$$c_{y1} = \frac{c'_{y1} \cdot c_{x1}}{c'_{y1} + c_{x1}} \quad (2)$$

для задней подвески

$$c_{y2} = \frac{c'_{y2} \cdot c_{x2}}{c'_{y2} + c_{x2}} \quad (3)$$

где c'_{y1} и c'_{y2} — угловые жесткости передней и задней подвесок,

c_{x1} и c_{x2} — приведенные угловые жесткости передних и задних шин.

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

$$c'_{y1} = \frac{c_{п1} \cdot {B_1}^2}{2 - \frac{h_1 \cdot B_1}{H \cdot l_1}} \quad (4)$$

$$c'_{y2} = \frac{c_{п2} \cdot {B_2}^2}{2 - \frac{h_2 \cdot B_2}{H \cdot l_2}} \quad (5)$$

где $c_{п1} = 46 \frac{Н}{мм}$ — вертикальная жесткость передней подвески;

$c_{п2} = 39 \frac{Н}{мм}$ — вертикальная жесткость задней подвески.

Используя имеющиеся данные, производим подсчет угловой жесткости передней и задней подвески, используя формулы (4, 5):

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

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

Для расчета приведенной угловой жесткости передних и задних шин используются следующие формулы:

$$c_{x1} = \frac{c_{ш1} \cdot {B_1}^2}{2} \quad (6)$$

$$c_{x2} = \frac{c_{ш2} \cdot {B_2}^2}{2} \quad (7)$$

где $c_{ш1}$ и $c_{ш2}$ — вертикальная жесткость шин переднего и заднего колеса.

Нагрузка, приходящаяся на колесо 90 кг, предполагаемое давление в шинах составляет 1,12 бар, следовательно, вертикальная жесткость шин будет составлять $184{,}15 \frac{Н}{мм}$, жесткость всех шин одинаковая.

Полученные данные подставляем в формулы (6, 7) для подсчета приведенной 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 (2, 3) находим суммарные угловые жесткости передней и задней подвесок:

Передней подвески:

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

Задней подвески:

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

Полный угол крена кузова болида в поперечной плоскости при максимально допустимых условиях по сцеплению составляет:

$$\varphi = \frac{M_к}{c_{y1} + c_{y2}} = \frac{1{,}629}{29{,}47 + 25{,}6} = 0{,}0296 \text{ рад} \quad (8)$$

Полный угол крена кузова составляет 0,0296 рад. или 1,697°, требуемый угол ($\varphi_т$) для одноместных автомобилей [2], [3] составляет 1,5° /0,0262 рад, из этого следует, что разницу на 0,197° будет обеспечивать СПУ.

По формуле (1) находим требуемую угловую жесткость СПУ:

$$c_т = \frac{1{,}632}{0{,}0262} - 29{,}47 - 25{,}6 = 7{,}2 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$$

Полученная требуемая угловая жесткость СПУ приведена к ЦМ, для определения требуемой угловой жесткость для передней и задней подвеской используется формула распределения [2]:

$$\Phi_1 = \frac{c_{y1} + c_т}{c_{y1} + c_{y2} + c_т} = \frac{36{,}69}{62{,}3} = 0{,}59$$

$$\Phi_2 = 1 - \Phi_1 = 1 - 0{,}59 = 0{,}41$$

где Φ_1, Φ_2 — перераспределение угловой жесткость между передней и задней подвеской (59/41).

Учитывая перераспределение угловой жесткости, находим требуемую жесткость для передней и задней подвески:

$$c_{т1} = c_т \cdot \Phi_1 = 7{,}2 \cdot 0{,}59 = 4{,}23 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$$

$$c_{т2} = c_т \cdot \Phi_2 = 7{,}2 \cdot 0{,}41 = 2{,}96 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$$

Стабилизатор имеет настройки угловой жесткости в диапазоне для переднего СПУ 3,2 – 5,3 $\frac{\text{кН·м}}{\text{рад}}$, для заднего СПУ 2,2 – 3,7 $\frac{\text{кН·м}}{\text{рад}}$. Данная регулировка производится за счет увеличения или уменьшение длины плеча на 25%.

Расчет диаметра прутка СПУ производится по формуле:

$$d \approx 1{,}5 \cdot \sqrt{c_c \cdot \left[\frac{l^2 \cdot l_т}{G} + \frac{{l_к}^3}{0{,}75 \cdot E} + \frac{l_0 \cdot (l_2 + l_3)^2}{1{,}5 \cdot E}\right]}, \text{м}; \quad (9)$$

где $l, l_т, l_к, l_2, l_3, l_0$ — размеры стабилизатора, взятые из Рис. 3,

E — модуль упругости 1-го рода;

G — модуль упругости 2-го рода.

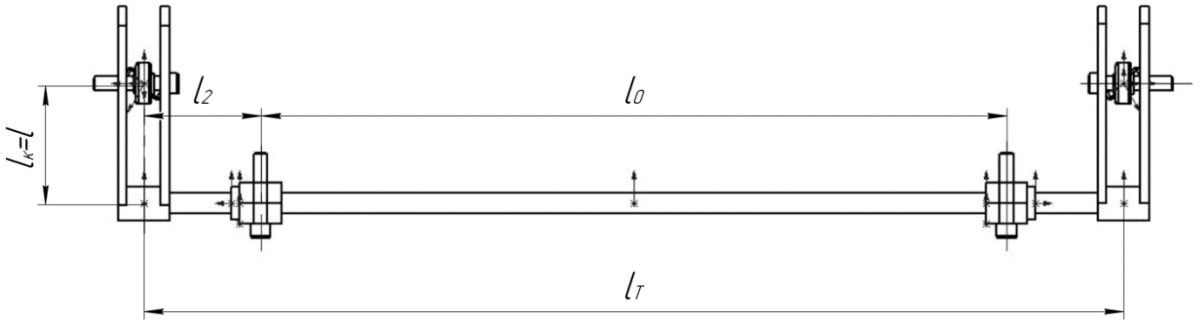


Рис. 3. Схема переднего стабилизатора поперечной устойчивости

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

$$c_c = \frac{c_т}{(MR_1)^2} = \frac{4{,}23}{0{,}275^2} = 55{,}9 \ \frac{\text{кН}}{\text{м}} = 0{,}0559 \ \frac{\text{МН}}{\text{м}}; \quad (10)$$

$$MR = \frac{s}{s_S} \cdot \frac{B}{2} = \frac{0{,}011 \cdot 1{,}25}{2 \cdot 0{,}025} = 0{,}275; \quad (11)$$

где s — продольное перемещение плеча, м (Рис. 4),

s_S — вертикальное перемещение колеса, м

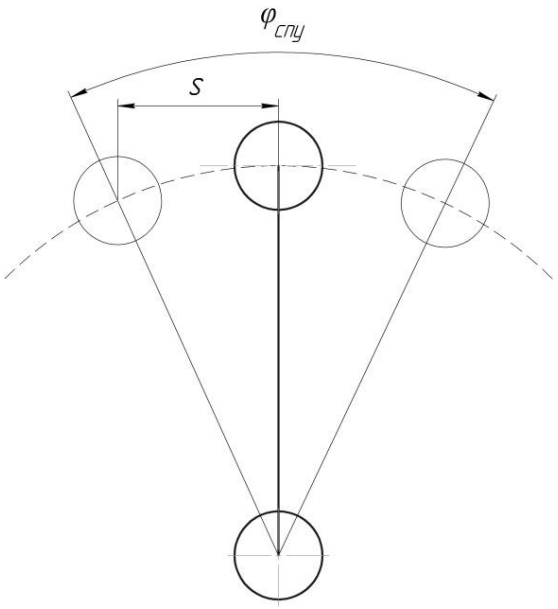


Рис. 4. Схема закручивания плеча стабилизатора:
$\varphi_{спу}$ — угол закручивания СПУ

Размеры СПУ представлены в Таблице 2.

Таблица 2

Размеры переднего СПУ болида «Формула Студент» команды ПНИПУ

Длины, м	Численные значения
l_2	0,068
l_3	0
$l_к$	0,08
$l_т$	0,57
l_0	0,434
l	0,08

По формуле (12) производят расчет диаметра прутка переднего стабилизатора поперечной устойчивости, изготовляемого из материала Сталь 65 Г:

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

$$\approx 1{,}5 \cdot \sqrt{0{,}0559 \cdot \left[\frac{0{,}08^2 \cdot 0{,}57}{8{,}4 \cdot 10^4} + \frac{0{,}08^3}{0{,}75 \cdot 2{,}15 \cdot 10^5} + \frac{0{,}434 \cdot (0{,}068 + 0)^2}{1{,}5 \cdot 2{,}15 \cdot 10^5}\right]} \approx$$

$$\approx 0{,}0111 \text{ м} \approx 11 \text{ мм}$$

Проверочный расчет полученного диаметра заключается в расчете напряжения кручения и сравнения его с допустимым [4]:

$$\tau = \frac{16 \cdot \mathrm{M_{сб}}}{\pi \cdot d^3} < [\tau] \quad (12)$$

где $\mathrm{M_{сб1}}$ — момент переднего стабилизатора, Н·м,
$[\tau]$ — максимально допустимое значение, по напряжению равное 1000 МПа;

$$\mathrm{M_{сб1}} = \frac{\mathrm{M_р} \cdot \mathrm{c_{т1}}}{(\mathrm{c}_{y1} + c_{\mathrm{т}1}) + (\mathrm{c}_{y2} + c_{\mathrm{т}2})} = \frac{1{,}632 \cdot 4{,}23}{(29{,}47 + 4{,}23) + (25{,}6 + 2{,}96)} =$$

$$= 0{,}1108\ \text{кН} \cdot \text{м} = 110{,}8\ \text{Н} \cdot \text{м} \quad (13)$$

При изменении плеча для регулировки угловой жесткости изменяется момент. В расчетах крутильных напряжение берется максимальный момент, возникающий на стабилизаторе. Он составляет 138,5 при увеличении угловой жесткости переднего стабилизатора на 25%.

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot \mathrm{M}_{сб1max}}{\pi \cdot {d_1}^3} = \frac{16 \cdot 138{,}5}{3{,}14 \cdot 0{,}011^3} = 530\ \text{МПа};$$

$$530\ \text{МПа} < 1000\ \text{МПа}$$

Данный расчет показывает, что расчетный диаметр переднего СПУ выдержит все нагрузки, которые будут приходить на него.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Конечные результаты, полученные в результате расчета переднего и заднего стабилизатора для болида команды ПНИПУ, представлены в Таблице 3.

Таблица 3

Конечные результаты расчета СПУ болида «Формула Студент» ПНИПУ

Параметры	Значение параметра	
	Передняя ось	Задняя ось
Угловая жесткость СПУ, $\frac{\text{кН·м}}{\text{рад}}$	4,23	2,96
Диаметр прутка, мм	11	9

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шасси автомобиля. Атлас конструкции. Учебное пособие для вуза / В.Б. Цимбалин [и др.]. — М.: «Машиностроение», 1977. — 108 с.

2. Trzesniowski, M. Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme (Praxis) / M. Trzesniowski. — Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. — 1046 p.

3. Formula SAE Interchangeable / Suspension Solutions Design team, 2009. — 96 p.

4. Нарбут, А.Н. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем / А.Н. Нарбут. — М.: «Академия», 2008. — 286 с.

Иван Владимирович Борисенко
E-mail: iw-borisenko@yandex.ru

Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана
г. Москва

Оптимизация элементов впускной системы гоночного болида класса «Формула студент»

Ivan Vladimirovich Borisenko

Moscow State Technical University named after N.E. Bauman
Moscow

OPTIMIZATION OF THE INTAKE SYSTEM ELEMENTS OF A RACING CAR FORMULA STUDENT CLASS

Аннотация: В рамках студенческих соревнований «Formula Student» была поставлена задача спроектировать и оптимизировать впускную систему для спортивного автомобиля класса «Формула Студент». Для болидов данного класса главным ограничением работы силовой установки автомобиля является ограничение расхода воздуха, поэтому для достижения максимальной эффективности работы двигателя и навесного оборудования необходимо выполнить несколько этапов работ: (1) Проанализировать всю впускную систему на предмет оптимизации с целью снижения потерь на протяжении всего газовоздушного тракта и улучшения наполнения цилиндра воздухом; (2) Максимально снизить массу конструкций для того, чтобы упростить их изготовление и эксплуатацию; (3) Верифицировать результаты расчетов путем изготовления нескольких реальных образцов.

В результате проводимых работ можно не только существенно снизить потери на впуске, улучшить наполнение и повысить мощность и крутящий момент силовой установки, но и получить более совершенную компоновку моторного отсека, снизить его массу и упростить конструкции для достижения лучшей технологичности и упрощения эксплуатации.

Abstract: Within the student competitions “Formula Student” the task was set to design and optimize the intake system for a sports car of the Formula Student class. For cars of this class, the main limitation of the operation of the power plant of the car is the restriction of air consumption, therefore, in order to achieve maximum efficiency of the engine and attachments, it is necessary to perform several stages of work. First, analyze the entire intake system for optimization in order to reduce losses throughout the gas-air path and improve the filling of the cylinder with air. Secondly, to minimize the weight of structures in order to simplify their manufacture and operation. Thirdly, to verify the results of calculations by making several real samples.

As a result of the work carried out, it is possible not only to significantly reduce the intake losses, improve the filling and increase the power and torque of the power plant, but also to obtain a more perfect engine bay layout, reduce its weight and simplify the design to achieve better manufacturability and simplify operation.

Ключевые слова: впускная система; оптимизация; «Формула Студент».

Keywords: intake system; optimization; “Formula Student”.

ВВЕДЕНИЕ

В автоспорте требуются минимальные размеры и масса, а также максимальная производительность всех систем, и охладитель надувочного воздуха (ОНВ) не является исключением. Для достижения наилучших результатов производится оптимизация формы входа в ОНВ, что позволяет минимизировать потери давления и уменьшить завихрения и массу детали, поскольку сам ОНВ должен отвечать требованиям по минимальному сопротивлению потоку воздуха и достаточному уровню охлаждения воздуха для наиболее эффективного наддува, а выход из ОНВ настраивается на динамический наддув.

В процессе оптимизации ОНВ, проведенной для одноцилиндрового бензинового двигателя класса «Формула Студент», были произведены расчеты элементов впускного трубопровода: входа в интеркулер, начиная от дроссельной заслонки, самого ОНВ и выхода из интеркулера, заканчивающегося у впускных клапанов [1-6].

Для проведения оптимизационных работ использовались методы математического моделирования (CFD) с использованием Программных Комплексов (ПК) SolidWorks для построения твердотельной модели и ПК ANSYS для расчетов: ICEM для построения и правки сетки, CFX для продувки, Fluent для проверки результатов продувки и AVL Boost для анализа влияния улучшений на характеристики силовой установки [7].

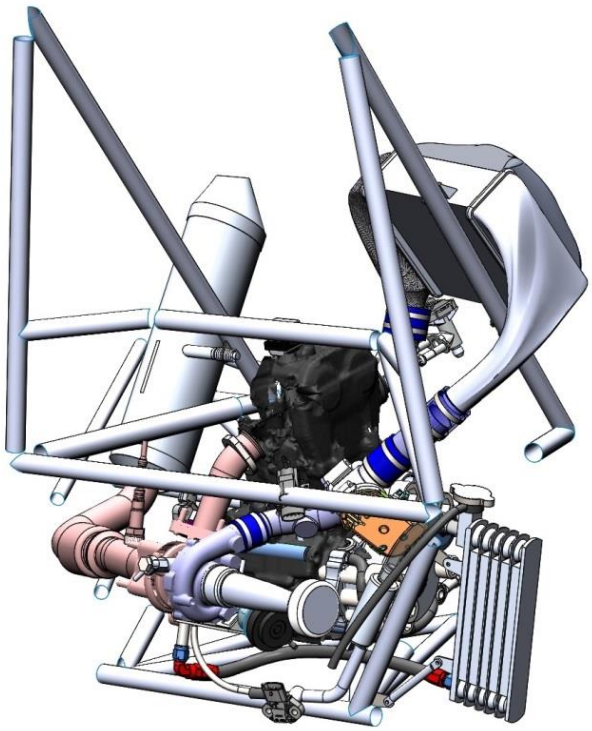


Рис. 1. Модель моторного отсека

В первом приближении была применена k-ε модель. Для уточнения результатов с учетом теплообмена были проведены дополнительные расчеты с дополнительными энергетическими уравнениями, позволяющими смоделировать снижение температуры на ОНВ.

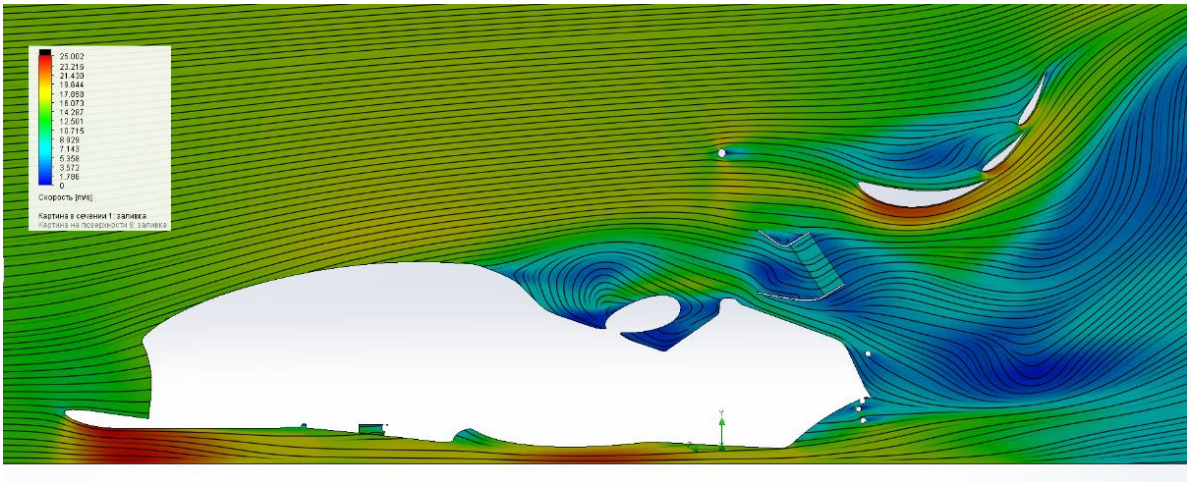


Рис. 2. Аэродинамические условия работы, вид сбоку

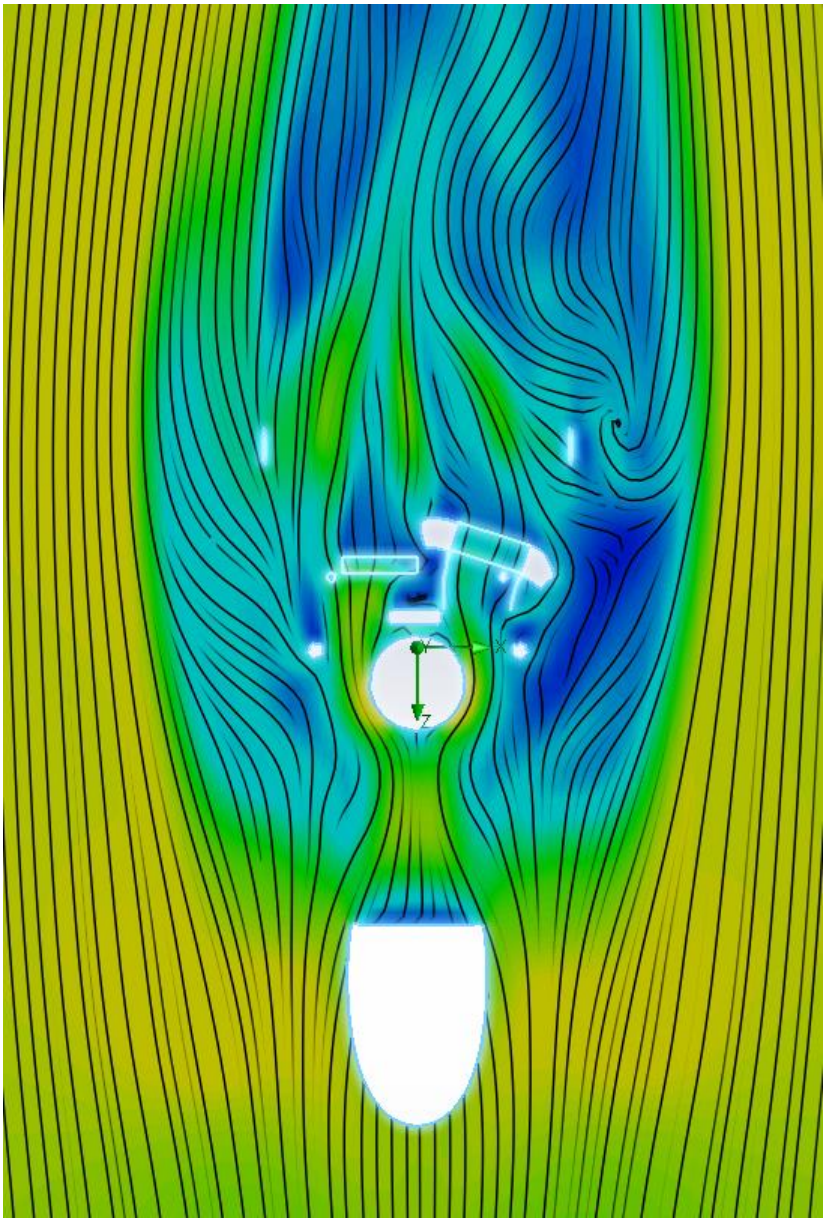


Рис. 3. Аэродинамические условия работы, вид сверху

1. ТВЕРДОТЕЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА

Для расчета использовалась твердотельная модель, созданная в ПК SolidWorks. Исходные условия были продиктованы компоновкой автомобиля.

Сеть конечно-элементной модели для расчета течения газа создана в ПК ANSYS редактированием элементов сетки в ICEM. Для упрощения за основу модели была взята твердотельная модель внутреннего объема газа без учета толщины стенки входа в ОНВ.

Основной моделью расчета и оптимизации была выбрана k-ε модель, хорошо себя зарекомендовавшая как простая и достаточно точная для первой итерации расчета. Тот факт, что данной моделью пользуются для расчета турбореактивных двигателей, только подтверждает правильность выбора.

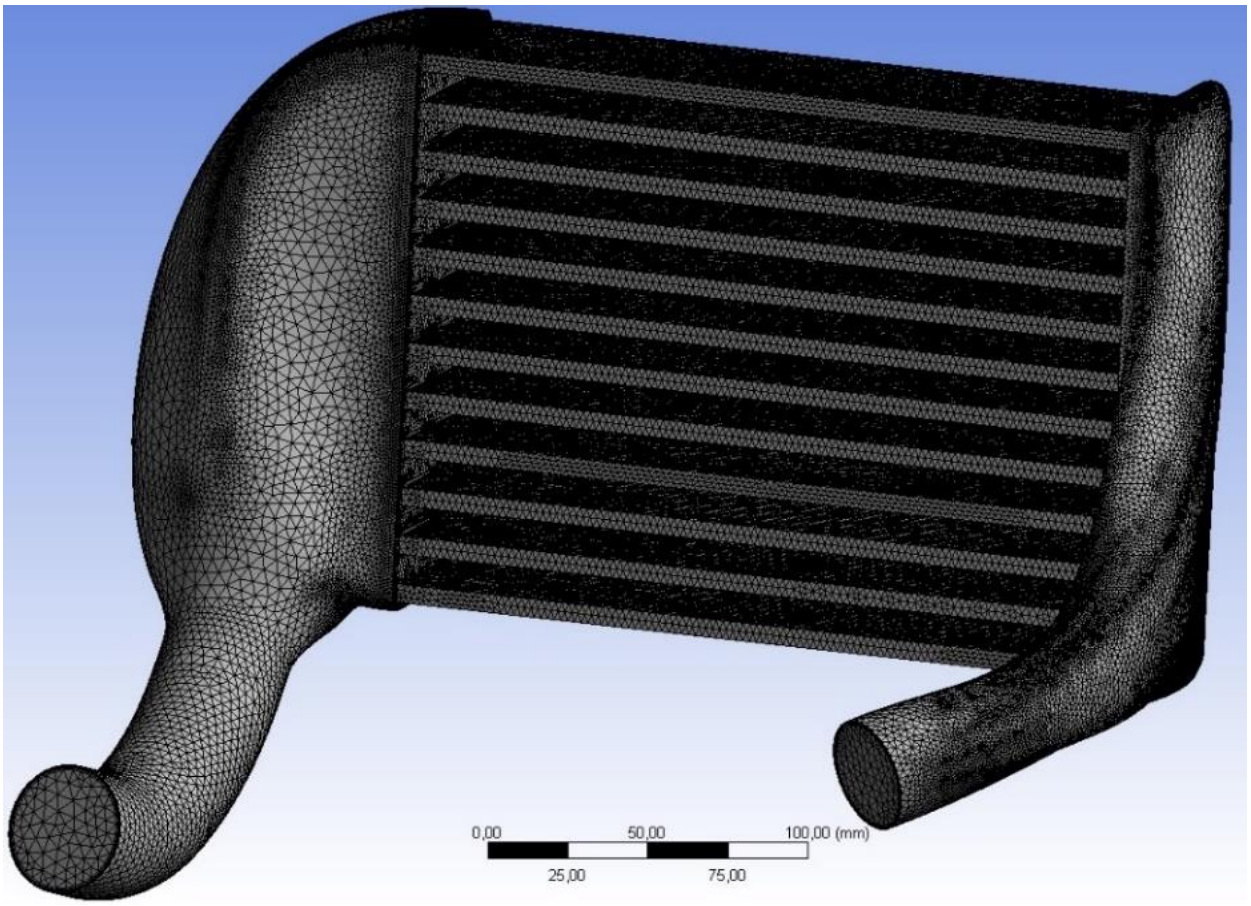


Рис. 4. Твердотельная модель с стекой

2. ОБЗОР РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

2.1. K-ε модель

Основным уравнением k-ε модели турбулентности является уравнение

$$\varepsilon = \frac{\overline{k}^{3/2}}{l}$$

где l — характерная длина пути.

Как видно из формулы, основными коэффициентами, определяющими характер течения, являются коэффициенты k и ε.

В пространственной постановке движение газа (или жидкости) описывается с помощью системы уравнений Навье-Стокса, выражающей закон сохранения массы, закон сохранения импульса и закон сохранения энергии в дифференциальной форме [4, 8]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho W_i) = 0; \tag{1}$$

$$\rho \frac{DW_i}{D\tau} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial W_k}{\partial x_k}\right)\right]; \qquad (i, j, k = 1,2,3) \tag{2}$$

$$\rho \frac{\partial H}{\partial \tau} + \rho W_j \frac{\partial H}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} W_j) + \rho G_j W_j - w_r Q_r - \nabla q_R \tag{3}$$

и уравнение состояния

$$p = R\rho T. \tag{4}$$

Для записи соотношений (1-4) использованы следующие обозначения: p — давление; ρ — плотность; W — скорость; T — температура; т — время; h — статическая энтальпия; $H = h + \frac{W^2}{2}$ — полная энтальпия; λ и μ — коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости; ∇ — оператор Гамильтона (набла); G — объемная сила (приложенная к единице объема); w_r — скорость горения, выраженная через массовую концентрацию исходных веществ и продуктов сгорания; Q_r — количество теплоты, выделяемое на единицу массы; q_R — радиационный тепловой поток от источника излучения; δ — δ-функция Кронекера. Учет процессов турбулентного перемешивания в потоке выполнен с помощью k-ε модели турбулентности [7, 8].

Как было отмечено выше, преимуществами данной модели являются быстрота счета, минимальные требования к количеству исходных известных и хорошая сходимость вследствие простоты расчетной модели.

К недостаткам в решении данной задачи можно отнести отсутствие учета теплообмена, что может сказаться на точности вычислений.

2.2. K- $\mathcal{E}$-f модель

Основным уравнением k-$\mathcal{E}$-f модели турбулентности является уравнение

$$y^{+} = \frac{1}{\nu}\sqrt{\frac{T_w}{P}}y$$

что делает ее сложнее и тяжелее, чем k-ε модель. Преимуществами данной модели являются большая, по сравнению с k-ε моделью, точность вычислений при относительно небольшом времени расчета и неплохая сходимость вычислений. К недостаткам в решении данной задачи можно отнести отсутствие учета теплообмена, что может сказаться на точности вычислений.

3. РАБОТА С ИСХОДНОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

Для первичного расчета была выбрана k-$\mathcal{E}$ модель турбулентности без дополнительных составляющих, учитывающих теплообмен. Вычисления проводились в ПК ANSYS с использованием модулей Solid, Sketch и CFX/CFD. Твердотельная модель была импортирована из ПК SolidWorks с помощью соответствующего модуля в ANSYS, для упрощения расчетов модель выполнена как внутренний объем детали. Сетка построена для расчета течения жидкости в CFX, величина ячейки 1 мм^3, с разбиением пристеночного пограничного слоя на более мелкие конечные элементы в 11 шагов. Правка сетки осуществлялась в Icem CFD, для исправления чрезмерных усложнений сетки вследствие несовершенства твердотельной модели, созданной в SolidWorks.

Расчет, выполненный в CFX, имел следующие начальные условия: абсолютное давление воздуха на входе 2*10^5 Па, расход на выходном сечении — 73 г/сек, расчетная среда — идеальный газ, температура среды — 180°С, точность вычислений — 1, стартовое количество шагов — 1 000. В результате расчета за 107 шагов была обеспечена сходимость 10^3, после чего расчет был остановлен.

Для просмотра результатов расчета была использована функция разности давления на входе и выходе, а также построение потоков Streamline из 500 линий.

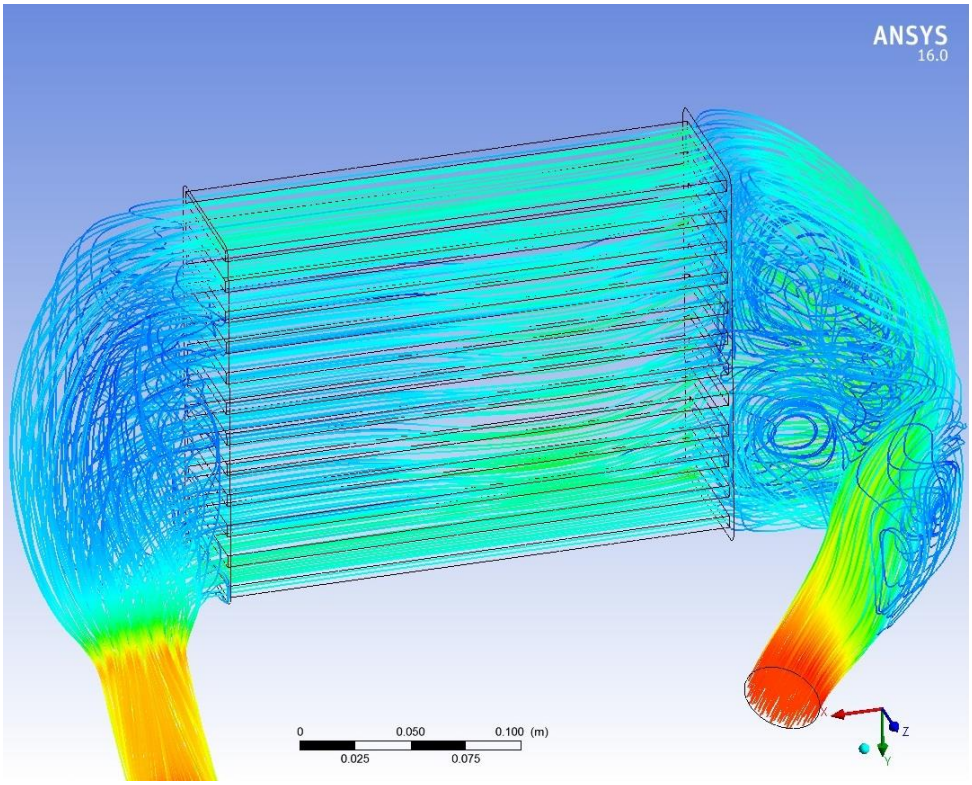


Рис. 5. Продувка экспериментальной модели

4. ОПТИМИЗАЦИЯ ПО K-ε МОДЕЛИ

Поскольку целью оптимизации были минимизация потерь давления, уменьшения турбулизации потока и снижение массы детали, сравнение разных вариантов конструкции производилось по потерям давления и массе с приоритетом потерь давления. Результирующие характеристики разных моделей сведены в Таблице 1, форма завихрений приведена на Рис. 6–9.

Таблица 1

Сравнение разных моделей оптимизируемой части

№ модели	1	2	3	4	5
Δp, Па	1 127	978	894	916	738
m, г	4 027,73	3 184,2	4 269,27	3 647,89	3 222,18

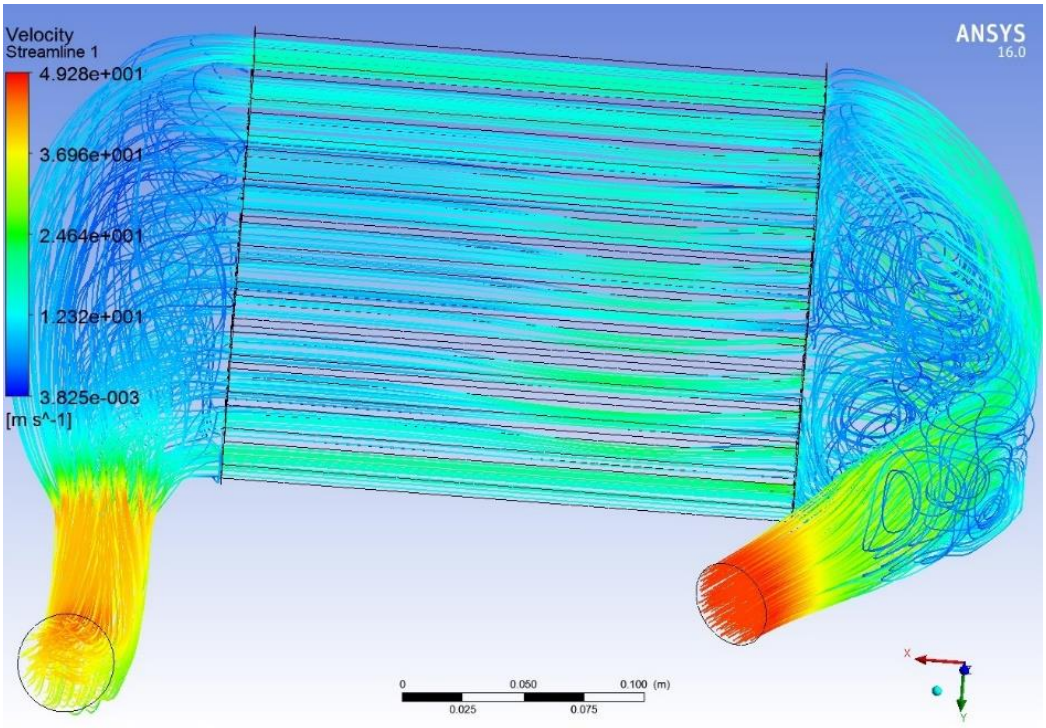


Рис. 6. Оптимизация экспериментальной модели 1

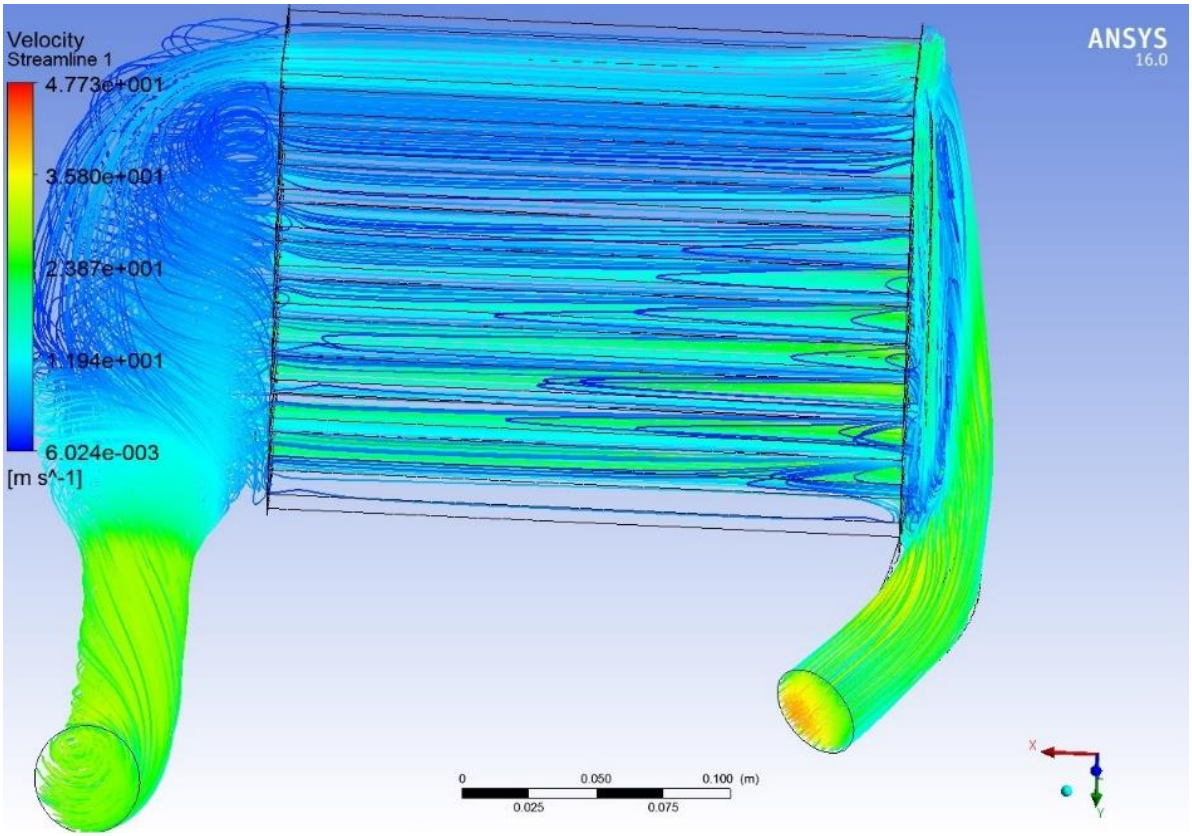


Рис. 7. Оптимизация экспериментальной модели 2

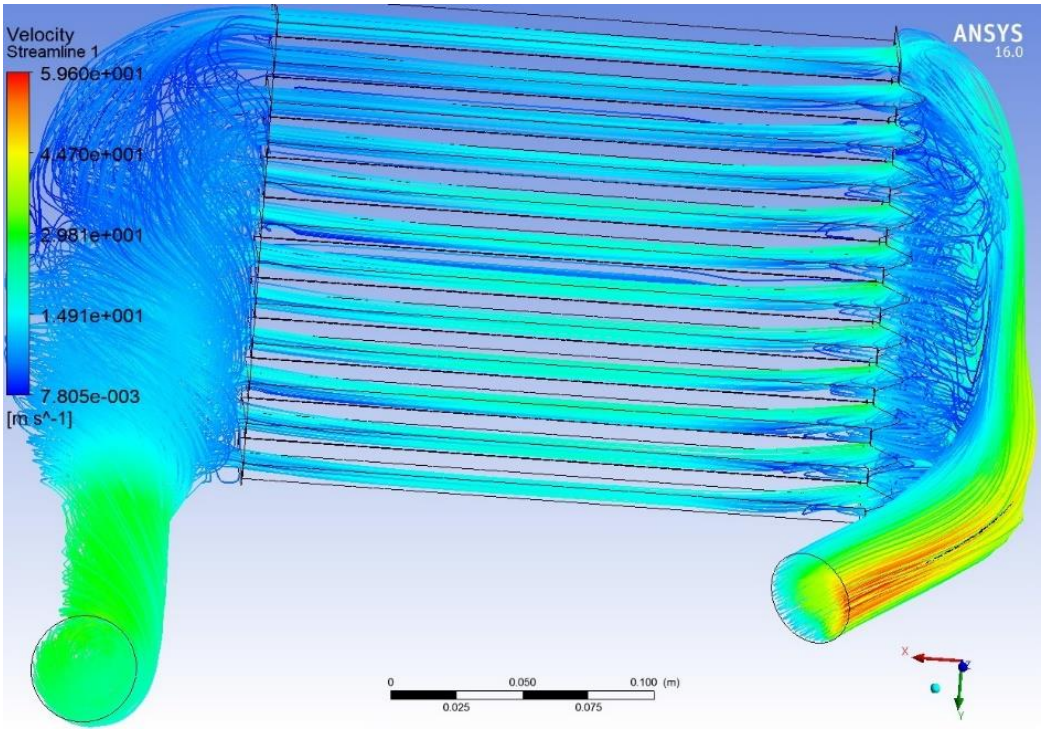


Рис. 8. Оптимизация экспериментальной модели 3

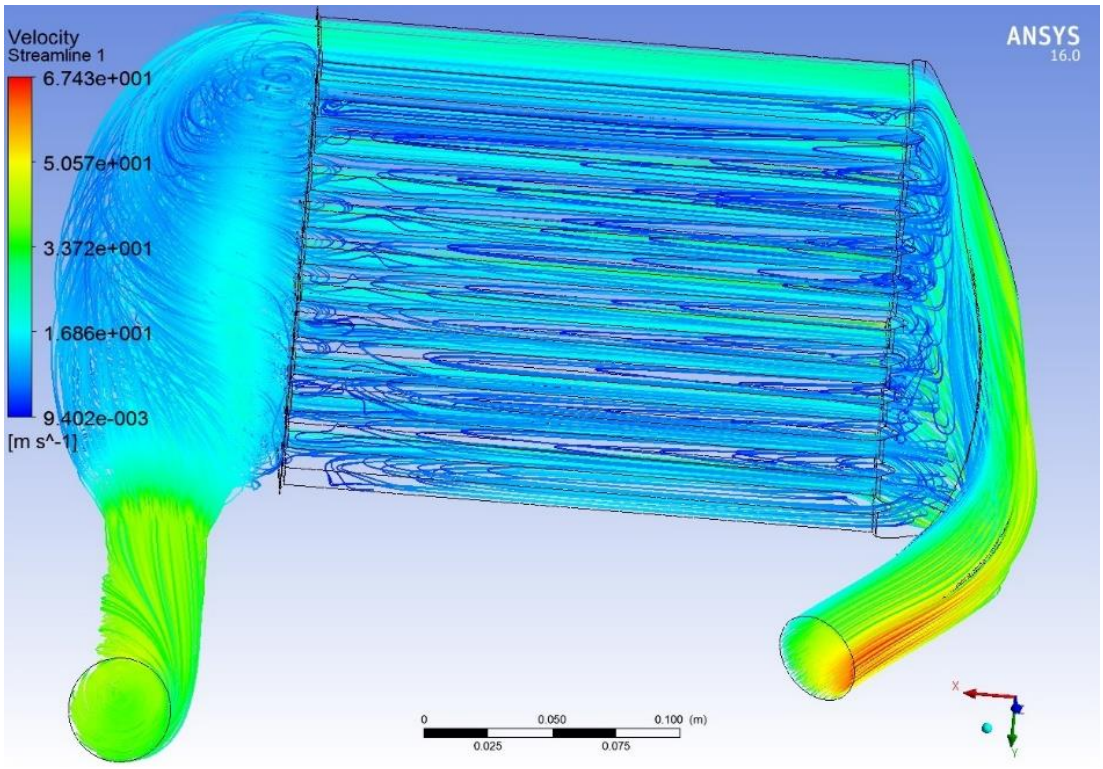


Рис. 9. Оптимизация экспериментальной модели 4

5. РАСЧЕТЫ ПО K-ε-F МОДЕЛИ

Для проверки результатов оптимизации по k-ε модели были проведены проверочные расчеты по k-ε-f модели.

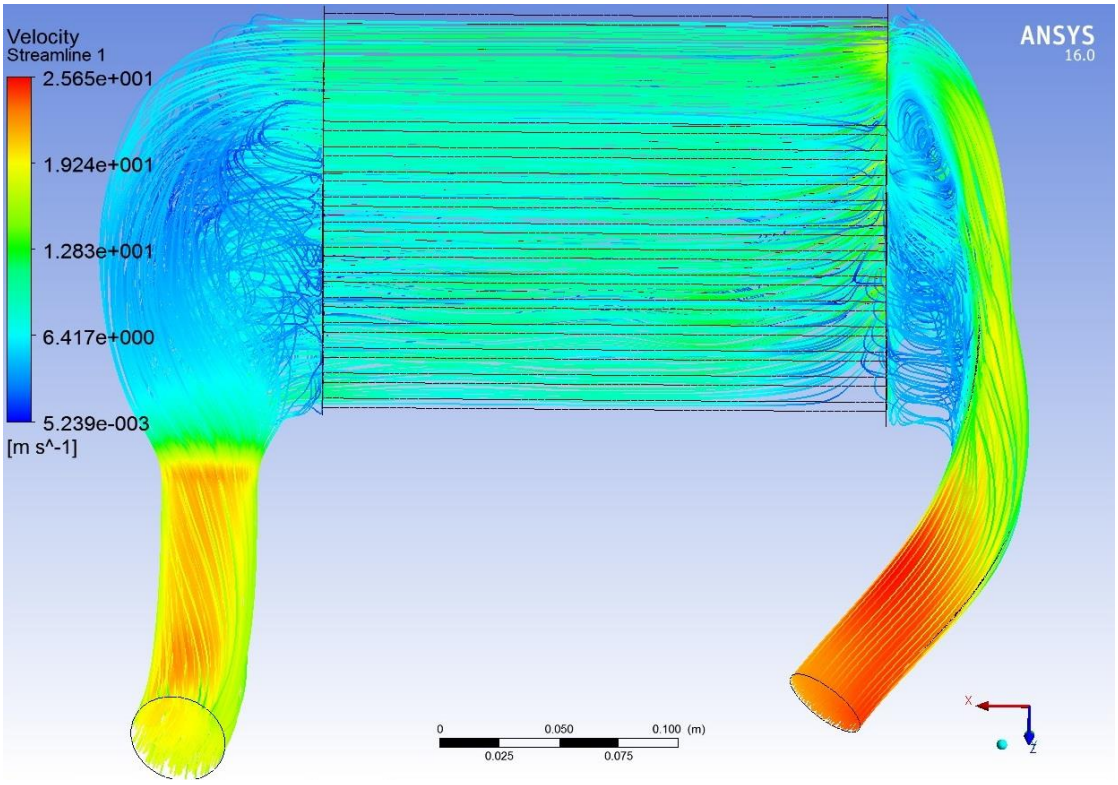


Рис. 10. Проверочная продувка по k-ε-f модели

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогам проведенной работы была спроектирована и оптимизирована впускная система для болида «Формула Студент» с существенными улучшениями основных характеристик, что позволит улучшить показатели всей силовой установки по массе и эффективности работы по таким важнейшим параметрам, как мощность, крутящий момент, расход топлива и рабочие температуры элементов моторного отсека.

Были достигнуты следующие результаты:

- снижены потери давления более чем на 30%;
- снижена масса детали более чем на 20%;
- обеспечено охлаждение от 200°C до 45°C при простое;
- обеспечен динамический наддув.

Следует отметить, что результирующая геометрия не претендует на наименьшие потери для данной задачи в целом. Вполне допускается, что в случае отсутствия академических ограничений в виде сроков выполнения проекта, ограниченных учебными планами, сроками проведения Всероссийского инженерного форума «Студенческие инженерные проекты», аттестациями по другим предметам и т.д. можно получить улучшение конечной конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учебное пособие для вузов / Р.З. Кавтарадзе. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 472 с.

2. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов / Р.З. Кавтарадзе. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.

3. Кавтарадзе, Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород / Р.З. Кавтарадзе. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 238 с.

4. Гришин, Ю.А. Новые расчетные схемы на базе метода крупных частиц для моделирования газодинамических задач / Ю.А. Гришин, В.Н. Бакулин // Доклады Академии Наук. — 2015. — Т. 465, № 5. — С. 545–548.

5. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов [и др.] — М.: «Машиностроение», 1983. — 372 с.

6. Патанкар, С. В. Численные решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах / С.В. Патанкар; пер. с англ. — М.: Изд-во МЭИ, 2003. — 312 с.

7. Fletcher, C.A.J. Computational Techniques for Fluid Dynamics. V. 2: Specific Techniques for Different Flow Categories / C.A.J. Fletcher. — Springer-Verlag, 1998. — 496 p.

8. Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads / F. Zieher [et al.] // SAE 2005 World Congress. — Detroit, 2005. — P. 12.

Дарья Владимировна Грашина
Email: daryagrashina@inbox.ru

Ольга Игоревна Челенкова
Email: lelik-1994.94@mail.ru

Екатерина Алексеевна Девесилова
Email: katya_devesilova@mail.ru

Анастасия Валерьевна Назарова
Email: nastumail@mail.ru

Южно-Уральский государственный университет (НИУ)
г. Челябинск

Разработка рулевого управления гоночного болида

Darya Vladimirovna Grashina

Olga Igorevna Chelenkova

Ekatherina Alekseevna Devesilova

Anastasia Valeryevna Nazarova

South Ural State University (NRU)
Chelyabinsk

DEVELOPMENT OF STEERING CONTROL RACING CAR

Аннотация: В статье представлены различные варианты рулевого управления и выбран самый доступный и надежный. Приведены общие требования к рулевой системы. Приведен теоретический расчет радиуса поворота. Представлен процесс изготовления рулевой рейки и ее частей.

Abstract: The article presents various options for the steering and selected the most affordable and reliable one. The article includes general requirements to the steering system, theoretical calculation of turn radius and presents the process of manufacturing the steering rack and its parts.

Ключевые слова: гоночный болид; рулевое управление; рулевой механизм; радиус поворота.

Keywords: racing car; steering; steering system; turning radius.

ВВЕДЕНИЕ

Рулевая система в автомобиле — одна из главных частей, требующая большого внимания и интереса от инженера. Данный узел нужно подбирать и настраивать индивидуально для каждого

болида, чтобы достичь наилучшего результата. Однако данная настройка требует значительных финансовых затрат. При ограниченном финансировании проекта, покупка профессиональных комплектующих затруднена, лучшим решением будет покупка и модернизация заводских серийных деталей.

Результатом является перечень инструментов, рекомендуемых для решения типовых проблем, возникающих при работе с рулевым управлением гоночных болидов.

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К РУЛЕВОЙ СИСТЕМЕ

- Обеспечение правильного изменения угла поворота колес
- Минимальный возможный радиус поворота
- Высокая надежность
- Безопасность
- Минимальный люфт рулевого колеса

2. ТИПЫ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

При проектировании были рассмотрены два возможных варианта рулевого механизма: реечного и тросового.

2.1. Тросовый рулевой механизм

Тросовой механизм широко распространен в судостроении, однако, в автомобилестроении он практически не используется из-за своих крупных размеров (бобины, натяжители и т.д.), а также вероятности обрыва троса и нанесения травм пилоту и деформации конструкции. [1]

2.2. Реечный рулевой механизм

Реечный рулевой механизм широко распространен в автомобилестроении и имеет несколько достоинств: простота конструкции, высокий КПД и равный КПД в прямом и обратном направлении, равный 0,9-0,95 [2].

2.3. Вывод

Наиболее надежной, безопасной и простой конструкцией, соответствующей всем требованием является реечный рулевой механизм.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАДИУСА ПОВОРОТА

При движении в повороте каждое колесо двухосного автомобиля движется по своей траектории, характеризуемой определенным радиусом R. Ведущее наружное (относительно центра поворота) — радиусом $R_л$, ведущее внутреннее — радиусом $R_п$ (Рис. 1) [5]. Тем самым колеса должны поворачиваться на различный угол — эта особенность называется принципом Аккермана [3].

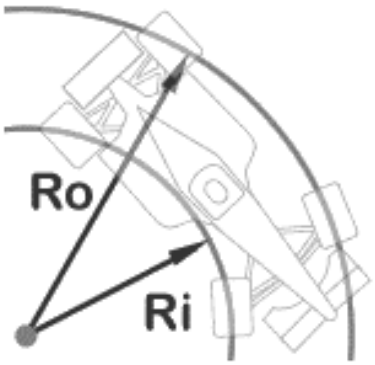


Рис. 1. Движение автомобиля в повороте

Исходя из Рис. 2, радиус можно получить из следующей формулы [8]:

$$R' = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta} \text{ (м)}$$

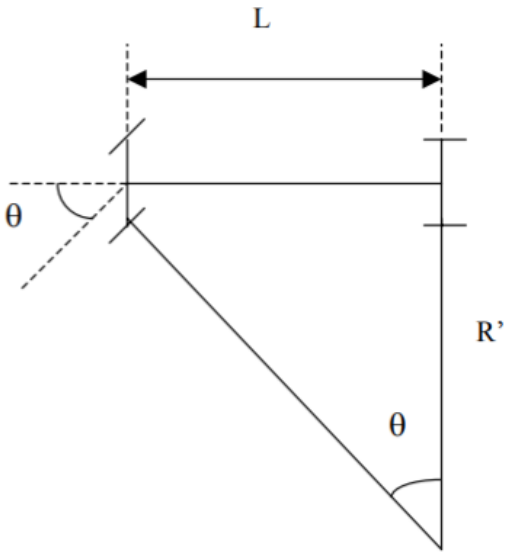


Рис. 2. Модель поворота автомобиля

Также важными аспектами для улучшения управляемости автомобиля и уменьшения радиуса поворота являются: сход, развал и кастер [6].

Угол продольного наклона (кастер) — угол между осью поворота колеса и вертикалью на виде сбоку (Рис. 3). Считается положительным, если ось наклонена назад относительно направления движения.

Развал — наклон плоскости колеса к перпендикуляру, восстановленному к плоскости дороги (Рис. 3). Если верхняя часть колеса наклонена наружу автомобиля, то угол развала положительный, а если внутрь — то отрицательный.

Рис. 3. Положения колес

Схождение — угол между продольной осью автомобиля и плоскостью, проходящей через центр шины управляемого колеса (Рис. 3). Схождение считается положительным, если плоскости вращения колес пересекаются перед автомобилем, и отрицательным, если они, наоборот, пересекаются где-то сзади. [4]

4. ВЫБОР РУЛЕВОЙ РЕЙКИ

При проектировании изначально была выбрана профессиональная рулевая рейка «zRack358».

Рис. 4. Рулевая рейка zRack358 (по центру)

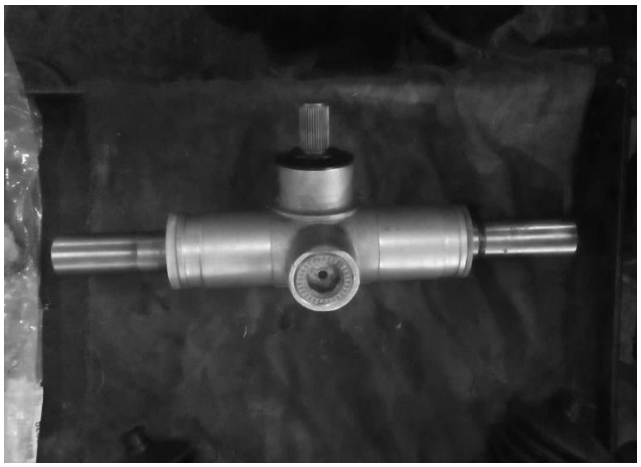


Рис. 5. Рулевая рейка ВАЗ 2108 после обрезки

Однако в связи с ограниченным финансированием проекта пришлось отказаться от покупки данной детали в пользу более дешевой (1500 руб. против 1200 $). Была выбрана стандартная рулевая рейка с прямым выходным валом для автомобиля ВАЗ 2108. Ее изначальные габариты достаточно большие для компактного гоночного болида, в связи с чем корпус реечного механизма был обрезан, что существенно снизило вес и уменьшило длину рейки [7].

4.1. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

1. Корпус был укорочен до требуемых размеров и отшлифован на токарном станке.
2. На самой рейке была отрезана половина от «незубчатой» части и приварена с другой стороны.
3. Для крепления рулевых тяг была нарезана внутренняя резьба по краям.
4. По краям были сделаны вставки из фторопласта для ограничения хода реечного механизма.

4.2. ПРОБЛЕМЫ И МОДЕРНИЗАЦИЯ

В ходе эксплуатации была выделена следующая проблема: фторопластовые вставки вылетали, вследствие этого реечный механизм выходил из заданного положения и колеса блокировались. Решением этого стало изготовление вставок в натяг, а также закрепление их путем блокировки с помощью винтов. В дальнейшем планируется модернизация зубчатой части рейки, а именно изменение количества зубцов для улучшения поворота колес и снижения количества оборотов рулевого колеса от упора до упора с 3 до 1.5.

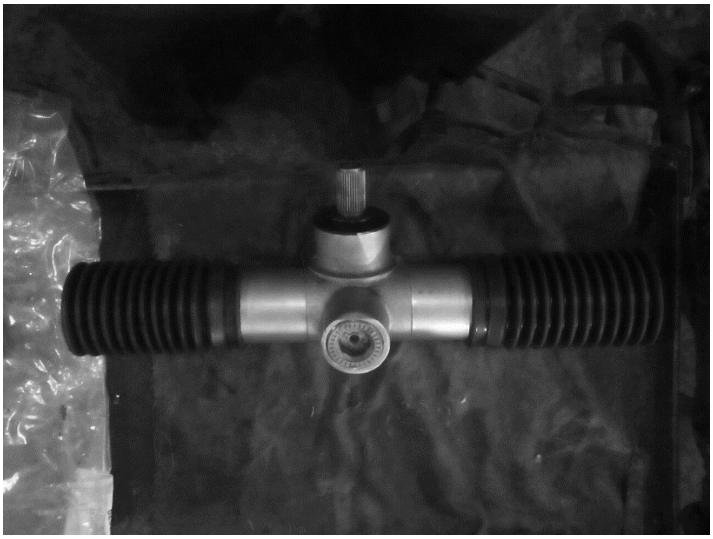


Рис. 6 Готовая рулевая рейка

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

После выбора типа рулевого механизма и проведения некоторых теоретических изысканий, рулевая рейка была изготовлена. Проведение испытаний выявило серьезный недостаток конструкции, (описанный в п. 4.2). После исправления этого недостатка гоночный болид успешно выступил на соревнованиях, других проблем, с рулевой системой выявлено не было. В дальнейшем конструкция будет модернизироваться, с целью еще большего повышения надежности и снижения массы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лысов, М.И. Рулевые управления автомобилей / М.И. Лысов. — М.: «Машиностроение», 1972. — 344 с.

2. Пикалов, В. Рулевая рейка. — URL: https://www.drive2.ru (дата обращения: 10.03.2017).

3. Ярополов, В. Принцип Аккермана в рулевом управлении. — URL: http://www.rc-auto.ru (дата обращения: 15.12.2017).

4. Воскресенский, С.К. Мистер кастер. — URL: https://www.zr.ru (дата обращения: 27.11.2017).

5. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля. / Е.А. Чудаков. М.: Государственное научно-техническое изд-во машиностроительной литературы, 1950. — 340 с.

6. Rosielle, P.C.J.N. Chassis and suspension design FSRTE02 Eindhoven, 2006. — 118 p.

7. Хамилл, Д. Подвеска и тормоза. Как построить и модифицировать спортивный автомобиль / Пер. с англ. — М.: «Легион-Автодата», 2005. — 96 с.

8. Методические указания / Ф.К. Дьяков [и др.]. — М.: Изд-во МАДИ, 2003. — 39 с.

Никита Александрович Гудков
E-mail: nikita.a.gudkov@gmail.com

Павел Глебович Михайлов
E-mail: mpg@baumanracing.ru

Павел Игоревич Киселев
E-mail: luwpster@inbox.ru

Александр Андреевич Больших
E-mail: bolshikh@baumabracing.ru

Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана
г. Москва

Исследование прочностных свойств стали DOCOL1000DP и верификация критерия прочности для конечно-элементного расчета поворотного кулака автомобиля класса «Формула студент»

Nikita Aleksandrovich Gudkov

Pavel Glebovich Mikhaylov

Pavel Igorevich Kiselev

Alexander Andreevich Bolshikh

Bauman Moscow state technical university
Moscow

INVESTIGATION OF STRENGTH PROPERTIES OF STEEL DOCOL1000DP AND VERIFICATION OF STRENGTH CRITERIA FOR FINITE ELEMENT CALCULATION OF THE FORMULA STUDENT CAR UPRIGHT

Аннотация: В данной статье рассматривается методика испытаний образцов со сварными швами из стали DOCOL1000DP для изучения прочностных параметров материала вблизи сварного шва и верификации критериев прочности в конечно-элементном расчете. После верификации критериев была проведена оптимизация поворотного кулака и дальнейший поверочный расчет.

Abstract: In this article, the method of testing samples with welded seams in steel DOCOL1000DP is examined to study the strength parameters of the material near the weld and verify the strength criteria in the finite-element calculation. After the

verification of the criteria, the upright was optimized and finite-element calculation was performed.

Ключевые слова: конечно-элементный расчет; сталь; сварной шов; поворотный кулак; оптимизация; метод конечных элементов; топологическая оптимизация; испытания.

Keywords: finite element calculation; steel; welded seam; rotary cam; optimization; finite element method; topological optimization; tests.

ВВЕДЕНИЕ

Снижение массы гоночного автомобиля является одним из основных способов улучшения динамических показателей, а также показателей управляемости болида [1, 2].

При проведении исследования, были поставлены две цели:

1. экспериментальное подтверждение работоспособности стальной сварной листовой конструкции;
2. снижение полной и неподрессоренной масс автомобиля как за счет использования процесса топологической оптимизации, так и за счет снижения количества материала, необходимого для изготовления детали.

Актуальность исследования обусловлена возможностью применения полученных результатов при проектировании как гоночного автомобиля, так и дорожного. Снижение массы деталей, изготовленных из высокопрочных свариваемых сталей, позволит уменьшить количество материала, используемого при производстве и, как следствие, стоимости его обработки. В частности, исследование позволяет оценить возможность применения стали DOCOL1000DP при создании элементов различных автомобилей.

В данной статье рассматривается применение перечисленных решений для производства поворотных кулаков гоночного болида, представляющих собой сварные конструкции из листовой стали с применением гибки.

1. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Ввиду сложности приобретения высокопрочных свариваемых сталей российского производства в малых объемах, было принято решение о приобретении для описанных целей стали марки

DOCOL1000DP, аналогичной по заявленным характеристикам стали 10ХСНД.

По заявлению производителя, сталь DOCOL1000DP не требует дополнительной термической обработки, а также является свариваемой. Сталь обладает следующими механическими характеристиками:

- $б_{0,2}$ = 700–950 МПа
- бв = 1000–1200 МПа
- δ% = 5 %
- G = 210 Гпа

Для подтверждения заявленных характеристик были изготовлены опытные образцы с применением аргонно-дуговой сварки. Форма плоского образца была выбрана в соответствии с ГОСТ 1497-84 и представлена на Рис. 1.

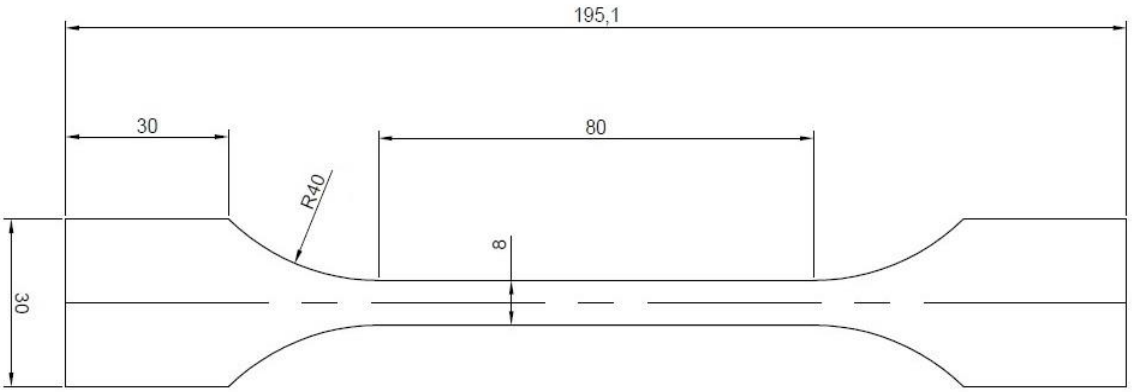


Рис. 1. Чертеж опытного образца

Испытания проводятся при стандартных условиях: со скоростью 10 мм/мин до разрушения образца. Схема нагружения представлена на Рис. 2.

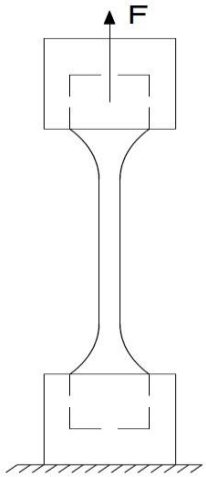


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

Нижний захват неподвижен, верхний же растягивает образец. Для испытаний была использована универсальная машина Zwick/Roell Allround Z100. Она позволяет проводить статические испытания на изгиб, растяжение и сжатие, развивая усилие до 100кН. Для удержания образцов используются специальные клиновые захваты, сила сжатия которых пропорционально увеличивается с нормальной растягивающим усилием. С машиной поставляется специальное ПО TestXpert, позволяющее наиболее полно раскрыть ее потенциал (Рис. 3).

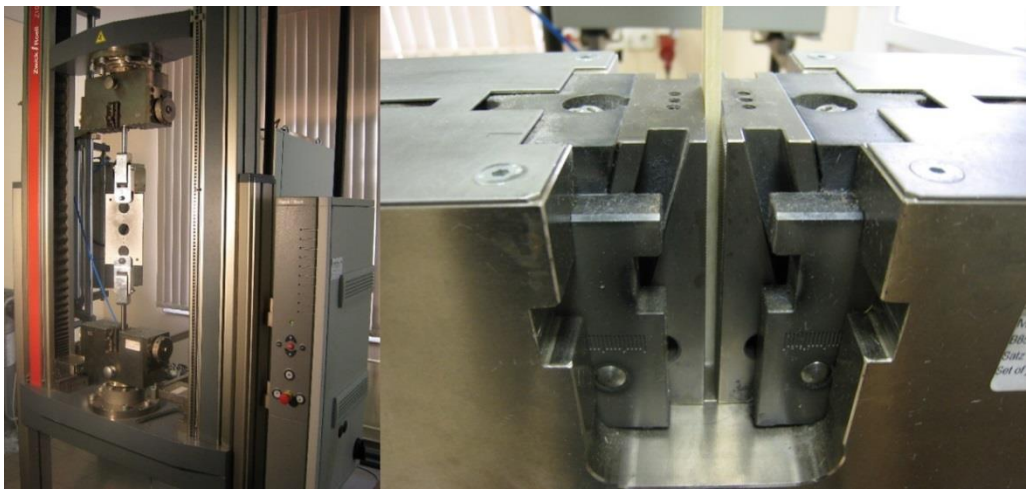


Рис. 3. Экспериментальная установка

Были испытаны 8 образцов: два с двумя сварными швами на расстоянии 15 и 30 мм друг от друга, два с одним швом, выполненным с использованием стандартного присадка и два —

с нержавеющим. Также для верификации данных производителя и полученных результатов были испытаны два контрольных образца (Рис. 4).

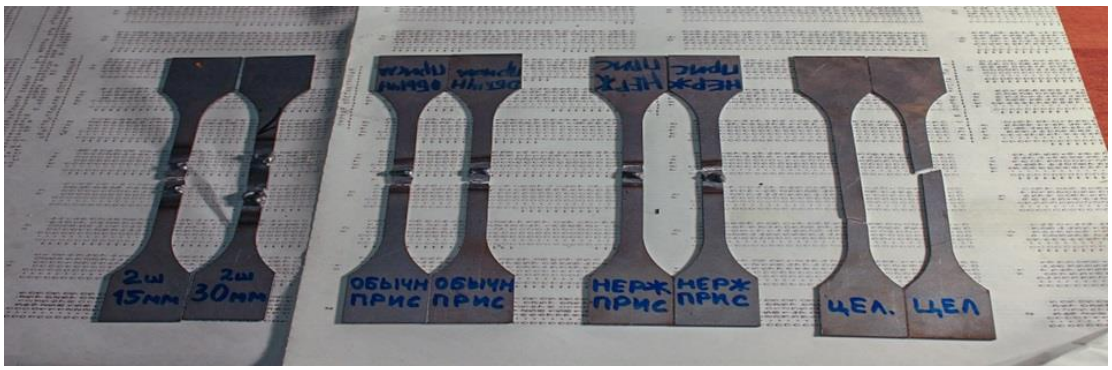


Рис. 4. Испытанные образцы

В Таблицах 1–8 и на Рис. 5–13 представлены результаты испытаний.

Таблица 1

Результаты испытаний 2 ШВА 15 мм

МАКС. СИЛА	5 132,90	Н
МАКС. УДЛИН.	2,50	мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,00	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	641,61	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	1,86	%

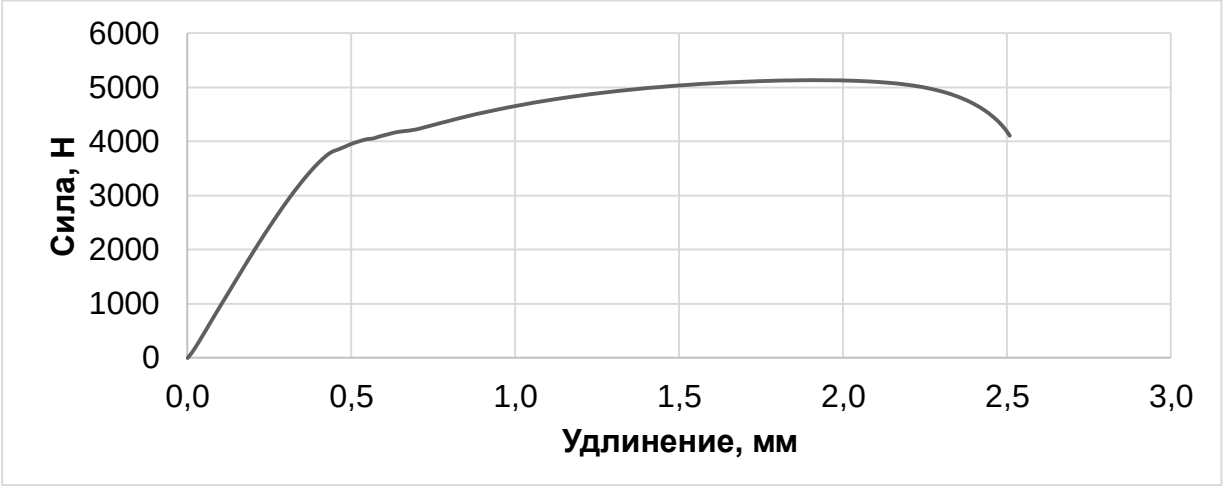


Рис. 5. Зависимость силы от удлинения образца 2 ШВА 15 мм

Таблица 2

Результаты испытаний 2 ШВА 30 мм

МАКС. СИЛА	4 845,47	Н
МАКС. УДЛИН.	1,86	мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,00	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	605,68	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	1,38	%

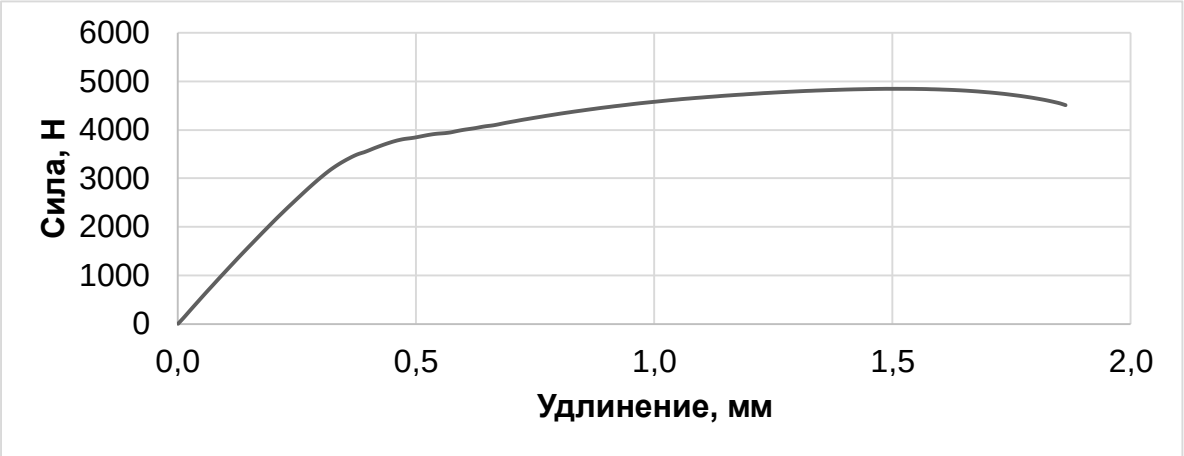


Рис. 6. Зависимость силы от удлинения образца 2 ШВА 30 мм

Таблица 3

Результаты испытаний обычных присадок (1)

МАКС. СИЛА	5 940,63	Н
МАКС. УДЛИН.	2,07	Мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,00	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	742,57	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	1,53	%

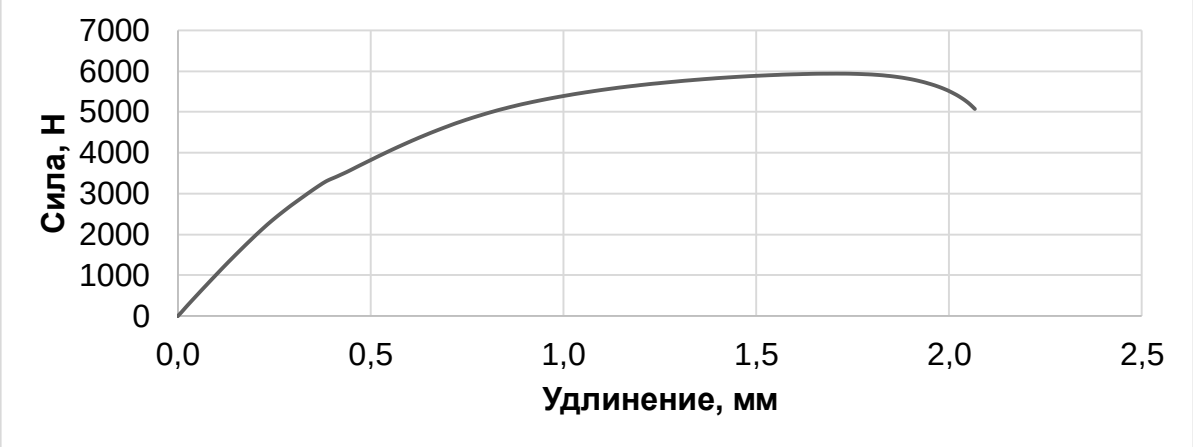


Рис. 7. Зависимость силы от удлинения образца обычных присадок (1)

Таблица 4

Результаты испытаний обычных присадок (2)

МАКС. СИЛА	5 877,38	Н
МАКС. УДЛИН.	2,09	мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,00	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	734,67	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	1,54	%

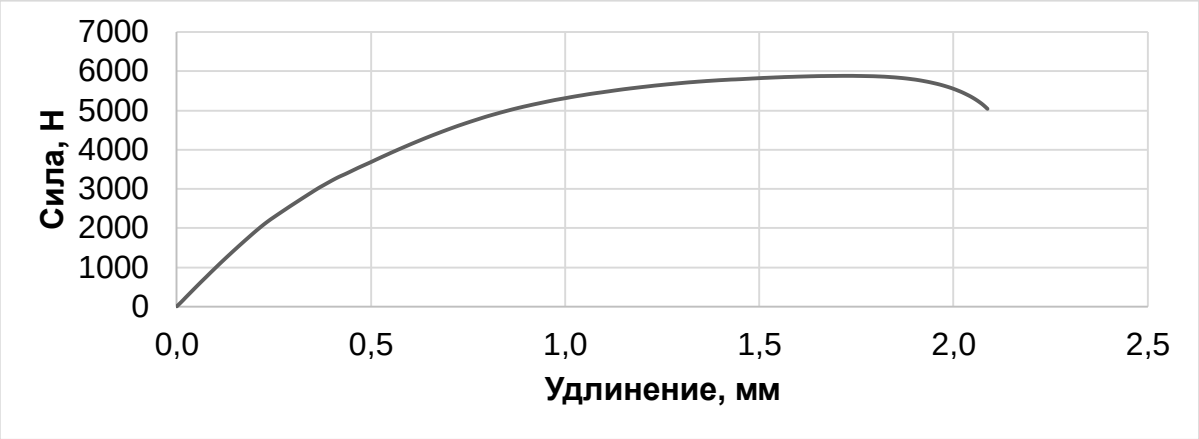


Рис. 8. Зависимость силы от удлинения образца обычных присадок (2)

Таблица 5

Результаты испытаний нержавеющих присадок (1)

МАКС. СИЛА	6 187,24	Н
МАКС. УДЛИН.	1,86	мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,000	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	773,40	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	1,38	%

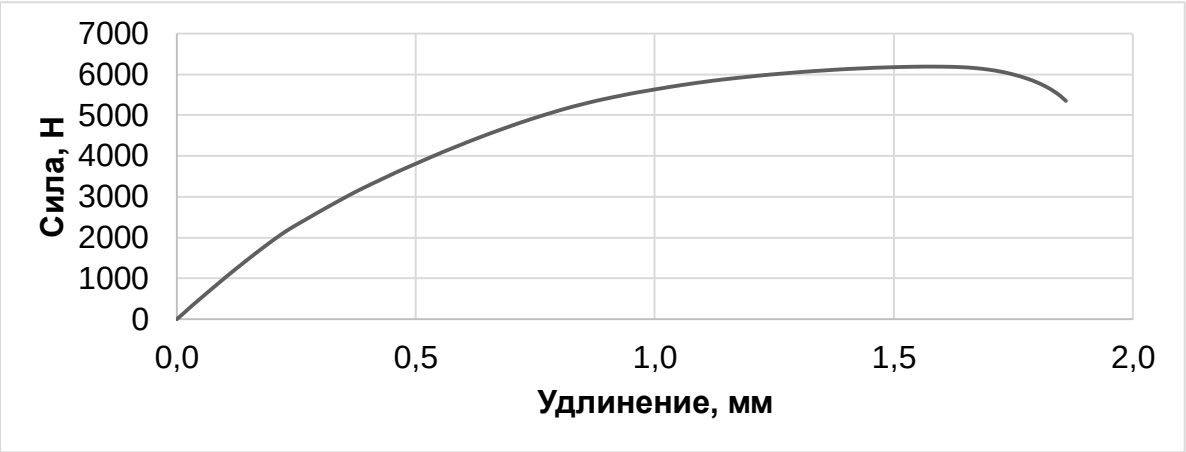


Рис. 9. Зависимость силы от удлинения образца нержавеющих присадок (1)

Таблица 6

Результаты испытаний нержавеющих присадок (2)

МАКС. СИЛА	5 376,87	Н
МАКС. УДЛИН.	1,73	Мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,000	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	672,11	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	1,28	%

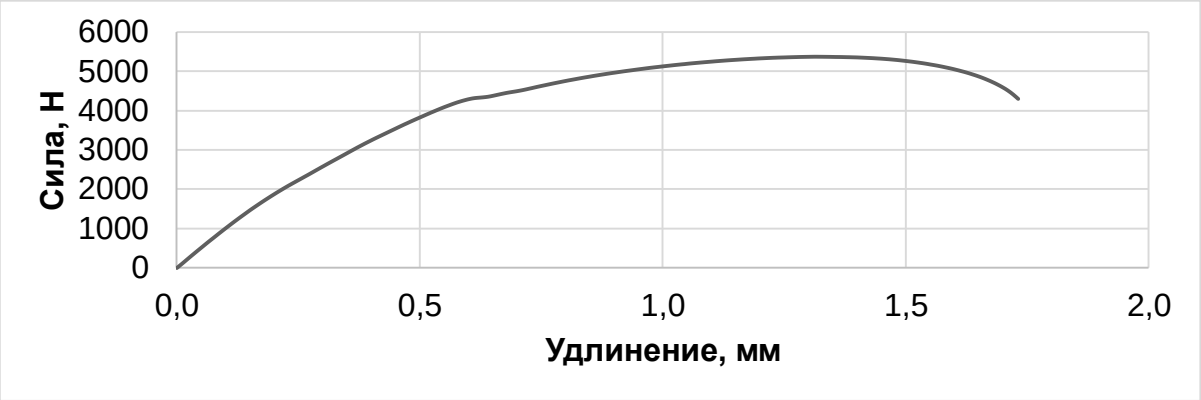


Рис. 10. Зависимость силы от удлинения образца нержавеющих присадок (2)

Таблица 7

Результаты испытаний контрольный образец (1)

МАКС. СИЛА	8 421,54	Н
МАКС. УДЛИН.	8,44	мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,000	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	1 052,69	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	6,25	%

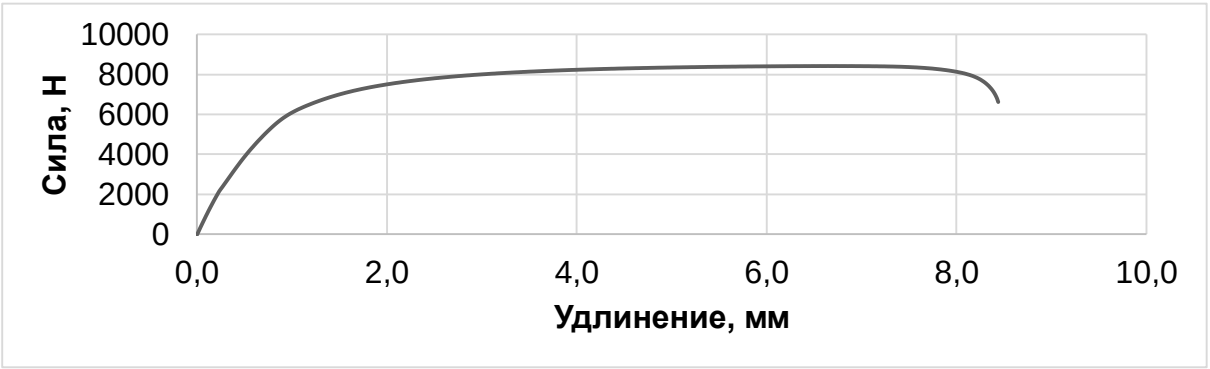


Рис. 11. Зависимость силы от удлинения контрольного образца (1)

Таблица 8

Результаты испытаний контрольный образец (1)

МАКС. СИЛА	8 421,54	Н
МАКС. УДЛИН.	8,44	мм
ПЛОЩАДЬ СЕЧ-Я	8,000	мм^2
ПРЕДЕЛ ПРОЧНОСТИ	1 052,69	Мпа
УДЛИНЕНИЕ	6,25	%

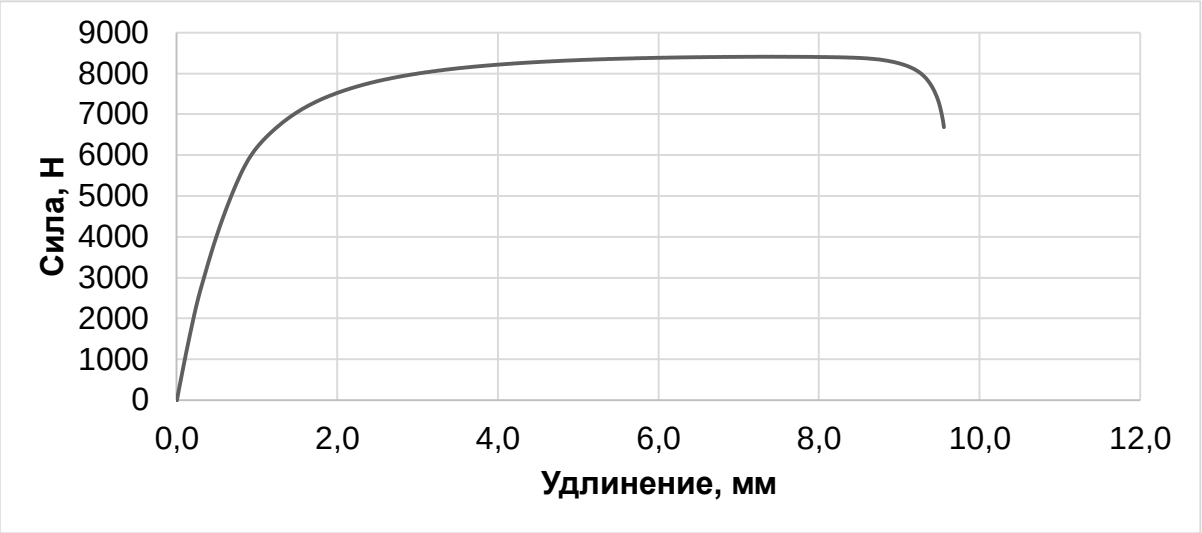


Рис. 12. Зависимость силы от удлинения контрольного образца (2)

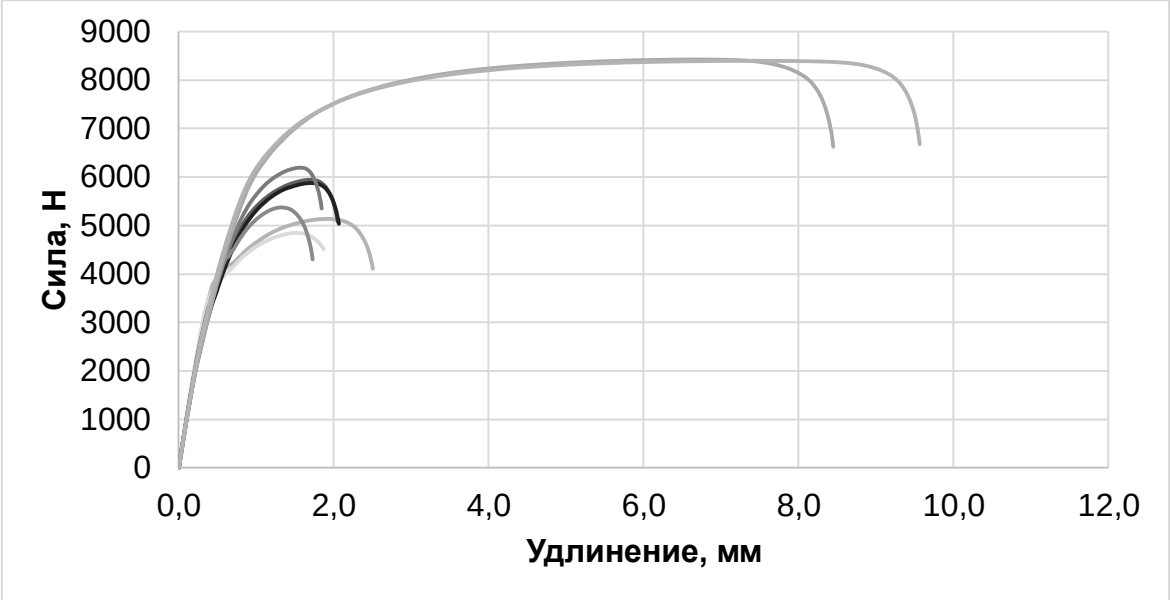


Рис. 13. Результаты испытаний

Полученные данные позволяют сделать вывод, что характеристики, предоставленные производителем, достоверны,

погрешность эксперимента небольшая и причиной такого разброса прочностных характеристик являются изменения в микроструктуре стали в результате «термообработки» во время сварки. Успешная верификация данных производителя, а также экспериментально установленные характеристики стали после сварки позволили перейти к конечно-элементным расчетам.

Определение нагрузочных режимов для расчетов поворотных кулаков описано в [3].

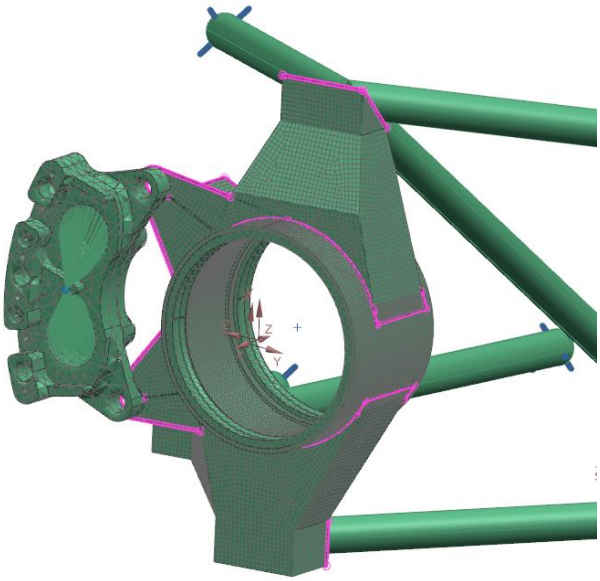


Рис. 14. Предварительная КЭМ

Для проведения топологической оптимизации [4] была построена предварительная конечно-элементная модель (далее — КЭМ), представленная на Рис. 14. Целевой функцией для оптимизации является минимизация энергии деформации, ограничением является сохранение 0,3 от изначального объема. Значение 0,3 подбиралось итеративно, исходя из условий прочности получаемой конструкции.

Затем была проведена топологическая оптимизация предварительной КЭМ. Результат оптимизации представлен на Рис. 15.

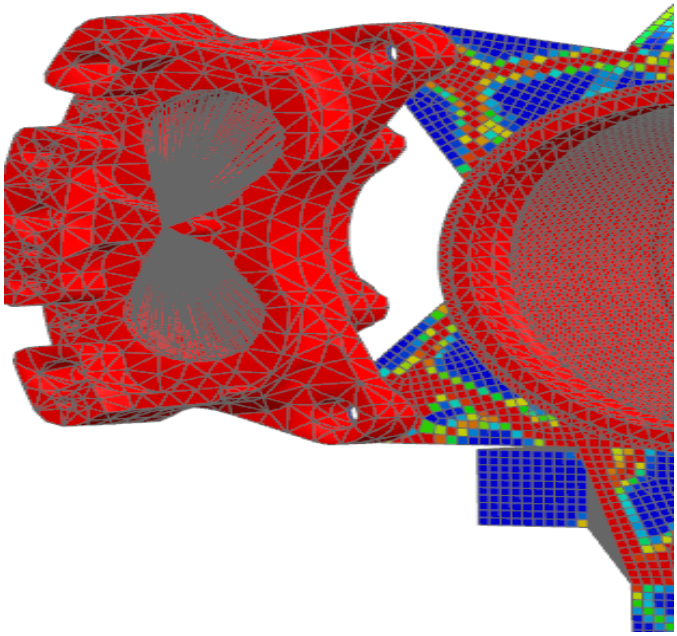


Рис. 15. Результат топологической оптимизации

После проведения топологической оптимизации была проведена интерпретация результатов и построена твердотельная модель, пригодная к производству. Также были проведены поверочные расчеты разработанной конструкции, подтверждающие ее работоспособность (Рис. 16).

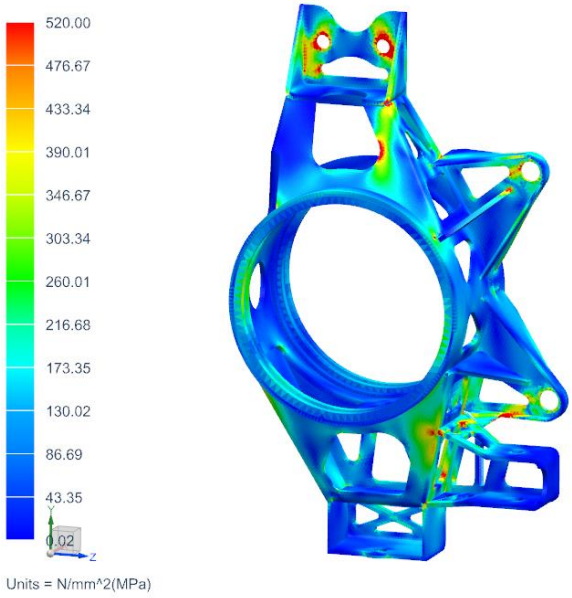


Рис. 16. Результаты поверочного расчета для нагрузочного режима «Торможение в повороте»

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Масса полученной стальной листовой сварной конструкции составила 571 г, что на 131 г, или 19 %, легче аналогичной детали, выполненной по той же технологии из стали 20. Таким образом, можно сделать вывод о целесообразности применения данного подхода при конструировании облегченных элементов автомобилей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев [и др.]; под ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 432 с.

2. Milliken, W.F. Race car vehicle dynamics / W.F. Milliken, D.L. Milliken. — Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995. — 400 p.

3. Гудков, Н.А. Уточнение нагрузочных режимов для расчетов на прочность на примере гоночных болидов Bauman Racing Team / Н.А. Гудков, П.Г. Михайлов // Сборник трудов V всероссийской конференции «Студенческие инженерные проекты» / Под ред. Л.Л. Зиманова. — М.: Изд-во МАДИ, 2017. — С. 76–91.

4. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ / П.С. Гончаров [и др.]. — М.: «ДМК Пресс», 2012. — 504 с.

Илья Сергеевич Калинкин
E-mail: rokkill99@gmail.com

Руслан Булатович Нубаев
E-mail: nubaevruslan@gmail.com

Лидия Владимировна Устюгова
E-mail: ustygovalidia@gmail.com

Тюменский индустриальный университет
г. Тюмень

Индикаторная лента тахометра

Ilya Sergeevich Kalinkin

Ruslan Bulatovich Nubaev

Lidia Vladimirovna Ustygova

Tyumen industrial University
Tyumen

INDICATOR TAPE OF THE TACHOMETER

Аннотация: Автором предложен альтернативный вариант тахометра. Как известно, в условиях гонок крайне важно своевременно и точно определить количество оборотов двигателя, что в большей мере влияет на результат соревнования. В статье описана технология разработки электронной схемы и сборка рабочего прототипа.

Abstract: The author suggests an alternative version of the tachometer. As is known in racing, precise determination of engines RPMs affects competition results. The article describes whole process and technology of production, from creating electrical scheme to assembling completed system.

Ключевые слова: тахометр; гоночный болид; электротехника; микроконтроллер.

Keywords: tachometer; racing car; electrical engineering; microcontroller.

ВВЕДЕНИЕ

Тахометр является важной частью любого автомобиля. Для пилота гоночного автомобиля он имеет особое значение. Опытный водитель может определить момент, когда необходимо переключить передачу, по поведению автомобиля, звуку двигателя. Но в условиях соревнований, частых поворотов, ускорений и торможений, когда звук мотора заглушается звуком моторов соперников, пилоту

необходимо видеть обороты двигателя своими глазами. Это поможет переключать передачи в нужный момент и полноценно сконцентрироваться на прохождении трассы.

Целью данной работы является разработка альтернативного тахометра для гоночного болида команды NEFTEGAZ Engineering с необходимыми параметрами.

1. СБОР И АНАЛИЗ ИНФОРМАЦИИ

1.1. Датчик положения коленчатого вала

Одним из условий было то, что устройство должно работать от стандартного датчика положения коленчатого вала.

В болидах команды NEFTEGAZ Engineering используется двигатель от мотоцикла Honda CBR600RR. В данном двигателе используется индукционный ДПКВ — датчик положения коленчатого вала.

Датчик представляет собой магнитный сердечник с расположенной вокруг него обмоткой. Электрический импульс в обмотке датчика формируется в момент изменения магнитного потока, пересекающего обмотку датчика, в результате взаимодействия магнитного поля датчика с магнитным материалом диска синхронизации [1].

ДПКВ относится к датчикам генераторного типа. Принцип действия индукционных датчиков основан на явлении электромагнитной индукции. Выходным сигналом индукционных датчиков является ЭДС, которая пропорциональна скорости изменения магнитного потока, пронизывающего витки катушки. Это изменение происходит за счет перемещения катушки в постоянном магнитном поле. В связи с этим, выходной сигнал можно представить на графике (Рис. 1.).

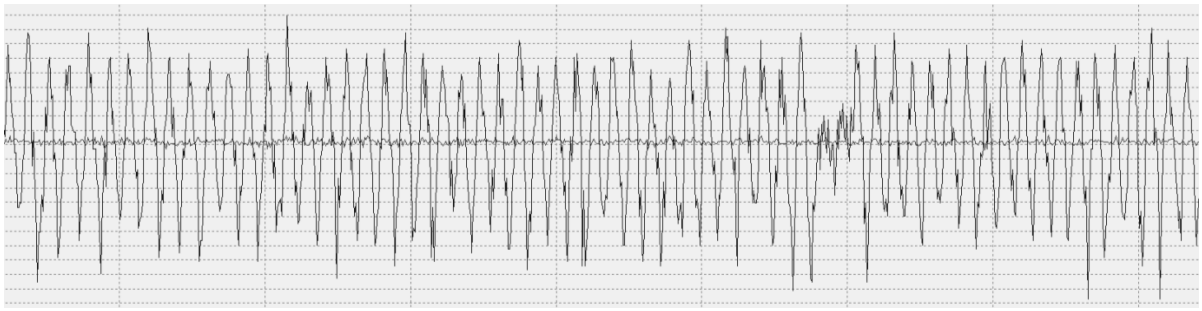


Рис. 1. График выходного сигнала ДПКВ (частотная модуляция)

Т.к. планируется использовать микроконтроллер Arduino, необходимо иметь сигнал следующего вида (Рис. 2) [2].

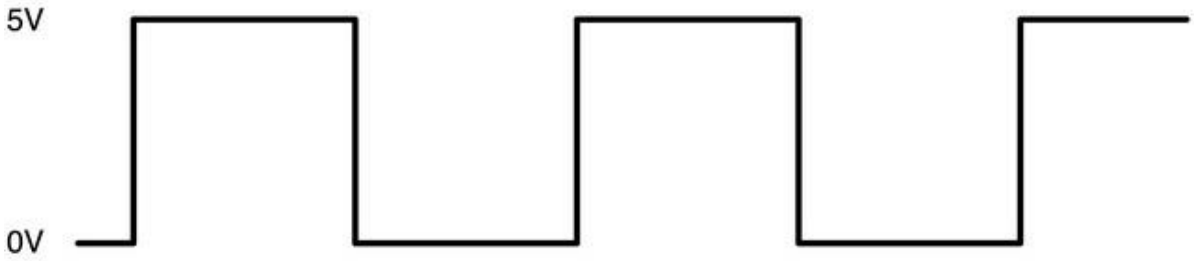


Рис. 2. Импульсная модуляция

Для преобразования сигнала нужно специальное устройство — формирователь импульсов. Его принципиальная схема показана на Рис. 3.

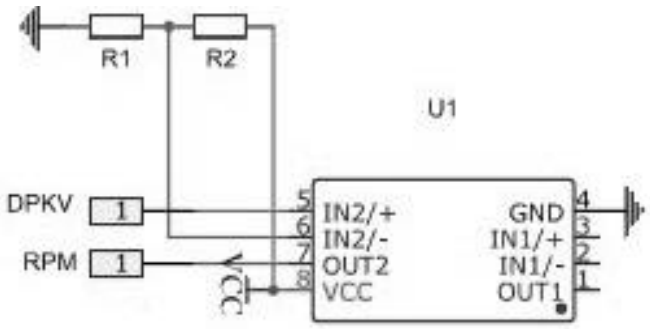


Рис. 3. Схема формирователя импульсов

Датчик расположен рядом с задающим диском коленчатого вала и имеет 12 зубьев (Рис. 4).

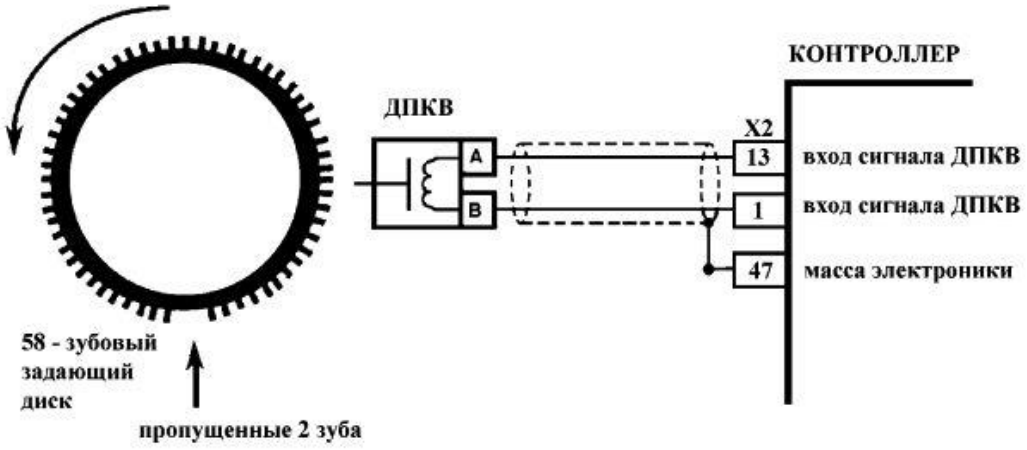


Рис. 4. Связка индукционного ДКПВ с 58-зубовым задающим диском

2.2. Мощностная характеристика двигателя

Двигатели внутреннего сгорания развивают свою максимальную мощность и максимальный крутящий момент лишь в узком диапазоне оборотов.

Рассмотрим графики на Рис. 5.

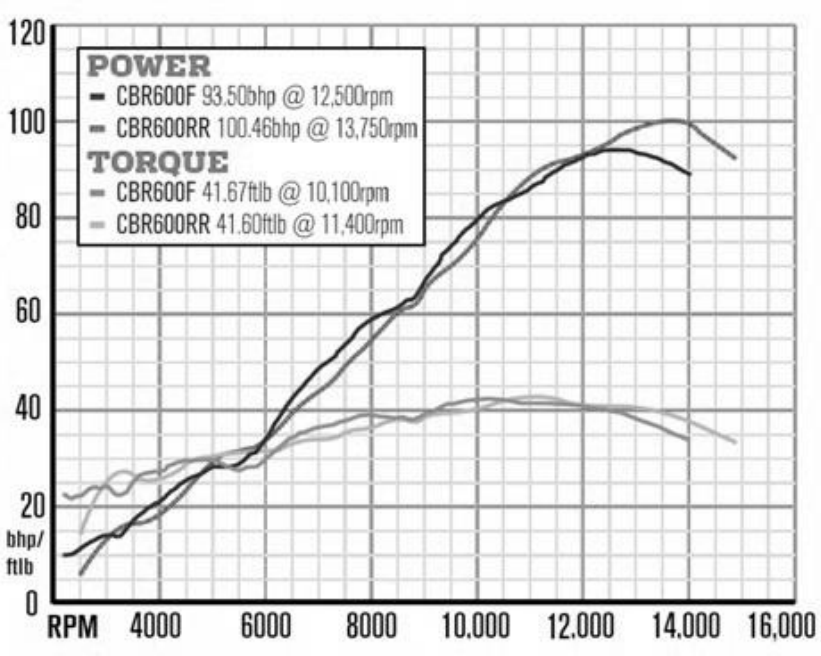


Рис. 5. Сравнение мощностных характеристик двигателей Honda CBR600RR и Honda CBR600F

Как видно из графиков, максимальную мощность двигатель Honda CBR600RR развивает в районе 13750 оборотов, а

максимальный крутящий момент в районе 11400 оборотов. Это необходимо учитывать при дальнейшей настройке устройства.

2.3. Размер и расположение платы

Было решено разместить тахометр в верхней части рулевого колеса, т.к. этот участок всегда виден пилоту. Такое расположение сразу же ограничивает размеры печатной платы.

Точные размеры стали известны на стадии проектирования рулевого колеса. Под тахометр была спроектирована ниша, размерами 102x18x32 мм (Рис. 6).

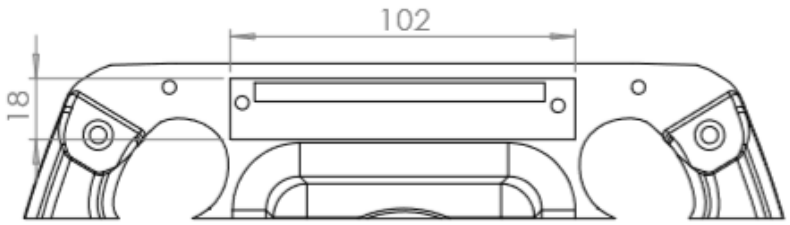


Рис. 6. Верхняя часть руля. Вид сзади

2.4. Отображение информации

Были продуманы несколько способов отображения данных о количестве оборотов двигателя, среди которых:

- аналоговый со стрелкой;
- цифровой с выводом на пятиразрядный семисегментный индикатор;
- TFT-дисплей или дисплей на органических диодах;
- индикаторная лента.

Наиболее удачным вариантом является индикаторная лента, поскольку ее габариты больше подходят для поставленной задачи, а пилоту в таком виде проще воспринимать информацию.

2. ПОДБОР ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЫ И РАЗРАБОТКА СХЕМЫ

Продумав схему устройства, было решено использовать 14 SMD-светодиодов типоразмера 5050 трех разных цветов. Они расположены блоками по 7 штук. Блоки соединены параллельно,

светодиоды загораются поочередно от краев к центру в зависимости от количества оборотов.

Управляет работой устройства микроконтроллер Arduino. Из-за особенностей рулевого колеса, микроконтроллер предполагается устанавливать в его центре.

В связи с этим, появится большое количество проводов. Решить эту проблему можно с помощью сдвигового регистра. Соединяясь с микроконтроллером по шине, состоящей из трех проводов, он способен управлять восьмью светодиодами (при использовании каскада можно множить выводы на число, кратное 8).

В процессе разработки была выявлена новая проблема — нехватка питания для светодиодов. Каждый светодиод потребляют ток, равный 20 мА. Соответственно, 14 светодиодов потребляют ток, равный 280 мА. Суммарный ток, который способен пропустить сдвиговый регистр, составляет 70 мА.

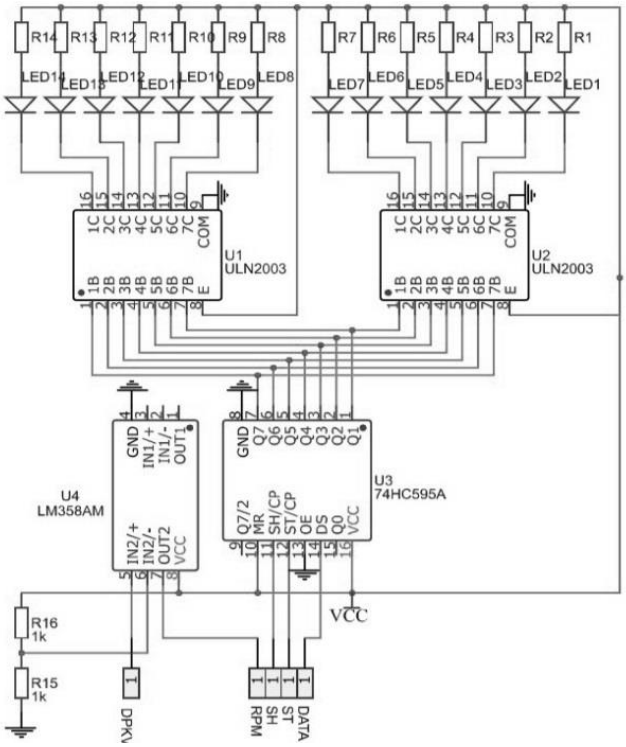


Рис. 7. Принципиальная схема устройства

Выходом является использование транзисторов. Однако на плате столь малых размеров невозможно разместить даже семь маломощных транзисторов, поэтому было решено использовать сборку мощных транзисторов Дарлингтона в SMD-корпусе SOIC-16.

Такое решение позволяет сэкономить место на печатной плате и повысить надежность устройства в целом. Разработанная схема показана на Рис. 7.

После этого была спроектирована печатная плата — двухслойная, для поверхностного монтажа, размером 100x17.5x1.5 мм. С установленными элементами толщина увеличивается до 3.47 мм. Для более надежного крепления разработаны пластиковые проставки (Рис. 8, 9).

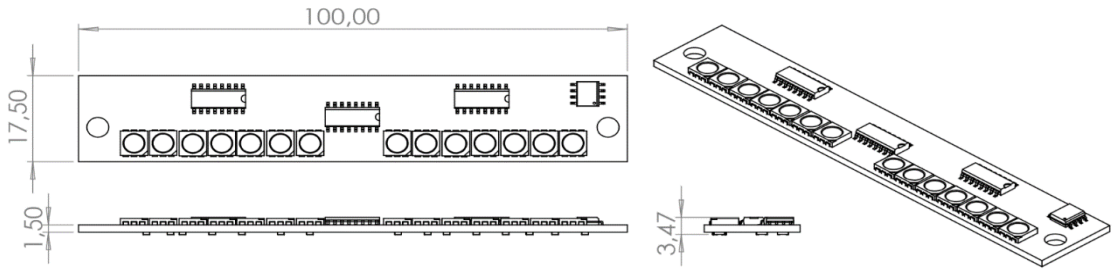


Рис. 8. Чертеж платы с размерами

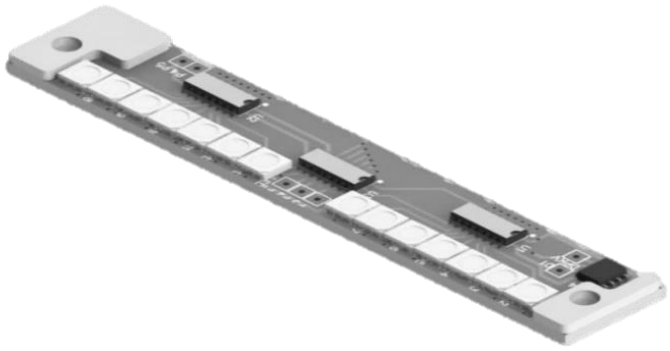


Рис. 9. 3D-модель платы с пластиковыми проставками

3. СОЗДАНИЕ МАКЕТА

Чтобы протестировать работоспособность схемы, был изготовлен макет устройства.

План работ при создании макета:

- изготовление печатной платы с помощью ЛУТ (лазерно-утюжной технологии);
- сборка устройства из компонентов;

- подключение к микроконтроллеру;
- написание кода для микроконтроллера.

Устройство было протестировано на блоке двигателя с установленным коленчатым валом и ДПКВ. Вал приводился в движение специальным устройством.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в рамках данной работы был разработан альтернативный тахометр для гоночного болида команды NEFTEGAZ Engineering с необходимыми параметрами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основы конструкции современного автомобиля / А.М. Иванов [и др.]; под ред. М. Бирюкова [и др.] — М.: «За рулем», 2012.

2. Программирование Ардуино. Аппаратная платформа Arduino. — URL: http://arduino.ru/Reference (дата обращения: 20.11.2017).

Камалутдинов Ришат Рафаилович
Email: Limbergak@yandex.ru

Ветошкин Юрий Александрович
Email: Yuridrivet@gmail.com

Нубаев Руслан Булатович
Email: nubaevruslan@gmail.com

Тюменский индустриальный университет
г. Тюмень

Электромагнитный датчик уровня топлива

Kamalutdinov Rishat Rafailovich

Vetoshkin Yuri Aleksandrovich

Nubaev Ruslan Bulatovich

Tyumen industrial University
Tyumen

ELECTROMAGNETIC FUEL LEVEL SENSOR

Аннотация: Данная статья посвящена разработке датчика уровня топлива, основанного на использовании герконов. Подобное решение позволяет упростить конструкцию измерительного прибора. Результатом работы датчика является предоставление пилоту информации о запасе хода и остаточном объеме топлива.

Abstract: This article is devoted to the development of a fuel level sensor which based on reed switches. Such a solution simplifies the construction of the measuring device. In the result sensor is to provide the pilot with information about the power reserve and the residual volume of the fuel.

Ключевые слова: герметизированный контакт (геркон); датчик уровня топлива (ДУТ); микроконтроллер (МК).

Keywords: reed switch; fuel level sensor; microcontroller.

ВВЕДЕНИЕ

Перед авторами стояла задача разработки датчика уровня топлива (ДУТ), основанного на использовании герметизированных контактов (герконов). На данный момент ДУТ поплавкового типа, зачастую использующиеся в автомобилестроении, имеют определенные недостатки, особенно ярко выраженные при использовании в болидах класса «Формула Студент». В нашем

случае, при использовании ДУТ подобного типа активное движение жидкости в топливном баке приводит к большой погрешности измерений.

1. СТРОЕНИЕ ДАТЧИКА УРОВНЯ ТОПЛИВА

1.1 Электрическая часть

В качестве решения проблемы используются вертикально расположенные герконы в центральной части топливного бака. Геркон представляет собой электромеханическое устройство, которое замыкает электрическую цепь при воздействии магнитного поля [1]. Принцип действия герконов основан на использовании сил взаимодействия, возникающих в магнитном поле между ферромагнитными телами. При этом силы вызывают деформацию и перемещение ферромагнитных токопроводов электронов [2].

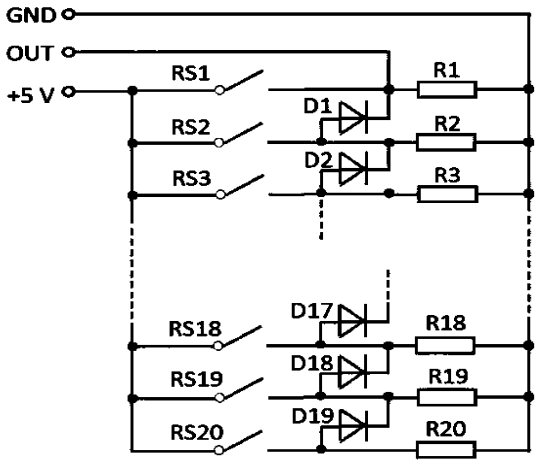


Рис. 1. Принципиальная схема ДУТ: Rn — резистор; Dn — диод; RSn — геркон

В ходе работы было предложено несколько принципиальных схем, две из которых подробно рассмотрены далее. Каждый вариант схемы имеет 20 герконов и питание 5 вольт.

В первой схеме (Рис. 1*)* каждый геркон соединен с резистором, номиналы которых одинаковы. Между электрическими ветвями располагаются диоды. Они установлены так, чтобы пропускать ток в направлении первой пары геркон–резистор, с которой информационный сигнал поступает на МК. В качестве МК используется платформа Arduino Nano.

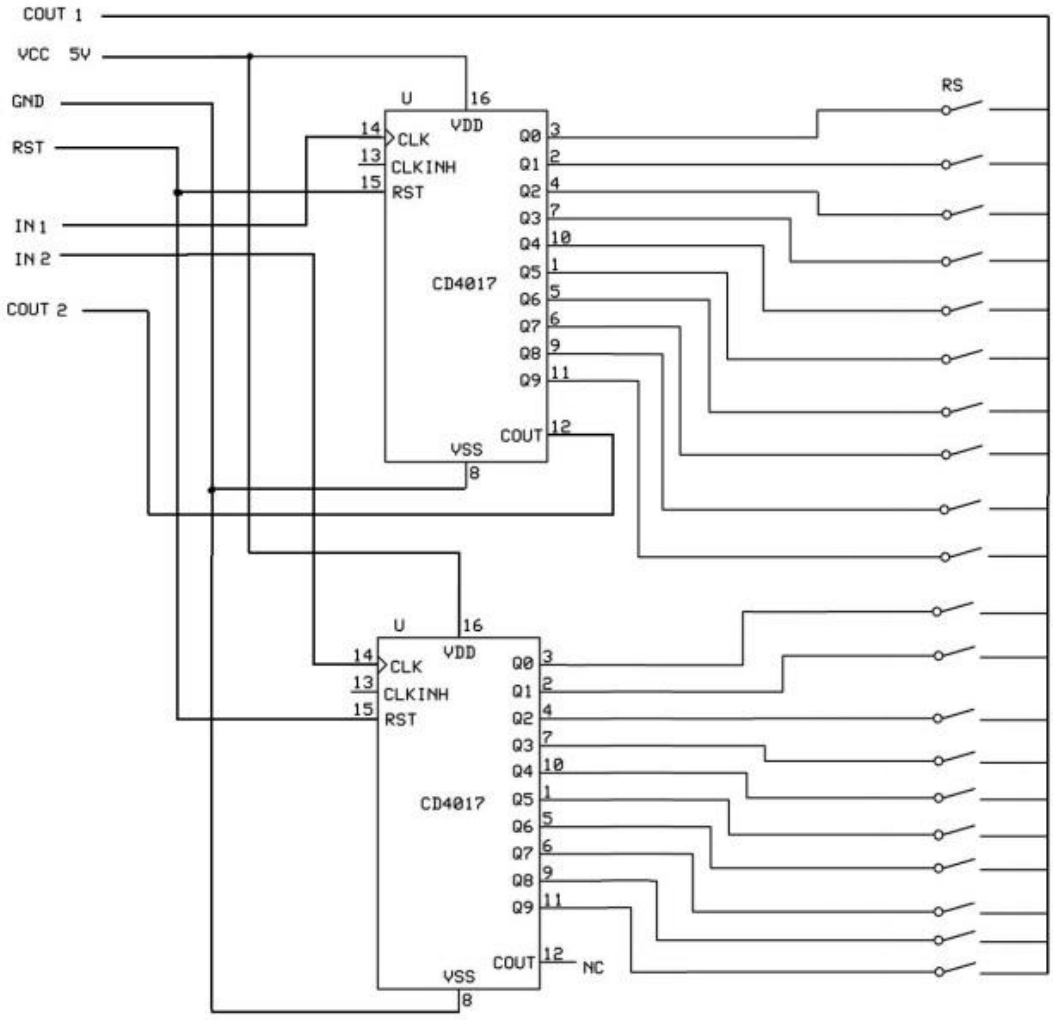


Рис. 2. Принципиальная схема ДУТ со счетчиками: RS — геркон; CD4017 — десятичный счетчик

Во втором варианте схемы (Рис. 2) используются два десятичных счетчика, выводы которых соединены с герконами. Входные сигнал IN1 и IN2, поступающие от МК, заставляют их проверять свои выводы на наличие сигнала. После проверки всех выводов первого счетчика, о чем сообщает выходной сигнал COUT2, начинает работать второй счетчик. Это позволяет быстро снять показания ДУТ, не подавая 100 входящих импульсов на первый счетчик.

Авторами была выбрана первая схема, так как ее исполнение имеет наименьший размер и, соответственно, вес.

1.2. Корпус

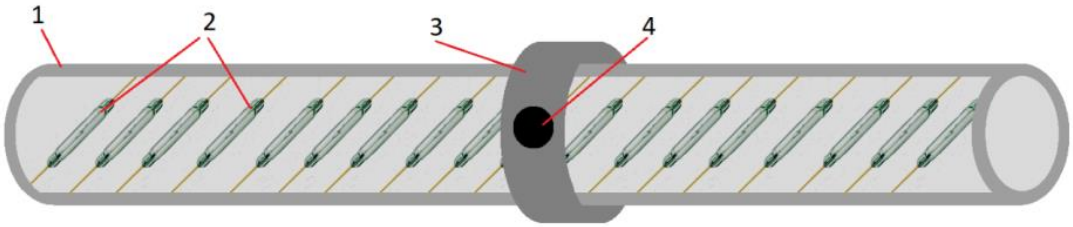


Рис. 3. Общий вид ДУТ: 1 — алюминиевый корпус; 2 — герконы; 3 — поплавок; 4 — магнит

Корпус ДУТ представляет собой полую цилиндрическую конструкцию, по поверхности которого перемещается кольцевидный поплавок из пластика. Внутри поплавка находятся магнит. Топливный бак и корпус датчика изготовлены из алюминия, таким образом магниты оказывают воздействие только на герконы [3].

1.3. Принцип работы ДУТ

При движении поплавка магниты замыкают герконы. В случае замыкания первого геркона RS1 ток проходит через соответствующий резистор R1, при этом уровень информационного сигнала максимальный. При срабатывании геркона RS2 открывается диод D1, после чего ток проходит через резисторы R1 и R2, таким образом, уровень сигнала на выходе будет меньше. При замыкании последующих герконов снимаемый контроллером сигнал с каждым разом становится меньше предыдущего. МК обрабатывает информационный сигнал и преобразует его в удобную форму. Показания уровня топлива возможно вывести на экран в численной форме, либо в виде шкалы. Кроме того, появляется возможность рассчитать запас хода, учитывая скорость движения и пройденный путь.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной работы был разработан датчик уровня топлива на базе герконов для гоночного болида, который позволяет предоставить пилоту информацию о запасе хода и остаточном объеме топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карабанов, С.М. Магнитоуправляемые контакты (герконы) и изделия на их основе / С.М. Карабанов [и др.] — М.: «Интеллект», 2011.

2. Повный, А. Герконы и герконовые реле. — URL: http://electricalschool.info/main/drugoe/164-gerkony-i-gerkonovye-rele.html (дата обращения: 26.10.2017).

3. Курмис, А. Бесконтактный датчик топлива на герконах. — URL: https://bikepost.ru/blog/45173/Beskontaktnyj-datchik-topliva-na-gerkonakh.html (дата обращения: 28.10.2017).

Мария Георгиевна Комарова
Email: manuna.kom@gmail.com

Валентин Петрович Еремин
Email: v.eremin@baumanracing.ru

Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана
г. Москва

Проектировочный расчет тормозной системы

Maria Georgievna Komarova

Valentin Petrovich Eremin

Bauman Moscow State Technical University
Moscow

DESIGN CALCULATION OF A BRAKING SYSTEM

Аннотация: В статье предложена методика расчета тормозной системы с регулируемым распределением давления между гидравлическими контурами с учетом гидравлических потерь для болида класса «Формула Студент».

Ключевые слова: «Формула студент»; тормозная система; балансирный стержень; суппорт; гидроцилиндр.

Abstract: The article proposes a methodic of calculating brake system with manual distribution of pressure between hydraulic lines and taking into account hydraulic losses for a “Formula student” class car.

Keywords: “Formula student”; brake system; bias bar; caliper; master cylinder.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время дисковые тормозные механизмы с фиксированной скобой используются во многих автомобилях, в том числе спортивных.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Автомобиль должен быть оснащен тормозной системой и центром управления.

Должны присутствовать два независимых гидравлических контура тормозной системы, по одному на два колеса.

Тормозная система должна иметь возможность блокировки всех четырех колес во время тестов.

Электронные системы торможения запрещены. Незащищенные патрубки из пластика запрещены.

Тормозная система должна быть защищена от мелких столкновений и воздействия других агрегатов и узлов [3].

Основная система. На современных легковых автомобилях устанавливают основном тормозные системы (ТС), состоящие из тормозного гидропривода и тормозных механизмов. При нажатии на тормозную педаль в гидроприводе основной ТС возникает избыточное давление тормозной жидкости, которое обеспечивает срабатывание «колесных» тормозных механизмов.

Тормозной привод. В гидропривод основной ТС входят:

- главные тормозные цилиндры;
- регулятор давления;
- рабочий контур (трубопровод диаметром 3-8 мм).

Рабочий контур соединяет между собой устройства гидропривода и тормозные механизмы.

Главный тормозной цилиндр (ГТЦ). ГТЦ предназначен для преобразования усилия, прилагаемого к педали тормоза, в избыточное давление тормозной жидкости и распределения его по рабочим контурам. Бачок с запасом тормозной жидкости может крепиться на ГТЦ или вне его. Вместе с ГТЦ на большинстве автомобилей устанавливают вакуумные усилители, которые увеличивают силу, создающую давление в тормозной системе. Для этого используется разрежение, возникающее во впускном коллекторе двигателя.

Рабочий контур. Согласно регламенту, он должен делиться на основной и вспомогательный. Если вся система исправна, то работают оба, но при разгерметизации одного другой продолжает работать, становясь вспомогательным (аварийным). Наиболее распространены три компоновки разделения рабочих контуров (Рис. 1):

-2+2 тормозных механизма, подключенных параллельно (передние + задние);

-2+2 тормозных механизма, подключенных диагонально (правый передний+ +левый задний и т. д.);

-4+2 тормозных механизма (в один контур подключены тормозные механизмы всех колес, а в другой только два передних) [3].

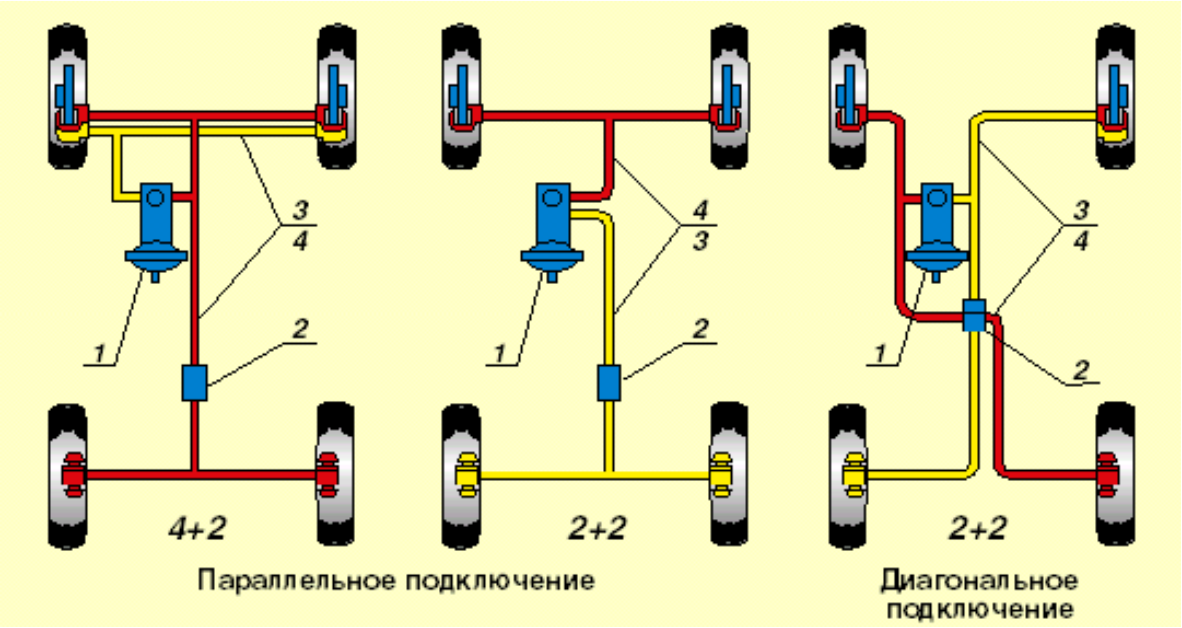


Рис. 1. Схема компоновки гидропривода

1.1. Дисковые колесные тормозные механизмы

Колесный дисковый тормозной механизм с гидроприводом состоит из тормозного диска 1, закрепленного на ступице колеса. Тормозной диск вращается между половинками 8 и 9 скобы, прикрепленной к стойке 4 передней подвески. В каждой половине скобы выточены колесные цилиндры с большим 13 и малым 12 поршнями.

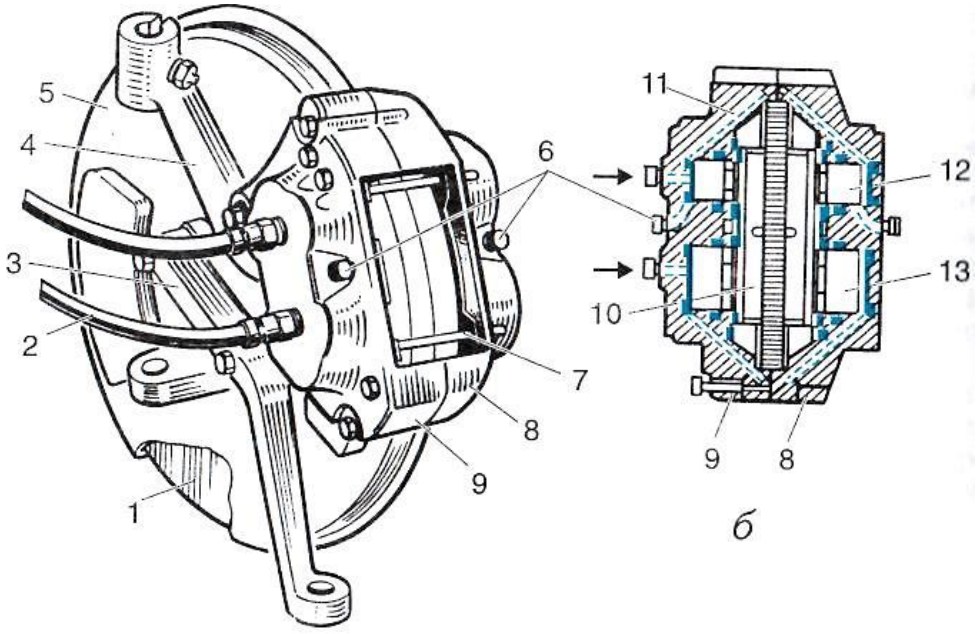


Рис. 2. Колесный дисковый тормозной механизм

При нажатии на тормозную педаль жидкость из главного тормозного цилиндра перетекает по шлангам 2 в полости колесных цилиндров и передает давление на поршни, которые, перемещаясь с двух сторон, прижимают тормозные колодки 10 к диску 1, благодаря чему и происходит торможение. Отпускание педали вызывает падение давления жидкости в приводе, поршни 13 и 12 под действием упругости уплотнительных манжет и осевого биения диска отходят от него, и торможение прекращается (Рис. 2) [1].

Преимущества дисковых тормозов:

- при повышении температуры характеристики дисковых тормозов довольно стабильны, тогда как у барабанных снижается эффективность;
- температурная стойкость дисков выше, в частности из-за того, что они лучше охлаждаются;
- более высокая эффективность торможения позволяет уменьшить тормозной путь;
- меньшие вес и размеры;
- повышается чувствительность тормозов;
- уменьшается время срабатывания;

- изношенные колодки просто заменить, в то время как на барабанных требуются дополнительные усилия по подгонке колодок, чтобы надеть барабаны;
- около 70% кинетической энергии автомобиля гасится передними тормозами, задние дисковые тормоза позволяют снизить нагрузку на передние диски;
- температурные расширения не влияют на качество прилегания тормозных поверхностей [1].

1.2. Техническая характеристика

Краткая характеристика автомобиля:

- количество мест: 1;
- полная масса: 250 кг;
- развесовка: 50/50;
- расположение двигателя: поперечно, сзади;
- колесная формула: 4x2 (задний привод);
- передние шины: 16/53 – 13;
- задние шины: 16/53 – 13;
- максимальная скорость: 42,7 м/с;
- рама: сварная трубчатая (сталь).

2. РАСЧЕТ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Целью данной работы является определение параметров тормозной системы. Тормозная система должна соответствовать следующим требованиям:

- обеспечивать блокировку колес;
- создавать оптимальное распределение тормозных усилий по осям;
- предусматривать возможность регулировки тормозных усилий;
- иметь приемлемые значения хода педали и усилия на педали.

Цель расчета — подобрать компоненты тормозной системы, обеспечивающие ее работоспособность.

2.1. Статическая развесовка

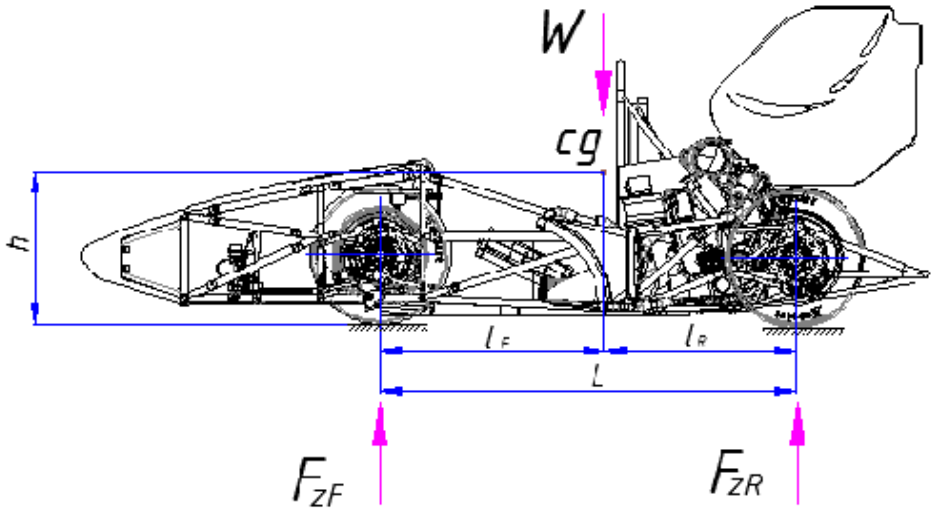


Рис. 3. Расчетная схема

$$\psi = \frac{l_R}{L} = 0.5 \quad (1)$$

$$\chi = \frac{h}{L} = 0.195 \quad (2)$$

где l_R — расстояние от базы до центра тяжести,
h — расстояние от центра тяжести до пятна контакта,
L — расстояние между осями.

Определены геометрические коэффициенты ψ и χ, необходимые для расчета вертикальных реакций (Рис. 3) [2].

2.2. Определение реакций

Реакции в пятне контакта определяются из уравнения моментов относительно точек контакта колес с опорной поверхностью:

$$F_{zF_dyn} = (1 - \psi + \chi * a_{maxG}) * W \quad (3)$$

$$F_{zR_dyn} = (\psi - \chi * a_{maxG}) * W \quad (4)$$

где a_{maxG} — максимальное замедление, W — вес машины.

Аэродинамическая сила, возникающая при торможении автомобиля (Рис. 4), определяется по формуле:

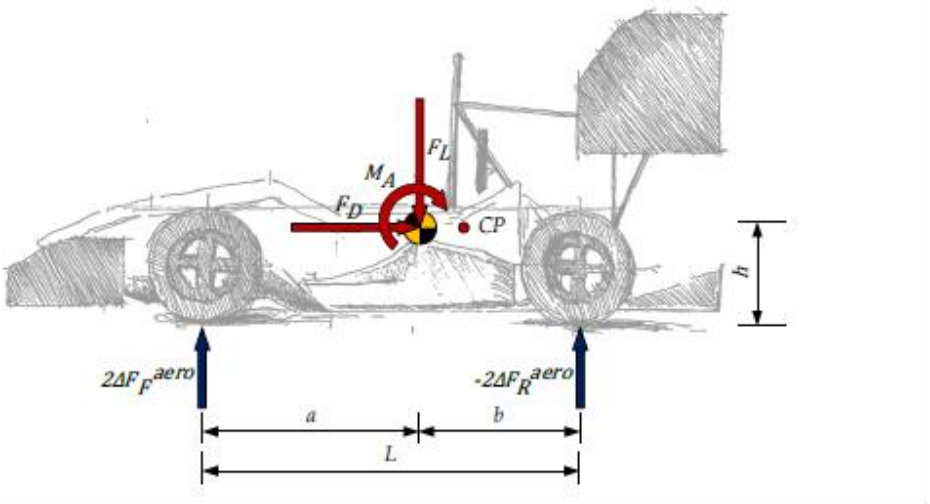


Рис. 4. Расчетная схема с учетом аэродинамики

$$F_{zF_aero} = F_L * (1 - \psi) - F_D * \chi - M_\theta \quad (5)$$

$$F_{zR_aero} = F_L * \psi + F_D * \chi + M_\theta \quad (6)$$

где M_Θ — аэродинамический момент,
F_L — вертикальная аэродинамическая сила,
F_D — горизонтальная аэродинамическая сила.

Полная сила, действующая на машину при торможении, определяется по формуле:

$$F_{zF_total} = F_{zF_dyn} + F_{zF_aero} \quad (7)$$

$$F_{zR_total} = F_{zR_dyn} + F_{zR_aero} \quad (8)$$

График зависимости F_{zF_total} и F_{zR_total} от замедления:

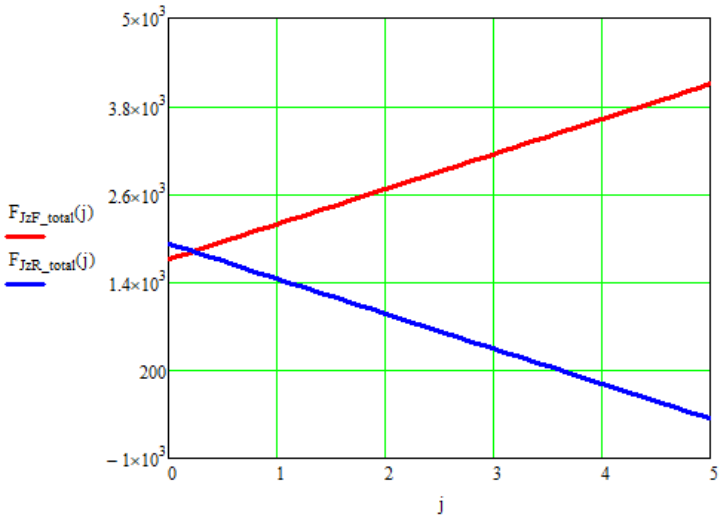


Рис. 5. График зависимости силы, действующей на машину при торможении, от замедления

Момент на одном колесе:

$$T_F = F_{zF_total} * \frac{a_{maxG} * R}{2} \quad (9)$$

$$T_R = F_{zR_total} * \frac{a_{maxG} * R}{2} \quad (10)$$

где R — внешний радиус колеса.

Сила, необходимая для блокировки колеса:

$$F_{padF} = \frac{T_F}{r_F * n_F * \mu_L} = 2888.62\ N \quad (11)$$

$$F_{padR} = \frac{T_R}{r_R * n_R * \mu_L} = 1229.81\ N \quad (12)$$

где r_F, r_R — эффективный радиус переднего и заднего тормозных дисков,
n_F, n_R — количество колодок переднего и заднего суппортов,
μ_L — коэффициент трения между колодкой и диском [2].

2.3. Определение прижимной силы поршня суппорта

Используя полученную силу, можно определить прижимную силу поршня суппорта (Рис. 6.). Сила определяется из уравнения моментов относительно точки A на Рис. 6. по формуле:

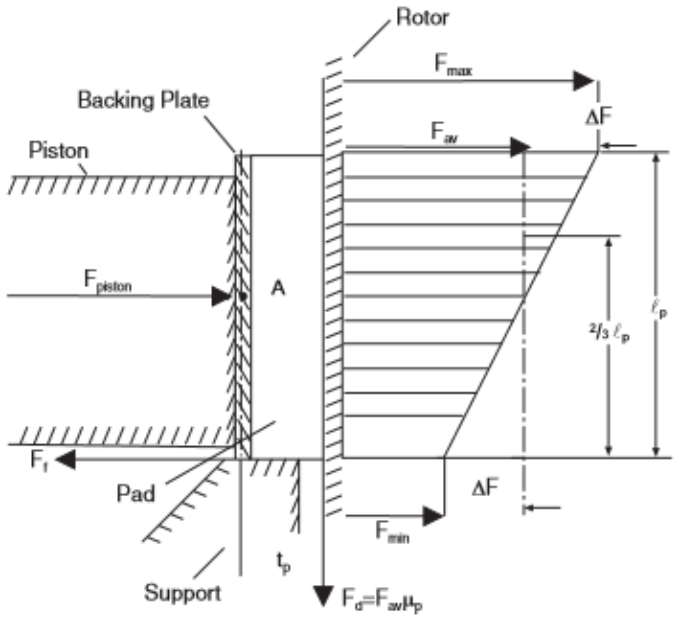


Рис. 6. Расчетная схема суппорта

$$F_{pistonF} = F_{padF} * \left(1 + \mu_L * \mu_f\right) = 4072.97\ N \quad (13)$$

$$F_{pistonR} = F_{padR} * \left(1 + \mu_L * \mu_f\right) = 1734.03\ N \quad (14)$$

где μ_L — коэффициент трения между колодкой и диском,

μ_f — коэффициент трения между суппортом и колодкой [2].

2.4. Расчет параметров балансирного стержня

При расчете параметров балансирного стержня определяются реакции R_{xR} и R_{xF} из уравнения моментов относительно крайних точек (Рис. 7).

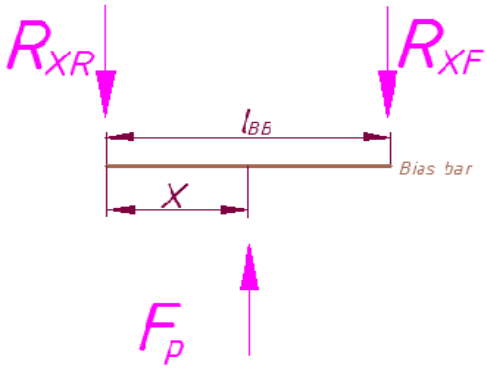


Рис. 7. Расчетная схема балансирного стержня: R_{xR}, R_{xF} — реакции в точках крепления ГТЦ; l_{BB} — длина балансирного стержня; x — координата положения педали относительно конца балансирного стержня; F_p — сила нажатия на педаль

Для расчета заднего контура выберем суппорт с двумя цилиндрами диаметрами $25.4\ mm$

$$p_{R_BB} = \frac{F_{pistonR}}{A_{wcR} * \mu_P * l_p} \quad (15)$$

где μ_p — эффективность педали,

l_p — передаточное число,

A_{wcR} — площадь цилиндра суппорта.

$$p_{mcR} = p_{R_BB} * \frac{l_{BB}}{l_{BB} - x} \quad (16)$$

$$A_{mcR} = \frac{F_{pmax}}{p_{mcR}} \quad (17)$$

F_{pmax} — максимальная сила нажатия на педаль [4]

Максимальный диаметр ГТЦ

$$d_{mcR} = \sqrt{\frac{4*A_{mcR}}{\pi}} = 18.73\ mm \quad (18)$$

Выберем из списка стандартных гидроцилиндров (Рис. 8) диаметр

$$d_{mcR} = 17.46\ mm$$

Master Cylinder Sizes

Nominal Diameter		Max. Bore Diameter	Min. Piston Diameter	Max. Allowable Tolerance
mm	in.	mm	mm	mm
12.7	1/2	12.80	12.57	0.23
14.29	9/16	14.39	14.16	0.23
15.87	5/8	15.97	15.74	0.23
17.46	11/16	17.56	17.33	0.23
19.05	3/4	19.16	18.90	0.26
20.64	13/16	20.75	20.49	0.26
22.2	7/8	22.31	22.05	0.26
23.81	15/16	23.92	23.66	0.26
25.4	1	25.51	25.25	0.26
26.99	1-1/16	27.10	26.84	0.26

Рис. 8. Список стандартных диаметров ГТЦ

Давление в заднем контуре при выбранных параметрах

$$p_R = 3.94\ MPa$$

Для расчета переднего контура выберем суппорт с четырьмя цилиндрами диаметрами $25.4\ mm$

$$p_{F_BB} = \frac{F_{pistonF}}{2*A_{wcF}*\mu_P*l_p} \quad (19)$$

$$p_{mcF} = p_{F_BB} * \frac{l_{BB}}{x} \quad (20)$$

$$A_{mcF} = \frac{F_{pmax}}{p_{mcF}} \quad (21)$$

$$d_{mcF} = \sqrt{\frac{4*A_{mcF}}{\pi}} = 28.99\ mm \quad (22)$$

Выберем диаметр гидроцилиндра на Рис. 8.

$$d_{mcF} = 19.05\ mm$$

Давление в переднем контуре при выбранных параметрах

$$p_F = 4.65\ MPa$$

График зависимости давления от положения балансирного стержня представлен на Рис. 9.

По графику видно, что спроектированный балансирный стержень удовлетворяет условиям обеспечения необходимых давлений.

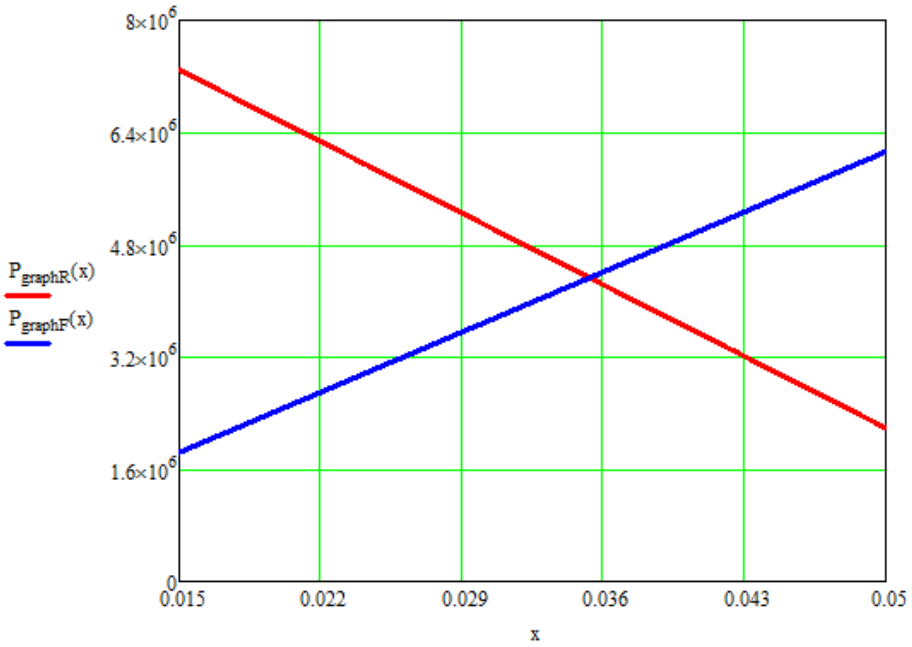


Рис. 9. График зависимости давления от положения балансирного стержня

2.5. Определение хода педали с учетом гидравлических потерь

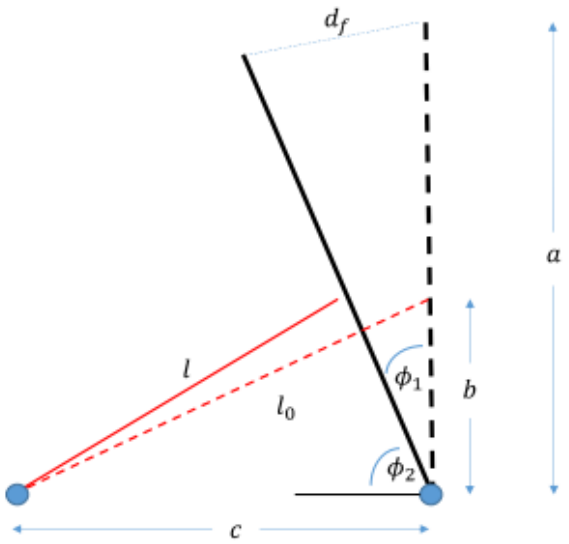


Рис. 10. Геометрическая схема педали

Ход педали без учета потерь:

$\Delta l = 5.67\ mm$ — ход ГТЦ,
$d_f = 35.86\ mm$ — ход педали,

угол хода педали $$\Delta_\alpha = \text{acos}\left(1 - \frac{d_f^2}{2*l_{ped}^2}\right) = 10.83^o \quad (23)$$

где l_{ped} — длина педали

Ход педали с учетом потерь:

$$d_{flosses} = \left(l_0 + \frac{V_{losses}}{A_{mc}}\right) * l_p = 66.05$$ — наибольший ход педали (24)

$$\Delta l_{losses} = \frac{d_{flosses}}{l_p} = 10.48\ mm$$ — наибольший ход ГТЦ (25)

где V_{losses} — объем тормозной жидкости, сообщаемый суппортам, с учетом потерь, l_0 — свободный ход педали [2]

угол хода педали $$\Delta_{\alpha losses} = \text{acos}\left(1 - \frac{d_{flosses}^2}{2*l_{ped}^2}\right) = 20.02^o \quad (26)$$

2.6. Расчет давления с учетом выбранных параметров тормозной системы

График зависимости силы, необходимой для полного торможения, от замедления, представлен на Рис. 11.

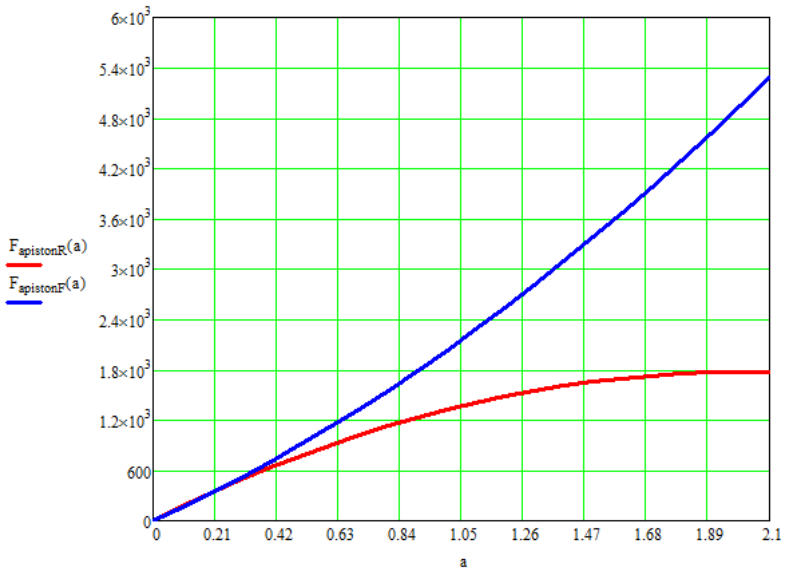


Рис. 11. График зависимости силы, необходимой для полного торможения, от замедления

$$p_{aP}(a) = \frac{F_{pistonR}(a)}{A_{wcR}} \quad (27)$$

$$p_{aF}(a) = \frac{F_{pistonF}(a)}{A_{wcF}} \quad (28)$$

График зависимости минимального давления в контурах от замедления:

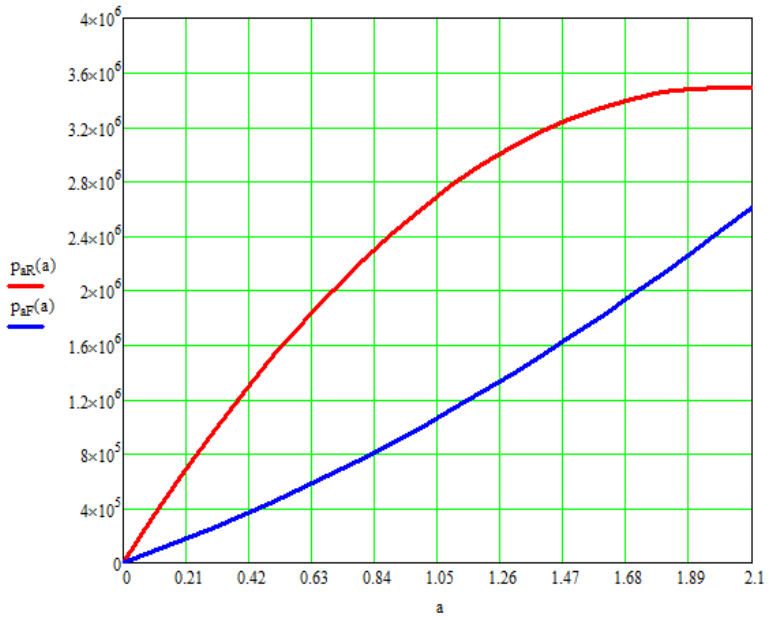


Рис. 12. График зависимости минимального давления в контурах от замедления

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате данной работы определены параметры тормозной системы для эффективного торможения. По предлагаемой методике расчета можно подобрать все компоненты тормозной системы такие как: гидроцилиндры, суппорта, параметры гидравлических линий. По расчету можно определить начальные параметры для проектирования тормозного механизма и педального узла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев [и др.]; под ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008.

2. Limpert, R. Brake design and safety / R. Limpert. — 3rd ed. — SAE International, 2011.

3. Formula Student Rules, 2018. — URL: http://www.formulastudent.de/uploads/media/FS-Rules_2018_V1.1.pdf (дата обращения: 30.01.2018).

4. AP Racing Website. — URL: http://apracing.com (дата обращения: 25.12.2017).

Сергей Витальевич Конторщиков
Email: oovv@mail.ru

Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана
г. Москва

Разработка стабилизатора поперечной устойчивости регулируемой жесткости для спортивного автомобиля класса «Формула студент»

Sergey Vitalevich Kontorshchikov

Bauman Moscow State Technical University
Moscow

DEVELOPMENT OF THE ADJUSTABLE ANTI-ROLL BAR FOR A RACE CAR PARTICIPATING IN THE «FORMULA STUDENT» COMPETITION

Аннотация: В данной статье рассмотрен процесс создания конструкции стабилизатора поперечной устойчивости, удовлетворяющей требованиям к спортивному автомобилю, принимающему участие в соревнованиях «Формула Студент». В статье приведен обзор и анализ существующих конструкций, предложена конструкция, удовлетворяющая предъявленным требованиям, создана модель с использованием САПР, произведена оценка прочности и целевой жесткости конструкции, выполнен анализ полученных результатов расчетов.

Abstract: This article describes the process of creating a design of an anti-roll bar, meeting the requirements for a sports car, taking part in the “Formula Student” competition. The article reviews and analyzes existing designs, develops a design that meets the requirements of the “Formula Student” competition rules, creates a model using CAD, estimates the strength and target stiffness of the structure, and analyzes the resulting calculation results.

Ключевые слова: «Формула студент»; подвеска; лепестковый стабилизатор поперечной устойчивости.

Keywords: “Formula Student”; suspension; blade anti-roll bar.

ВВЕДЕНИЕ

Стабилизатор поперечной устойчивости служит для уменьшения крена автомобиля, влияя на перераспределение массы автомобиля при прохождении поворотов.

К конструкции стабилизатора поперечной устойчивости автомобиля класса «Формула студент» предъявляются следующие требования:

1) возможность быстрой регулировки жесткости стабилизатора поперечной устойчивости в процессе тестовых заездов и соревнований;
2) уменьшение количества сменных торсионов стабилизатора различной жесткости;
3) получение широкого и бесступенчатого диапазона регулировок жесткости узла.

1. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Существуют различные виды стабилизаторов поперечной устойчивости. Стабилизатор, выполненный единым торсионом (Рис. 1), применяется на серийных автомобилях и не позволяет производить быструю регулировку жесткости узла.

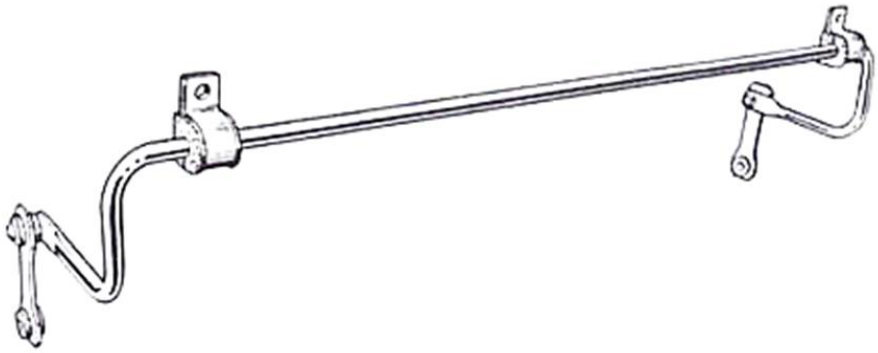


Рис. 1. Стабилизатор, выполненный единым торсионом

Стабилизатор со сменным торсионом, со ступенчатой регулировкой жесткости (Рис. 2) является более оптимальной с точки зрения регулировки конструкцией, однако не позволяет достичь плавности регулировки.

Рис. 2. Стабилизатор со сменным торсионом, со ступенчатой регулировкой жесткости (изменяемой длиной рычага)

2. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ СТАБИЛИЗАТОРА

После анализа существующих конструкций была выбрана и реализована следующая конструкция: стабилизатор регулируемой жесткости со сменным торсионом (Рис. 3).

Рис. 3. Стабилизатор регулируемой жесткости со сменным торсионом (конструкция, примененная в BRT-5)

Данная модель удовлетворяет всем требованиям, предъявляемым к конструкции автомобиля класса «Формула Студент», за счет получения плавной регулировки жесткости узла поворотом рычагов стабилизатора вокруг собственной оси. В англоязычной литературе поворотный рычаг называют «лезвие» или «лепесток».

Регулировка происходит за счет изменения момента инерции сечения рычага, следовательно его податливости, в результате изменяется жесткость всей системы.

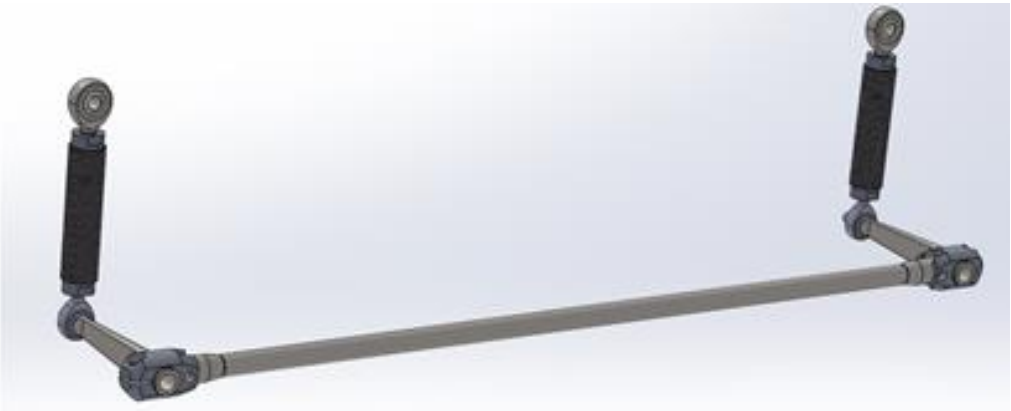


Рис. 4. Вид стабилизатора отдельно от кронштейна крепления к раме автомобиля

3. ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И ЦЕЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ КОНСТРУКЦИИ

3.1. Создание расчетной схемы и КЭМ стабилизатора

Расчет стабилизатора проводится при максимально возможном расчетном моменте. Значение момента берется из предварительного расчета жесткости подвески [1]. Зная значение момента и расчетное плечо упругого элемента, можно получить максимальную силу, действующую в точке присоединения тяги стабилизатора к лепестку (Рис. 5, 6).

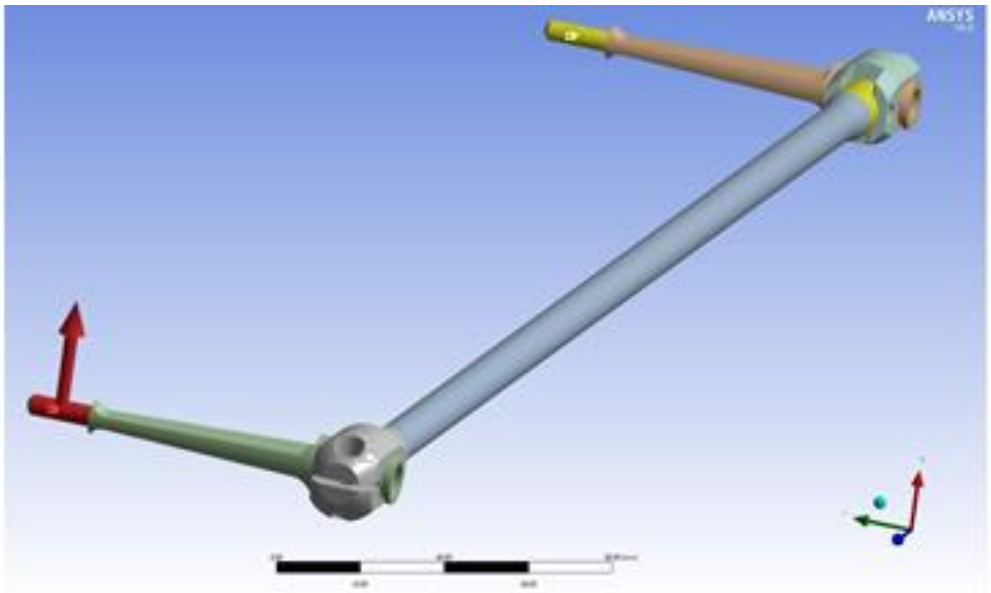


Рис. 5. Расчетная схема модели стабилизатора

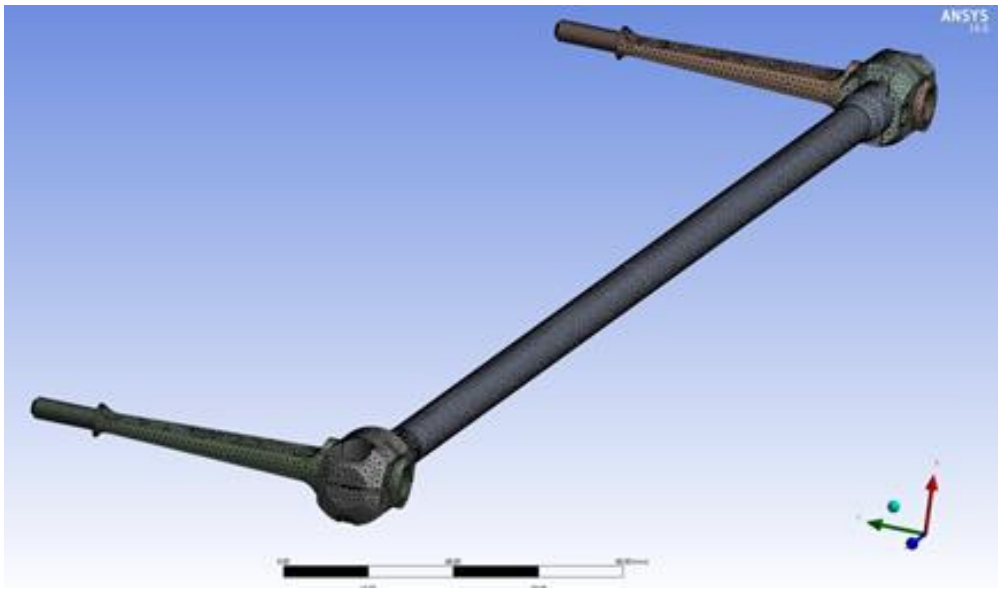


Рис. 6. КЭМ заднего стабилизатора

3.2. Анализ полученных результатов

На Рис. 7 представлено напряженно-деформированное состояния стабилизатора.

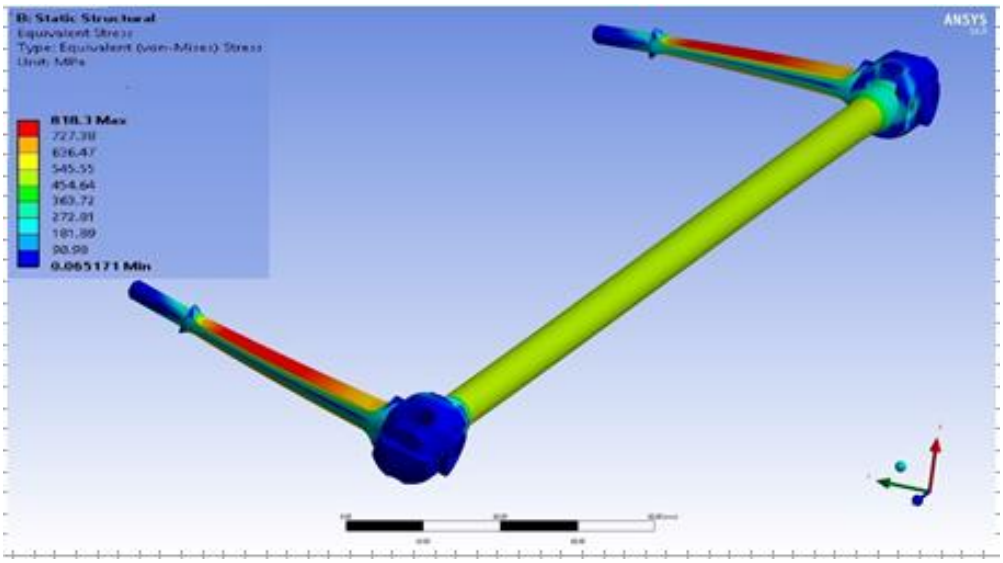


Рис. 7. Напряженно-деформированное состояние при заданном режиме

В результате расчета находятся максимальные деформации незакрепленного конца лепестка, которые следует сопоставить с допустимым ходом по кинематическим и компоновочным соображениям.

Напряжения по рабочей области лепестка должны быть распределены равномерно и не превышать предела текучести для выбранного материала.

По результатам расчета можно заключить, что конструкция стабилизатора работоспособна, поскольку обладает достаточной прочностью и необходимой жесткостью.

После цикла расчетов была получена зависимость угла закрутки стабилизатора при изменении углов относительного поворота лепестков. Расчеты проводятся при максимальной нагрузке (Рис. 8).

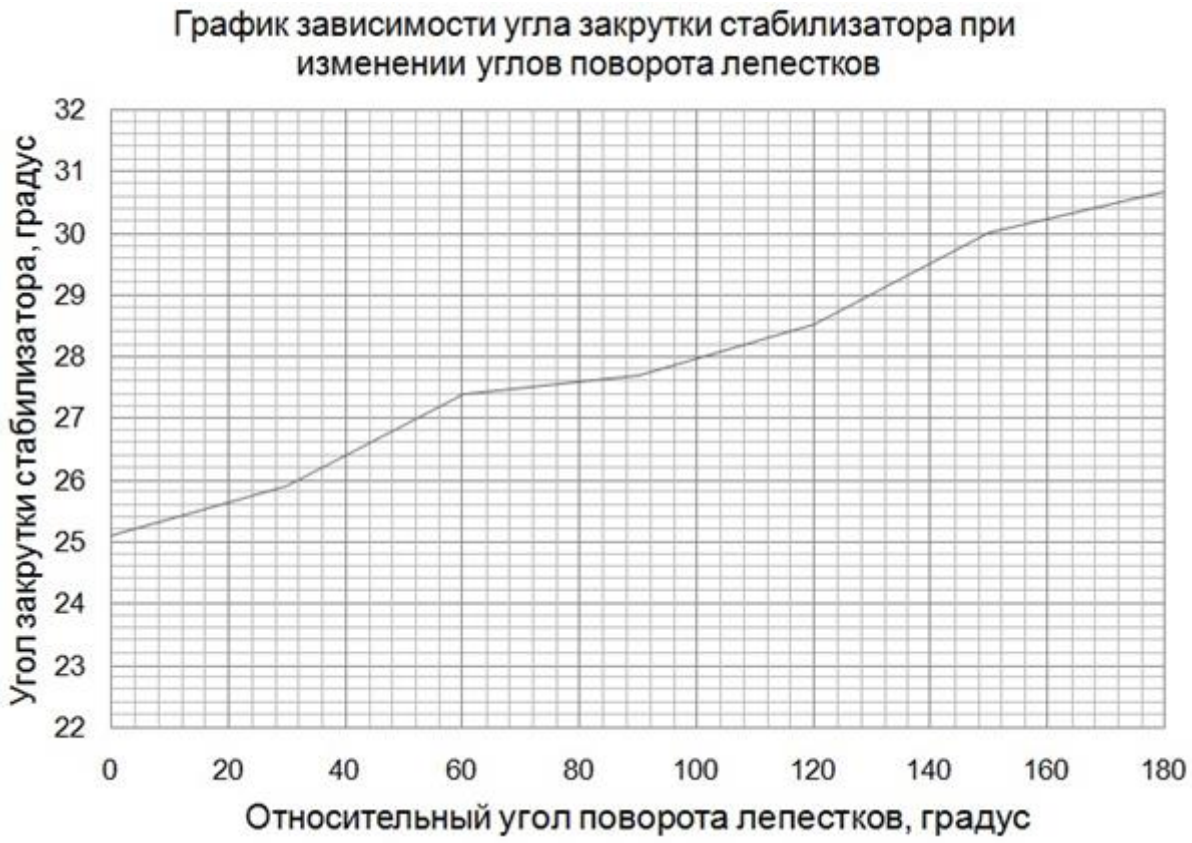


Рис. 8. График зависимости угла закрутки стабилизатора при изменении углов поворота лепестков, при максимальной нагрузке

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения работы был проведен анализ существующих конструкций и сделано заключение о целесообразности разработки нового типа стабилизатора. Была разработана конструкция, позволяющая осуществлять быструю и бесступенчатую регулировку жесткости узла. Форма лепестков стабилизатора позволяет получить линейную зависимость жесткости от угла относительного поворота и равномерное распределение напряжений по рабочей области. После проведения расчетов был сделан вывод, что созданная модель стабилизатора удовлетворяет условиям прочности и целевой жесткости конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т.3 / Афанасьев Б.А. [и др.]; Под ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 432 с.

2. Шасси автомобиля: Конструкция подвесок / Раймпель Й.; пер. с нем. В.П. Агапова. — М.: «Машиностроение»,1989. — 328 с.

3. Milliken, W.F., Milliken, D.L. Race car vehicle dynamics. — Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.

4. Ларин, В.В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В.В. Ларин. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. — 391 с.

Екатерина Владиславовна Косенькова
Email: kkosenkova99@yandex.ru

Татьяна Владимировна Зибарева
Email: zibareva.tatyana@bk.ru

Тюменский индустриальный университет
г. Тюмень

Инженерная игра «Formula children» как дополнительный способ финансирования студенческих команд проекта «Формула студент»

Ekaterina Vladislavovna Kosenkova

Tatyana Vladimirovna Zibareva

Industrial University of Tyumen
Tyumen

ENGENEERING GAME “FORMULA CHILDREN” AS A SUPLIMENTARY WAY OF FINANCING THE STUDENT TEAMS OF “FORMULA STUDENT”

Аннотация: В ходе производства гоночного болида формульного класса студенческая команда не раз сталкивалась с проблемой недостаточного финансирования. В целях ее решения команда разработала инженерную игру «Formula Children» для школьников 13-15 лет.

Проведение игры в образовательных учреждениях и детских оздоровительных лагерях г. Тюмени поможет привлечь дополнительные денежные средства на производство гоночного болида формульного класса, а также обеспечит популяризацию не только команды, но международного проекта Formula Student в целом.

Abstract: While designing and building a formula-class race car a student team repeatedly faces the problem of the lack of financing. In order to solve the problem, the team developed a new method of attracting the additional finances. Its description is presented in this article.

The relevance of the game consists in the fact that its organizing and holding will lead to getting additional finances for building the race car, and also will provide the promotion of not only the team, but of the international project “Formula Student” in general. A game like this is the first of its kind, and will be interesting for school students from 13 to 15 years old and educational establishments in Tyumen.

Ключевые слова: PR-продвижение команды; привлечение дополнительных финансов; инженерная игра; «Formula Children».

Keywords: PR-promotion of the team; attracting of additional finances; engineering game, “Formula Children”.

ВВЕДЕНИЕ

«Формула Студент» — это международные студенческие инженерные соревнования, изначально организованные Сообществом Автомобильных Инженеров и входящие в серию Студенческих инженерных соревнований SAE. С 2005 г. данные соревнования успешно развиваются и в России [1].

Суть проекта заключается в том, что команде студентов нужно с нуля создать гоночный болид формульного класса и презентовать его перед потенциальными инвесторами, предоставив бизнес-план.

И именно в ходе производства гоночного болида студенческая команда не раз встречается с такой трудностью, как недостаток финансирования.

Чтобы финансирование и PR-продвижение команды было более успешным, необходимо найти новый подход решения данной проблемы [2, 6].

1. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Общеизвестно, что дети — это одна из самых многочисленных групп населения. Они легко обучаемы, могут быстро запоминать большое количество информации и применить ее для решения различных ситуаций [3]. Для того чтобы понять какой вид деятельности для них наиболее интересен, был проведен опрос [4, 5].

Участие в опросе приняли дети в возрасте 13-15 лет 52 общеобразовательных школ г. Тюмени, в количестве 9828 человек. Респондентам были заданы следующие вопросы:

- Какой вид деятельности Вам наиболее интересен?
- Какое направление деятельности Вам наиболее интересно?

Результаты опроса представлены на Рис. 1 и 2.

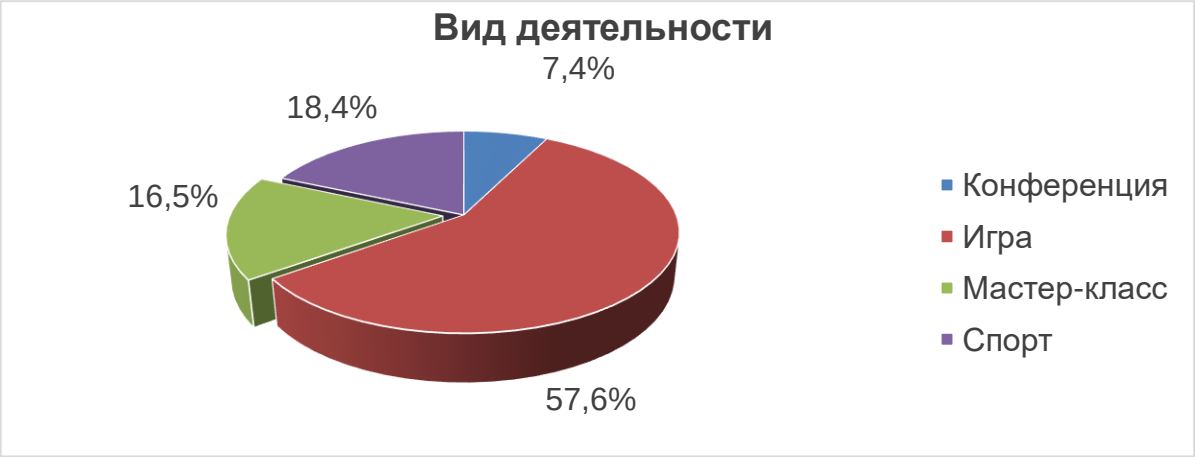


Рис. 1. Распределение ответов респондентов на вопрос об интересующем виде деятельности

Рис. 2. Распределение ответов респондентов на вопрос об интересующем направлении деятельности

Как видно, по результатам опроса наибольшему количеству школьников интересно было бы принять участие в игре, связанной с техникой и точными науками.

Цель: Привлечение дополнительных денежных средств на производство гоночного болида формульного класса, с помощью продажи образовательным учреждениям г. Тюмени инженерной игры «Formula Children».

Задачи:

1. Разработка концепции инженерной игры.
2. Определение выгодности проведения подобной игры различным сторонам (команда, ученик, школа и т.д.).
3. Анализ и выводы по проделанной работе.

Учитывая все вышеприведенные факторы, было принято решение создать инженерную игру «Formula Children», направленную на развитие у обучающихся общеобразовательных учреждений инженерного мышления, выявление лидерских качеств, а также формирование навыков организации и продвижения проектов.

2. ИДЕЯ И ИНВЕСТИРОВАНИЕ

Идея игры заключается в том, что группа школьников должна почувствовать себя одной из команд, участвующих в международных соревнованиях «Formula Student». Они окунутся в мир проектирования, создания гоночного болида, а также презентации готового продукта.

Данную игру мы планируем продавать образовательным учреждениям и детским оздоровительным лагерям. Считаем, что оптимальная цена, за которую данная игра будет востребована, составляет 10000 руб.

Расходы, представленные в Таблице 1, будут полностью покрываться за счет средств университета, а на полученные деньги от реализации игры будут приобретены комплектующие для гоночного болида научно-технического проекта «NEFTEGAZ Engineering».

Таблица 1

Локально-сметный расчет

Мероприятие:		Formula Children				
Сметная стоимость:		143 650,00				
№ п/п	Наим. расходов	Назначение и обоснование расходов	Ед. изм.	Кол-во	Стоим. единицы, руб.	Сумма, руб.
1.	Оборудование	3D-принтер — 1 день (аренда)	услуга	1	1 500.00	1 500.00
		клеевой пистолет	шт.	10	300.00	3 000.00
		механизм р/п + колеса	шт.	12	1 200.00	14 400.00
2.	Расходные материалы	полимер — материал для 3D-печати	шт.	50	1 400.00	70 000.00
		заправка к клеевому пистолету	шт.	100	150.00	15 000.00
		лист ДСП	шт.	10	500.00	5 000.00
		дополнительные материалы	шт.	1	10 000.00	10 000.00
3.	Полиграфическая и сувенирная продукция	сертификаты участникам	шт.	100	14.00	1 400.00
		бейдж участника	шт.	100	9.50	950.00
		баннер press-wall	шт.	1	2 400.00	2 400.00
		бумага, ручки, карандаши и т.д.	шт.	1	5 000.00	5 000.00
		кубок	шт.	10	1 000.00	10 000.00
5.	Непредвиденные расходы	—	шт.	1	5 000.00	5 000.00
					Итого:	143 650

3. КОНЦЕПЦИЯ ИНЖЕНЕРНОЙ ИГРЫ FORMULA CHILDREN

Количество: 20-70 человек.

Продолжительность: около 4 часов.

1 часть (60 минут) — представители команды приветствуют участников инженерной игры «Formula Children», объясняют правила, регламент работы. Представляют кураторов, которые в течение всей игры помогают участникам (за каждой командной закреплен один куратор), а также «спонсоров»/судей, которые будут

являться обладателями денежных средств (игровой валюты), а также необходимых комплектующих для создания гоночного болида.

2 часть (60 минут) — работа по созданию прототипа гоночного болида формульного класса. За это время требуется максимально включиться в работу. Очень важна логистика работы, взаимодействие участников команды и, конечно, слаженность и конструктивность работы.

3 часть (40 минут) — кураторы на время покидают команды для того, чтобы участники самостоятельно поработали над дизайном прототипа. Параллельно с этим происходит встреча команд со спонсорами, отвечая на вопросы которых можно привлечь денежные средства (игровую валюту). Эти деньги впоследствии можно обменять на необходимые принадлежности для дизайна болида. В данной игре судьи будут представлять реальных спонсоров команды «NEFTEGAZ Engineering». Так мы обеспечим дополнительную рекламу нашим партнерам.

4 часть (60 минут) — защита (расчет себестоимости, бизнес-план, отчет о дизайне).

5 часть (30 минут) — награждение участников инженерной игры.

Преимущества игры для каждой из участвующих в ней сторон представлены в Таблице 2.

Таблица 2

Преимущества игры для каждой стороны

Категория	Преимущества
Команда	• Хорошая PR-кампания команды • Привлечение потенциальных участников в команду • Привлечение дополнительных финансов в команду
Университет	• Профессиональная ориентация школьников (взаимодействие ученик-университет) • Привлечение потенциальных абитуриентов
Школа	• Досуг обучающихся
Дети	• Получение новых знаний и компетенций
Партнеры	• Реклама компании-партнера

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Игра «Formula Children» учит школьников неординарно мыслить, используя полученные знания по реализации своих идей. Опираясь на результаты опроса и преимущества для каждой стороны участников, сделан вывод, что проведение инженерной игры «Formula Children» — это хороший метод для привлечения дополнительного финансирования студенческой команды, а также эффективный способ PR-продвижения команды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. URL: http://www.imeche.org/events/formula-student (дата обращения: 12.01.2018)
2. Траут, Д. Новое позиционирование. Все о бизнес-стратегии №1 в мире / Д. Траут, С. Ривкин. — СПб.: «Питер», 2007. — 45 с.
3. Психология ощущений и восприятия / Под ред. Ю.Б. Гиппенрейтер, В.В. Любимовой, М. Б. Михалевской. — М.: «Астрель», «АСТ», 2009. — 472 с.
4. Яфальян, А. Школа самовыражения / А. Яфальян — М.: «Феникс», 2011. — 391 с.
5. Бэквит, Г. Продавая незримое / Г. Бэквит. — М.: «Альпина-Паблишер», 2008. — 53 с.
6. Рукавишников, А. Интеллектуальный маркетинг / А. Рукавишников. — М.: «ЭКСМО», 2010. — 128 с.

Никита Евгеньевич Косицкий
E-mail: nik.kosickiy96@gmail.com

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
г. Санкт-Петербург

Определение геометрических размеров и формы системы впуска 4-тактного одноцилиндрового двигателя для болида класса «Формула студент» с помощью программы Ricardo Wave

Nikita Evgenievich Kosickiy

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University
Saint-Petersburg

INTAKE DESIGNING OF A 4-STROKE SINGLE-CYLINDER ENGINE FOR FSAE RACING CAR USING RICARDO WAVE PROGRAM

Аннотация: В статье приведены основные сведения о динамическом наддуве, а также результаты проектирования впускного тракта двигателя с учетом данного явления.

Abstract: The article contains basic information on inertia supercharging, as well as designing with its consideration the engine's intake path.

Ключевые слова: коэффициент наполнения; динамический наддув; мощность; «Формула Студент».

Keywords: volumetric efficiency; inertia supercharging; power; “Formula Student”.

ВВЕДЕНИЕ

Существует несколько способов повышения мощности двигателя без изменения его геометрии. Один из самых распространенных — увеличение количества свежего заряда горючей смеси на входе в цилиндр за счет повышения давления (наддува). Добиться этого можно при помощи нагнетателя (компрессор, турбокомпрессор) или так называемого динамического наддува, за счет колебательных явлений в трубопроводе. Ниже будет рассмотрен второй вариант.

1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

В процессе впуска рабочий объем цилиндра заполняется свежим зарядом. Кислород, содержащийся в воздухе, служит окислителем топлива, т.е. используется в процессе горения для превращения химической энергии топлива в тепловую энергию. Чем большее количество воздуха поступает в цилиндр двигателя, тем большее количество топлива может быть сожжено и тем большее количество работы может быть получено, а значит, — и большая мощность. В процессе наполнения цилиндра давление свежего заряда уменьшается, а температура увеличивается (нагрев от горячих стенок) по сравнению с давлением и температурой до поступления свежего заряда в цилиндр. Понижение давления и повышение температуры приводит к уменьшению массового количества свежего заряда G, поступившего в цилиндр, по сравнению с теоретическим $G_т$ (при давлении и температуре окружающей среды) [1]. Отсюда мы приходим к понятию коэффициента наполнения цилиндра (выражение для 4-тактного двигателя без нагнетателя):

$$\eta_v = \frac{G}{G_m}$$

Коэффициент наполнения цилиндра — отношение количества свежего заряда, действительно поступившего в цилиндр двигателя, к количеству заряда, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре атмосферного воздуха [1, с. 53–87].

2. ФИЗИЧЕСКАЯ КАРТИНА

Для увеличения коэффициента наполнения цилиндра необходимо:

- улучшить вывод отработавших газов;
- добиться наименьших потерь давления на входе смеси в цилиндр.

Второй пункт во многом зависит от конструкции впускной системы (гидравлические потери). Известно также, что во впускном трубопроводе двигателя при его работе наблюдаются определенные

волновые процессы. Эти явления используются для осуществления дозарядки, т.е. динамического наддува (далее — ДН). При открытии впускного клапана, вследствие всасывания свежего заряда, во впускном канале на входе в цилиндр генерируется волна разрежения. Распространяясь по трубопроводу и дойдя до его начала, волна разрежения отражается волной сжатия. Задача состоит в подборе таких геометрических параметров трубы (площади сечения, длины), чтобы отраженная волна подошла к клапану ближе к моменту его закрытия, создав при этом повышенное давление [2]. Этого можно достичь на определенном диапазоне частоты вращения коленчатого вала. На Рис. 1 приведены графики давления в цилиндре до настройки системы впуска и после.

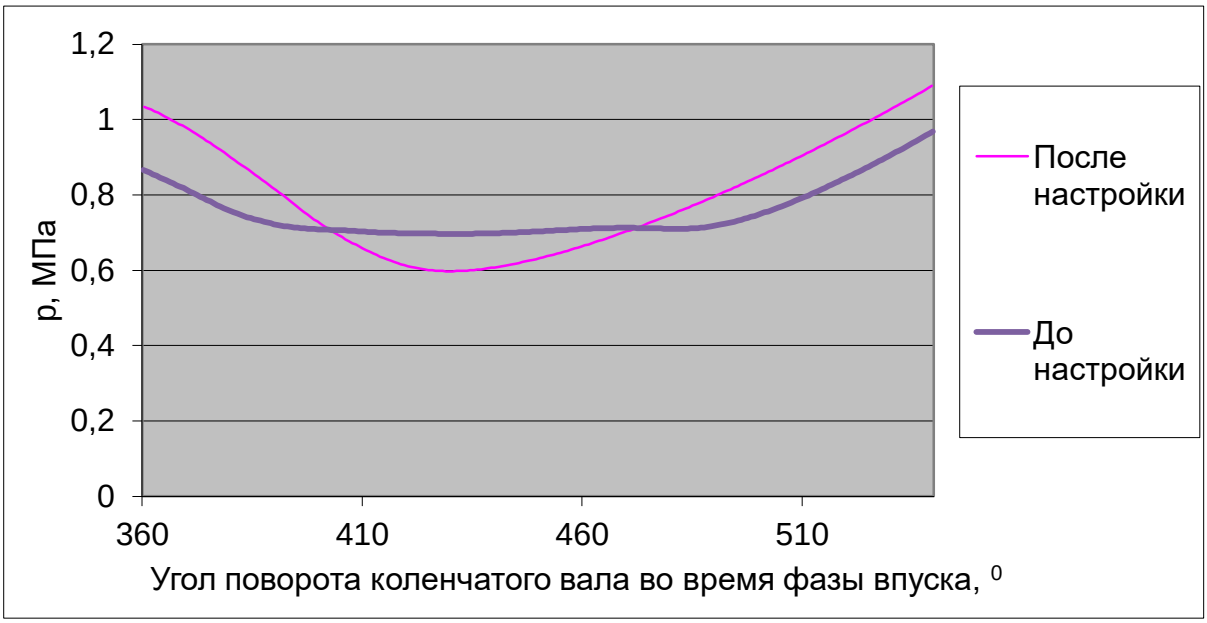


Рис. 1. Давление в цилиндре до настройки системы впуска и после

Этот эффект можно усилить, если повысить амплитуду колебания давлений во впускном трубопроводе путем настройки впускной системы на явление резонанса, т.е. путем совпадения, или кратности, частот свободных колебаний (остаточных, после предыдущего цикла наполнения цилиндра) и вынужденных (вызванных новым всасывающим действием поршня) колебаний давления во впускном трубопроводе осуществить резонансный наддув [1] Для расчета таких систем применяются методы характеристик с плавающей сеткой и сквозного счета.

3. РАБОТА В RICARDO WAVE

Изначально была создана конфигурация карбюраторного (стокового) двигателя KTM 505 SX-F (Рис. 2).

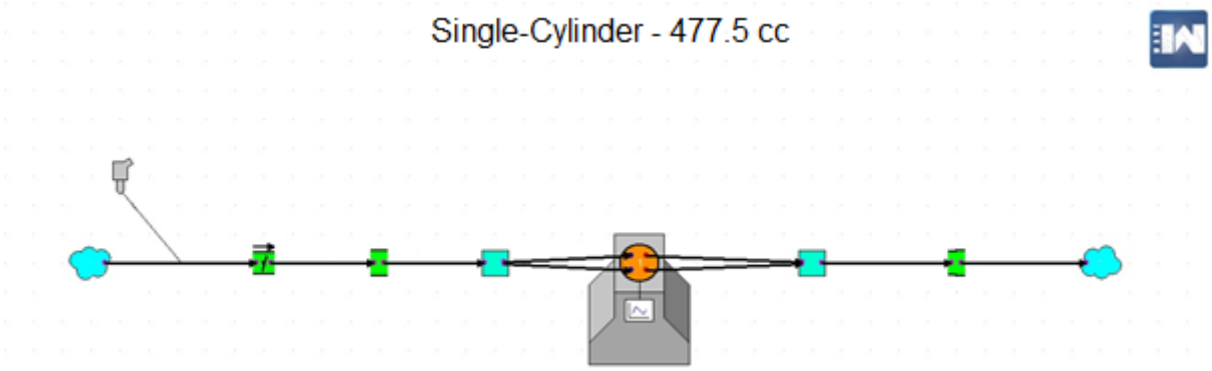


Рис. 2. Конфигурация карбюраторного (стокового) двигателя KTM 505 SX-F в программе Ricardo Wave

Затем определены мощность и крутящий момент (Рис. 3).

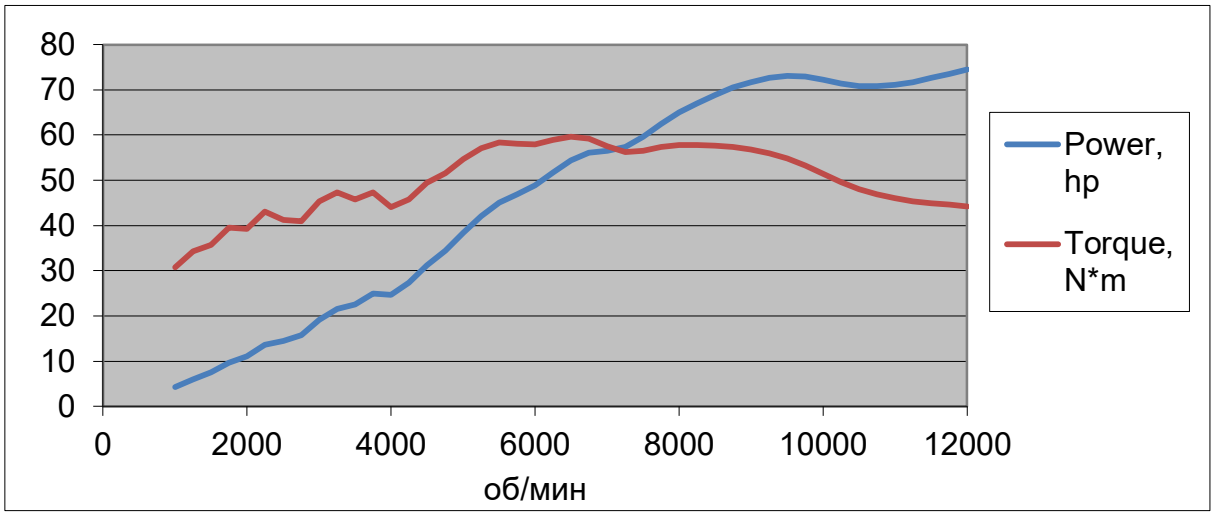


Рис. 3. Мощность и крутящий момент карбюраторного (стокового) двигателя KTM 505 SX-F

Далее конфигурация была изменена путем добавления инжекторной системы питания. Выпускная система изменена не была (Рис. 4).

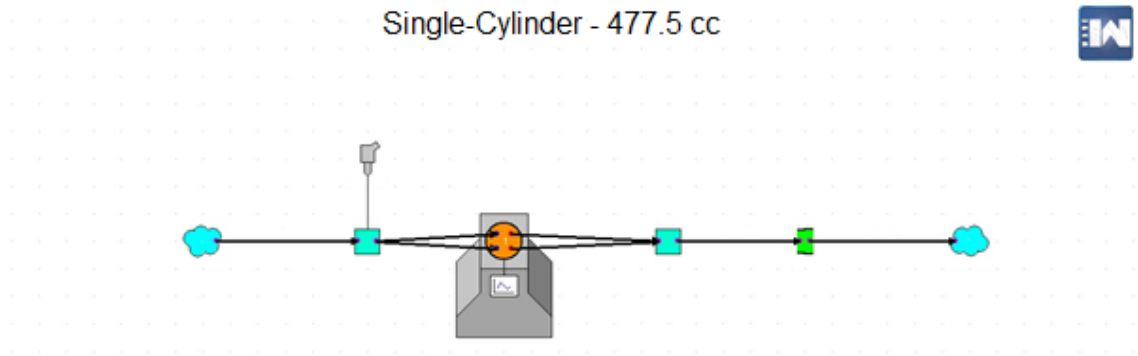


Рис. 4. Конфигурация двигателя с инжекторной системой питания

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ДЛИНЫ ТРУБОРОВОДА

В качестве оптимального возьмем диапазон 7 500 – 10 000 об./мин. За диаметр трубопровода примем стандартное значение для входного отверстия двигателя, которое прописано в технической документации (41.1 мм). Изменяя длину впускного патрубка, получаем данные для каждого случая. Ниже представлены графики коэффициента наполнения цилиндра (Рис. 5), мощности (Рис. 6) и крутящего момента (Рис. 7) для трубопроводов длиной 100, 150, 200 мм.

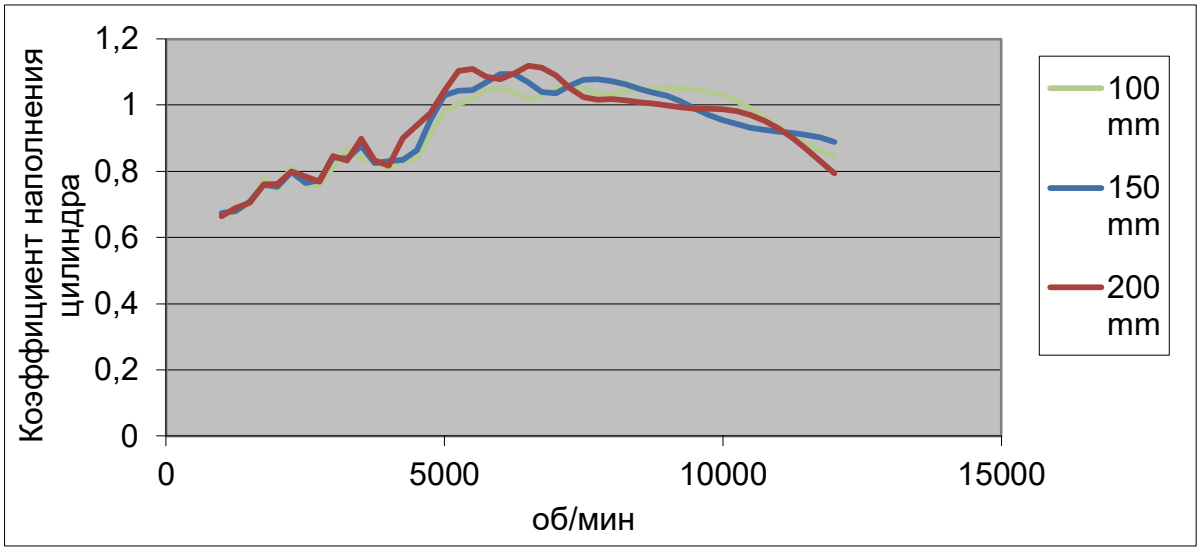


Рис. 5. Коэффициент наполнения цилиндра для различных длин впускного трубопровода

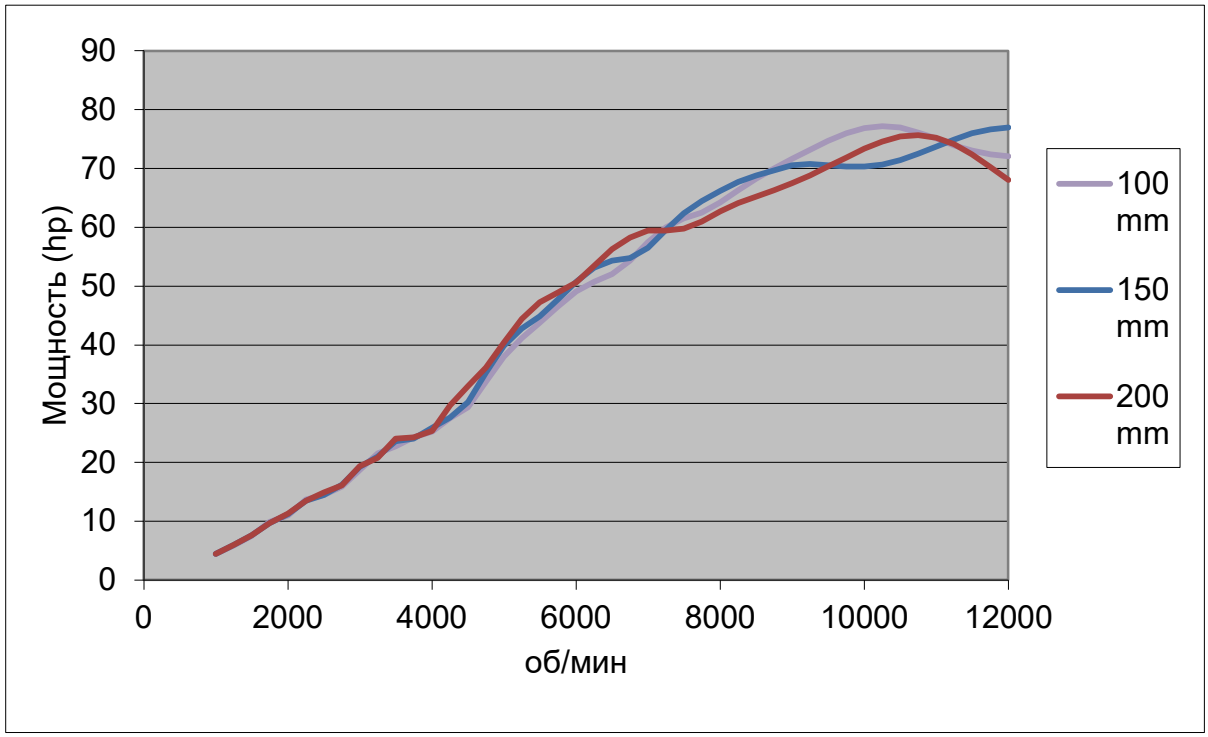


Рис. 6. Мощность для различных длин впускного трубопровода

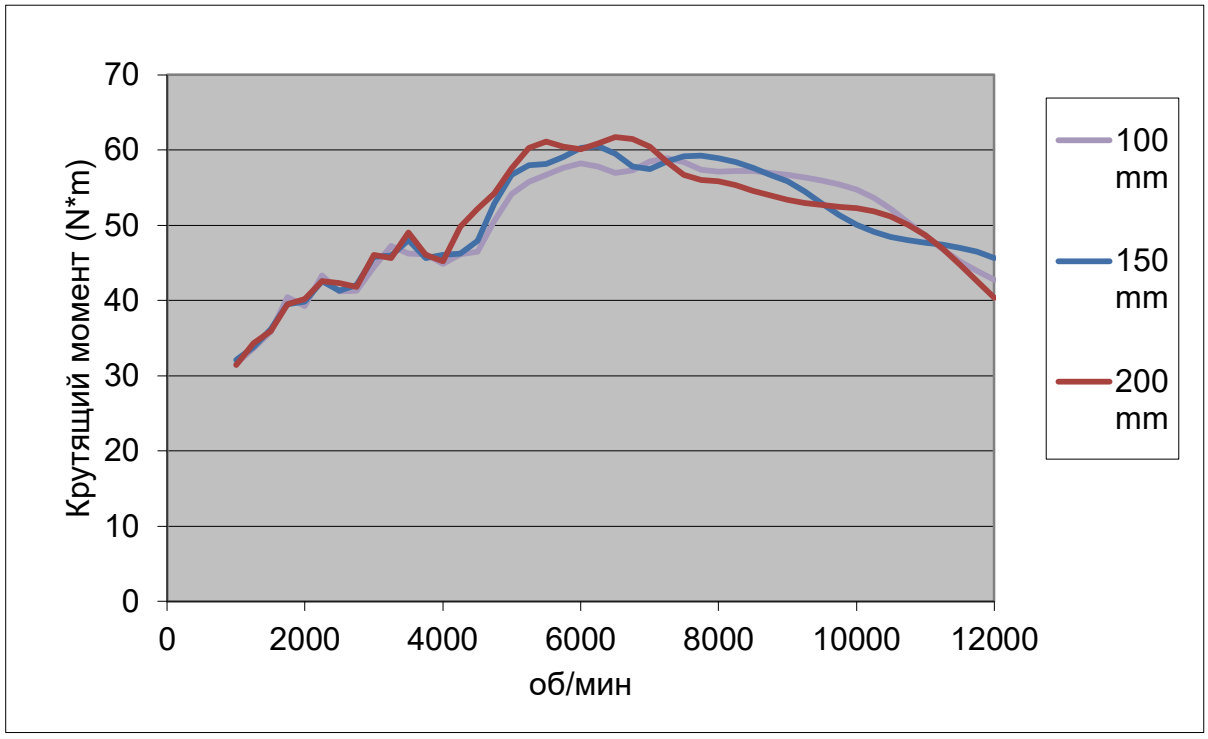


Рис. 7. Крутящий момент для различных длин впускного трубопровода

Можно заметить, что в диапазоне 7 500 – 10 000 об./мин. наиболее эффективен трубопровод длиной 150 мм. Однако на этом проектировка не заканчивается: согласно техническому регламенту

«Формула Студент», необходимо, чтобы весь воздух, поступающий в двигатель, проходил через рестриктор диаметром 20 мм. Это ограничение затрудняет колебательный процесс, т.к. отсутствует неограниченное количество воздуха на входе в трубопровод [3]. Чтобы обойти это, делается уширение (ресивер) сразу после рестриктора определенного объема, в 2–3 раза превышающего рабочий объем двигателя, а затем добавляется трубопровод (раннер). Увеличение ресивера влечет за собой заметное ухудшение приемистости двигателя из-за большого объема воздуха, доступного двигателю для сжигания после дроссельной заслонки. Также необходимо спроектировать всю систему с наименьшими гидравлическими потерями. На Рис. 8 представлена финальная конфигурация системы впуска.

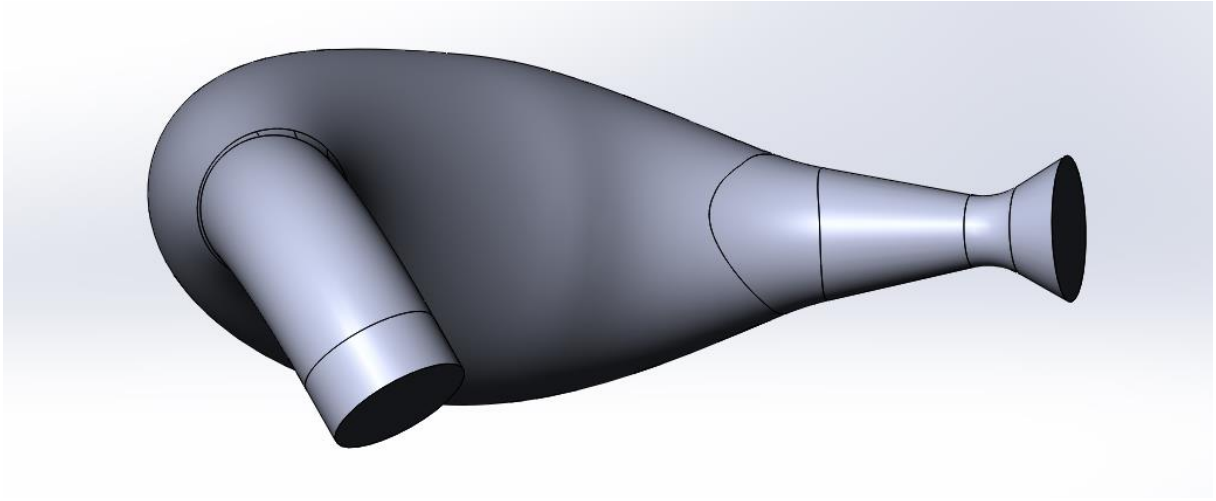


Рис. 8. Финальная конфигурация системы впуска

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Газодинамические процессы, происходящие в двигателе, очень сложны и зависят от большого количества факторов: геометрии цилиндра, рабочего процесса, выпускной системы и т.д., поэтому рассчитать размеры впускного тракта самостоятельно с необходимой точностью практически невозможно. Выходом могут служить программы, позволяющие моделировать работу двигателя. Однако наиболее точный и достоверный способ — это настройка агрегата на стенде.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонтов, В.В. Клементьев. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004.

2. Гришин, Ю.А. Анализ динамического наддува и повышение экономичности дизелей / Ю.А. Гришин // Известия высших учебных заведений. Сер. «Машиностроение». — 2011. — № 10. — С. 46–51.

3. Moster, D.A. Intake Manifold Design for an Air Restricted Engine: Master's thesis / D.A. Moster. — Cincinnati, 2012.

4. Gilani, R. Engine Simulation Model for a Formula SAE Race Car: Master's thesis / R. Gilani. — Luleå, 2012.

Семен Александрович Лыхин
Email: lykhinsemyon@gmail.com

Уральский Государственный Университет Путей Сообщения
г. Екатеринбург

Анализ средств контроля аэродинамических потоков в рамках проекта «Формула студент»

Semyon Aleksandrovich Lykhin

Ural State University of Railway Transport
Ekaterinburg

ANALYSIS FOR CONTROL DEVICES OF AERODYNAMIC FLOWS WITHIN THE FRAMEWORK OF THE FORMULA STUDENT PROJECT

Аннотация: Без учета в конструкции корпуса аэродинамических потоков, болиды, как частный случай автомобиля, «хотят летать». Данная статья рассматривает конкретные способы управления потоками набегающего воздуха с целью решения задачи заставить болид «прилипать» к трассе. Рассмотрены решения команды FS USURT.

Abstract: Without taking into account in the design of the body of aerodynamic flows, the car “wanna fly.” This article calls attention at specific ways to control the flow of incoming air in order to solve the difficult task of making the car “stick” to the track. Considered the decisions of the team FS USURT.

Ключевые слова: аэродинамика; диффузор; антикрыло; лобовое сопротивление**.**

Keywords: aerodynamics; diffuser; antiwing; frontal resistance.

ВВЕДЕНИЕ

Для проекта «Formula Student», как для любого автомобильного проекта, немаловажное значение имеют развесовка автомобиля по осям, низкое положение точки центра масс, точный и верный расчет нагрузок шасси, но еще более важное значение имеет аэродинамика.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Аэродинамика (от греч. aer – воздух и dynamis – сила) — раздел гидроаэромеханики, в котором изучаются законы движения воздуха (или другого газа) и силы, возникающие на поверхности тел, относительно которых происходит его движение. В аэродинамике

рассматривают движение с дозвуковыми скоростями, т.е. до 340 м/с (1200 км/ч) [2].

Главной задачей в аэродинамике болида является создание такой формы, которую воздуху будет проще обтекать и обтекая которую он принесет максимум пользы. Таким образом, влиять на набегающие потоки воздуха можно не только формой кузова, но и дополнительными средствами, такими как «ground-effect», антикрыло и многое другое.

Встречаясь с болидом, набегающий поток воздуха разделяется на две составляющие: верхнюю и нижнюю. Отсюда — два пути контроля потока. Рассмотрим поток, устремившийся под болид. Все, что связано с движением этой части потока, выражается понятием «ground-effect», смысл которого объясняется при помощи уравнения Бернулли:

$$p_{\text{полн.}} = p_{\text{стат.}} + \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (1)$$

где ρ – плотность газа; v – скорость.

Уравнение Бернулли говорит о законе сохранения энергии, представленном через давления, где полное давление складывается из статического и динамического давлений. Из него видно, что чем выше скорость воздушного потока, тем меньше давление, и наоборот. В начале 1980-х гг. использование «ground-effect» было запрещено руководством «Формулы-1» из соображений безопасности, но для общей картины мы остановимся на нем. Итак, представим крыло дозвукового самолета (Рис. 1).

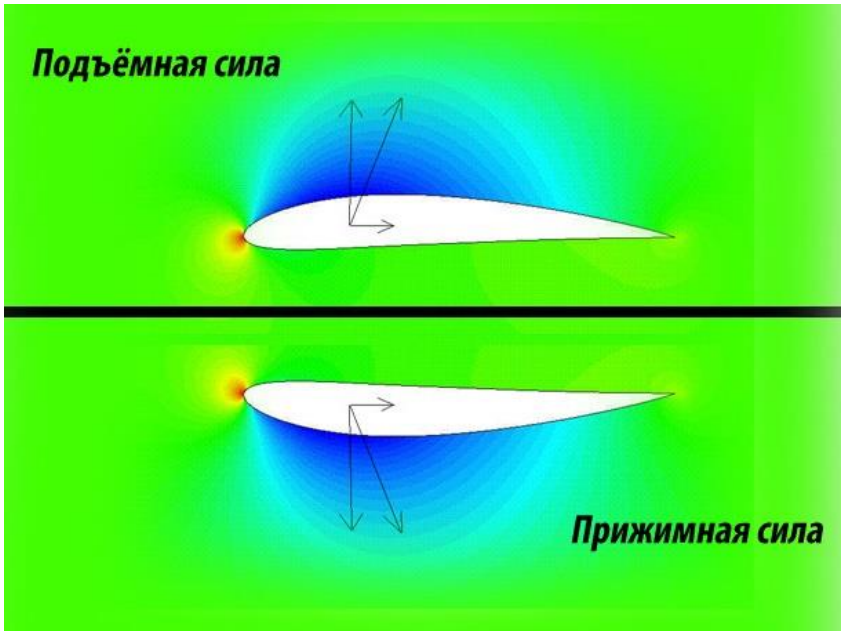


Рис. 1. Объяснение подъемной и прижимной силы с помощью крыла дозвукового самолета

Из-за несимметричного сечения крыла поток над ним разгоняется, а это, согласно уравнению Бернулли, приводит к уменьшению статического давления. Поток же над крылом, благодаря форме крыла, движется быстрее, и там, соответственно, давление больше. Разница давлений приводит к возникновению подъемной силы, а если крыло перевернуть, то сила поменяет направление и станет прижимной. Исходя из теории, необходимо спрофилировать днище автомобиля таким образом, чтобы поток под болидом разгонялся, что приведет к формированию зоны с пониженным давлением. В то же время, появление области с низким давлением вызовет эффект пылесоса: воздух со всех сторон устремится под днище болида, поэтому необходимым и достаточным условием «ground-effect» является наличие боковых «юбок», чтобы препятствовать подсосу воздуха по бокам. Угрозы безопасности пилота начинают появляться на любых неровностях и поворотах, когда потеря прижимной силы ведет к потере устойчивости болида [1].

Запрет на достижение желаемого «ground-effect» способом, описанным выше, привел к обращению специалистов по аэродинамике ко второму основному закону — уравнению неразрывности потока (Рис. 2):

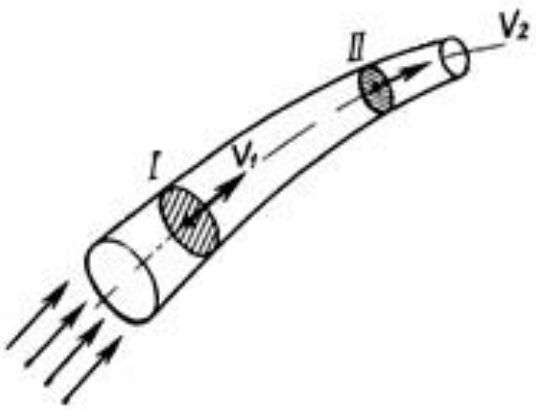


Рис. 2. Иллюстрация уравнения неразрывности потока

чем меньше площадь сечения, через которое течет жидкость, тем больше ее скорость

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}, \qquad (2)$$

Таким образом, чтобы увеличить скорость потока под днищем, надо уменьшить клиренс болида, который, согласно регламенту, может иметь минимальную высоту в 30 мм с возможностью хода подвески ± 25 мм. Отлично поможет в создании области низкого давления под днищем профилированное дно, на котором мы подробно останавливаться не будем, ибо спрофилировать все дно проблематично. Используем вариацию на тему профилированного дна — диффузор (Рис. 3).

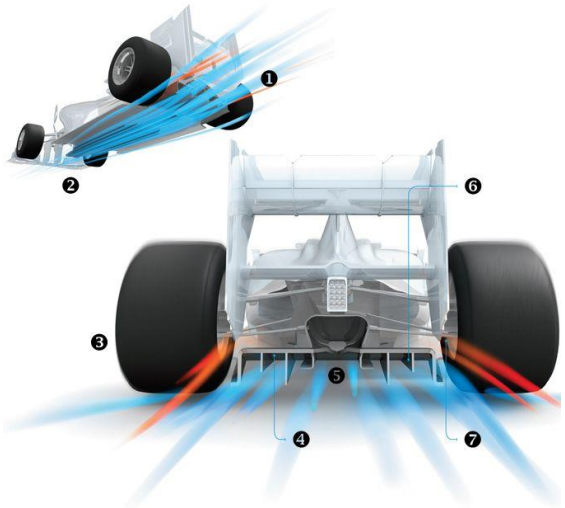


Рис. 3. Иллюстрация конструкции диффузора

При отсутствии диффузора за автомобилем находится зона разряжения, которая возникает за любыми движущимися в пространстве предметами и имеет вихревой характер. Поток под болидом, имея достаточно большую скорость, вылетает из-под днища, «не понимает» куда ему двигаться дальше, и упирается в вихревую зону, в результате чего давление за болидом резко возрастает, а скорость потока падает, динамическая составляющая закона Бернулли падает, а статическая растет. Для предотвращения данного явления используется диффузор — элемент обвеса автомобиля, преобразующий кинетическую энергию набегающего потока воздуха в повышение давления. В результате вихри, образовавшиеся без диффузора, уменьшаются, и прижимная сила возрастает (Рис. 4).

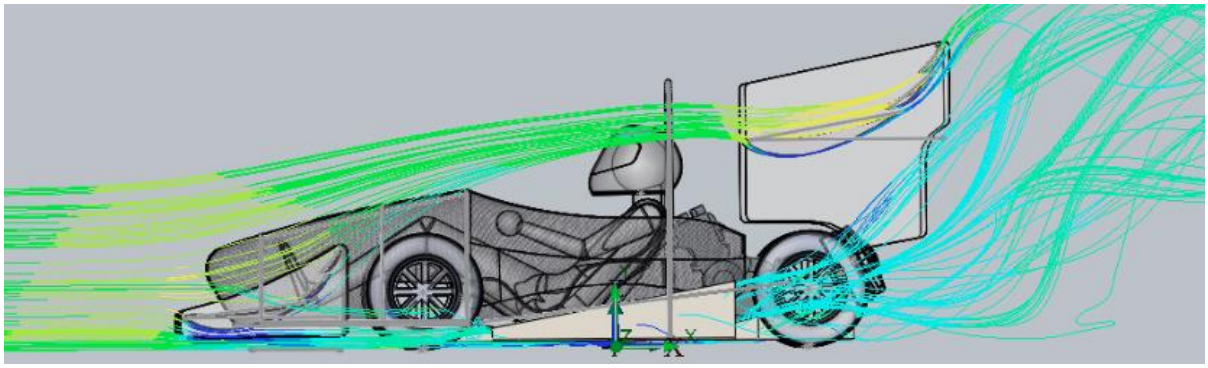


Рис. 4. Результат работы диффузора

Для стабилизации вылетающего потока используют вертикальные элементы диффузора. Кроме того, диффузор может перенаправлять воздушные потоки на обдув тормозных дисков и суппортов. Благодаря диффузору можно достичь до 40% прижимной силы, чем и пользуются инженеры Формулы 1 [1].

Разберемся с потоком, который огибает кузов болида сверху. Благодаря восходящему профилю капота поток ускоряется, а статическое давление падает. Несмотря на главную дугу и всю необтекаемую заднюю часть болида, где поток замедляется, скорость сверху все равно может оказаться выше, чем скорость потока под болидом. За счет разности давлений, как мы уже знаем, возникает подъемная сила, и автомобиль «пытается взлететь» [3].

Одним из способов оставить болид на трассе приходит прямиком из авиации. Если перевернуть крыло, то вместо подъемной силы мы получим прижимную, и, как результат, антикрыло (Рис. 5).

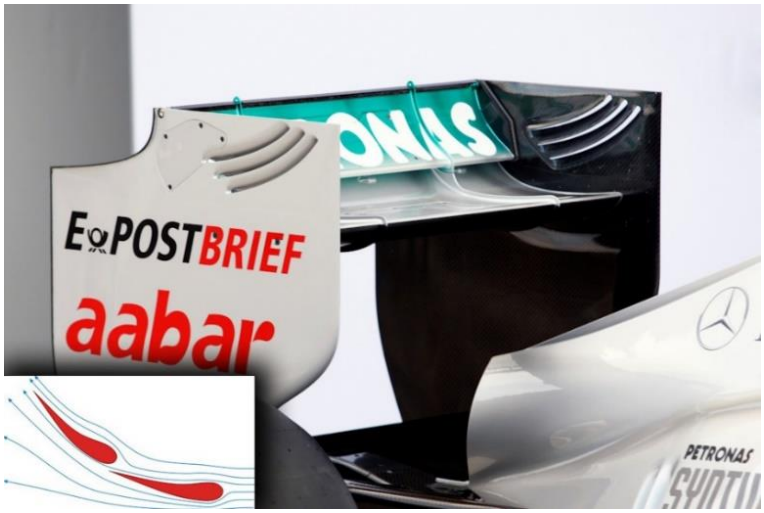


Рис. 5. Антикрыло

Основная идея антикрыла также объясняется законом Бернулли: ускорить поток под крылом, а значит уменьшить статическое давление. Более того, конструкция болидов с открытыми колесами позволяет установить массивные антикрылья спереди и сзади, которые могут давать свыше 50% прижимной силы. Одним нюансом использования антикрыльев является ничтожно малая эффективность перевернутого дозвукового авиационного профиля ввиду малых, в сравнении с авиацией, скоростей на поворотах, где они особенно нужны. Однако, изогнув профиль антикрыла, поток начнет двигаться по дуге с некоторым радиусом, и в нем возникнут центробежные силы, дополнительно прижимающие антикрыло. Гнуть крылья тоже можно в определенных пределах, поскольку при большой кривизне за ними возникает зона разряжения, способствующая вихреобразованию. Если же антикрыло сделать составным, то в щели между планками будет проникать воздух. Это позволяет уменьшить разряжение и исключить вихри [2].

Большое значение в работе антикрыльев имеют боковые стенки, которые разделяют поток на внешний и разрезаемый крылом, а также позволяют увеличить и сохранить область низкого давления. Таким образом, появляется необходимость в увеличении нижней части боковых стенок до максимальных размеров.

Как известно, прижимная сила не приходит одна. Каждый ньютон этой силы, приводит с собой лобовое сопротивление. Поэтому очень важным в аэродинамике является соотношение:

$$\text{Лобовое сопротивление} / \text{Прижимная сила} \cdot \quad (3)$$

Исходя из вышеизложенного, командой FS USURT в сезоне 2017 г. были выполнены подсчеты вариантов расположения планок заднего антикрыла. Всего было перебрано 14 комбинаций зазоров и углов. Таблица соотношений согласно формуле (3) представлена в Таблице 1.

Таблица 1

Матрица комбинации зазоров и углов с результатами соотношений (3)

Угол/Зазор	5	10	15	20
0	0,41698	0,38305	0,41941	0,39598
10	0,60595	0,52954	0,51461	0,52083
15	0,78641	0,82105	0,72908	0,74636
20	0,99429		0,97906	

На матрице комбинаций хорошо видно, что наилучшие области соотношений при минимальном угле атаки антикрыла (первая строка). Следовательно, для себя мы решили, что углы атаки выше 10 градусов использоваться не будут.

По матрице комбинаций был составлен график, представленный на Рис. 6.

Рис. 6. График соотношений прижимной силы и силы сопротивления на основании матрицы результатов

Проанализировав все варианты, команда остановилась на следующих соотношениях:

- Зазор 15 мм, угол 10° прижмут на 339 Н верхнее антикрыло;
- зазор 10 мм, угол 10° прижмут на 310 Н среднее антикрыло;
- зазор 10 мм, угол 0° прижмут на 295 Н нижнее антикрыло.

Согласно расчетам, суммарно заднему антикрылу пришлось выдерживать нагрузку в 51,1 кг.

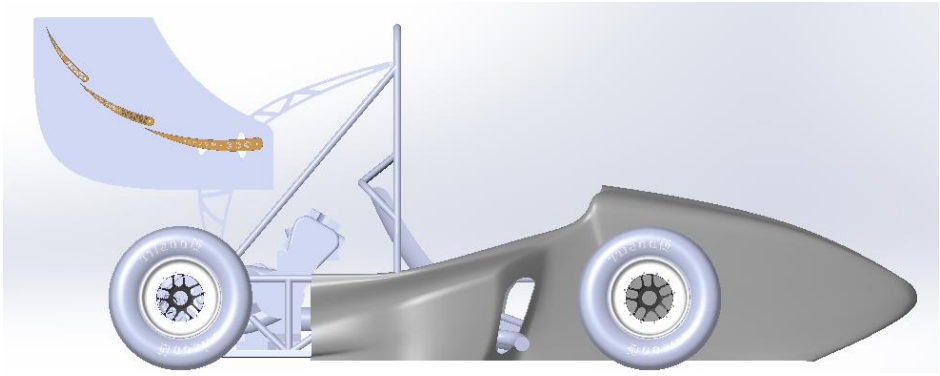


Рис. 7. Расположение задних антикрыльев на корпусе болида FS USURT сезона 2017 г.

Стоит заметить, что двигатель болида расположен в задней части, а значит львиная доля прижимной силы приходится на заднюю ось. Данная конструкция приводит к склонности к заносу. Поэтому для грамотного распределения прижимной силы в конструкцию были добавлены передние антикрылья.

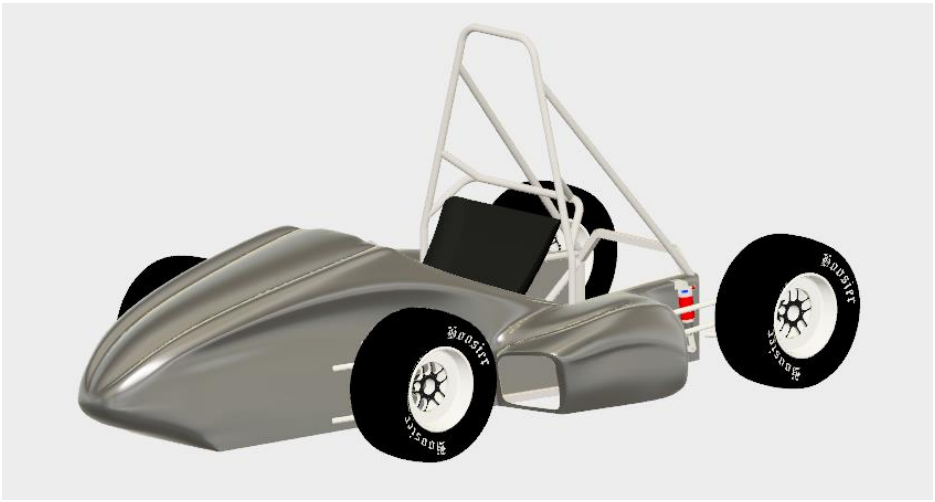


Рис. 8. Корпус болида команды FS USURT сезона 2018

В настоящем сезоне для боковой стабилизации болида на капот были добавлены направляющие потока. Корпус болида представлен на Рис. 8.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Осуществление контроля набегающего воздуха может производиться разными способами. При этом поток воздуха под автомобилем необходимо всеми силами ускорить и удержать в стабильном, безвихревом состоянии. Поток над автомобилем ускоряется в силу профиля болида. Его надо превращать в прижимную силу и помнить, что главное в аэродинамике — внимание к мелочам и баланс прижимной силы и лобового сопротивления. Аэродинамика — своего рода искусство. Это не просто наука с сухими формулами, таблицами и графиками. За ними скрываются красивейшие процессы, которые человек издавна пытается понять и подчинить.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аэродинамика болидов / В.П. Стулов [и др.]. — М.: «Наука», «Физматлит», 1995. — 231 с.

2. Краснов, Н.Ф. Аэродинамика. Т. 1. Основы теории. Аэродинамика профиля и крыла / Н.Ф. Краснов — М.: «Высшая школа», 1976. — 384 с.

3. Аэродинамика / Mechanoid — URL: https://www.drive2.ru/b/4527426055081820 31/ (дата обращения: 24.12.2017).

Александр Андреевич Михальков
E-mail: sj4000goprohd@gmail.com

Кирилл Андреевич Шабрин
E-mail: Shabrin.kirya@gmail.com

Николай Игоревич Салатов
E-mail: nikolai0606@gmail.com

Уфимский государственный авиационный технический университет
г. Уфа

Разработка универсального комплекта для перевода транспортных средств и гоночных болидов класса «Эко-марафон Шелл» и «Формула студент» на беспилотное управление

Alexandr Andreevich Mixalkov

Kirill Andreevich Shabrin

Nikolai Igorevich Salatov

Ufa State Aviation Technical University
Ufa

THE DEVELOPMENT OF DRIVERLESS MULTIPURPOSE KIT TO TRANSFER VEHICLES AND RACING CARS OF A CLASS OF THE “SHELL ECO MARATHON” AND “FORMULA STUDENT” UNMANNED

Аннотация: В данной статье рассмотрены компоненты для создания бюджетного универсального беспилотного комплекта, их преимущества и недостатки для последующего внедрения в болиды класса «Формула Студент» и «Эко-марафон Шелл».

Abstract: This article describes the components of a budget, versatile drone kit, their advantages and disadvantages for subsequent implementation in the cars class “Formula Student” and “Shell Eco Marathon”.

Ключевые слова: беспилотный комплект; беспилотник; «Формула Студент»; УГАТУ Racing Team.

Keywords: driverless set; Formula Student; UGATU Racing Team.

ВВЕДЕНИЕ

Беспилотные транспортные средства находятся на стадии «рождения», в связи с чем возникла идея усовершенствовать данную технологию для массового пользования, чтобы каждый человек смог

воспользоваться комплектом, обеспечив безопасность себе и другим участникам дорожного движения.

Для создания универсального комплекта для перевода транспортных средств на беспилотное управление потребуется:

- ультразвуковые датчики;
- камеры;
- сервопривод;
- датчик угла поворота рулевого колеса;
- датчик скорости;
- микропроцессор;
- компьютер;
- блок управления;
- сканирующий радар.

Названия, количество и стоимость этих компонентов приведены в Таблице 1.

Таблица 1

Необходимые комплектующие

Тип	Название	Цена, руб.	Кол-во	Общая цена, руб.
Ультразвуковой датчик	HC-SR04	100	8	800
	EV3 45504	3 400	8	27 200
	US-015	160	8	1 280
Камера	3D-камера BOBOVR S2	7 900	1	7 900
	Vuze	59 101	1	59101
	Insta360 Pro	299 000	1	299 000
	Logitech HD Webcam C270	1 227	2	2 454
	Logitech HD Webcam C525	2 470	2	4 940
	Sony Playstation Camera для PS4	4 499	1	4 499
	Fujifilm FinePix Real 3D W1	26 000	1	26 000
Сервопривод	Futaba S3004	990	5	4 950
Датчик угла поворота рулевого колеса		1 000	1	1000
Датчик скорости		300	1	300
Микропроцессор	Arduino	1 000	2	2 000
Блок управления	NVIDIA	2 000 000	1	2 000 000
Компьютер		20 000	1	20 000
Сканирующий радар	Delfie	60 000	1	60 000
ФОТ		800 000	1	800 000
			Итого:	3 321 424

1. УЛЬТРАЗВУКОВЫЕ ДАТЧИКИ

Ультразвуковые датчики (HC-SR04) служат для распознания препятствий на расстоянии от 2 см до 4 м, они помогут ориентироваться на более близких расстояниях. Работа модуля основана на принципе эхолокации. Модуль посылает ультразвуковой сигнал и принимает его отражение от объекта. Измерив время между отправкой и получением импульса, несложно вычислить расстояние до препятствия.

Вид модуля показан на Рис. 1.

Рис.1. Ультразвуковой датчик

2. Камеры

Камеры (Fujifilm FinePix Real 3D W1) помогут ориентироваться в пространстве, выводя графическую информацию для дальнейшей обработки ее компьютером.

Технология, которой следует система Fujifilm FinePix Real 3D W1, относится к методу триангуляции. Ее суть в том, что зрителю демонстрируются два изображения одного и того же пространства, снятые с небольшим смещением (базой) места съемки (места, откуда производится съемка). Такое смещение точки съемки «имитирует» расстояние между глазами наблюдателя. Пара изображений демонстрируется раздельно для каждого глаза. Два изображения, снятые с разных точек, немного отличаются. Если мысленно

«свести» удаленные объекты на этих снимках, то разойдутся близкие, и наоборот. Смещение для пары изображений одного и того же объекта тем больше, чем дальше этот предмет от точки мысленной фокусировки. Фокус внимания при разглядывании такой пары или разглядывании реального пространства двумя глазами управляет процессом «мысленного вычисления» угла между оптическими осями глаз, необходимого, чтобы свести в одном месте два изображения одного и того же объекта. Результат такого «вычисления» — восприятие объема и возможность оценки расстояния.

Плюсы:

- Только камеры могут распознавать дорожную разметку и знаки.
- У камер хорошее разрешение по углу, т.е. камера хорошо «понимает» объекты, которые двигаются поперек движения автомобиля (переходящий дорогу пешеход).
- По картинке с камеры возможна прямая классификация объектов («собака», «ребенок», «взрослый», «велосипед», «легковая машина», «грузовик»).
- Камеры доступны по цене: от нескольких сотен долларов для покупателя.

Минусы:

- У камер плохое разрешение по дальности, они с трудом понимают расстояние до препятствия или скорость сближения (стереокамеры отчасти решают проблему).
- Нет прямого измерения скорости объектов, ее можно понять по серии кадров, и все равно измерение нечеткое.
- Сильно влияние погодных и дорожных условий.
- Обработка данных с камер занимает время: задержка тем больше, чем сложнее система камер.

Функцию 3D-изображения камера передает благодаря свои двум объективам, которые показаны на Рис. 2.

Рис. 2. Камера 3D

3. МИКРОПРОЦЕССОР

Микропроцессор (Рис. 3) — это небольшая плата с собственным процессором и памятью. На плате также есть пара десятков контактов, к которым можно подключать всевозможные компоненты: лампочки, датчики, моторы, чайники, роутеры, магнитные дверные замки и вообще все, что работает от электричества. В нашем случае к микропроцессору будут подключены ультразвуковые датчики и сервопривод. Микропроцессор будет запрограммирован так, чтобы можно было управлять данными устройствами по заданному алгоритму.

Рис. 3. Микропроцессор

4. РАДАР

Сканирующий радар работает таким образом: излученные устройством сверхвысокие частоты, возвращаются по прошествии определенного времени с определенными изменениями; сравнивая начальную частоту и частоту, вернувшуюся по прошествии времени, можно судить о дистанции до объекта и их скорости.

Рис. 4. Радар

Плюсы:

- На работу радаров намного меньше влияют погодные условия, вообще не влияет цвет объектов и освещенность.
- Хорошая разрешающая способность по дальности и скорости, доступно прямое измерение дальности и скорости с хорошей точностью.
- Мгновенная (1/20–1/50 секунды) обработка данных, что особенно важно для высоких скоростей.
- Возможность легко накапливать и анализировать информацию в динамике за счет небольшого объема информации.

Минусы:

- Не дешевле, а часто и дороже камер. Дороже 1000 $ за дальний радар.
- Плохое разрешение по углу (радару сложно «понять» движение поперек).
- Нет прямой возможности классифицировать препятствие или оценить его габариты.
- Сильная зависимость дальности от угла обзора. Если светим далеко и узким лучом, не видим помехи над дорогой и по сторонам. Светим широко — получаем небольшую дальность.

Радар необходим, так же как и камеры, так как сильные стороны радара — слабые стороны камеры, и наоборот.

5. СЕРВОПРИВОД

Сервопривод (Рис. 5) — стандартный сервопривод, предназначен для автомоделей. С помощью него камеры и радары будут вращаться при необходимости.

Рис. 5. Сервопривод

6. БЛОК УПРАВЛЕНИЯ

Для обработки сигналов, полученных с датчиков, понадобится блок управления, который обрабатывает информацию и выдает конечный результат. NVIDIA DRIVE ™ PX — это компьютер для автомобилей, который позволяет автопроизводителям, изготовителям грузовиков, поставщикам первого уровня и стартапам ускорить производство автоматизированных и автономных автомобилей. Он масштабируется от конфигурации одного процессора, предоставляя возможности автокруиза (AutoCruise), до

сочетания нескольких процессоров и дискретных графических процессоров, предназначенных для полного автономного роботооборота (Рис. 6).

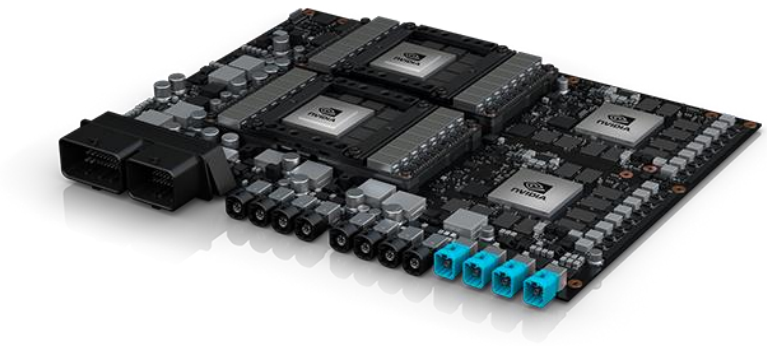


Рис. 6. Блок управления

7. КОМПЬЮТЕР

Также для настройки всех компонентов понадобится самый простой компьютер. Показания всех датчиков, картинки с камер будут выводиться на монитор, чтобы человек мог видеть, как техника справляется с той или иной ситуацией.

Для увеличения продуктивности работы комплекта следующим этапом будет повышение класса точности вычислительной техники, с закупкой следующего оборудования: несколько ультразвуковых датчиков, камер, датчик скорости и датчик угла поворота рулевого колеса.

8. УЛЬТРАЗВУКОВЫЕ ДАТЧИКИ

Цифровой ультразвуковой датчик EV3-45504, помимо основных функций ультразвукового датчика, может улавливать звуковые волны, которые будут являться триггерами для запуска программ. К примеру, ученики могут использовать датчик для построения системы мониторинга трафика, измерения расстояния между автомобилями.

Ультразвуковой датчик US- 015 также называют дальномером, он может распознавать препятствия в диапазоне от 2 см до 7 м.

9. 3D-КАМЕРЫ

3D-камера BOBOVR S2 имеет большой угол обзора (120°), хорошее разрешение 2К (2560x960), позволит получить более качественную картинку в 3D-формате.

Камера Vuze имеет 8 Full HD линз, которые компилируют качественную 360°-ную картинку с частотой до 30 кадров в секунду. Эта камера также поможет лучше ориентироваться в пространстве.

Камеры Logitech HD webcam c525 и c270, так называемые вебкамеры со встроенным микрофоном и хорошей картинкой.

Камера Sony PlayStation 4 для PS4 способна распознавать движения и выполнять нужные команды в зависимости от них.

10. ДАТЧИК УГЛА ПОВОРОТА И ДАТЧИК СКОРОСТИ

Датчик угла поворота рулевого колеса используется в работе нескольких автомобильных систем: курсовой устойчивости, адаптивного круиз-контроля, помощи движению по полосе, электрогидравлического усилителя рулевого управления, электромеханического усилителя рулевого управления, активного рулевого управления, адаптивного освещения, активной подвески.

Датчик скорости нужен для определения скорости автомобиля, чтобы беспилотный автомобиль мог сам контролировать скорость.

11. ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ

Чтобы вся система работала самостоятельно, нужно написать программу для компьютера, блока управления и микропроцессора. Программы будут писаться на языке программирования C++.

Распознавание образов окружающих объектов внешней среды. Представим структуру системы для распознавания образов. Данная система обработки производит обработку и анализ изображений, поступающие от оптико-электронных систем. Учитывая характер решаемых задач, необходимо учесть следующие ограничения и особенности:

- Информация о характеристиках фона и наблюдаемых объектов чаще всего содержит неточные размеры объектов или вовсе отсутствует.
- В связи с ограниченностью времени на принятие решений и наличием замкнутого контура управления движением обработка, анализ и распознавание должны выполняться в реальном времени.
- Работа системы управления, слежения и обработки должны проводиться при минимальном участии человека или в автономном режиме.

В сложных условиях улучшить качество сигнала и результата наблюдения можно с помощью алгоритмов оценивания параметров геометрических преобразований изображений и методов пространственно-временной фильтрации. Среди них можно выделить четыре основных метода:

1. Для измерения положения неподвижных и движущихся объектов, наблюдаемых на однородном и неоднородном фоне, используются методы на основе сравнения с эталоном.
2. Используя информацию о статистических свойствах объекта и фона, можно выделять движущиеся и неподвижные объекты, наблюдаемые на сравнительно однородном фоне. Такие методы называются методами статистической сегментации;
3. При обнаружении объектов на фоне ясного или облачного неба максимальную эффективность показывают методы выделения объектов с помощью пространственной фильтрации. Данные методы используют операции линейной и нелинейной пространственной фильтрации изображений;
4. Методы выделения динамических изменений основаны на выделении изменений, происходящих с течением времени в наблюдаемой группе изображений. Такие методы применяются при решении задачи выделения движущихся объектов.

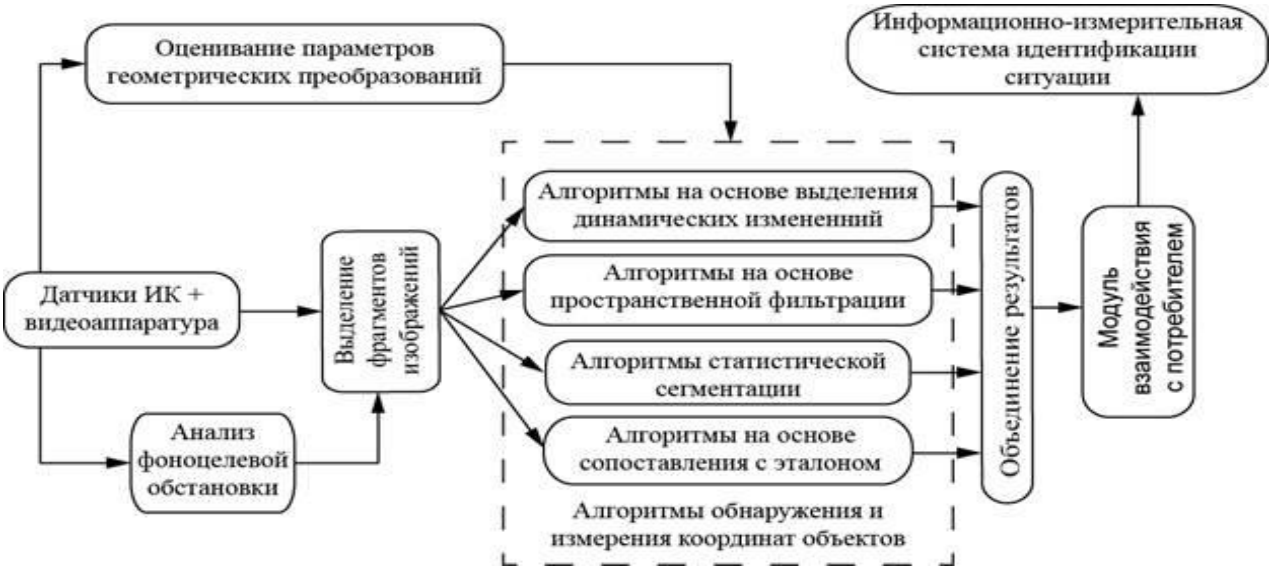


Рис. 7. Структура программно-алгоритмического обеспечения оптико-электронной системы обнаружения объектов

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработка универсального комплекта дает возможность перевода автомобиля в беспилотное состояние. Данный комплект можно установить в любое транспортное средство и, в зависимости от его функционала, в нем могут варьироваться датчики и приводы.

Например, для автобуса понадобятся дополнительные маячки остановок и приводы дверей для входа/выхода пассажиров; комбайнам — приводы к косилке и дополнительные камеры, распознающие культуры растений, и т.д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойко, И.А., Гурьянов, Р.А. Распознавание объектов на основе видеосигнала, полученного с камеры, установленной на подвижной платформе / И.А. Бойко, Р.А. Гурьянов // Молодой ученый. — 2013. — № 6. — С. 32-38.

2. Юревич, Е.И. Основы робототехники / Е.И. Юревич. — СПб.: «БХВ-Петербург», 2007. — 416 с.

3. Bradsky, G., Kaehler, A. Learning OpenCV — O'Reilly, 2008. — 556 p.

Георгий Сергеевич Писарев
E-mail: thetruesanguinius@gmail.com

Станислав Игоревич Сороченко
E-mail: sorstas@mail.ru

Валентин Петрович Еремин
E-mail: v.eremin@baumanracing.ru

Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана
г. Москва

Разработка педального узла гоночного болида класса «Формула студент»

George Sergeevich Pisarev

Stanislav Igorevich Sorochenko

Valentin Petrovich Eremin

Bauman Moscow State Technical University
Moscow

PEDAL BOXDESIGN FOR FORMULA STUDENT RACING CAR

Аннотация: В статье рассмотрены проектирование педального узла, разработка механического привода дроссельной заслонки, унифицированного с электрическим приводом, а также разработка конструкции механизма педали тормоза.

Abstract: This article describes design process of pedal box, which is compatible with mechanical and electrical throttle control. Article includes design of brake pedal mechanism.

Ключевые слова: «Формула Студент»; педальный узел; привод дроссельной заслонки; педаль тормоза.

Keywords: “Formula Student”; pedal assembly; throttle control; brake pedal mechanism.

ВВЕДЕНИЕ

Педальный узел — это часть органов управления, приводимых в движения при помощи ног пилота. Педаль газа служит для управления дроссельной заслонкой.

Дроссельная заслонка является одним из конструктивных элементом впускной системы бензиновых двигателей внутреннего сгорания с впрыском топлива и предназначена для регулирования количества воздуха, поступающего в двигатель для образования топливно-воздушной смеси. Дроссельная заслонка регулирует количество горючей смеси, поступающей в двигатель [1].

Различают два вида дроссельных заслонок:

- с механическим приводом (привод предполагает связь педали газа и дроссельной заслонки с помощью металлического троса);
- с электрическим приводом (т.к. между педалью газа и дроссельной заслонкой нет жесткой связи, используется электронная система управления дроссельной заслонкой).

Педаль тормоза является главным органом управления тормозной системы, воздействие на который приводит к созданию тормозного момента на колесах автомобиля.

Конструкция педального узла должна соответствовать следующим требованием: компактность, малая масса, надежность, возможность оснащения как электроприводом дросселя, так и механическим. Кинематика механизма педали тормоза должна обеспечивать требуемое передаточное число при минимальных габаритах и массе. Также конструкция должна удовлетворять требованиям регламента [4].

1. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА ПЕДАЛИ ТОРМОЗА

Начальный этап проектирования педали тормоза — разработка кинематической схемы. В процессе проектирования необходимо учитывать эргономические параметры. Предельный угол наклона тормозной педали α составляет 77°, начальный угол α равен 90°.

1.1. Определение параметров кинематической схемы

Необходимо определить параметры конструкции кинематической схемы тормозной педали. Основным показателем при проектировании педали тормоза — передаточное число [2]. Передаточное число — это отношение хода педали к ходу штока гидроцилиндра. Целью разработки кинематической схемы является достижение требуемого передаточного числа. Кинематическая схема представлена на Рис. 1.

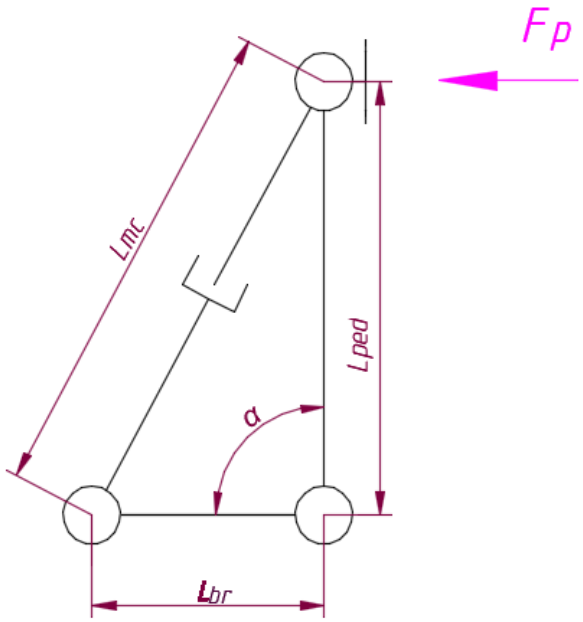


Рис. 1. Кинематическая схема

L_{ped} — длина педали;
L_{br} — расстояние от оси вращения педали до оси гидроцилиндра;
L_{mc} — длина гидроцилиндра в сборе;
α — угол наклона педали тормоза.

В кинематической схеме были учтены конструктивные особенности педального узла в целом, со всеми его комплектующими. Варьируя основными параметрами и учитывая условия компоновки, было получено требуемое передаточное число при оптимальных габаритах [3].

$$l_p = \frac{\Delta S}{\Delta l_{mc}}, \quad (1)$$

где

$$l_{mc} = l_{mc1} - l_{mc2} = 6.78\,mm \quad (2)$$

l_{mc1}— начальная длина гидроцилиндров в сборе,

l_{mc2}— длина гидроцилиндров в сборе при нажатии на педаль тормоза,

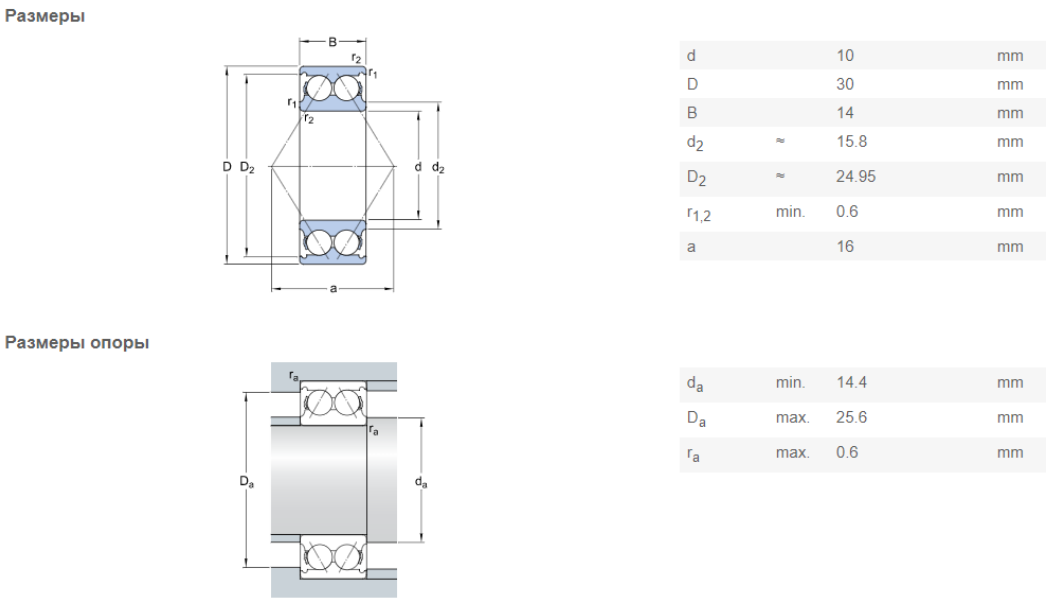
ΔS — ход педали тормоза;

$$\Delta S = 42.74mm$$

$$\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2 = 13° \quad (3)$$

Из кинематического расчета мы получили оптимальные габариты педали тормоза и передаточное число $(l_p = 6.304)$ [2].

1.2. Выбор подшипника



d		10	mm
D		30	mm
B		14	mm
d_2	≈	15.8	mm
D_2	≈	24.95	mm
$r_{1,2}$	min.	0.6	mm
a		16	mm

d_a	min.	14.4	mm
D_a	max.	25.6	mm
r_a	max.	0.6	mm

Рис. 2. Чертеж подшипника и его размеры

Важным этапом проектирования педали является выбор подшипника. Выбран двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник (Рис. 2). По регламенту, статическая грузоподъемность подшипника должна составлять 2000 Н [4]. Статическая грузоподъемность выбранного подшипника составляет 4300 Н, что удовлетворяет требованиям регламента.

1.3. Форма педали

Также в форму педали было заложено крепление композитных накладок педали тормоза и отверстие для балансирного стержня.

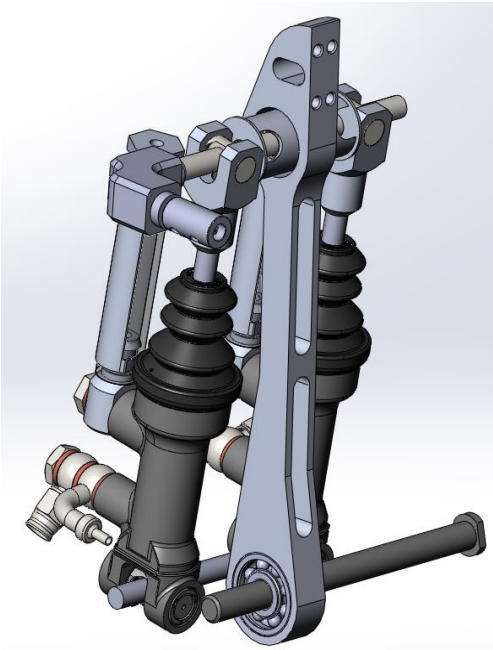


Рис. 3. Педаль тормоза в сборе

1.4. Расчет педали на прочность

По регламенту тормозная педаль должна выдерживать нагрузку 2000 Н [4]. Конечно элементная модель (КЭМ) изображена на Рис. 4. Штоки гидроцилиндров были смоделированы с помощью ROD-элементов, а балансирный стержень с помощью BAR-элементов. Сечения BAR-элементов соответствуют реальной конструкции балансирного стержня. Характеристика КЭМ указана в Таблице 1.

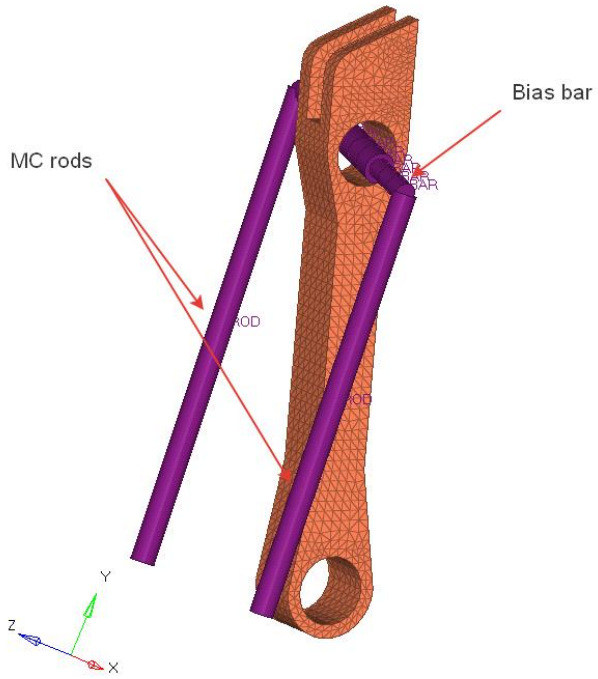


Рис.4. КЭМ педали, балансирного стержня и штоков гидроцилиндров

Таблица 1

Характеристика КЭМ

Элементы	Узлы	Тип элементов
4 087	14 231	Tetra
11	12	BAR
2	4	ROD

Для приложения нагрузки к педали используется элемент RBE3. Перемещения концов штока (ROD-элементы) ограничены по всем степеням свободы, ось педали ограничена по всем степеням свободы, кроме вращения вокруг оси x. На Рис. 5 представлены закрепления и нагрузка, приложенная к педали.

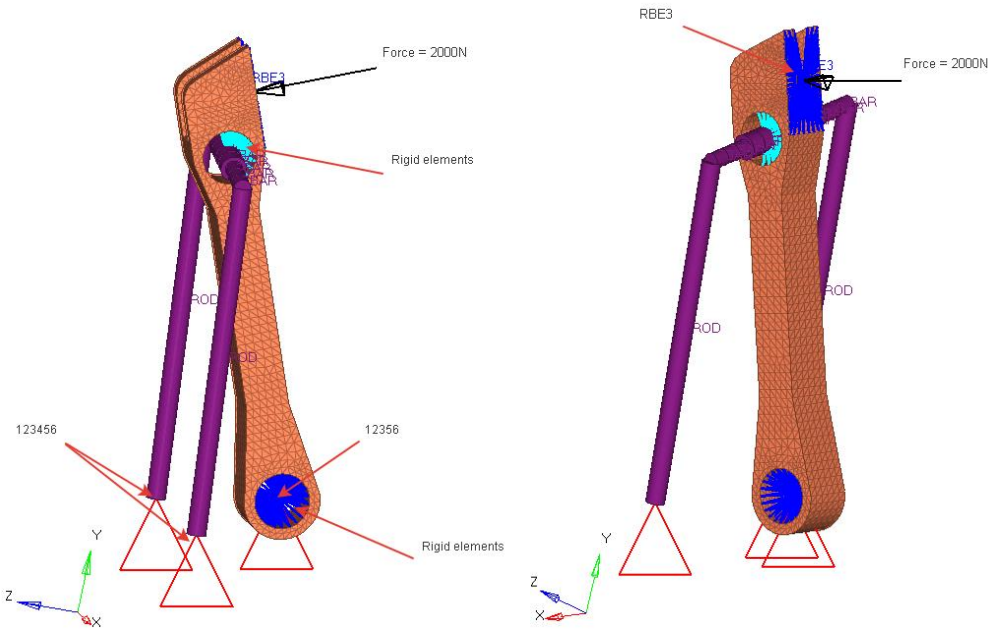


Рис. 5. Нагрузочный режим педали тормоза

В качестве целевой функции оптимизации педали выбрана податливость. Оптимизация целевой функции ограничивается объемом тормозной педали (30%). Полученная форма педали симметрична относительно плоскости, проходящей через центр педали. Получено три результата оптимизации в зависимости от вектора удаления материала. На Рис. 6 изображена область оптимизации педали (коричневые элементы).

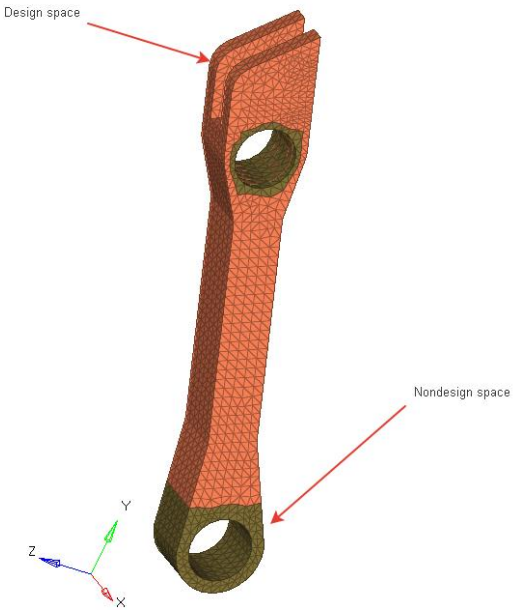
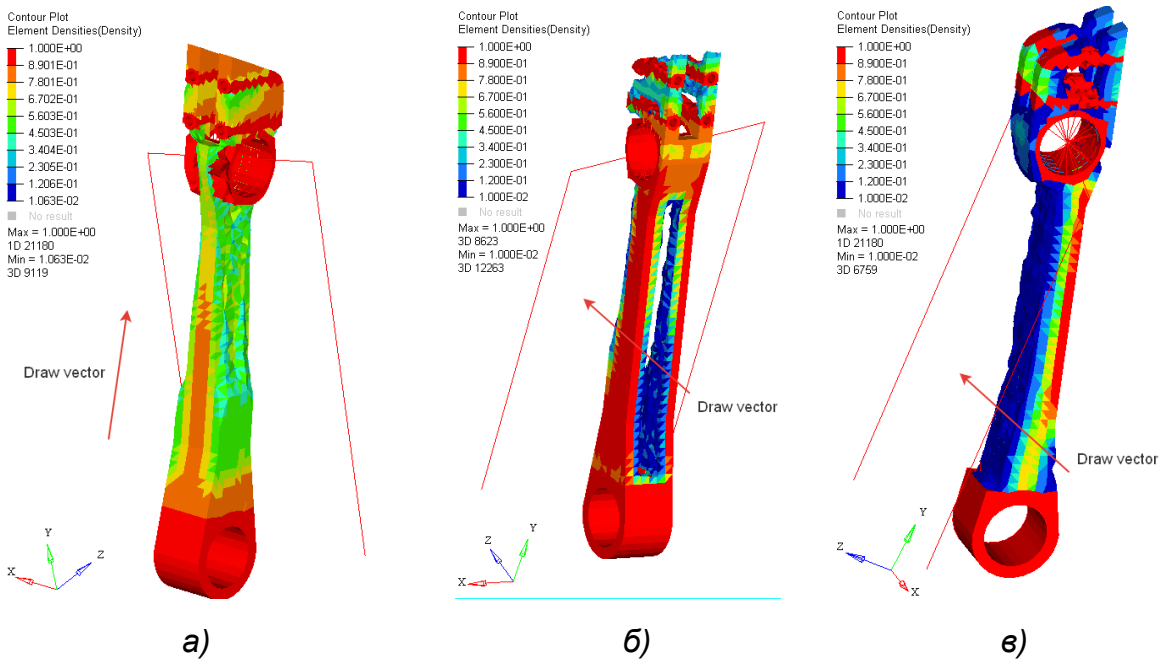


Рис. 6. Область оптимизации

Для топологической оптимизации области оптимизации установлены следующие ограничения: плотность распределения элементов симметрична относительно плоскости перпендикулярной оси педали и проходящей через центр педали, вектор удаления материалов варьируется (Рис. 7).



а) *б)* *в)*

Рис. 7. Плотность распределения материала: а — вектор вдоль педали; б — вектор вдоль оси педали; в — вектор перпендикулярно оси педали

Для создания 3D-модели и поверочного расчета выбран вариант с направлением вектора удаления материала перпендикулярно оси педали (Рис. 7в).

По результатам оптимизации создана 3D-модель педали тормоза. Для верификации результата оптимизации был проведен поверочный расчет. Граничные условия аналогичны условиям закрепления и приложения нагрузки, изображенным на Рис. 5.

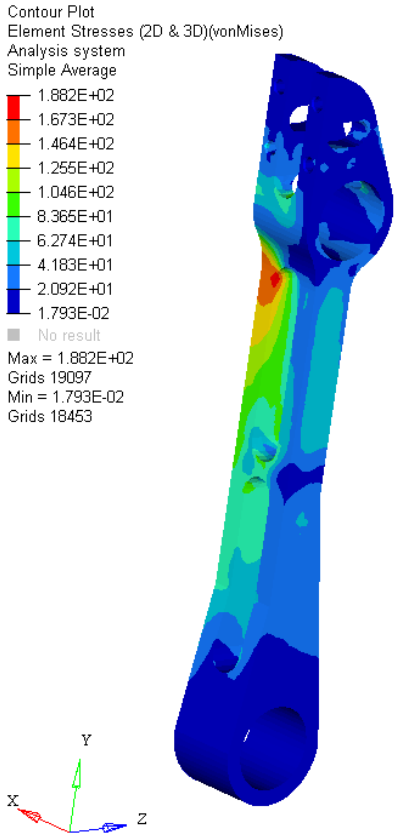


Рис. 8. Статический анализ педали тормоза

Максимальное напряжение составило 188 МПа, для материала, используемого для расчета и проектировании педали тормоза (алюминий Д16) предел прочности составляет 450 МПа.

3. РАЗРАБОТКА ПРИВОДА УПРАВЛЕНИЯ ДРОССЕЛЬНОЙ ЗАСЛОНКИ

3.1. Обзор механического привода дросселя BRT 5

Проектирование механического привода дросселя начинается с рассмотрения нескольких кинематических схем с последующим выбором наиболее подходящей схемы для конструирования педального узла. Число схем большое, т.к. трос привода можно подводить с любой стороны педального узла, что приводит к различным схемам. Пример положений троса и кинематики механического дросселя приведены на Рис. 9 и 10.

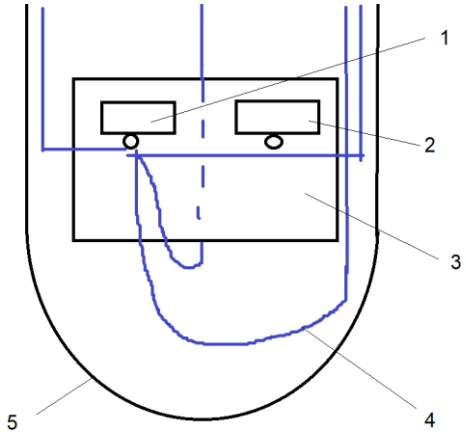


Рис. 9. Возможные варианты расположения троса: 1 — педаль газа; 2 — педаль тормоза; 3 — педальный узел; 4 — трос; 5 — корпус болида

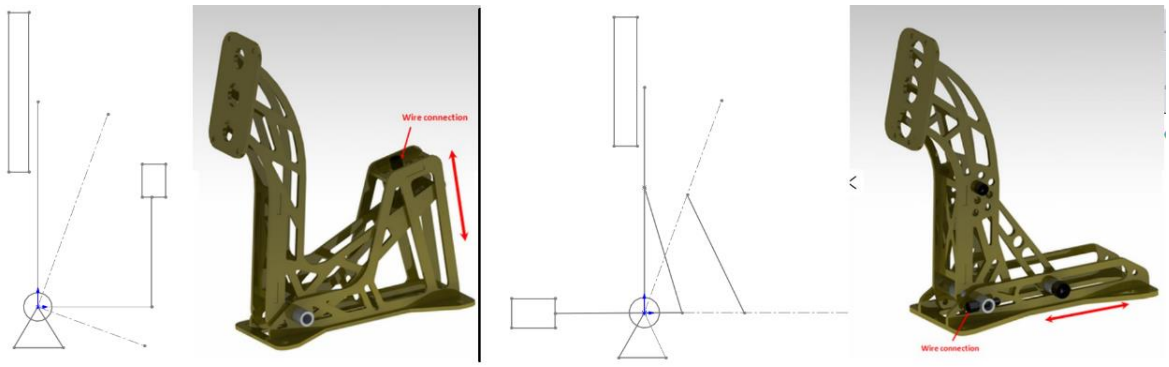


Рис. 10. Кинематика механического дросселя и их конструктивные решения

Минусом таких решений является большая масса, громоздкость, большие габариты, усложнение общей конструкции педального узла. Конструкцию педального узла можно упростить следующими действиями:

1. использовать всего одну рельсу;
2. изготовить педаль газа из композитных материалов.

Такие выводы получены из следующих соображений. Большие нагрузки приходятся только на педаль тормоза. На саму педаль газа приходятся небольшие нагрузки, т.к. она должна легко вращаться при ее нажатии. Педаль газа можно изготовить из композитных материалов, что уменьшит вес педали. Педаль газа присоединяется к оси педали тормоза. На Рис. 11 показана 3D-модель.

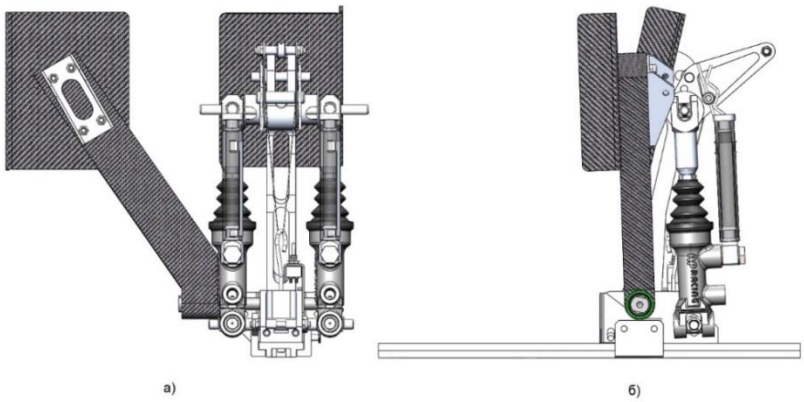


Рис. 11. 3D-модель педального узла: а) вид сзади; б) вид сбоку

Механический привод дросселя выполнен в форме ромба. Кинематика и схема работы показаны на Рис. 12. Один шарнир ромба жестко прикрепляется к силовому кронштейну, который соединяет правую часть подпятника с кронштейном педали тормоза и служит опорой подпятника. Противоположенный шарнир крепится к педали. Два остальных шарнира свободно перемещаются. Вытягивание троса привода на 45 мм приводит к полному открытию дроссельной заслонки. Трос прикрепляется к одному из двух свободно перемещающихся шарниров. Когда пилот нажимает на педаль газа, механический дроссель сжимается, а два свободно перемещающихся шарнира расходятся друг от друга. Полное открытие дроссельной заслонки происходит при повороте педали на 25 градусов. По эргономическим соображениям такой угол поворота допустим.

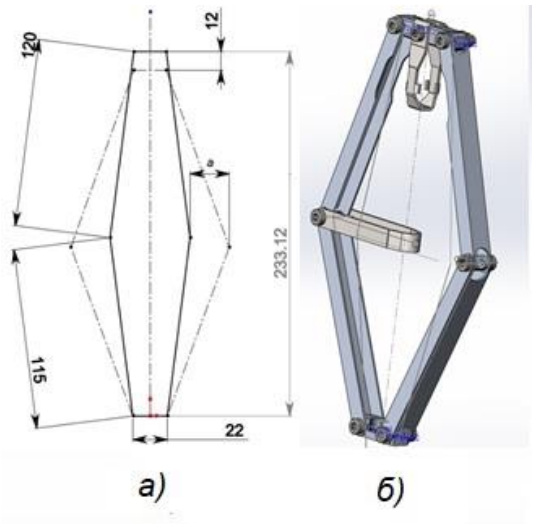


Рис. 12. Механический привод дросселя: а) кинематика привода; б) 3D-модель привода

Преимущества такого механизма привода дросселя:

- малые габариты по длине;
- простая конструкция силового кронштейна, который соединяет правую часть подпятника с кронштейном педали тормоза;
- унификация с линейными датчиками при применении электронной системы управления дросселя.

Недостатки:

- сложность конструкции механического, большое количество деталей, ненадежность;
- трудоемкость обслуживания;
- перетирание троса о детали механического привода дросселя.

3.2. Электрический привод дросселя болида «BRT 5»

Электрический привод дросселя включает в себя два линейных датчика. Т.к. каждый датчик одноканальный, а по требованию регламента необходимы две независимые электрические цепи, использовано два датчика [4]. Оба датчика крепятся к педали газа и силовому кронштейну, куда крепится механический привод дросселя. Общая масса двух датчиков равна 159 г.

Рис. 13. Линейные датчики

3.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА ДРОССЕЛЯ

При проектировании механического привода дросселя удобно расположить трос так, как показано на Рис. 14. При таком положении трос изгибается под большим радиусом, что приводит к минимальному трению между тросом и оболочкой.

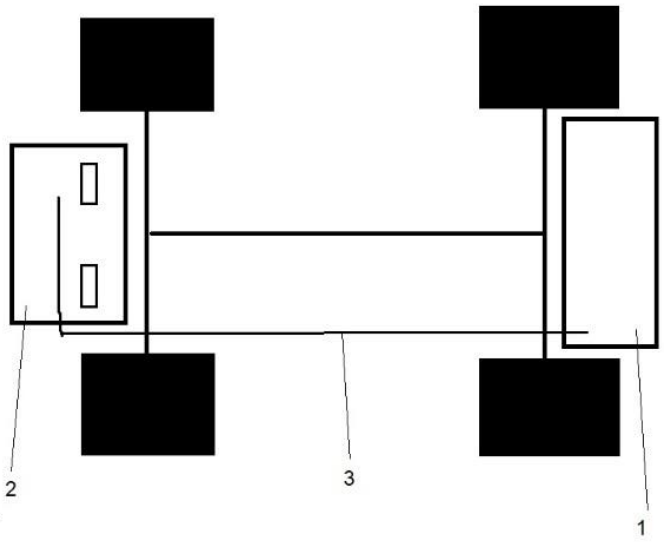


Рис. 14. Вид сверху на болид: 1 — двигатель; 2 — педальный узел; 3 — приводной трос

Кинематика механического привода дросселя представляет собой «качалку», состоящую из двух плеч. Одно плечо держит трос, другое плечо держит толкатель (тягу), соединяющий педаль газа с качалкой. Кинематика и схема работы показаны на Рис. 16. При нажатии на педаль газа вращательное движение преобразовывается в поступательное движение тяги, которая соединяет педаль и качалку, а поступательное движение преобразовывается во вращательное движение качалки, что приводит к вытягиванию троса.

Важно учесть диапазоны работ шарниров механизма привода. Тяга состоит из шпильки, к концам которой присоединены сферические шарниры. При горизонтальном положении оси качалки возможно пересечение сферического шарнира или тяги с приводом. Нужно расположить плоскость качалки в биссекторной плоскости между крайними положениями плоскости тяги на виде сбоку.

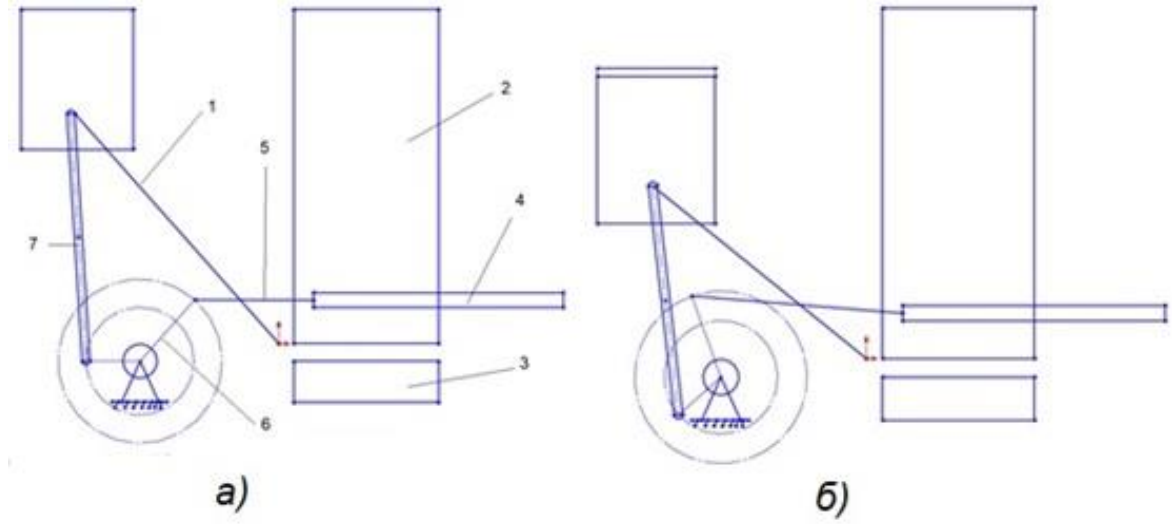


Рис. 15. Схема работы механического привода: 1 — педаль газа; 2 — педаль тормоза с гидроцилиндрами; 3 — рельса; 4 — оболочка троса; 5 — трос; 6 — качалка; 7 тяга; а) исходное положение педали; б) нажатое положение педали

Кинематика показана на Рис. 16. Такое расположение качалки полностью устраняет возможность пересечения тяги с качалкой и исключает возможность заклинивания.

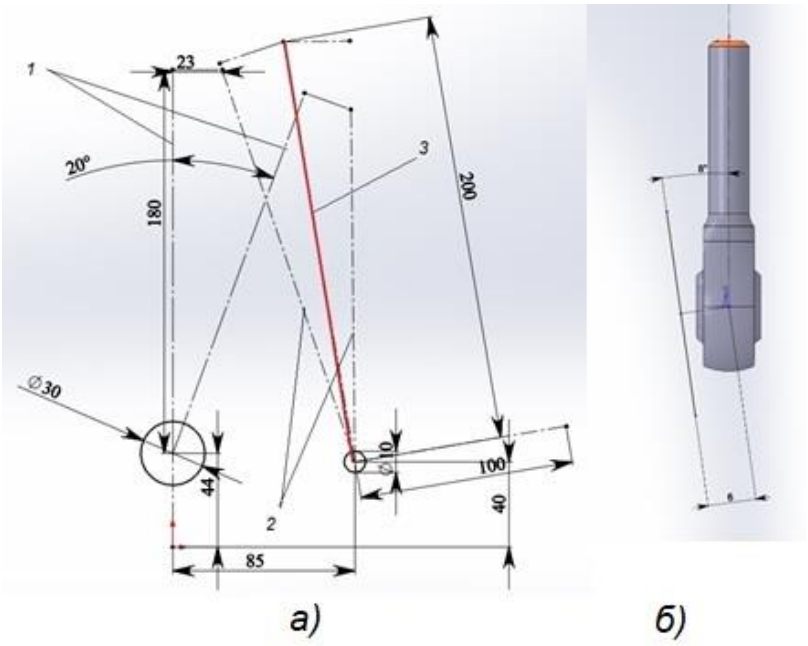


Рис. 16. Кинематика педали газа с тягой: 1 — педаль газа; 2 — тяга; 3 — биссекторная плоскость; а) расположение плоскостей; б) определение расстояния крепления сферического шарнира с качалкой

Для исключения изменения длины плеча крепления троса нужно выполнить деталь в виде сектора, на которую трос будет

наматываться. Дроссельная заслонка открывается полностью при вытягивании троса на 45 мм. Можно определить длину дуги сектора, на которую будет наматываться трос, воспользовавшись следующей формулой:

$$L = \frac{\pi R \alpha}{180°} \quad (4)$$

R — радиус плеча; α — угол сектора; L — *длина дуги.*

Выбраны величины радиусов плеч такие, чтобы длина дуги равнялось 56 мм.

$$R_1 = 20 \text{ мм;}$$
$$R_2 = 45 \text{ мм;}$$

При увеличении R_1 угол α уменьшается, что приводит к уменьшению длины дуги, на которую наматывается трос. При увеличении R_2 длина дуги увеличивается. В итоге механический привод дросселя состоит из пяти деталей. 3D-модель показана на Рис. 17.

Трос крепится к отверстию сектора с большим радиусом плеча, к отверстию с малым плечом крепится сферический шарнир. Вторая часть качалки увеличивает жесткость конструкции. Две пластиковые втулки сидят на пластине кручения и крепятся к силовому кронштейну педального узла. Эти втулки могут проворачиваться относительно кронштейна. Заклепка скрепляет обе качалки с пластиной кручения.

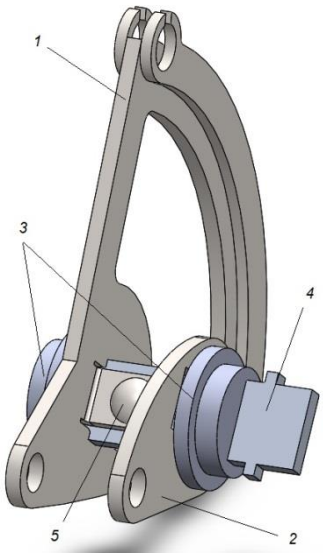


Рис. 17. 3D-модель механического дросселя: 1 — качалка-сектор; 2 — качалка; 3 — пластиковые втулки; 4 — пластина кручения; 5 — заклепка

3.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА ДРОССЕЛЯ

Для управления электрическим приводом выбран датчик вращательного типа. Он представляет собой два независимых потенциометра с двумя независимыми электрическими цепями. Это позволяет использовать один датчик вместо двух, как в предшествующей конструкции.

Рис. 18. Датчик вращения

Преимуществом выбранной конструкции является его унификация с механическим и электрическим приводом дросселя. При этом, в отличие от прошлой конструкции, механизм более простой и надежный. Принцип работы такой же, как и в механическом. Пилот, нажимая на педаль газа, приводит качалку во вращательное движение. Ось качалки приводит в движение датчика вращения. Конструкция электрического привода показана на Рис. 19.

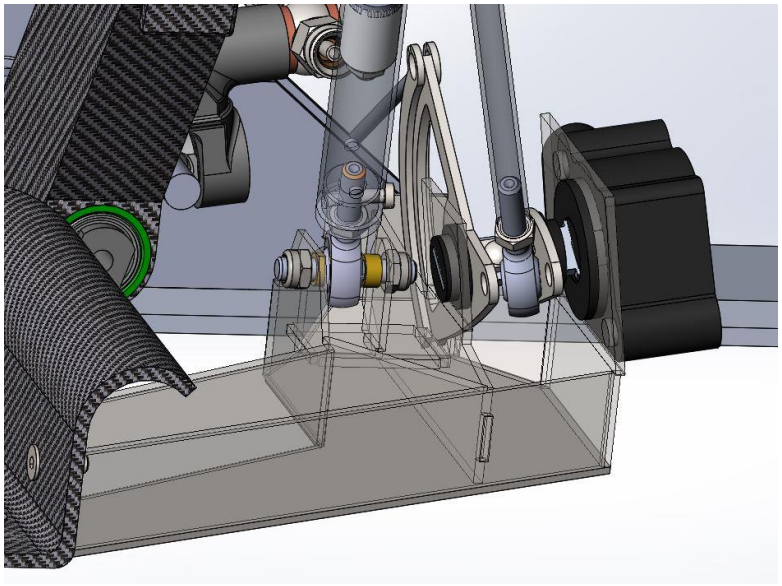


Рис. 19. Электрический привод дросселя с датчиком вращения и тягой

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проделанной работы выбрана конструкция привода дросселя, унифицированная как с электрическим, так и с механическим приводом. Определена кинематическая схема механизма педали тормоза, удовлетворяющая требуемому передаточному числу. Спроектирована и оптимизирована педаль тормоза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев [и др.]; под ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008.

2. Limpert, R. Brake design and safety / R. Limpert. — 3rd ed. — SAE International, 2011.

3. Milliken, W.F. Race car vehicle dynamics / W. F. Milliken, D. L. Milliken — Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.

4. Formula Student Rules 2018.

Григорий Николаевич Салимоненко
E-mail:ChelRacingTeam@gmail.com

Максим Валерьевич Назаров
E-mail: hmnemo@gmail.com

Александр Викторович Лопухов
E-mail: ChelRacingTeam@gmail.com

Антон Александрович Союстов
E-mail: ChelRacingTeam@gmail.com

Южно-Уральский Государственный Университет (НИУ)
г. Челябинск

Проектирование пространственной рамы гоночного болида класса «Формула студент»

Grigory Nikolaevich Salimonenko

Maxim Valerievich Nazarov

Alexander Viktorovich Lopukhov

Anton Alexandrovich Soyunov

South Ural State University (NRU)
Chelyabinsk

DESIGNING THE SPACE FRAME OF THE RACING CAR “FORMULA STUDENT” CLASS

Аннотация: В статье освещается процесс создания пространственной рамы для гоночного болида класса «Формула Студент». Приведены основные параметры для выбора материала, выбраны базовые схемы триангуляции, выполнены численные эксперименты для подтверждения надежности конструкции. Сделан вывод по результатам заездов на соревнованиях.

Abstract: The article highlights the process of creating a spatial frame for a racing bolide of the “Formula Student” class. The basic parameters given for material selection are chosen, the basic triangulation schemes are chosen, numerical experiments are performed to confirm the reliability of the structures. A conclusion is drawn on the results of the races at the competitions.

Ключевые слова: пространственная рама; «Формула Студент»; гоночный болид.

Keywords: spaceframe; Formula Student; race car.

ВВЕДЕНИЕ

Соревнование «Формула Студент» — это специально разработанный конкурс для студентов-инженеров, который позволяет им получить навыки по разработке и эксплуатации сложного технического устройства — гоночного болида. Каждая команда должна пройти полный цикл по проектированию гоночного болида, а именно:

- предложение идеи;
- проведение теоретических исследований;
- проектирование конструкции;
- изготовление болида;
- участие в соревнованиях.

Ключевым элементом гоночного болида класса «Формула Студент» является несущая рама. Она может быть выполнена в виде классической пространственной структуры из стальных профилей, либо же несущая рама может быть выполнена из композиционных материалов, т.н. «монокок».

Схема «монокок» в сравнении с классической трубчатой схемой имеет преимущество — значительное снижение массы. Однако это преимущество перекрывается возрастающей стоимостью изготовления и стоимостью материалов.

Конструкция рамы для гоночного автомобиля, в первую очередь, должна выполнять все необходимые требования безопасности для водителя, а уже во вторую очередь содержать различные технические решения, дающие преимущества в соревнованиях. Поэтому при разработке пространственной рамы нашего болида мы, прежде всего, руководствовались требованиями по безопасности, изложенными в регламенте соревнований.

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью данной работы является подбор оптимального диаметра и толщины стенок труб, а также выбор основных схем триангуляции, проведение компьютерных испытаний и изучение поведения рамы в реальных условиях соревнований.

2. КОМПОНОВКА РАМЫ

Первое, что необходимо сделать перед началом проектирования пространственной рамы, — это определиться с расположением основных узлов (Рис. 1) и агрегатов болида, а также пилота [2]. Список основных узлов и агрегатов, подлежащих размещению внутри рамы:

1. двигатель внутреннего сгорания (ДВС);
2. дифференциал;
3. педальный узел;
4. топливный бак;
5. противопожарная защита пилота.

Размещение этих узлов изображено на Рис. 1.

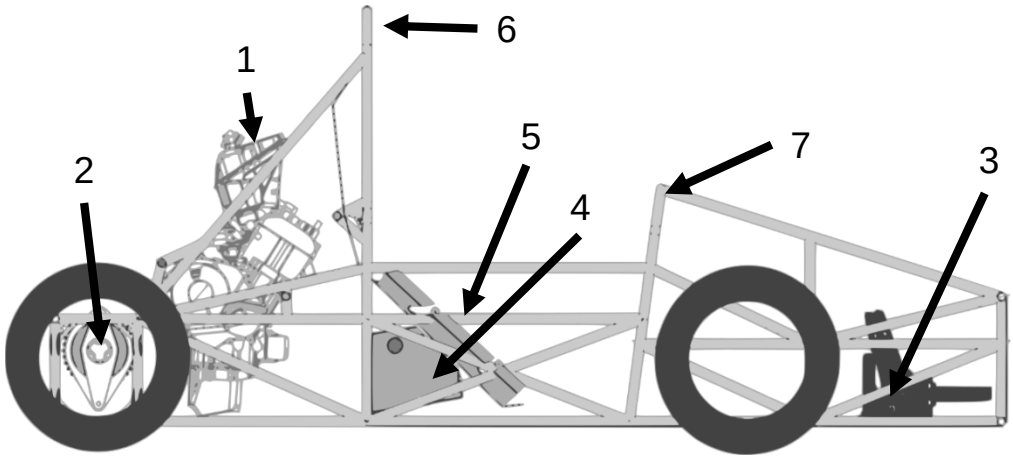


Рис. 1. Компоновка гоночного болида: 1 — ДВС; 2 — дифференциал; 3 — педальный узел; 4 — топливный бак; 5 — противопожарная защита пилота; 6 — главная дуга; 7 — передняя дуга

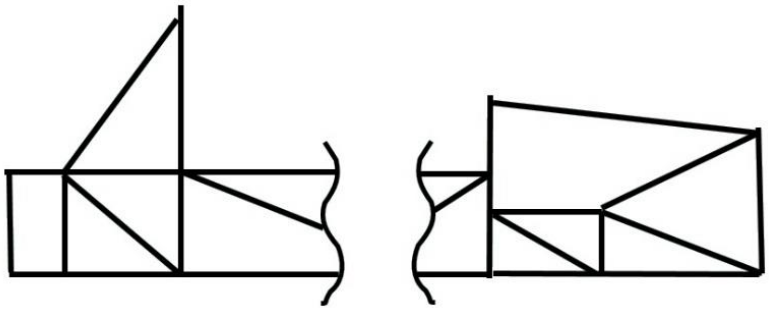


Рис. 2. Схемы триангуляции рамы

Схемы триангуляции рамы были взяты из приложения к техническому регламенту соревнований, они представлены на Рис. 2. Также был изучен опыт других команд [3].

4. ВЫБОР ТРУБ

Регламентом соревнований [1] устанавливается минимальная толщина стенки трубы и минимальный наружный диаметр (25 мм). Данные по толщине стенок приведены в Таблице 1.

Таблица 1

Минимально допустимая толщина стенок трубы в соответствии с регламентом соревнований «Формула Студент»

Расположение труб	*Минимальная толщина стенки, мм*
Главная дуга	2,5
Передняя дуга	1,75
Места крепления ремней безопасности	1,5

Исходя из данных Таблицы 1, были выбраны следующие трубы:

- для главной и передней дуг — наружным диаметром 25 мм, с толщиной стенки 3 мм;
- для всей остальной рамы — наружным диаметром 25 мм, с толщиной стенки 2 мм.

Трубы были выбраны бесшовные холоднокатаные по ГОСТ 8734-75 из стали марки 20. Выбранные толщины стенок в большей мере обусловлены отсутствием возможности купить трубы с другими вариантами.

5. ПРОВЕДЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Численные эксперименты были выполнены в студенческой версии программы Autodesk Inventor 2018, параметры материала были взяты из регламента соревнований [1]. Они приведены в Таблице 2.

Таблица 2

Параметры материала

Параметр	Заданный регламентом	Сталь 20
Модуль Юнга, ГПа	200	200
Предел текучести, МПа	305	380
Предел прочности, МПа	365	410

Из Таблицы 2 видно, что используемый нами материал превосходит установленные регламентом значения. Таким образом, итоговая прочность рамы получится больше расчетной, что дополнительно повысит безопасность пилота, а также послужит запасом на погрешности изготовления.

Часть численных экспериментов представлена на Рис. 3, слева сверху по часовой стрелке:

- проверка прочности главной дуги при опрокидывании болида (А);
- проверка прочности передней части болида при фронтальном ударе (Б);
- проверка прочности защиты пилота при боковом ударе (В);
- проверка прочности плечевых точек крепления ремней (Г).

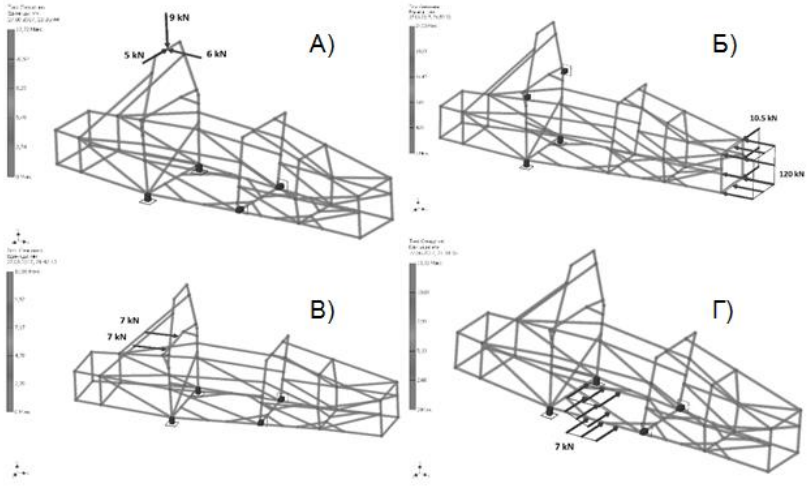


Рис. 3. Набор скриншотов из программы Autodesk Inventor 2018

Рис. 4. Внешний вид гоночного болида без аэродинамического обвеса

После получения положительных результатов численных экспериментов была оформлена конструкторская документация для производства [4].

Резка труб осуществлялась на лентопильном станке, торцовка труб выполнялась торцевателем, тип используемого сварочного оборудования — MIG. Фотография рамы и всего болида представлена на Рис. 4.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

После изготовления болида были проведены тестовые заезды по территории университета, затем заезды на соревнованиях «Уральская Лига Дрифта». Следующими испытаниями стал этап в Тюмени в 2017 г. Нареканий со стороны рамы не выявлено, изменений геометрии или повреждения сварочных швов визуально не обнаружено.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. SAE International 2017-18 Formula SAE® Rules. — September 2, 2016 Rev A. — SAE International, 2017. — 175 p.

2. Steinbuch, M. Chassis and suspension design FSRTE02 / M. Steinbuch. — Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2006. — 118 p.

3. Backer, C.S. FoES Formula SAE-A Space Frame Chassis Design / C.S. Backer. — Queensland: University of Southern Queensland, 2004. — 102 p.

4. Орлов, П.И. Опыт конструирования: справочно-методическое пособие: В 2-х кн. Кн. 2 / П.И. Орлов; под ред. П.Н. Учаева. — М.: «Машиностроение», 1998. — 544 с.

Дмитрий Юрьевич Салихов
E-mail: salikhvdima@gmail.com

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
г. Санкт-Петербург

Топологическая оптимизация как инструмент синтеза форм нагруженных деталей

Dmitry Yurevich Salikhov

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University
Saint-Petersburg

TOPOLOGICAL OPTIMIZATION AS A TOOL OF SYNTHESIS OF FORMS OF LOADED PARTS

Аннотация: В статье рассмотрен один из вариантов использования топологической оптимизации при проектировании нагруженных деталей. Проведено сравнение полученных результатов с деталью, спроектированной классическими методами. Сделаны выводы о целесообразности применения топологической оптимизации при проектировании.

Abstract: The article considers one of the variants of using topological optimization in the design of loaded parts. The obtained results are compared with the parts, designed by classical methods. Conclusions are made about the expediency of applying topological optimization in the design.

Ключевые слова: топологическая оптимизация; расчет на прочность; МКЭ; «Формула Студент».

Keywords: topological optimization; strength calculation; FEM; Formula Student.

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании любой детали, после утверждения принципиальной схемы ее работы и основных конструктивных размеров, каждый инженер сталкивается с задачей выбора формы детали. Необходимо создать комплекс решений, способствующих наиболее эффективному распределению нагрузок, согласно режиму нагружения детали. Критериев для определения эффективности конструкции большое множество: масса детали, максимальные напряжения, запас прочности, число возможных циклов нагружения,

частота собственных колебаний и т.п. В рамках данной статьи будут рассмотрены расчеты на прочность при статической нагрузке детали.

С появлением CAD и CAE систем широко используется метод конечных элементов для расчетов деталей. В настоящий момент в CAE системы внедряются инструменты топологической оптимизации. В последних версиях наиболее популярных продуктов, таких как SolidWorks, AutoDeck Fusion 360, ANSYS и др., эти инструменты уже доступны для использования, а также доступны учебные лицензии для некоммерческого использования. Топологическая оптимизация основана на методе конечных элементов и заключается в анализе распределения нагрузки и предложения новой формы, отвечающей заданным ограничениям и целям исследования [1].

1. МЕТОДИКА СИНТЕЗА ГЕОМЕТРИИ ДЕТАЛИ

На Рис. 1 показан результат оптимизации формы маятника для болида «Формулы Студент», критериями которого была минимальная масса при заданном значении запаса прочности.

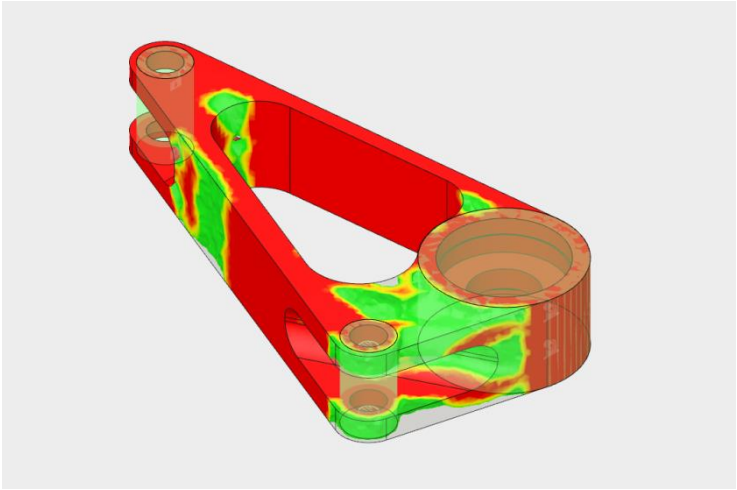


Рис. 1. Топологическая оптимизация маятника

За основу был взят законченный, готовый к производству дизайн маятника, смоделированный в SolidWorks с применением около десяти итераций статического анализа и последующим за ним внесением изменений в конструкцию, а также инструмента «исследование проектирования», позволяющий автоматизировать этот процесс на завершающем этапе доводки формы. Материал — Д16Т.

Зеленым цветом обозначены наименее нагруженные участки, красным — наиболее нагруженные, прозрачные участки подлежат удалению. Как видно на рисунке, новая форма местами как бы «упирается» в старую форму, которая является для исследования граничным объемом, в рамках которого разрешены изменения. Программа не может предложить добавить материал там, где он необходим для увеличения прочности, она лишь показывает участки, которые можно удалить.

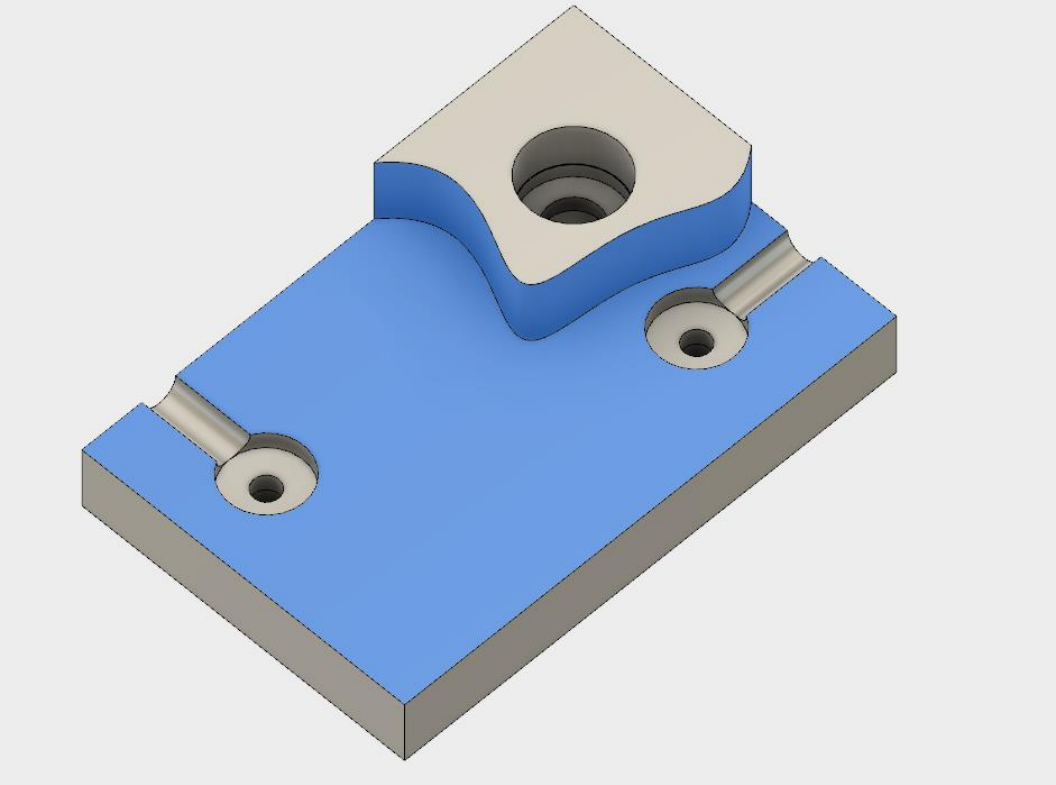


Рис. 2. Модель, подготовленная для топологической оптимизации (в разрезе)

Логично предположить, что, увеличив этот граничный объем, можно добиться лучшего результата исследования. Наиболее эффективным будет установка заведомо преувеличенного объема для исследования, что автоматически делает топологическую оптимизацию не инструментом оптимизации готовой формы, а инструментом синтеза совершенно новой формы детали. Создана новая модель, отвечающая этому требованию.

Исходя из Рис. 2, модель имеет две площадки с отверстиями для крепления шаровых подшипников, посадочное отверстие для упорных подшипников и продольные отверстия, гарантирующие проход шаровых наконечников к своим местам. Размеры отверстий и

их расположение соответствует необходимой конфигурации маятника. Модель также имеет преувеличенные припуски со всех сторон, в том числе и по толщине: толщина модели 40 мм, несмотря на то, что деталь планируется изготовить из плиты 20 мм. Материал — Д16Т. Технологические вопросы изготовления подобной заготовки нас не интересуют, в дальнейшем будут внесены изменения, соответствующие доступным технологиям производства.

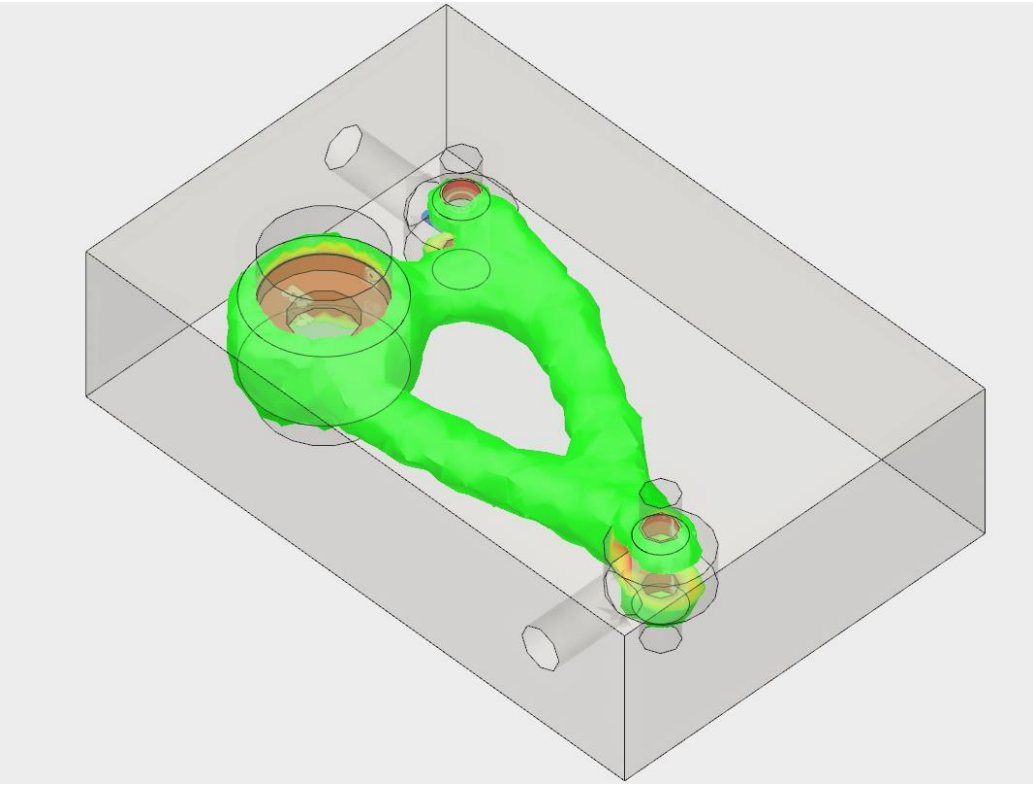


Рис. 3. Результат топологической оптимизации модели

Как видно на Рис. 3, мы имеем минимальное количество «упирающихся» участков: такие имеются только около крепежных элементов.

Топологическая оптимизация завершена, полученная геометрия имеет грубую форму и не может быть использована в производстве напрямую [2]. Следующий этап проектирования — интерпретация результатов. Смысл следующих действий — моделирование детали на основе полученных результатов оптимизации с учетом технологических ограничений. В данном случае, это условия 3-х координатной ЧПУ фрезерной обработки и обработки на универсально-фрезерном станке.

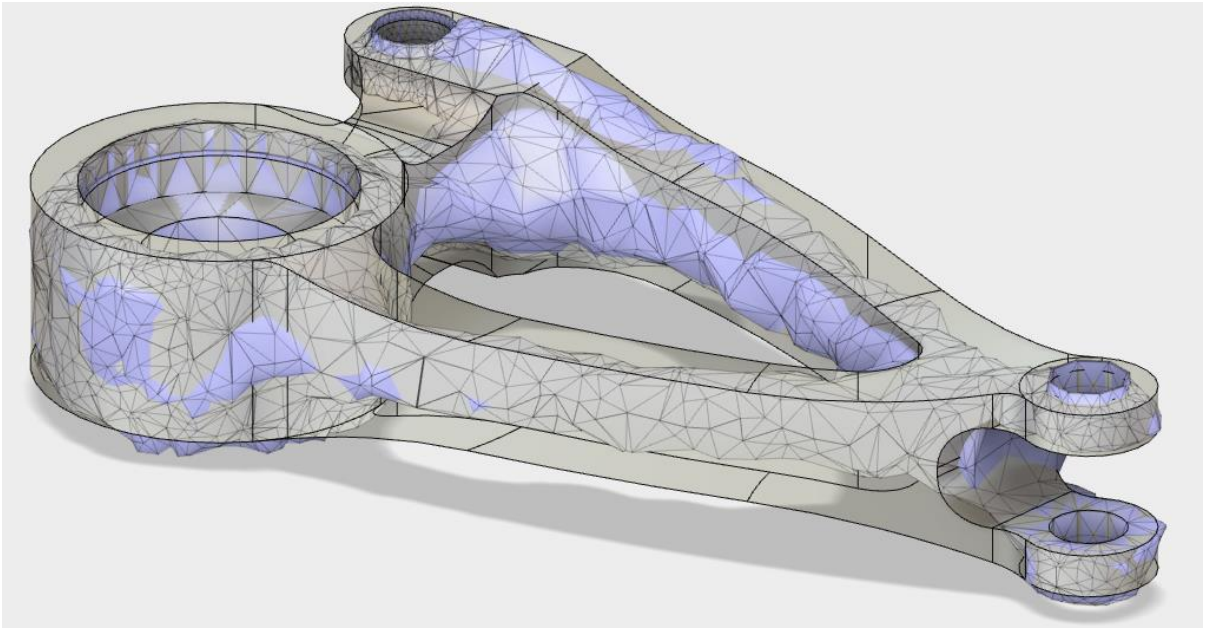


Рис. 4. Интерпретация результатов оптимизации

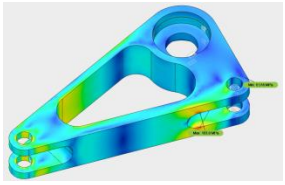
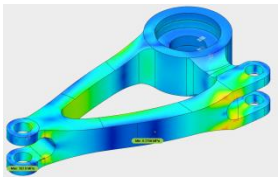
Полученная модель имеет более сложную форму, по сравнению с маятником, показанным на Рис. 1, что негативно сказывается на экономическом аспекте производства ввиду значительного увеличения времени обработки детали. Но в условиях штучного производства это не имеет решающего значения, особенно при наличии у команды собственного ЧПУ-станка. При желании можно провести интерпретацию с более простыми для обработки формами.

Для лучшего понимания качества проведенной работы, следует сравнить характеристики старой и новой конструкции маятника.

1. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАЯТНИКОВ

Таблица 1

Сравнение результатов статического анализа маятников

Параметр/Деталь	Старый маятник 	Новый маятник, полученный при помощи топологической оптимизации 
Вес, г	118,3	101,6 (–14,1 %)
Максимальные напряжения, Мпа	103,8	102,6 (–1.1 %)
Запас прочности, ед	2,793	2,825 (+1,1 %)
Максимальные перемещения, мм	0,073	0,069 (–5,5 %)

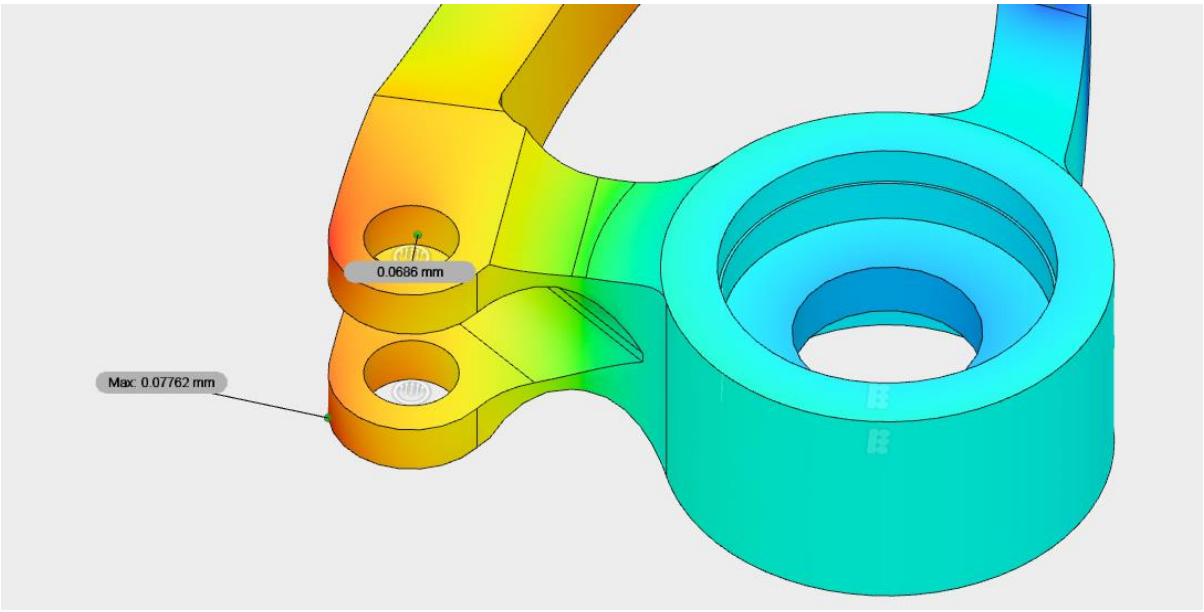


Рис. 5. Измерение максимального перемещения элементов маятника

Как видно из Таблицы 1, оптимизированная форма выигрывает по всем приведенным параметрам, несмотря даже на то, что толщина стенки посадочного места под шарикоподшипники была

увеличена с 4 мм до 5 мм. Максимальные перемещения замерялись не по абсолютной величине, а в отверстии крепления толкателя, как показано на Рис. 5. Такое измерение более точно описывает жесткость конструкции.

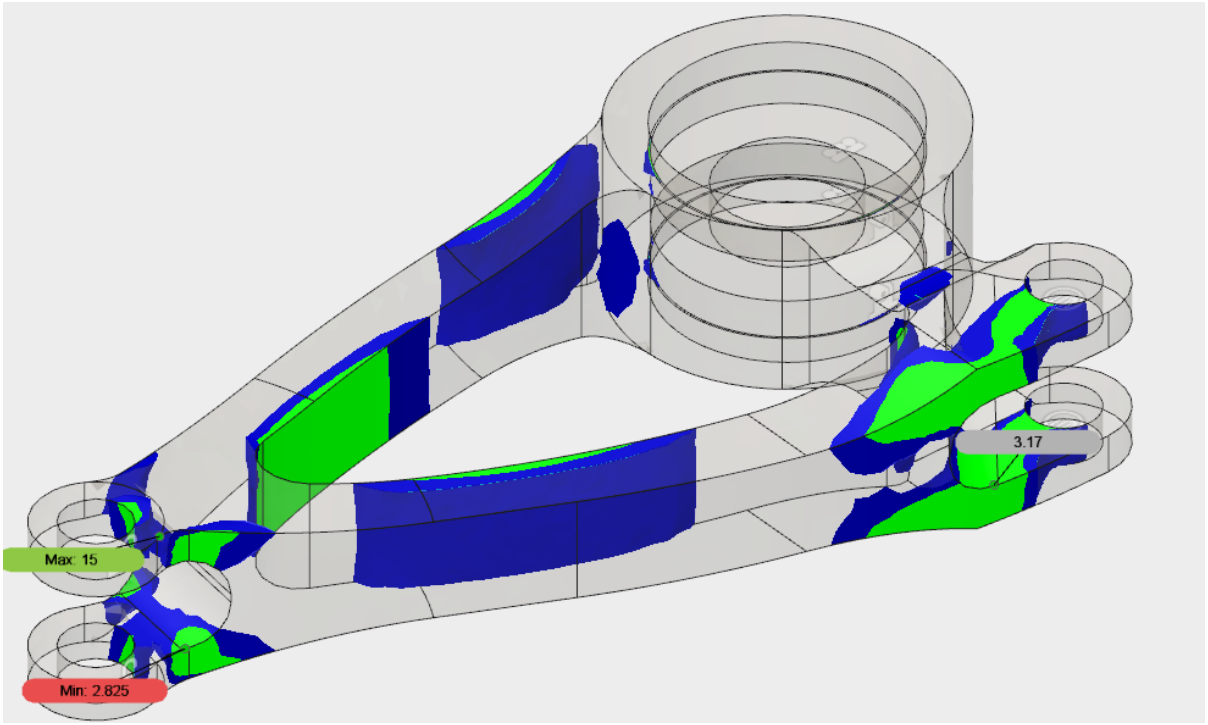


Рис. 6. Диаграмма запаса прочности. Синим цветом обозначены зоны с коэффициентом 6-8, зеленым — <6

Максимальные напряжения были зафиксированы на кромках скруглений около крепежных отверстий, там же, соответственно, наблюдается и минимальный запас прочности детали. Подобные места следует зачищать мелкой наждачной бумагой и полировать для недопущения разрушения детали вследствие наличия микротрещин или наклепов в зоне максимального напряжения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подводя итог, можно отметить пользу использования топологической оптимизации при проектировании. Топологическая оптимизация позволяет получить новый вариант конструкции, отличающийся от формы, полученной другим методом, и обладающий лучшими по сравнению с ним характеристиками. Также топологическая оптимизация дает возможность комплексного проектирования целого узла, части которого находятся в жестком

соединении, когда при интерпретации форма разделяется на несколько деталей (например, можно спроектировать весь кулак, как единое целое, а в процессе интерпретации разделить его на непосредственно кулак и крепежные детали). Для более качественного результата следует использовать более узкоспециализированные программы (такие как SolidThinking, HyperMesh), функционал которых расширен и имеется возможность наложения технологических ограничений на исследование, таких как фрезеровка, литье, штамповка и т.д., а также специальные инструменты, значительного упрощающие процесс интерпретации результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bendsoe, M.P. Optimal Shape Design as a Material Distribution Problem / M.P. Bendsoe // Structural Optimization. — 1989. — Vol. 1, №. 4. — P. 193-202.

2. Cazacu, R., Grama, L. Overview of Structural Topology Optimization Methods for Plane and Solid Structures // Annals of the University of Oradea, Fascicle of Management and Technological Engineering. — 2014. — Issue №3. — P. 19.

Дмитрий Романович Стахин
E-mail: dimka.sta777@gmail.com

Кирилл Олегович Гончаров
E-mail: zemadm@mail.ru

Нижегородский Государственный Технический Университет им. Р.Е. Алексеева
г. Нижний Новгород

Характерные свойства выбора силовой установки болида «Эко-марафон Шелл»

Dmitry Romanovich Stakhin

Kirill Olegovich Goncharov

Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev
Nizhny Novgorod

CHARACTERISTIC PROPERTIES OF SELECTION OF POWER INSTALLATION CAR SHELL “ECO-MARATHON”

Аннотация: В статье рассматривается болид класса «Shell Eco Marathon», главной задачей при эксплуатации которого является преодоление наибольшего расстояния при минимальных затратах топлива. С целью обеспечения технико-эксплуатационных показателей болида целесообразно решить задачу по снижению массы болида, коэффициента лобового сопротивления воздуха, а также выбора экономичной силовой установки. Представлены основные формулы для тягово-динамического расчета двигателя. По результатам расчетов сделан вывод об экономичности силовой установки. Также описан принцип электродвигателя и основные его преимущества перед двигателями внутреннего сгорания.

Abstract: The article discusses the bolide “Shell Eco Marathon”, the main task in the operation of which is to overcome the greatest distance with minimum fuel consumption. With the aim of providing technical and operational indicators of the car it is advisable to solve the problem of reduction of the weight of the car, the drag coefficient of air, and also choice economical power plant. Presents the basic formulas for traction-dynamic calculation engine. The results of the calculations the conclusion is made about the efficiency of the power plant. Also describes the principle of the electric motor and its main advantages over internal combustion engines.

Ключевые слова: электродвигатель; трицикл; топливная экономичность; Shell Eco Marathon.

Keywords: electric motor; tricycle; fuel economy; Shell Eco Marathon.

ВВЕДЕНИЕ

В ходе проектирования трицикла был проведен ряд аналитических исследований, расчетов и исследовательских изысканий. С целью определения более экономичной формы корпуса необходимо определить, на каком расстоянии и высоте должны располагаться составные части болида, т.е. подобрать наиболее оптимальную конструкцию монокока, исходя из компоновки и технических решений шасси. Для этого в программе Autodesk Inventor определяем координаты основных частей болида (рама, аккумулятор, рулевое управление, колеса) и пилота по осям. В связи с отсутствием подвески, к подрессоренной массе относим мотор-колесо и управляемые колеса, исключая покрышки.

Расчет координата центра масс приведен ниже.

Таблица 1

Исходные данные

№	Элемент	Масса, кг	Координата X, м	Координата Y, м
1	Пилот	75	0,751	0,129
2	Рама	20	1,178	0
3	Аккумулятор	10	1,590	0,04
4	Рулевое управление	3	-0,93	0,05
5	Мотор-колесо	7	2,11	0
6	Управляемые колеса	3	0	0,03

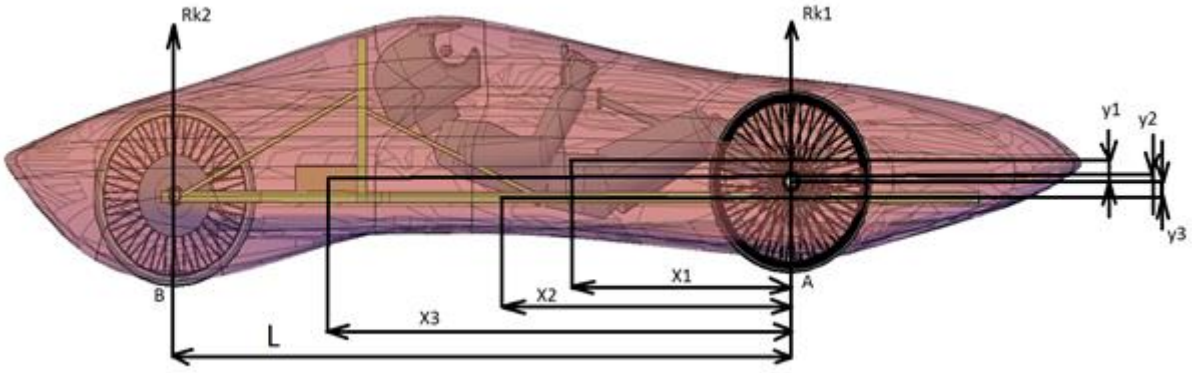


Рис. 1. Определение центра масс болида

Определим координаты центра масс системы по соотношениям:

$$x_c = \frac{\sum mi*xi}{\sum mi} \qquad y_c = \frac{\sum mi*yi}{\sum mi}$$, где

i — порядковый номер элемента, указанного в Таблице 1,
m — масса элемента,
x_c , y_c — координаты центра масс по оси x и y соответственно.

Таблица 2

Координаты центра масс

№	m_i,кг	$m_i \cdot x_i$	$m_i \cdot y_i$	x_c, м	y_c, м
1	75	56,325	9,675		
2	20	23,56	0		
3	10	15,9	0,4		
4	3	-2,79	0,15		
5	7	14,805	0		
6	3	0	0,09		
Сумма	118	107,8	0,64	0,913	0,005

Для более грамотного размещения составных частей болида необходимо вычислить нормальную нагрузку на передние и задние колеса. В будущем это поможет определить, насколько точно были размещены агрегаты транспортного средства, так как идеальным соотношением между распределением нагрузок по осям является отношение 50:50 между передними и задними осями колес.

Вычислим нормальную нагрузку R_{K1} (Н), действующую на переднюю ось болида, из уравнения моментов действующих сил относительно оси задних колес:

$$\sum M(R_{k2}) = 0$$

$$G \cdot Xc - R_{k1} \cdot L = 0$$

$$R_{k1} = G \cdot X_c / L = m \cdot g \cdot X_c / L = 118 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}913 / 2{,}11 = 500{,}9 \text{ Н}$$

Вычислим нормальную нагрузку R_{K2} (Н), действующую на заднее колесо болида, из уравнения моментов действующих сил относительно оси передних:

$$\sum M(R_{k1}) = 0$$

$$R_{k2} \cdot L - G \cdot (L - X_c) = 0$$

$$R_{k2} = G \cdot (L - X_c) / L = m \cdot g \cdot (L - X_c) / L =$$

$$= 118 \cdot 9{,}81 \cdot (2{,}11 - 0{,}913) / 2{,}11 = 656{,}7 \text{ Н}$$

Из расчетов видно, что большую нагрузку воспринимает заднее колесо, и в этом есть положительная сторона. Ведущим при данной компоновке является заднее колесо, а значит большая нагрузка на него дает уверенность, что при ускорении не будет проскальзывания между колесом и поверхностью. Для того чтобы убедиться, насколько хорошим будет ускорение и экономичность, необходимо грамотно подобрать электродвигатель.

В настоящее время уменьшение загрязнений атмосферного воздуха токсичными веществами, выделяемыми промышленными предприятиями и автомобильным транспортом, является одной из важнейших задач, стоящих перед автопроизводителями. По этой причине команда НГТУ, проектирующая транспортное средство в рамках соревнований Shell, пришла к выводу, что болид должен быть не только экономичным, но и экологичным. Следовательно, наиболее целесообразной альтернативой двигателю внутреннего сгорания является электродвигатель.

Анализ существующих электродвигателей на рынке показал, что их габариты и масса слишком велики для установки на экономичный болид. В связи с этим было принято решение обратить внимание на мотор-колеса, которые не менее мощные, но более экономичные и легкие, а также более приспособленные для движения на транспортных средствах. В комплекте с мотор-колесом прилагается микроконтроллер, который обеспечит взаимосвязь компонентов и позволит задать необходимые параметры тягового момента двигателя. Благодаря использованию электродвигателя, при торможении будет активирована система рекуперации торможения, которая увеличит запас хода болида.

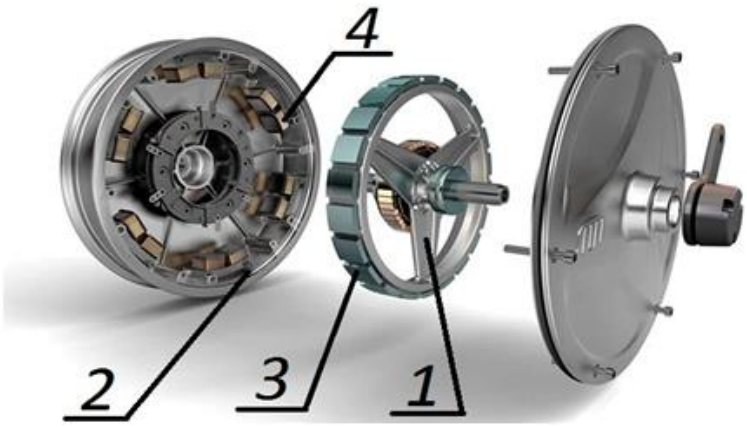


Рис. 2. Принципиальная схема мотор-колеса: 1 — статор, 2 — ротор, 3 — магниты, 4 — обмотки

Рис. 3. Комплект мотор-колеса: 1 — спицевое мотор-колесо, 2 — контроллер, 3 — тормозные ручки, 4 — ручки газа, 5 — усилители дроп-аутов, 6 — панель управления

Чтобы выбрать двигатель, наиболее подходящий для требований экономичности, был проведен тягово-динамический расчет болида.

Таблица 3

Исходные данные тягового расчета

Параметры	Обозначения	Значения
Мощность, кВт	P_e	1
Момент, Н•м	T_e	30
Полная масса, кг	M	108
Габаритная высота, м	H	1,225
Габаритная ширина, м	B	0,5
КПД трансмиссии	$\eta_{тр}$	0,9
Радиус колеса, м	$r_д$	0,2

Изначально строится внешняя скоростная характеристика электродвигателя. Для этого мы разбиваем весь диапазон значений угловой скорости (ω_e) на 10 равных частей. Задавая номинальный момент двигателя (T_e), определяем его максимальную мощность (P_e). Далее определяем значение мощности для каждого значения угловой скорости (Таблица 4). Строим график внешней скоростной характеристики (Рис. 4.).

Таблица 4

Внешняя скоростная характеристика

Угловая скорость (ωe), рад/с	Момент (T_e), Н•м	Мощность (P_e), Вт
6	30	100
9	30	200
12	30	340
15	30	440
18	30	580
21	30	680
24	30	780
27	30	890
30	30	980
33	30	1000

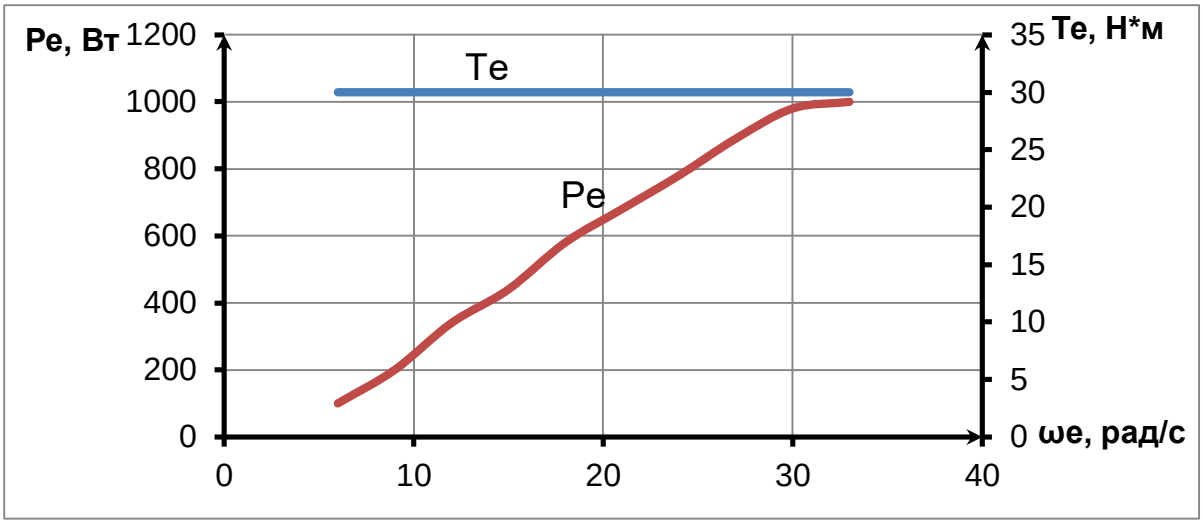


Рис. 4. График внешней скоростной характеристики

Далее определяем максимальную скорость (υ) в зависимости от мощности и силы тяги (F_t)

$$F_t = \frac{T_e \bullet i_{тр} \bullet \eta_{тр}}{r_д} \text{ [1]},$$

где $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии,

$\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии,

$r_д$ — радиус колеса,

F_f — сила сопротивления качению, Н,

$F_в$ — сила сопротивления воздуху, Н;

$$u = 3{,}6 \bullet \eta_{тр} \bullet \frac{P_e}{F_t}$$

Строим график тягового баланса: силы тяги от скорости (Рис. 5).

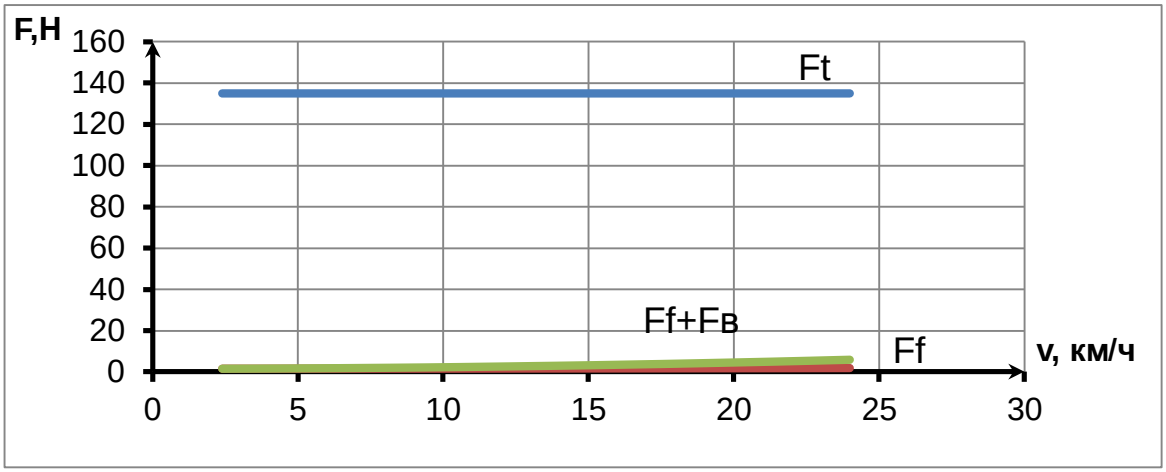


Рис. 5. График тягового баланса

По графику можно сделать вывод, что сила тяги электродвигателя имеет постоянное значение и не уменьшается со скоростью, в отличие от ДВС. Также благодаря низкому аэродинамическому сопротивлению мы видим, что силы сопротивления воздуху и сопротивлению дороги малы по сравнению с силой тяги.

Вычисляя фактор обтекаемости, силу сопротивления воздуху и качению, строим график баланса мощности (Рис. 6.)

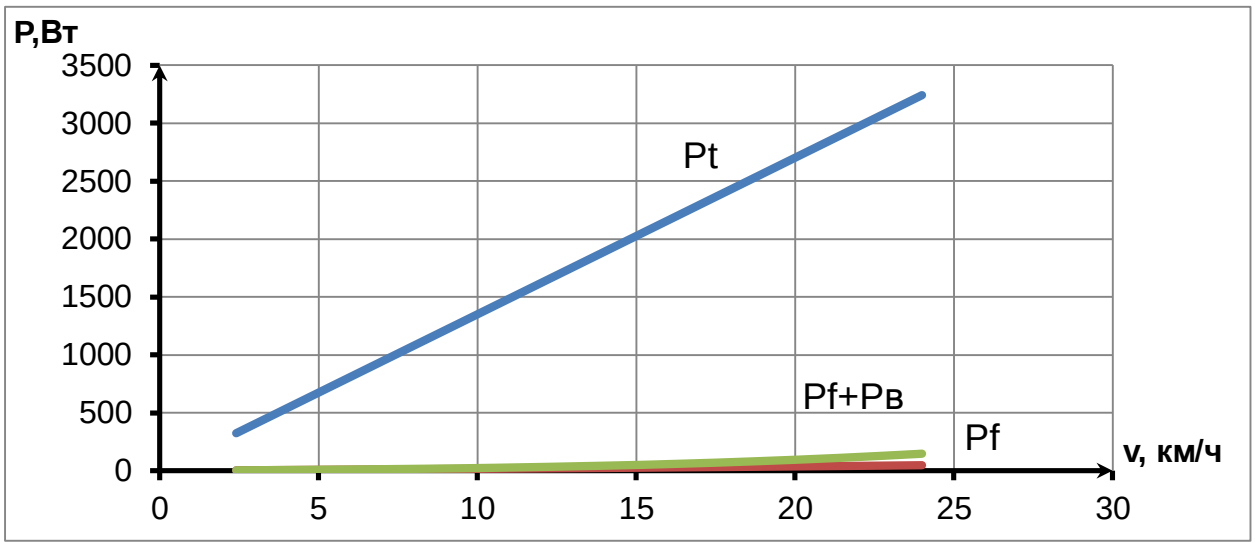


Рис. 6. График баланса мощности

Далее, вычисляя динамический фактор болида, определяем его ускорение.

$$a = \frac{(D-f)\bullet g}{6}, \text{ где}$$

D — динамический фактор,

f — коэффициент сопротивления дороги,

g — ускорение свободного падения = 9,81 м/с^2,

б — коэффициент учета вращающихся масс. Т.к. у электродвигателя отсутствует трансмиссия и вращающиеся массы в самом двигателе, для мотор-колеса принимаем значение б=1.

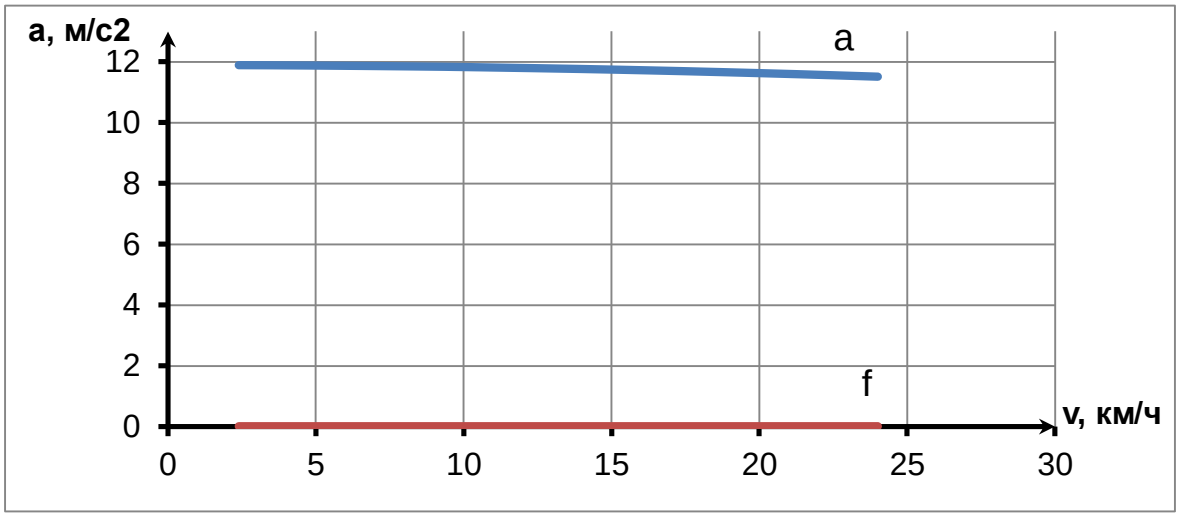


Рис. 7. График ускорения болида

Из графика видно, что с увеличением скорости ускорение уменьшается незначительно, демонстрируя преимущество перед двигателями внутреннего сгорания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из проведенных расчетов, можно сделать вывод, что главный параметр, влияющий на экономичность болида, — это мощность силовой установки. Однако при недостаточной мощности транспортное средство не сдвинется с места и не наберет необходимую скорость. Принимая во внимание проведенные расчеты, можно установить, что болид, имеющий снаряженную массу 118 кг, должен оснащаться двигателем мощностью 1 кВт для

достижения наибольшего пробега на заданном количестве электроэнергии.

Не менее важным качеством для экономичности является обтекаемость болида [2]. Непосредственно корпус-монокок болида необходимо изготовить из неметаллических компонентов, таких как пластик или композитные материалы [3]. Особое внимание стоит уделить композитным материалам, так как данный вид материала имеет необходимую прочность для безопасности пилота и в то же время малую массу. Стоит отметить, что производство и изготовление композитных материалов является перспективным направлением, что со временем позволит снизить производственные затраты на изготовление подобных структурных компонентов.

Масса болида несет в себе важную составляющую для увеличения запаса хода болида [4]. Снижение массы достигается путем использования композитов при изготовлении рамы и рулевого управления болида. Стоит учесть, что используемые материалы должны обладать высокой прочностью и жесткостью, обеспечивая необходимую безопасность.

Особо важную функцию в электроболиде несет аккумулятор. В связи с этим необходимо обратить внимание не только на литий-ионные аккумуляторы, но и на перспективные разработки — металло-воздушные аккумуляторы, которые имеют меньшую массу и меньший размер при большей потенциальной плотности энергии.

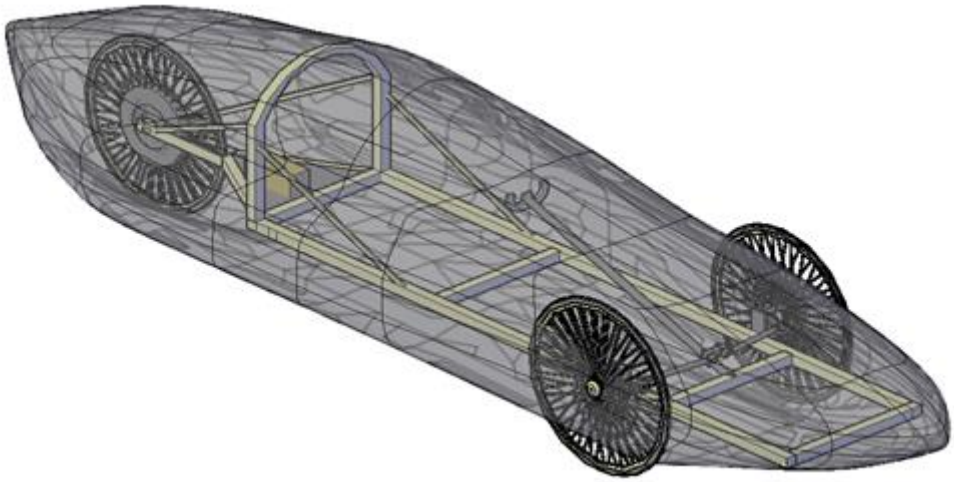


Рис.8. Общий вид болида

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кравец, В.Н. Теория автомобиля: учебник / В.Н. Кравец.— Н.Н.: Изд-во Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, 2013. — 413 с.

2. Гухо, В.Г. Аэродинамика автомобиля / Под ред. В.Г. Гухо; пер. с нем. Н.А. Юниковой; под ред. С.П. Загородникова. — М.: «Машиностроение», 1987. — 424 с.

3. Композиционные материалы в системах пассивной безопасности спортивных автомобилей класса «Формула студент» / А.Л. Кулагин, Р.В. Деунажев, К.О. Гончаров, А.В. Тумасов, Л.Н. Орлов // Беспилотные транспортные средства: проблемы и перспективы. Сборник материалов конференции. — Н.Н.: Изд-во Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, 2013. — С. 145-148.

4. Современный экономичный автомобиль / Пер. с чешск. В.Б. Иванова; под ред. А.Р. Бенедиктова. — М.: «Машиностроение», 1987. — 320 с.

6-ой Всероссийский форум
«Студенческие инженерные проекты»

Материалы 6-го Всероссийского форума
публикуются в авторской редакции

Сетевое издание

Главный редактор – Иванов А.М.

Заместитель главного редактора – Загарин Д.А.

Заместитель главного редактора – Феофанов С.А.

Рецензент – Малиновский М.П.

Ответственный секретарь редакционной коллегии – Феофанова Л.С.

Корректор – Светлана Питт

Верстка – Насибулов И.Р.

Оформление обложки – Грачева О.А.

Научное издание

Системные требования:
операционная система Windows XP или новее, macOS 10.12 или новее, Linux.
Программное обеспечение для чтения файлов PDF.

Объем данных 9,9 Мб

Принято к публикации «16» ноября 2020 года

Режим доступа: https://izd-mn.com/PDF/50MNNPK20.pdf свободный. – Загл. с экрана. – Яз. рус., англ.

ООО «Издательство «Мир науки»

«Publishing company «World of science», LLC

Адрес:

Юридический адрес – 127055, г. Москва, пер. Порядковый, д. 21, офис 401.

Почтовый адрес – 127055, г. Москва, пер. Порядковый, д. 21, офис 401.

https://izd-mn.com/

ДАННОЕ ИЗДАНИЕ ПРЕДНАЗНАЧЕНО ИСКЛЮЧИТЕЛЬНО ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ НА ЭЛЕКТРОННЫХ НОСИТЕЛЯХ