

УДК 629.331

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАМ ГОНОЧНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Бернацкий Владислав Витольдович, канд. техн. наук, доц.,

Московский политехнический университет,

Россия, 107023, Москва, ул. Б. Семёновская, 38, vladislav_bern@mail.ru

Красавин Павел Александрович, канд. техн. наук, доц.,

МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, krasavin.madi@yandex.ru

Маргин Гарсиа Карлос, магистрант,

Московский политехнический университет, Россия,

107023, Москва, ул. Б. Семёновская, 38

Аннотация. В статье рассматривается методика исследования на стадии проектирования и доводки рам гоночных автомобилей. Исследуются жёсткостные характеристики рамы с целью получения наибольшей крутильной жесткости при минимальной массе и улучшения управляемости автомобиля. Предлагается методика расчёта крутильной жёсткости рамы на стадии проектирования. Описывается построенное оборудование, позволяющее определить крутильную жёсткость созданной рамы. Проводится корреляция полученных расчётных и экспериментальных значений крутильной жёсткости рамы гоночного автомобиля.

Ключевые слова: гоночный автомобиль; рама; крутильная жёсткость; управляемость.

TO THE QUESTION OF INVESTIGATION OF THE HARDNESS CHARACTERISTICS OF THE RAMS OF RACING VEHICLES

Bernatskiy Vladislav V., associate professor

Moscow Polytechnic University,

38, B. Semyenovskaya St., Moscow, 107023, Russia, vladislav_bern@mail.ru

Krasavin Pavel A., associate professor,

MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia. krasavin.madi@yandex.ru

Carlos Martin Garcia, undergraduate

Moscow Polytechnic University,

38, B. Semyenovskaya St., Moscow, 107023, Russia

Abstract: In this paper, the research technique is considered at the stage of designing and finishing the frames of racing cars. The rigidity characteristics of the frame are investigated with the aim of obtaining the greatest torsional stiffness with minimum weight and improving the controllability of the car. A technique is proposed for calculating the torsional stiffness of the frame at the design stage. Describes the constructed equipment, which allows to determine the torsional stiffness of the created frame. The calculated and experimental values of the torsional stiffness of the race car frame are correlated.

Key words: racing car; frame; torsional stiffness; controllability.

Введение

Создание гоночного автомобиля, отвечающего жёстким требованиям действующих правил допуска автомобиля к соревнованиям, способного показать результаты лучшие, чем у конкурентов, является непростой задачей. Задача осложняется в большей степени, если речь идёт о создании гоночного автомобиля не на фирме, имеющей в запасе определённые наработки и опыт постройки подобных конструкций, современную технологическую базу и финансирование, а о постройке гоночного автомобиля в стенах высшего учебного заведения силами студентов, магистрантов, аспирантов, молодых учёных, энтузиастов, но испытывающих определённые финансовые и технологические трудности.

В этой связи актуальной и интересной представляется работа, выполненная в отделе шасси в команде FDR Moscow Московского политехнического университета в течение 2016, 2017 и 2018 годов, посвященная исследованию жёсткости рам гоночных автомобилей класса Formula Student Car “Iguana G10t1” (рис. 1) и российского спортивного прототипа “Fenix”(рис. 2).



Рис. 1. Iguana G10t1



Рис. 2. Fenix

Основной характеристикой рамы является её жёсткость под действием скручивающих моментов, которые возникают в автомобиле при прохождении поворотов и влияют на все остальные компоненты автомобиля (особенно подвеску) и, в результате, на управляемость автомобиля. Если рама недостаточно жёсткая, под действием этих моментов остальные компоненты автомобиля не могут работать должным образом или даже не выдерживают нагрузки из-за чрезмерной деформации рамы. Динамические свойства автомобиля также могут значительно ухудшиться, что приводит к затруднительному и непредсказуемому управлению автомобилем.

Поэтому все инженеры при конструировании рамы хотят максимально увеличить её жёсткость. Для этого есть только два способа, если мы используем один и тот же материал:

- поместить в раму больше конструктивных элементов (которые увеличивают её массу);
- оптимизировать геометрию и конфигурацию уже существующих конструктивных элементов.

Три главные задачи, которые ставят перед собой инженеры, конструирующие раму для гоночного автомобиля:

- сделать раму безопасной, которая сможет защитить водителя в случае аварии;

- сделать раму в соответствии с правилами соревнований;
- сделать раму максимально жесткой, при минимально возможной массе.

В данной работе рассматривается третья задача и изучаются возможные варианты расчёта жёсткости рамы на кручение для Iguana G10t1 и Fenix.

Виды рам гоночных автомобилей

Рама служит основанием для двигателя, элементов трансмиссии, систем управления, ходовой части и кузова автомобиля. Она должна обладать достаточной жёсткостью с целью неизменности взаимного расположения элементов шасси под действием инерционных и реактивных нагрузок.

Пространственная рама

Самый простой вид рамы. Состоит из структурных элементов (труб), сваренных между собой, что образует достаточно жёсткую конструкцию. Такую раму не очень сложно произвести, но она будет иметь большую массу при той же жёсткости, которую могут иметь другие виды рам. А также, при неудачном проектировании геометрии рамы (при плохой триангуляции), ощутимо снижается её жёсткость. Но этот вид рамы самый дешёвый.

Этот тип рамы часто используется в спортивных автомобилях невысокой стоимости, таких как: Ariel Atom (рис. 3) и Radical SR3 (рис. 4).



Рис. 3. Ariel Atom



Рис. 4. Radical SR3

Монокок

В этом типе рамы используется жёсткий материал, являющийся корпусом и выдерживающим нагрузки, а также лёгкий материал (honeycomb), которым заполняется пространство внутри корпуса. Этот тип рамы используется в высокотехнологичных спортивных автомобилях, таких как болиды Формулы 1 (рис.5) и дорожных спортивных автомобилях (рис. 6).



Рис. 5. Formula 1 Монокок



Рис. 6. McLaren P1

Гибридная рама

В этом типе рамы используется комбинация монокока и пространственной рамы. Этот тип рамы используется в большинстве гоночных автомобилей (рис.7) и в дорожных спортивных автомобилях (рис.8).

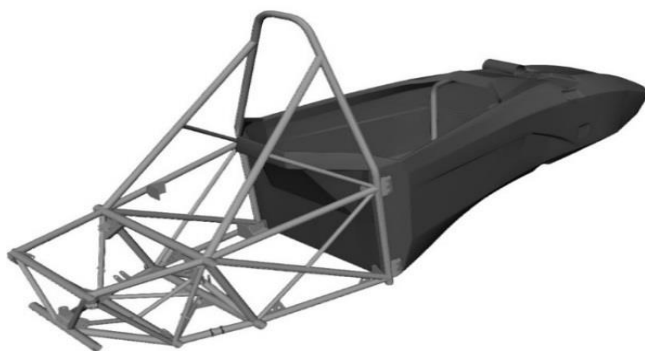


Рис. 7. Formula student hibrid frame



Рис. 8. Lamborghini Aventador

Расчёт жёсткости рамы на кручение

Для расчёта жёсткости рамы на кручение необходимо зафиксировать крепёжные точки задней подвески (или точки крепления двигателя, если он работает как структурный элемент) и приложить противоположно направленные силы к точкам крепления передней подвески с целью создания крутящего момента и продольного скручивания на раме (рис. 9).

Уравнение крутильной жёсткости:

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (1)$$

где:

K – крутильная жёсткость рамы,

T – крутящий момент, подведённый к точкам крепления передней подвески,

θ – угол закручивания рамы в точках крепления передней подвески.

Как сказано выше, крутящий момент подводится с помощью двух противоположно направленных сил к точкам крепления передней подвески, а угол поворота рассчитывается с помощью смещения этих двух точек крепления передней подвески в вертикальном направлении. Схема проведения теста приведена ниже (рис. 10).

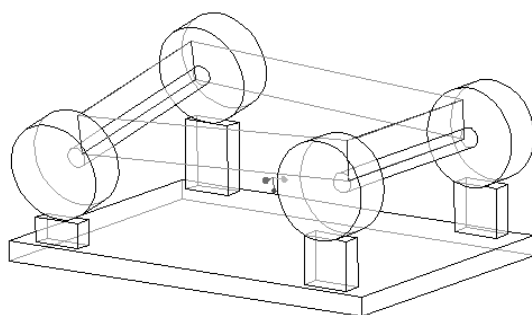


Рис. 9. Продольное кручение жесткости рамы

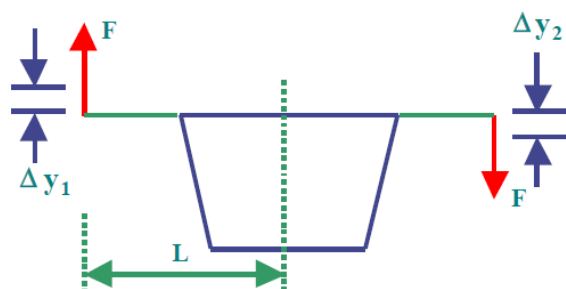


Рис. 10. Схема расчета крутильной жёсткости рамы

Для расчёта крутильной жёсткости используется следующее уравнение:

$$K = \frac{2FL}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L}\right)} \quad (2)$$

Симуляция

Iguana G10

Рама Iguana G10 является пространственной, сделанной из стали марки 09Г2С и имеет относительно небольшой размер (рисунок 11).

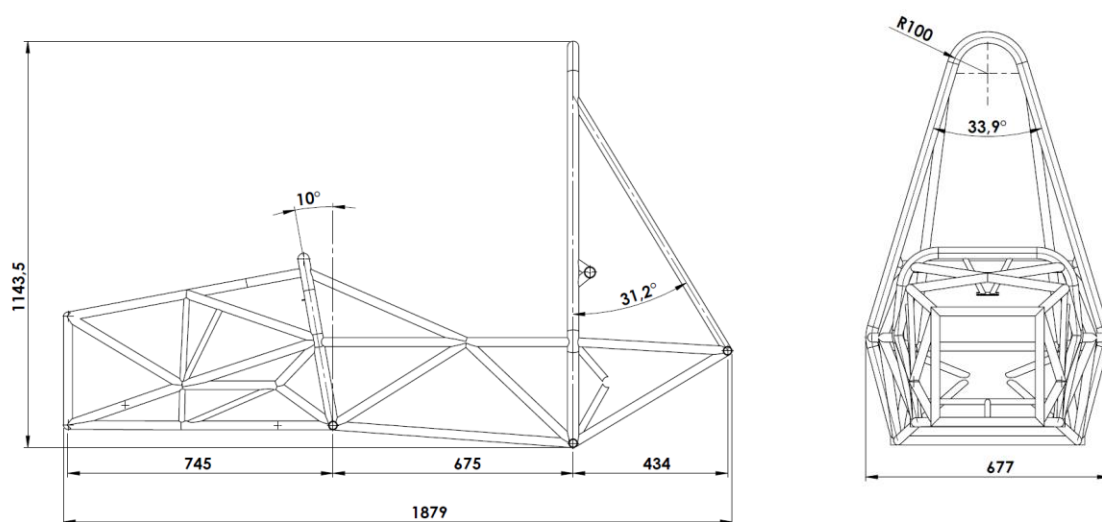


Рис. 11. Размеры рамы Iguana G10

Для расчёта крутильной жёсткости рамы используется CAD программа DS Solidworks для того, чтобы сделать 3D модель, а также ANSYS для расчёта крутильной жёсткости и симуляции с помощью метода конечных элементов.

В Iguana G10 двигатель работает как структурный элемент (рисунок 12). Итак, для того чтобы сделать симуляцию, фиксируются точки крепления двигателя (рисунок 13).

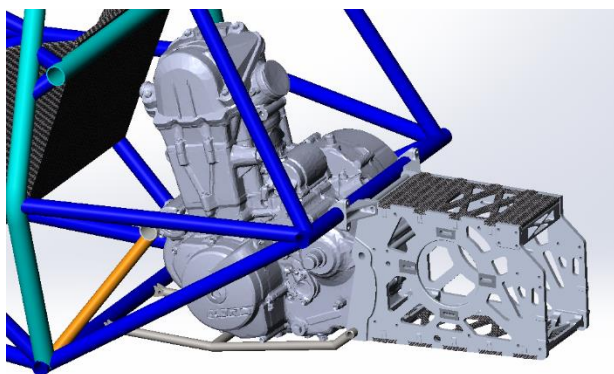


Рис. 12 Двигатель и точки крепления задней подвески

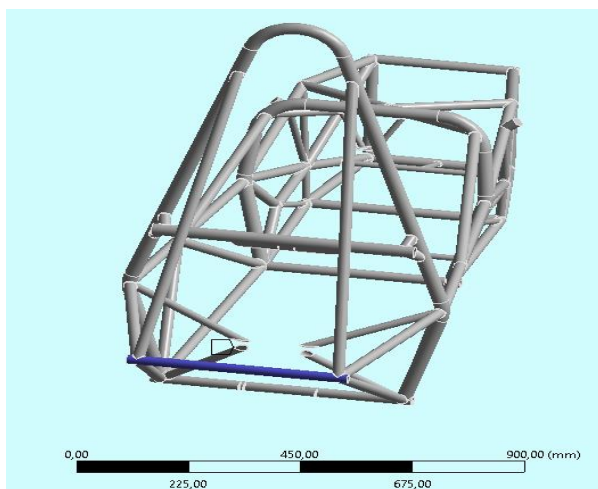


Рис. 13 Зафиксированные точки

Затем прикладываются две противоположно направленные силы равные 2000 Н к точкам передней подвески (рисунок 14). Результат симуляции с деформацией рамы показан на рисунке 15.

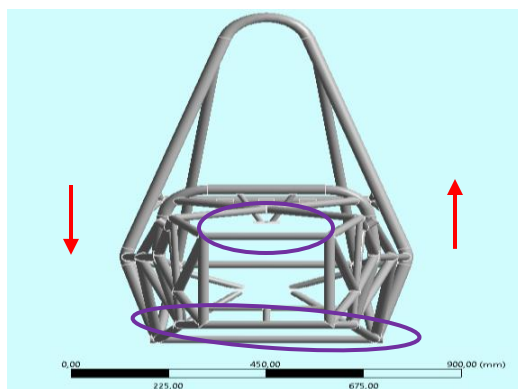


Рис. 14. Приложенные силы

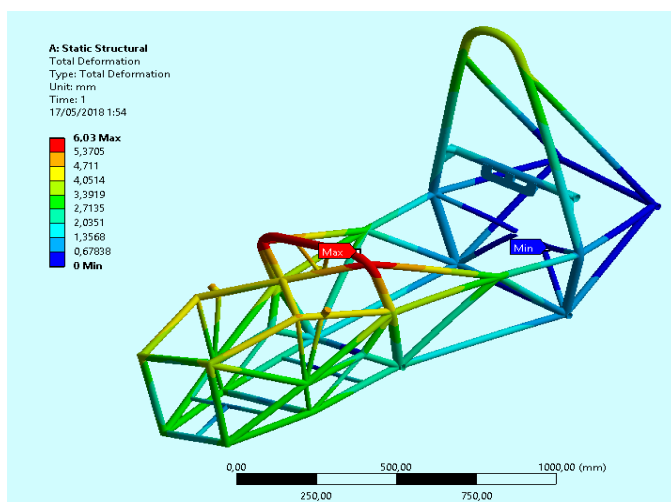


Рис. 15. Деформация рамы Iguaa G10

Максимальная полученная деформация 6,03 мм. Максимальная вертикальная деформация 3,48 мм. Вертикальное перемещение точек крепления передней подвески – 3,48 мм и -3,2 мм. Расстояние L между центром масс автомобиля и точкой приложения силы равно 252,44 мм.

Найдя эти значения, мы можем рассчитать угол поворота, который составляет 0,758 градуса, а также крутильную жёсткость, которая равна 1332,09 Нм/град. Зная массу рамы Iguaa G10, равную 30кг, относительная крутильная жёсткость равна 44,40 Нм/кг*град.

Рама Fenix также является пространственной, изготовлена из стали марки 20 и усилена с помощью алюминиевых пластин толщиной 1,5 мм, присоединенных на заклёпках к стальной раме. Чтобы определить степень

влияния этих алюминиевых пластин, сначала делается симуляция стальной рамы, а затем стальной рамы с алюминиевыми пластинами.

Метод симуляции был такой же, как для Iguana G10: зафиксировать точки крепления двигателя (рисунок 16) и приложить противоположно направленные силы, равные 2000Н, к точкам крепления передней подвески (рисунок 17).

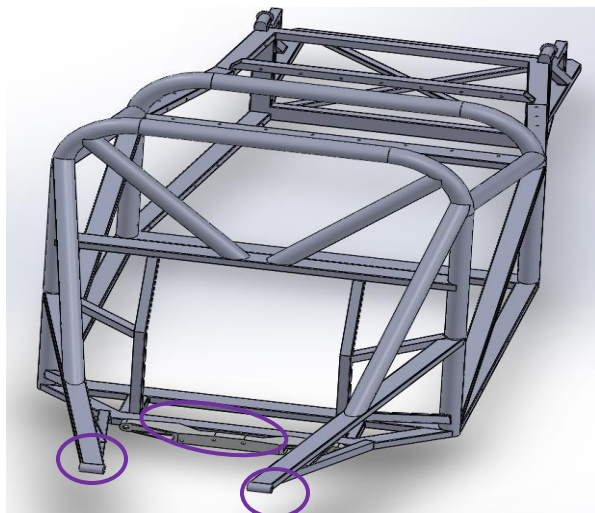


Рис. 16. Зафиксированные точки

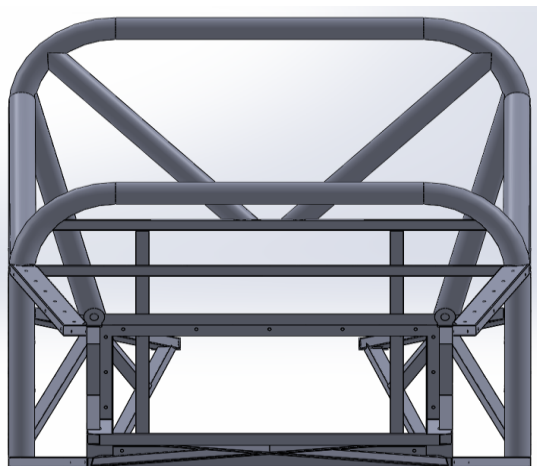


Рис. 17. Приложенные силы

Результаты симуляции с полученной деформацией рамы показаны на рис. 18.

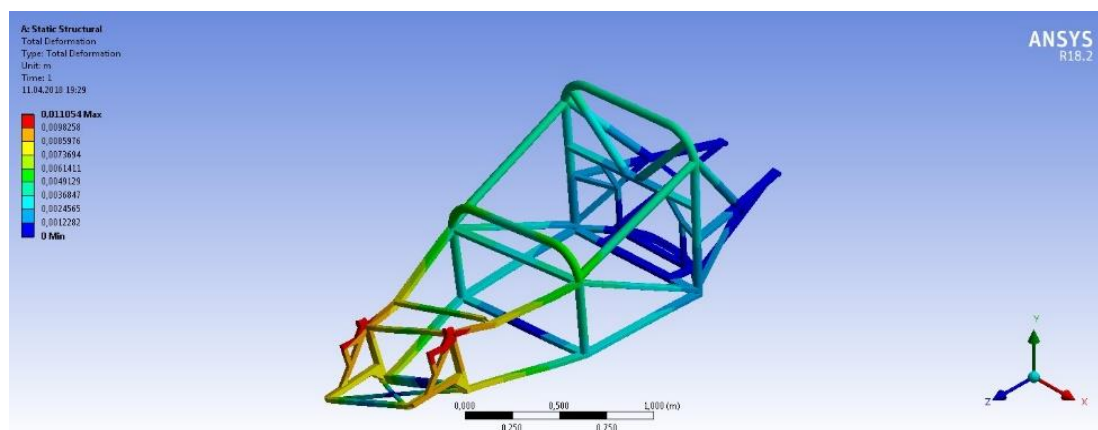


Рис. 18. Деформация стальной рамы Fenix

Максимальная деформация составила 11,05 мм. Максимальная вертикальная деформация 8,96 мм. Вертикальное смещение точек крепления передней подвески составило 8,39 мм и - 8,1 мм. Расстояние L между центром масс и точкой приложения силы равно 334,17 мм.

Зная эти значения, можно рассчитать крутильную жёсткость – 945,74 Нм/град. Масса стальной рамы Fenix составляет 56,7кг и удельная крутильная жёсткость – 16,69 Нм/кг*град.

Налицо недостаточная жёсткость рамы и вызвано это неоптимальной триангуляцией между узлами структурных элементов рамы, в частности, в передней части автомобиля. Поэтому было спроектировано усиление передней части правильной триангуляцией (рис. 19) и проведена новая симуляция с целью проверки его влияния на крутильную жёсткость.

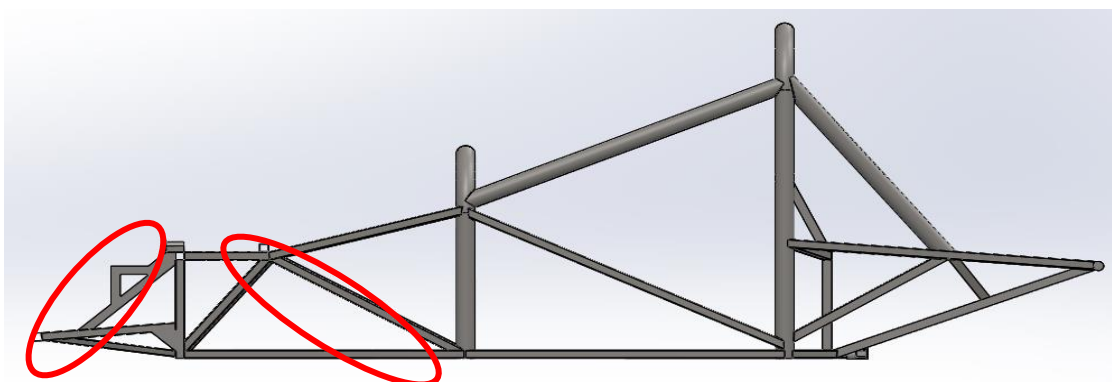


Рис. 19. Стальная рама с новым усилением

Результаты симуляции с деформациями рамы показаны на рисунке 20.

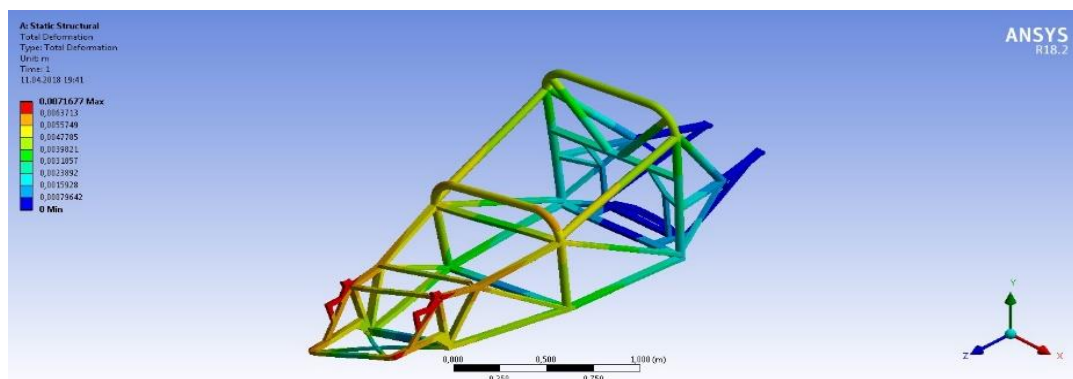


Рис. 20. Деформация стальной рамы с усилением спереди.

Незначительная модернизация добавила 3,1 кг к массе рамы, крутильная жёсткость увеличилась на 72,6%, удельная жёсткость выросла на 63,7%.

Следующим шагом была выполнена симуляция всей рамы, а именно, стальной рамы с усилением её алюминиевыми пластинами, для чего пришлось смоделировать около 20 пластин и смоделировать все заклёпки, которые соединяют пластины с рамой.

Изображение «усиленной» модели рамы приведено на рисунке 21.

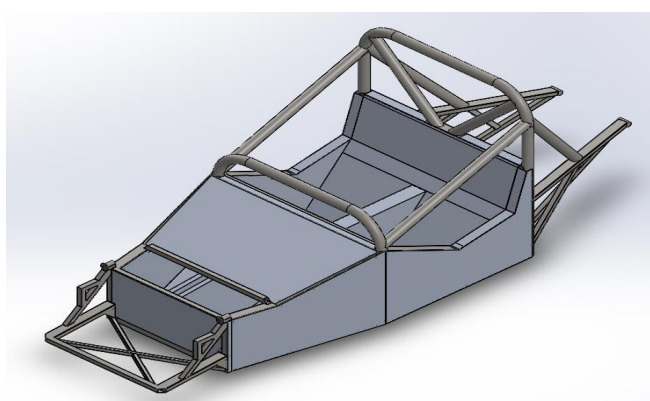


Рис. 21 Рама Fenix с пластинами

Процедура выполнения симуляции не отличалась от предыдущих симуляций: нужно зафиксировать точки крепления двигателя и приложить две

противоположно направленные силы к точкам крепления подвески, но в этот раз пришлось задать все точки контакта между алюминиевыми пластинами и рамой, для чего пришлось определять все точки для каждой заклёпки последовательно.

Деформация рамы с пластинами показана на рисунке 22.

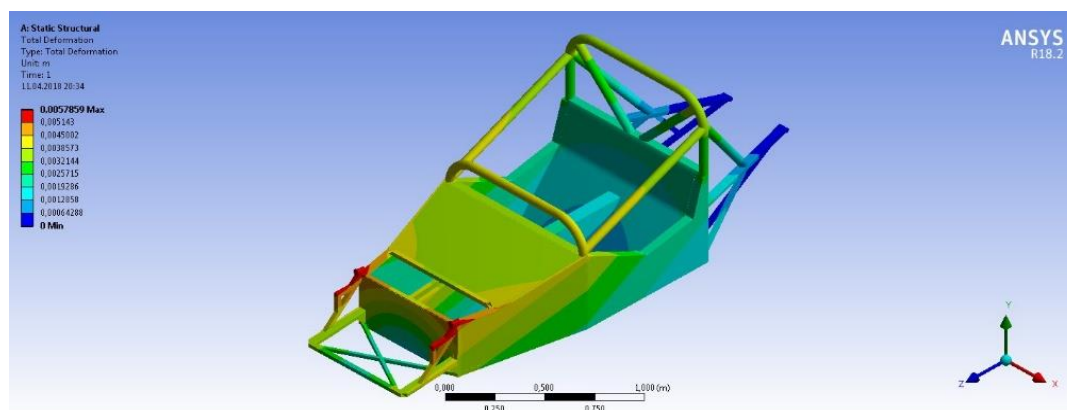


Рис. 22. Деформация рамы с пластинами

Максимальная деформация составила 5,79 мм, максимальная вертикальная деформация – 3,33 мм. Смещение точек крепления передней подвески – 3,19 мм и -2,97 мм. Расстояние L между центром масс и точкой приложения силы составляет 334,17 мм.

Далее рассчитывается угол закрутки рамы (0,528 градуса), а также крутильная жёсткость (2531,24 Нм/град). Таким образом, крутильная жёсткость выросла на 167%, общая масса рамы составила 82,8 кг, удельная крутильная жёсткость равна 30,57 Нм/кг*град, что на 83,1% выше, чем у обычной (не усиленной алюминиевыми пластинами) стальной рамы.

С целью подтверждения результатов расчётов был построен стенд для проведения экспериментальных исследований крутильной жёсткости пространственных рам. Основой для стенда был выбран лабораторный стол для сварки с установкой на нём элементов жёсткой фиксации рамы в соответствии с используемой в расчётах схемой.

Второе условие, которое надо было выполнить, это приложить крутящий момент к точкам крепления передней подвески. Было решено подвести крутящий момент с помощью балки, прикреплённой к этим двум точкам и плечом с одной стороны, к которому можно было бы приложить заранее рассчитанную нагрузку. Эта конструкция вместе с точкой опоры, размещенной в центре автомобиля под днищем, позволяет раме «крутиться» и можно определить приложенный крутящий момент. Схема теста приведена ниже (рис. 23).

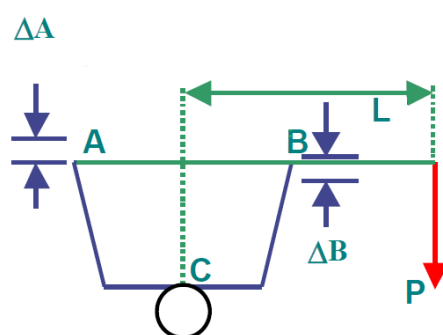


Рис. 23. Схема теста

Для расчёта крутильной жёсткости используется следующее уравнение:

$$K = \frac{M}{\theta} = \frac{LP}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta A + \Delta B}{2 \times 334,17}\right)} \quad (3)$$

Итак, спроектированы и смоделированы все компоненты, которые необходимы для проведения теста. 3D модель представлена на рисунке 24, а стенд – на рисунке 25.

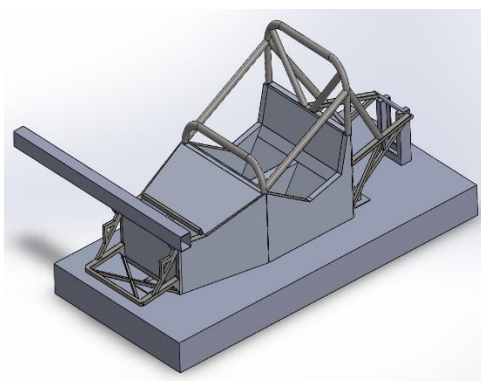


Рис. 24. 3D модель конструкции для проведения теста



Рис. 25. Стенд с зафиксированной рамой

Были выбраны 9 точек с правой стороны и 8 с левой с целью выяснения деформации под действием крутильной нагрузки (рисунок 26).

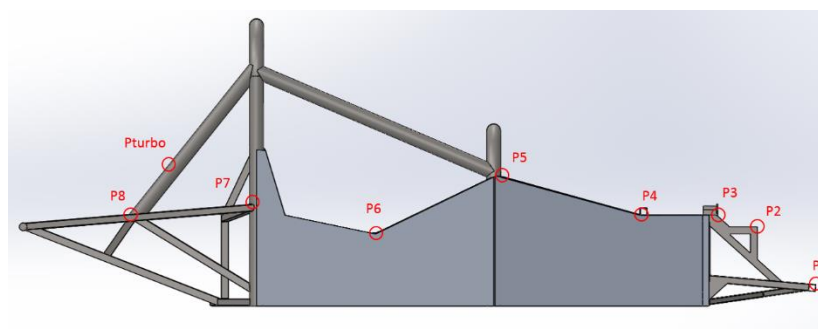


Рис. 26. Местоположение исследуемых точек

При проведении теста главной точкой была выбрана точка P3 (точка крепления передней подвески), которая использовалась для расчёта реальной жёсткости рамы.

	Normal condition	Beam (+9kg)	2,5	5	10	15	25	35	45	55	65	75	Absolute deformation
Moment(Nm)	0	89,01	125,76	162,51	236,01	309,51	456,51	603,51	750,51	897,51	1044,51	1191,51	
p1r	140,8	140,45	140,1	140	139,75	139,55	139,05	138,65	138,3	137,75	137,25	136,65	
Δp1r	0	-0,35	-0,35	-0,1	-0,25	-0,2	-0,5	-0,4	-0,35	-0,55	-0,5	-0,6	-4,15
p2r	344,9	344,45	344,45	344,1	343,95	343,8	343,25	342,8	342,5	342	341,45	340,95	
Δp2r	0	-0,45	0	-0,35	-0,15	-0,15	-0,55	-0,45	-0,3	-0,5	-0,55	-0,5	-3,95
p3r	391,15	390,4	390,35	390,05	389,75	389,6	389,2	389	388,5	387,95	387,35	387,05	
Δp3r	0	-0,75	-0,05	-0,3	-0,3	-0,15	-0,4	-0,2	-0,5	-0,55	-0,6	-0,3	-4,10
Absolute increment	0	0,75	0,8	1,1	1,4	1,55	1,95	2,15	2,65	3,2	3,8	4,1	
p4r	383,6	383,1	383,1	382,9	382,5	382,45	381,95	381,55	381,3	380,75	380,3	379,8	
Δp4r	0	-0,5	0	-0,2	-0,4	-0,05	-0,5	-0,4	-0,25	-0,55	-0,45	-0,5	-3,80
p5r	519,05	518,9	518,8	518,55	518,25	518,15	517,65	517,2	516,95	516,35	515,8	515,6	
Δp5r	0	-0,15	-0,1	-0,25	-0,3	-0,1	-0,5	-0,45	-0,25	-0,6	-0,55	-0,2	-3,45
p6r	317,1	316,85	316,85	316,75	316,4	316,3	315,75	315,5	315,15	314,75	314,3	313,95	
Δp6r	0	-0,25	0	-0,1	-0,35	-0,1	-0,55	-0,25	-0,35	-0,4	-0,45	-0,35	-3,15
p7r	417,7	417,45	417,4	416,95	416,9	416,9	416,3	416,25	415,95	415,75	415,35	414,95	
Δp7r	0	-0,25	-0,05	-0,45	-0,05	0	-0,6	-0,05	-0,3	-0,2	-0,4	-0,4	-2,75
Pturbo	530,7	529,95	529,85	529,9	529,65	529,65	529,3	529,3	529,3	528,95	528,45	528	
Δpturbo	0	-0,75	-0,1	0,05	-0,25	0	-0,35	0	0	-0,35	-0,5	-0,45	-2,70
p8r	383,55	383,45	383,35	383,05	383,05	383	382,8	382,55	382,5	382,25	382,05	381,95	
Δp8r	0	-0,1	-0,1	-0,3	0	-0,05	-0,2	-0,25	-0,05	-0,25	-0,2	-0,1	-1,60
p1l	141	141,2	141,2	141,35	141,6	141,8	142,2	142,35	142,8	143,15	143,7	143,95	
Δp1l	0	0,2	0	0,15	0,25	0,2	0,4	0,15	0,45	0,35	0,55	0,25	2,95
p2l	349	349,2	349,25	349,4	349,65	349,75	350,2	350,5	350,7	351,15	351,55	351,9	
Δp2l	0	0,2	0,05	0,15	0,25	0,1	0,45	0,3	0,2	0,45	0,4	0,35	2,90
p3l	391,05	391,25	391,25	391,25	391,55	391,75	392	392,2	392,6	393	393,45	393,6	
Δp3l	0	0,2	0	0	0,3	0,2	0,25	0,2	0,4	0,4	0,45	0,15	2,55
Absolute increment	0	0,2	0,2	0,2	0,5	0,7	0,95	1,15	1,55	1,95	2,4	2,55	
p4l	382,55	382,8	382,95	383	383,2	383,4	383,7	384,15	384,35	384,85	385,05	385,6	
Δp4l	0	0,25	0,15	0,05	0,2	0,2	0,3	0,45	0,2	0,5	0,2	0,55	3,05
p5l	517,95	518,2	518,25	518,45	518,7	518,7	519,2	519,9	519,95	520,35	520,9	521,35	
Δp5l	0	0,25	0,05	0,2	0,25	0	0,5	0,7	0,05	0,4	0,55	0,45	3,40
p6l	317,35	317,5	317,5	317,7	317,9	318	318,25	318,75	318,85	319,3	319,75	320,1	
Δp6l	0	0,15	0	0,2	0,2	0,1	0,25	0,5	0,1	0,45	0,45	0,35	2,75
p7l	415,95	416,2	416,2	416,2	416,45	416,55	416,85	417,1	417,4	417,7	418,05	418,5	
Δp7l	0	0,25	0	0	0,25	0,1	0,3	0,25	0,3	0,3	0,35	0,45	2,55
p8l	383,05	383,35	383,3	383,3	383,45	383,55	383,75	383,75	383,95	384,15	384,35	384,4	
Δp8l	0	0,3	-0,05	0	0,15	0,1	0,2	0	0,2	0,2	0,2	0,05	1,35

Зная результаты теста, мы можем построить соответствующую диаграмму (рис. 27).

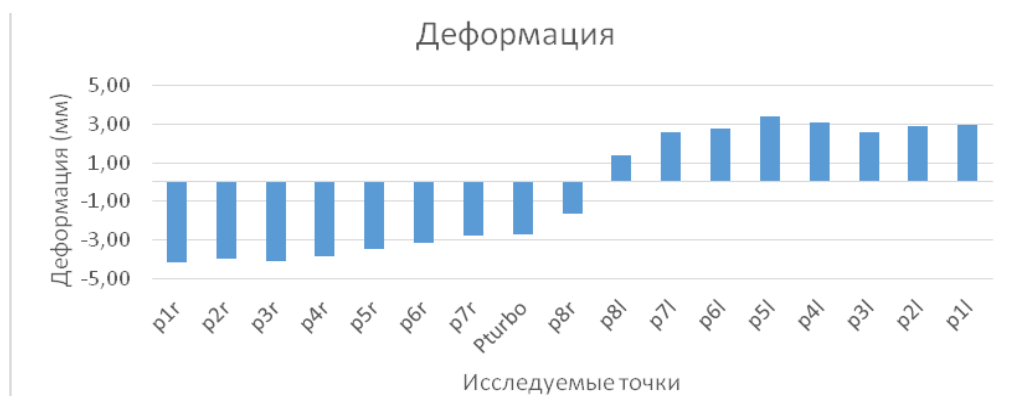


Рис. 27. Деформация рамы при максимальном нагружении в ходе теста 75кг

На рисунке 28 показана деформация точек крепления передней подвески.

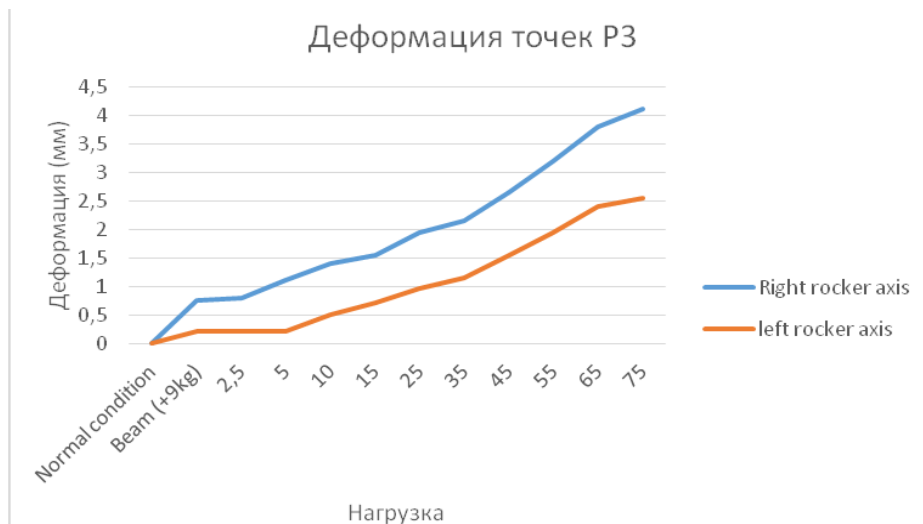


Рис. 28. Деформация точек крепления передней подвески

На следующем изображении приведён план сил приложенных к балке и расчёт сил в точках крепления передней подвески при максимальном нагружении в ходе теста силой 735 Н.

$$G = W \times g$$

$$\sum M_{R_1} = 0 ; G \times L_g = R_2 \times L \Rightarrow R_2 = \frac{G \times L_g}{L} = \frac{75 \times 9,8 \times 1,16583}{0,66834} = 1282,11 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0 ; G + R_2 = R_1 \Rightarrow R_1 = 75 \times 9,8 + 1282,11 = 2017,11 \text{ N}$$

$$\text{Rotation angle} = \theta = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta Y_r + \Delta Y_l}{L} \times \frac{180}{\pi} \right)$$

$$\text{Torsional stiffness} = K = \frac{\text{Torque}}{\theta}$$

(4)

В приведённой ниже таблице показаны результаты деформации для каждой точки.

	Right abs. Def.	Left abs. Def	Rotation angle (°)	Stiffness (Nm/deg)
1 P	4,15	2,95	0,609	1957,63
2 P	3,95	2,9	0,587	2029,07
3 P	4,1	2,55	0,570	2090,09
4 P	3,8	3,05	0,587	2029,07
5 P	3,45	3,4	0,587	2029,07
6 P	3,15	2,75	0,506	2355,76
7 P	2,75	2,55	0,454	2622,44
8 P	1,6	1,35	0,253	4711,44

Таким образом, реальная крутильная жёсткость рамы Fenix составляет 2090,09 Нм/град, что меньше, чем 2531,34 Нм/град, рассчитанным при симуляции в ANSYS.

Заключение

Результаты проделанной работы разместим в таблицу, где приведем результаты симуляций в ANSYS рам Iguana G10, стальных рам Fenix обычной и с усилением спереди, рамы Fenix с алюминиевыми пластинами и реальный тест рамы Fenix:

	Стальная рама Fenix	Стальная рама Fenix + усиление спереди	Стальная рама + алюминиевые пластины	Iguana G10	Реальный тест рамы Fenix
Масса (кг)	5 6,67	5 9,77	8 2,8	3 0	104
Макс. деформация (мм)	1 1,054	7, 16	5, 79	6, 03	-

Макс. Вертикальная деформация (мм)	8, 96	5, 97	3, 33	3, 48	4,15
L=расстояние от центра авто., до точек крепления передней подвески (мм)	3 34,17	3 34,17	3 34,17	2 52,44	334,17
Yr=y деформация справа (мм)	- 8,1	- 4,69	- 2,97	- 3,2	-4,1
Yl=y деформация слева (мм)	8, 39	4, 86	3, 19	3, 48	2,55
α=угол поворота (градусы)	1, 413	0, 819	0, 528	0, 758	0,570
K=абсолютная жёсткость (Нм/град)	9 45,74	1 632,78	2 531,24	1 332,09	2090,09
Kr= относительная жёсткость (Нм/град*кг)	1 6,69	2 7,32	3 0,57	4 4,40	20,10

Следовательно, реальная жёсткость рамы Fenix составляет 441,15 Нм/град (-17,4%), меньше чем полученная в результате симуляции в ANSYS. Это может быть связано с наличием следов коррозии, клея и заклёпок крепления алюминиевых пластин к раме. Несмотря на то, что крутильная жёсткость рамы Iguana G10 не самая высокая, удельная её крутильная жёсткость в два раза выше, чем у Fenix. Видимо, рама Iguana G10 имеет лучшую геометрию с хорошей триангуляцией и лучшее соотношение массы рамы к её жёсткости. Также, рама Iguana G10 была спроектирована для данной крутильной жёсткости, так как на практике она не нуждается в большей её величине. Исходя из этого, можно сделать вывод, что крутильной жёсткости рамы Fenix явно недостаточно, что на практике ухудшит управляемость, снизит скорость прохождения поворотов, приведёт к возникновению вибраций на прямых участках трассы и неровностях полотна.

В целом предложенная методика позволяет ещё на стадии проектирования и доводки гоночного автомобиля оценивать свойства его рамы и закладывать в неё необходимые характеристики.

Список литературы

1. Milliken, William F., and Douglas L. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, 1995. 673-76. Print.
2. JÖRNSSEN REIMPELL, HELMUT STOLL, JÜRGEN W.BETZLER, *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, 2nd Edition, (Jordan Hill, Oxford: Butterworth Heinemann), 2001.
3. Carroll Smith, *Engineer to win*, MBI Publishing Company, 1984.
4. Derek Seward, *Race Car Design*, Palgrave, 2014
5. A.J. Kemna. *Design of a tubular steel space frame for a Formula Student race car*, CST 2011.002
6. Prajwal Kumar M. P, Vivek Muralidharan, G. Madhusudhana, *Design and analysis of a tubular space frame chassis of a high performance race car*, IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology, Feb-2014
7. Martín García Carlos, *FDR Moscow frame design report*, July 2017
8. PABLO LUQUE, DANIEL ÁLVAREZ, CARLOS VERA, *Ingeniería del automóvil: Sistemas y Comportamiento Dinámico*, (Madrid, España: Thomson Editores Spain), 2004.