

DOI: 10.34031/2071-7318-2022-8-1-132-143

Григоренко А.А., Шопина Е.В.Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова***E-mail: grigorenko1998@yandex.ru*

ВЫПОЛНЕНИЕ ГЕНЕРАТИВНОГО ДИЗАЙНА И АДАПТАЦИЯ К ИЗГОТОВЛЕНИЮ ПОВОРОТНОГО КУЛАКА. ЧАСТЬ I

Аннотация. В статье описано вычисление входных параметров для статического прочностного расчета или генеративного дизайна поворотного кулака гоночного болида класса Formula Student. Исходными данными являлись: габаритные и присоединительные размеры колесного диска и шины, ступицы и тормозного диска, величина силы, действующей на пятно контакта колеса с дорогой, величина силы трения скольжения между тормозным диском и тормозными колодками, сила, действующая на крепление рулевой тяги, координаты расположения креплений шаровых шарниров и тормозного суппорта. При расчетах были подобраны подшипники и вычислены проекции сил на оси координат, которые необходимо приложить к детали для моделирования рабочих нагрузок. Расчет выполнялся методами статики. В итоге было получено шесть случаев нагрузки, моделирующих работу в правых и левых поворотах с избыточной и недостаточной поворачиваемостью, а также работу при торможении с максимальным отрицательным ускорением. Так же была построена 3D модель поворотного кулака, обладающего избыточной прочностью (коэффициент запаса прочности более 6). Были определены величины отступов, которые задают размер неизменяемых областей, которые не дают алгоритму генеративного дизайна вычитать материал из важных конструктивных элементов детали. Величины отступов были проверены при помощи дополнительных конечно-элементных расчетов.

Ключевые слова: статический расчет, поворотный кулак, случаи нагрузки.

Введение. Поворотный кулак, в подвеске на двойных поперечных рычагах, служит для крепления подшипников колесного узла, шаровых шарниров рычагов и рулевой тяги, а также для крепления тормозного суппорта. В гоночных или спортивных автомобилях, предназначенных для участия в спортивных соревнованиях, уменьшение массы поворотного кулака снизит общую массу транспортного средства и снизит величины сил инерции, возникающих при работе подвески [1, 2]. При низком весе, поворотный кулак должен обладать и достаточной прочностью [3]. Для ее обеспечения, при проектировании необходимо проводить проверочные расчеты. При достаточной точности расчетов можно получить конструкцию, наиболее близкую к идеальному сочетанию массы и прочности.

Материалы и методы. Исходными данными служат габаритные и присоединительные размеры колесного диска и шины (в ходе проектирования использовались 3D модели заводских изделий), ступицы и тормозного диска (использовались 3D модели ранее спроектированных деталей), величина силы, действующей на пятно контакта колеса с дорогой (максимальна при прохождении поворота для внешнего колеса, включает вертикальную и горизонтальную составляющую, вертикальная направлена вверх, горизонтальная направлена в центр проходимого поворота), величина силы трения скольжения между тормозным диском и тормозными колодками

(направлена по касательной к окружности тормозного диска, максимальное значение принимает перед проскальзыванием шины по дорожному полотну, так коэффициент силы трения покоя выше коэффициента трения скольжения), сила, действующая на крепление рулевой тяги (препятствует самопроизвольному повороту поворотного кулака, направлена вдоль оси рулевой тяги, так как она имеет шарнирное крепление с обоих концов), координаты расположения креплений шаровых шарниров и тормозного суппорта (были определены геометрически при выборе оптимальной геометрии подвески). В данном случае:

1) Верхнее крепление шарового шарнира (А) – два резьбовых отверстия под винты, крепящие съемный кронштейн регулировки развала, с координатами -17 мм; -1.5 мм; 108 мм и -17 мм; -33,5 мм; 108 мм.

2) Нижнее крепление шарового шарнира (В) – два соосных отверстия под болт, крепящий более нагруженный нижний рычаг (в подвеске на двойных поперечных рычагах типа Push rod, тяга от упругого элемента приходит на нижний рычаг), с координатами -35 мм; 0 мм; -100 мм.

3) Крепление тормозного суппорта – две проушины с резьбовыми отверстиями под болты с координатами (С) -33.5 мм; -51 мм; 1 мм и (D) -33.5 мм; -62 мм; 49 мм.

4) Посадочные отверстия подшипников (Е и F) – ось отверстия совпадает с осью X.

5) Крепление рулевой тяги – две проушины со сквозными соосными отверстиями под болт (G) – 19 мм; 58 мм; 0 мм.

Координаты отверстий указаны в виде расстояний в миллиметрах по осям X; Y; Z для середины осевого отрезка отверстия.

6) Усилия, действующие на пятно контакта [4, 5], $X=2940\text{H}$ и $Y=2940\text{H}$.

7) Момент силы трения между диском и тормозными колодками в соответствии с характеристиками тормозных колодок (значение коэффициента трения, указанное на сайте производителя) $P=481.8\text{H}\cdot\text{м}$ [6].

8) Сила, действующая вдоль оси рулевой тяги $S=1470\text{H}$.

Основная часть. Рассмотрим процесс проектирования поворотного кулака на примере.

I этап. Подбор подшипника по грузоподъемности и расчетному сроку службы. Максимальная нагрузка рассчитывается в соответствии со схемой (рис. 1). Жирная черная линия на рисунке 1 – это абсолютно жесткая рама, моделирующая при расчете соединенные между собой шину (серый элемент со штриховкой крест-накрест), колесный диск (белый элемент) и ступицу (зеленый элемент), передающие усилия и изгибающие моменты от пятна контакта к подшипникам. Подшипники в данном случае должны воспринимать

как радиальную, так и осевую нагрузки, поэтому выбор будет осуществляться среди радиально-упорных шариковых подшипников. Тонкие черные линии, проведенные из центров шариков, на рисунке приходят в точки опор подшипников. Угол наклона линий совпадает с углом контакта подшипников (в данном случае 26°). Подшипники данной конструкции могут воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, следовательно, реакция по оси X будет возникать только в одной из опор. Сначала составляются три уравнения статики для сумм сил по осям X и Z, и для суммы моментов сил относительно оси Y. После составления уравнений были выражены искомые реакции в точках опор подшипников (1) [7].

$$\begin{cases} R_{ax} = X \\ R_{ay} = \frac{X \cdot r - Y \cdot c}{h} \\ R_{by} = -Y - R_{ay} \end{cases}, \quad (1)$$

где R_{ax} – сила реакции по оси X в точке “а” на рис. 1,

R_{ay} – сила реакции по оси Z в точке “а” на рис. 1,

R_{by} – сила реакции по оси Z в точке “б” на рис. 1.

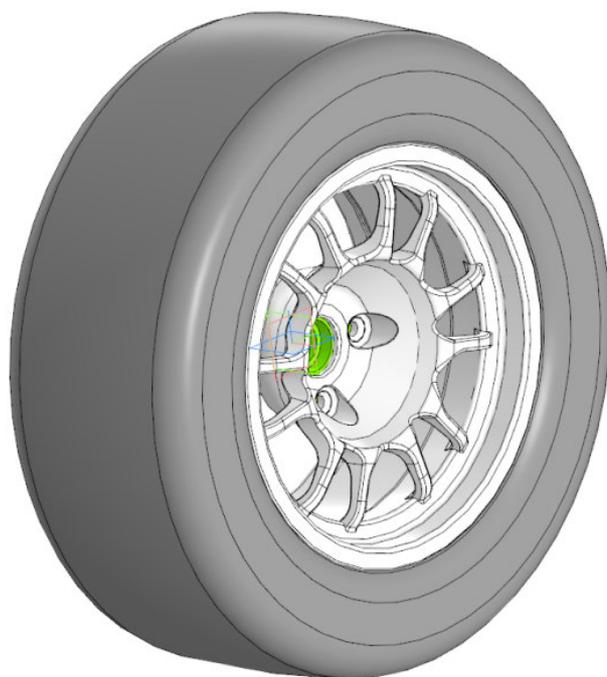
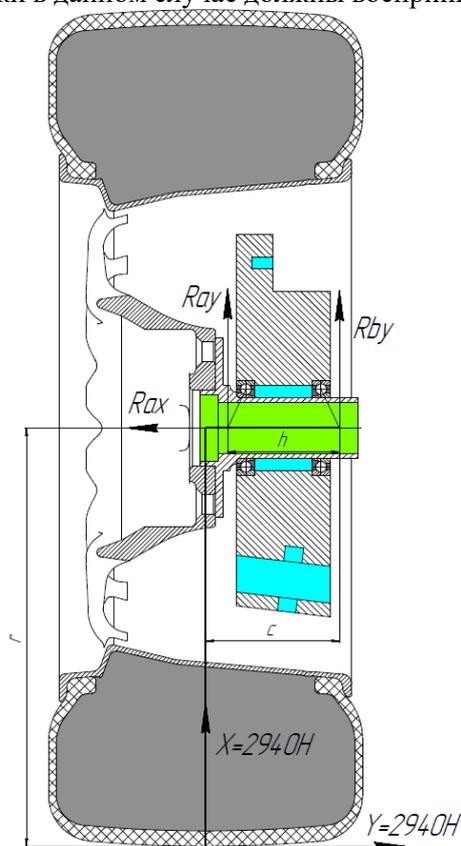


Рис. 1. Схема расчета нагрузок в подшипниках [8, 9],

где радиус колеса $r=270\text{мм}$, расстояние от центра колеса до правой точки опоры $c=87.2\text{мм}$, расстояние между точками опор $h=38\text{мм}$

Решениями системы уравнений (1) будут значения сил, которые будут использованы для проверочного расчета подшипников.

Сначала необходимо вычислить эквивалентную нагрузку на каждый из шариковых радиально-упорных подшипников. Эквивалентная нагрузка является векторной суммой реакций в

$$P_1 = (\cos(90 - a) \cdot V \cdot R_{ay} + \cos(a) \cdot R_{ax}) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (2)$$

$$P_2 = (\cos(90 - a) \cdot V \cdot R_{by}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

где $a = 26^\circ$ - угол контакта подшипников,

$V = 1$ - коэффициент вращения,

$K_6 = 3$ - коэффициент безопасности,

$K_T = 1.4$ - температурный коэффициент.

Полученные значения нужно подставить в формулу для расчета срока службы [3] (3).

$$L_{h1} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P_1}\right)^p}{60 \cdot n}, \quad (3)$$

$$L_{h2} = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P_2}\right)^p}{60 \cdot n},$$

где C - каталожная динамическая грузоподъемность подшипника,

$p=3$ - степенной показатель шарикоподшипников,

$n = 16 \text{ мин}^{-1}$ частота вращения ступицы.

В итоге получаем сроки службы в наиболее жестких условиях:

$$L_{h1} = 56 \text{ ч}; L_{h2} = 77 \text{ ч}.$$

Если расчетный срок службы не удовлетворяет требованиям, необходимо подобрать подшипник с большей грузоподъемностью (при сохранении диаметра отверстия внутреннего кольца, можно выбрать подшипник более тяжелой серии) [12].

II этап. Для последующей оптимизации необходимо построить 3D модель. Данная модель должна иметь все точки крепления (в том числе необходимый диаметр посадочного отверстия подшипников) и максимально допустимые габариты [13]. Таким образом, будет получена модель излишне прочного поворотного кулака. Нижнее крепление шаровой опоры и проушина рулевой тяги на рисунке 2 имеют цилиндрические вставки, которые будут использованы при последующем расчете методом конечных элементов для моделирования передачи усилия через крепежный болт и проставочные шайбы. Отверстие над окном нижнего крепления необходимо для установки и затяжки гайки. V-образный карман под верхним креплением необходим для прохода шляпки болта кронштейна верхней шаровой опоры. Моделирование осуществлялось в программном продукте SolidEdge - системе твердотельного и поверхностного моделирования производства Siemens PLM Software, в которой

опоре, умноженной на поправочные коэффициенты, учитывающие вращающуюся часть подшипника (внутреннее или внешнее кольцо неподвижно) и ответственность (больше единицы, чем больше цифра, тем выше ответственность места установки). Вычисление выполняется по формуле (2) для первого и второго подшипников соответственно [10, 11]:

реализованы как параметрическая технология моделирования на основе конструктивных элементов и дерева построения, так и технология вариационного прямого моделирования. Данная технология, разработанная компанией Siemens PLM Software (до 2007 года - UGS Corp.), получила название «синхронная технология». Система Solid Edge построена на основе ядра геометрического моделирования Parasolid и вариационного решателя D-Cubed и использует графический пользовательский интерфейс Microsoft Fluent. Система Solid Edge предназначена для моделирования деталей и сборок, создания чертежей, управления конструкторскими данными, и обладает встроенными средствами. Данная CAD/CAE система будет использована в будущем облегчении при помощи алгоритма генеративного дизайна.

III этап. Расчет величин сил, действующих на деталь при различных режимах работы. Максимальная нагрузка, воспринимаемая тормозным суппортом, возникает при наибольшем отрицательном ускорении при торможении. Наибольшее отрицательное ускорение возникает при торможении по прямой перед поворотом, значит, торможение можно сделать отдельным случаем нагрузки. Расчет сил, действующих на крепление тормозного суппорта при торможении, происходит по схеме (рис. 3) [14].

Расчетная схема (рис. 3) является трехмерной, следовательно, можно составить систему из шести уравнений статики (три уравнения сумм проекций сил по осям X, Y и Z, а также три уравнения сумм моментов сил относительно трех осей). Выразив искомые реакции в точках A и B, получим систему уравнений (4).

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{az} = \frac{P}{2} \\ R_{bz} = \frac{P}{2} \\ R_{ax} = \frac{P \cdot (C_x - B_x) - R_{az} \cdot (A_x - B_x)}{A_z - B_z}, \\ R_{bx} = R_{ax} \\ R_{ay} = \frac{P \cdot C_y}{A_z - B_z} \\ R_{by} = R_{ay} \end{array} \right., \quad (4)$$

где $A_x; A_y; A_z; B_x$ и т. д. – координаты точек А, В и С.

P – величина силы трения колодок о диск.

Подставив значения силы трения, координаты точек и решив систему уравнений получим:

$$R_{ax} = 3969H; R_{ay} = 3375H; R_{az} = 2576H;$$

$$R_{bx} = 3969H; R_{by} = 3375H; R_{bz} = 2576H.$$

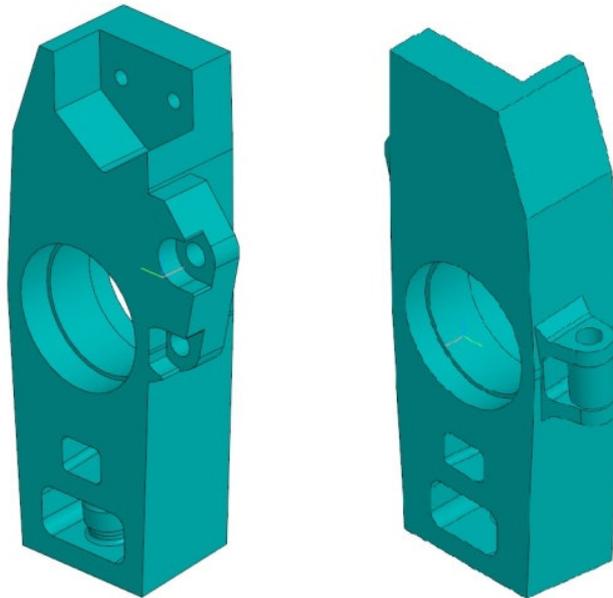


Рис. 2. Изометрические виды 3d модели излишне прочного поворотного кулака

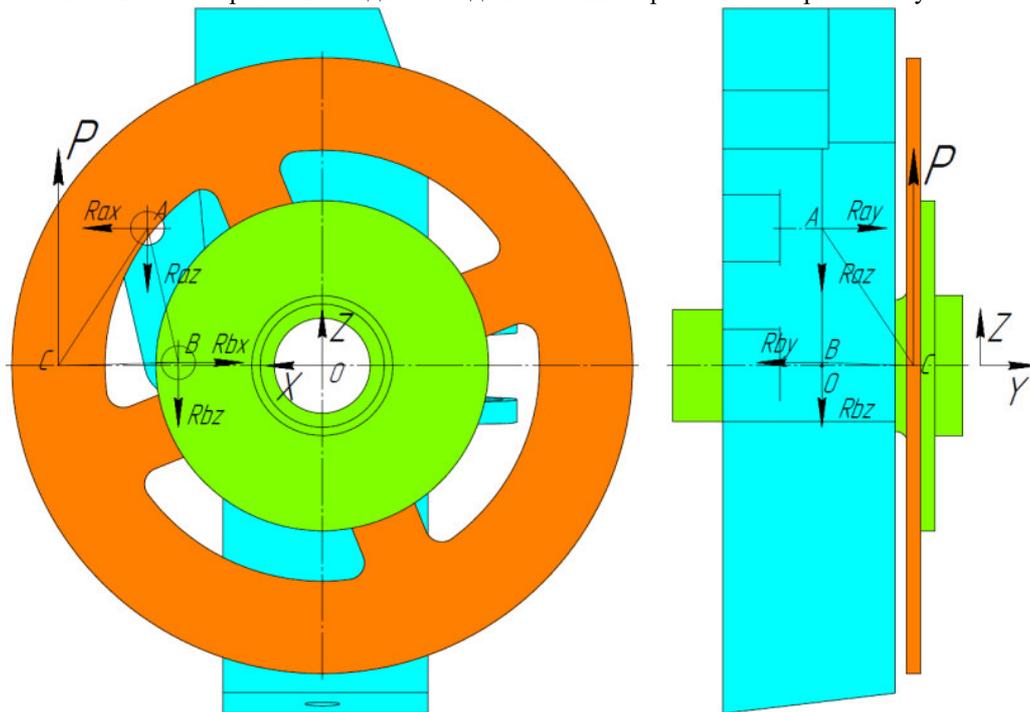


Рис. 3. Схема для расчета усилий, действующих на крепление тормозного суппорта, где голубой – поворотный кулак, зеленый – ступица, оранжевый – тормозной диск, АВС – абсолютно жесткая рама, заменяющая суппорт

Расчет и оптимизация, в случаях нагрузки моделирующих поворот, будут производиться закреплением осевого отверстия. Следовательно, необходимо рассчитать силы реакций в верхнем

и нижнем креплениях кулака [15-18], которые будут приложены в противоположном направлении к расчетной модели. Расчет реакций будет производиться по схеме (рис. 4).

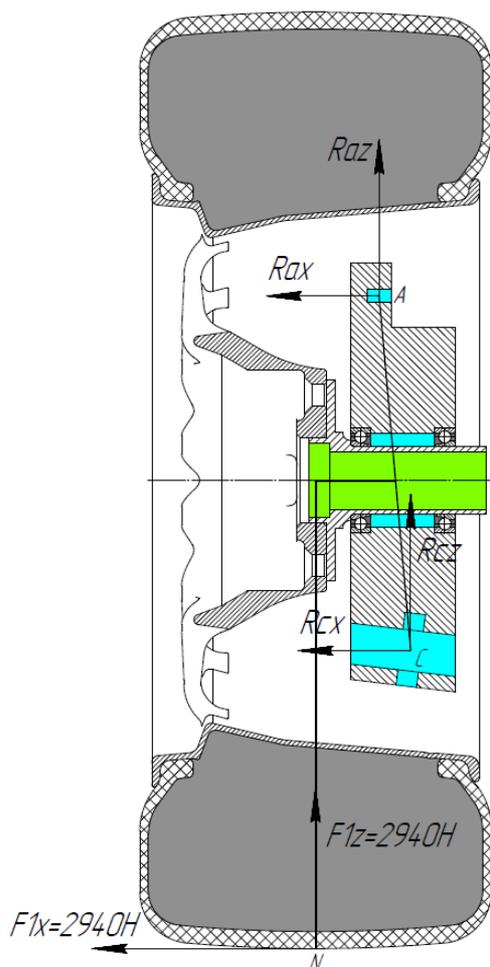


Рис. 4. Схема расчета сил реакций в креплениях поворотного кулака

Схема расчета двумерная, следовательно, необходимо составить систему из трех уравнений статики и выразить искомые реакции (5). Толстая черная линия – рама, моделирующая шину, диск, ступицу, подшипники и сам поворотный кулак. Так как подвеска имеет тип Push rod, только нижний рычаг будет воспринимать вертикальную составляющую силы, приложенной к пятну контакта колеса с дорогой, величина реакции R_{az} будет равна нулю. Неизвестных реакций в таком случае останется три.

$$\begin{cases} R_{cz} = -F1z \\ R_{cx} = \frac{F1x \cdot A_z + F1z \cdot C_x + F1z \cdot N_x + F1x \cdot N_z}{-A_z - C_z} \\ R_{ax} = -R_{cx} - F1x \end{cases} \quad (5)$$

Решениями системы уравнений будут являться значения реакций в креплениях поворотного кулака. Для расчета сил реакций в левом повороте, необходимо поменять знак у силы $F1x$ на противоположный, так как точка центра поворота сместится на 180° .

IV этап. Подведение итогов. При проведении топологической оптимизации модели поворотного кулака необходимо задать несколько

случаев нагрузки [13, 19]. В данном случае их будет шесть (рис. 5). Далее по порядку сверху вниз:

I Работа поворотного кулака в правом повороте. Колесо движется по внешнему радиусу, ось колеса проходит через центр поворота.

II Работа переднего поворотного кулака при торможении с максимальным отрицательным ускорением.

III и IV Работа поворотного кулака в правом повороте в условиях недостаточной и избыточной поворачиваемости [8] (ось колеса повернута на угол 30° относительно отрезка, соединяющего центр колеса с центром поворота).

V Работа поворотного кулака в левом повороте. Колесо движется по внутреннему радиусу, ось колеса проходит через центр поворота.

VI Работа под действием усилия, направленного вдоль оси рулевой тяги [20]. В данном случае ось параллельна оси колеса – это создаст наибольший изгибающий момент в креплении тяги.

Модуль «Генеративный дизайн» SolidEdge в качестве входных данных использует не только значения проекций сил на координатные оси, для создания нагрузки необходимо задать также и толщину отступа, создающего объем неизменяемых областей. Неизменяемые области создаются вокруг значимых конструктивных элементов, таких как отверстия, для предотвращения удаления материала при генеративном дизайне. Толщину рекомендуется выбирать после предварительного конечно-элементного расчета. Например, бобышки под болты, нагруженные перпендикулярно оси, можно проверить приложением распределенной силы к половине поверхности отверстия. Проверочный расчет производился в приложении «Симуляция» CAD/CAE системы SolidEdge. В качестве итога были получены следующие толщины неизменяемых областей:

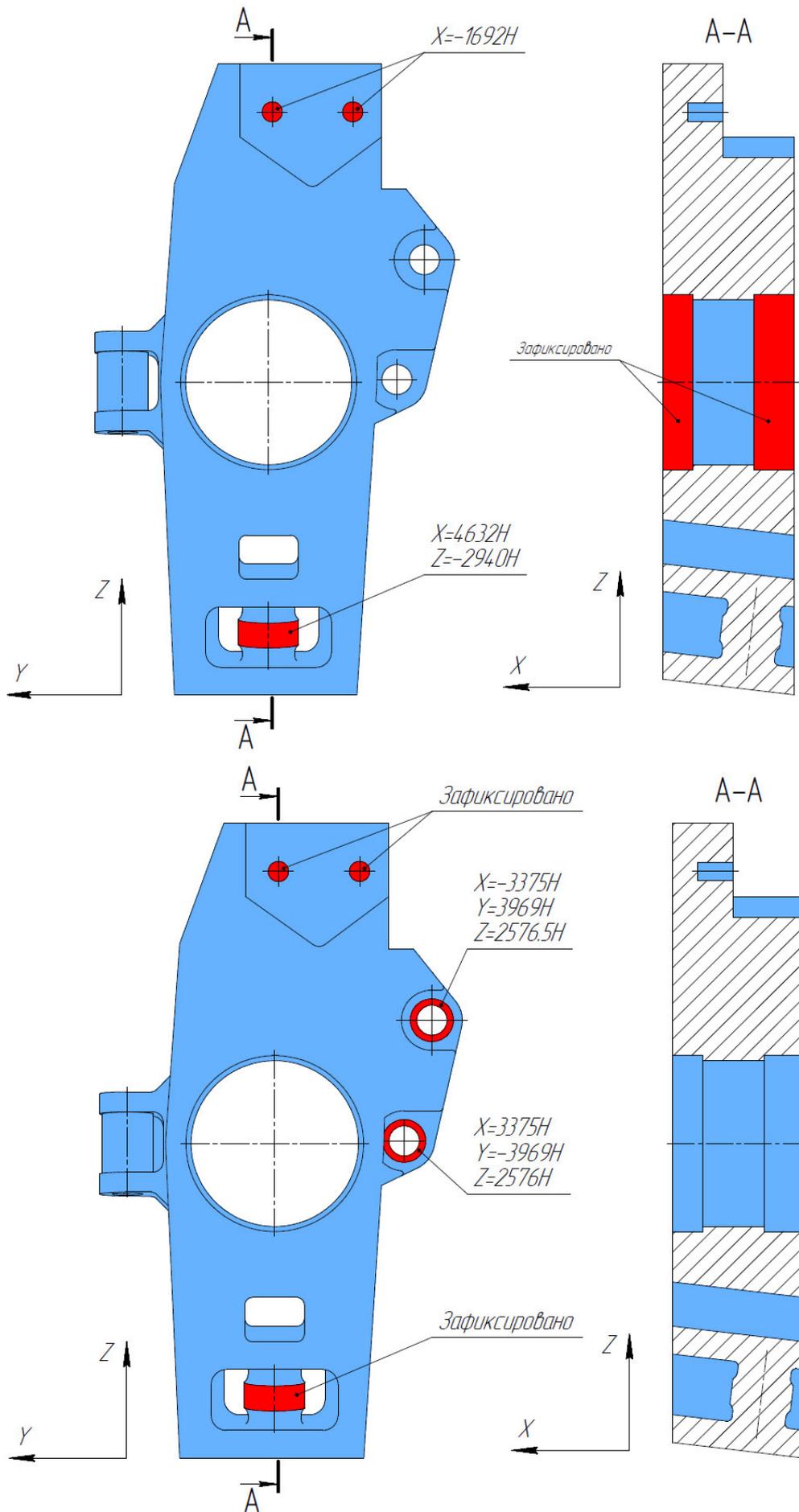
1) Два отверстия крепления верхней шаровой опоры имеют минимальный отступ в 3 миллиметра.

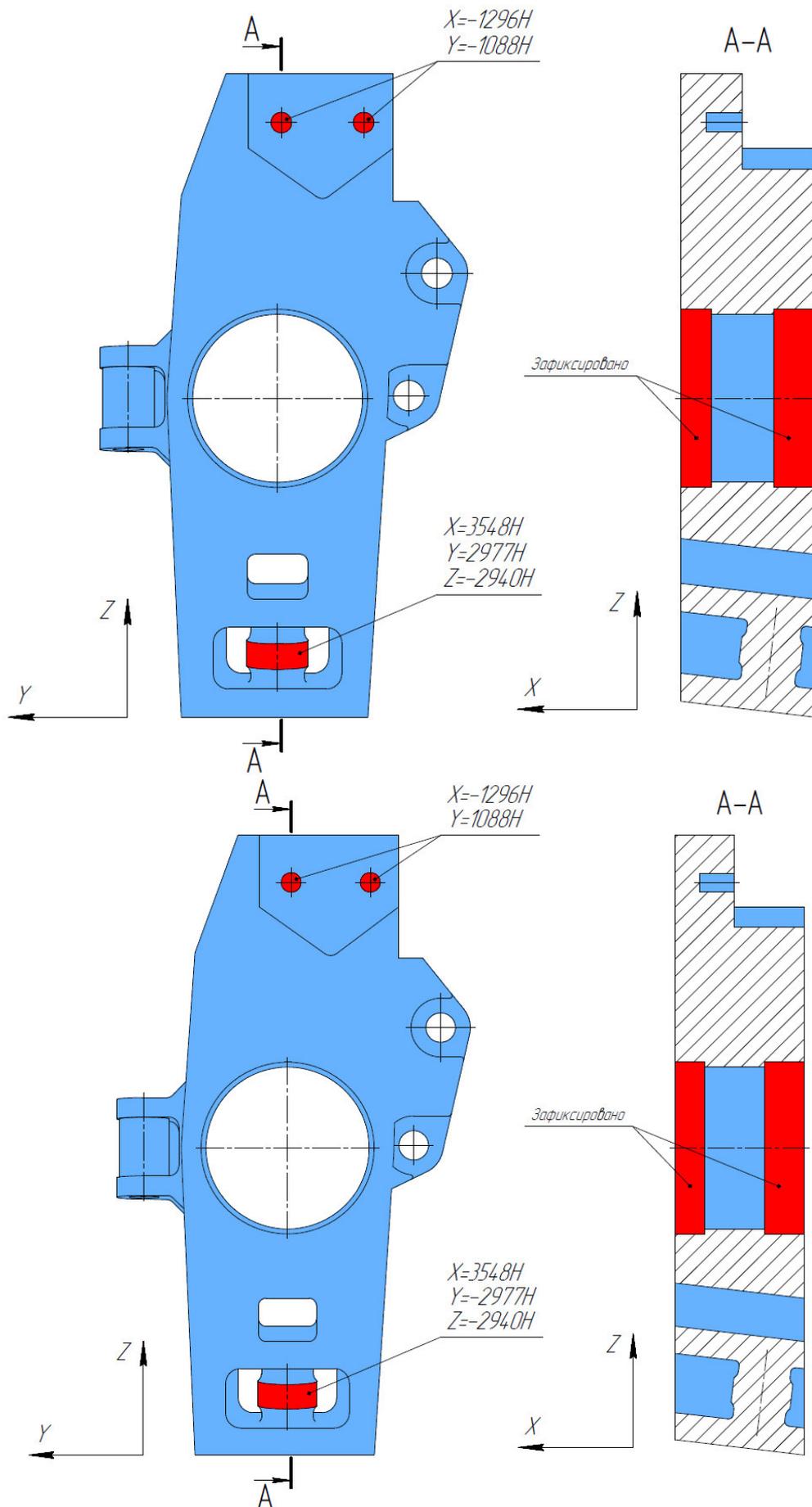
2) Нижнее крепление шаровой опоры может иметь любой отступ, так как усилие на сам поворотный кулак передается через бобышку.

3) Обе проушины крепления тормозного суппорта имеют минимальный отступ 4 миллиметра.

4) Посадочные поверхности подшипников имеют минимальный отступ в пять миллиметров. В ходе моделирования между посадочными кольцами подшипников должно быть добавлено кольцо, воспринимающее осевое усилие.

5) Отверстия обоих проушин крепления шарового шарнира рулевой тяги имеют отступ в 3 миллиметра.





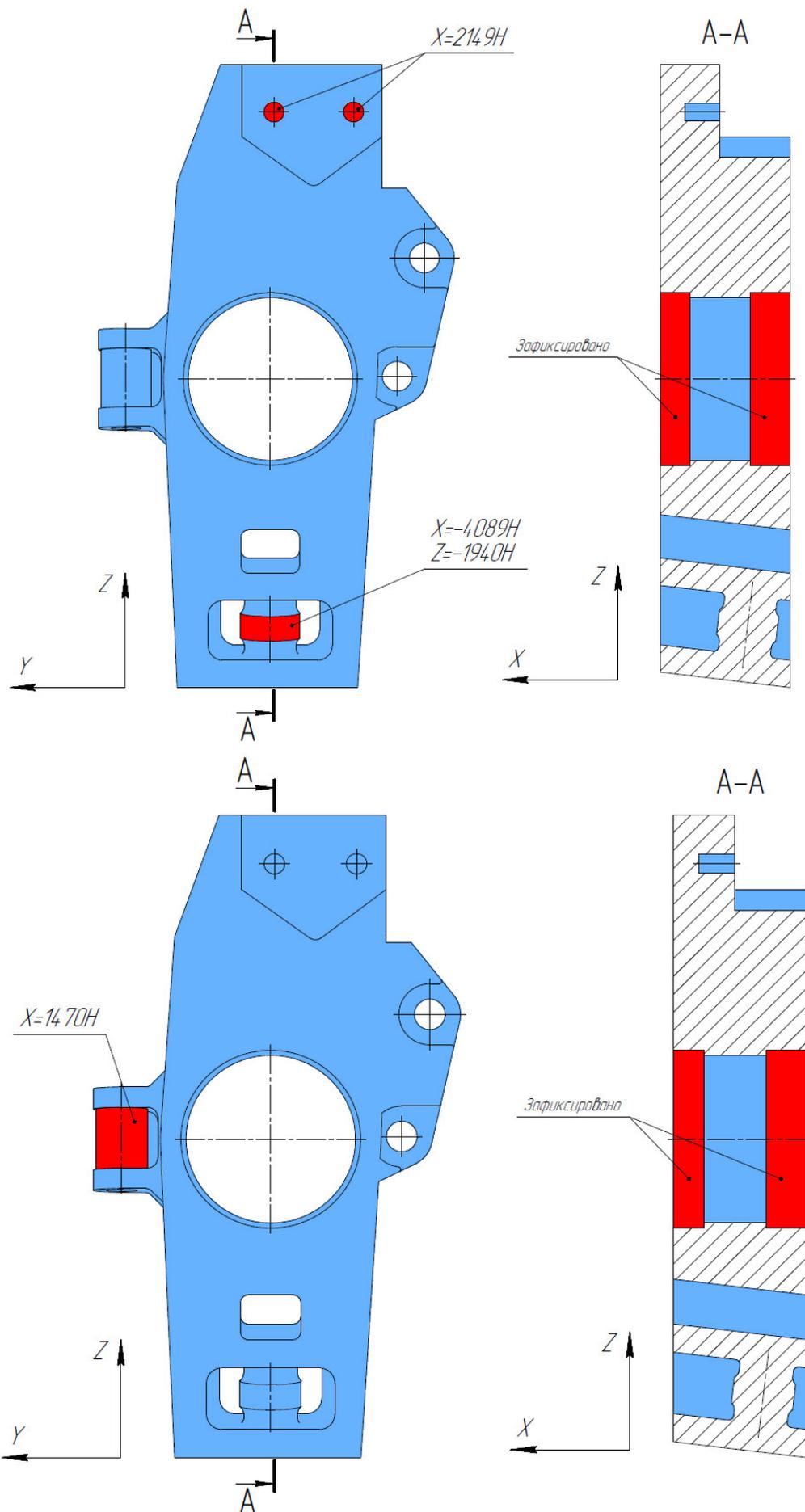


Рис. 5. Случаи нагрузки для поворотного кулака

Выводы.

1. В ходе расчета были выбраны подшипники. Выбор был сделан исходя из направления и значения динамической нагрузки. Наиболее компактным, достаточно надежным и способным воспринимать усилие в радиальном и осевом направлении является радиально-упорный шариковый подшипник. Всем условиям соответствует подшипник с маркировкой 1046908K ГОСТ 831-75. Проверочный расчет был произведен по сроку службы в часах. В режиме движения в повороте с максимальным центростремительным ускорением и частыми ударами о поребрик расчетный срок службы подшипника составит 56 часов.

2. С опорой координаты центров поворота шаровых шарниров, полученных при расчете геометрии подвески, габаритные и присоединительные размеры тормозного суппорта, габариты креплений шаровых шарниров с крепежными изделиями и габариты выбранных подшипников была построена 3D модель поворотного кулака, обладающего избыточной прочностью (коэффициент запаса прочности более 6). Построение выполнялось в программном продукте SolidEdge 2019 с целью упрощения последующей оптимизации геометрии во встроенном модуле «Генеративный дизайн».

3. В дополнение к исходной геометрии были выполнены расчеты проекций сил на оси координат, которые необходимо приложить к детали для моделирования рабочих нагрузок. Расчет выполнялся методами статики (составление и решение системы уравнений сумм сил и моментов). В итоге было получено шесть случаев нагрузки, моделирующих работу в правых и левых поворотах с избыточной и недостаточной поворачиваемостью, а также работу при торможении с максимальным отрицательным ускорением. Были определены величины отступов, которые задают размер неизменяемых областей, которые не дают алгоритму генеративного дизайна вычитать материал из важных конструктивных элементов детали. Величины отступов были проверены при помощи дополнительных конечно-элементных расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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» // Сборник материалов и докладов 6-ого Всероссийского форума. МГТУ им. Баумана, 2020. С. 35–46.

2. Кутепов Н.Ю., Манджапарашвили Р.З. Разработка методики оптимизации конструкции поворотных кулаков гоночного болида проекта Formula Student // Прикладная математика Материалы VI международной научно-практической конференции молодых ученых. Тольяттинский государственный университет. 2020. С. 869–872.

3. Пахомеев Н.В., Лопухов А.В., Чуйдук И.А., Салимоненко Г.Н. Разработка колесно-ступичного узла гоночного электроболида класса Formula Student // Сервис технических систем – Агропромышленному комплексу России Материалы международной научно-практической конференции института агроинженерии. Южно-Уральский государственный аграрный университет, 2019. С. 140–147.

4. Рампель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески. М.: Изд-во «Машиностроение», 1987. 76 с.

5. Курдюк В.А., Вольская Н.С. Влияние геометрических характеристик двухрычажной подвески на поперечных рычагах на кинематику и распределение усилий в узлах подвески // Известия московского государственного промышленного университета. 2013. №9. С. 50–55.

6. Саплинова В.В., Глаголев С.Н., Новиков А.Н., Новиков И.А. Разработка тормозной системы гоночного болида формульного типа класса «Formula Student» // Вестник гражданских инженеров. 2019. №5. С. 270–277.

7. Яблонский А.А. Никифорова В.М. Панков. Курс теоретической механики: Статика, Кинематика. М.: Изд-во Высшая школа, 1966. С. 97–98.

8. Хамилл Д. Подвеска и тормоза: Как построить и модифицировать спортивный автомобиль г. Москва: Изд-во «Veloce Publishing Plc», 2005 342 с.

9. Milliken W.F. Race car vehicle dynamics: Problems, Answers and Experiments. Изд-во SAE International, 2003. 78 с.

10. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. К.: Изд-во Основа, 1991. 486 с.

11. Беланов В.Я., Иванов И.Н. Особенности подбора по динамической грузоподъемности радиально-упорных подшипников качения // Материалы 11-й региональной научно-методической конференции. Донецкий национальный технический университет, 2009. С. 8–10.

12. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Изд-во Машиностроение, 2001. 420 с.

13. Гончаров П.С., Артамонов И.А., Халитов Т.Ф., Денисихин С.В., Сотник Д.Е. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. М.: Изд-во ДМК пресс, 2012. 504 с.

14. Шкилев Д.А., Семькина А.С., Загородний Н.А. Способы определения технического состояния вакуумного усилителя тормозов // Современные материалы, техника и технологии. 2018. Том 2. №2. С.123–128

15. Гудков Н.А., Михайлов П.Г. Уточнение нагрузочных режимов для расчетов на прочность на примере гоночных болидов Vauman Racing Team // Студенческие инженерные проекты Сборник трудов V всероссийской конференции. МАДИ, 2017. С. 76–91.

16. Саплинова В.В., Каськов С.А. Система подвески гоночного болида класса «Formula Student» и ее безопасность // Новые задачи технических наук и пути их решения. 2017. С. 206–209.

17. Кулагин А.Л., Тумасов А.В., Гончаров К.О. Расчет сил, действующих в передней подвеске гоночного болида Formula Student на двойных поперечных рычагах // Безопасность транспортных средств в эксплуатации Сборник материалов 71-й Международной научно-технической конференции. Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2010. С. 45-47.

18. Папунин А.В., Гончаров К.О. Проектирование элементов тормозной системы болида Formula Student Будущее технической науки Тезисы докладов IX Международной молодежной научно-технической конференции. Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2010. С. 145–146.

19. Демин Е.А., Федоров А.Н., Гончаров К.О., Кулагин А.Л. Применении САПР в проектировании элементов подвески спортивного автомобиля класса Formula Student // Будущее технической науки сборник материалов Сборник выступлений международной молодежной научно-практической конференции. Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2015. С. 601–602.

20. Бутин Д.А., Тумасов А.В. Расчет рулевого управления с маятниковыми рычагами для болида класса Formula Student // Сборник материалов XII Международной молодежной научно-технической конференции. Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2013. С. 109–110.

Информация об авторах

Григоренко Александр Александрович, ассистент кафедры “Технология машиностроения”. E-mail: grigorenko1998@yandex.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Шопина Елена Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры “Технология машиностроения”. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 22.06.2022 г.

© Григоренко А.А., Шопина Е.В., 2023

**Grigorenko A.A., Shopina E.V.*

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

**E-mail: grigorenko1998@yandex.ru*

CALCULATION OF INPUT PARAMETERS FOR TOPOLOGY OPTIMISATION OF STEERING KNUCKLE. PART I

Abstract. The paper describes the calculation of input parameters for static strength analysis or generative design of the steering knuckle of a Formula Student race car. The initial data were: overall and mounting dimensions of the rim and tire, hub and brake disk, the magnitude of the force acting on the contact patch of the wheel with the road, the magnitude of the sliding friction force between the brake disk and brake pads, the force acting on the tie rod attachment, the location coordinates ball joint mounts and brake caliper. During the calculations, bearings were selected and forces on the coordinate axes were calculated, which must be applied to the part to simulate work loads. The calculation was performed by static methods. As a result, six load cases were obtained, simulating work in right and left turns with oversteer and understeer, as well as work during braking with maximum negative acceleration. Also, a 3D model of the steering knuckle was built, which has excessive strength (factor of safety is higher than 6). Padding values of the unchangeable areas have been defined, that prevent the generative design algorithm from subtracting material from important structural features of the part. The offset values were verified using additional finite element calculations.

Keywords: static calculation, steering knuckle, cases of loading.

REFERENCES

1. Gudkov N.A., Mikhailov P.G., Kiselev P.I., Bolshikh A.A. Study of the strength properties of DOCOL1000DP steel and verification of the strength criterion for finite element calculation of the steering knuckle of a Formula Student car [Issledovanie prochnostnykh svoystv stali DOCOL1000DP i verifikatsiya kriteriya prochnosti dlya konechno-elementnogo rascheta povorotnogo kulaka avtomobilya klassa "Formula student"]. Sbornik materialov i dokladov 6-ogo Vserossiyskogo foruma. 2020. Pp. 35–46. (rus)
2. Kutepov N.Yu., Manjaparashvili R.Z. Development of a methodology for optimizing the design of the steering knuckles of a racing car of the Formula Student project. [Razrabotka metodiki optimizatsii konstruktsii povorotnykh kulakov gonochnogo bolida proekta Formula Student]. Prikladnaya matematika Materialy VI mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh. Tol'yatinskij gosudarstvennyy universitet, 2020. Pp. 869–872. (rus)
3. Pakhomeev N.V., Lopukhov A.V., Chuyduk I.A., Salimonenko G.N. Development of a wheel-hub unit for an electric race car of the Formula Student class [Razrabotka kolesno-stupichnogo uzla gonochnogo elektrobolida klassa Formula Student]. Servis tekhnicheskikh sistem – Agropromyshlennomu kompleksu Rossii Materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii instituta agroinzhenerii. YUzhno-Ural'skiy gosudarstvennyy agrarnyy universitet, 2019. Pp. 140–147. (rus)
4. Rampel J. Car chassis: Suspension elements [Shassi avtomobilya: Elementy podveski]. Moscow: Mashinostroenie, 1987. 284 p. (rus)
5. Kurdyuk V.A., Volskaya N.S. Influence of geometrical characteristics of a double wishbone suspension on transverse levers on the kinematics and distribution of forces in the suspension units [Vliyaniye geometricheskikh harakteristik dvuhrychazhnoy podveski na poperechnykh rychagah na kinematiku i raspredeleniye usilij v uzlah podveski]. Izvestiya moskovskogo gosudarstvennogo industrial'nogo universiteta. 2013. No. 9. Pp. 50–55. (rus)
6. Saplinova V.V., Glagolev S.N., Novikov A.N., Novikov I.A. Development of the braking system for a Formula Student race car [Razrabotka tormoznoy sistemy gonochnogo bolida formul'nogo tipa klassa "Formula Student"]. Vestnik grazhdanskikh inzhenerov. 2019. No. 5. Pp. 270–277. (rus)
7. Yablonsky A.A., Nikiforova V.M., Pankov. Theoretical Mechanics Course: Statics, Kinematics. [Kurs teoreticheskoy mekhaniki: Statika, Kinematika]. Moscow: Vysshaya shkola, 1966. 364 p. (rus)
8. Hamill D. Suspension and brakes: How to build and modify a sports car. Moscow: Veloce Publishing Plc, 2005. 96 p. (rus)
9. Milliken W.F. Race car vehicle dynamics: Problems, Answers and Experiments. SAE International, 2003. 78 p.
10. Kirkach N.F., Balasanyan R.A. Calculation and design of machine parts. [Raschet i proektirovaniye detalej mashin]. Kiev: Osnova, 1991. 486 p. (rus)
11. Belanov V.Ya., Ivanov I.N. Peculiarities of dynamic load rating selection of angular contact rolling bearings [Osobennost' podbora po dinamicheskoy gruzopod'emnosti radial'no-upornykh podshipnikov kacheniya]. Materialy 11-j regional'noj nauchno-metodicheskoy konferentsii. Doneckij nacional'nyy tekhnicheskij universitet, 2009. Pp. 8–10.
12. Anuryev V.I. Handbook of the designer-machine builder [Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya]. Moscow: Mashinostroenie, 2001. 420 p. (rus)
13. Goncharov P.S., Artamonov I.A., Khalitov T.F., Denisikhin S.V., Sotnik D.E. NX Advanced Simulation. Engineering analysis [NX Advanced Simulation. Inzhenernyy analiz]. Moscow: DMK press, 2012. 504 p. (rus)
14. Shkilev D.A., Semykina A.S., Zagorodniy N.A. Methods for determining the technical condition of the vacuum brake booster [Sposoby opredeleniya tekhnicheskogo sostoyaniya vakuumnogo usilitel'ya tormozov]. Sovremennyye materialy, tekhnika i tekhnologii. 2018. No. 2. Vol. 2. Pp. 123–128.
15. Gudkov N.A., Mikhailov P.G. Refinement of load conditions for strength calculations on the example of racing cars Bauman Racing Team [Utochneniye nagruzochnykh rezhimov dlya raschetov na prochnost' na primere gonochnykh bolidov Bauman Racing Team]. Studencheskie inzhenernye proekty Cbornik trudov V vsereossiyskoy konferentsii. MADI, 2017. Pp. 76–91. (rus)
16. Saplinova V.V., Kaskov S.A. The Suspension System of a Formula Student Racing Car and Its Safety [Sistema podveski gonochnogo bolida klassa "Formula Student" i ee bezopasnost']. Novye zadachi tekhnicheskikh nauk i puti ih resheniya, 2017. Pp. 206–209. (rus)
17. Kulagin A.L., Tumasov A.V., Goncharov K.O. Calculation of the forces acting in the front suspension of the Formula Student racing car on double wishbones [Raschet sil, dejstvuyushchih v perednej podveske gonochnogo bolida Formula Student na dvoynykh poperechnykh rychagah]. Bezopasnost' transportnykh sredstv v ekspluatatsii Sbornik materialov 71-j Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. Nizhegorodskij gosudarstvennyy tekhnicheskij universitet im. R.E. Alekseeva, 2010. Pp. 45–47. (rus)

18. Papunin A.V., Goncharov K.O. Design of elements of the brake system of the car Formula Student [Proektirovanie elementov tormoznoj sistemy bolida Formula Student] Budushchee tekhnicheskoy nauki Tezisy dokladov IX Mezhdunarodnoj molodezhnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii. Nizhegorodskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet im. R.E. Alekseeva, 2010. Pp. 145–146. (rus)

19. Demin E.A., Fedorov A.N., Goncharov K.O., Kulagin A.L. The use of CAD in the design of the suspension elements of a Formula Student class race car [Primenenii SAPR v proektirovanii elementov podveski sportivnogo avtomobilya klassa *Information about the authors*

Grigorenko, Alexander A. E-mail: grigorenko1998@yandex.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Shopina, Elena V. PhD. E-mail: nat-kuts@yandex.ru. RSSI "Management of road facilities and transport Belgorod region». Russia, 308000, Belgorod, st. Preobragenskaya, 19.

Received 22.06.2022

Для цитирования:

Григоренко А.А., Шопина Е.В. Выполнение генеративного дизайна и адаптация к изготовлению поворотного кулака. Часть I // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2023. № 1. С. 132–143. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-8-1-132-143

For citation:

Grigorenko A.A., Shopina E.V. Calculation of input parameters for topology optimisation of steering knuckle. Part I. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2023. No. 1. Pp. 132–143. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-8-1-132-143

Formula Student]. Budushchee tekhnicheskoy nauki sbornik materialov Sbornik vystuplenij mezhdunarodnoj molodezhnoj nauchno-prakticheskoy konferencii. Nizhegorodskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet im. R.E. Alekseeva, 2015. Pp. 601–602. (rus)

20. Butin D.A., Tumasov A.V. Calculation of steering with pendulum levers for a Formula Student car [Sbornik materialov XII Mezhdunarodnoj molodyozhnoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii]. Nizhegorodskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet im. R.E. Alekseeva, 2013. Pp. 109–110. (rus)