Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Институт машиностроения, материалов и транспорта

Высшая школа автоматизации и робототехники

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

**«Разработка схвата для роботизированной тележки»**

по дисциплине

«Конструирование модулей мехатронных устройств в робототехнике»

|  |  |
| --- | --- |
| Выполнили  студенты гр. 3331506/70401 | Архипов А.Е.  Демчева А.А.  Игнатова Е.А.  Каретный Я.М.  Кондрашова Я.С.  Патрушева А.И.  Тестерева М.Н.  Чернов Е.И. |
| Преподаватель | Прямицын И.Б. |

«\_\_\_» \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ 2021 г.

Санкт-Петербург

2021

**СОДЕРЖАНИЕ**

[ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ 3](#_Toc69944513)

[СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ 3](#_Toc69944514)

[ВВЕДЕНИЕ 4](#_Toc69944515)

[1 Выбор сервопривода (Чернов Е.И.) 6](#_Toc69944516)

[2 Выбор зубчатых колес (Архипов А. Е.) 7](#_Toc69944517)

[3 Выбор конструкции фланца (Кондрашова Я.С.) 8](#_Toc69944518)

[4 Расчет сервопривода (Чернов Е. И.) 9](#_Toc69944519)

[5 Расчет зубчатой передачи (Архипов А. Е.) 12](#_Toc69944520)

[5.1 Расчет на контактную выносливость 13](#_Toc69944521)

[5.1.1 Расчет допускаемых напряжений 13](#_Toc69944522)

[5.1.2 Определение расчетного напряжение контактной выносливости 14](#_Toc69944523)

[5.2 Расчет напряжения при изгибе 16](#_Toc69944524)

[5.2.1 Расчет допускаемых напряжений 16](#_Toc69944525)

[5.2.2 Определение расчетного напряжения при изгибе 17](#_Toc69944526)

[6 Расчет на прочность пальцев схвата (Тестерева М. Н.) 20](#_Toc69944527)

[7 Расчет крепления фланца (Каретный Я. М.) 26](#_Toc69944528)

[8 Изготовление деталей 28](#_Toc69944529)

[ЗАКЛЮЧЕНИЕ 29](#_Toc69944530)

[СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 30](#_Toc69944531)

# ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Необходимо разработать схват для роботизированной тележки для участия в соревнованиях «Кубок РТК».

Согласно регламенту, конструкция схвата должна позволять выполнять следующие задачи:

* захват дверной ручки;
* нажатие кнопки;
* открытие/закрытие вентиля;
* захват обломка/мяча/маяка.

Масса схвата — не более 0,5 кг. Должен быть предусмотрен механизм крепления схвата к манипулятору. Стоимость комплектующих не ограничена.

# СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

* Архипов А.Е. (модель зубчатого колеса и проверочные расчеты зубчатой передачи)
* Демчева А.А. (втулки, сборка, сборочный чертеж)
* Игнатова Е.А. (корпус, спецификация)
* Каретный Я.М. (крепежные изделия и их проверочный расчет)
* Кондрашова Я.С. (фланец, оформление ПЗ по ГОСТ)
* Патрушева А.И. (кривошип, наполнение ПЗ)
* Тестерева М.Н. (пальцы, проверочный расчет пальцев)
* Чернов Е.И. (подбор сервопривода и его проверочный расчет)

# ВВЕДЕНИЕ

Целью данного проекта являлась разработка для роботизированной тележки для участия в соревнованиях «Кубок РТК».

Так как поставленные перед схватом задачи достаточно тривиальны, было принято решение разработать двухпальцевый схват.

Конструкция включает зубчатую передачу, пальцы приводятся в движение сервоприводом.

Данная пояснительная записка содержит описание разработанного механизма и необходимые проверочные расчеты. При разработке конструкции были решены следующие задачи:

* разработка концепции механизма;
* проектирование отдельных деталей;
* создание 3D моделей;
* построение сборки;
* выполнение сборочного чертежа;
* проведение проверочных расчетов;
* написание пояснительной записки.

# 1 Выбор сервопривода (Чернов Е.И.)

Из соображений удобства использования и простоты интеграции было принято решение использовать в качестве источника механической энергии сервопривод. Сервопривод – это устройство, которое обеспечивает преобразование сигнала в строго соответствующее этому сигналу перемещение (поворот) исполнительного устройства. Сервопривод включает в себя мотор, редуктор и дополнительную электронику внутри и выходной вал, который может поворачиваться на строго фиксированный угол, определяемый входным сигналом. Данные устройства различаются габаритами, материалом элементов редуктора (пластмасса, металл), способом управления (аналоговые и цифровые), скоростью вращения вала, крутящим моментом, диапазоном поворота (120°, 180°, непрерывного вращения).

Исходя из технического задания был выбран сервопривод MG984. Данная модель обладает следующими характеристиками:

* рабочее напряжение – 4.8-7.2 В,
* рабочий ход – +\- 60-65°,
* максимальный угол хода – 180°,
* крутящий момент – от 2 кгсм (4,8 В) до 3 кгсм,
* скорость – 0.17 сек/60° (4,8 В),
* материал шестерней – металл,
* вес – 55 г,
* размер – 40.7 x 19.7 x 42.9 мм.

На рисунке 2 представлена построенная модель сервопривода MG984.

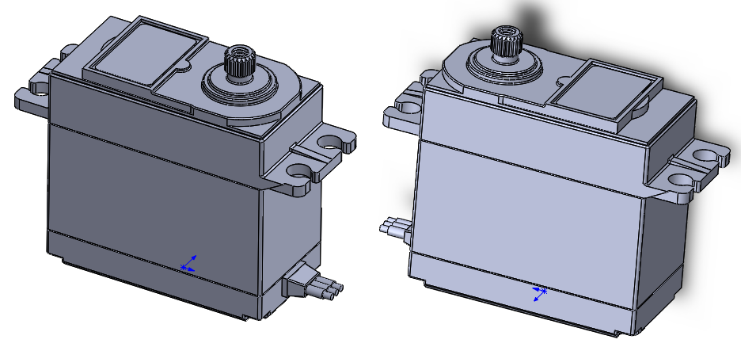


Рисунок 2 – Модель сервопривода MG984

# 2 Выбор зубчатых колес (Архипов А. Е.)

Для данной задачи важными критериями при выборе геометрических характеристик и материла зубчатого зацепления являются:

* небольшие габаритные размеры,
* простота изготовления,
* небольшой вес.

Исходя из этих критериев было решено делать зубчатые передачи из пластмассы, а именно из полиамида ПА6, который подходит для 3д печати.

Геометрические параметры зубчатого колеса и шестерни:

* модуль зацепления: ,
* параметры шестерни: мм, ,
* параметры колеса: мм, .

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| (3.1) |  | (1) |

где – длина кривошипа, .

# 3 Выбор конструкции фланца (Кондрашова Я.С.)

Для крепления схвата к манипулятору была разработана конструкция фланца с помощью итеративных изменений конструкции и при постоянной коммуникации с группой манипулятора.

Использование данного вида соединения позволяет обеспечить возможность многократного монтажа и демонтажа.

Фланцевые соединения отличаются прочностью и надежностью. Они подходят и для работы в условиях, предполагающих воздействие механических вибраций, колебания температуры высокую влажность окружающей среды, а в случае применения особых материалов, агрессивным средам.

Было решено остановиться на модели фланца, которая сначала будет присоединяться к корпусу схвата четырьмя болтами M2x12, а после присоединяться к валу манипулятора четырьмя болтами M2x12.

На рисунке 3 представлена модель фланца.

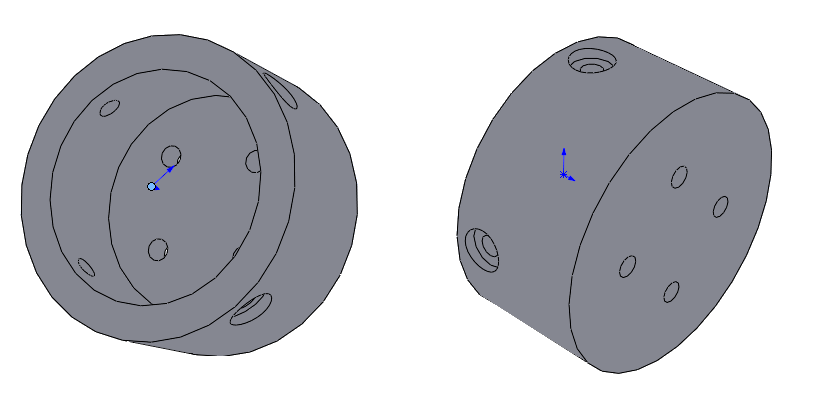


Рисунок 3 – Модель фланца

# 4 Расчет сервопривода (Чернов Е. И.)

Рассмотрим задачу подъема предмета. В рамках поставленных задач целесообразно принять критическую массу груза 0,1 кг. При этом зададим расчетный запас равный 20%. Тогда максимальная рекомендуемая масса объекта кг. Найдем критическое ускорение схвата, при котором груз будет неустойчиво схвачен.

На рисунке 4 приведена схема с указанием приложенных к манипулируемому объекту сил, в наиболее нагруженном случае.

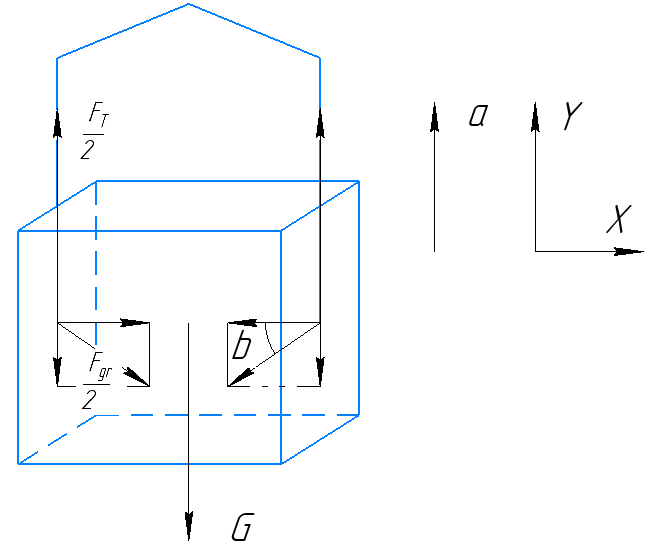


Рисунок 4 – Расчетная схема

На основании схемы 4 составим неравенство, описывающее объект по время подъема схватом:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| (3.1) |  | (2) |

где – максимальная рекомендуемая масса объекта, кг,

– ускорение, которое испытывает объект, ,

 – сила тяжести, действующая на манипулируемый объект, Н,

 – проекция силы воздействия схвата на объект на ось , Н,

 – сила трения покоя, вызванная движением объекта и силой , Н.

Из неравенства (2) следует, что критическое ускорение схвата, при котором груз будет неустойчиво схвачен, можно найти из уравнения:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (3) |

где – критическое ускорение схвата, при котором груз будет неустойчиво схвачен, с.

Найдем неизвестные из уравнения (3).

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (4) |

где – ускорение свободного падения, .

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (5) |
|  |  | (6) |

где – коэффициент трения покоя,

где  – сила воздействия схвата на объект, Н,

где  – угол действия силы , изображенный на рисунке 3.

Коэффициент трения пока для сцепления резина-пластмасса примем равным 0,9.

Параметр возник вследствие специфики конструкции рассматриваемого схвата и является переменным для выражения (3). Примем в качестве нормального значения угол 40°.

Найдем и по формулам (5), (6).

Теперь из уравнения (3) можно найти критическое ускорение схвата.

Разработанный в рамках настоящего проекта манипулятор может обеспечить максимальное угловое ускорение выходного звена равное

Исходя из параметров манипулятора, можно найти максимальное ускорение, с которым может подниматься объект.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (7) |

где – плечо, полученное из схемы манипулятора, м.

Так как максимально возможное ускорение, обеспечиваемое манипулятором, достаточно мало по сравнению с критическим ускорением схвата, данная модель сервопривода может быть интегрирована в данный проект.

# 5 Расчет зубчатой передачи (Архипов А. Е.)

Передаточное отношение зубчатой передачи вычисляет по формуле (8):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (8) |

где – число зубьев колеса цилиндрической передачи;

– число зубьев шестерни цилиндрической передачи.

Для зубатых колес необходимо провести проверку на прочность.

Усилие, прикладываемое к зубьям, рассчитывается по формуле (9):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (9) |

где – крутящий момент сервопривода,;

– диаметр шестерни, .

Рассчитаем число циклов для шестерни и колеса.

Скорость вращения колеса и шестерни рассчитывается по формулам (10) и (11):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (10) |
|  |  | (11) |

где – скорость вращения сервопривода,

Число циклов рассчитывается по формулам (12) и (13):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (12) |
|  |  | (13) |

где ,

### **5.1 Расчет на контактную выносливость**

Проверочный расчет на контактную выносливость проводится посредством сопоставлений расчетного и допускаемого контактных напряжений:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (14) |
|  |  |

### **5.1.1 Расчет допускаемых напряжений**

Допускаемые контактные напряжение при расчете на контактную выносливость рассчитываются по формуле (15):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (15) |

где – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов, МПа;

– минимальный коэффициент запаса прочности;

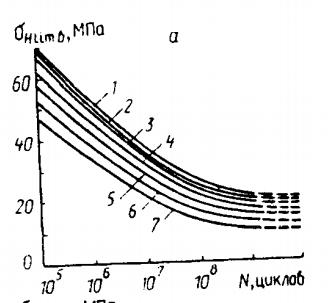
– коэффициенты, учитывающие соответственно влияние шероховатости, окружной скорости, смазки и размеров. Для пластмасс, в связи с отсутствием данных принимают.

Предел контактной выносливости, соответствующий заданному числу циклов нагружений, рассчитывается по формуле (16):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (16) |

где – предел выносливости при базовом числе циклов , который определяется по графику, приведенному на рисунке 5;

– коэффициент принимается равным , в случае определения из рисунка 4 по рассчитанным циклам нагружения N, коэффициент принимается равным



температурные режим работы: 1 – Т = 20 °С; 2 – Т = 40 °С; 3 – Т = 60 °С; 4 – Т = 80 °С, 5 – Т = 100 °С; 6 – Т = 120 °С; 7 – Т = 140 °С

Рисунок 5 – Зависимость предела выносливости от числа циклов нагружений для материала ПА 66

Из рисунка 5 определено , .

Коэффициент запаса прочности примем равным .

Тогда допускаемые контактные напряжение при расчете на контактную выносливость:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (17) |
|  |  | (18) |

### **5.1.2 Определение расчетного напряжение контактной выносливости**

Контактное напряжение в полюсе зацепления рассчитывается по формуле (19):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (19) |

где – коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес, для передач с пластмассовым зубчатыми колесами принимают ;

– коэффициент, учитывающий влияние формы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, рассчитывается, исходя из угла , при ;

– коэффициент, учитывает влияние перекрытия, для прямозубых передач коэффициент должен быть больше 1,2, примем в данной работе

– удельная окружная сила,.

Удельная окружная сила , рассчитывается по формуле (20):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (20) |

где учитывает внутреннюю динамическую нагрузку;

учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

учитывает распределение нагрузки между зубьями, обусловленное их упругими перемещениями и дополнительными контактами, которые возникают в связи с высокой податливостью материала.

Для пластмасс, в связи с отсутствием данных принимают. Подставив значения в уравнение (20), получим:

Подставим вычисленные значение в уравнение (19), тогда контактные напряжения в полюсе зацепления:

Расчетная контактная выносливость меньше допускаемой, следовательно условие на контактную выносливость выполнено.

### **5.2 Расчет напряжения при изгибе**

Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе проводится посредством сопоставлений расчетного и допускаемого по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (21) |
|  |  |

### **5.2.1 Расчет допускаемых напряжений**

Допускаемые напряжения при расчете на выносливость при изгибе определяют по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (22) |

где – предел напряжений на изгиб, зависящий от количества циклов нагружений, МПА;

– коэффициент безопасности;

– коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности, для пластмассовых колес;

– коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров зубьев и колеса соответственно:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (23) |
|  |  | (24) |
|  |  | (25) |

Предел выносливости , соответствующие эквивалентному числу циклов нагружения N определяется исходя из таблицы 1.

Таблица 1 –– Значение пределов выносливости при расчете на изгиб

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Материал | Значение , Мпа, при N циклов | | |
| 106 | 107 | 108 |
| Полиамид ПА6 | 21…24 | 17…20 | 13…16 |
| Полиамид ПА6 + 30% СВ | 39…42 | 28…31 | 18…21 |
| Полиамид ПА12 | 20…24 | 13…17 | –– |
| Графитопласт АТМ-2 | 20…27 | 13…17 | –– |
| Сополимер формальдегида СФД (СТД) | 28…31 | 21…24 | 13…16 |

Подставляя значения в уравнение (23), получаем допускаемые напряжения при расчете на выносливость при изгибе:

### **5.2.2 Определение расчетного напряжения при изгибе**

Расчетное значение напряжения при изгибе вычисляется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (26) |

где – коэффициент нагрузки;

– коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;

– коэффициент, учитывающий наклон зуба , поскольку в работе используются прямозубые зубчатые колеса, то

Коэффициент нагрузки рассчитывают по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (27) |

– коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (если внешние динамические силы учтены, принимают );

учитывает внутреннюю динамическую нагрузку ();

учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

учитывает распределение нагрузки между зубьями, обусловленное их упругими перемещениями и дополнительными контактами, которые возникают в связи с высокой податливостью материала;

– коэффициент, учитывающий зависимость деформирования.

При отсутствии числовых значений в формуле (27) принимают коэффициент нагрузки

Коэффициент , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений определяется по графику, приведенному на рисунке 6.

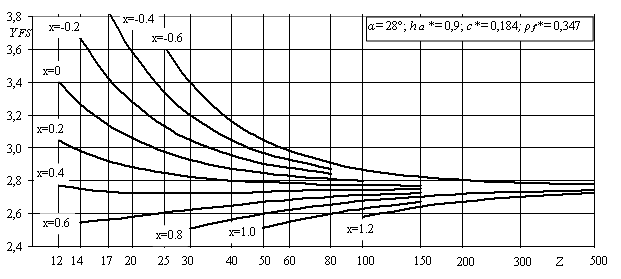


Рисунок 6 – Графики для определения коэффициента

В рисунке 6 – приведенное число зубьев, рассчитываемое по формуле (28):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (28) |

где – наклон зуба, в работе используется прямозубая передача, поэтому ледовательно , .

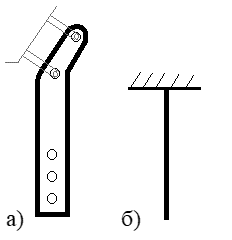
Тогда исходя из рисунка 5 и .

Подставляя значение в уравнение 26, получаем расчетное значение напряжения при изгибе:

Расчетное напряжение при изгибе меньше допускаемого, следовательно условие на прочность при изгибе выполнено.

# 6 Расчет на прочность пальцев схвата (Тестерева М. Н.)

Для расчёта на прочность пальцев схвата составим эквивалентную схему для действующих сил и реакций. Она представлена на рисунке 7.



а) схематичное изображение реального изделия, б) эквивалентная схема для расчётов

Рисунок 7 – Схема пальца схвата

Так как в состоянии взятого в захват груза влияние нагрузки будет сказываться в основном на контактирующей с объектом части схвата, а часть передающая движение от привода не будет изменять своей формы и подвергаться воздействию внешних сил, для удобства расчёта с допущением была выбрана эквивалентная схема (б) на рисунке 7, где в заделке будут реализованы внутренние реакции на нагрузку. Схема реакций представлена на рисунке 8.

Для определения основной внешней силы, действующей в местах контакта груза и схвата, воспользуемся формулой [1, стр. 61, табл. 7, п. 6]:

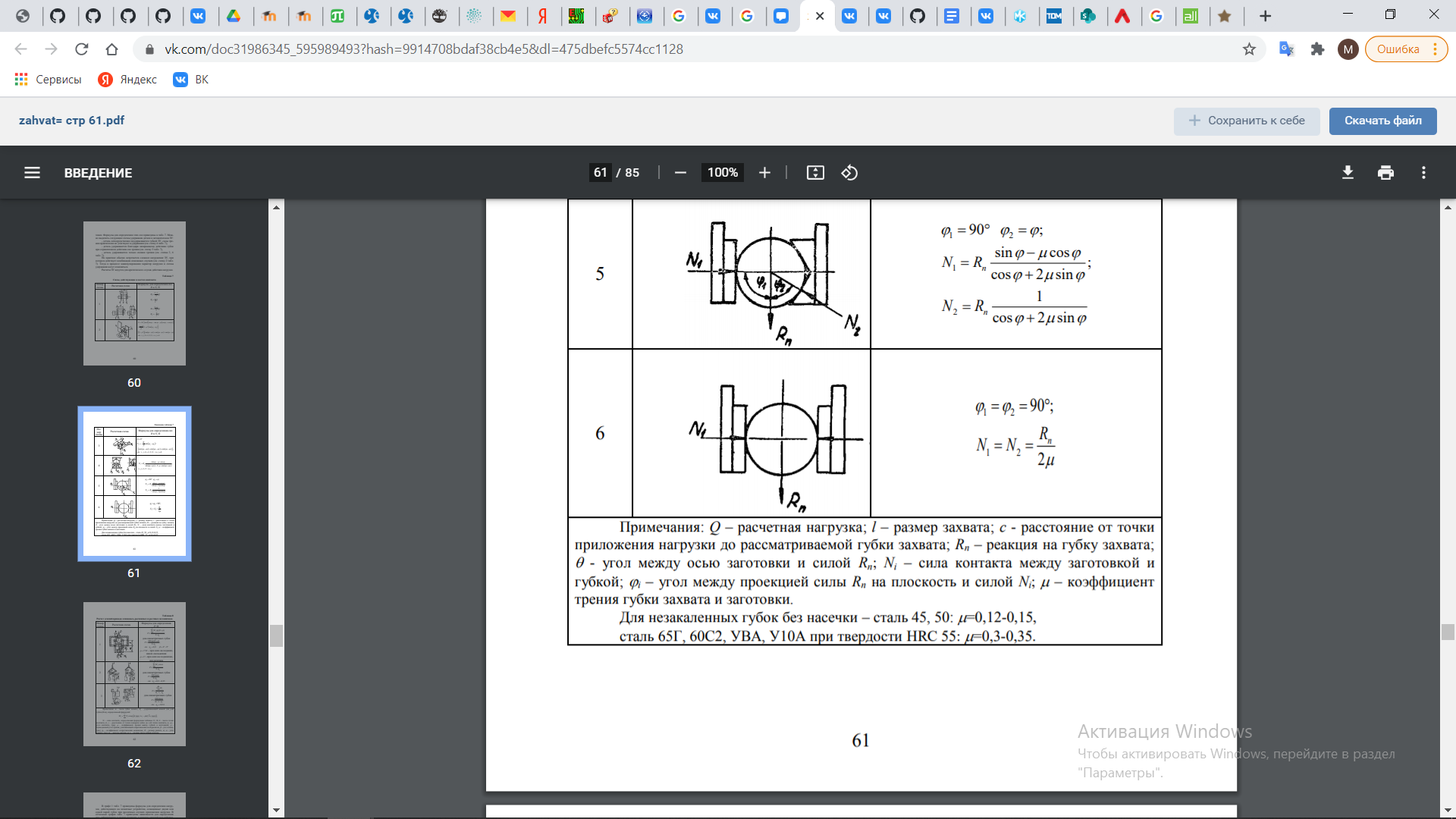


Рисунок 8 – Схема реакций

:

(29)

где – силы контакта,

– углы между и ,

– реакция на губку захвата,

– коэффициент трения захвата и объекта.

В среднем коэффициент трения контактирующей резиновой пластинки на пальце примем .

вычислим по формуле силы тяжести, максимальный вес груза из расчётов для манипулятора без учёта веса схвата взят 300 г. Тогда:

(30)

Максимальный изгибающий момент будет при приложении нагрузки на конец пальца, значит расчёт будем производить при этом случае. Схема с приложенными силами и моментами изображена на рисунке 9.

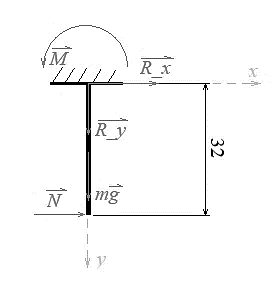


Рисунок 9 – Эквивалентная схема для расчётов с приложенными нагрузками

Тогда уравнения системы:

Отсюда:

Составленные эпюры представлены на рисунке 10:

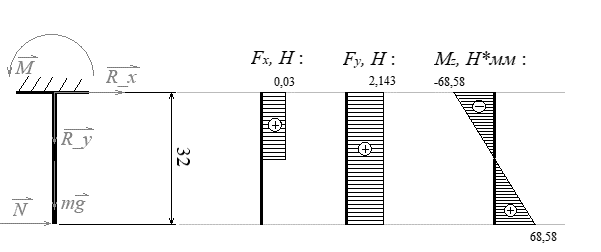
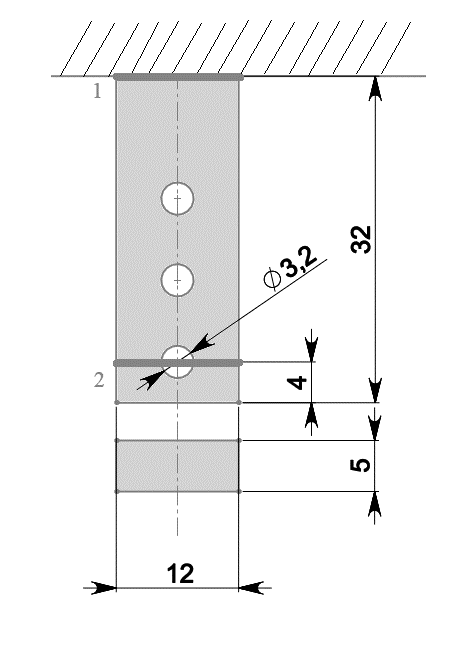


Рисунок 10 – Эпюры сил и моментов

Покажем на схематичном изображении 11 пальца-заделки выбранные опасные сечения.



1 - сечение с максимальной концентрацией напряжений; 2 - сечение с высокими напряжениями и концентратором напряжений – отверстием

Рисунок 11 – Обозначения опасных сечений на детали

Влияние касательных напряжений незначительно, поэтому учитывать будем лишь нормальные напряжения.

Произведём расчёт в каждом из сечений. Сначала рассчитаем сечение 1, представленное на рисунке 12.

Вычислим характеристики сечения:

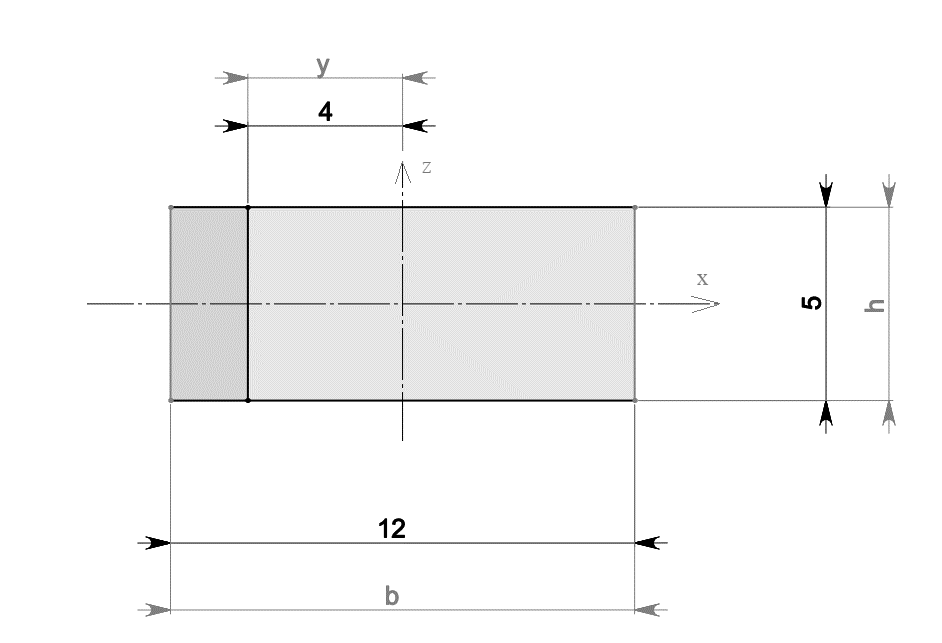


Рисунок 12 – Опасное сечение 1

Определим напряжения в сечении:

Для сечения 2 представлено на рисунке 13.

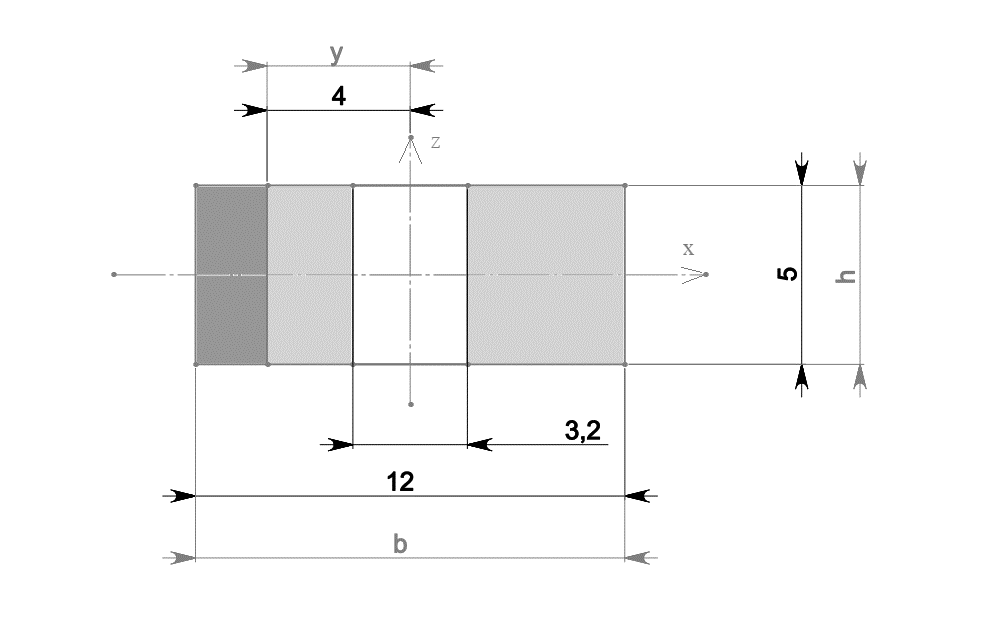


Рисунок 13 – Опасное сечение 2

Т.к. характеристики и напряжения сечения 2 не превышают таковых в сечении 1, а влияние концентратора напряжения при малых статических нагрузок незначительно, дальнейшие вычисления для сечения 2 можно опустить.

Для полученных напряжений рассчитаем коэффициенты запаса прочности:

где [2, стр.34, (43)] – коэффициент, характеризующий степень ответственности детали, примем = 1, поломка детали не вызовет остановки машины; – коэффициент характеризующий однородность материала, примем ; – коэффициент, характеризующий степень точности расчётов: , степень завышения напряжений определить трудно.

Тогда:

Условие прочности:

Условие прочности выполняется.

# 7 Расчет крепления фланца (Каретный Я. М.)

Для крепления фланца были выбраны винты DIN912-M2x12 и соответствующие гайки DIN934-M2, четыре пары.

Минимальный класс прочности таких болтов из стали 8.8, проведем расчёт для данных значений, откуда:

* предел прочности на разрыв: ,
* предел текучести материала: .

Рассчитаем болты по условию прочности болтов фланцевых соединений [1, стр. 68, (2)]:

где Q – расчётное усилие, действующее на болты, Н; z – число болтов;   
d – внутренний диаметр резьбы болта, мм.

Расчётное усилие вычислим для болтов с контактирующими фланцами по формуле [1, стр. 70, (7)]:

где N – внешнее усилие системы на болты, Н; k – коэффициент затяжки (примем 2); – расстояние от внешней окружности фланца до болтов, мм; – расстояние от окружности внешних кромок схвата до болтов, мм.

Внешнее усилие на болты от фланца рассчитывается по весу схвата с нагрузкой:

Тогда:

Проверим условие прочности:

Условие прочности крепления фланца выполняется.

# 8 Изготовление деталей

Для обеспечения заданных характеристик схвата были установлены следующие критерии по изготовлению деталей: простота изготовления, небольшой вес, небольшие габаритные размеры.

Исходя из этих критериев было решено изготавливать детали схвата из пластика ABS. Для зубчатых колес был подобран материал полиамид ПА6 с высокой прочностью на разрыв и стойкостью к износу. Данный полиамид химически стоек к воздействию масел, бензина, спирта, слабых кислот, разбавленных и концентрированных щелочей, нетоксичен. Оба материала подходят для изготовления на 3D принтере.

Свойства пластика ABS в таблице 2.

Таблица 2 –– Свойства пластика ABS

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Свойство | Значение | Единицы измерения |
| Модуль упругости |  | Н/ |
| Коэффициент Пуассона | 0,394 | Не применимо |
| Модуль сдвига | 318,9 | Н/ |
| Массовая плотность | 1020 | кг/ |
| Предел прочности при растяжении | 30 | Н/ |

Пластик ABS обеспечит необходимую твёрдость материала и подходит для большинства операций, в том числе необходимое по требованиям: пальцы из данного материала должны прочно держать фломастер и поворачивать краны. 3D печать имеет достаточную точность изготовления.

Также для повышения сил трения между объектом и захватом на внутренней стороне пальцев схвата расположены тонкие резиновые пластинки. Средний коэффициент трения для резины: .

Таким образом, схват можно полностью изготовить с помощью 3D принтера.

# ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью работы являлось сконструировать схват для роботизированной тележки для участия в соревнованиях «Кубок РТК». В ходе выполнения работы была разработана электрическая и кинематическая схема манипулятора.

Был произведён подбор и расчет сервопривода на критическое ускорение схвата. Была рассчитана зубчатая передача на контактную выносливость и на прочность при изгибе, расчет на прочность пальцев схвата.

Также было продумано крепление схвата к манипулятору и произведен его расчет.

Окончательным результатом проделанной работы является модель захватного устройства в SolidWorks.

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. «Расчёт на прочность деталей машин: справочник» — И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 стр.
2. «Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов» —В.Е. Старжинский, Б.П. Тимофеев, Е.В. Шалобаев, А.Т. Кудинов — Санкт-Петербург, 1998 — 275 стр.
3. «Захватные устройства промышленных роботов» — К.А. Украженко, Ю.В. Янчевский, А.А. Кулебякин, А.Ю. Торопов — Ярославль, 2007. — 85 стр.
4. «Основы расчета деталей машин на прочность» — Г.Н. Гаращук, В.А. Литвинова — Томск, 2013. — 92 стр.