

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**

**федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**

**высшего профессионального образования**

**«Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»**

**(ФГБОУ ВО МГТУ «СТАНКИН»)**

Кафедра «Мехатроника и робототехника»

Дисциплина «Детали мехатронных модулей, роботов и их

конструирование»

Курсовой проект на тему

«Приводной модуль поворота звена робота»

Вариант 5

Задание 15

Выполнил: студент группы ИДБ-15-05 Чёботова Т.К.

Принял : Егоров О. Д.

Оценка: \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Дата: \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Москва 2017

**Расчёт цилиндрической косозубой передачи**

Провести расчёт цилиндрической косозубой нереверсивной зубчатой передачи, если известен вращающий момент на шестерне 1 = 20 Нм, частота вращения колеса = 109 об/мин, и передаточное отношение передачи U= 2,6.

Выбираем материал шестерни 1 и колеса 2 Сталь 40Х улучшенную и нормализованную. Для колеса и шестерни выбираем Сталь 40Х с твёрдостью HB2;. При НВ 350 твёрдость шестерни выбираем на 20…30 единиц больше твёрдости колеса, т.е. твердость шестерни должна быть 269…302.

Принимаем среднее значение:  
 HBcp1 = 285 МПа;

HBcp2 = 248,5 МПа;

Допускаемые контактные напряжения:

Предел контактной выносливости:

* для шестерни:
* для колеса:

Коэффициент долговечности принимаем KHL =1. коэффициент безопасности.

Допускаемое контактное напряжение:

* для шестерни:
* для колеса:

Предельное допускаемое изгибное напряжение

коэффициент безопасности.

*–* коэффициент реверсивности.

*–* коэффициент долговечности.

где предел изгибной выносливости:

* для шестерни:
* для колеса:

Допускаемые изгибные напряжения:

* для шестерни:
* для колеса:

Для дальнейших расчётов принимаем наименьшее значение:

**Проектный расчёт передачи**

Делительный диаметр шестерни:

где – коэффициент неравномерного распределения нагрузки по ширине зуба. Его определяют в зависимости от степени точности передачи по таблицам в зависимости от окружной скорости шестерни.

Выбираем степень точности передачи СТ=7, тогда =1,05. Принимаем минимальное значение делительного диаметра .

Делительный диаметр колеса:

Межосевое расстояние:

Модуль зубьев из условия контактной выносливости

Модуль зубьев из условия изгибной выносливости:

Здесь T2 - вращающий момент на колесе 2.

– коэффициент полезного действия зубчатой передачи

– ширина зубчатого венца

Принимаем – коэффициент ширины зубчатого венца. Принимаем . Окончательно выбираем модуль по стандарту

Для косозубой передачи находим угол наклона зубьев:

Так как , то угол наклона зубьев будет равен

Находим суммарное число зубьев шестерни и колеса:

Округляем до меньшего целого ,

Окончательно угол наклона зубьев

Число зубьев шестерни

Округляем до целого ближайшего числа

При этом должно быть

Условие выполняется.

Вычисляем число зубьев колеса

Реальное передаточное отношение

Погрешность передаточного отношения

Коэффициент торцевого перекрытия

Число зубьев:

* эквивалентной шестерни
* эквивалентного колеса

*–* условие выполняется.

Коэффициент осевого перекрытия

*–* условие выполняется.

*Геометрические размеры зубчатых колёс.*

Начальные диаметры шестерни и колеса:

Диаметры окружности вершин зубьев:

Диаметры окружностей впадин зубьев:

**Проверочный расчёт зубьев на контактную выносливость**

Условие контактной выносливости

Где – коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев

– коэффициент, учитывающий материал колёс

– коэффициент, учитывающий длину контактных линий;

Удельная расчётная окружная сила

– находим по таблице для 7 степени точности;

- допускаемое контактное напряжение.

Вычисляем контактное напряжение

.

Условие контактной выносливости выполняется.

Ширина шестерни

Принимаем

**Проверочный расчёт зубьев на выносливость при изгибе**

Условие изгибной выносливости

Где – коэффициент учитывающий перекрытие зубов

По таблице выбираем значения коэффициентов формы зуба

Вычисляем удельную расчётную окружную силу

Где – окружная сила; – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;

– коэффициент неравномерности распределения по длине зуба;1 - коэффициент динамической нагрузки. Коэффициенты находим по таблице.

Вычисляем изгибное напряжение

Условия выполняются.

**Силы в зацеплении**

Силы на шестерне:

* окружная
* радиальная
* нормальная
* осевая

Силы на колесе:

* окружная
* радиальная
* осевая
* нормальная к зубу

**ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Определяем предполагаемый диаметр вала двигателя , изготовленного из материала Сталь 40XН с пределом текучести .

Тогда предел текучести при кручении будет равен:

# Из условия прочности при кручении:

Где -допускаемое касательное напряжение:

Здесь коэффициент запаса прочности.

Тогда диаметр двигателя будет равен

принимаем значение

Проверяем диаметр вала двигателя на прочность при кручении с учетом наличия в нем шпоночной канавки

Где -полярный момент сопротивления поперечного сечения вала двигателя по шпоночной канавке

Здесь и - соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для диаметра по стандарту , .

Вычисляем касательное напряжение

Следовательно,

Условие статической прочности вала при кручении обеспеченно.

# Проектный расчет входного вала редуктора.

Внутренний диаметр входного вала мехатронного модуля равен диаметру вала двигателя , т.е

Определяем наружный диаметр входного вала редуктора изготовленного из стали 40XН с пределом текучести . :

Проверка на прочность вала при кручении, с учетом, что он пустотелый и имеет шпоночный паз:

Где -полярный момент сопротивления поперечного сечения входного вала по шпоночной канавке

Здесь и - соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для диаметра по стандарту , .

Вычисляем касательное напряжение при кручении

Определяем предел текучести материала вала при кручении:

Находим допускаемое касательное напряжение:

следовательно,

условие статической прочности вала обеспечено.

Длина вала:

где:

.

упорного буртика

ширина распорного кольца

Диаметральные размеры участков вала:

диаметр под подшипники

диаметр упорного буртика для шестерни

наружный диаметр распорной втулки входного вала

наружный диаметр распорной втулки входного вала

# Реакции опор входного вала

Сумма моментов относительно точки А в вертикальной плоскости

Сумма моментов относительно точки В в вертикальной плоскости

Проверка

Сумма моментов относительно точки А в горизонтальной плоскости

Сумма моментов относительно точки B в горизонтальной плоскости

Проверка

Суммарные реакции в опорах А и В:

# Проектный расчет выходного (тихоходного) вала на прочность. Материал выходного вала и его механические характеристики выбираем такие же, как и для входного вала.

Определяем диаметр выходного конца вала:

где -вращающий момент на колесе.

допускаемое касательное напряжение.

Принимаем значение выходного вала .

Проверяем конец выходного вала на статическую прочность при кручении с учетом наличия в нем шпоночной канавки

Где -полярный момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке:

Здесь и - соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для диаметра по стандарту , .

Вычисляем касательное напряжение:

Следовательно

Условие статической прочности выходного конца тихоходного вала по текучести обеспечено.

Диаметральные размеры участков вала:

диаметр под подшипники

диаметр ступицы под шестерней

диаметр упорного буртика для зубчатого колеса

диаметр участка вала для упора правого подшипника, равный диаметру распорной втулки

Для зубчатого колеса со ступицей равной или большей ширины колеса

где:

ширина распорной втулки;

ширина упорного буртика для колеса;

Ширина распорного буртика для подшипника;

# Проверочный расчет выходного вала на статическую прочность по текучести.

Сумма моментов относительно точки **А** в вертикальной плоскости

Сумма моментов относительно точки В в вертикальной плоскости

Проверка

Вычисляем изгибающие моменты в вертикальной плоскости.

Записываем уравнение изгибающих моментов на первом участке вала

Если , то . Если , то

Аналогично поступаем на втором участке вала .

Если , то . Если , то

Сумма моментов относительно точки **А** в горизонтальной плоскости

Сумма моментов относительно точки **B** в горизонтальной плоскости

Проверка

Записываем уравнение изгибающих моментов на первом у-е вала

Если , то . Если , то

Аналогично поступаем на втором у-е вала .

Если , то . Если , то

Крутящий момент на колесе

Суммарный момент

Проверяем вал на статическую прочность с учетом нормальных и касательных напряжений по энергетической гипотезе прочности:

Где – максимальное изгибное напряжение вала ;

- касательное напряжение ;

- допускаемое напряжение растяжения;

Для этого найдем максимальное изгибное напряжение вала;

Шпонку на валу под колесом берем такую же как и для его выходного конца, т.е. , .

где – суммарный изгибающий момент ;

диаметр вала под колесом .

Вычисляем касательное напряжение

Где - крутящий момент на шестерне

– диаметр ступицы вала [мм];

Для определения того выполняются ли заданные условия, определим допускаемое напряжение растяжения

Где – пердел текучести. Для выбранной Стали 40ХН

– коэффициент запаса прочности. Примем его

;

Подставив значения, получим:

Тогда вернемся к формуле и, подставив значения получим:

Следовательно

Условие статической прочности тихоходного вала по текучести обеспечено.

А В

A

a b

9,5Нм

А B

2,655 Нм Нм

А В

А В

9,17 Нм

## Расчет на долговечность подшипников входного вала.

Параметры подшипника лёгкой серии

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условные  обозначения  подшипников | d | D | В | Грузоподъемность, кН | |
| Размеры, мм. | | | Cr | Cоr |
| |  |  | | --- | --- | | 204 |  | | 20 | 47 | 14 | 12,7 | 6,2 |

Расчет подшипника №204 в опоре А на валу под шестерню

Зададим коэффициенты:

V=1 – коэффициент вращения (вращение внутреннего кольца подшипника);

Кб=1,5 – коэффициент безопасности;

Кт=1 –температурный коэффициент.

Результирующие реакции в опорах являются радиальными нагрузками на левую и правую опоры валов, т.е. =Ra=[Н]; = Rb=551,79 [Н].

Отношение

= = 0,034.

По табличным данным определяем значение e = 0,26.

Определяем осевые составляющие полной реакции подшипника

Определяем отношение:

Определяем значение коэффициентов радиальной **X** и осевой **Y** нагрузок:

Определяем отношение:

Определяем значение коэффициентов радиальной **X** и осевой **Y** нагрузок:

Определяем эквивалентную нагрузку:

где: V=1 - коэффициент вращения

*-* коэффициент безопасности

-температурный коэффициент

Определяем расчетную долговечность подшипника

где: n=u\*n'=2.6\*109=283,4 об/мин - частота вращения вала

m=3 для шарикоподшипников

час. - требуемая долговечность

Выбираем аналогичный подшипник и для опоры B

**Расчет на долговечность подшипников выходного вала.**

Параметры подшипника лёгкой серии

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условные  обозначения  подшипников | d | D | В | Грузоподъемность, кН | |
| Размеры, мм. | | | Cr | Cоr |
| |  |  | | --- | --- | | 202 |  | | 15 | 35 | 11 | 7,8 | 3,55 |

Суммарные реакции в опорах А и В:

Результирующие реакции в опорах являются радиальными нагрузками на левую и правую опоры валов, т.е. =Ra=[Н]; = Rb= [Н].

Определяем отношение:

Соответствующее значению e=0.26

Определяем осевые составляющие полной реакции подшипника

Определяем отношение:

Определяем значение коэффициентов радиальной **X** и осевой **Y** нагрузок:

Определяем отношение:

Определяем значение коэффициентов радиальной **X**  и осевой **Y** нагрузок:

Определяем эквивалентную нагрузку:

где: V=1 - коэффициент вращения

*-* коэффициент безопасности

-температурный коэффициент

Определяем расчетную долговечность подшипника

где: n=u\*n'=2.6\*109=283,4 об/мин - частота вращения вала

m=3 для шарикоподшипников

час. - требуемая долговечность

Выбираем аналогичный подшипник и для опоры B

## Расчет шпоночного соединения

1.Исходя из ГОСТ-23360-78 «Соединения с призматическими обыкновенными шпонками» выбираем шпонку под диаметр .

Шпонка (

Проверка шпоночного соединения на смятие боковой поверхности.

Определяем напряжение на смятие:

где – расчетная длина шпонки:

, т.к. посадка с натягом. Принимаем ;

Определяем расчетную длину шпонки:

Для дальнейших расчетов принимаем

Вычисляем напряжение на смятие боковой поверхности:

.

Условие выполняется.

Проверка шпоночного соединения на срез по поперечному сечению.

Определяем напряжение на срез:

где

Принимаем

Вычисляем напряжение на срез по поперечному сечению:

.

Условие выполняется.

2.Исходя из ГОСТ-23360-78 «Соединения с призматическими обыкновенными шпонками» выбираем шпонку под диаметр .

Шпонка (

Проверка шпоночного соединения на смятие боковой поверхности.

Определяем напряжение на смятие:

где – расчетная длина шпонки:

, т.к. посадка с натягом. Принимаем ;

Определяем расчетную длину шпонки:

Для дальнейших расчетов принимаем

Вычисляем напряжение на смятие боковой поверхности:

.

Условие выполняется.

Проверка шпоночного соединения на срез по поперечному сечению.

Определяем напряжение на срез:

где

Принимаем

Вычисляем напряжение на срез по поперечному сечению:

.

Условие выполняется.

**Выбор посадок для основных деталей**

На ведущий и выходной вал привода руки робота устанавливается шарикоподшипники радиально-упорные. Внутреннее кольцо подшипника вращается вместе с валом относительно действующей радиальной нагрузи и имеет, следовательно, циркуляционное нагружение.

Выбираем поле допуска вала — к6[2];

Выбираем поле допуска отверстия — LO [2].

Нагруженное кольцо подшипника неподвижно относительно радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению.

Выбираем поле допуска отверстия — Н7 [2];

Выбираем поле допуска вала —10 [2].

Выбираем рекомендованные посадки для установки колеса и шестерни на валы - Н7/g6 [3].

Выбираем рекомендованные посадки для хвостовиков на валы - d9 [3].

Выбираем рекомендованные посадки для шпоночного соединения.

Выбираем поле допуска длины шпонки -H15 [4].

Выбираем поле допуска ширины шпонки - n9 [4].

# Список литературы

1. Инженерные основы расчетов деталей машин: учебник / Гуревич Ю.Е., Выров Б.Я, Косов М.Г., Кузнецов А.П. – М. :КНОРУС, 2013 - 480 с. – (Бакалавариат).
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение,1983. – 543 с.
3. Допуски и посадки. Справочник в 2-х ч. / Мягков В.Д, Палей М.А., А.Б.Романов, В.А.Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние,1982 – Ч.1.
4. Допуски и посадки. Справочник в 2-х ч. / Мягков В.Д, Палей М.А., А.Б.Романов, В.А.Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние,1983 – Ч.2.