Допуски цилиндрических зубчатых колес

Исходные данные:

Число зубьев большого колеса Z1 = 139,

Число зубьев малого колеса Z2 = 21,

Окружная скорость V = 0,769 м/с,

Модуль m = 2 мм.

Геометрические параметры зубчатой передачи рассчитываем по формулам

Делительный диаметр большого колеса:

dd1 = m Z1

dd1 = 2⋅139 = 278 мм.

делительный диаметр малого колеса:

dd2 = m Z2,

dd2 = 2⋅21 = 42 мм

Межосевое расстояние:

aw = = = 160 мм



Ширину зубчатого венца большого колеса ориентировочно определяем: B = 50 мм

Диаметр посадочного отверстия зубчатого колеса ориентировочно принимаем равным:

D =



D = = 92,7 90 мм.



Полученные значения В и D округляем до размеров, взятых из ГОСТ 6636-69 «Нормальные линейные размеры».

Назначение степеней точности зубчатой передачи

В зависимости от окружной скорости выбираем степень точности по норме плавности по таблице 3 [1]. Степень точности при V = 0,796 м/с – 9.

Используем ГОСТ 1643-81, применяем принцип комбинирования, назначаем степень точности по кинематической норме точности 9, по степени полноты контакта 9.

Выбор вида сопряжения по боковому зазору.

Боковой зазор – это зазор между нерабочими профилями зубьев, который необходим для размещения смазки, компенсации погрешностей при изготовлении, при сборке и для компенсации изменения размеров от температурых деформаций.

Величину бокового зазора, необходимую для размещения слоя смазки, ориентировочно определяем:

Jn min расч. = 0,01 m,

Jn min расч = 0,01⋅2 = 0,02 мм.

По найденному значению Jn min расч. и межосевому расстоянию aw по ГОСТ 1643-81 выбираем вид сопряжения по норме бокового зазора исходя из условия:

Jn min табл. >=Jn min расч, для которого

Jn min табл = 40 мкм

Jn min расч = 20 мкм

40 > 20

Вид сопряжения по боковому зазору Е.

Т.о. точность зубчатой передачи 9E ГОСТ 1643-81

Назначение комплексов показателей для контроля зубчатого колеса.

По кинематической норме точности берем Fir” - колебание измерительного межосевого расстояния.

По норме плавности fir” - колебание измерительного межосевого расстоя-ния на одном зубе.

По норме полноты контакта Fβr – погрешность направления зуба.

По норме бокового зазора Еаs” отклонение измерительного межосевого расстояния (верхнее).

Еаi” – нижнее отклонение.

Таблица 1 – Показатели для контроля зубчатого колеса.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Названные показатели | Нормы точности | Условное обозначение допуска | Величина допуска, мкм |
| Колебание измеритель-ного межосевого рассто-яния за оборот колеса | Кинематическая точность | Fir” | 112 |
| колебание измеритель-ного межосевого рассто-яния на одном зубе. | Плавности | fir” | 40 |
| Погрешность направления зуба | Полнота контакта | Fβr | 50 |
| Отклонение измеритель-ного межосевого рассто-яния за оборот колеса | Бокового зазора | Еаs”  Еаi” | 40  -110 |

Т.к. наружная поверхность зубчатого венца не используется в качестве базовой поверхности, допуск на наружный диаметр назначается как для несопрягаемых размеров, т.е. по h14, а радиальное биение этой поверхности определяем по формуле:

Fda = 0.1\* m = 0,2

Допуск на торцевое биение определяем по формуле:

Fm = 0,5\* Fβ \* dd1/В = 0,5\*50\*278/30 = 231,7 мкм.

Чертеж зубчатого колеса выполняется по ГОСТ 2403-75

**Расчет посадок**

Расчет посадок с натягом.

Дано:

Материал вала Сталь45 σт = 360 МПа

Материал колеса Сталь40Х σт = 800 МПа

Диаметр посадочного отверстия на вал D = 90 мм

Длина соединения L = b + 10 = 60 мм

Крутящий момент Т = 245,338 Н\*м,

Шероховатость вала и отверстия зубчатого колеса

Для отверстия Rа = 2,5 мкм, Rz = 10мкм,

Для вала Rа = 1,25 мкм, Rz = 6 мкм

2.2 Определяем коэффициенты С1 и С2:

Диаметр отверстия полого вала d1=0,

f = 0,08

Внутренний диаметр

d2 = (z – 2,4)\*m = (139 – 2,4)\*2 = 273,2 мм

D/d2 = 90/273,2 = 0,33

По таблице С1 = 1, С2 = 1,2

Для стали μ1 = μ2 = 0,3

Модуль упругости для стали Е = Па.



Рассчитываем

Nmin=



= 4мкм



Определяем наибольшее допускаемое давление на поверхности контакта охватываемой детали:

Вал: Рдоп1 <= 0,58\* σт\*(1-) = 0,58\*360 = 209 МПа



Колесо:

Рдоп2 <= 0,58\* σт\*(1-) = 0,58\*800\*(1 – 0,67) = 311 МПа



Рассчитываем максимальный расчетный натяг по наименьшему Рдоп:

Nmax = Рдоп \* D\* 209\*0,09\*=200 мкм



Определяем поправку, учитывающую смятие неровностей контактных поверхностей:

U = 2\*(K1\*Rz1+K2\*Rz2)

Соединение осуществляется без смазки, т.о., для стали К1= К2 = 0,2

U = 2\*(0,2\*6 + 0,7\*10) = 16,4

По графику определяем Uуд - поправку, учитывающую неровность контактного давления по длине сопрягаемой поверхности охватывающей детали,

Uуд = 0,85

Определяем минимальный функциональный натяг:

Nmin ф = Nmin + U = 4 + 16,4 = 20,4 ≈ 20 мкм

Определяем максимальный функциональный натяг:

Nmax ф = (Nmax + U) \* Uуд = (200 + 16,4)\*0,85 = 183,94 ≈ 184 мкм

Определяем эксплуатационный допуск натяга:

TNэ = Nmax ф - Nmin ф – (TD +Td)

По 7 квалитету TD = 35 мкм

TNэ = 184 - 20 - 70 = 94 мкм

Определяем гарантированный запас на сборку:

ТNг.зс = Кс\* TNэ = 0,1 \*0,094 = 9,4 мкм

Определяем гарантированный запас на эксплуатацию:

ТNг.зэ = Кэ\* TNэ = 0,8\*0,094 = 75,2 мкм

Выбираем посадку из рекомендованных ГОСТом 25347-89 по условию:

Nmin т >= Nmin ф

Nmax т <= Nmax ф

Nг.зс <= Nmax ф - Nmax т

Nг.зэ => Nmin т - Nmin ф

Выбираем посадку , т.к.



Nmin т = 89 >= Nmin ф = 20

Nmax т = 159 <= Nmax ф = 184

Nг.зс = 9,4 <= Nmax ф - Nmax т = 25

Nг.зэ = 75.2 => Nmin т - Nmin ф = 69

Соединение вал-колесо выполняется по посадке 90



**Расчет калибров**

Расчет исполнительных размеров калибров-пробок

Для выбранного отверстия по номинальному размеру и квалитету точности выписываем из ГОСТ 24853-81 значения:

7 квалитет z = 5 мкм

y = 4 мкм

H = 6 мкм

= 0



Предельные размеры отверстия:

Dmax = D + ES = 90 + 0,035 = 90,035 мм

Dmin = D + EI = 90 + 0 = 90 мм

Рассчитываем наибольший предельный размер непроходной пробки:

Dне max = Dmax - + H/2 = 90,035 +,.006/2 = 90,038 мм



Рассчитываем наименьший предельный размер непроходной пробки:

Dне min = Dmax - - H/2 = 90 – 0,006/2 = 90,032 мм



Записываем исполнительный размер непроходной пробки:

Dне исп. = мм



Рассчитываем набольший предельный размер проходной пробки:

Dпр max = Dmin + z + H/2 = 90+ 0,005 + 0,006/2 = 90,008 мм

Рассчитываем наименьший предельный размер проходной пробки:

Dпр min = Dmin + z - H/2 = 90 +0,005 – 0,006/2 = 90,002 мм

Записываем исполнительный размер проходной пробки:

Dпр исп. = мм



Размер предельно изношенной проходной пробки:

Dпр изн. = Dmin - у + = 90 – 0,004 = 89,996 мм



Расчет исполнительных размеров калибров-скоб.

Предельные размеры вала:

dmax = d + es = 90+0,159 = 90,159 мм

dmin = d + ei = 90+0,124 = 90,124 мм

Для выбранного вала по номинальному размеру и квалитету точности выписываем из ГОСТ 24853-81 значения:

6 квалитет z1= 5 мкм

y1 = 4 мкм

H1 = 6 мкм

Hp = 2,5 мкм

Рассчитываем наименьший предельный размер проходной скобы:

dпр min = dmах - z1 – H1/2 = 90,159 – 0,005 – 0,006/2 = 90,151 мм

Рассчитываем наибольший предельный размер проходной скобы:

dпр mах = dmax - z1 + H1/2 = 90,159 – 0,005 + 0,006/2 = 90,157 мм

Записываем исполнительный размер проходной скобы:

dпр исп. = мм



Размер предельно изношенной проходной скобы:

dпр изн. = dmax + у1 - 1 = 90,159 + 0,004 = 90,163 мм



Рассчитываем наименьший предельный размер непроходной скобы:

dне min = dmin + 1 – H1/2 = 90,124 – 0,006/2 = 90,121 мм



Рассчитываем наибольший предельный размер непроходной скобы:

dне mах = dmin + 1 + H1/2 = 90,124 + 0,006/2 = 90,127 мм



Записываем исполнительный размер проходной скобы:

dне исп. = мм



**Расчет и выбор посадок для подшипников качения**

Дано:

В = 29мм

r = 2 мм

d = 55 мм

D = 120 мм

R = 8000 H

Подшипник шариковый радиальный, серия №311 (средняя)

Класс точности 6.

Допустимое напряжение для материала кольца при растяжении

[σ] = 400 МПа

Узел работает без толчков и вибраций.

В связи с тем, что вал вращается, внутреннее кольцо подшипника имеет циркуляционное нагружение. В этом случае посадку выбираем по расчетному натягу.

Расчет производим по алгоритму табл. 3.2 [1].

Результаты расчета:

Определяем минимальный расчетный натяг

Для средней серии N=2,3

Nmin = = = 9,1 мкм



Определяем допустимый натяг:

Nдоп = = 222 мкм



Выбираем посадку из рекомендованных ГОСТ 13325-85, удовлетворяющую условиям:

Nmin <= Nmin т.

Nдоп > Nmax т.

Выбираем посадку , т.к. 9,18 <= 20



222 > 51

Эта посадка обеспечивает прочность кольца при сборке, т.к.

Nmax т = 51 < Nmax р = 222

По ГОСТ520-71 при d = 55 мм l6()



По таблице 2.10 [1] выбираем поле допуска для корпуса: Н7.

Шероховатость:

Валов Ra = 0,63

Отверстий корпусов Ra = 1.25

Опорных торцов заплечиков валов корпусов Ra = 1,25

Допуски формы посадочных поверхностей:

вала отверстия

Допуск круглости 6,0 мкм 10,0 мкм

Допуск профиля 6,0 мкм 10,0 мкм

продольного сечения

**Расчет размерной цепи**

Расчет размерной цепи будем производить методом полной взаимозаменя-емости.

Записываем параметры замыкающего звена:

номинальное значение АΔ =



- предельные отклонения

ESAΔ = + 0,8; EIAΔ = + 0,1,

- допуск

TAΔ = ESAΔ - EIAΔ = 0,8-0,1 = 0,7 мм,

- координату середины поля допуска

Ес АΔ = (ESAΔ + EIAΔ) / 2

Ес АΔ == 0,45 мм.



Выявляем размерную цепь, увеличивающие и уменьшающие звенья. Составляем ее схему.

А4 А3 А2 А1 АΔ А6

А5

Увеличивающее звено А5; уменьшающие звенья А1, А2, А3, А4, А6.

Конструктивно определяем номинальные значения составляющих звеньев

А1 = 14 мм, А4 = 10 мм,

###### А2 = 67 мм, А5 = 115 мм,

А3 = 14 мм, А6 = 10 мм, АΔ =0

Проверяем правильность определения номинальных значений составляющих звеньев

АΔ = ξi Аi,



0 = 115 – 14 – 67 – 14 – 10 - 10 = 0

Определяем среднее значение допусков составляющих звеньев

ТАср. =;



ТАср. = = 0,117 мм,



По номинальным размерам составляющих звеньев, используя

ГОСТ 25347-82 корректируем полученное среднее значение допусков, кроме звена А5:

ТА1 = 0,12 ТА3 = 0,12 ТА6 = 0,07

ТА2 = 0,12 ТА4 = 0,07

Определяем допуск звена А5:

ТА5 = ТАΔ - ТА1 - ТА2 - ТА3 - ТА4 - ТА6,

ТА5 = 0,7 – 0,12 – 0,12 – 0,12 – 0,07 – 0,07 = 0,2 мм,

Проверяем правильность корректировки допусков.

ТАΔ = ТАi,



0,7= 0,12 + 0,12 + 0,12 + 0,07 + 0,07 + 0,2 = 0,7

Задаем расположение допусков составляющих звеньев и записываем их предельные отклонения, кроме звена А5.

ESA1 = 0; EIA1 = -0,12;

ESA2 = 0; EIA2 = -0.12;

ESA3 = 0; EIA3 = -0,12;

ESA4 = 0,035; EIA4 = -0,035;

ESA6 = 0,035; EIA6 = -0,035;

5.10 Определяем координаты середин полей допусков составляющих звеньев, кроме звена А5: Есi =,



Ес1 == - 0,06,



Ес2 == - 0,06,



Ес3 == - 0,06,



Ес4 == 0,



Ес6 == 0,



Определяем координату середины поля допуска оставшегося неизвестным звена А5.

ЕсАΔ = Ес5 - Ес6 - Ес4 - Ес3 - Ес2 - Ес1,

# Ес5 = ЕсАΔ + Ес1 + Ес2 + Ес3 + Ес4 + Ес6,

Ес5 = 0,45 + (-0,06) + (-0,06) - 0,06 + 0 + 0 = 0,27

Определяем предельные отклонения звена А5:

ESAi = Eci + TAi /2; ESA5 = 0,27 + = 0,37,



EIAi = Eci - TAi /2; EIA5 = 0,27 - = 0,17.



Записываем результаты расчетов:

А1 = 14-0,12, А3 = 14-0.12, А6 = ,



А2 = 67-0.12, А4 =, А5 =,



Проверка правильности расчетов

ESAΔ = Ес5 – Ес4 – Ес3 – Ес2 –Ес1 - Ес6 +



EIAΔ = Ес5 – Ес4 – Ес3 – Ес2 –Ес1 - Ес6



0,8= 0,27 - 0 + 0,06 + 0,06 + 0,06 – 0 + = 0,8,



0,1= 0,27 - 0 + 0,06 + 0,06 +0,06 – 0 - = 0,1,



Расчет выполнен верно.

#### Литература

1.Нормирование точности и технические измерения. Методические указания к курсовой работе для студентов всех специальностей заочного факультета. Могилев:УО МГТУ, 2003 –20 с.

2.Методические указания к курсовой работе по курсу “Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.” Часть 1. Могилев. Мин.нар. обр. БССР, ММИ,1989 г.

3. Лукашенко В.А., Шадуро Р.Н. Расчет точности механизмов. Учебное пособие по курсу “Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения” для студентов машиностроительных специальностей. – Могилев: ММИ, 1992

4.Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./ В.Д.Мягков, М.А.Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение Ленингр. отд-ние, 1983. Ч.2. – 448 с.

5.Зябрева Н.Н., Перельман Е.И., Шегал М.Я. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения».-М.;Высшая школа,1977.-204 с.