**КУРСОВАЯ РАБОТА**

по дисциплине “Нормирование точности и технические измерения“.

**Введение**

В машиностроении создаются и осваиваются новые системы современных машин для комплексной автоматизации производства, что позволяет выпускать продукцию высокого качества с наименьшими затратами труда.

Большое значение для развития машиностроения имеет организация производства машин и других изделий на основе взаимозаменяемости, создание и применение надежных средств технического контроля. Повышение точности и практичности этих средств, а также снижение себестоимости их изготовления, несомненно, важный шаг в сторону повышения надежности конструкций.

**1. Расчет и нормирование точности зубчатой передачи**

**Исходные данные**

Число зубьев колеса z1=80

Число зубьев шестерни z2=45

Модуль: m e =2 мм

Делительный диаметр колеса d1=160мм

Делительный диаметр шестерни d2=90мм

Межосевое расстояние R e =107 мм

Ширина зубчатого венца В=19 мм

Окружная скорость v=2,8 м/с

**1.1 Выбор степени точности зубчатого колеса**

Степень точности зубчатого колеса определяем в зависимости от окружной скорости v . Назначаем степень точности по норме плавности. При v=2,8 м/с степень точности по норме плавности – 8 по таблице методических указаний 13[2]. Пользуясь рекомендациями ГОСТ 1758-81 по комбинированию степеней точности назначаем степень точности по норме кинематической точности – 8 , по полноте контакта – 7.

**1.2 Выбор вида сопряжения по боковому зазору**

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

В решаемой задаче боковой зазор определяется из условия размещения смазки по выражению:

Jn.min расч= 0,01 m e Jn.min расч=0,01х2=0,02 мм

20мкм < 40мкм = Jn.min т

Так как передача относится к тихоходной (v < 3 м/с) , по таблице ГОСТ 1758-81 при Jn.min расч.= 0,02мм=20мкм и R e =107 мм вид сопряжения по боковому зазору – С для которого Jn.min расч.=20 мкм. Таким образом степень точности зубчатого колеса : 8 – 8 – 7 – С ГОСТ 1758-81.

Выбор показателей, для контроля зубчатого колеса с () проводится согласно рекомендации по таблицам 2,3,5 ГОСТ 1758-81,а по таблицам 6,8,12,и 22 этого же ГОСТа назначаем на них допуски.



Средства для контроля показателей выбираем по таблице [5]. Результаты выбора показателя допуска на них и средств контроля сводим в таблицу 1.

Таблица 1-Показатели и приборы для контроля зубчатого колеса.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Нормы точности | Наименование и условное обозначение контролируемого параметра | Условное обозначение и численное значение допуска, | Наименование и модель прибора |
| 1 Кинематическая | допуск на радиальное биение зубчатого венца | 63 | Прибор для контроля кинематической погрешности БВ-5061 |
| 2 Норма плавности | fptr-отклонение шага | 75 | Эвольвентомер индивидуально-дисковый с устройством для контроля винтовой линии БВ-1089 |
| 3 Норма полноты контакта | Суммарное пятно контакта | По высоте зубьев не менее 15%  По длине зубьев не менее 15% | Универсально контрольно обкатный станок |
| 4 Норма бокового зазора | Ecs-наименьшее отклонение средней постоянной хорды зубьев колеса  Допуск на среднюю постоянную хорду зуба | 32мкм  110мкм | Зубомер хордовый  МЗ-75 |

**1.3 Определение параметров зацепления**

Se=1.387m=1.387\*2=2.774

he=0.747m=1.387\*2=1.494

**1.4 Определение требований к точности заготовки**

Радиальное биение F r =0.1\*m=0.1\*2=0.2 .

Торцовое биение : Ft=Fтабл· d/100=0.024·160/100=0,0384 мм

d-делительный диаметр

**2. Гладкие цилиндрические соединения**

**2.1 Расчёт и выбор посадок**

**Исходные данные**

Номинальный диаметр соединения d=55мм

Размеры шпонки bxh=16х10

Степень точности по норме кинематической точности – 8

Допуск радиального биения зубчатого венца Fr=63 мкм

При передаче крутящих моментов с помощью шпонок в соединении вала со ступицей применяется одна из переходных посадок. Которая обеспечивает высокую точность центрирования зубчатого колеса на валу и лёгкую сборку и разборку соединения. Хорошее центрирование зубчатого колеса на валу необходимо для обеспечения высокой кинематической точности передачи, ограничения динамических нагрузок и т.д. Известно, наличие зазора в сопряжении, за счёт одностороннего смещения вала в отверстии, вызывает появление радиального биения зубчатого венца колеса, определяющего кинематическую точность.

В этом случае наибольший допустимый зазор, обеспечивающий первое условие , может быть определён по формуле:

Smax расч.<=Fr / Kт

где , Кт – коэффициент запаса точности (КТ=2…5);

Fr – допуск радиального биения зубчатого колеса;

принимаем Кт равным 2;

Smax расч.= 45/2=22,5

Лёгкость сборки и разборки соединения определяется наибольшим предельным натягом , величина которого рассчитывается по формуле:

Nmax расч.= Smax расч.⋅ 3-z / 3+z= 22,5 ⋅ 3.843 / 2.157=39,9

где , аргумент (z= x / s) отвечающий функции Лапласа

Фо(z)=Р∆-0,5

Р∆ – вероятность получения зазора в соединении, выбирается в зависимости от преобладания требований к одному из условий предъявляемых к соединению. Р∆=0,3 для 8 степени точности, z= –0,84 для 8 степени точности.

Фо(z)=Р∆-0,5=-0,2

Nmax расч.=22,5\*=39,9



По расчётным значениям Smax расч.=22,5; Nmax расч=39,9 выбираем стандартную посадку, учитывая условия:

Smax расч.≥Smax таб.

Nmax расч≥Nmax таб.

Такой посадкой может быть: Ø 55 Н7/n6,

для которой Nmax таб.=39мкм

Smax таб.=10мкм

Отверстие Ø 55 Н7(+300)

Вал Ø 55 n6(+39+20)

При нормальном шпоночном соединении по стандарту для паза втулки предусмотрено поле допуска IS9;

для паза вала – N9;

для шпонки – h9;

посадка в соединении шпонка – паз втулки — IS9/h9;

посадка в соединении шпонка – паз вала — N9/h9;

По таблицам ГОСТ 25347 – 82 определяем предельные отклонения для пазов вала, втулки и шпонки:

bвт.– 16IS9(-0,021+0,021)

bвала– 16N9(-0,0430)

bшт.– 16h9(-0,0430)

Определяем допуски параллельности и симметричности шпоночных пазов.

Тпар.=0,5Тb=0,5· 0,042=0,021мм

Тсим.=2Тb=2· 0,043=0,086 мм

# 2.2 Расчёт калибров

Расчёт калибров пробок.

Исходные данные:

Отверстие ∅ 55H7(0+0,030);

Dmax=55+0,030=55,030 мм;

Dmin=55 мм;

Калибры для контроля отверстий называются пробками. Калибры изготавливаются комплектом из проходного (ПР) и непроходного (НЕ) калибров. При контроле детали калибрами она назначается годной если проходной калибр проходит, а непроходной не проходит через проверяемую поверхность.

Допуски для изготовления калибров нормируются ГОСТ 24853–81.

Для определения предельных и исполнительных размеров пробок из таблицы указанного стандарта выписываем численные значения параметров H, Z, Y.

H=5мкм – допуск на изготовление калибра

Z=4мкм – координата середины поля допуска проходной пробки

Y=3мкм – координата определяющая границу проходной пробки

Определяем предельные и исполнительные размеры пробок:

ПРmax=Dmin+ Z +H/2=55+0.004+0.005/2=55.0065мм

ПРmin=Dmin+ Z –H/2=55+0.004 - 0.005/2=55.0015мм

ПРизм.=Dmin– Y=55- 0.003=29.997мм

НЕmax=Dmax+ H/2=55,030+0.005/2=55,0325мм

НЕmin=Dmax– H/2=55,030-0.005/2=55,0275мм

ПРисп.=ПРmax –H=55.0065-0.005

НЕисп.=НЕmax –H =55,0325-0.005

Расчёт калибров скоб.

Исходные данные:

Вал ∅ 55 n6(+20+39)

dmax=55.039мм

dmin=55.020мм

Калибры для контроля валов назначаются скобами которые также как и пробки имеют проходную и непроходную стороны. Для определения предельных и исполнительных размеров скобы из таблицы ГОСТ 24853–81 , выписываем значения

H1=3км;

Z1=4км;

Y1=3мкм;

Hp=2км;

Определяем предельные и исполнительные размеры калибров-скоб:

ПРmax=dmax - Z1 +H1/2=55,039-0.004+0.003/2=55,0365мм

ПРmin=dmax- Z1 –H1/2=55,039-0.004-0.003/2=55,0335 мм

ПРизм.=dmax+ Y1=55,039+ 0.003=55,042 мм

НЕmax=dmin+ H1/2=55,020+0.003/2=55,0215 мм

НЕmin=dmin– H1/2=55,020-0.003/2=55,0185 мм

ПРисп.=ПРmin+H=55,0335+0.004 мм

НЕисп.=НЕmin+H =55,0185+0.004 мм

**2.3 Расчёт и выбор посадок подшипника качения**

Исходные данные:

подшипник № 7313

D=140 mm , d=65 mm , r =3,5 , B=36 mm

## Класс точности подшипника – 5

Радиальная нагрузка Fr=32 kН

Вращается вал, вал сплошной, корпус массивный. Нагрузка умеренная.

Выбор посадок подшипника качения на вал и в корпус.

Вращается вал, внутреннее кольцо подшипника является циркулярно нагруженным. Нагруженное кольцо, соединяющееся с неподвижным корпусом испытывает местное напряжение, следовательно внутреннее кольцо должно соединятся с валом по посадке с натягом , наружное с отверстием в корпусе – по посадке с небольшим зазором. Посадку внутреннего кольца подшипника на вал определяем по интенсивности радиальной нагрузки Pr



где, Fr – радиальная нагрузка на опору, кН;

k1 – динамический коэффициент посадки, при умеренной нагрузке К1 =1;

k2 – коэффициент учитывающий конструкцию вала, при сплошном вале, к2=1;

k3 – коэффициент учитывающий тип подшипника, для однорядных не сдвоенных подшипников, k3=1;

В=0,036;

r = 0,0035;



По расчётному значению Pr и номинальному диаметру d устанавливаем поле допуска вала – Ø65 k65

Поле допуска для отверстия в корпусе определяется в зависимости от диаметра, характера нагрузки и конструкции корпуса – Н6.

Квалитеты точности для отверстия и вала устанавливаются в зависимости от класса точности подшипника. Вал обрабатывается по 6 , а отверстие по 7 квалитетам точности.

Dотв.=140Н6( 0+0.030);

dвала=65k5(+0.002+0.015).

Предельные отклонения для колец подшипника определяем по ГОСТ 520–89

dподш.=65l5(-0,009);

Dподш.=140L5(-0,011).

Таким образом, посадка по внутреннему кольцу подшипника ∅65L5/k5.

По наружному ∅140Н6/l5.

Определение требований к посадочным поверхностям вала и отверстий в корпусе.

Требования к посадочным поверхностям вала и отверстия определяются по

ГОСТ 3325–85: шероховатость поверхности – таблица 3; допуски круглости и профиля продольного сечения – таблица 4; допуск торцового биения опорного торца вала – таблица 5.

Rа вала=0.63

Rа отв.=0.63

Rа торца вала=1.25

Ткр. вала=Тпроф. прод. сеч.=3,5мкм

Ткруг. отв.=Тпрф. прод. сеч.=7,5мкм

Тторц. биен. вала=21мкм

**3. Расчёт размерной цепи**

А6

А∆ А1 А2 А3 А4 А5

А1 = 10 мм А3 =34 мм A5=28 мм А∆=1±0,35 мм

А2 =8 мм А4=113 А6 =133 мм

P=4.5 t=2.00 λ2 =1/9 ξ=±1

Определяем допуск замыкающего звена

ТА∆ = ЕSА∆ – ЕJА∆ =0,70 мм

Определяем координату середины поля допуска замыкающего звена

ЕсА∆ = (ЕSА∆ + ЕJА∆ )/ 2 =( 0,35 – 0,35) / 2 = 0

А6-увеличивающее звено

А1 , А2 , А3 , А4 , А5 –уменьшающие звенья

Определяем средний допуск составляющих звеньев:

ТАср===0,429



По ГОСТ 25346 - 82 назначаем допуски на звенья :

ТА1 = 0,36 мм

ТА2 = 0,36 мм

ТА3 = 0,35 мм

ТА4 = 0,39 мм

ТА5 = 0,52 мм

ТА6 = 0,46 мм

Проверка правильности расчетов:

=0,7 мм



Назначаем отклонения на составляющие звенья размерной цепи:

А1 = 10 - 0,36 мм А3 = 34 - 0,35 мм A5=28-0,52 мм

А2 = 8- 0,36 мм А4 = 113- 0,39 мм A6=200-0,46 мм

Определяем координаты середины полей допусков, кроме ЕсА6

ЕсА1 = – 0,18 мм ЕсА5 = – 0,23 мм

ЕсА2 = – 0,18 мм

EcA3 = – 0,175 мм

ЕсА4 = – 0,195 мм

Определяем координату середины поля допуска звена А6

ECA∆ =- ЕсА1 -EсА2 -EcA3 -ЕсА4 -ЕсА5 +ЕсА6

ЕсА6 = 0-(0,18+0,18+0,26+0,195+0,175)=-0,99мм

Определяем верхнее и нижнее отклонение звена А6

ЕSА6 = ЕсА6 + ТА6 / 2 = -0,99 + 0,46 / 2 = -0,76 мм

ЕIА6 = ЕсА6 – TА6 / 2 = -0,99 - 0,46/ 2 = -1,22 мм

А6 = 200



Проверка правильности расчетов:

ESA∆= ЕсА6 - ЕсА1 - EсА2 - EcA3 - ЕсА4 - Ес5 –

ЕсА1++t= -



.99+0.18+0.18+0.175+0.195+0.23+2·

=0.35



EIA∆= ЕсА6 - ЕсА1 - EсА2 - EcA3 - ЕсА4 - Ес5 – ЕсА1+

+t= -



0.99+0.18+0.18+0.175+0.195+0.23-

2·=-0.35



# Задача верна.

**Список использованных источников**

1. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов (А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федоров). — М.: Машиностроение, 1986, — 352с.

2. Допуски и посадки : Справочник в 2 - х ч. ( В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романовский, В.А. Брачинский . — Л.: Машиностроение, 1982. — ч.1,2,448 с.

3. ГОСТ 24853 — 81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.

4. ГОСТ 3335 — 85. Поля допуска и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов.