Кафедра “Технология машиностроения”

**Курсовая работа**

**“Нормирование точности и технические измерения”**

Содержание

Введение

1. Расчет и нормирование точности червячной передачи

1.1 Выбор степеней точности червячной передачи

1.2 Выбор вида сопряжения, зубьев колес передачи

1.3 Выбор показателей для контроля червячного колеса

2. Расчет и нормирование точностей гладких цилиндрических соединений

2.1 Расчет и выбор посадок разъемного неподвижного соединения с дополнительным креплением

2.2 Расчет калибров

2.2.1 Расчет калибров-пробок

2.2.2 Расчет калибров скоб

2.3 Расчет и выбор посадок подшипников качения

2.3.1 Расчет и выбор посадок подшипников качения на вал и корпус

2.3.2 Определение требований к посадочным поверхностям вала и отверстия корпуса

3. Расчет допусков размеров входящих в размерную цепь

Список использованных источников

Введение

Качество и эффективность действия выпускаемых машин и приборов находятся в прямой зависимости от точности их изготовления при надлежащей постановке контроля деталей с помощью технических измерений.

Точность и ее контроль служат исходной предпосылкой важнейшего свойства совокупности изделий – взаимозаменяемости, определяющей в значительной мере технико-экономический эффект, получаемый при эксплуатации современных технических устройств.

В данной области широко развита стандартизация, одной из важнейших целей которой является улучшение качества продукции, ее способность удовлетворять возрастающие требования народного хозяйства и новой техники, а также растущие потребности населения. Поэтому комплекс глубоких знаний и определенных навыков в области точности, взаимозаменяемости, стандартизации и технических измерений теперь является необходимой составной частью профессиональной подготовки специалистов в области машиностроения и приборостроения.

1. Расчет и нормирования точности червячной передачи

1.1 Выбор степеней точности червячной передачи

Исходные данные:

Коэффициент диаметра червяка q=6,3

Число зубьев колеса =60;

Модуль =6 мм;

Делительный диаметр =360 ;

Окружная скорость =0,8 ;

Передаточное число u=30;

Ширина венца зубчатого колеса b=37мм;

Межосевое расстояние =198,9 мм.

Система допусков червячных передач (ГОСТ 3675-81) устанавливает 12 степеней точности червячных колес.

Степень точности проектируемого червячного колеса устанавливается в зависимости от окружной скорости колеса. По ГОСТ 3675-81 исходя из =0,8 , для червячных колес выбираем 9–ую степень точности по норме плавности.

Используя принцип комбинирования норм по различным степеням, назначаем 9–ую степень точности по кинематической норме и 8-ую по норме полноты контакта.

1.2 Выбор вида сопряжения, зубьев колеса в передаче

Вид сопряжения в передаче выбирается по величине гарантируемого бокового зазора.

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

Величину бокового зазора необходимую для размещения слоя смазки ориентировочно можно определить по зависимости:

Jnmin =0,01\*m=0,01\*6=0,06 ;

По рассчитанной величине = 0,06 мм в зависимости от межосевого расстояния =198,9 мм из таблицы 17 ГОСТ 3675-81 выбираем вид сопряжения – D причем, выполняется условие:

Jnmin т=0,072 мм > Jnmin p = 0,06мм.

Тогда обозначение зубчатого колеса будет иметь вид:

9–9–8–D ГОСТ 3675-81.

* 1. Выбор показателей для контроля червячного колеса

Выбор показателей, для контроля червячного колеса с Z =60 проводится согласно ГОСТ 3675-81.

Средства для контроля показателей выбираем по таблице 5 [с.400–405,5]. Результаты выбора показателей допуска на них и средств контроля сводим в таблицу 1.

Таблица 1–Показатели и приборы для контроля червячного колеса.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Нормы точности | Наименование и условное обозначение контролируемого параметра | Условное обозначение и численное значение допуска | Наименование и модель прибора |
| 1 Кинематическаянорма |  колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот колеса | 125 | МежцентромерМЦ-400Б |
| 2 Норма плавности |  колебание измерительного межосевого расстояния на один зуб | 50 | МежцентромерМЦ-400Б |
| 3 Норма полноты контакта | Суммарное пятно контакта:по высоте зубапо длин зуба | 55%50% | Контрольно обкатный станок |
| 4 Норма бокового зазора | –толщина витка червяка по хорде допуск на толщину витка червяка по хорде |  135 75 мкм210 мкм110 мкм | Зубомер хордовыйЗИМ-16 |

Допуск на радиальное биение поверхности вершин находятся по зависимости: Fda=0,1\*m=0,1\*6=0,6мм; допуск на торцовое биение:

Ft=Fв\*d/100=0,032\*360/100=0,125мм,

где - допуск на погрешность направления зуба;

делительный диаметр ;

2. Расчет и нормирование точности гладких цилиндрических соединений

2.1 Расчет и выбор посадок разъемного неподвижного соединения с дополнительным креплением

Исходные данные:

Точность червячного колеса 9–9–8–D ГОСТ 3675-81;

Номинальный диаметр соединения d=120мм;

Ширина шпоночного паза b=32мм;

Число зубьев колеса Z=60;

Модуль m=6 мм;

Допуск на радиальное биение зубчатого венца Fr=90 мкм .

Соединение червячного колеса с валом редуктора дополнительным креплением при помощи шпонки является разъемным, неподвижным соединением, образованным переходной посадкой. Расчет разъемных соединений образованных переходными посадками производится исходя из условий:

1 – обеспечение высокой точности центрирования червячного колеса на валу;

2 – обеспечение легкой сборки и разборки соединений.

Сочетание этих двух условий возможно лишь при небольших натягах или зазорах в соединениях.

Хорошее центрирование червячного колеса на валу необходимо для обеспечения высокой кинематической точности передачи, ограничения динамических нагрузок и т.д. Известно, что наличие зазора в сопряжении вызванного за счет одностороннего смещения вала в отверстии вызывает появление радиального биения зубчатого венца колеса, определяющего кинематическую точность.

В этом случае наибольший допускаемый зазор обеспечивающий первое условие может быть определен по формуле:

Smax < Fr /Kt = 90/3 = 30 мкм, где

– коэффициент запаса точности, принимаем , допуск на радиальное биение зубчатого колеса Fr = 90 мкм.

Возможный наибольший натяг в соединении рассчитываем по формуле:

;

где аргумент функции Лапласа, который определяется по его значению

;

где вероятность получения зазора в соединении при 9–ой степени точности по кинематической норме точности , тогда . По таблице [4] находим :

Nmax = 30\* (3+0,54)/(3-0,54)=43,17 мкм.

По номинальному значению соединения d=120 мм, Nmaxрас=43,17 мкм, Smaxрас=30 мкм, по ГОСТ 25347-82 выбираем переходную посадку

Ø120 (H7/m6).

Параметры выбранной посадки не превышают расчетных т.е.

Smaxтаб=22 мкм < Smaxрас=30 мкм ;

Nmaxтаб=35 мкм < Nmaxрас=43,17 мкм.

Причем выполняются требования ГОСТа по соответствующей степени точности червячного колеса, точности отверстия (таблица 2.2, [3]).

Для обеспечения неподвижности червячного колеса с валом применяется призматическая шпонка. Работоспособность шпоночного соединения определяется точностями посадки по ширине шпонки (паза) .

ГОСТ 2135-82 предусматривает посадки образующие нормальное, плотное и свободное соединение шпонок с пазами вала и втулки в системе основного вала. Принимаем плотный тип соединения. Для плотного соединения установлены поля допусков ширины для паза на валу Р9 и для паза во втулке h9. Предельные отклонения указанных полей допусков соответствует ГОСТ 25347–82, шпонка, как основной вал, имеет поле допуска . В этом случае посадка в соединении со шпоночным пазом вала будет 32(Р9/h9) и с пазом втулки 32(Р9/h9) .

2.2 Расчет калибров

2.2.1 Расчет калибров–пробок

Исходные данные:

Отверстие Ø120 H7+0,035 ;

Максимальный предельный диаметр отверстия:

Dmax=120,035 мм;

Минимальный предельный диаметр отверстия:

Dmin=120 мм .

Калибры для контроля отверстий называется пробкой. Калибры изготавливаются комплектом из проходного ПР и непроходного НЕ калибра. При контроле деталей калибрами она признается годной, если проходной калибр проходит, а непроходной не проходит через проверяемую поверхность. Допуски на изготовление калибров нормируются по ГОСТ 24853-81.

Для определения придельных и исполнительных размеров пробок из таблицы указанного стандарта находятся численные значения параметров

где допуск на изготовление калибра

координата середины поля допуска проходной пробки

координата определяющая границу износа проходной пробки

H=6 мкм=0,006 мм;

z=5 мкм=0,005 мм;

y=4 мкм=0,004 мм.

Определяем предельные и исполнительные размеры пробок ПР и НЕ.

Dmax пр = Dmin + z + H/2 = 120 + 0,005+ 0,006/2 = 120,008 мм;

Dmin пр = Dmax + z - H/2 = 120,035 + 0,005 - 0,006/2 = 120,037 мм;

Dпр изн = Dmin – y = 120 –0,004 = 119,996 мм;

Dпр исп = Dmax пр (-H) = 120,008-0,006 мм;

Dmax не = Dmax + H/2 = 120,035 + 0,006/2 = 120,038 мм;

Dmin не = Dmax - H/2 = 120,035 - 0,006/2 =120,032 мм;

D не исп = Dmax не (-H) = 120,037-0,006 мм.

2.2.2 Расчет калибров–скоб

Исходные данные:

Вал Ø120 m6(+0,013+0,035);

Максимальный предельный диаметр вала:

dmax = 120,035 мм;

Минимальный предельный диаметр вала:

dmin = 120,013 мм;

Калибры для контроля валов называются скобами, которые также как и пробки имеют проходную и непроходную сторону.

Для определения придельных и исполнительных размеров скобы из таблицы ГОСТ 24853-81 выписываем координаты:.

H1 = 6 мкм = 0,006 мм;

z1 = 5 мкм = 0,005 мм;

y=4 мкм=0,004 мм

Определяем предельные и исполнительные размеры скобы ПР и НЕ.

dmax пр = dmax - z1 + H1/2 = 120,035 - 0,005 + 0,006/2 = 120,033 мм;

dmin пр = dmax + z1 – H1/2 = 120,035 - 0,005 - 0,006/2 = 120,027 мм;

dmax изн = dmax + y1 = 120,035+ 0,004 = 120,039 мм;

dпр исп = dmin пр(+H) = 120,027+0,006 мм;

dmax не = dmin + H1/2 = 120,013 + 0,006/2 = 120,016 мм;

dmin не = dmin – H1/2 = 120,013 - 0,003 = 120,001 мм;

dне исп = dmin не(+H) = 120,01+0,006 мм;

2.3 Расчет и выбор посадок подшипников качения

2.3.1 Расчет и выбор посадок подшипников качения на вал и корпус

Исходные данные:

Подшипник №7326

D = 280 мм ,

B = 58 мм ,

d = 130 мм,

r = 5 ,

Fr = 90 кН .

Вал вращается, вал сплошной, корпус массивный, нагрузка умеренная.

Посадка внутреннего кольца с валом всегда осуществляется в системе основного отверстия, а наружного кольца в корпус в системе основного вала.

Выбор посадок для подшипников качения зависит от характера нагружения колец. В подшипниковых узлах редуктора кольца испытывают циркуляционное и местное нагружения. Внутреннее кольцо подшипника является циркуляционно нагруженным, при котором результирующая радиальная нагрузка воспринимается последовательно всей окружностью его дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала.

Наружное кольцо подшипника испытывает местное нагружение, при котором, постоянная по направлению результирующая радиальная нагрузка воспринимается лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности корпуса.

Класс точности подшипника качения для червячной передачи выбирается в зависимости от степени точности червячной передачи по таблице 3.6[2]. Степень тонности передачи тогда класс точности подшипника будет 6.

Так как в изделии вращается вал, внутреннее кольцо подшипника является циркуляционно нагруженным, наружное кольцо соединятся с неподвижным корпусом, испытывает местное нагружение, следовательно, внутреннее кольцо должно соединяться с валом по посадке и с натягом, наружное с отверстием в корпусе с наибольшим зазором.

Посадку внутреннего кольца подшипника на вал определяем по интенсивности радиальной нагрузке по выражению.

;

где радиальная нагрузка на опору,

динамический коэффициент посадки при умеренной нагрузке (таблица 3.8[2]). коэффициент, учитывающий степень ослабления натяга; при сплошном вале . коэффициент, учитывающий тип подшипника для однорядных не сдвоенных подшипников . ширина кольца подшипника . радиус фаски кольца .

Pr = (72\*1\*1\*1)/(0,058-2\*0,005)= 1500 кН/м

По рассчитанному значению и номинальному диаметру устанавливаем поле допуска на вал, по таблице 3.7[2]-n.

Поле допуска для отверстия в корпусе определяется в зависимости от диаметра D=280 мм характера нагрузки и конструкции корпуса. По таблице 3.9[2] квалитет точности для отверстия и вала устанавливается в зависимости от класса точности подшипника, при нулевом классе точности вал обрабатывается по 6-му, а отверстие по 7-му квалитету точности:

Ø280 H7(+0,052);

Ø130 k5(+0,003+0,021).

Придельные отклонения для колец подшипника определяем по ГОСТ 590-89:

Ø280 L6(-0,018 );

 Ø130 l6(-0,018 ).

Таким образом, посадка по внутреннему кольцу подшипника Ø130 L6(-0,018 )/ k5(+0,003+0,021), по наружному кольцу Ø280 H7(+0,052)/l6(-0,018 ).

2.3.2 Определение требований к посадочным поверхностям вала и отверстия в корпусе.

Требование к посадочным поверхностям вала и отверстия определяется по ГОСТ 3325-85. Шероховатость поверхности выбирается по таблице 3, допуски круглости и профиля продольного сечения по таблице 4, допуск торцевого биения опорного торца вала по таблице 5.

;

;

;

;

.

3. Расчет допусков размеров входящие в размерную цепь

Исходные данные:

Сборочный чертеж,

Исходное звено A =2-0,9 мм .

Расчет размерной цепи ведем методом регулирования.

1. Параметры замыкающего звена:

A =2(-0,9 ); ESA =0; EIA = - 0,9 мм;

TA =0 – (-0,8)=0,9 мм;

EC =0+(-0,8)/2= - 0,45 мм.

1. Размерная цепь:

 A5 A4 A 3 A2  A1 A

A6

1. Номинальные значения составляющих звеньев:

А1=10 мм ; A2=5 мм; А3=28 мм; А4=2 мм;

А5=18 мм; А6=65 мм.

1. Проверка правильности установленных номинальных значений:

А = А6 - А1 - A2 - А3 - А4 - А5=65-10-5-28-2-18=2 мм.

1. Предельные отклонения составляющих звеньев:

А1=10-0,043 мм; A2=5+0,12мм; А3=28-0,21мм;

А5=18+0,18мм; А6=65+0,3мм.

1. Допуски и координаты середин полей допусков составляющих звеньев, кроме компенсирующего звена:

TА1=ESA – EIA=0 + 0,043=0,043 мм; EC1=-0,0215мм;

TA2=0,12мм; EC2=0;

TА3=0,21мм; EC3= - 0,105 мм;

TА5=0,18мм; EC5=0;

ТА6=0,3мм; EC6=0.

1. Производственный допуск замыкающего звена:

TA =0,043+0,12+0,21+0,18+0,3=0,853 мм.

1. Величина компенсации:

Tk = TA – TA – Tмк = 0,853 – 0,9 – 0,04 = -0,087 мм.

1. Координаты середины поля производственного допуска замыкающего звена:

EC =EC6 - EC1 - EC2 - EC3 - EC5=0 – 0+0,105 – 0 + 0,0215=0,1265мм.

1. Величина компенсации координаты середины поля производственного допуска замыкающего звена:

ECk = - 0,45 – 0,1265= - 0,5765 мм.

1. Предельные значения величины компенсации:

ESk = ECk + Tk/2= - 0,5765-0,087/2=-0,62 мм;

EIk = ECk - Tk/2= - 0,5765 +0,087/2=-0,533 мм.

1. Величина изменения координаты середины поля допуска звена:

EC6 “= EC6’- EIk = 0 + 0,533 = 0,533 мм.

1. Новые предельные отклонения звена А6 :

ESA6”= EC6”+ TA6’/2= 0,533 + 0,3/2 = 0,683 мм;

EIA6”= EC6” - TA6’/2= 0,533 - 0,3/2 = 0,383 мм

Толщина одной прокладки:

S = 0,2 мм.

1. Число прокладок:

N = Tk / S = 0,087/ 0,2 = 0,435, принимаем Nпр = 1

Список использованных источников

1 Зябрева Н.Н., Перельман Е.И.- Пособие к решению задач по 5курсу “Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения”- М.: Высшая школа, 1977,-282с.

2 Курсовое проектирование по курсу “Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения” Методические указания. В 2-х ч.- Могилев: ММИ, 1990.

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.В.Романов, В.А.Брагинский.- 6-е издание, переработанное и дополненное – Л.: машиностроение. Ленинград. Отделение, 1982-4.1- 543с.

5 ”Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения” Методические указания./ А.И.Якушев, Л.Н.Воронцов, Н.М.Федотов-6-е издание, переработанное и дополненное – М.: машиностроение, 1987,-352с.

6 Справочник контролера машиностроительного завода. Допуски, посадки, линейные измерения / Виноградов А.Н. и др. Под ред. Якушева А.И.- 3-е издание, переработанное и дополненное – М.: машиностроение, 1980,-527с.

7 ГОСТ 2.403-75 Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.