

## Введение

Целью данной курсовой работы является закрепление и развитие теоретических знаний по дисциплине: «Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость», а также применение этих знаний при решении практических задач. Знания и навыки, полученные при выполнении этой работы, необходимы для курсового и дипломного проектирования по всем техническим специальностям.

В процессе выполнения курсовой работы необходимо научиться:

1. выбирать допуски различных параметров и посадки сопряжений различными методами;
2. пользоваться справочниками, существующими стандартами на допуски и посадки типовых соединений, а также общетехническими стандартами;
3. правильно выполнять чертежи и оформлять другую техническую документацию;
4. выбирать методы контроля и средства измерений геометрических параметров деталей типовых соединений.

На заданном в курсовом проекте чертеже, изображена часть коробки скоростей с червячной передачей. Переключение скоростей осуществляется перемещением блока зубчатых колес 5 по шлицевому валу 6, зубчатый венец червячного колеса запрессован на ступице с дополнительным креплением винтами. Смещение средней плоскости червячного колеса регулируется прокладками.

К защите данной курсовой работы представлена пояснительная записка и чертежи:

1. чертеж общего вида узла;
2. эскизы спроектированных калибров-пробок и калибров-скоб;
3. чертеж вала;
4. чертеж зубчатого колеса;

Все проставленные на чертеже допуски размеров, формы и расположения, значения параметров шероховатости обоснованы, т.е. в записке приведены соответствующие расчеты или даны ссылки на литературу (в том числе и стандарты).

## 1. Выбор посадок гладких цилиндрических соединений.

Исходные данные:  $D_1=12\text{мм}$ ,  $D_3=45\text{мм}$ ,  $D_4=20\text{мм}$ .

Устанавливаем требования к каждому сопряжению, соблюдая принцип предпочтительности.

Посадки назначаем по ГОСТ 25347-82.

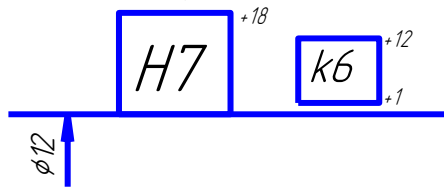
Рассмотрим сопряжение по  $D_1=12\text{мм}$ . Крутящий момент посредством шпоночного соединения передается с вала на зубчатое колесо.

Требования к сопряжению:

- высокая точность соосности соединяемых элементов (необходимо собрать узел так, чтобы зацепление зубьев было как можно более точным)
- возможность легкой сборки

Выбираем переходную посадку «напряженную» H7/k6. Она, как правило, обеспечивает небольшой натяг, достаточный для центрирования деталей и уменьшает вибрации, возникающие при вращении. Сборка и разборка производится без значительных усилий (с применением ручных молотков). (стр. 322 т.1 [2])

$\varnothing 12\text{H7/k6} \left( \begin{smallmatrix} +0,018 \\ +0,012 \\ +0,001 \end{smallmatrix} \right)$



Характеристики переходной посадки:

$$S_{\max} = ES - ei = 18 - 1 = 17 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = es - EI = 12 - 0 = 12 \text{ мкм};$$

$$TS(N) = TD + Td = 18 + 11 = 29 \text{ мкм};$$

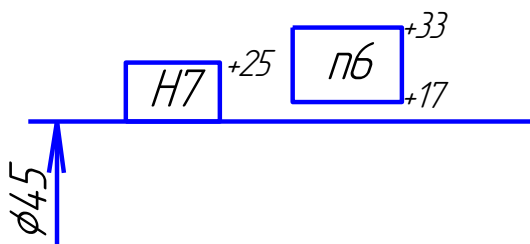
Рассмотрим сопряжение по  $D_3=45\text{мм}$ . Соединение венца и ступицы червячного колеса. Неподвижное соединение, предназначенное, для передачи относительно больших усилий (крутящего момента) со ступицы на венец колеса.

Требования к сопряжению:

- относительная неподвижность деталей
- высокая точность соосности соединяемых деталей

Посадка с натягом может вызвать упругие деформации, поэтому целесообразнее принять

переходную «глухую» посадку  $\varnothing 45\text{H7/n6} \left( \begin{smallmatrix} +0,025 \\ +0,033 \\ +0,017 \end{smallmatrix} \right)$



Характеристики переходной посадки:

$$S_{\max} = ES - ei = 25 - 17 = 8 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = es - EI = 33 - 0 = 33 \text{ мкм};$$

$$TS(N) = TD + Td = 25 + 16 = 41 \text{ мкм};$$

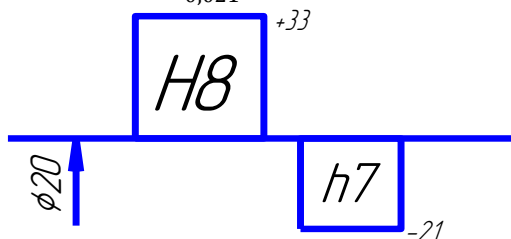
Рассмотрим сопряжение по  $D_4=20\text{мм}$ . Червячное колесо устанавливается на вал. Крутящий момент передается через шпонку 7.

Требования к сопряжению:

- высокая точность соосности соединяемых деталей;
- возможность легкой сборки (разборки).

Выбираем «скользящую» посадку H8/h7. Такая посадка при гарантированном зазоре обеспечивает достаточно высокую точность сопряжения.

$\varnothing 20\text{H}8/\text{h}7 \left( \begin{smallmatrix} +0,033 \\ -0,021 \end{smallmatrix} \right)$



Характеристики посадки с зазором:

$$S_{\max} = ES - ei = 33 - (-21) = 54 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - 0 = 0 \text{ мкм};$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 54 - 0 = 54 \text{ мкм};$$

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min}) / 2 = (54 + 0) / 2 = 27 \text{ мкм}.$$

Для контроля размеров деталей соединения по  $D_4=\varnothing 20\text{H}8/\text{h}7$  устанавливаем допустимую погрешность измерений (табл. 1.60) и выбираем средства измерений, используя рекомендации РД 50-98-86.

Для вала:  $\Delta p = 6 \text{ мкм}$

1. Микromетры рычажные с ценой деления 0,002 мм и 0,01 мм при установке на нуль по установочной мере. Установочные узлы: прибор находится в стойке или обеспечивается надежная изоляция от рук оператора. Условия измерений: вид контакта – любой, класс применяемых концевых мер – 3, температурный режим – 5°C. Предельная погрешность измерений – 4 мкм.

2. Микromетры гладкие (МК) с величиной отсчета 0,01 мм при настройке на нуль по установочной мере. Установочные узлы: прибор находится в стойке или обеспечивается надежная изоляция от рук оператора. Условия измерений: температурный режим – 5°C. Предельная погрешность измерений – 4 мкм.

Для отверстия:  $\Delta p = 8 \text{ мкм}$

1. Нутромеры индикаторные (НИ) с ценой деления 0,01 мм. Условия измерений: используемое перемещение измерительного стержня 0,03 мм. Средства установки: концевые меры длины первого класса или установочные кольца (до 160 мм), шероховатость поверхности  $R_a = 0,32 \text{ мкм}$ , температурный режим – 3°C. Предельная погрешность измерений – 5 мкм.

2. Пневматические пробки с отсчетным прибором с ценой деления 1 мкм и 0,5 мкм с настройкой по установочным кольцам. Условия измерений: диаметральный зазор между пробкой и отверстием 0,04-0,06 мм, шероховатость поверхности  $R_a = 1,25 \text{ мкм}$ , температурный режим – 2°C. Предельная погрешность измерений – 5 мкм.

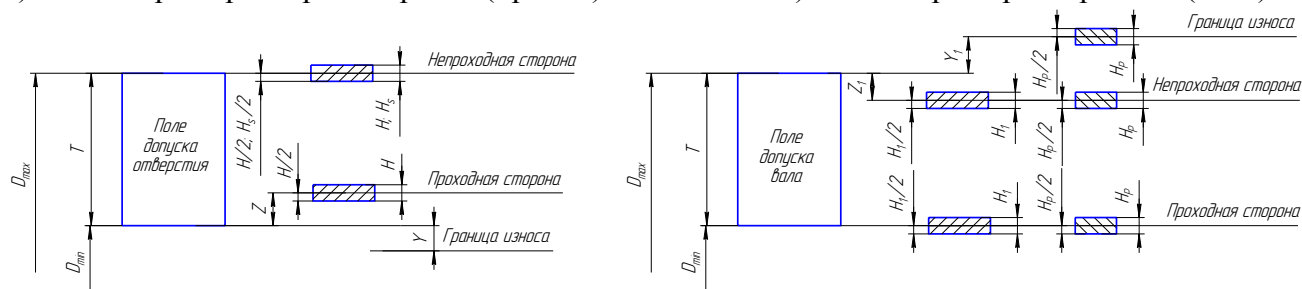
## 2. Проектирование гладких калибров.

Спроектируем предельные калибры для контроля деталей соединения по диаметру  $D_3 = \text{Ø}45\text{H}7/\text{n}6$ .

По рисункам 1 и 3 ГОСТа 24853-81 схемы расположения полей допусков рабочих калибров:

а) для контроля размера отверстия (пробок):

б) для контроля размера вала (скоб):



Выбираем форму измерительной поверхности калибра-скобы – плоскую.

Допуски и отклонения калибров по табл.2 ГОСТ 24853-81:

для отверстия –  $H=4\text{мкм}$ ,  $Z=3,5\text{мкм}$ ,  $Y=3\text{мкм}$ ;

для вала –  $H_1=4\text{мкм}$ ,  $Z_1=3,5\text{мкм}$ ,  $Y_1=3\text{мкм}$ ,  $H_p=1,5\text{мкм}$ .

Расчет исполнительных размеров по схеме полей допусков:

СКОБА:

$$ПР_{max} = d_{max} - Z_1 + H_1/2 = 45,033 - 0,0035 + 0,004/2 = 45,0315\text{мм};$$

$$ПР_{min} = d_{max} - Z_1 - H_1/2 = 45,033 - 0,0035 - 0,004/2 = 45,0275\text{мм};$$

$$НЕ_{max} = d_{min} + H_1/2 = 45,017 + 0,004/2 = 45,019\text{мм};$$

$$НЕ_{min} = d_{min} - H_1/2 = 45,017 - 0,004/2 = 45,015\text{мм};$$

$$НЕ_{изм} = d_{max} + Y_1 = 45,033 + 0,003 = 45,036\text{мм};$$

ПРОБКА:

$$ПР_{max} = D_{min} + Z + H/2 = 45 + 0,0035 + 0,004/2 = 45,0055\text{мм};$$

$$ПР_{min} = D_{min} + Z - H/2 = 45 + 0,0035 - 0,004/2 = 45,0015\text{мм};$$

$$НЕ_{max} = D_{max} + H/2 = 45,025 + 0,004/2 = 45,027\text{мм};$$

$$НЕ_{min} = D_{max} - H/2 = 45,025 - 0,004/2 = 45,023\text{мм};$$

$$ПР_{изм} = D_{min} - Y = 45 - 0,003 = 44,997\text{мм};$$

Технические требования по ГОСТ 2015-84:

1) Вставки и насадки калибров-пробок должны быть изготовлены из стали марки X по ГОСТ 1950-73 или ШХ по ГОСТ 801-78.

2) Рабочие поверхности и поверхности заходных и выходных фасок калибров-пробок должны иметь хромовое или другое износостойкое покрытие глубиной 0,5-1,0 мм.

3) Твердость рабочих поверхностей 57-65 HRC

3) Числовые значения параметра шероховатости  $R_a$  рабочих поверхностей калибров по табл.1 ГОСТ 2015-84:

калибр-пробка – 0,08мкм;

калибр-скоба – 0,08мкм.

### 3. Расчет и выбор подшипников качения.

Исходные данные: № позиции – 3,  $d_{\text{вала}}=17\text{мм}$ ,  $F_{\text{rc}}=3.2\text{кН}$ ,  $P_{\text{го}}=1.2\text{кН}$ .

По справочнику «Подшипники качения» Перель Л.Я. выбираем подшипник роликовый радиально-упорный однорядный конический средней серии №7303А ГОСТ 27365-87 с основными размерами:

$d=17\text{мм}$ ,  $D=47\text{мм}$ ,  $B=14\text{мм}$ ,  $r=1,5\text{мм}$ .

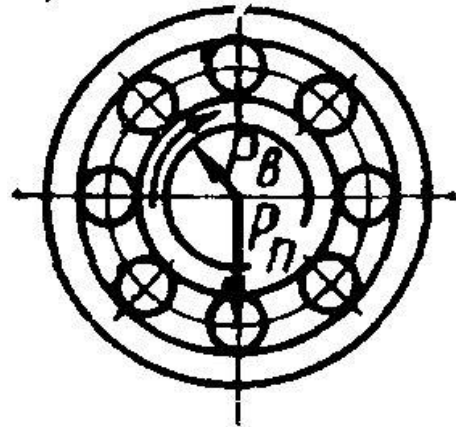
Так как к подшипнику не предъявляются особые требования, назначаем класс точности 0. По ГОСТ 520-89 (табл. 4.84, 4.85 [2]) находим предельные отклонения размеров присоединительных поверхностей колец:

внутреннее кольцо  $d_m=17_{-0,008}^0\text{мм}$ ;

наружное кольцо  $D_m=47_{-0,011}^0\text{мм}$ ;

ширина кольца  $B=14_{-0,200}^0\text{мм}$ .

Схема нагружения подшипника:



Так как  $F_{\text{rc}} > P_{\text{го}}$  и вращающееся кольцо – внутреннее, то внутреннее кольцо имеет циркуляционное нагружение, а наружное – колебательное.

Определим интенсивность нагрузки:

$$P_R = \frac{R}{b} k_n F F_A \text{ (форм. 4.25 т.2 стр. 283 [2])}$$

$k_n = 1$  - динамический коэффициент посадки;

$F$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале  $F=1$ );

$F_A$  – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки (для радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом  $F_A=1$ )

$b=B-2r=14-2\cdot 1,5=11\text{мм}$  – рабочая ширина посадочного места;

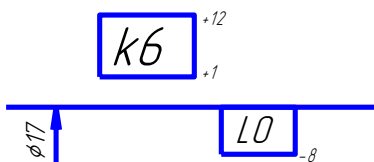
$$R = F_{\text{rc}} + P_{\text{го}} = 3,2 + 1,2 = 4,4\text{кН}.$$

$$P_R = \frac{4400}{11 \cdot 10^{-3}} = 400 \text{ кН/м}$$

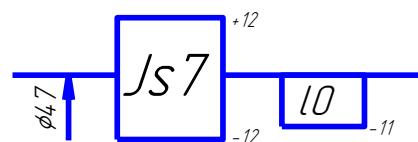
По табл. 2.1 (стр. 9) заданным условиям для вала соответствует поле допуска k6, для установки подшипников в корпусе – Js7 (по табл. прил.4 стр.38 [1]).

Схемы полей допусков:

внутреннего кольца  $\varnothing 17L0/k6 \left( \begin{smallmatrix} -0,008 \\ +0,012 \\ +0,001 \end{smallmatrix} \right)$



наружного кольца  $\varnothing 47Js7/10 \left( \begin{smallmatrix} +0,012 \\ -0,012 \\ -0,011 \end{smallmatrix} \right)$

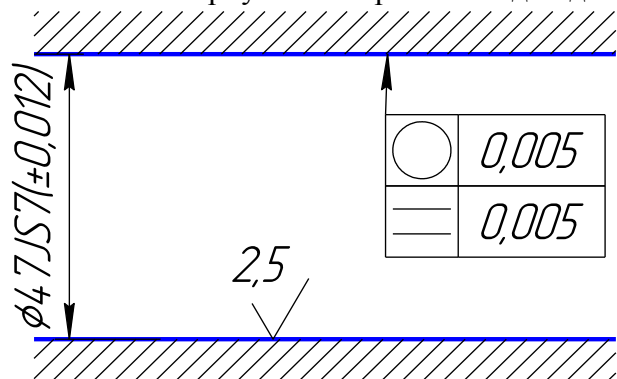


Требования к посадочным поверхностям по ГОСТ 3325-85 шероховатость вала  $R_a=1,25$  мкм, корпуса  $R_a=1,25$  мкм, опорных торцов заплечиков валов и корпусов  $R_a=2,5$  мкм. [2(2), табл. 4.95, с.296]

Допуски формы посадочных поверхностей: допуск круглости, допуск продольного сечения и допуск цилиндричности вала 5,0 мкм, допуск круглости, допуск продольного сечения и допуск цилиндричности отверстий корпусов 8,0 мкм (табл. 2.18 стр.393 т.1 [2]).

Допуски расположения посадочных поверхностей и заплечиков валов и корпусов: допуск торцового биения: заплечиков валов 10 мкм, заплечиков корпусов 16 мкм (табл. 2.28 стр.414 т.1 [2]).

Эскиз части корпуса с отверстием под подшипник:



Устанавливаем допустимую погрешность измерений (стр. 184 т.1 [2]) и выбираем средства измерений, используя рекомендации РД 50-98-86.

Для  $\varnothing 17$  мм допускаемая погрешность – 3 мкм.

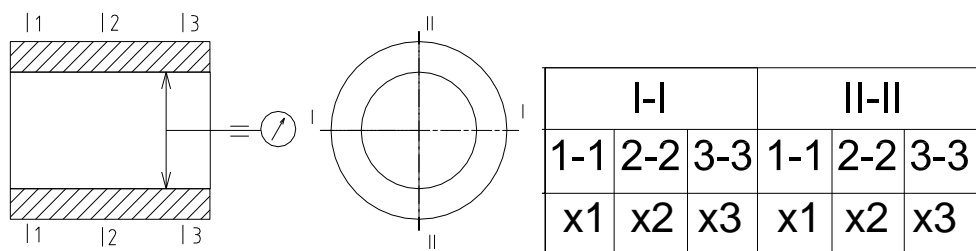
1. Микрометры рычажные (МР и МРИ) с ценой деления 0,002 мм и 0,01 мм при настройке на нуль по концевым мерам длины и использовании отсчета на  $\pm 10$  делениях шкалы, класс применяемых концевых мер – 2, температурный режим – 5°C. Предельная погрешность измерений – 2 мкм.

Для  $\varnothing 47$  мм допускаемая погрешность – 7 мкм.

1. Нутромеры индикаторные (НИ) с ценой деления 0,01 мм. Условия измерений: используемое перемещение измерительного стержня 0,1 мм. Средства установки: концевые меры длины первого класса или установочные кольца (до 160 мм), шероховатость поверхности  $R_a=1,25$  мкм, температурный режим – 3°C. Предельная погрешность измерений – 6,5 мкм.

Подшипники контролируются по  $d_m$  – среднему,  $d$  - номинальному диаметрам.

а) Метод контроля отклонения от круглости осуществляется по 3 сечениям.

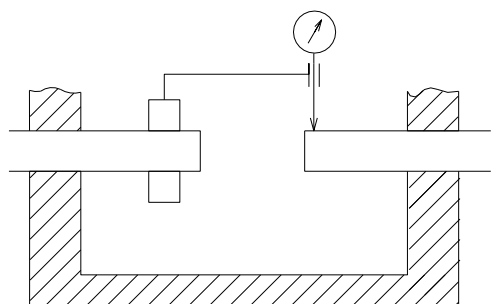


По профилю продольного сечения:  $(D_{\max} - D_{\min})/2$

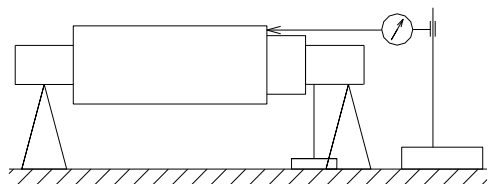
$D_{\text{пр.п.с.}} = (x_1 - x_3) \max/2$ ;

$D_{\text{отв.}} = (x_i - x_j)^2 \max/2$

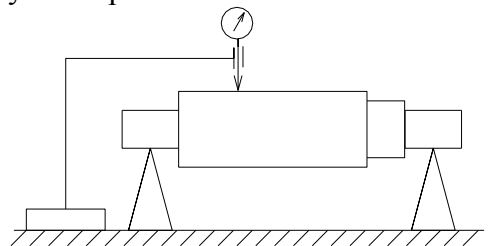
б) Схема контроля соосности отверстий.



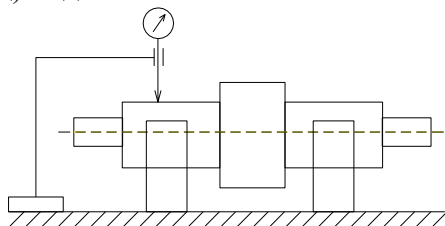
в) Торцевое биение относительно осуществляется при базировании на две узкие призмы.



г) Контроль радиального биения относительно общей оси осуществляется при базировании на две узкие призмы.



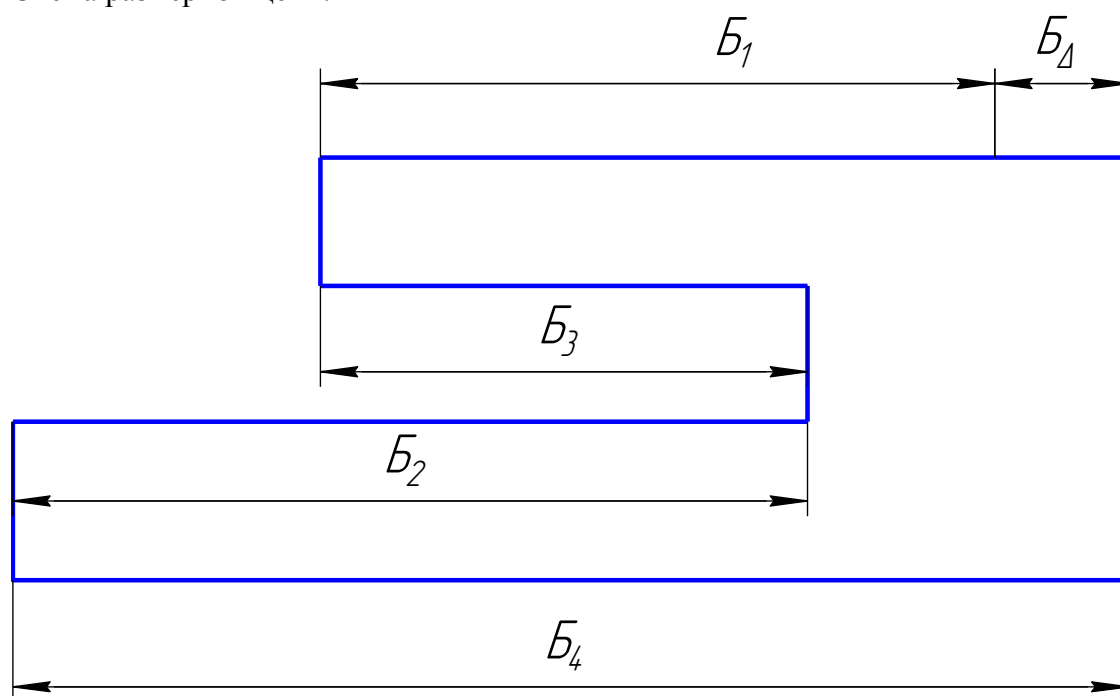
д) Радиальное биение относительно общей оси на примере своего вала.



#### 4. Расчет допусков размеров входящих в размерную цепь.

Исходные данные: замыкающее звено -  $B_{\Delta} = 2^{+1,2}_{-0,6}$  мм, метод решения – вероятностный,  $\beta=1\%$ .

Схема размерной цепи:



Масштаб чертежа определяется по заданному диаметру в п.3 подшипника  $d=17$  мм.  
 $\mu=d/d_{изм}=17/8,5=2$

Номинальные размеры составляющих звеньев:

$\vec{B}$ - увеличивающие звенья,  $\overleftarrow{B}$ - уменьшающие звенья.

$\vec{B}_1 = 2 \cdot 7 = 14$  мм, размер корпуса;

$\vec{B}_2 = \vec{B}_{2см} = 13$  мм, размер подшипника;

$\vec{B}_3 = 2 \cdot 5 = 10$  мм, размер стакана;

$\vec{B}_4 = 2 \cdot 8,5 = 17$  мм, размер вала.

Проверка правильности определения номинальных размеров.

$$B_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{B}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{B}_j = (10 + 17) - (14 + 13) = 0 \text{ мм},$$

где  $n$  - число увеличивающих звеньев,  $p$  - число уменьшающих звеньев.

Корректируем размер звена 4:

$\vec{B}_4 = 19$  мм,

$$B_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{B}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{B}_j = (10 + 19) - (14 + 13) = 2 \text{ мм}.$$

Средний допуск

$$T_{Bm} = (T_{B\Delta} - \sum_{j=1}^l T_{Bj}^{CT}) / (t_{\Delta} \cdot \lambda_{m-l} \cdot \sqrt{m-l}), \text{ где } t_{\Delta} - \text{коэффициент риска (по табл. 2.2 [1]) при заданном}$$

$\beta=1\%$ ,  $t_{\Delta}=2,57$ ),  $\lambda_{m-l}$  - коэффициент относительного рассеяния действительных отклонений нестандартных составляющих звеньев, распределение которых для всех звеньев принимать по нормальному закону, т.е.  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \dots = \lambda_{m-l} = 1/3$ .

$$T_{Bm} = (1800 - 200) / (2,57 \cdot \frac{1}{3} \cdot \sqrt{3}) = 1078 \text{ мкм}$$

Среднее число единиц допуска



$i_j$  – единица допуска  $j$ -го звена, определяемая из табл. 2.3 [1]:  
 $i_1=1,08\text{мм}$ ,  $i_3=0,9\text{мм}$ ,  $i_4=1,08\text{мм}$ .

$$a_m = (T_{B\Delta} - \sum_{j=1}^l T_{Bj}^{CT}) / (t_{\Delta} \cdot \lambda_{m-l} \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m-l} i_j^2}) =$$

$$= (1800 - 200) / (2,57 \cdot \frac{1}{3} \cdot \sqrt{0,9^2 + 2 \cdot 1,08^2}) = 1054_{\text{мм}}$$

Назначаем 16 квалитет на все размеры.

$$T(\vec{B}_1) = 1100_{\text{мм}}, T(\vec{B}_2) = 200_{\text{мм}}, T(\vec{B}_3) = 900_{\text{мм}}, T(\vec{B}_4) = 1100_{\text{мм}}.$$

Выполним проверку

$$t_{\Delta} \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^m T_{Bj}^2 \cdot \lambda_j^2} \leq T_{B\Delta}, \quad 2,57 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \cdot (2 \cdot 1100^2 + 200^2 + 900^2)} \leq 1800,$$

$$1549 \leq 1800 \text{ мм}.$$

Определим середины полей допусков

За расчетное возьмем 4 звено.

$$E_c B_{\Delta} = (E_s B_{\Delta} + E_i B_{\Delta}) / 2 = (1200 - 600) / 2 = 300$$

$$E_c B_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_c \vec{B}_j - \sum_{i=1}^p E_c \vec{B}_j = (E_c B_4 + 0) - (-550 - 100) = 300$$

$$E_c B_4 = -350_{\text{мм}},$$

$$E_s B_j^p = E_c B_j^p + T_{B_j^p} / 2 = -350 + 1100 / 2 = 200$$

$$E_i B_j^p = E_c B_j^p - T_{B_j^p} / 2 = -350 - 1100 / 2 = -900_{\text{мм}}$$

Ответ:

$$B_1 = 14_{-1,1} \text{ мм},$$

$$B_2 = 13_{-0,200} \text{ мм},$$

$$B_3 = 10 \pm 0,45 \text{ мм},$$

$$B_4 = 17_{-0,9}^{+0,2} \text{ мм}.$$

## 5. Взаимозаменяемость и контроль резьбовых соединений.

Исходные данные: № позиции – 2,  $d_{\text{ном}}=10\text{мм}$ ,  $d_{2\text{изм}}=9,324\text{мм}$ ,  $\Delta P=8\text{мкм}$ ,  $\Delta\alpha/2=11'$ .

Метрическая резьба применяется, главным образом, в качестве крепежной для резьбовых соединений. Данное резьбовое соединение обеспечивает неподвижность зубчатого колеса в осевом направлении. По ГОСТ 8724-81 (табл.4.22 т.2 [2]) выбираем резьбу с крупным шагом  $P=1,5\text{мм}$ . Угол профиля метрической резьбы  $\alpha=60^\circ$ . (табл. 4.20 т.2 [2]).

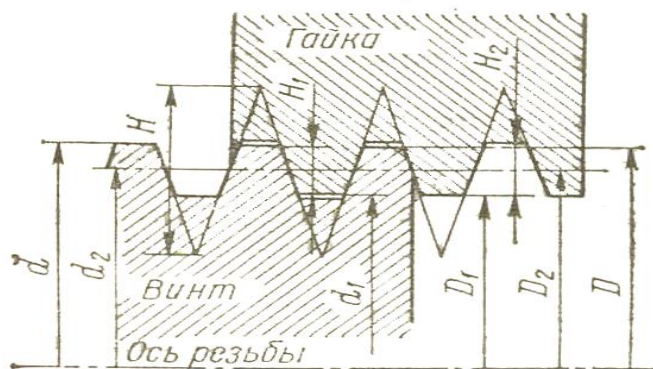
В зависимости от шага резьбы по табл. 4.24 т.2 [2] выбираем:  
средний диаметр  $d_2(D_2)=d-1+0,026=10-1+0,026=9,026\text{мм}$ ;

внутренний диаметр  $d_1(D_1)=d-2+0,376=10-2+0,376=8,376\text{мм}$ .

Устанавливаем характер резьбового соединения – посадка с зазором. Класс точности – средний, длина свинчивания – N (нормальная).

По табл. 2.5 [1] выбираем поля допусков для наружной и внутренней резьбы, соблюдая принцип предпочтительности, и назначаем посадку 6H/6g.

Номинальный профиль резьбы:

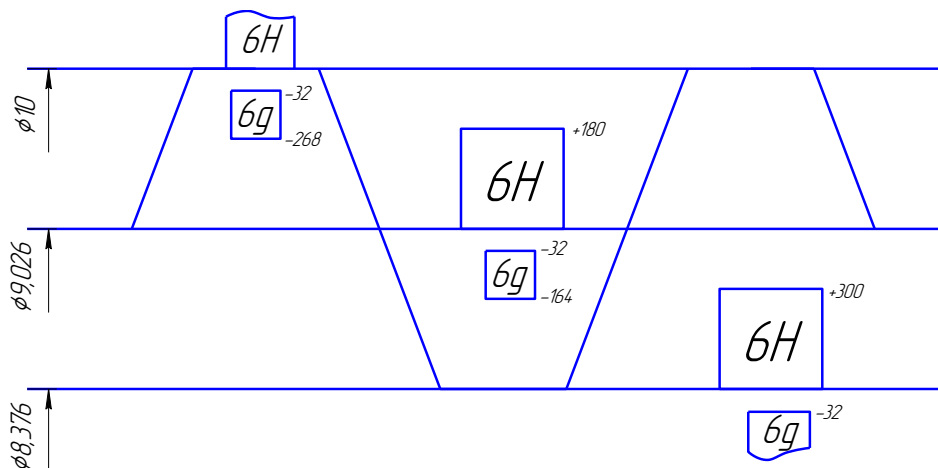


По ГОСТ 16093-81 (табл. 4.29 т.2 [2]) определяем предельные отклонения всех параметров:

6g:  $es_d=es_{d1}=es_{d2}=-32\text{мкм}$ ;  $ei_d=-268\text{мкм}$ ,  $ei_{d2}=-164\text{мкм}$ ;

6H:  $ES_{D1}=+300\text{мкм}$ ,  $ES_{D2}=+180\text{мкм}$ .

Схема полей допусков:



По табл. 1.60 т.1 [2] определяем допускаемую погрешность измерения  $\Delta p = 3 \text{ мм}$ .

Метод контроля резьбы - комплексный, для резьбовых деталей, допуск среднего диаметра которых является суммарным. В этом случае контролируют одновременно все параметры резьбы путем сравнения действительного профиля с предельными. Это достигается с помощью предельных калибров, а для резьб деталей малых размеров - с помощью проекторов. Наружный диаметр  $d$  болтов и внутренний  $D_1$  гаек можно контролировать обычными гладкими калибрами. При степени годности 6 и грубее на предприятиях эту проверку обычно исключают, т.к. годность размера под нарезку обеспечивает автоматически годность резьбы по диаметрам  $d$  или  $D_1$ . Контроль резьб по остальным элементам осуществляется проходным ПР и непроходным НЕ резьбовыми калибрами. Проходные калибры проверяют собираемость деталей, поэтому должны ограничивать размер приведенного среднего диаметра резьбы и минимальную глубину впадин. Длина резьбы рабочей части калибра ПР должна быть не менее 0,8 длины свинчивания. Непроходные калибры проверяют только годность действительного среднего диаметра, поэтому для уменьшения влияния ошибок половины угла профиля имеют укороченную высоту профиля, чтобы соприкосновение боковых сторон витков калибра с витками резьбы детали происходило на узкой полосе около среднего диаметра, а для уменьшения влияния ошибок шага имеют укороченную длину (три витка). Правила пользования калибрами допускают свинчивание непроходного резьбового калибра с годной резьбой до двух оборотов, поэтому для них также предусмотрен износ.

Дифференцированный метод контроля применяется в том случае, когда допуски даны отдельно на каждый параметр резьбы, при этом отдельно проверяются собственно средний диаметр, шаг и половина угла профиля. Заключение о годности дается также по каждому параметру отдельно. Отдельные параметры проверяются у шпилек и могут проверяться у других деталей при исследовании причин брака и наладке технологического процесса. Если допуск на средний диаметр является суммарным допуском, то можно применить дифференцированный метод контроля. Годность резьбового изделия в этом случае определяется по приведенному среднему диаметру резьбы, подсчитываемому по результатам измерения собственно среднего диаметра, отклонений шага на длине свинчивания и отклонений половины угла профиля.

По заданным значениям  $d_{2\text{изм}} = 9,324 \text{ мм}$ ,  $\Delta p = 8 \text{ мм}$ ,  $\Delta \alpha/2 = 11'$  вычислим приведенный средний диаметр наружной резьбы и дадим заключение о ее годности в соответствии с условиями  $d_{2\text{д}} \geq d_{2\text{min}}$ ;

$$d_{2\text{пр}} \leq d_{2\text{max}};$$

$$d_{2\text{пр}} = d_{2\text{д}} + f_p + f_a;$$

$$d_{2\text{д}} = d_{2\text{изм}} = 9,324 \text{ мм};$$

$$f_p = |\Delta p| \operatorname{ctg}(\alpha/2) = 8 \operatorname{ctg} 30^\circ = 14 \text{ мм};$$

$$f_a = 0,36p |\Delta(\alpha/2)| = 0,36 * 1,5 * 11 = 6 \text{ мм};$$

$$d_{2\text{пр}} = 9,324 + 0,014 + 0,006 = 9,344 \text{ мм};$$

$$d_{2\text{max}} = 8,994 \text{ мм};$$

$$d_{2\text{min}} = 8,862 \text{ мм}.$$

$9,324 \geq 8,862$ ;  $9,344 \leq 8,994$ . Неравенство  $d_{2\text{пр}} \leq d_{2\text{max}}$  не выполняется, из чего делаем вывод о негодности резьбы.

## 6. Взаимозаменяемость и контроль шпоночных соединений

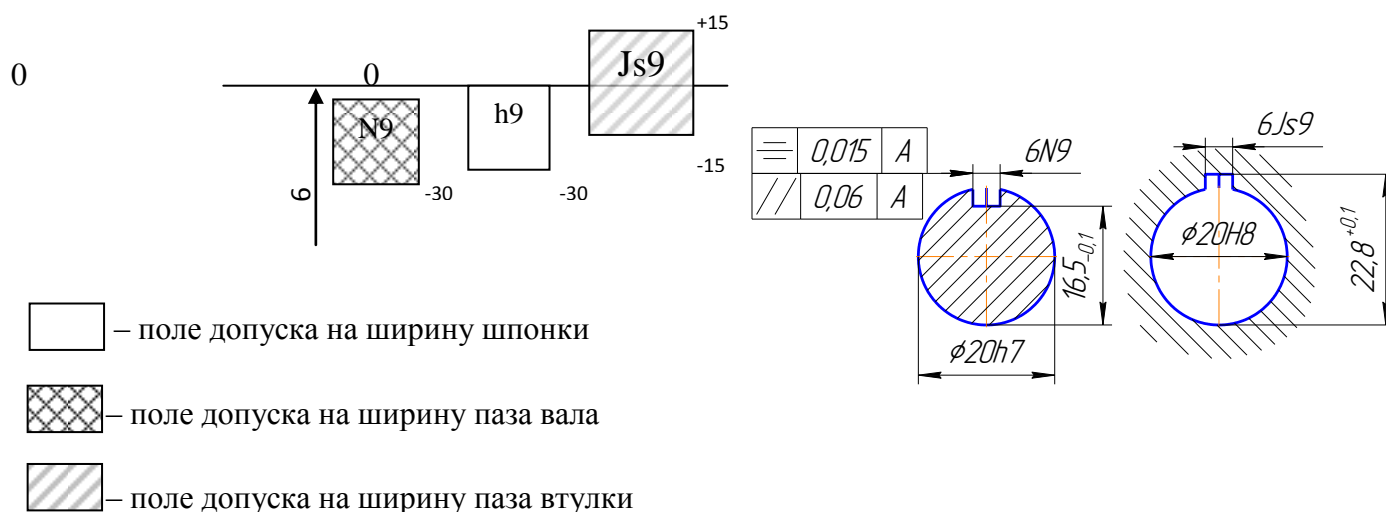
Исходные данные: № позиции - 7,  $d_{\text{вала}}=20\text{мм}$ .

Соединение дает возможность для передачи крутящего момента с червячного колеса на вал. Особых требований к соединению нет, значит, вид соединения – нормальный. Номинальные размеры шпонки по ГОСТ 23360-78 [2(2), табл.4.64, с.235]:

шпонка призматическая  $b \times h=6 \times 6$ , фаска  $S_{\max}=0,40$ ;  $S_{\min}=0,25$ ; интервал длины  $l=14 \dots 70$ , номинальные размеры паза: глубина паза на валу  $t_1=3,5\text{мм}$ , во втулке  $t_2=2,8$ ; радиус закругления или фаска  $S_1 \times 45^\circ_{\max}=0,25\text{мм}$ ;  $S_1 \times 45^\circ_{\min}=0,16\text{мм}$

По рекомендациям [2(2) табл. 4.65 с.237] назначаем посадки на валу N9/h9 и шпонки во втулке Js9/h9. Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения [2(2), табл.4.66, с.238]: высота шпонки 6h9, длина паза 20H15, глубина паза на валу  $3,5^{+0,1}_{-0}$  мм, во втулке  $2,8^{+0,1}_{-0}$  мм.

Схема полей допусков по ширине шпоночного соединения:



Допуск параллельности плоскости симметрии паза относительно оси шпоночного паза  $2 \cdot T_{\text{ш}}=2 \cdot 30=60\text{мм}$ , допуск симметричности шпоночного паза  $0,5 \cdot T_{\text{ш}}=0,5 \cdot 30=15\text{мм}$ .

Согласно РД 50-98-86 выбираем средства измерений.

Глубиномеры микрометрические при измерении с настройкой по установочным мерам. Температурный режим  $5^\circ\text{C}$ . Предельная погрешность измерений 6мм.

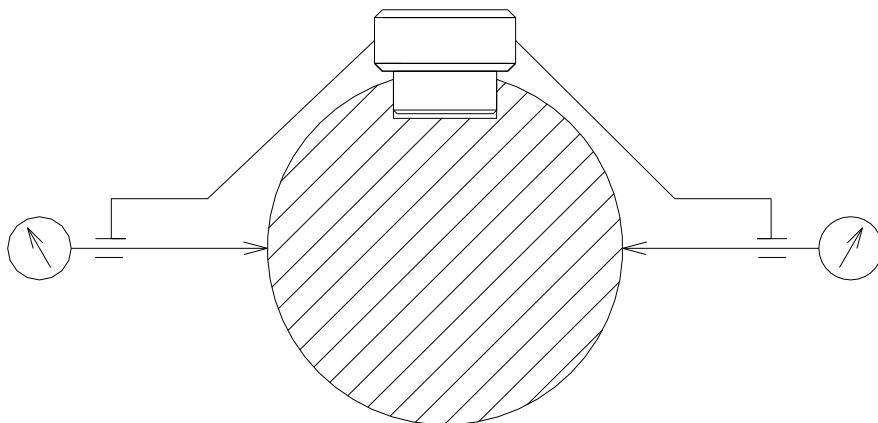
Глубиномеры индикаторные (ГИ) при измерении с настройкой по блокам концевых мер длины. Используемое перемещение измерительного стержня 0,01мм. Класс применяемых концевых мер – 4. Предельная погрешность измерений 6мм.

Нутромеры индикаторные (НИ) с ценой деления отсчетного устройства 0,01мм. Используемое перемещение измерительного стержня 0,1мм. Средства установки – концевые меры длины 3 класса с боковиками или микрометры. Шероховатость поверхности отверстий  $R_a=1,25\text{мм}$ . Температурный режим  $5^\circ\text{C}$ . Предельная погрешность измерений 10мм.

Микроскопы инструментальные. Температурный режим  $5^\circ\text{C}$ . Предельная погрешность измерений 10мм.

Контроль шпоночных соединений осуществляется специальными предельными калибрами. Ширина пазов вала и втулки проверяются пластинами, имеющими проходную и непроходную сторону; размер  $d+t_2$  (отверстие) – пробками со ступенчатой шпонкой; глубина паза вала (размер  $t_1$ ) – кольцевыми калибрами, имеющими стержень с проходной и непроходной ступенью. Симметричность пазов относительно осевой плоскости проверяют комплексными калибрами; у отверстий – пробкой со шпонкой, а у вала – накладной призмой с контрольным стержнем.

Схема контроля симметричности паза и наружной поверхности:



После сборки контроль шпоночного соединения производят путем установления биения охватывающей детали, покачиванием охватывающей детали на валу и перемещением охватывающей детали вдоль вала.

## 7. Взаимозаменяемость и контроль шлицевых соединений.

Исходные данные: № позиции – 5-6, расчетный диаметр  $d=16\text{мм}$ , термообработка.

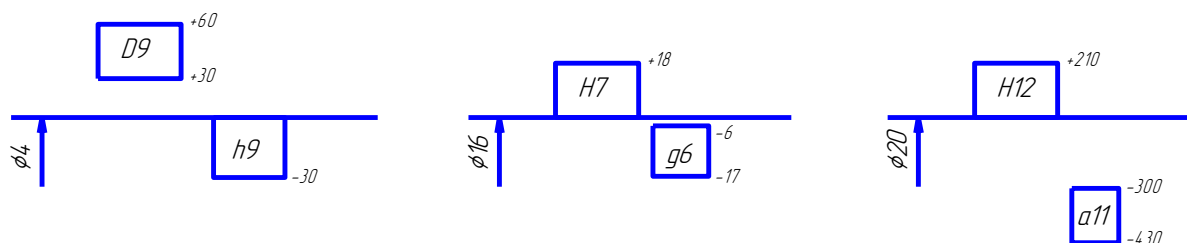
Соединение подвижное, позволяет блоку забчатых колес перемещаться по валу. Для удобства и простоты изготовления, а также ввиду широкого распространения назначаем шлицы с прямоблочным профилем. Размеры прямоблочного шлицевого соединения средней серии определим по табл. 4.71 т.2 [2]:

$Z \times d \times D$ :  $6 \times 16 \times 20$ ,  $b=4,0\text{мм}$ ,  $d_1=14,5\text{мм}$ ,  $c=0,3\text{мм}$  (пред.откл.  $+0,2\text{мм}$ ),  $r=0,2\text{мм}$ .

По рекомендациям на стр.251 т.2 [2] выбираем центрирование по  $d$  (так как вал подвергается термообработке). По ГОСТ 1139-80 (стр.253 т.2 [2]) по всем элементам соединения назначаем посадки, соблюдая принцип предпочтительности:

$$b=4D9/h9 \left( \begin{smallmatrix} +0,060 \\ +0,030 \\ -0,030 \end{smallmatrix} \right); d=16H7/g6 \left( \begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,006 \\ -0,017 \end{smallmatrix} \right); D=20H12/a11 \left( \begin{smallmatrix} +0,210 \\ -0,300 \\ -0,430 \end{smallmatrix} \right).$$

Схемы полей допусков по сопрягаемым поверхностям соединения:



Условное обозначение шлицевого соединения:  $d - 6 \times 16 \frac{H7}{g6} \times 20 \frac{H12}{a11} \times 4 \frac{D9}{h9}$ .

Параметры шероховатости поверхности шлицов по табл. 2.68 т.1 [2] ( $R_a$ ) не более:

Для впадины отверстия  $0.8 - 1.6$ ; вала  $0.4 - 0.8$ ;

Нецентрирующая поверхность:

отверстие –  $3.2$ ;

вал –  $1.6-3.2$ .

Установим допускаемые погрешности измерений для контроля элементов шлицевых деталей:

$$\Delta p \leq 0,3 T_{\min}.$$

$$T_{\min} = 11 \text{ мкм}.$$

$$\Delta p \leq 0,3 * 11 = 3,3 \text{ мкм}.$$

Контроль шлицевых соединений осуществляется комплексными проходными калибрами (пробками и кольцами), а также поэлементно путем использования непроходных калибров или универсальных измерительных приборов. При использовании комплексных калибров отверстие считается годным, если комплексный калибр - пробка проходит, а диаметры и ширина паза не выходит за установленный верхний предел; вал считается годным, если комплексный калибр - кольцо проходит, а диаметры и толщина зуба не выходит за нижний предел. Поэлементный контроль осуществляют комплектами гладких калибров. Для шлицевых валов в комплект включают три скобы. У каждой детали шлиц контролируют по всей длине, наружный диаметр - в нескольких поперечных сечениях по длине, внутренний - в нескольких продольных сечениях, надвигают скобу с торцов по впадинам.

## 8. Взаимозаменяемость и контроль зубчатых передач

Исходные данные: №позиции –8, модуль  $m=1,25\text{мм}$ , число заходов червяка  $z_1=1$ , число зубьев колеса  $z_2=68$ , материал корпуса АЛ9, червяка 40Х, окружная скорость  $V_{\text{окр}}=3,2\text{м/с}$ ; температура корпуса  $\min=-10^\circ\text{C}$ ,  $\max=+80^\circ\text{C}$ . Коэффициент диаметра червяка  $q=20$ .

Определение основных параметров передачи:

- Делительный диаметр червяка  $d_1=q \cdot m=20 \cdot 1,25=25\text{мм}$ ;
- Делительный диаметр червячного колеса  $d_2=z_2 \cdot m=68 \cdot 1,25=85\text{мм}$ ;
- Межосевое расстояние  $a_w = \frac{(q+z_2)}{2} \cdot m = \frac{20+68}{2} \cdot 1,25 = 55\text{мм}$ ;
- Диаметр вершин червяка  $d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 25 + 2 \cdot 1 \cdot 1,25 = 27,5\text{мм}$ ;
- Диаметр вершин червячного колеса  $d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m = 85 + 2 \cdot 1 \cdot 1,25 = 87,5\text{мм}$ ;
- Ширина венца червячного колеса  $b_2=0,3 \cdot d_{a2}=0,3 \cdot 87,5=26,65\text{мм}$ . Принимаем  $b_2=30\text{мм}$ .
- Радиус выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса  $R=0,5d_1-h_a^* m=0,5 \cdot 25-1,25=11,25\text{мм}$

По рекомендациям [2] и ориентируясь на заданную окружную скорость выбираем степень точности 8.

По таблицам ГОСТ 1758-81 (или по табл.5.50-5.58 т.2 [2]) выбираем контрольные показатели для всех норм точности:

- Нормы кинематической точности:  
Допуски на биение зубчатого венца  $F_r=45\text{мкм}$   
накопленная погрешность червячного колеса  $F_p$  и накопленная погрешность шагов  $F_{pk}$ :  
 $F_p=F_{pk}=63\text{мкм}$   
Погрешность профиля зубьев колеса  $f_{f2}=14\text{мкм}$   
Допуск на кинематическую погрешность червячного колеса  $F_i=F_p+f_{f2}=77\text{мкм}$
- Нормы плавности работы:  
Погрешность винтовой поверхности витка червяка  $f_{hs}=12\text{мкм}$   
Погрешность винтовой линии в пределах оборота червяка  $f_h=28\text{мкм}$   
Отклонение осевого шага червяка  $f_{px}=\pm 19\text{мкм}$   
Погрешность профиля витка  $f_{f1}=28\text{мкм}$
- Нормы контакта зубьев в передаче:  
Предельное отклонение межосевого расстояния  $\pm f_a = 71\text{мкм}$   
Предельные отклонения межосевого угла передачи  $f_{\Sigma}=16\text{мкм}$   
Предельное смещение средней плоскости колеса в передаче  $f_x=53\text{мкм}$

Расчет минимального бокового зазора по условию:

$$j_{\min} \geq j_{n1} + j_{n2}$$

где:

$j_{n1}$  – часть бокового зазора необходимая для температурной компенсации;

$j_{n2}$  – часть бокового зазора необходимая для размещения слоя смазки (для червячной передачи  $j_{n2}=0$ );

$$j_{n1} = \sin \alpha \cdot \cos \lambda [(\alpha_k d_2 + \alpha_q d_1) \cdot (t_1 - 20) - 2\alpha \cdot \alpha_2 (t_2 - 20)],$$

где:

$t$  – предельные температуры, для которых рассчитывается зазор соответственно червячного колеса и корпуса

$\alpha_2 = 20 \cdot 10^{-6} \text{ C}^{-1}$  - коэффициент линейного расширения корпуса (АЛ9)

$\alpha_q = 11,2 \cdot 10^{-6} \text{ C}^{-1}$  - коэффициент линейного расширения червяка (40 Х)

$\alpha_k = 11,2 \cdot 10^{-6} \text{ C}^{-1}$  - коэффициент линейного расширения ступицы червячного колеса

$$\operatorname{tg} \lambda = z_1/q = 0.05 \quad \lambda = 2,86^\circ$$

$$T_{\text{корп}} \text{ от } -10^\circ \text{C до } +80^\circ \text{C}$$

$$T_{\text{колеса}} \text{ от } 0^\circ \text{ до } +90^\circ \text{C}$$

$$j_{n1} = 0,342 * 0,999 [(11,2 * 10^{-6} * 85 + 11,2 * 10^{-6} * 25)(-10-20) - 2 * 55 * 20 * 10^{-6} * (0-20)] = -2,4 \text{ мкм}$$

$$j_{n2} = 0,342 * 0,999 [(11,2 * 10^{-6} * 85 + 11,2 * 10^{-6} * 25)(80-20) - 2 * 55 * 20 * 10^{-6} * (90-20)] = 27 \text{ мкм}$$

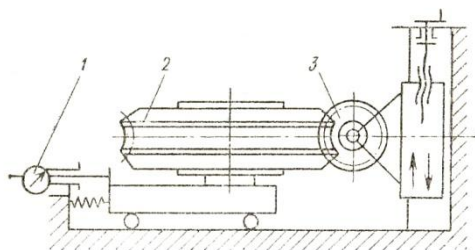
За искомое  $j_n$  выбираем большую величину  $j_n = 27 \text{ мкм}$

Минимальный боковой зазор  $j_{\text{min}} \geq 27 \text{ мкм}$

Контроль качества червячной передачи.

Кинематическая  $F'_{\text{ir}}$  и циклическая  $f_{\text{зкг}}$  погрешности червячного колеса определяются при однопрофильной обкатке контролируемого червячного колеса с измерительным червяком. Накопленная погрешность шага по червячному колесу  $F_{\text{гр}}$  и радиальное биение червячного колеса  $F_{\text{гр}}$  могут быть определены так же, как у цилиндрических зубчатых колес, с помощью универсальных зубоизмерительных приборов. Измерение этих показателей производится в среднем сечении колеса.

В двухпрофильном зацеплении контролируемого червячного колеса с измерительным червяком контролируются колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса  $F''_{\text{ir}}$  и на одном зубе  $f''_{\text{ir}}$ . Схема измерения  $F''_{\text{ir}}$  и  $f''_{\text{ir}}$  на межцентромерах представлена на рисунке. Приспособление позволяет совместить ось образцового червяка со средней плоскостью проверяемого червячного колеса. Плавно вращая червяк 3 и тем самым приводя в движение червячное колесо 2, с помощью отсчетного приспособления 1 или самописца определяют колебание измерительного межосевого расстояния за полный оборот колеса  $F''_{\text{ir}}$  и за оборот колеса на один зуб  $f''_{\text{ir}}$ .



Погрешности винтовой линии червяка в пределах оборота  $f_{\text{гр}}$  и на всей длине нарезанной части червяка  $f_{\text{hkr}}$  измеряют с помощью приборов, принцип действия которых основан на сравнении контролируемой винтовой линии с образцовой, получаемой от измерительного червяка с ходом витка  $P_x$ , равным контролируемому червяку, либо с теоретической винтовой линией, создаваемой кинематической схемой измерительного прибора.

Отклонение шага червяков с небольшим углом подъема может быть произведено и на универсальном измерительном микроскопе с помощью измерительных ножей, а при больших углах подъема — с помощью контактного приспособления НЗО-2. Измерение шага червяка рекомендуется производить по обеим сторонам профиля. За действительное отклонение шага  $f_{\text{гр}}$  берут наибольшее среднее отклонение по обеим сторонам профиля, полученное при измерении отдельных шагов по всей длине червяка, или наибольшую погрешность при повороте червяка на один номинальный угловой шаг (при однозаходном червяке - на один оборот).

Угол профиля архимедовых и конволютных червяков в нормальном сечении  $\alpha_n$  можно проверить на универсальном измерительном микроскопе с помощью измерительных ножей



Радиальное биение червяка  $f_{\text{г}}$  определяют как наибольшую в пределах деления оборота разность расстояний от его рабочей оси до постоянной хорды впадины в нормальном ее сечении. Проверку этого показателя точности можно осуществить на универсальном измерительном микроскопе с помощью специального индикаторного приспособления, которое крепится к основанию микроскопа. Контролируемый червяк устанавливают в центрах микроскопа; сферический наконечник индикаторного приспособления вводят во впадину червяка. При вращении контролируемого червяка в центрах наконечник, перемещаясь по винтовой впадине червяка, фиксирует радиальное биение. За величину  $f_{\text{г}}$  принимают наибольшую разность показаний стрелки индикаторного устройства. Для многозаходных червяков радиальное биение определяют для каждого витка отдельно.

Толщину витков червяка определяют прямым методом с помощью измерительных микроскопов или зубомера, а также косвенным методом с помощью калиброванных проволочек или роликов.

Методика измерения толщины витка червяка зубомером смещения такая же, как для цилиндрических косозубых колес.

Измерение кинематической  $F'_{\text{ior}}$  и циклической  $f_{\text{zkor}}$  погрешностей, а также циклической погрешности зубцовой частоты в передаче  $f_{\text{zzor}}$  осуществляют непосредственно в корпусе передачи измерительными средствами, с помощью которых производят измерение аналогичных показателей у цилиндрических зубчатых колес.

Боковой зазор червячной передачи можно определить по углу свободного поворота червяка при заторможенном червячном колесе. Для проверки бокового зазора применяют и свинцовые проволочки, которые укладывают между контактирующими зубьями и после поворота передачи измеряют по толщине микрометром.

Погрешность обката червячного колеса  $F_{\text{сг}}$  определяют как составляющую кинематической погрешности червячного колеса при вращении его на технологической оси, под которой понимают ось, вокруг которой колесо вращается в процессе окончательной его обработки. При этом необходимо исключить циклические погрешности, частота которых равна числу зубьев червячного колеса, деленному на число заходов червяка, и кратных ей более высоким частот. Этот показатель, характеризующий кинематическую точность червячной делительной передачи зуборезного станка, на котором нарезается червячное колесо, может быть выявлен контролем кинематической погрешности станка.

#### Список используемой литературы:

1. Бастраков В.М, Грязин С.В. Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость: методические указания к выполнению курсовой работы.
2. Допуски и посадки. Справочник в 2-х ч./ М.А. Палей, А.Б. Романов, В.Аю Брагинский. – 7-е изд. перераб. И доп. – Л.:Политехника,1991. Ч.1.-576 с., Ч.2.-608 с., ил.
3. Перель Л. Я., Филатов А. А. Подшипники качения: расчёт, проектирование и обслуживание опор. Справочник. 2-е изд. – М.: Машиностроение,1992. – 608 с., ил.
4. ГОСТ 2015-84 (СТ СЭВ 4135-83). Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования.
5. ГОСТ 18355-73 – ГОСТ 18369-73. Калибры-скобы гладкие для диаметров от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры.
6. ГОСТ 14807-69 – ГОСТ 14827-69. Калибры-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры.
7. РД 50-98-86. Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм.
8. Бастраков В.М. Выбор допусков и основные принципы контроля деталей в машиностроении: Учебное пособие. - Йошкар-Ола: МарГТУ, 1987. – 136 с., ил.