

## 1 Выбор посадок подшипникового узла

### 1.1. Выбор посадки местно-нагруженного кольца подшипника

Местно-нагруженным кольцом подшипника является наружное кольцо подшипника, сопрягаемое с неподвижным отверстием корпусом. Поэтому назначаем посадку с зазором или незначительным натягом, которую формируем, исходя из поля допуска наружного кольца подшипника – 10.

Основное отклонение поля допуска отверстия выбираем, исходя из заданной нагрузки (перегрузки) 180%, номинального размера подшипника  $D = 72$  мм, конструкции корпуса - Разъёмный Js.

Квалитет поля допуска отверстия корпуса назначаем от класса точности сопрягаемого подшипника - квалитет 7.

Посадка наружного кольца в корпус –  $\text{Ø } 72 \text{ Js}7/10$ .

$TD = 30 \text{ мкм}$ .

$EI = -TD/2 = -30/2 = -15 \text{ мкм}$ .

$ES = TD/2 = 30/2 = 15 \text{ мкм}$ .

$N_{\max} = es - EI = 0 - (-15) = 15 \text{ мкм}$ .

$S_{\max} = ES - ei = 15 - (-13) = 28 \text{ мкм}$ .

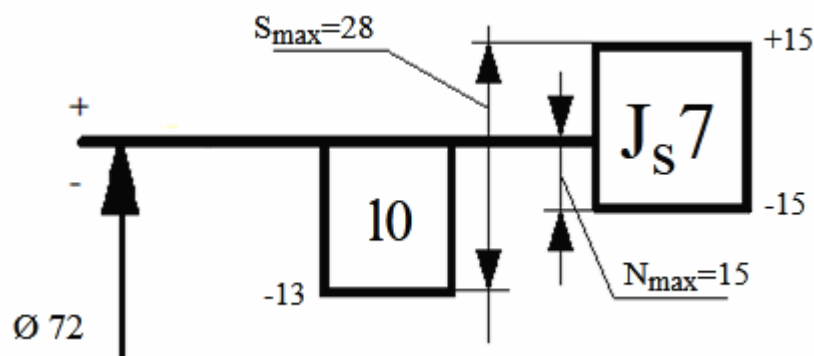


Рис. 1.1 – Поля допусков и показатели точности посадки для сопряжения наружного кольца подшипник с отверстием корпуса

### 1.2 Выбор посадки циркуляционно-нагруженного кольца подшипника

Циркуляционно-нагруженным кольцом подшипника является внутреннее кольцо подшипника, сопрягаемое с вращающим валом  $d=25$  мм. Это сопряжение должно иметь посадку с натягом или незначительным зазором, которую формируем исходя из поля допуска внутреннего кольца подшипника — L0.

Для выбора основного отклонения поля допуска вала необходимо рассчитать интенсивность радиальной нагрузки на посадочной поверхности кольца  $P_F$

$$P_F = \frac{F_R}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3,$$

где  $F_R = 9000$  Н - радиальная нагрузка (по заданию);

$b$  - рабочая ширина посадочного места подшипника,  $b = B - r \cdot 2$ ;

$B$  - ширина подшипника,  $B = 19$  мм;

$r, r_1$  - радиус закругления поверхности поверхности кольца подшипника,  $r = 2$

мм

$$b = 19 - 2 \cdot 2 = 15 \text{ мм}$$

$k_1 = 1.8$  - динамический коэффициент посадки, зависящий от интенсивности и условий нагружения — перегрузка 180%;

$k_2 = 1$  - коэффициент, учитывающий степень ослабления натяга наличием полости внутри вала — вал Сплошной;

$k_3 = 1$  - коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки  $R$  между рядами шариков, подшипник однорядный;

$$P_F = \frac{9000}{15} \cdot 1.8 \cdot 1 \cdot 1 = 1080 \text{ Н/мм}$$

Исходя из радиальной нагрузки, выбираем основное отклонение вала -  $k$ . Квалитет поля допуска вала назначаем в зависимости от класса точности сопрягаемого подшипника для 0 класса - квалитет 6

Посадка внутреннего кольца на вал –  $\text{Ø}25$  L0/k6.

$T_d = 13$  мкм.

$e_i = +2$  мкм.

$e_s = e_i + T_d = +2 + 13 = +15$  мкм.

$N_{\max} = e_s - EI = 15 - (-10) = 25$  мкм.

$N_{\min} = e_i - ES = +2 - 0 = 2$  мкм.

$T_N = N_{\max} - N_{\min} = 25 - 2 = 23$  мкм

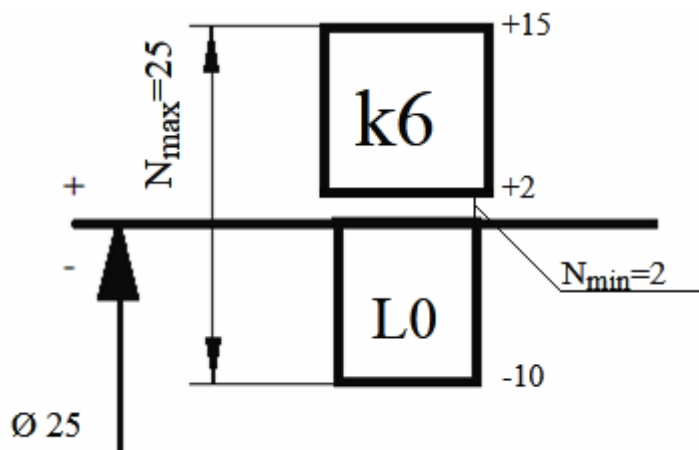


Рис.1.2 – Поля допусков и показатели точности посадки для сопряжения внутреннего кольца подшипника и вала

### 1.3 Выбор посадки для соединения крышки и корпуса

Между посадочной поверхностью крышки и отверстием корпуса должен быть относительно большой зазор, допускающий смещение крышки при ее установке, чтобы компенсировать неточности расположения отверстий под винты крепления. Поэтому в данном сопряжении необходимо обеспечить минимальный зазор не менее 100 мкм ( $S_{min}'=100\text{мкм}$ ).

При назначении посадки следует исходить из поля допуска отверстия корпуса – Js7.

Стандартное основное отклонение  $e_s$  должно удовлетворять условию:

$$|e_s| \geq |EI - S_{min}'| = |-15 - 100| = 115\text{мкм}$$

Квалитет поля допуска крышки назначаем на две единицы больше, поскольку крышка деталь неответственная.

Подбираем основное отклонение  $e_s = -150$ , что соответствует посадке -с, квалитет 9.

Посадка крышки в корпус –  $\varnothing 72$  Js7/c9.

$T_d = 74\text{мкм}$ .

$e_s = -150\text{мкм}$ .

$e_i = e_s - T_d = -150 - 74 = -224\text{мкм}$ .

$S_{max} = ES - e_i = 15 - (-224) = 239\text{мкм}$ .

$S_{min} = EI - e_s = -15 - (-150) = 135\text{мкм}$ .

$S_{min} > S_{min}'$   $135 > 100$

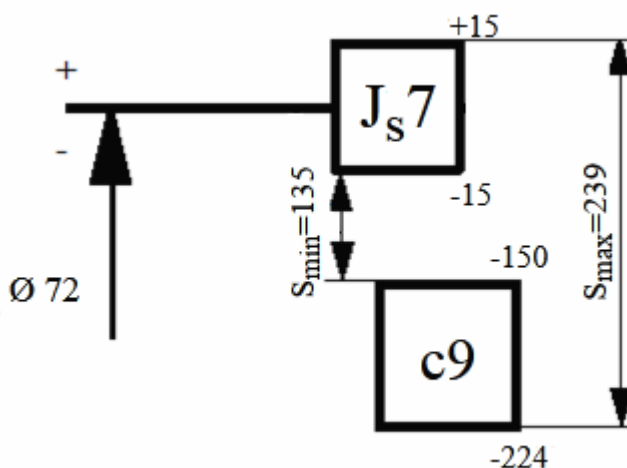


Рис. 1.3 – Выбор посадки для сопряжения крышки и отверстия корпуса

#### 1.4 Выбор посадки для соединения распорной втулки и вал

Распорная втулка должна сажаться на вал легко, т.е. с относительно большим гарантированным зазором. Поэтому рассмотрим посадку, обеспечивающую минимальный зазор не менее 50 мкм

$$S_{\min}^I = 50 \text{ мкм.}$$

Допуск вала –  $\varnothing 21 \text{ f7}$ .

Стандартное основное отклонение отверстия:

$$EI > |es + S_{\min}| = |-20 + 50| = 30$$

Квалитет поля допуска распорной втулки принимаем на две единицы больше, т.е. - квалитет 9.

По приложению Б [1] находим ближайшее отклонение  $EI = +35 \text{ мкм}$ , что соответствует посадке – S.

Посадка втулки на вал –  $\varnothing 21 \text{ S9/f7}$ .

$$TD = 52 \text{ мкм.}$$

$$EI = +35 \text{ мкм.}$$

$$ES = EI + TD = 35 + 52 = +87 \text{ мкм.}$$

$$S_{\max} = ES - ei = 87 - (-41) = 128 \text{ мкм.}$$

$$S_{\min} = EI - es = 35 - (-20) = 55 \text{ мкм.}$$

$$TS = 128 - 55 = 73 \text{ мкм.}$$

$$S_{\min} > S_{\min}^I, 55 > 50$$

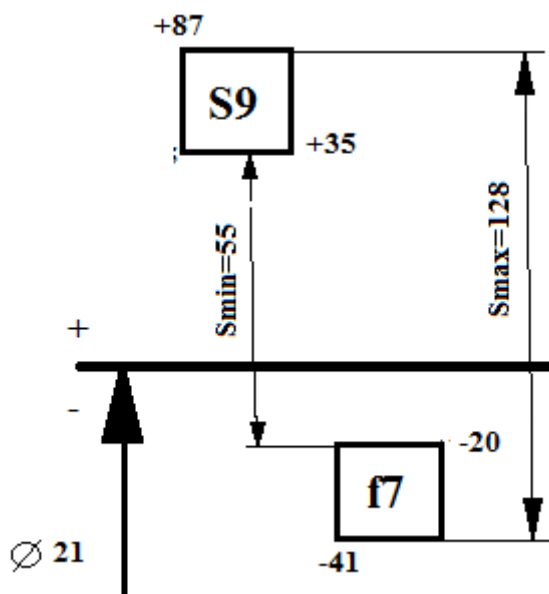


Рис. 1.4 – Выбор посадки для сопряжения вала и распорной втулки

2 Выбор переходной посадки для соединения зубчатого колеса с валом и расчет вероятностей получения в ней зазора и натяга  $d_3=25\text{мм}$

Данное сопряжение требует периодической разборки и хорошего центрирования, поэтому выбираем переходную посадку в системе отверстия из числа предпочтительных.

Условия работы узла считаем нормальной, т.к. перегрузка 180% и радиальная нагрузка 9000Н, поэтому выбираем посадку H7/k6

$\text{Ø}25 \text{ H7/k6}$ .

$TD = 21\text{мкм}$ ;  $Td = 13\text{мкм}$ .

$EI = 0$

$ES = EI + TD = 0 + 21 = +21\text{мкм}$ .

$ei = 2\text{мкм}$ .

$es = ei + Td = 2 + 13 = 15\text{мкм}$ .

$S_{\text{max}} = ES - ei = 21 - 2 = 19\text{мкм}$ .

$N_{\text{max}} = es - EI = 15 - 0 = 15\text{мкм}$ .

$TSN = 19 + 15 = 34\text{мкм}$ .

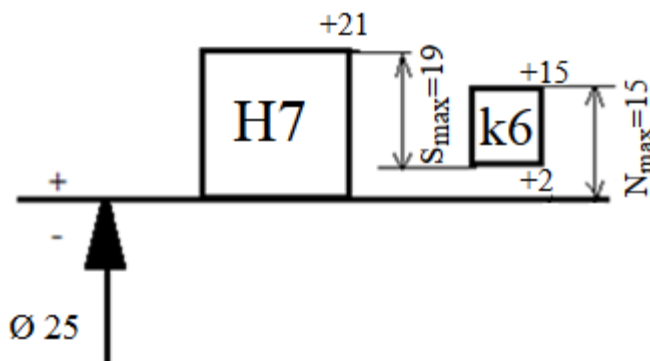


Рис. 2.1 – Посадка с натягом

Степень легкости сборки и разборки соединений с переходными посадками определяется вероятностью получения в них зазоров и натягов.

Для выполнения этих расчетов исходят из средних размеров сопрягаемых деталей, которые являются центрами группирования возможных размеров, а предельные значения размеров определяют границу рассеивания:

$$TD = 2 \cdot 3 \cdot \sigma_2; Td = 2 \cdot 3 \cdot \sigma_1;$$

де  $\sigma_2$ ,  $\sigma_1$  - среднеквадратичные отклонения размеров вала и отверстия.

Распределение вероятности возникновения зазоров-натягов подчиняется закону нормального распределения Гаусса, который представлен на рисунке 2.2, а допуск посадки, практически, равен значению рассеивания ( $6\sigma$ ).

Значение разницы между средними значениями размеров

$$X = |TSN/2 - N_{\max}| = 34/2 - 15 = 2$$

$\Phi_0(z)$  - интегральная функция распределения вероятности;

$z$  - Параметр функции,  $z = x / \sigma_n$

$\sigma_n$  - среднеквадратичное отклонение размеров в посадке;

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\left(\frac{TD}{6}\right)^2 + \left(\frac{Td}{6}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{21}{6}\right)^2 + \left(\frac{13}{6}\right)^2} = 4.12$$

$$z = \frac{X}{\sigma_n} = \frac{2}{4.12} = 0.49$$

$\Phi_0(z) = 0,1879$  - таблица 8 [1].

Вероятность появления натяга:

$$PN = 50 - \Phi_0(z) = 50 - 0.1879 * 100 = 31.21\%$$

Вероятность появления зазора:

$$PS = 100 - PN = 100 - 31.21 = 68.79\%$$

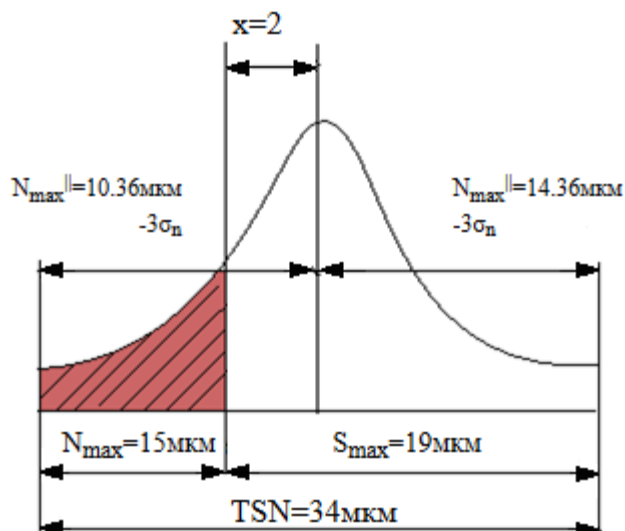


Рис. 2.2 — Кривая распределения частоты возникновения зазоров и натягов в переходной посадке

$$\text{Предельный натяг } N_{\max||} = \sigma_n * 3 - x = 4.12 * 3 - 2 = 10.36 \text{ мкм}$$

$$\text{Предельный зазор } S_{\max||} = \sigma_n * 3 + x = 4.12 * 3 + 2 = 14.36 \text{ мкм}$$

3 Выбор посадок шпоночного соединения  $d_3 = 25$  мм.

Выбираем шпоночное соединение с призматической шпонкой на  $d_3=25$ мм, размеры которого определяем по ГОСТ 23360-78:

$$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 18 \text{ мм}; t_1 = 4 \text{ мм}; t_2 = 3.3 \text{ мм}$$

Сопрягаемым размером шпоночного соединения является ширина шпонки  $b = 8$  мм. Посадку по данному размеру выбираем из стандарта с учетом условий нагружения. Так как в соединении нормальное условие работы (нагрузка 9000Н и перегрузка 180%) выбираем нормальное соединение:

- на ширину шпонки  $8h9(-0.036)$
- на ширину паза вала  $8N9(-0.036)$
- на ширину паза втулки  $8Js9(+0,018)$
- на высоту шпонки  $7h9(-0.036)$
- на длину шпонки  $18h14(-0.43)$
- на длину паза вала  $18H15(+0,70)$
- на глубину паза вала  $4H12(+0.12)$
- на глубину паза втулки  $3.3H12(+0.12)$

$$TD = TD' = Td = 36\text{мкм}$$

$$EI = ei = -36\text{мкм}$$

$$ES = es = 0\text{мкм}$$

$$EI' = -TD/2 = -30/2 = -18\text{мкм}$$

$$ES' = +TD/2 = +30/2 = +18\text{мкм}$$

$$S_{\max} = ES' - ei = 15 - (-30) = 54\text{мкм}$$

$$N_{\max} = es - EI' = 0 - (-15) = 18\text{мкм}$$

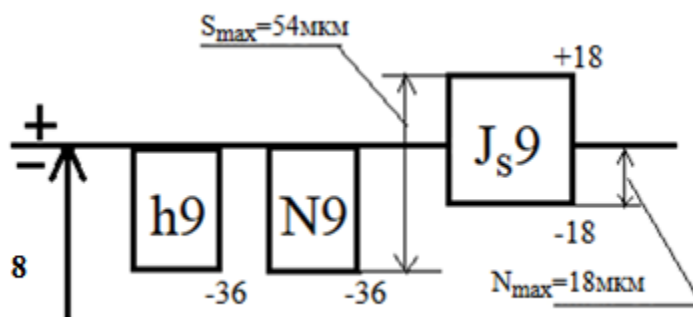


Рис. 3.1 – Поля допусков посадок назначаемых для сопряжений по ширине шпонки

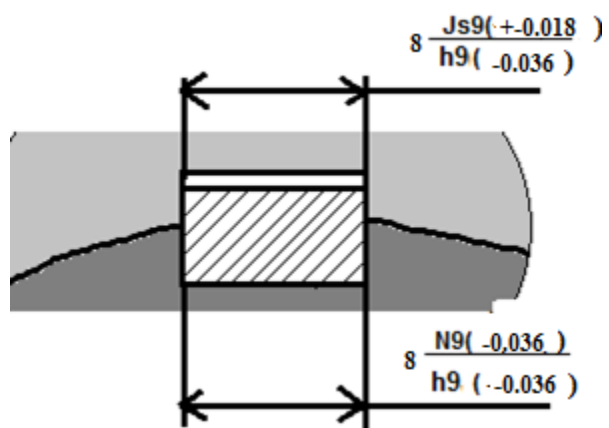


Рис. 3.2 - Эскиз шпоночного соединения



#### 4 Выбор посадки с натягом для соединения стакана с корпусом d=80мм

Посадку с натягом будем выбирать исходя из наименьшего расчетного натяга, который обеспечит неподвижность соединения.

$$N_{min} = \frac{F_R}{\pi * l * f} * \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)$$

Где, FR=9000 Н, расетная радиальная нагрузка

l= 0,0228, длина соединения,м

f=0,08 , коэф трения при сборке сопряжения под пресс

E<sub>1</sub>= 1,1\*10<sup>11</sup>– модуль упругости чугунного корпуса, Па;

E<sub>2</sub>= 2,06\*10<sup>11</sup> - модуль упругости стального стакана, Па;

C<sub>1</sub>,C<sub>2</sub>- коэф Ляме для корпуса и стакана, определяемые по формуле:

$$C_1 = \frac{1 + \left( \frac{D^*}{d_2^*} \right)^2}{1 - \left( \frac{D^*}{d_2^*} \right)^2} + \mu_1 = \frac{1 + \left( \frac{80}{240} \right)^2}{1 - \left( \frac{80}{240} \right)^2} + 0,25 = 1,5$$

$$C_2 = \frac{1 + \left( \frac{d_1^*}{D^*} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1^*}{D^*} \right)^2} - \mu_2 = \frac{1 + \left( \frac{72}{80} \right)^2}{1 - \left( \frac{72}{80} \right)^2} - 0,3 = 9,22$$

Где, D\*=d<sub>2</sub>= 80 -наружный диаметр стакана

d\*<sub>1</sub>=d<sub>1</sub>= 72 - диаметр внутреннего отверстия стакана

d\*<sub>2</sub>=3D\*= 240 -диаметр корпуса

μ<sub>1</sub> , μ<sub>2</sub>- коэф Пуансона для мат корпуса и стакана

μ<sub>1</sub>=0,25 чугун

μ<sub>2</sub>=0,3 сталь

$$N_{min} = \frac{9000}{3,14 * 0,08 * 0,0228} * \left( \frac{1,5}{1,1 * 10^{11}} + \frac{9,2}{2,06 * 10^{11}} \right) = 9,1 * 10^{-5}$$

Так как при запрессовке происходит смятие высот неровностей, то действительный натяг с учетом шероховатости

$$N_{min}^1 = N_{min} + 2(k_1 \cdot R_{z1} + k_2 \cdot R_{z2})$$

где k<sub>1</sub> = 0,1...0,2; k<sub>2</sub> = 0,6...0,8 - коэффициенты смятия неровностей;

R<sub>z1</sub>= 6,3 мкм - для отверстия; R<sub>z2</sub> = 3,2 мкм – вала

$$N_{min}^1 = 9,1 + 2 * (0,15 * 6,3 + 0,7 * 3,2) = 97,37 \text{ мкм}$$

Предварительное значение нижнего предельного отклонения вала(стакана)

$$ei^1 = ES + N_{min}^1 = 30 + 97,37 = 127,37 \text{ мкм}$$

По приложению А ближайшее значение  $e_i = +146$  мкм, что соответствует посадке – х.

$$TD = Td = 30 \text{ мкм.}$$

$$EI = 0; ES = EI + TD = 0 + 30 = +30 \text{ мкм.}$$

$$e_i = +146 \text{ мкм.}$$

$$es = e_i + Td = 146 + 30 = +176 \text{ мкм.}$$

$$N_{\max} = es - EI = 176 - 0 = 176 \text{ мкм.}$$

$$N_{\min} = e_i - ES = 146 - 30 = 116 \text{ мкм.}$$

$$TN = 176 - 116 = 60 \text{ мкм.}$$

$$N_{\min} > N_{\min}^1 \quad 116 > 97.37$$

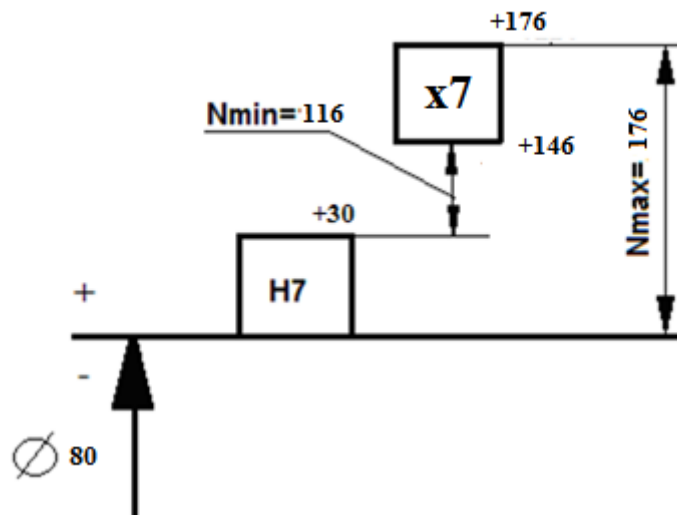


Рис. 4.1- Посадка с натягом

## 5 Выбор посадок шлицевого соединения

Размеры шлицевого соединения выбираем по ГОСТ 1139-80, исходя из заданного расчетного наружного диаметра шлицевого вала  $d=21\text{мм}$  и учетом условий нагружения:

$$Z \times d \times D \times b = 6 \times 21 \times 25 \times 5.$$

Так как у нас нормальные условия нагружения принимаем центрирование по внутреннему диаметру  $d$ .

Назначаем посадку для центрирующего размера  $\text{Ø}21\text{H}7/\text{f}7$ , таблица 13 [1].

Посадки для нецентрирующих размеров выбираем из предпочтительных:

- на наружный диаметр  $D \text{Ø}25\text{H}12/\text{a}11$
- на ширину шлицев  $b \text{Ø}7\text{F}10/\text{f}9$

Условное обозначение шлицевого соединения

$$d - 6 \times 21 \text{H}7/\text{f}7 \times 25 \text{H}12/\text{a}11 \times 5 \text{F}10/\text{f}9$$

Условное обозначение шлицевого вала

$$d - 6 \times 21 \text{f}7 \times 25 \text{a}12 \times 5 \text{f}10$$

Условное обозначение шлицевой втулки

$$d - 6 \times 21 \text{H}7 \times 25 \text{H}12 \times 5 \text{F}10$$

$$\text{Ø} 21 \text{H}7/\text{f}7$$

$$TD = Td = 21 \text{мкм}$$

$$EI = 0; ES = EI + TD = +21 \text{мкм}$$

$$es = -20 \text{мкм}; ei = es - Td = -20 - 21 = -41 \text{мкм}$$

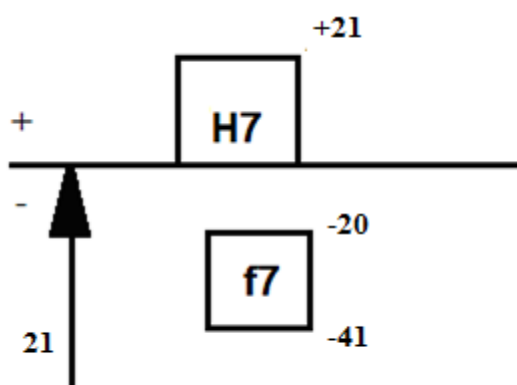


Рис. 5.1 - Схема полей допусков шлицевого соединения

$$\text{Ø} 25 \text{H}12/\text{a}11$$

$$TD = 210 \text{мкм}; Td = 130 \text{мкм}$$

$$EI = 0;$$

$$ES = EI + TD = 0 + 210 = +210 \text{мкм}$$

$$es = -300 \text{ мкм};$$

$$ei = es - Td = -300 - 130 = -430 \text{ мкм}$$

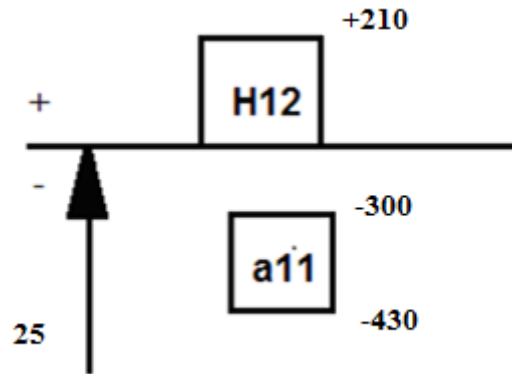


Рис. 5.2 - Схема полей допусков шлицевого соединения

$\varnothing 5$  F10/f9

$$TD = 48 \text{ мкм}; Td = 30 \text{ мкм}$$

$$EI = +10 \text{ мкм}; ES = EI + TD = 10 + 48 = +58 \text{ мкм}$$

$$es = -10 \text{ мкм}; ei = es - Td = -10 - 30 = -40 \text{ мкм}$$



Рис. 5.3 - Схема полей допусков шлицевого соединения

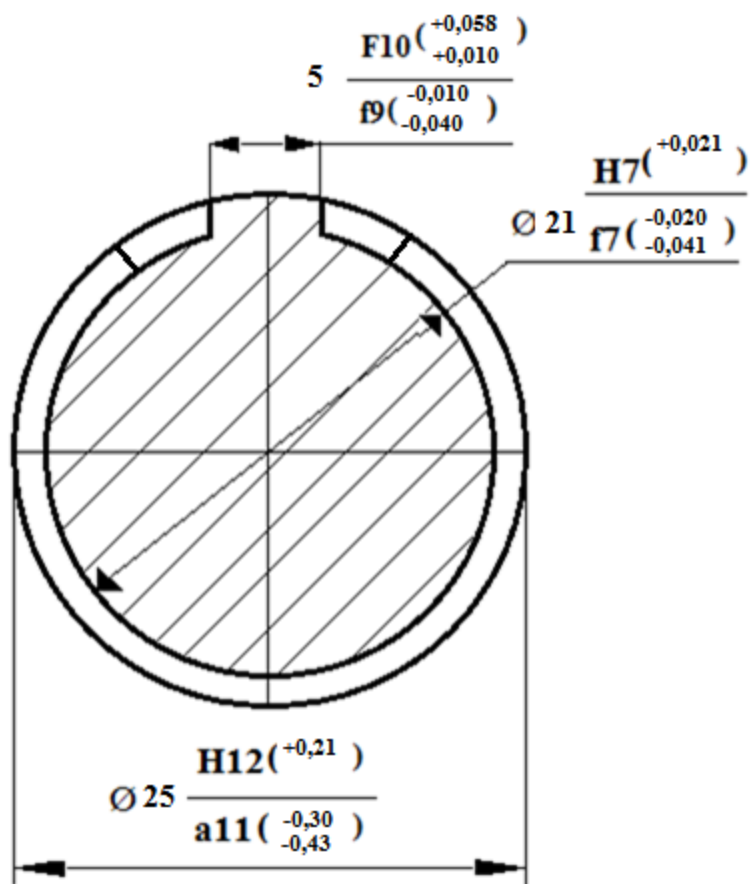


Рис. 5.4 – Схема шлицевого соединения

6. Расчет калибров для цилиндрических деталей, сопрягаемых по переходной посадке

Ø25 H7/k6

Расчет исполнительных размеров калибра-пробки для контроля поверхности переходной посадки-отверстия Ø25H7(+0.021)

Наибольший размер непроходного калибра:

$$HE_{\max} = D_{\max} + H/2$$

Наименьший размер непроходного калибра:

$$HE_{\min} = D_{\max} - H/2$$

Наибольший размер проходного калибра:

$$PE_{\max} = D_{\min} + Z + H/2$$

Наименьший размер проходного калибра:

$$PE_{\min} = D_{\min} + Z - H/2$$

Наименьший размер изношенного проходного калибра, при котором его необходимо изъять из эксплуатации:

$$PE_{\text{изн}} = D_{\min} - Y,$$

Где  $D_{\max}$  - наибольший предельный размер отверстия,

$$D_{\max} = D + ES = 25 + 0.021 = 34,021 \text{ мм}$$

$D_{\min}$  - наименьший предельный размер отверстия

$$D_{\min} = D + EI = 25 + 0 = 25,0 \text{ мм}$$

$H$ -допуск на изготовления калибров для отверстия,  $H = 4$  мкм [1], таблица 9;

$Z$ - отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия,  $Z = 3,5$  мкм

$Y$ - допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия,  $Y = 3$  мкм

$$HE_{\max} = 25,021 + 0,004/2 = 25,023 \text{ мм}$$

$$HE_{\min} = 25,021 - 0,004/2 = 25,019 \text{ мм}$$

$$PE_{\max} = 25 + 0,0035 + 0,004/2 = 25,0055 \text{ мм}$$

$$PE_{\min} = 25 + 0,0035 - 0,004/2 = 25,0015 \text{ мм}$$

Схема расположения допусков рабочих калибров представления на рис 6.1.

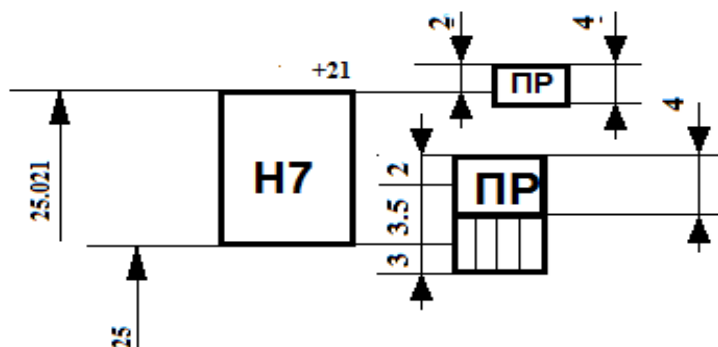


Рисунок 6.1 – Схема расположения полей допусков рабочих калибров для отверстия Ø25H7(+0.021)

Исполнительные размеры калибра-пробки

И-НЕ-25,023  $-0,003$

И-ПР-25,0055  $-0,003$

Расчет исполнительных размеров калибра-скобы размера  
Ø25k6( $+0,015$   
 $+0,002$ )

Наибольший размер непроходимого калибра:

$$HE_{max} = d_{min} + H1/2$$

Наименьший размер непроходного калибра:

$$HE_{min} = d_{min} - H1/2$$

Наибольший размер проходного калибра:

$$PR_{max} = d_{max} - Z1 + H1/2$$

Наименьший размер проходного калибра:

$$PR_{min} = d_{max} - Z1 - H1/2$$

Наибольший размер изношенного проходного калибра, при котором его необходимо изъять из эксплуатации :

$$PR_{изн} = d_{max} + Y1,$$

Где  $d_{max}$  - наибольший предельный размер вала,

$$d_{max} = d + es = 25 + 0.015 = 25,015 \text{ мм}$$

$d_{min}$  - наименьший предельный размер вала

$$d_{min} = d + ei = 25 + 0.002 = 25,002 \text{ мм}$$

H1 - допуск на изготовление калибра для вала, H1 = 4 мкм

Z1- отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия, Z1=3,5 мкм

Y1- допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия, Y1=3 мкм

$$HE_{\max}=25,002 +0,004/2=25,004 \text{ мм}$$

$$HE_{\min}=25,002 -0,004/2= 25,0 \text{ мм}$$

$$PE_{\max}=25,016 -0,0035+0,004/2=25,0163\text{мм}$$

$$PE_{\min}=25,016 -0,0035-0,004/2=25,0123 \text{ мм}$$

$$PE_{\text{изн}}=25,016 +0,003=25,019\text{мм}$$

Исполнительные размеры скобы

$$\text{И-ПР-}25,0123^{+0,003}$$

$$\text{И-НЕ-}25,0^{+0,003}$$

Расчет исполнительных размеров контрольных калибров-скоб:

Наибольший размер непроходного контроля калибра:

$$K-HE_{\max}=d_{\min}+H_p/2$$

Наименьший размер непроходного контроля калибра:

$$K-HE_{\min}=d_{\min}-H_p/2$$

Наибольший размер контрольного проходного калибра:

$$K-PE_{\max}=d_{\max}-Z1+H_p/2$$

Наименьший размер контрольного проходного калибра:

$$K-PE_{\min}=d_{\max}-Z1-H_p/2$$

Наибольший размер контрольного калибра для износа проходной скобы:

$$K-IE_{\max}=d_{\max}+Y1+H_p/2$$

Наименьший размер контрольного калибра для износа проходной скобы:

$$K-IE_{\min}=d_{\max}+Y1-H_p/2$$

Где  $H_p$ - допуск на изготовление контрольных калибров,  $H_p=1,5$  мкм



$$K-HE_{\max} = 25,002 + 0,0015/2 = 25,00275 \text{ мм}$$

$$K-HE_{\min} = 25,002 - 0,0015/2 = 25,00125 \text{ мм}$$

$$K-ПР_{\max} = 25,015 - 0,0035 + 0,0015/2 = 25,01522 \text{ мм}$$

$$K-ПР_{\min} = 25,015 - 0,0035 - 0,0015/2 = 25,01372 \text{ мм}$$

$$K-И_{\max} = 25,015 + 0,003 + 0,0015/2 = 25,02172 \text{ мм}$$

$$K-И_{\min} = 25,015 + 0,003 - 0,0015/2 = 25,02022 \text{ мм}$$

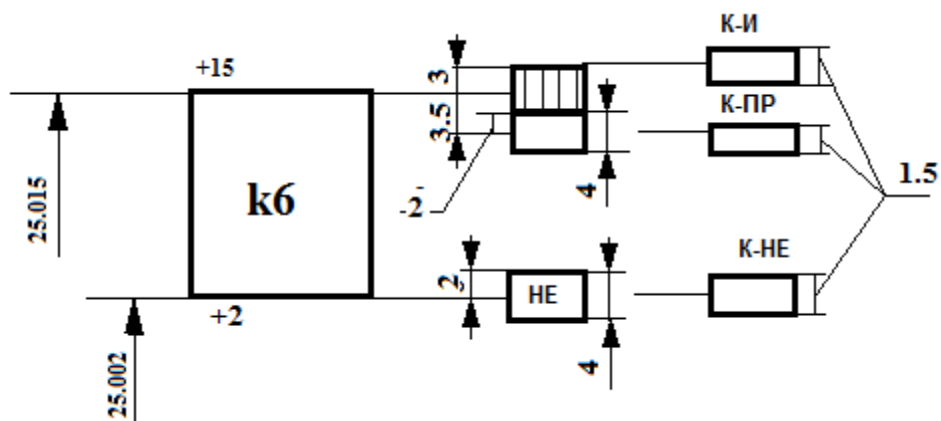


Рисунок 6.2 – Схема расположения полей допусков калибров для вала  $\varnothing 25k6 \begin{matrix} +0,015 \\ +0,002 \end{matrix}$

**Список использованных источников**

- 1 Вершинина, Н.И. Выбор посадок сборочных соединений. Учебное пособие. Ярославль: Из-во ЯГТУ, 2006 - 78 с
- 2 ГОСТ 23360-78. Допуски и посадки соединений с призматическими шпонками.
- 3 ГОСТ 1139-80. Допуски и посадки шлицевых соединений.