

Метрология, стандартизация и сертификация

*Практические занятия
(Контрольная работа)*

Самара,
2017

Исходные данные

1. Рабочий чертеж редуктора с указанным масштабом, окружным моментом и (или) осевой силой.

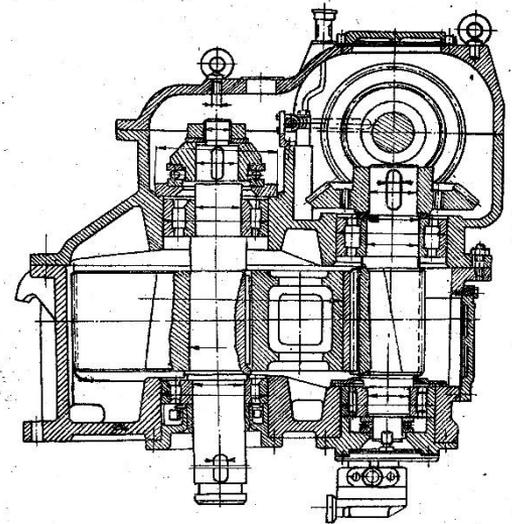
На рабочем чертеже отмечены посадки которые необходимо рассчитать:

- 1.1. расчёт наружного и внутреннего кольца подшипника;
- 1.2. расчёт шпоночного соединения;
- 1.3. расчёт переходной посадки зубчатого колеса с валом;
- 1.4. расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступице
- 1.5. расчёт резьбового соединения;
- 1.6. расчёт исполнительных размеров калибра.

Все размеры снимаются линейкой с чертежа с учётом указанного в задании масштаба.

Отчёт по выполненным расчётам является – *контрольной работой* выполняемой в машинописном виде.

Без выполненных *контрольной и лабораторной работ* зачёт не принимается.



Студент		Редуктор			
Группа		двухступенчатый			
Вариант	1				
Дата выдачи		$M_{кр} =$	кгм	P – расчет по-	M
Срок сдачи		$P_{ос} =$	кг	K – расчет	
Преподават.				калибра	

Содержание и оформление контрольной работы

Отчёт должен быть оформлен в соответствии со стандартом **СГАУ 02068410-004-2007 Общие требования к учебным текстовым документам**. Формулы набираются во встроенном редакторе формул **Microsoft Equation 3.0**.

Отчёт должен содержать следующие структурные элементы:

- Реферат.
- Содержание.
- Основная часть.
- Заключение.
- Список использованных источников.

**При отклонении от указанных выше требований
контрольная работа не принимается.**

1. Расчёт посадок подшипника

Определение основных размеров подшипника.

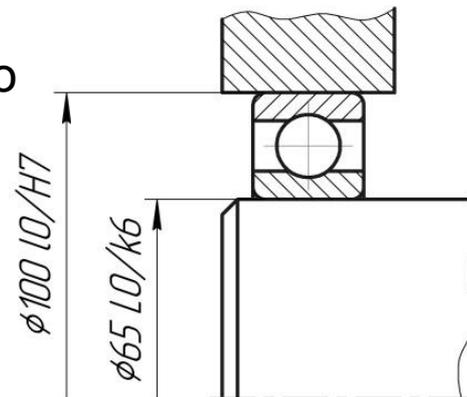
Действительные размеры подшипника определяются по **ГОСТ 3478-2012**.

Результаты измерения размеров подшипника

$$\text{внутренний диаметр } d'_{\Pi} = d_{\text{изм}} \cdot M = 33 \cdot 2 = 66 \text{ мм};$$

$$\text{наружный диаметр } D'_{\Pi} = D_{\text{изм}} \cdot M = 50 \cdot 2 = 100 \text{ мм}.$$

Диаметры подшипника по **ГОСТ** $d_{\Pi} = 65 \text{ мм}, D_{\Pi} = 100 \text{ мм}.$

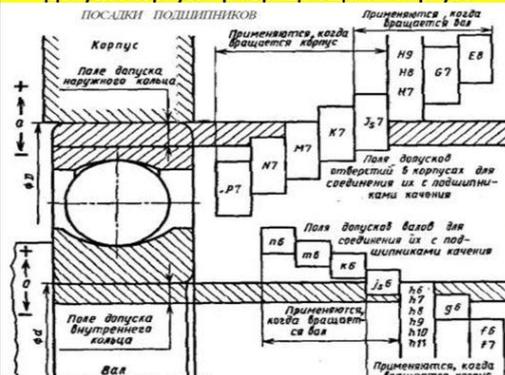


Посадки подшипников

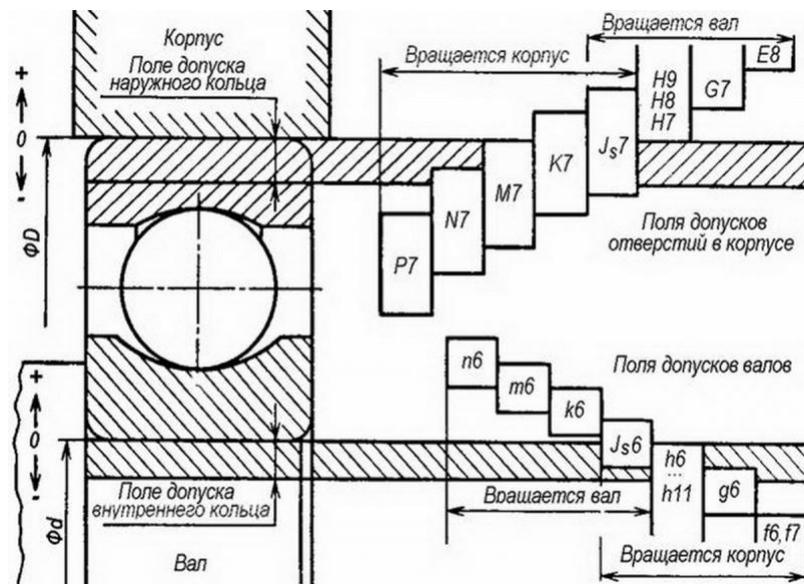
При проектировании подшипниковых узлов принципиальное значение имеет сопряжение (посадка) внутренних колец с валом и наружных с корпусом. Поскольку подшипники являются стандартными узлами, то валы и корпуса должны приспособляться к ним. Внутренние кольца сажают на вал по системе отверстия, а наружные в корпус по системе вала.

Посадки крупных подшипников из-за больших сил назначают плотнее, чем у средних и мелких. Рекомендации по выбору посадок по мере роста нагрузок в опорах можно сформулировать следующим образом:

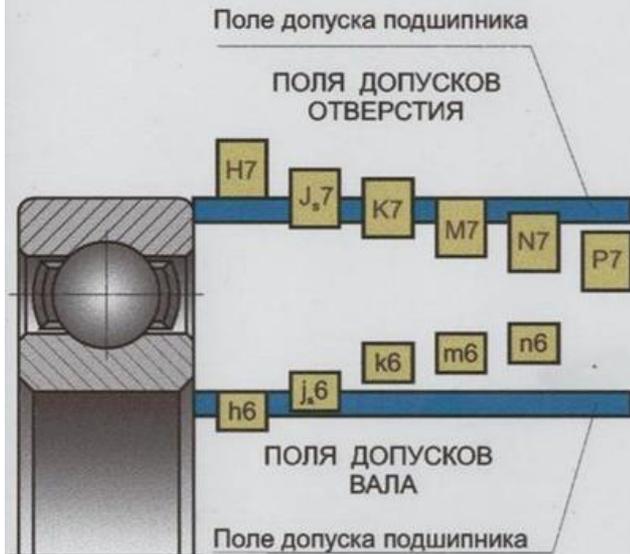
- Допуски валов при вращающемся вале – js6; k6; m6; n6.
- Допуски валов при вращающемся корпусе – g6; h6.
- Допуски корпуса при вращающемся вале – H7; H6; Js7; K7.
- Допуски корпуса при вращающемся корпусе – K7; M7; N7; P7.



Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов. Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность вращения системы. Максимальную жёсткость имеют точные роликоподшипники. Жёсткость увеличивается предварительным натягом, суть которого в выборке зазоров и начальном сжатии тел качения. Это достигается взаимным осевым смещением колец посредством: затяжки резьбы; пружинами; установкой втулок; шлифовкой торцов колец.



ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ



Условия нагружения внутреннего кольца	Поле допуска		Условия работы
	вала	отверстия	
Циркуляционное (вращается вал)	j6	H7	Регулировка перемещением внутреннего кольца
	k6	H7	Средние нагрузки. Основная посадка в общем машиностроении
	m6	J7	Тяжелые нагрузки
	n6	K7	Особо тяжелые и ударные нагрузки
Местное (вращается корпус)	h6	K7	Большие частоты вращения
	h6	M7	Средние нагрузки
	h6	N7	Тяжелые нагрузки
	n6	P7	Особо тяжелые и ударные нагрузки

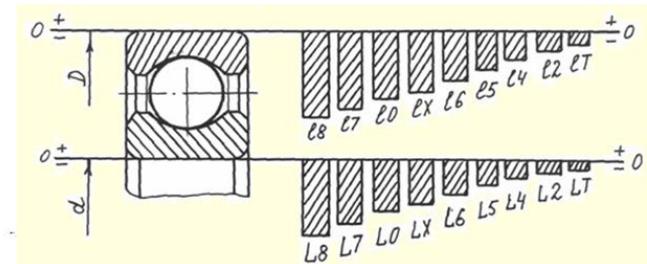
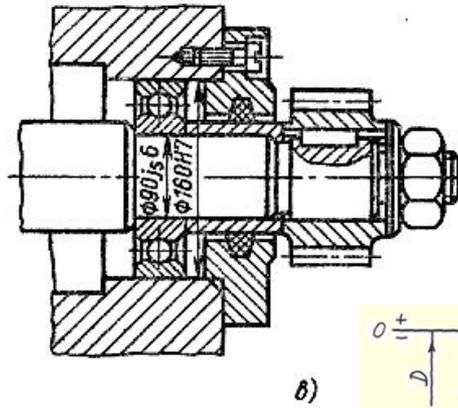
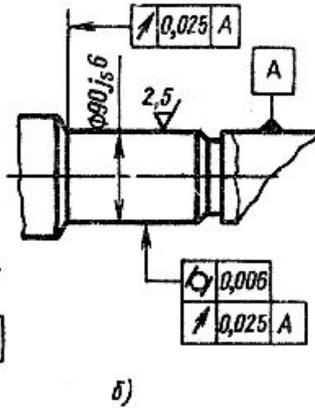
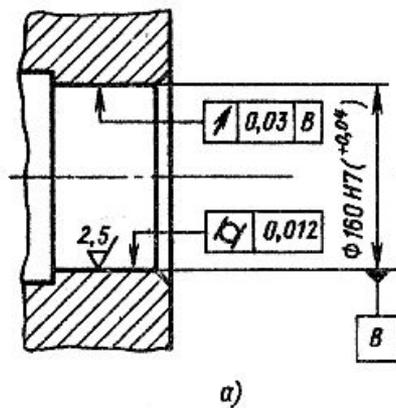
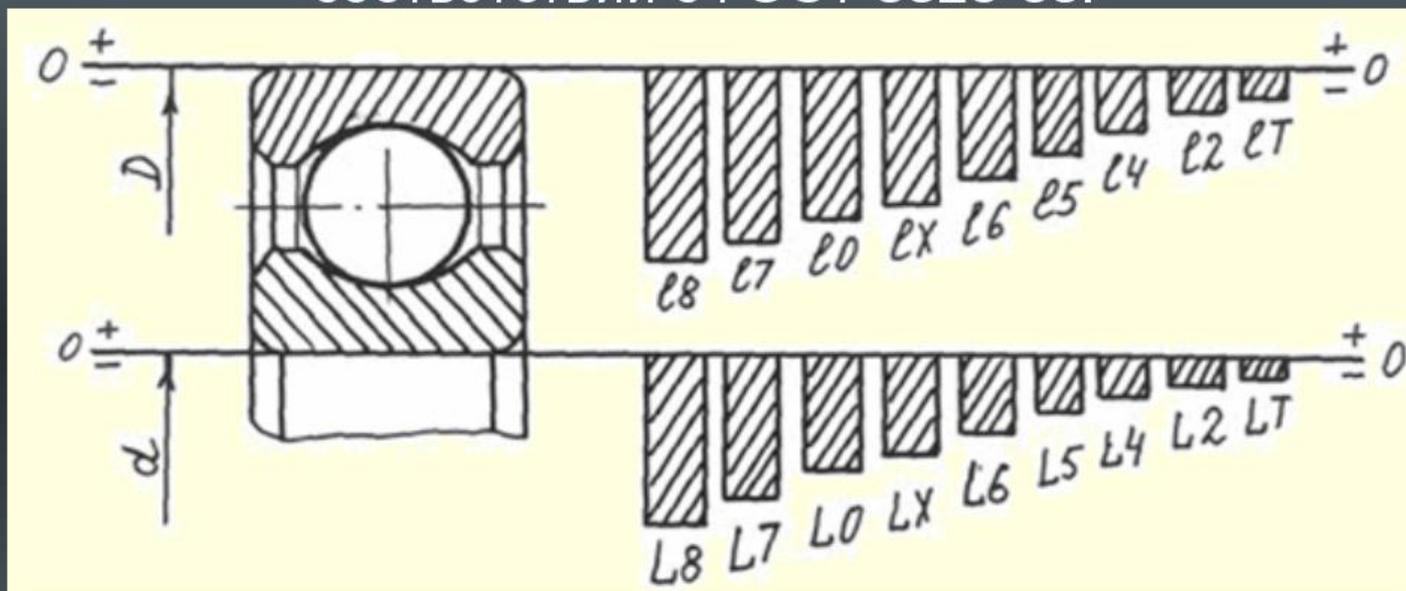


Рис. 3. Обозначение допусков и посадок подшипника качения:
 а – отверстия; б – вала; в – соединения вала с отверстием

Соединение подшипников с валами и корпусами осуществляется в соответствии с ГОСТ 3325-85.



$L0, L6, L5, L4, L2$ – обозначение полей допусков для среднего диаметра отверстия по классам точности подшипников
 $0, 6, 5, 4, 2$ – классы точности по ГОСТ 520-2002
 L – обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия подшипника.

1. Расчёт посадок подшипника

1.1. Расчёт внутреннего кольца подшипника с

валом

По **ГОСТ 2520-2011** находим предельные отклонения диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника, класса точности 0 (нормальная точность), $d_{\text{II}} = 65 \text{ мм}$ ($ES = 0$, $EI = -15$). Поле допуска на внутренний диаметр внутреннего кольца

$\varnothing 65 \text{ L0}_{-0,015}$

По **ГОСТ 25347-2013** определяются основные предельные отклонения вала для расположения поля допуска k и 6 качества ($ei = 2$), и определяется поле допуска для номинального диаметра вала $d = 65 \text{ мм}$ ($IT = 19$). Верхнее предельное отверстие внутреннего кольца подшипника будут

след

$$d_{\text{max}}^{\text{II}} = d_{\text{II}} + ES = 65 + 0 = 65 \text{ мм};$$

$$d_{\text{min}}^{\text{II}} = d_{\text{II}} + EI = 65 + (-0,015) = 64,985 \text{ мм}.$$

Допускаемые посадочные размеры

вала

$$d_{\text{max}} = d_{\text{II}} + es = 65 + 0,021 = 65,021 \text{ мм};$$

$$d_{\text{min}} = d_{\text{II}} + ei = 65 + 2 = 67,002 \text{ мм}.$$

Гарантированный

нат:

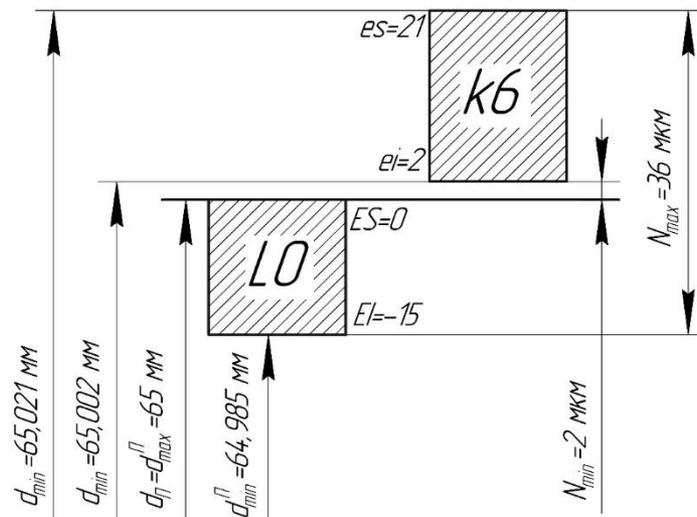
$$N_{\text{max}} = d_{\text{min}} - d_{\text{max}}^{\text{II}} = ei - ES = 2 - 0 = 2 \text{ мкм};$$

$$N_{\text{min}} = d_{\text{max}} - d_{\text{min}}^{\text{II}} = es - EI = 21 - (-15) = 36 \text{ мкм}.$$

Допуск посадки с

нат

$$TN = N_{\text{max}} - N_{\text{min}} = T_{d_{\text{II}}} + T_d = 15 + 19 = 34 \text{ мкм}.$$

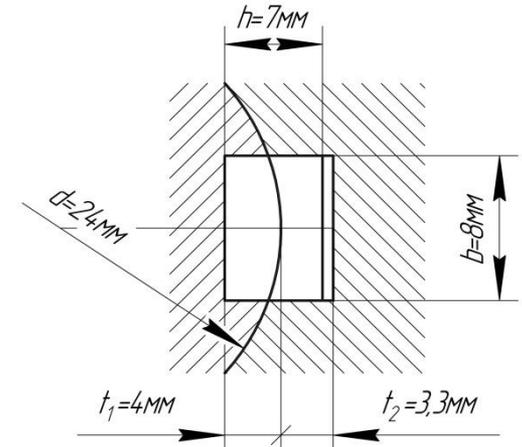


2. Расчёт шпоночного соединения

Определение основных размеров шпоночного соединения

Результаты определения диаметра вала в месте установки шпонки $d' = d_{изм} \cdot M = 12 \cdot 2 = 24$ мм.

Исходя из диаметра вала по **ГОСТ 23360-78**, определяются основные размеры шпонки и пазов: ширина $b = 7$ мм, высота $h = 7$ мм, глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 4$ мм, глубина шпоночного паза во втулке $t_2 = 3,3$ мм.



Определение предельных отклонений шпоночного соединения.

Предельные отклонения шпоночного соединения определяются по **ГОСТ 23360-78**.

Для нормального типа соединения при высоте шпонки $h = 7$ мм устанавливается расположение поле допуска и квалитет $h9$, для паза в валу $N9$, для паза во втулке $Js9$.

2. Расчёт шпоночного соединения

Допускаемые размеры

$$b_{\max}^u = b_{\text{ш}} + es = 8 + 0 = 8 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^u = b_{\text{ш}} + ei = 8 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Допускаемые размеры

шпоночного

$$b_{\max}^s = b_{\text{ш}} + ES = 8 + 0 = 8 \text{ мм};$$

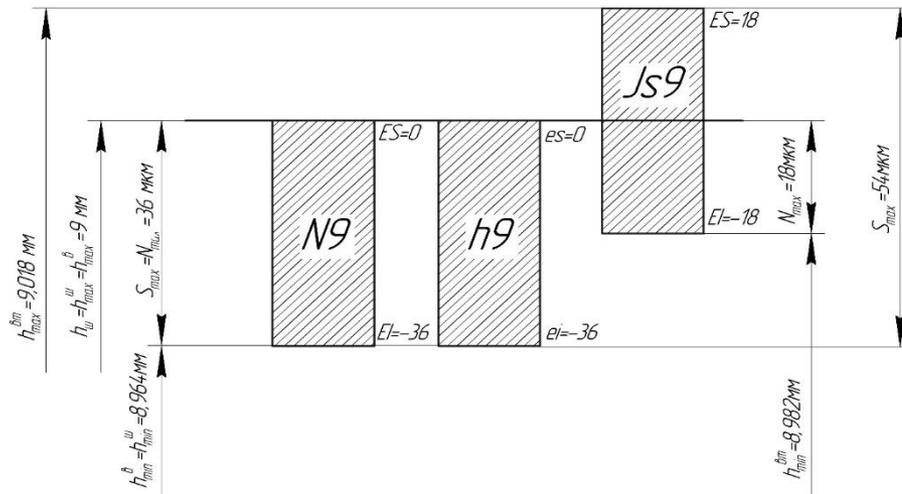
$$b_{\min}^s = b_{\text{ш}} + EI = 8 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Допускаемые размеры

шпоночного

$$b_{\max}^{sm} = b_{\text{ш}} + ES = 8 + 0,018 = 8,018 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^{sm} = b_{\text{ш}} + EI = 8 + (-0,018) = 7,982 \text{ мм}.$$



Натяг в

шпоночном соединении:

$$b_{\max}^{sm} = b_{\text{ш}} + ES = 8 + 0,018 = 8,018 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^{sm} = b_{\text{ш}} + EI = 8 + (-0,018) = 7,982 \text{ мм}.$$

ШПОНКИ СО

$$N_{\max} = b_{\max}^u - b_{\min}^{sm} = es - EI = 0 - (-18) = 18 \text{ МКМ};$$

$$N_{\min} = 0 \text{ МКМ}.$$

Зазор в

шпоночном соединении:

$$S_{\max} = b_{\max}^s - b_{\min}^u = ES - ei = 0 - (-36) = 36 \text{ МКМ};$$

$$S_{\min} = 0 \text{ МКМ}.$$

ШПОНКИ СО

$$S_{\max} = b_{\max}^{sm} - b_{\min}^u = ES - ei = 18 - (-36) = 54 \text{ МКМ};$$

$$S_{\min} = 0 \text{ МКМ}.$$

3. Расчёт переходной посадки

Переходная посадка используется для соединения зубчатого колеса с валом где необходимо обеспечивать легкость монтажа зубчатого колеса и хорошее его центрирование. Выбираем наиболее рекомендуемую переходную посадку в системе отверстия H7/k6(m6 или n6).

Определим предельные отклонения для данного соединения по **ГОСТ 25347-2013**.

Отверстие 56 H7	Вал 56 k6
EI=0	ei=+2 мкм
$T_D = IT7 = 30$ мкм	$T_d = IT6 = 19$ мкм
ES=+30 мкм	es=+21 мкм
$D_{\max} = 56,030$ мм	$d_{\max} = 56,021$ мм
$D_{\min} = 56,000$ мм	$d_{\min} = 56,002$ мм

Определим предельные размеры сопрягаемых

$$D_{\max} = D + ES = 56 + 0,030 = 56,030 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 56 + 0 = 56 \text{ мм.}$$

$$d_{\max} = d + es = 56 + 0,019 = 56,019 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 56 + 2 = 56,002 \text{ мм.}$$

Определим предельные значения натяга и зазора:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 21 - 0 = 21 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 30 - 2 = 28 \text{ мкм};$$

Определим допуск

$$T_{III} = N_{\max} + S_{\max} = T_D + T_d = 30 + 19 = 49 \text{ мкм}$$

3. Расчёт переходной посадки

Принимая $T = 6\sigma$, определим среднеквадратическое отклонение

для отверстия и для вала: $\sigma_D = \frac{T7}{6} = \frac{30}{6} = 5 \text{ мкм}, \quad \sigma_d = \frac{T6}{6} = \frac{19}{6} = 3,17 \text{ мкм}.$

Суммарное значение: $\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{5^2 + 3,17^2} = 5,92 \text{ мкм}.$

Определим наиболее вероятные размеры вала и отверстия:

$$D_{н.б.вер.} = D + \frac{T_D}{2} = 56 + \frac{0,030}{2} = 56,015 \text{ мкм},$$

$$d_{н.б.вер.} = d + ei + \frac{T_d}{2} = 56 + 0,002 + \frac{0,019}{2} = 56,0115 \text{ мкм},$$

т.к. $D_{н.б.вер.} > d_{н.б.вер.}$ то чаще всего будет зазор, величина которого

определяется по формуле: $\bar{\Pi} = S_{н.б.вер.} = D_{н.б.вер.} - d_{н.б.вер.} = 56,015 - 56,0115 = 0,0035 \text{ мм}.$

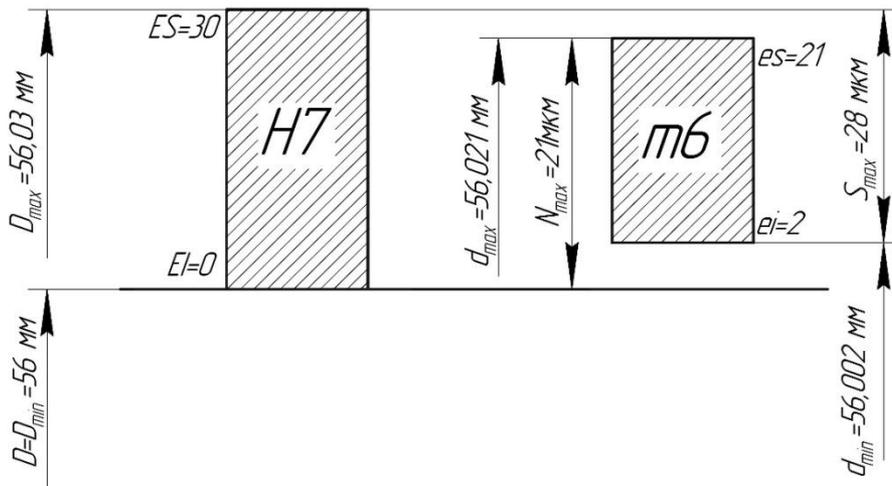
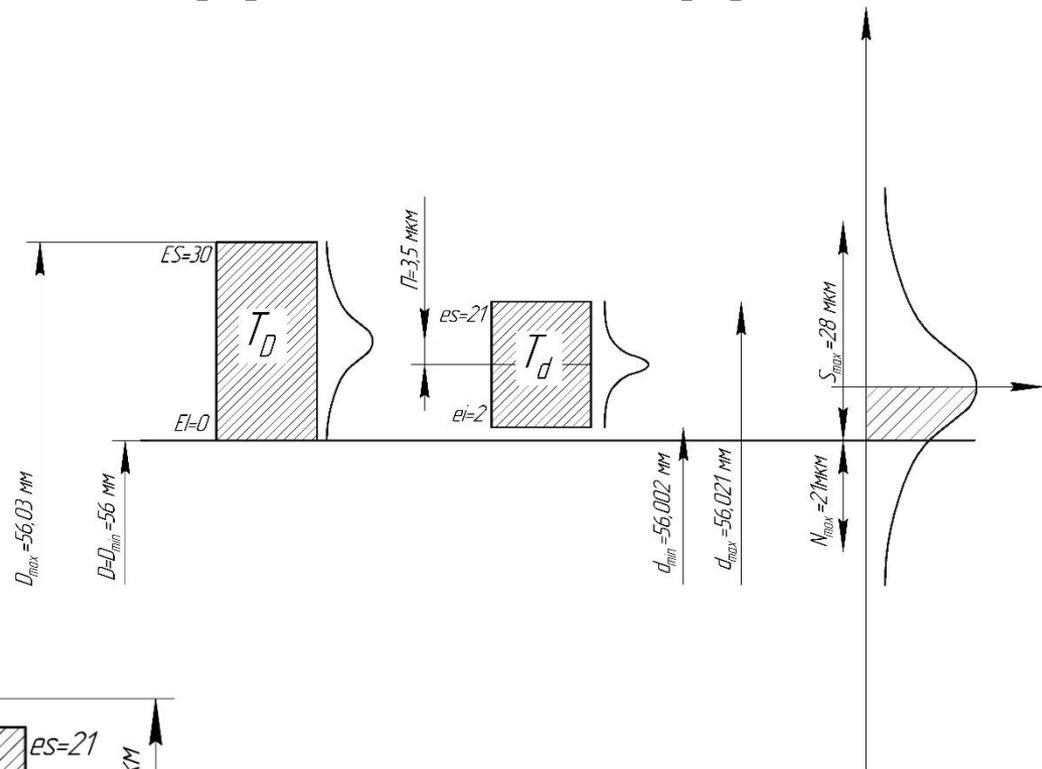
Вероятность получения соединения с зазором:

$$P_S = 0,5 + F_1, \quad F_1 = \Phi(z), \quad z = \frac{X}{\sigma_\Sigma},$$
$$z = \frac{2,5}{5,92} = 0,59, \quad F_1 = \Phi(0,59) = 0,2224, \quad P_S = 0,5 + 0,2224 = 0,7224$$

Вероятность получения соединения с натягом:

$$P_N = 1 - 0,7224 = 0,2776$$

3. Расчёт переходной посадки



Таким образом, при данной посадке для достаточно большого количества деталей в партии можно ожидать появления в 72,24 % случаев соединений с зазором и в только 27,76 % случаев с натягом.

4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

Результаты измерения
размеров

венца зубчатого колеса и

ступ $d = d_{\text{изм}} \cdot M = 40 \cdot 2 = 80 \text{ мм},$
 $D_0 = D_{0\text{изм}} \cdot M = 50 \cdot 2 = 100 \text{ мм},$
 $d_0 = d_{0\text{изм}} \cdot M = 10 \cdot 2 = 20 \text{ мм},$
 $l = l_{\text{изм}} \cdot M = 15 \cdot 2 = 30 \text{ мм}.$

Нагрузки, воспринимаемые зубчатым колесом $M_{кр} = 100 \text{ Нм}$. Материал зубчатого колеса – сталь 40ХН ($E_D = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\sigma_{TD} = 784 \text{ МПа}$), ступицы – сталь 45 ($E_d = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\sigma_{TD} = 353 \text{ МПа}$); шероховатость сопрягаемых поверхностей $Ra_D = Ra_d = 1,0 \text{ мкм}$. Сборка под прессом $f = 0,07$.

4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

Определение минимального натяга из условия неподвижности соединения

$$P_{\min} = \frac{2M_{\text{кр}} \cdot 10^3}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80^2 \cdot 30 \cdot 0,07} = 4,737 \text{ МПа.}$$

Вычисление коэффициентов

Памс:

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{D_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D_0}\right)^2} + \mu_D = \frac{1 + \left(\frac{80}{100}\right)^2}{1 - \left(\frac{80}{100}\right)^2} + 0,3 = 4,856; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2} + \mu_d = \frac{1 + \left(\frac{20}{80}\right)^2}{1 - \left(\frac{20}{80}\right)^2} + 0,3 = 1,967.$$

Минимальный

$$N_{\min} = P_{\min} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d \cdot 10^3 = 4,737 \left(\frac{4,856}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right) 80 \cdot 10^3 = 12,31 \text{ мкм.}$$

4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

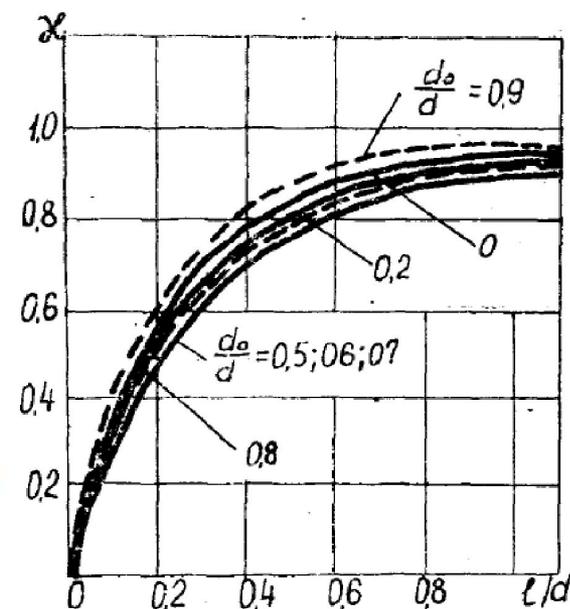
Определение наибольшего натяга из условия прочности **Максимальное возможное**

$$P_{D \max} = 0,58 \cdot \sigma_{zD} \left[1 - \left(\frac{d}{D_0} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 785 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{100} \right)^2 \right] = 163,908 \text{ МПа};$$

$$P_{d \max} = 0,58 \cdot \sigma_{zd} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 353 \cdot \left[1 - \left(\frac{20}{80} \right)^2 \right] = 191,944 \text{ МПа}.$$

Максимальный

$$N_{\max} = P_{D \max} \cdot \chi \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d \cdot 10^3 = 163,908 \cdot 0,7 \left(\frac{4,856}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right) 80 \cdot 10^3 = 29822 \text{ МКМ}.$$



4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

Определение функциональных натягов с учётом поправки на смятие неровностей поверхностей при запрессовке.

Поправка на смятие: $\Delta_{см} = 5(Ra_D + Ra_d) = 5(1 + 1) = 10 \text{ мкм.}$

Определение функциональных

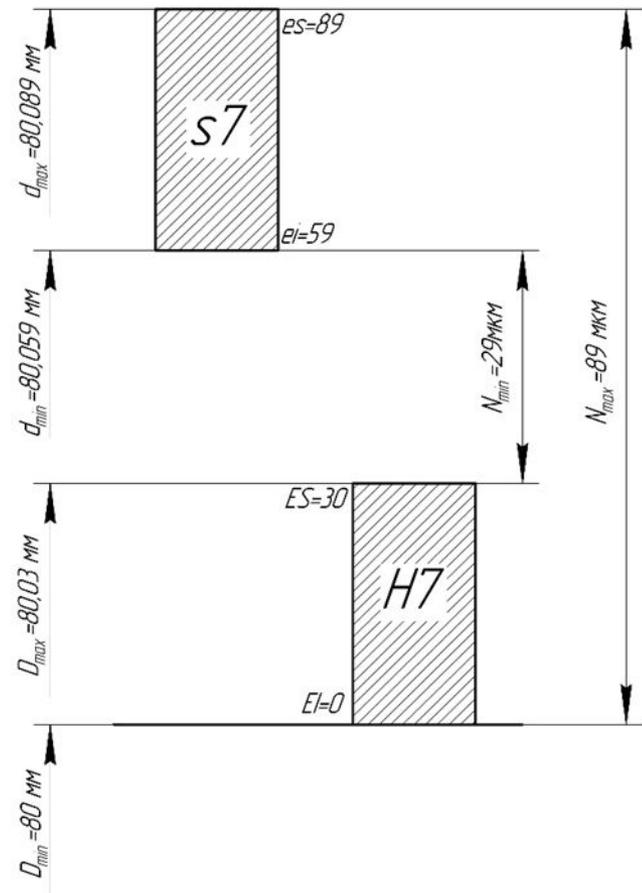
$$N_{\min \text{ функ}} = N_{\min} + \Delta_{см} = 12,31 + 10 = 22,31 \text{ мкм;}$$

$$N_{\max \text{ функ}} = N_{\max} + \Delta_{см} = 298,22 + 10 = 308,22 \text{ мкм.}$$

Выбор полей допусков

По таблице 11.9 определяем посадки удовлетворяющие условиям $N_{\min \text{ ст}} \geq N_{\max \text{ функ}}$ и $N_{\max \text{ ст}} \leq N_{\min \text{ функ}}$, для данных условий посадки и номинального диаметра 80 мм, подходят:

$$\frac{H7}{s6}, \frac{H7}{s7}, \frac{H7}{t6}, \frac{H7}{u7}, \frac{H8}{u8}, \frac{H8}{x8}, \frac{H8}{z8}.$$



5. Расчёт резьбового соединения

Определение основных размеров и предельных отклонений резьбового соединения.

Результаты определения наружного диаметра

резьбы: $D'(d') = D_{изм}(d_{изм}) \cdot M = 5 \cdot 2 = 10 \text{ мм.}$

В соответствии с **ГОСТ 24705-2004** для резьбы *M10* с нормальным шагом $P=1,5 \text{ мм}$ выписываем номинальные диаметры

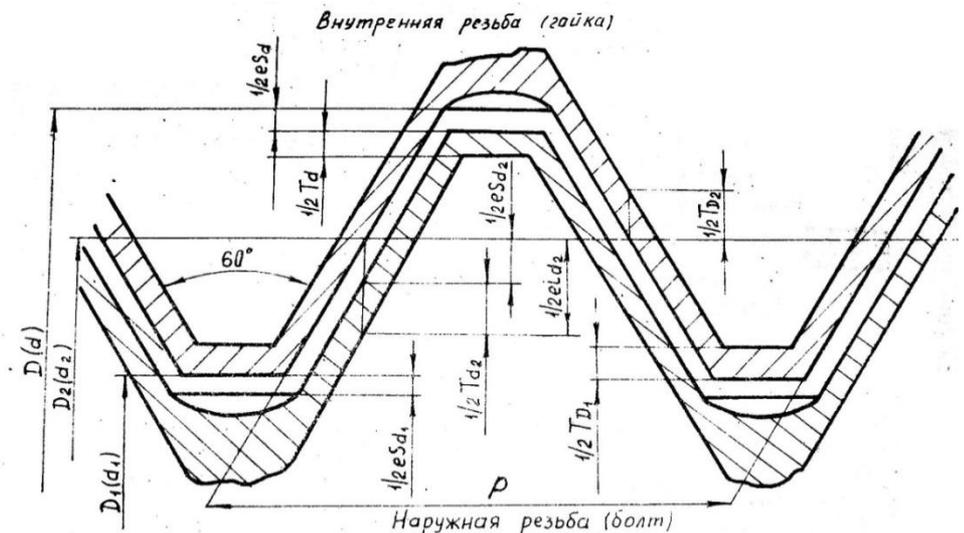
- наружный $D(d) = 10 \text{ мм};$
- средний $D_2(d_2) = 9,026 \text{ мм};$
- внутренний $D_1(d_1) = 8,376 \text{ мм.}$

В соответствии с **ГОСТ 16093-2004** находим предельные отклонения диаметров резьбы болта *M10-6h*:

- для d, d_2, d_1 $es_{d, d_1, d_2} = 0;$
- для d_2 $ei_{d_2} = -132 \text{ мкм};$
- для d $ei_d = -236 \text{ мкм};$
- для d_1 ei_{d_1} – не устанавливается.

Определяем предельные отклонения диаметров резьбы гайки

- для D, D_2, D_1 $EI_{D, D_1, D_2} = 0;$
- для D_2 $ES_{D_2} = +180 \text{ мкм};$
- для D_1 $ES_D = +300 \text{ мкм};$
- для D ES_D – не устанавливается.



5. Расчёт резьбового соединения

Определение допусков и предельных диаметров резьбы гайки и

болта
Рассчитываем предельные диаметры и допуски резьбы

болта:

$$d_{\max} = d + es_d = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 10 + (-0,236) = 9,764 \text{ мм};$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = 10 - 9,764 = 0,236 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 9,026 + 0 = 9,026 \text{ мм};$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 9,026 + (-0,132) = 8,894 \text{ мм};$$

$$T_{d_2} = d_{2\max} - d_{2\min} = 9,026 - 8,894 = 0,132 \text{ мм};$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_{d_1} = 8,376 + 0 = 8,376 \text{ мм};$$

$$d_{1\min} - \text{не устанавливается.}$$

Рассчитываем предельные диаметры и допуски резьбы гайки:

$$D_{\max} - \text{не устанавливается};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 9,026 + 0,180 = 9,206 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 9,026 + 0 = 9,026 \text{ мм};$$

$$T_{D_2} = D_{2\max} - D_{2\min} = 9,206 - 9,026 = 0,180 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 8,376 + 0,300 = 8,676 \text{ мм};$$

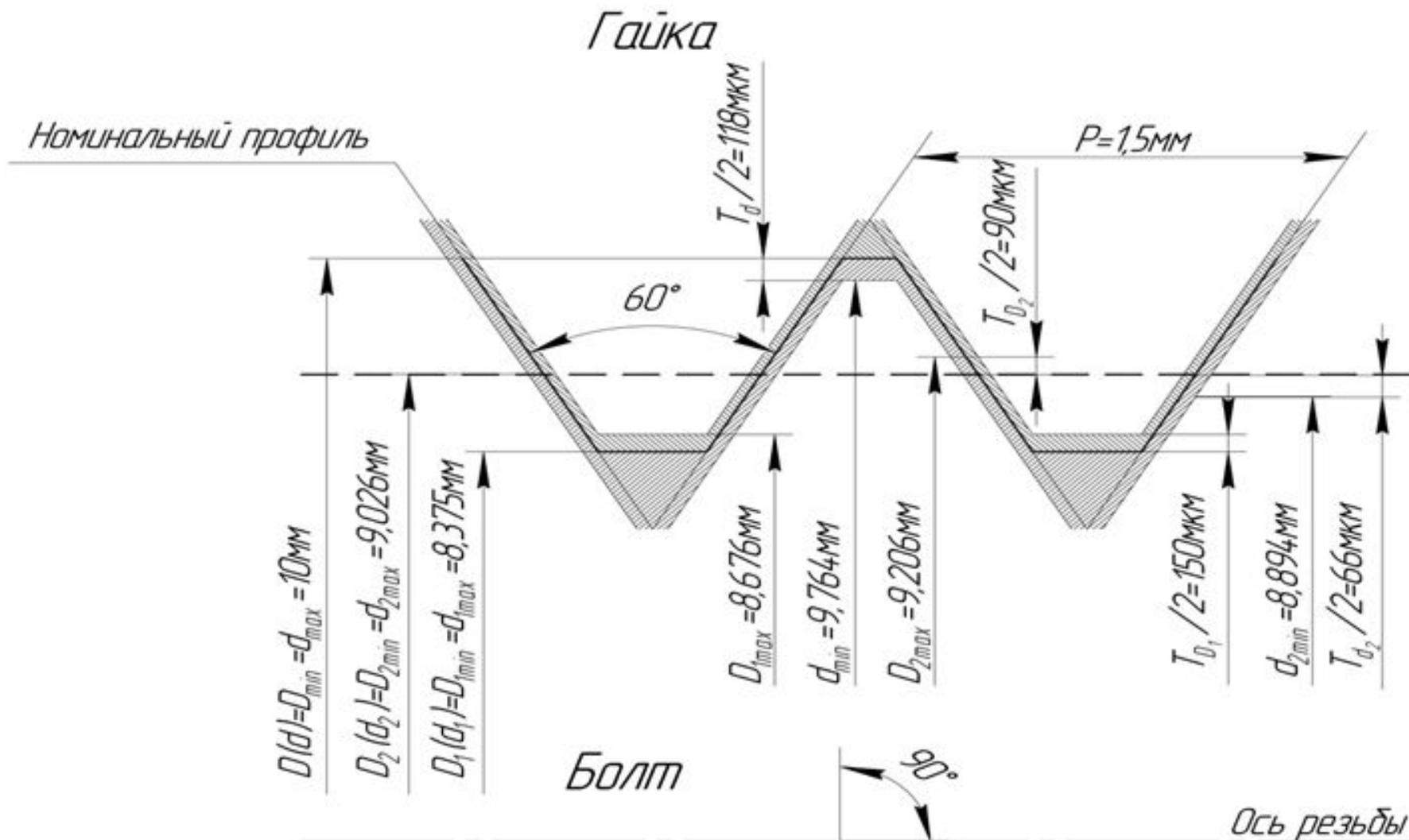
$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D_1} = 8,376 + 0 = 8,376 \text{ мм};$$

$$T_{D_1} = D_{1\max} - D_{1\min} = 8,676 - 8,376 = 0,300 \text{ мм}.$$

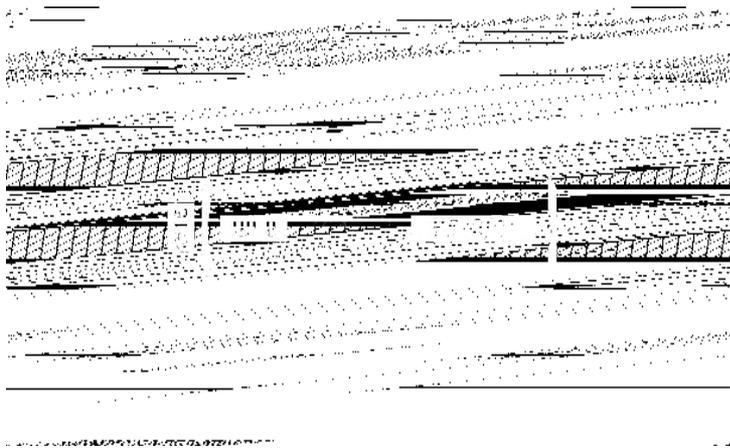
5. Расчёт резьбового соединения

Номинальные диаметры резьбового соединения $M10-6H/6h$					
$D = d = 10,000$		$D_2 = d_2 = 9,026$		$D_1 = d_1 = 8,376$	
Внутренняя резьба (гайка) $M10-6H$					
$EI_D, \text{МКМ}$	$ES_D, \text{МКМ}$	$EI_{D_2}, \text{МКМ}$	$ES_{D_2}, \text{МКМ}$	$EI_{D_1}, \text{МКМ}$	$ES_{D_1}, \text{МКМ}$
0	не огранич.	0	+180	0	+300
$D_{\min}, \text{ММ}$	$D_{\max}, \text{ММ}$	$D_{2\min}, \text{ММ}$	$D_{2\max}, \text{ММ}$	$D_{1\min}, \text{ММ}$	$D_{1\max}, \text{ММ}$
10,000	не огранич.	9,026	9,206	8,376	8,676
Наружная резьба (болт) $M10-6h$					
$es_d, \text{МКМ}$	$ei_d, \text{МКМ}$	$es_{d_2}, \text{МКМ}$	$ei_{d_2}, \text{МКМ}$	$es_{d_1}, \text{МКМ}$	$ei_{d_1}, \text{МКМ}$
0	-236	0	-132	0	не огранич.
$d_{\max}, \text{ММ}$	$d_{\min}, \text{ММ}$	$d_{2\max}, \text{ММ}$	$d_{2\min}, \text{ММ}$	$d_{1\max}, \text{ММ}$	$d_{1\min}, \text{ММ}$
10,000	9,764	9,026	8,894	8,376	не огранич.
Величина предельных зазоров, МКМ					
$S_{D(d)\min}$	$S_{D(d)\max}$	$S_{D_2(d_2)\min}$	$S_{D_2(d_2)\max}$	$S_{D_1(d_1)\min}$	$S_{D_1(d_1)\max}$
0	не огранич.	0	312	0	не огранич.

5. Расчёт резьбового соединения



6. Расчёт исполнительных размеров калибров



Контролируемый
размер: $50 \frac{F7}{k6}$

Определим предельные отклонения для контролируемых размеров по
ГОСТ 25347-2013.

Отверстие 50 F7	Вал 50 k6
EI=25	ei=+2 мкм
T _D =IT7=25 мкм	T _d =IT6=16 мкм
ES=+50 мкм	es=+18 мкм
D _{max} =50,050 мм	d _{max} =56,018 мм
D _{min} =50,025 мм	d _{min} =56,002 мм

6. Расчёт исполнительных размеров калибров

Определим предельные размеры сопрягаемых поверхностей:

$$D_{\max} = D + ES = 50 + 0,050 = 50,050 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 50 + 0,025 = 50,025 \text{ мм}.$$

$$d_{\max} = d + es = 50 + 0,018 = 50,018 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 50 + 2 = 50,002 \text{ мм}.$$

Определим допуск

$$IT = T_D + T_d = 25 + 16 = 41 \text{ мкм}.$$

По таблице **ГОСТ 24853-81**, для номинального размера 50 мм и квалитетов 7 (отверстие) и 6 (вал) определяем числовые значения отклонений и допусков гладких калибров:

Для калибра – пробки: Z=3,5 мкм; Y=3мкм; H=4мкм

Для калибра – скобы: Z1=3,5 мкм; Y1=3 мкм; H1=4 мкм.

6. Расчёт исполнительных размеров калибров

Исполнительные размеры калибров – пробок:

$$PP_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 50,025 + 0,0035 + 0,004/2 = 50,0305 \text{ мм};$$

$$PP_{\min} = D_{\min} + Z - H/2 = 50,025 + 0,0035 - 0,004/2 = 50,0265 \text{ мм};$$

$$PP_{\text{узн}} = D_{\min} - Y = 50,025 - 0,003 = 50,022 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = D_{\max} + H/2 = 50,050 + 0,004/2 = 50,052 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = D_{\max} - H/2 = 50,050 - 0,004/2 = 50,048 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры калибров - скоб:

$$PP_{\max} = d_{\max} - Z1 + H1/2 = 50,018 - 0,0035 + 0,004/2 = 50,0165 \text{ мм};$$

$$PP_{\min} = d_{\max} - Z1 - H1/2 = 50,018 - 0,0035 - 0,004/2 = 50,0125 \text{ мм};$$

$$PP_{\text{узн}} = d_{\max} + Y1 = 50,018 + 0,003 = 50,021 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = d_{\min} + H1/2 = 50,002 + 0,004/2 = 50,004 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = d_{\min} - H1/2 = 50,002 - 0,004/2 = 50,000 \text{ мм}.$$

6. Расчёт исполнительных размеров калибров