

Содержание

1 Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений.....	2
1.1 Исходные данные.....	2
1.2 Содержание задания	2
1.3 Последовательность выполнения задания	2
2 Расчет исполнительных размеров калибров.....	8
2.1 Исходные данные.....	7
2.2 Содержание задания	7
2.3 Ход выполнения задания.....	7
3 Допуски и посадки шпоночных и шлицевых соединений.....	11
3.1 Шпоночные соединения.....	11
3.2 Шлицевые соединения	16
4 Нормирование точности метрической резьбы	18
4.1 Исходные данные.....	18
4.2 Содержание задания	18
4.3 Ход выполнения задания.....	19
5 Нормирование точности цилиндрических зубчатых колес и передач	23
5.1 Исходные Данные	23
5.2 Содержание задания	23
5.3 Ход выполнения задания.....	23
6 Расчет размерных цепей	26
6.1 Исходные данные.....	26
6.2 Содержание задания	26
6.3 Ход выполнения задания.....	26
7_Используемые источники.....	32

1 Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений

1.1 Исходные данные

Номинальный диаметр соединения $D_H = d_H = 280$ мм.

Предельные отклонения отверстия $ES = +620$ мкм; $EI = +300$ мкм.

Предельные отклонения вала $es = -300$ мкм; $ei = -620$ мкм.

1.2 Содержание задания

1. Рассчитать предельные размеры и допуски отверстия и вала.
2. Определить квалитеты отверстия и вала.
3. Подобрать буквенные обозначения основных отклонений и записать обозначение посадки.
4. Рассчитать предельные зазоры и (или) натяги в посадке и допуск посадки, определить вид соединения в посадке (с зазором, с натягом, переходная).
5. Изобразить схему расположения полей допусков, указать на ней размеры, допуски, предельные отклонения.
6. Назначить значение параметра шероховатости поверхностей и подобрать конечную операцию механической обработки отверстия и вала.
7. Вычертить эскиз сопрягаемых деталей в сборе и подетально, указать на эскизе обозначение посадки, полей допусков, предельных отклонений, шероховатостей.

1.3 Последовательность выполнения задания

1. Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{max} = D_H + ES = 280 + 0,62 = 280,62 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_H + EI = 280 + 0,30 = 280,30 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_H + es = 280 - 0,30 = 279,7 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_H + ei = 280 - 0,62 = 279,38 \text{ мм}.$$

Допуски на размеры отверстия и вала равны:

$$TD = D_{max} - D_{min} = 280,62 - 280,30 = 0,32 \text{ мм};$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 279,7 - 279,38 = 0,32 \text{ мм}.$$

2. Определяем граничные значения интервала, к которому принадлежит номинальный размер, воспользовавшись таблицей допусков. Для $D_H = d_H = 280 \text{ мм}$

$$D_{u \min} = 250 \text{ мм}; D_{u \max} = 315 \text{ мм}.$$

Находим среднее геометрическое значение для данного интервала:

$$D_u = \sqrt{D_{u \min} \cdot D_{u \max}} = \sqrt{250 \cdot 315} = 280,62 \text{ мм}.$$

Единицу допуска i для размеров в диапазоне от 0 до 500 мм найду по формуле

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D_u} + 0,001 D_u = 0,45 \sqrt[3]{280,62} + 0,001 \cdot 280,62 = 3,23 \text{ мкм}.$$

Квалитет изготовления деталей можно найти, определив число единиц допуска в формуле допуска $T = a \cdot i$. В нашем случае известны допуски отверстия TD и вала Td , а также величина единицы допуска i . Тогда числа единиц допуска для отверстия и вала соответственно равны

$$a_D = \frac{TD}{i} = \frac{320}{3,23} \approx 99 \text{ мкм}; a_d = \frac{Td}{i} = \frac{320}{3,23} \approx 99.$$

По таблице допусков находим, что отверстие и вал выполнены по 11 квалитету (IT11), для которых число единиц допуска равно 100.

3. Определяем, какое из двух отклонений (верхнее или нижнее) является основным для отверстия и вала. Поскольку основным является отклонение, ближайшее к нулевой линии, то определить его можно следующим образом: основным будет то из двух отклонений, которое меньше по модулю. Для данного случая получим:

- для отверстия основным отклонением является нижнее отклонение $EI = +300 \text{ мкм}$;

- для вала основным отклонением также является нижнее отклонение $ei = -300 \text{ мкм}$.

По таблицам основных отклонений отверстий и валов находим их буквенные обозначения: для отверстия – C , для вала – c .

Объединяя ранее найденные квалитеты с буквенными обозначениями основных отклонений, записываем обозначения полей допусков:

- поле допуска отверстия – C11;

- поле допуска вала – c11.

Полное обозначение искомой посадки имеет вид:

$$\varnothing 280 \frac{C11}{c11}.$$

Поскольку в обозначении посадки отсутствуют системные элементы, данная посадка является *внесистемной*.

4. Определяем предельные зазоры в посадке:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 280,62 - 279,38 = 1,24 \text{ мм};$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 280,3 - 279,7 = 0,6 \text{ мм}.$$

Средний зазор равен

$$S_c = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{1,24 + 0,6}{2} = 0,92 \text{ мм}.$$

Допуск посадки с зазором равен

$$TS = S_{max} - S_{min} = 1,24 - 0,6 = 0,64 \text{ мм}.$$

Для проверки полученного значения рассчитываем также допуск посадки как сумму допусков отверстия и вала:

$$TN = TD + Td = 0,32 + 0,32 = 0,64 \text{ мм}.$$

5. Вычерчиваем схему расположения полей допусков $\varnothing 280 \frac{C11}{c11}$, отметив ее следующие характерные особенности:

- предельное отклонение отверстия неотрицательно, поэтому поле допуска лежит выше нулевой линии;

- предельное отклонение вала отрицательно, поэтому поле допуска лежит ниже нулевой линии;

- данная посадка с зазором, поэтому поле допуска вала расположено ниже поля допуска отверстия.

На схеме показываем номинальный размер, предельные размеры отверстия и вала, допуски, наибольший и наименьший зазоры (рис. 1.1).

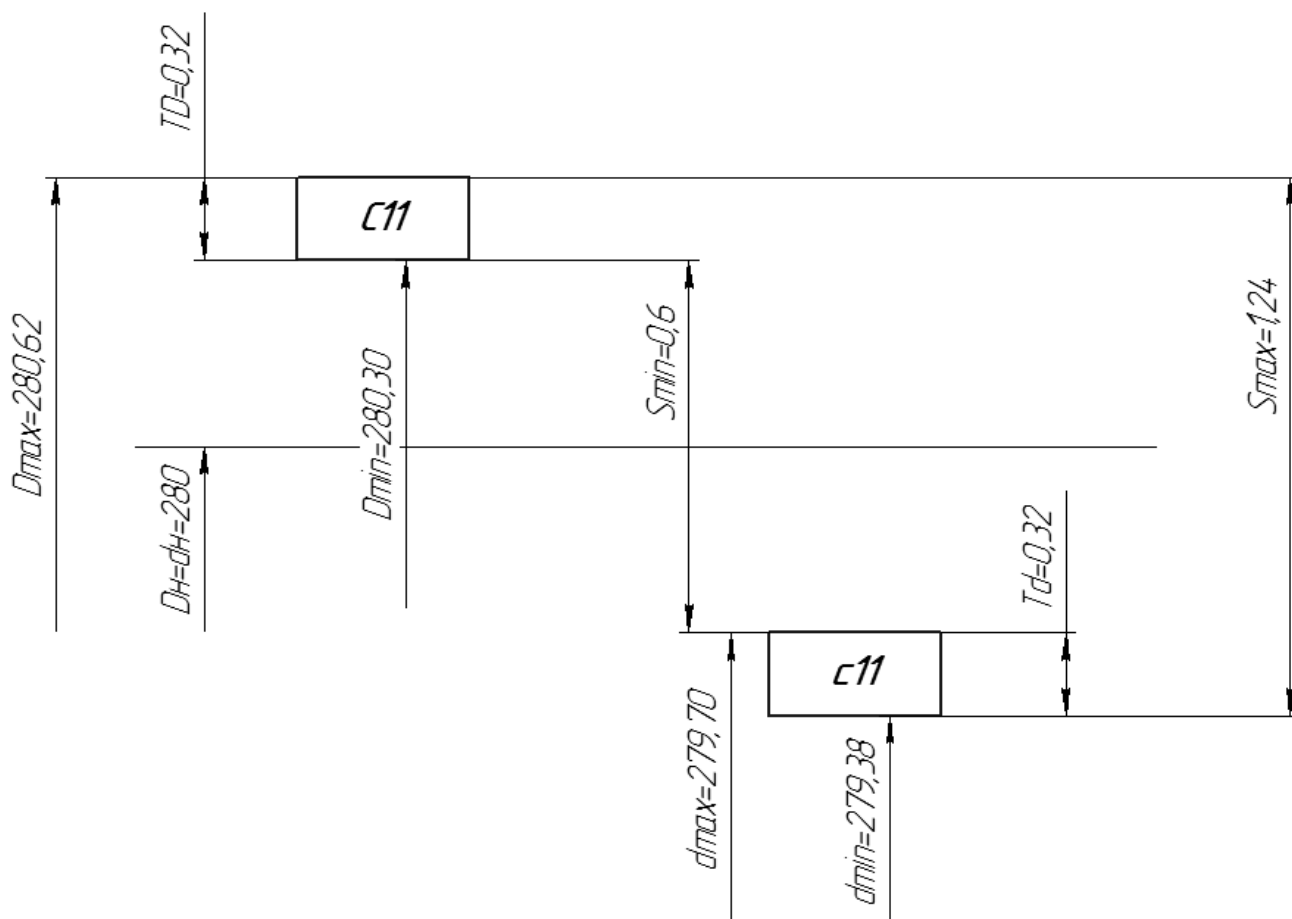


Рисунок 1.1 – Схема расположения полей допусков

6. Назначаем шероховатость поверхности деталей. В диапазоне номинальных размеров от 120 до 500 мм для допуска формы, равного 60% от допуска размера, находим:

для отверстия (IT11) среднее арифметическое отклонение профиля $R_a=12,5$ мкм; для вала (IT11) среднее арифметическое отклонение профиля $R_a=12,5$ мкм.

Подбираем конечную операцию механической обработки отверстия и вала, ориентируясь на экономические качества и показатели шероховатости поверхности:

- для отверстия (кавалитет IT11, шероховатость $R_a=12,5$) назначаем растачивание;

- для вала (кавалитет IT11, шероховатость $R_a=12,5$) назначаем обтачивание.

7. Изображаем эскиз соединения в сборе и по детали (рис. 1.2). На эскизе в соответствии с требованиями ЕСКД указываю номинальный размер, обозначения полей допусков вала и отверстия, значения предельных отклонений и показатели шероховатости поверхностей

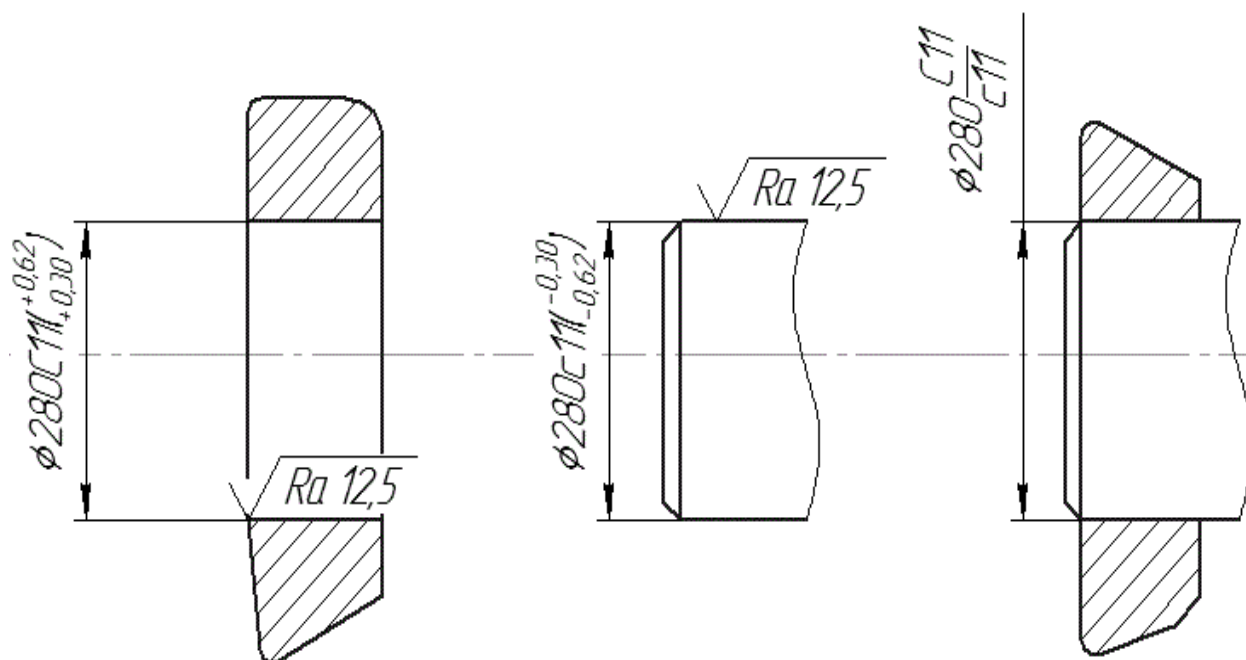


Рисунок 1.2 - Эскиз соединения по детали и в сборе:

a – отверстие, б – вал, в – соединение в сборе

2 Расчет исполнительных размеров калибров

2.1 Исходные данные

Номинальный диаметр $D_n = 135 \text{ мм}$.

Посадка сопряжений $\frac{F7}{h6}$.

2.2 Содержание задания

1. Для заданной посадки определить предельные размеры вала и отверстия.
2. Определить значения допусков и отклонений рабочих калибров в соответствии со стандартом.
3. Рассчитать исполнительные размеры нерегулируемых рабочих калибров (пробки и скобы) для контроля отверстия и вала.
4. Вычертить схему расположения полей допусков отверстия, вала и рабочих калибров, указать на схеме предельные размеры вала и отверстия и исполнительные размеры рабочих калибров.
5. Определить качества точности и шероховатость поверхностей рабочих частей калибров.
6. Выполнить эскизы калибров, нанести на эскизы элементы маркировки.

2.3 Ход выполнения задания

1. Находим предельные отклонения отверстия и вала:

- для поля допуска отверстия 135F7: $ES = +83 \text{ мкм}$, $EI = +43 \text{ мкм}$ [2, с.8];

- для поля допуска вала 135h6: $es = 0 \text{ мкм}$, $ei = -25 \text{ мкм}$ [2, с.13].

Предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{max} = D_n + ES = 135 + 0,083 = 135,083 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D_n + EI = 135 + 0,043 = 135,043 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d_n + es = 135 + 0 = 135 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d_n + ei = 135 - 0,025 = 134,975 \text{ мм}.$$

2. Определяем значения допусков и отклонений калибров. Для пробки для качества контролируемого отверстия IT7 находим [2, с.73-75]:

- допуск на изготовление пробки $H = 8 \text{ мкм}$;
- отклонение середины поля допуска пробки $Z = 6 \text{ мкм}$;
- допустимый выход размера изношенной пробки $Y = 4 \text{ мкм}$.

Для скобы для качества контролируемого вала IT6 находим:

- допуск на изготовление скобы $H_1 = 8 \text{ мкм}$;
- отклонение середины поля допуска скобы $Z_1 = 6 \text{ мкм}$;
- допустимый выход размера изношенной скобы $Y_1 = 4 \text{ мкм}$.

3. Находим предельные размеры проходной и непроходной части пробки (номинальный диаметр до 180 мм, качество контролируемого отверстия IT7):

$$P-PP_{min} = D_{min} + Z - \frac{H}{2} = 135,043 + 0,006 - \frac{0,008}{2} = 135,045 \text{ мм};$$

$$P-PP_{max} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 135,043 + 0,006 + \frac{0,008}{2} = 135,053 \text{ мм};$$

$$P-HE_{min} = D_{max} - \frac{H}{2} = 135,083 - \frac{0,008}{2} = 135,079 \text{ мм};$$

$$P-HE_{max} = D_{max} + \frac{H}{2} = 135,083 + \frac{0,008}{2} = 135,087 \text{ мм};$$

$$P-PP_{изн} = D_{min} - Y = 135,043 - 0,004 = 135,039 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры пробки следует записать с допуском «в тело» калибра (т.е. в «минус») следующим образом:

$$P-PP = 135,053_{-0,008} \text{ мм};$$

$$P-HE = 135,087_{-0,008} \text{ мм}.$$

Находим предельные размеры проходной и непроходной части скобы (номинальный размер до 180 мм, качество вала IT6):

$$P-PP_{min} = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 135 - 0,006 - \frac{0,008}{2} = 134,990 \text{ мм};$$

$$P-PP_{max} = d_{max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = 135 - 0,006 + \frac{0,008}{2} = 134,998 \text{ мм};$$

$$P - HE_{min} = d_{min} - \frac{H_1}{2} = 134,975 - \frac{0,008}{2} = 134,971 \text{ мм};$$

$$P - HE_{max} = d_{min} + \frac{H_1}{2} = 134,975 + \frac{0,008}{2} = 134,979 \text{ мм};$$

$$P - PR_{изн} = d_{max} + Y_1 = 135 + 0,004 = 135,004 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры скобы следует записать с допуском «в тело» калибра (т.е. в «плюс») следующим образом:

$$P - PR = 134,99^{+0,008} \text{ мм};$$

$$P - HE = 134,971^{+0,008} \text{ мм}.$$

4. Схема расположения полей допусков отверстия, вала и рабочих калибров приведена на рис. 2.1.

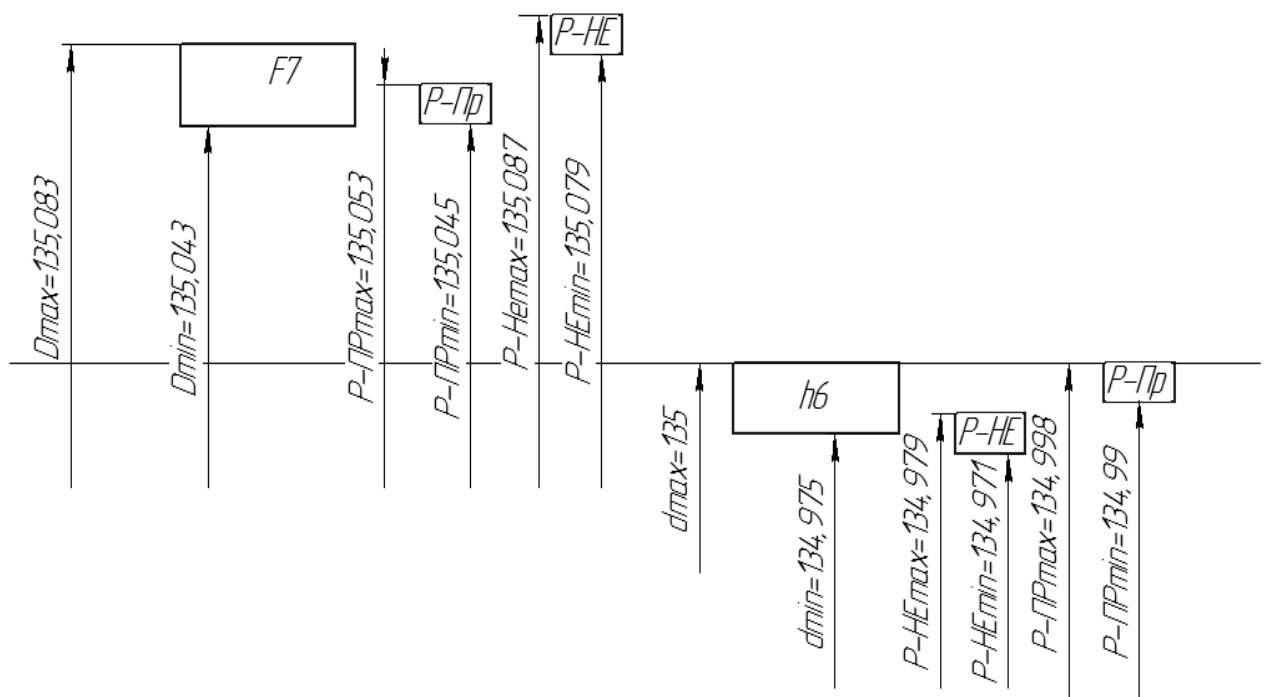


Рисунок 2.1 – Схема расположения полей допусков отверстия, вала и рабочих калибров для посадки $\Phi 135 \frac{F7}{h6}$.

5. По таблице допусков [2, с. 6] определяем качества точности рабочих частей калибров.

Для пробки: номинальный размер 135 мм, допуск $N=8$ мкм, это соответствует третьему качеству (IT3).

Для скобы: номинальный размер 135 мм, допуск $H_1=8$ мкм, это соответствует третьему качеству (IT3).

В соответствии с подобранными качествами [2, с. 39] назначаем шероховатость рабочих поверхностей калибров: для пробки показатель R_a равен 0,4 мкм; для скобы показатель R_a равен 0,4 мкм.

6. Выполняем эскизы калибров с элементами маркировки (рис. 2.2, 2.3).

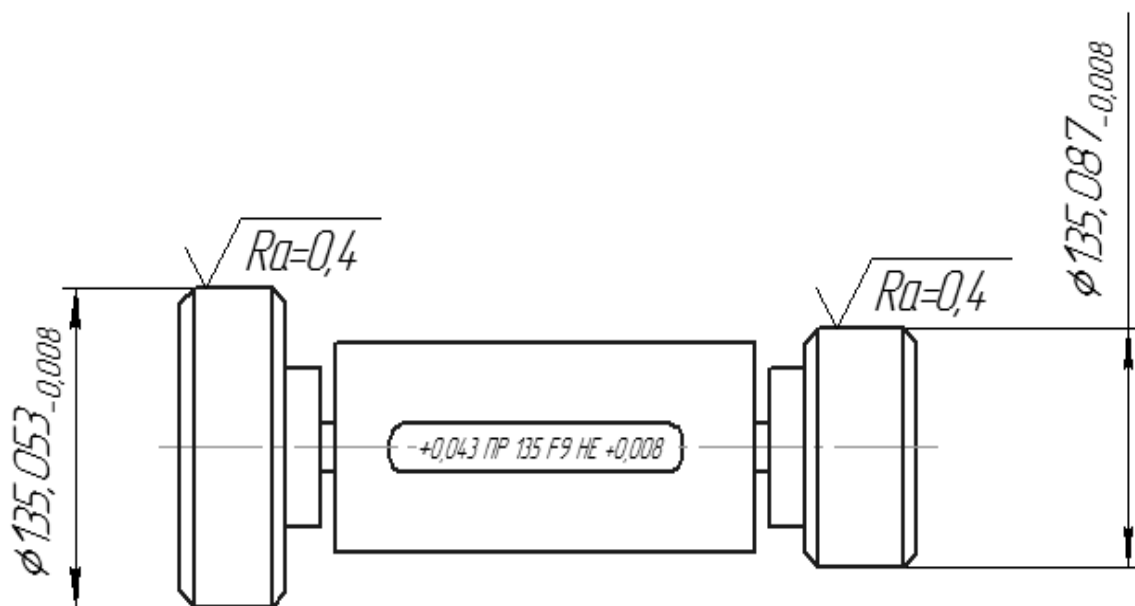


Рисунок 2.2 – Эскиз пробки с элементами маркировки

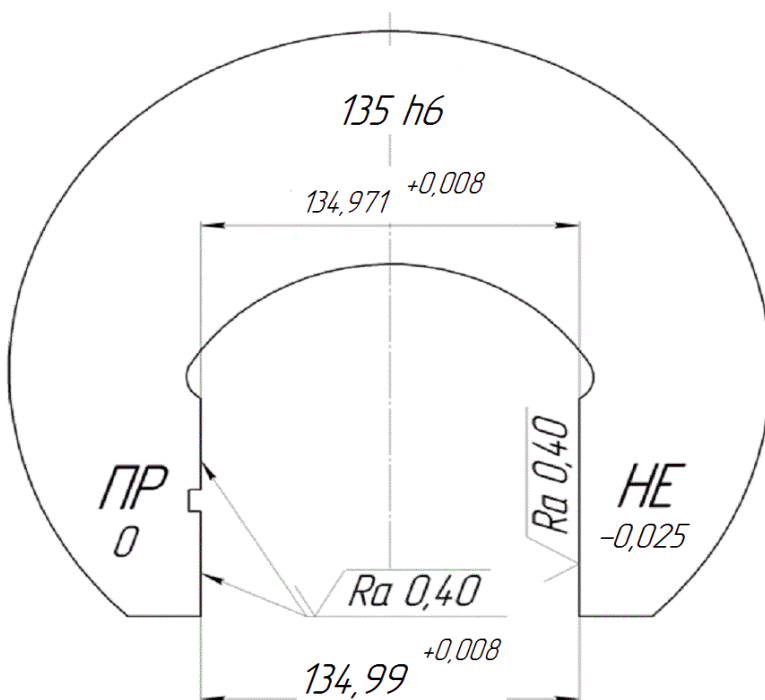


Рисунок 2.3 – Эскиз скобы с элементами маркировки

3 Допуски и посадки шпоночных и шлицевых соединений

3.1 Шпоночные соединения

3.1.1 Исходные данные

Номинальный Диаметр вала (втулки) 60 мм, длина втулки 190 мм, вид шпоночного соединения – нормальное, исполнение №3.

3.1.2 Содержание задания

1. Определить номинальные размеры шпоночного соединения.
2. Нормировать точность размеров шпонки и пазов на валу и во втулке.
3. Определить допуски и предельные отклонения размеров шпоночного соединения.
4. Определить предельные значения зазоров и натягов в посадках по ширине шпонки.
5. Выполнить схему расположения полей допусков.
6. Выполнить эскиз шпоночного соединения с обозначением посадок.
7. Записать условное обозначение шпонки.

3.1.3 Ход выполнения задания

1. Для соединения вала и втулки с номинальным диаметром 290 мм и длиной втулки 300 мм из ГОСТ 23360-78 выписываем стандартные номинальные значения всех размеров шпоночного соединения.

Для шпонки находим:

- ширина шпонки $b = 18$ мм;
- высота шпонки $h = 11$ мм;
- длину шпонки из интервала 22...110 мм выбираем равной $l = 180$ мм;
- фаска $s = 0,4$ мм.

Для паза на валу и во втулке:

- ширина паза на валу $b_1 = b = 18$ мм;
- глубина паза на вал $t_1 = 7$ мм;
- длина паза на валу $l_1 = l = 180$ мм;
- ширина паза во втулке $b_2 = b = 18$ мм;

- глубина паза во втулке $t_2 = 4,4$ мм;
- длина паза во втулке – не нормируется;
- радиус закругления или фаска $s_1 = 0,4$ мм.

2. Назначаем точность изготовления размеров шпонки и пазов.

Для ширины шпонки (размер b) назначаем поле допуска $h9$.

Для нормального соединения для ширины паза на валу (размер b_1) назначаем поле допуска $N9$, для ширины паза во втулке (размер b_2) – поле допуска $JS9$.

Для высоты шпонки (размер h) назначаем поле допуска $h11$, поскольку $h > 6$ мм.

Для глубины паза на валу и во втулке стандартом нормируются не поля допусков, а предельные отклонения: $t_1 = 7,0^{+0,2}$; $t_2 = 4,4^{+0,2}$.

Для посадки «шпонка-вал» по длине назначаем следующие поля допусков: для длины шпонки (размер l) – $h14$, для длины паза на валу (размер l_1) – $H15$.

Найденные данные сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Номинальные размеры и поля допусков шпоночного соединения

	Шпонка	Паз на валу	Паз во втулке
Ширина	$b = 18h9$	$b_1 = 18N9$	$b_2 = 18JS9$
Высота (глубина)	$h = 11h11$	$t_1 = 7^{+0,2}$	$t_2 = 4,4^{+0,2}$
Длина	$l = 180h14$	$l_1 = 180H15$	не нормируется

3. Для найденных полей допусков определяем предельные отклонения по ГОСТ 25347-82 и рассчитываем допуски и предельные размеры (табл. 3.2).

Таблица 3.2 – Допуски и предельные размеры параметров соединения

Параметр	Обозначение	Номинальный размер, мм	Поле допуска	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм		Допуск, мм
				верхнее	нижнее	max	min	
Ширина шпонка	b	18	h9	0	−0,043	18	17,957	0,043
Ширина паза на валу	b ₁	18	N9	0	−0,043	18	17,957	0,043
Ширина паза во втулке	b ₂	18	JS9	+0,021	−0,021	18,021	17,979	0,042
Высота шпонки	h	11	h11	0	−0,011	11	10,989	0,011
Глубина паза на валу	t ₁	7,0	–	+0,2	0	7,2	7,0	0,2
Глубина паза во втулке	t ₂	4,4	–	+0,2	0	4,6	4,4	0,2
Длина шпонки	l	180	h14	0	−1,0	180	179	1,0
Длина паза на валу	l ₁	180	H15	+1,6	0	181,6	180	1,6

4. Определим предельные зазоры и натяги в посадках по ширине шпонки.

Для посадки «паз на валу» 18 $\frac{N9}{h9}$:

$$S_{max} = b_{1max} - b_{min} = 18 - 17,957 = 0,043 \text{ мм};$$

$$S_{min} = b_{1min} - b_{max} = 17,957 - 18 = -0,043 \text{ мм} = -N_{max}.$$

Так как $S_{max} > 0$, а $S_{min} < 0$, посадки переходные.

Для посадки «паз во втулке - шпонка» $18 \frac{JS9}{h11}$:

$$S_{max} = b_{2max} - b_{min} = 18,021 - 17,957 = 0,064 \text{ мм};$$

$$S_{min} = b_{2min} - b_{max} = 17,979 - 18 = -0,021 \text{ мм}.$$

Так как $S_{max} > 0$, а $S_{min} < 0$, посадки переходные.

5. Схема полей допусков шпоночного соединения по ширине шпонки показана на рис. 3.1.1.

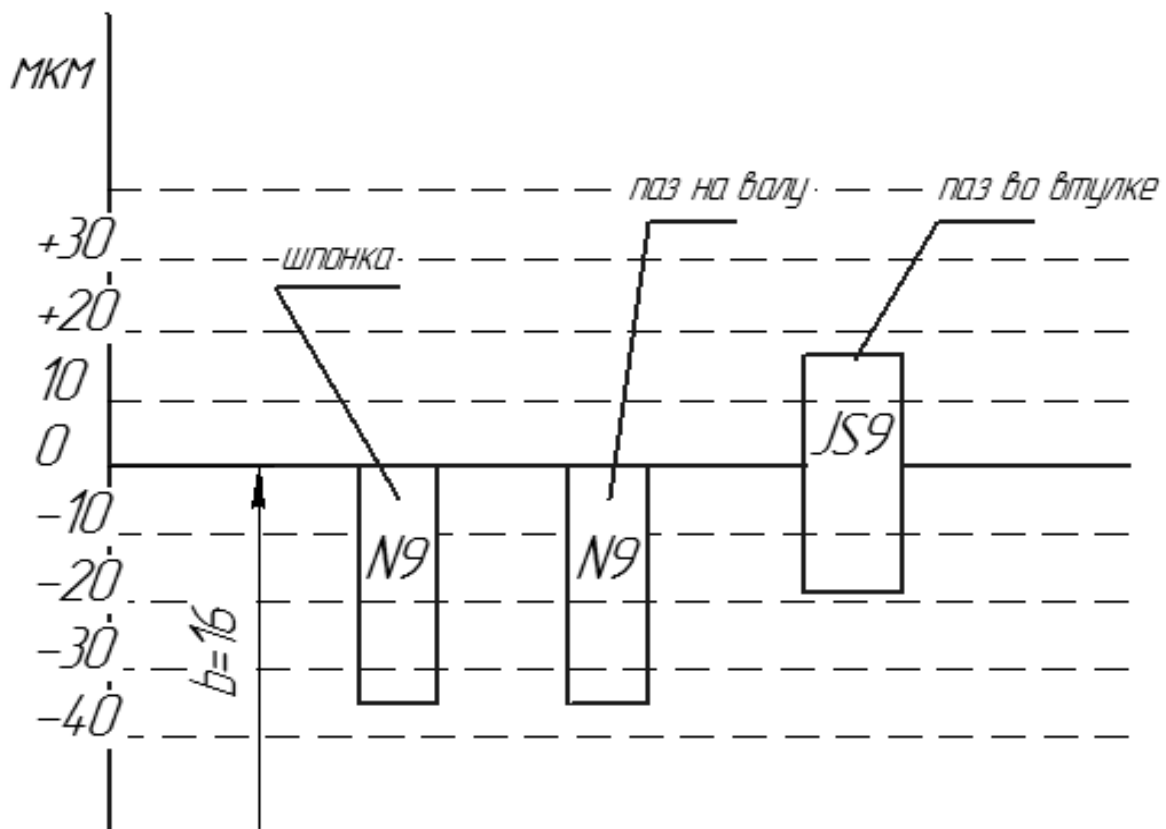


Рисунок 3.1.1 – Схема полей допусков шпоночного соединения

6. Выполняем эскиз шпоночного соединения с обозначением посадок (рис. 3.1.2).

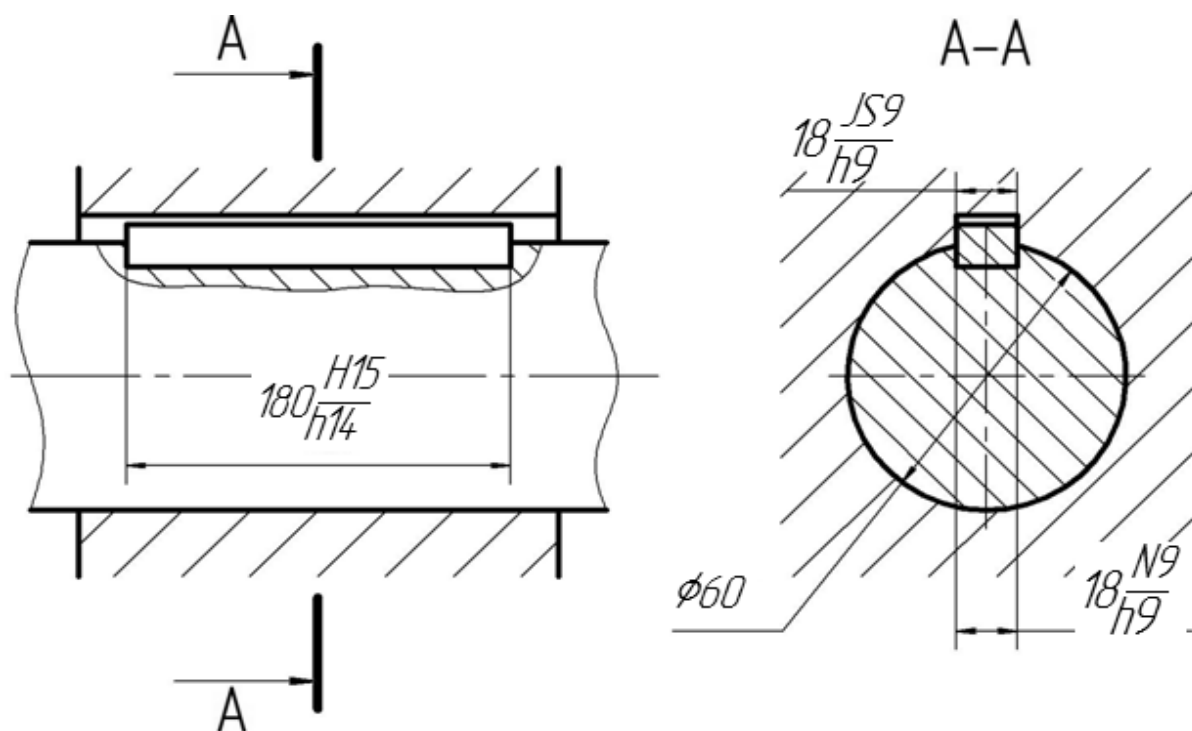


Рисунок 3.1.2 – Эскиз шпоночного соединения

7. Записываем условное обозначение шпонки:

Шпонка 3 – $18 \times 11 \times 180$ ГОСТ 23360-78.

3.2 Шлицевые соединения

3.2.1 Исходные данные

Заданы следующие параметры шлицевого соединения: число зубьев $z = 8$, внутренний диаметр $d = 42$ мм, наружный диаметр $D = 48$ мм, способ центрирования – по наружному диаметру.

3.2.2 Содержание задания

1. Определить серию шлицевого соединения.
2. Назначить поля допусков размеров шлицевой втулки и шлицевого вала.
3. Записать условное обозначение шлицевого соединения.
4. Найти предельные отклонения размеров шлицевой втулки и шлицевого вала.
5. Изобразить эскиз с условным обозначением шлицевого соединения.

3.2.3 Ход выполнения задания

1. В соответствии со стандартом определяем, что шлицевое соединение $8 \times 42 \times 48$ относится к средней серии и выписываем для него стандартное значение ширины зуба (шлица): $b = 8$ мм.

2. Согласно рекомендациям стандарта подбираем для центрирующего диаметра D посадку $\frac{H7}{f7}$, для ширины зуба b – посадку $\frac{F8}{js7}$.

Для не центрирующего диаметра d для втулки выписываем рекомендуемое поле допуска $H11$.

Поле допуска для вала по внутреннему нецентрирующему диаметру d не нормируется стандартом, ограничено лишь его \min значение $d_{\min} = d_1 = 39,5$ мм

3. Условное обозначение заданного шлицевого соединения имеет вид:

$$D - 8 \times 42 \times 48 \frac{H7}{f7} \times 8 \frac{F8}{js7}$$

4. По ГОСТ 25347-82 определяем предельные отклонения размеров шлицевого вала и втулки. Результаты представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 –Предельные отклонения параметров шлицевого соединения

	d	D	b
Втулка	$42H11^{(+0,016)}$	$48H7^{(+0,025)}$	$8F8^{(+0,064)}_{(+0,025)}$
Вал	$d_{min}=39,5$	$48f7^{(-0,025)}_{(-0,050)}$	$8js7^{(+0,012)}_{(-0,012)}$

5. Вычерчиваем эскиз шлицевого соединения для центрирования по D, показываем его условное обозначение (рис. 3.2.1).

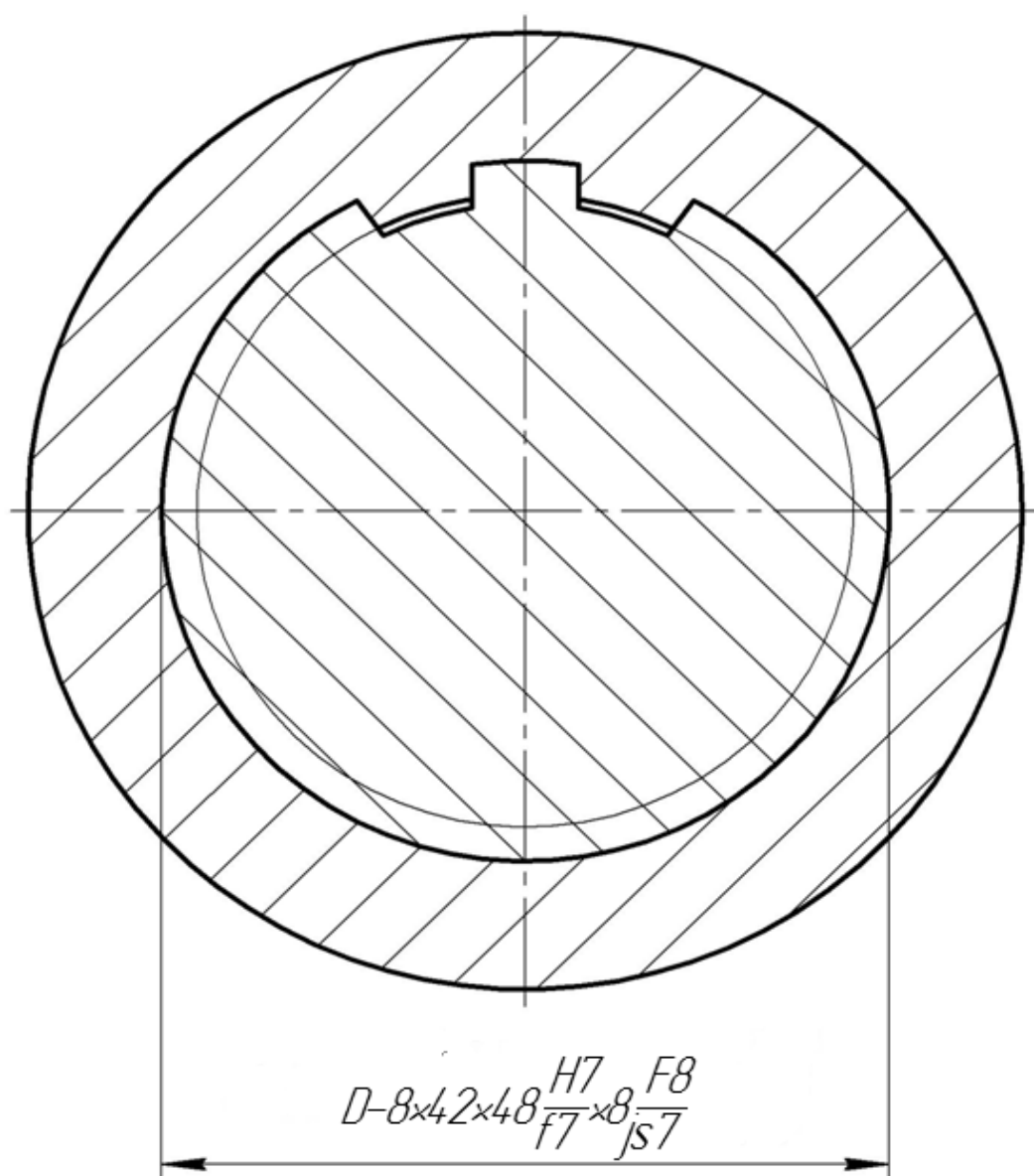


Рисунок 3.2.1 – Эскиз шлицевого соединения

4 Нормирование точности метрической резьбы

4.1 Исходные данные

Задана резьбовая посадка $M20 \times 1,5 - \frac{7G}{5g6g}$

Результаты измерений болта:

измеренный наружный диаметр $d_{\text{изм}} = 18,833 \text{ мм}$;

измеренный средний диаметр $d_{2\text{изм}} = 19,961 \text{ мм}$;

погрешность шага $\delta_p = -25 \text{ мкм}$;

погрешность половины угла профиля резьбы: $\delta_{\alpha/2}^{\text{лев}} = 40'$; $\delta_{\alpha/2}^{\text{прав}} = 30'$.

Результаты измерений гайки:

измеренный внутренний диаметр $D_{1\text{изм}} = 19,228 \text{ мм}$;

измеренный средний диаметр $D_{2\text{изм}} = 18,635 \text{ мм}$;

погрешность шага $\delta_p = 42 \text{ мкм}$;

погрешность половины угла профиля резьбы: $\delta_{\alpha/2}^{\text{лев}} = 35'$; $\delta_{\alpha/2}^{\text{прав}} = 25'$.

4.2 Содержание задания

1. Определить номинальные параметры резьбовой посадки.
2. Найти основные отклонения и допуски диаметров болта и гайки.
3. Определить предельные размеры диаметров болта и гайки.
4. Рассчитать приведенный средний диаметр для болта и гайки и определить действительный зазор в резьбовом соединении.
5. Определить годность деталей в соответствии с заданными результатами измерений.
6. Вычертить схему расположения полей допусков заданной резьбовой посадки, указать на схеме номинальные размеры, допуски и предельные отклонения номинальных параметров резьбы.

4.3 Ход выполнения задания

1. Согласно заданному обозначению резьбовой посадки, номинальный(наружный) диаметр резьбы $d = D = 20$ мм, шаг $P=1,5$.

Номинальные значения среднего и внутреннего диаметров:

$$d_1 = D_1 = d - 1,0825P = 20 - 1,0825 \cdot 1,5 = 18,376 \text{ мм};$$

$$d_2 = D_2 = d - 0,6495P = 20 - 0,6495 \cdot 1,5 = 19,026 \text{ мм}.$$

2. Определим допуски для диаметров болта и гайки в соответствии с ГОСТ 16093-2004:

для болта – допуск на средний диаметр (5 степень точности) $Td_2 = 112$ мкм; допуск на наружный диаметр (6 степень точности) $Td = 236$ мкм;

для гайки – допуск на средний диаметр (7 степень точности) $TD_2 = 236$ мкм; допуск на внутренний диаметр (7 степень точности) $TD_1 = 375$ мкм.

Основные отклонения диаметров резьбы:

для болта (отклонение g) – верхнее отклонение $es = -32$ мкм;

для гайки (отклонение G) – нижнее отклонение $EI = +32$ мкм.

3. Найдем предельные размеры диаметров болта и гайки.

Определяем предельные размеры гайки.

$$D_{min} = D + EI = 20 + 0,032 = 20,032 \text{ мм}.$$

D_{max} – не нормируется, т.к. не нормируется допуск на наружный диаметр гайки. Реальный профиль впадины гайки не должен выходить за линию плоского среза, расположенного на расстоянии $H/8$ от вершины исходного треугольника профиля резьбы.

$$D_{1min} = D_1 + EI = 18,376 + 0,032 = 18,408 \text{ мм}.$$

$$D_{1max} = D_{1min} + TD_1 = 18,408 + 0,375 = 18,783 \text{ мм}.$$

$$D_{2min} = D_2 + EI = 19,026 + 0,032 = 19,058 \text{ мм}.$$

$$D_{2max} = D_{2min} + TD_2 = 19,058 + 0,236 = 19,294 \text{ мм}.$$

Находим предельные размеры болта.

$$d_{max} = d + es = 20 + (-0,032) = 19,968 \text{ мм}.$$

$$d_{min} = d_{max} - Td = 19,968 - 0,236 = 19,732 \text{ мм}.$$

$$d_{1max} = d_1 + es = 18,376 - 0,032 = 18,344 \text{ мм}.$$

d_{1min} –не нормируется, т.к. не нормируется допуск на внутренний диаметр болта. Реальный профиль впадины болта не должен выходить за линию плоского среза, расположенного на расстоянии Н/4 от вершины исходного треугольника профиля резьбы.

$$d_{2max} = d_2 + es = 19,026 + (-0,032) = 18,994 \text{ мм.}$$

$$d_{2min} = d_{2max} - Td_2 = 18,994 - 0,112 = 18,882 \text{ мм.}$$

4. Для расчета приведенного среднего диаметра определим значения диаметральной компенсации погрешностей шага и угла профиля резьбы для каждой из деталей.

Находим диаметральные компенсации и приведенный средний диаметр болта:

Диаметральная компенсация погрешности шага

$$f_p = 1,732 \cdot |\delta_p| = 1,732 \cdot 0,025 = 0,043 \text{ мм.}$$

Отклонение половины угла профиля резьбы

$$\delta_{\alpha/2} = \frac{|\delta_{\alpha/2}^{\text{лев}}| + |\delta_{\alpha/2}^{\text{прав}}|}{2} = \frac{|40'| + |30'|}{2} = 35'.$$

Диаметральная компенсация погрешности угла

$$f_{\alpha} = \frac{0,29P\delta_{\alpha/2}}{1000} = \frac{0,29 \cdot 1,5 \cdot 35}{1000} = 0,0152 \text{ мм.}$$

Приведенный средний диаметр болта

$$d_{2пр} = d_{2изм} + f_p + f_{\alpha} = 18,833 + 0,043 + 0,0152 = 18,89 \text{ мм.}$$

Находим диаметральные компенсации и приведенный средний диаметр гайки:

Диаметральная компенсация погрешности шага

$$f_p = 1,732 \cdot |\delta_p| = 1,732 \cdot 0,042 = 0,0727 \text{ мм.}$$

Отклонение половины угла профиля резьбы

$$\delta_{\alpha/2} = \frac{|\delta_{\alpha/2}^{\text{лев}}| + |\delta_{\alpha/2}^{\text{прав}}|}{2} = \frac{|35'| + |25'|}{2} = 30'$$

Диаметральная компенсация погрешности угла

$$f_{\alpha} = \frac{0,29P\delta_{\alpha/2}}{1000} = \frac{0,29 \cdot 1,5 \cdot 30}{1000} = 0,0131 \text{ мм.}$$

Приведенный средний диаметр гайки

$$D_{2\text{пр}} = D_{2\text{изм}} - (f_p + f_{\alpha}) = 19,228 - (0,0727 + 0,0131) = 19,142 \text{ мм.}$$

Действительный зазор в резьбовом соединении равен

$$S = D_{2\text{пр}} - d_{2\text{пр}} = 19,142 - 18,890 = 0,25 \text{ мм.}$$

5. Результаты измерений и расчетов сводим в таблицу 4.1. Анализируя полученные данные, делаем выводы о годности деталей.

Таблица 4.1 – Определение годности резьбовых деталей

Обозначение	Номинальный размер, мм	Предельные размеры, мм		Результаты измерений	Вывод о годности детали
		max	min		
Болт					
d	20	19,968	19,732	d _{изм} = 19,961	По наружному и по среднему диаметру деталь выполнена в пределах поля допуска. Деталь годна.
d ₂	19,026	18,994	18,882	d _{2пр} = 18,890	
Гайка					
D ₁	18,376	18,783	18,408	D _{1изм} = 18,635	По наружному и по среднему диаметру деталь выполнена в пределах поля допуска. Деталь годна.
D ₂	19,026	19,294	19,058	D _{2пр} = 19,142	

6. Схема расположения полей допусков заданной резьбовой посадки показана на рис. 4.1.

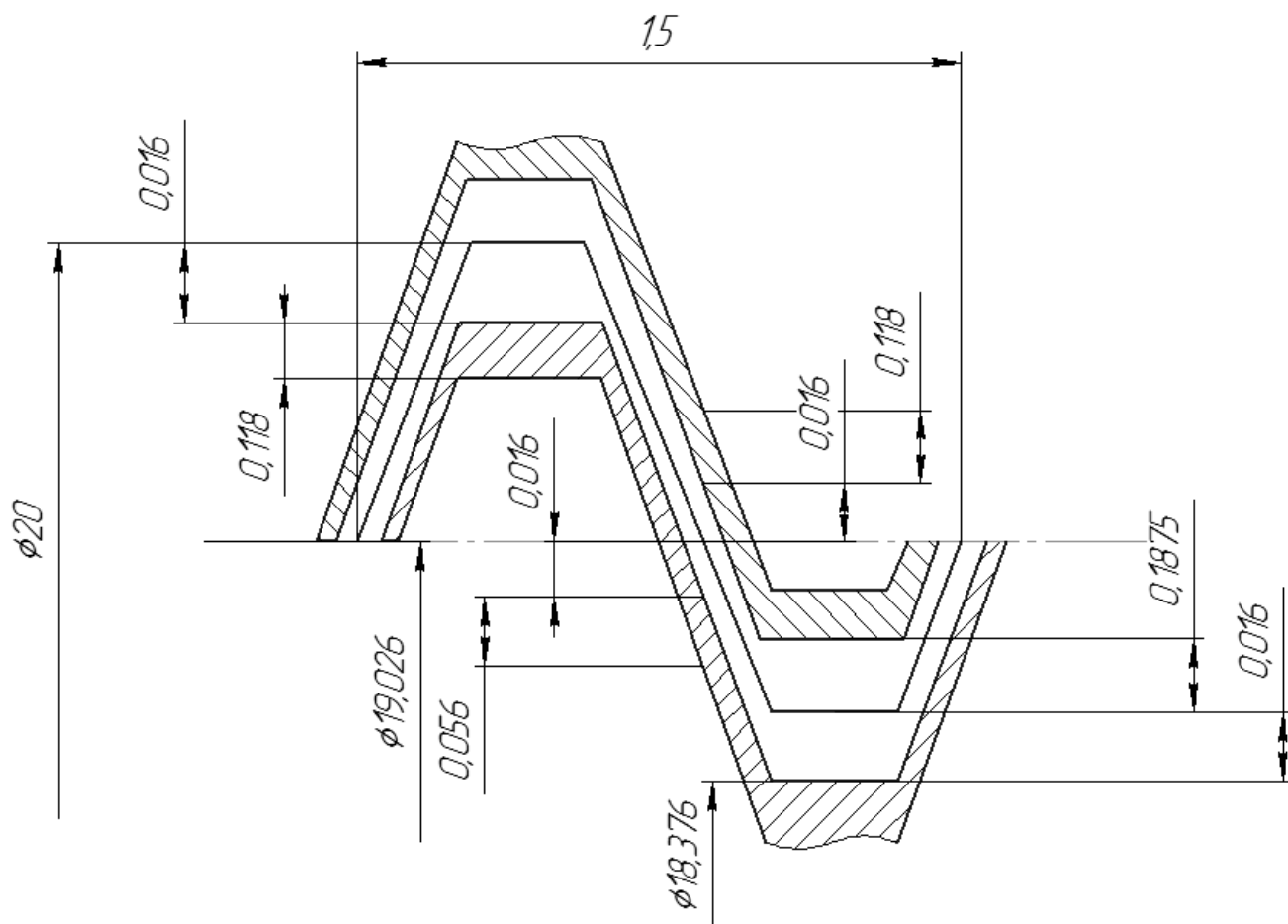


Рисунок 4.1 – Схема расположения полей допусков резьбовой посадки

$$M20 \times 1,5 - \frac{7G}{5g6g}$$

5 Нормирование точности цилиндрических зубчатых колес и передач

5.1 Исходные Данные

Степени точности и вид сопряжения зубчатой пары 8-*D*, модуль $m = 1,0$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 28$, число зубьев колеса $z_2 = 112$, ширина зубчатого венца $b_w = 10$ мм.

5.2 Содержание задания

Определить по стандарту или справочной литературе и выписать значения показателей точности.

5.3 Ход выполнения задания

1. Найдем некоторые геометрические параметры шестерни, колеса и передачи в целом, необходимые для определения ряда допусков.

Делительный Диаметр шестерни $d_1 = mz_1 = 1,0 \cdot 28 = 28$ мм, колеса $d_2 = mz_2 = 1,0 \cdot 112 = 112$ мм.

Длина дуги делительной окружности шестерни $L_1 = \pi d_1 = 3,14 \cdot 28 = 87,9$ мм; колеса $L_2 = \pi d_2 = 3,14 \cdot 112 = 351,7$ мм.

Межосевое расстояние зубчатой передачи $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{28 + 112}{2} = 70$ мм.

2. Определяем показатели кинематической точности (8 степень точности).

Допуск радиального биения зубчатого венца F_r : для шестерни 45 мкм, для колеса 45 мкм.

Допуск на накопленную погрешность шага F_p : для шестерни 45 мкм, для колеса 90 мкм.

Допуск на накопленную погрешность k шагов F_{pk} берется по длине дуги делительной окружности L , соответствующей 1/6 части зубьев (с округлением до целого зуба в большую сторону). Следовательно, для

шестерни необходимо учитывать $z_1' = \frac{28}{6} = 4,67 \approx 5$ зубьев, для колеса $z_2' = \frac{112}{6} = 18,7 \approx 19$ зубьев.

Искомая длина дуги для шестерни $L_1 = \pi m z_1' = 3,14 \cdot 1 \cdot 5 = 15,7$ мм; для колеса $L_2 = \pi m z_2' = 3,14 \cdot 1 \cdot 19 = 59,7$ мм.

Тогда допуск на накопленную погрешность k шагов F_{pk} равен: для шестерни 32 мкм, для колеса 50 мкм.

3. Определяем показатели норм точности по плавности (8 степень точности).

Допуск на местную кинематическую погрешность шага f_i' : для шестерни 36 мкм, для колеса 36 мкм.

Предельные отклонения шага $\pm f_{pt}$: для шестерни 20 мкм, для колеса 20 мкм.

Допуск на погрешность профиля f_f : для шестерни 14 мкм, для колеса 14 мкм.

4. Определяем показатели норм точности по контакту зубьев (8 степень точности).

Суммарное пятно контакта по высоте зуба не менее 40%, по длине зуба не менее 50%.

Допуск на непараллельность $f_x = 18$ мкм.

Допуск на перекося осей $f_y = 9$ мкм.

Допуск на направление зуба $F_\beta = 18$ мкм.

5. Определяем показатели норм точности по боковому зазору (вид сопряжения D).

Гарантированный боковой зазор $j_{n \min} = 46$ мкм.

Предельные отклонение межосевого расстояния $\pm f_a = 22$ мкм.

Наименьшее Дополнительное смещение исходного контура $-E_{Hs}, +E_{Hi}$: для шестерни 55 мкм, для колеса 55 мкм.

Допуск на смещение исходного контура шестерни T_H : для шестерни 90 мкм, для колеса 90 мкм.

Допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm} : для шестерни 40 мкм, для колеса 40 мкм.

Допуск на длину общей нормали T_W : для шестерни 60 мкм, для колеса 60 мкм.

Наименьшее отклонение толщины зуба $-E_{cs}$: для шестерни 40 мкм, для колеса 50 мкм.

Допуск на толщину зуба T_c : для шестерни 70 мкм, для колеса 70 мкм.

6 Расчет размерных цепей

6.1 Исходные данные

Задан сборочный чертеж узла.

Исходные данные для решения первой задачи: детали узла по увеличивающим размерам изготовлены по $H8$, по уменьшающим – по $h7$, номинальное значение размера замыкающего звена $A_0 = 0,5$.

Исходные данные для решения второй задачи: размер исходного звена $A_0 = 0,5_{-0,1}$.

6.2 Содержание задания

1. Изобразить эскиз заданного сборочного узла, составить схему сборочной размерной цепи.
2. Выявить на схеме замыкающее звено, увеличивающие и уменьшающие звенья, задать номинальные размеры составляющих звеньев, определить номинальный размер замыкающего звена.
3. Найти предельные отклонения замыкающих звеньев; определить допуск и предельные отклонения замыкающего звена методом полной взаимозаменяемости (первая задача).
4. По заданному допуску и предельным отклонениям исходного звена определить предельные отклонения замыкающих звеньев методом одного качества (вторая задача).

6.3 Ход выполнения задания

1. Вычерчиваем эскиз сборочного узла (рис. 6.1). На эскиз наносим схему сборочной размерной цепи, выбрав в качестве замыкающего звена зазор между крышкой и подшипником A_0 .

2. Выявляем на схеме размерной цепи увеличивающие и уменьшающие размеры (рис. 6.2):

увеличивающие размеры – A_8, A_7, A_6 ;

уменьшающие размеры – $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_9, A_{10}$.

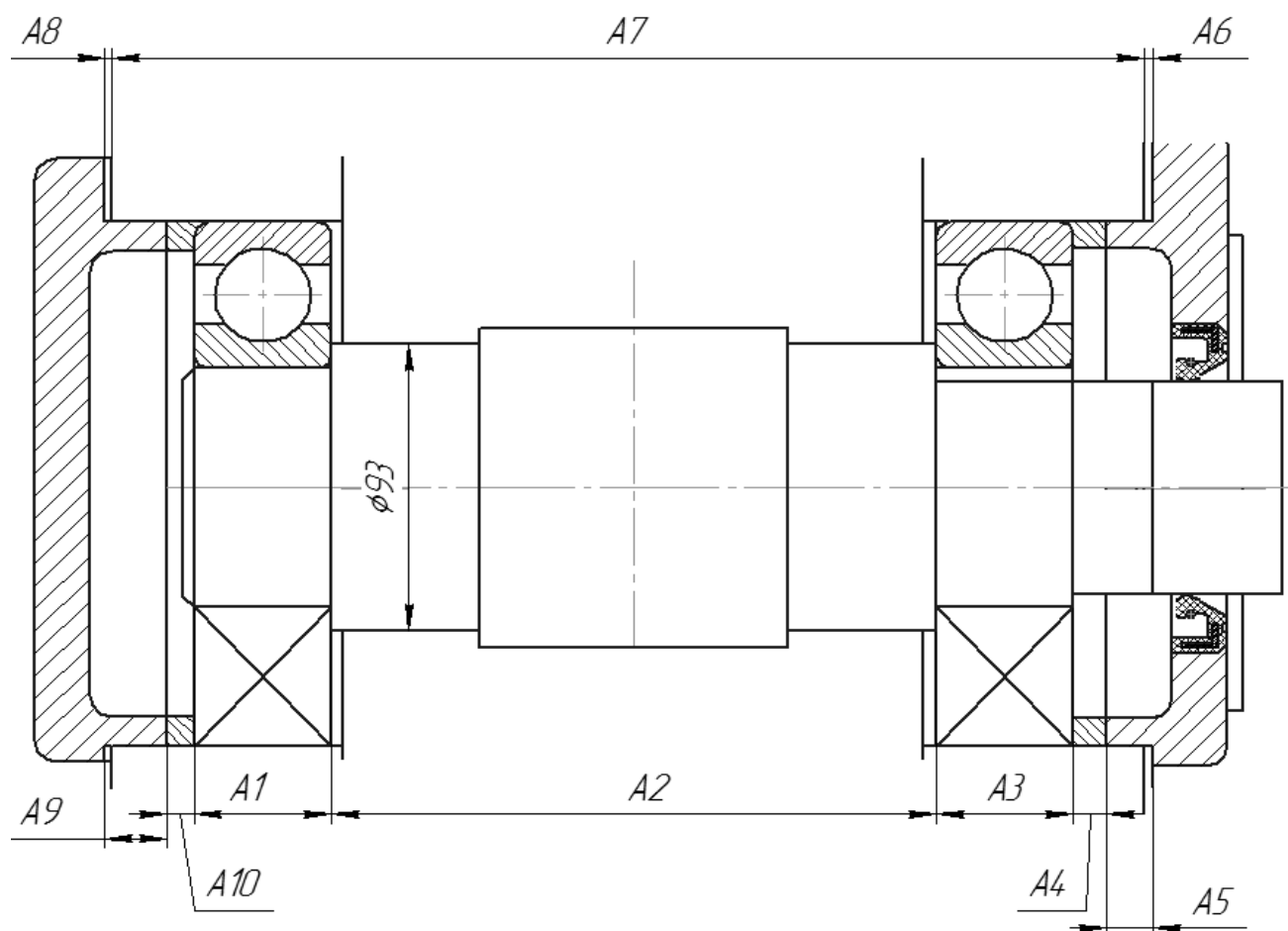


Рисунок 6.1 – Чертеж сборочного узла

Замыкающим звеном цепи является размер A_0 .

Назначаем номинальные размеры составляющих звеньев (мм)⁶:

$A_1=24; A_2=111; A_3=24; A_4=6; A_5=7; A_6=1,75; A_7=182; A_8=1,75; A_9=6;$

$A_{10}=7$.

Номинальный размер замыкающего звена

$$A_0 = \sum A_{ув} - \sum A_{ум} = (A_6 + A_6 + A_8) - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_9 + A_{10}) = \\ = (1,75 + 182 + 1,75) - (24 + 111 + 24 + 6 + 7 + 7 + 6) = 0,5 \text{ мм.}$$

3. Решаем первую задачу.

Определим предельные отклонения, предельные размеры и допуски составляющих звеньев. Результаты сводим в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Предельные отклонения и допуски составляющих звеньев

Обозначение	Номинальный размер, мм	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм		Допуск, мм
		Верхнее, Es	Нижнее,Е i	A _{max}	A _{min}	
Увеличивающие размеры, поле допуска Н8						
A ₆	1,75	+0,014	0	1,764	1,75	0,014
A ₇	182	+0,072	0	182,072	182	0,072
A ₈	1,75	+0,014	0	1,714	1,75	0,014
Уменьшающие размеры, поле допуска h7						
A ₁	24	0	-0,021	24	23,979	0,021
A ₂	111	0	-0,035	111	110,965	0,035
A ₃	24	0	-0,021	24	23,979	0,021
A ₄	6	0	-0,012	6	5,988	0,012
A ₅	7	0	-0,015	7	6,985	0,015
A ₉	6	0	-0,012	6	5,988	0,012
A ₁₀	7	0	-0,015	7	6,985	0,015

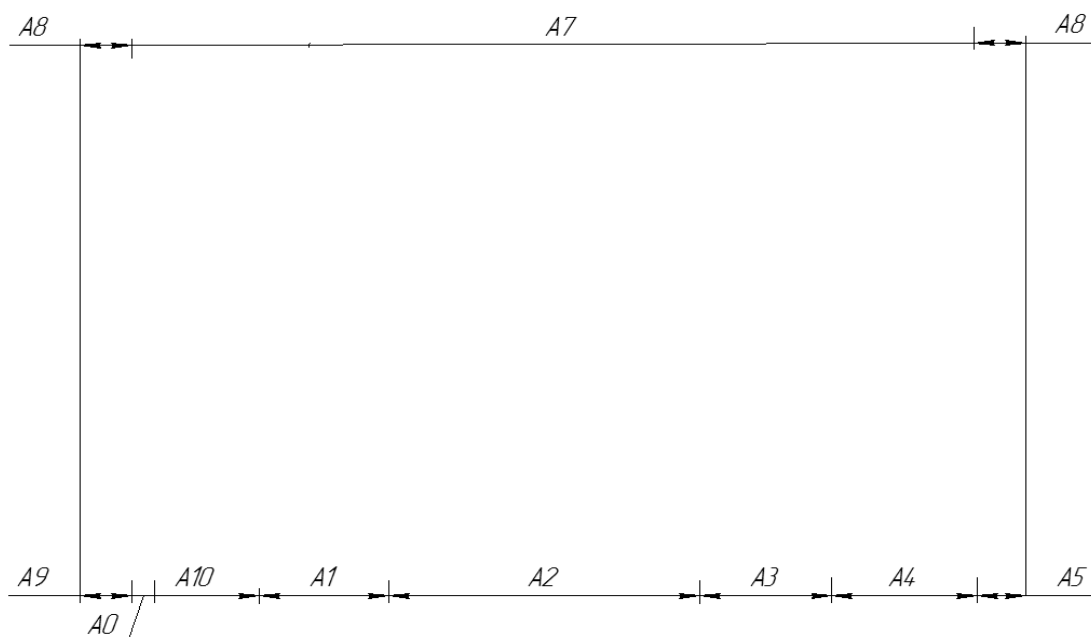


Рисунок 6.2 – Схема размерной цепи

Допуск замыкающего звена по методу полной взаимозаменяемости равен:

$$TA_0 = \sum TA_i = 0,021 + 0,035 + 0,021 + 0,012 + 0,015 + 0,012 + 0,015 + 0,014 + 0,072 + 0,014 = 0,231 \text{ мм.}$$

Определим предельные отклонения замыкающего звена:

$$Es(A_0) = \sum Es(A_{yB}) - \sum Ei(A_{yM}) = (0,014 + 0,072 + 0,014) - [(-0,021) + (-0,035) + (-0,021) + (-0,012) + (-0,015) + (-0,012) + (-0,015)] = 0,231 \text{ мм.}$$

$$Ei(A_0) = \sum Ei(A_{yB}) - \sum Es(A_{yM}) = 0.$$

$$\text{Следовательно, } A_0 = 0,5^{+0,231} \text{ мм.}$$

Определим предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{0max} = A_0 + Es(A_0) = 0,5 + 0,231 = 0,731 \text{ мм;}$$

$$A_{0min} = A_0 + Ei(A_0) = 0,5 \text{ мм.}$$

Выполним проверку, определив предельные размеры замыкающего звена через предельные размеры составляющих звеньев:

$$A_{0max} = \sum Ai_{max(yB)} - \sum Ai_{min(yM)} = 1,764 + 182,072 + 1,764 - (23,979 + 110,985 + 23,979 + 5,988 + 6,985 + 5,988 + 6,985) = 0,731 \text{ мм;}$$

$$A_{0min} = \sum A_{i_{min}(yB)} - \sum A_{i_{max}(yM)} = (1,75 + 182 + 1,75) - (24 + 111 + 24 + 6 + 7 + 6 + 7) = 0,5 \text{ мм.}$$

4. Решаем вторую задачу.

Определим предельные размеры и допуск исходного звена согласно условию $A_0 = 0,5_{-0,1}^0$:

$$A_{0max} = 0,5; A_{0min} = 0,4; TA_0 = 0,5 - 0,4 = 0,1 \text{ мм} = 100 \text{ мкм.}$$

Расчет ведем по способу одного квалитета. При этом способе на размеры

всех составляющих звеньев назначают допуски по одному квалитету с учетом

номинальных размеров звеньев.

Определим значение единицы допуска i для каждого из составляющих размеров цепи (табл. 6.2) по формуле

$$i = 0,45 \sqrt[3]{A_u} + 0,001 A_u,$$

где $A_u = \sqrt{A_{umin} \cdot A_{umax}}$ – среднее геометрическое границ интервала, которому принадлежит номинальный размер.

Таблица 6.2 - Предельные отклонения и допуски составляющих звеньев

Обозначение	Номинальный размер, мм	Границы интервала, мм $A_{umin}; A_{umax}$	A_u , мм	Единица допуска i , мкм
A_1	24	18;30	23,24	1,3
A_2	111	80;120	97,98	2,2
A_3	24	18;30	23,24	1,3
A_4	6	3;6	4,24	0,73
A_5	7	6;10	7,74	0,89
A_6	1,75	1;3	1,73	0,54
A_7	182	180;250	212,13	2,9
A_8	1,75	1;3	1,73	0,54

A ₉	6	3;6	4,24	0,73
A ₁₀	7	6;10	7,74	0,89

Определяем среднее число единиц допуска

$$a_m = \frac{TA_0}{\sum i} = \frac{100}{1,3+2,2+1,3+0,73+0,89+0,54+2,9+0,54+0,73+0,89} \approx 8,32.$$

Найденное число единиц допуска ближе всего соответствует качеству

IT5, для которого $a=7$. Допуски размеров A₁...A₁₀ по 5 качеству соответственно равны: 0,009; 0,015; 0,009; 0,005; 0,006; 0,004; 0,020; 0,004; 0,006; 0,005 мм.

Определим, выполняется ли неравенство, согласно которому сумма допусков замыкающих звеньев не должна превышать допуск исходного звена:

$$TA_0 \geq \sum TA_i.$$

В нашем случае

$$TA_0 = 0,1 \text{ мм};$$

$$\sum TA_i = 0,009 + 0,015 + 0,0095 + 0,005 + 0,006 + 0,004 + 0,02 + 0,004 + 0,006 + 0,005 = 0,083 < 0,1 \text{ мм}.$$

Неравенство выполняется, следовательно, качество подобран правильно и требуемая точность исходного звена обеспечена.

Зная допуски размеров, назначаем предельные отклонения составляющих

размеров (для увеличивающих размеров – как для основных отверстий со знаком «+», для уменьшающих размеров – как для основных валов со знаком «-»):

$$A_1 = 24h5_{(-0,009)}; A_2 = 111h5_{(-0,015)}; A_3 = 24h5_{(-0,009)}; A_4 = 6h5_{(-0,005)}; A_5 = 7h5_{(-0,006)};$$

$$A_6 = 1,75H5^{(+0,004)}; A_7 = 182H5^{(+0,020)}; A_8 = 1,75H5^{(+0,004)}; A_9 = 6h5_{(-0,006)},$$

$$A_{10} = 7h5_{(-0,005)}.$$

Источники

1 Нормирование точности и технические измерения (Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения): методические указания к выполнению курсовой работы для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-36 01 04 «Оборудование и технологии высокоэффективных процессов обработки материалов», 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» высших учебных заведений./сост. А. Н. Голубев.- Витебск: УО «ВГТУ», 2008. -78 с.

2 Нормирование точности и технические измерения (Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения): лабораторный практикум для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-36 01 04 «Оборудование и технологии высокоэффективных процессов обработки материалов», 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» высших учебных заведений. Ч. 2./ сост. А. Н. Голубев.- Витебск: УО «ВГТУ», 2006. -82 с.

. Вал, отверстие. 2	24. Посадка переходная	шлицевого соединения
Размер	25. Натяг средний переходной посадки	42. Обозначение на чертежах
3. Посадка4. Зазор	26. Допуск посадки	степеней точности, видов
5. Натяг6. Размер действительный	27. Степень точности (кавалитет)	сопряжений и видов допуска
7. Размеры предельные (наибольший, наименьший)	28. Допуск стандартный	43. Обозначения метрических
8. Допуск размера	29. Единица допуска	резьб на чертежах
9. Предел проходной, непроходной (предел максимума, минимума материала)	30. Отклонение основное	44. Отклонения и допуски
10. Размер номинальный	31. Отверстие основное	метрических резьб на схеме
11. Отклонение размера	32. Вал основной	полей допусков резьбы
12. Отклонение действительное	33. Посадки в системе отверстия	45. Размерная цепь
13. Отклонение предельное	34. Посадки в системе вала	46. Звено размерной цепи
14. Отклонение верхнее, нижнее	35. Нанесение предельных отклонений на чертежах деталей	47. Исходное звено размерной цепи
15. Схема расположения полей допусков	36. Нанесение предельных отклонений размеров (полей допусков и посадок) на сборочных чертежах	48. Замыкающее звено размерной цепи
16. Нулевая линия	37. Расчет исполнительных размеров предельных калибров	49. Увеличивающие и уменьшающие звенья размерной цепи
17. Поле допуска	38. Маркировка калибров	50. Основное уравнение размерной цепи
18. Посадка с зазором	39. Выбор шероховатости поверхности рабочих поверхностей калибров	51. Прямая и обратная задачи решения размерной цепи
19. Зазор наибольший, наименьший, средний20. Допуск зазора	40. Нанесение на чертежах обозначений шероховатости	52. Расчет допуска составляющих звеньев размерной цепи по способу одного квалитета
21. Посадка с натягом	41. Нанесение на чертежах обозначений бокового зазора зубчатых передач	53. Расчет допуска замыкающего звена размерной цепи
22. Натяг наибольший, наименьший, средний		
23. Допуск натяга		

--	--	--