

Министерство образования и науки РФ  
Псковский государственный политехнический институт

И.Г. Ершова, Е.А. Евгеньева

# **МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ**

**Методические указания  
по выполнению курсовой работы**

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
Псковского государственного политехнического института*

Псков  
Издательство ППИ  
2010

УДК 621.753  
ББК 30.10  
Е80

*Рекомендовано к изданию Научно-методическим советом  
Псковского государственного политехнического института*

Рецензенты:

- В.В. Шевельков - к.т.н., профессор кафедры теории механизмов и машин;
- В.А. Игнатъев – к.т.н., зам. генерального директора СП ЗАО «Альянс ПМФ»

**Ершова И.Г., Евгеньева Е.А.**

Е80      Метрология, стандартизация и сертификация : Метод. указания по выполнению курсовой работы. – Псков : Издательство ППИ, 2010. – 124с.

Методические указания предназначены для студентов технических специальностей и направлений подготовки дипломированных специалистов и подготовки бакалавров.

Методические указания содержат материалы и рекомендации, необходимые при выполнении курсовой работы по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация».

Содержание методических указаний соответствует Государственному образовательному стандарту высшего профессионального образования по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация».

УДК 621.753  
ББК 30.10

© Ершова И.Г., Евгеньева Е.А., 2010  
© Псковский государственный политехнический институт, 2010

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. Методические указания по выполнению курсовой работы.....	5
2. Задача №1. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений.....	6
3. Задача №2. Расчет и выбор посадок деталей, сопрягаемых с подшипниками качения.....	10
4. Задача №3. Расчет размерных цепей методом максимума и минимума.....	16
5. Задача №4. Допуски и посадки резьбовых соединений.....	53
6. Задача №5 Допуски и посадки шпоночных соединений.....	58
7. Задача №6 Допуски и посадки шлицевых соединений.....	64
8. Задача №7 Выбор показателей для контроля зубчатого колеса.....	70
9. Задача №8 Определение исполнительных размеров калибров для контроля гладких цилиндрических деталей.....	74
10. Задача №9 Расчет калибров для контроля шпоночного сопряжения.....	79
11. Задача №10 Расчет калибров для контроля шлицевого сопряжения.....	84
12. Задача №11 Выбор универсальных средств измерения линейных размеров.....	88
13. Задача №12 Выполнение чертежей деталей машин.....	90
Приложение 1.....	91
Приложение 2.....	95
Приложение 3.....	97
Приложение 4.....	98
Приложение 5.....	99
Приложение 6.....	100
Приложение 7.....	110
Приложение 8.....	113
Приложение 9.....	116
Список литературы.....	123

## ВВЕДЕНИЕ

Технический уровень и качество машин находится в прямой зависимости от уровня проектирования, точности изготовления и контроля показателей качества. Высокий уровень проектирования, изготовления и контроля невозможен без использования стандартов – комплекса норм, правил и требований передового опыта, которые разрабатываются на основе достижений науки и техники и предусматривают решения, оптимальные для общества.

Учебная дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация» является базовой по отношению к конструкторским, технологическим и организационно-экономическим дисциплинам, формирующим специалиста в области машиностроительных производств.

Настоящие методические указания предназначены для студентов, обучающихся по специальностям 151001 «Технология машиностроения» и 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство», а также для бакалавров направления подготовки 151000 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» при выполнении курсовой работы по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация».

Целью данных методических указаний является упорядочение организации самостоятельной работы студента при изучении дисциплины, закрепление теоретических положений курса, приобретение навыков работы с нормативной документацией, ознакомление студентов с основными типами расчетов и выполнение курсовой работы.

В основу методики работы над курсовой работой положено её деление на ряд последовательно решаемых задач, что систематизирует работу. В методических указаниях кратко изложены теоретические положения, необходимые для решения задач, ссылки на изучаемые стандарты. В каждой задаче дана последовательность ее выполнения и приведены расчетные и графические примеры. Кроме того, данные указания содержат большой объем справочного материала, необходимого при выполнении курсовой работы.

Порядок изложения методических указаний соответствует порядку изучения данной дисциплины и работы студентов над курсовой работой.

Данные методические указания составлены в соответствии с программой Государственного образовательного стандарта по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация».

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Целью выполнения курсовой работы ставится изучение принципов нормирования точности и обеспечения взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц, умение правильно использовать ГОСТы, справочники и другие технические материалы, относящиеся к допускам и посадкам, в том числе, при выполнении технических задач, чертежей.

Задачей выполнения курсовой работы является самостоятельное решение ряда задач по взаимозаменяемости и стандартизации применительно к конкретным требованиям при проектировании механизмов и деталей машин.

К выполнению курсовой работы студенты могут приступать по мере изучения соответствующих разделов теоретического курса.

Курсовая работа включает в себя задачи, охватывающих основные разделы рабочей программы курса «Метрология, стандартизация и сертификация». Решение задач необходимо вести в той последовательности, в которой они представлены в данном пособии.

По каждой задаче дается методическое руководство, где указывается:

- цель работы;
- задание, которое включает варианты индивидуальных заданий приведенных в таблице в виде «Исходные данные для расчета»;
- краткий теоретический материал, который содержит основные положения по изучаемой теме, ссылки на изучаемые стандарты;
- последовательность выполнения задачи с перечнем вопросов, которые подлежат разработке;
- типовой пример решения задачи.

При выполнении курсовой работы следует применять обозначения, приведенные в методических указаниях и численном примере.

Курсовая работа оформляется в виде расчетно-пояснительной записки, изложенной на стандартных листах формата А4 (297×210), а также схем и эскизов, выполненных на стандартных листах формата А4.

Расчетно-пояснительная записка должна быть составлена с учетом требований, предъявляемых к оформлению технической документации: титульный лист, содержание с нумерацией страниц, задание, список использованной литературы, приложения и заключена в папку.

Текст в расчетно-пояснительной записке пишется на одной стороне листа с оставлением полей: слева – 25 мм, справа – 10 мм, сверху и внизу 20 мм.

Схемы полей допусков необходимо строить в принятом масштабе. Эскизы выполнять без точного масштаба, но с применением чертежных инструментов. Листы схем и эскизов следуют за расчетом по каждой задаче.

Графическая часть включает: чертежи рассчитанных калибров; чертеж заданного вала; чертеж заданного зубчатого колеса. Чертежи должны быть выполнены в соответствии с требованиями ЕСКД на формате А3 каждый.

При выполнении задач курсовой работы рекомендуется пользоваться исходными нормативными материалами, т.е. непосредственно стандартами.

**ПРИМЕЧАНИЕ.** 1. При выполнении курсовой работы номера задач определяет преподаватель. 2. Студент выполняет задачи курсовой работы по варианту, номер которого соответствует двум последним цифрам номера студенческого билета, либо по указанию преподавателя.

## ЗАДАЧА №1.

### ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

#### 1. Цель работы

1. Изучить основные положения и научиться определять величину допуска, предельные размеры, зазоры и натяги. Изучить посадки, установленные ЕСДП.
2. Научиться правильно оформлять сборочные чертежи и рабочие чертежи с обозначением посадок и отклонений.
3. Научиться пользоваться таблицами допусков и посадок ГОСТ 25347-82.

#### 2. Задание

Для заданного сопряжения (табл.) определить предельные размеры вала и отверстия; определить величину допусков каждой детали; найти величину предельных зазоров или натягов и допуск посадки; построить график полей допусков в определенном масштабе, нанести все размеры, отклонения, допуски. Начертить эскизы сопряжения в сборе и подетально с обозначением посадок и отклонений.

#### Исходные данные для расчета гладких соединений

Номер варианта	Диаметр сопряжения, мм	Посадка сопряжения	Номер варианта	Диаметр сопряжения, мм	Посадка сопряжения
1	25	H7/f7	16	10	E9/h8
2	30	H7/js6	17	16	K7/h6
3	16	H7/p6	18	20	R7/h6
4	40	H7/e8	19	25	H8/d9
5	12	H7/k6	20	36	H8/js7
6	20	H7/r6	21	45	H8/u8
7	32	F8/h6	22	50	H7/c8
8	50	Js7/h6	23	63	H8/k7
9	80	P7/h6	24	75	T7/h6
10	63	H7/g6	25	80	D9/h9
11	75	H8/m7	26	85	H7/m6
12	90	H7/s6	27	90	S7/h6
13	100	H8/h8	28	100	H8/e8
14	110	H7/n6	29	110	H8/n7
15	125	H7/t6	30	120	H7/s7

#### 3. Допуски и посадки гладких соединений

ГОСТ 25346-89 «ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений» устанавливает термины, определения и условные обозначения, допуски и основные отклонения системы допусков и посадок для размеров до 3150 мм.

Обработать деталь точно по номинальному размеру, указанному на чертеже, практически невозможно из-за многочисленных погрешностей, влияющих на процесс обработки. Поэтому размер обработанной детали ограничивают двумя предельными размерами, один из которых называется наибольшим предельным размером, а другой – наименьшим предельным размером.

Измерением отверстия или вала с допустимой погрешностью определяют их действительный размер. Деталь является годной, если ее действительный размер больше наименьшего предельного размера, но не превосходит наибольшего предельного размера.

На чертежах вместо предельных размеров рядом с номинальным размером указывают два предельных отклонения (верхнее предельное отклонение -  $ES$ ,  $es$  и нижнее предельное отклонение -  $EI$ ,  $ei$ ), например,  $30_{-0,1}^{+0,5}$  мм.

Допуском  $T$  называют разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами, или алгебраическую разность между верхним и нижним отклонениями, характеризующими точность, с которой должен быть выполнен размер при изготовлении детали.

$$\text{Допуск отверстия: } T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI ;$$

$$\text{Допуск вала: } T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei .$$

Зону, ограниченную верхним и нижним отклонениями, называют полем допуска. Поле допуска определяется величиной допуска (квалитетом) и его положением относительно номинального размера (основным отклонением). При графическом изображении поле допуска заключено между линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Взаимное расположение полей допусков сопрягаемых деталей характеризует тип посадки и величины наибольших и наименьших зазоров или натягов.

Характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов, называется посадкой. Различают посадки трех типов: с зазором, с натягом и переходные.

Посадка с зазором – посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении и поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала. Эту посадку характеризуют наименьший  $S_{\min}$  и наибольший  $S_{\max}$  зазоры. Наименьший зазор  $S_{\min}$  в соединении отверстия с валом образуется, если в отверстие с наименьшим предельным размером  $D_{\min}$  будет установлен вал с наибольшим предельным размером  $d_{\max}$ . Наибольший зазор  $S_{\max}$  образуется при наибольшем предельном размере отверстия  $D_{\max}$  и наименьшем предельном размере вала  $d_{\min}$ .

$$\text{Наибольший зазор: } S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei ;$$

$$\text{Наименьший зазор: } S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es .$$

Посадка с натягом – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении, а поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала. Посадку с натягом характеризуют наименьший  $N_{\min}$  и наибольший  $N_{\max}$  натяги. Наименьший натяг  $N_{\min}$  имеет место в соединении, если в отверстие с наибольшим предельным размером  $D_{\max}$  будет запрессован вал наименьшего предельного размера  $d_{\min}$ , а наибольший натяг  $N_{\max}$  – при наименьшем предельном размере отверстия  $D_{\min}$  и наибольшем предельном размере вала  $d_{\max}$ .

$$\text{Наибольший натяг: } N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI ;$$

$$\text{Наименьший натяг: } N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES .$$

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение, как зазора, так и натяга. В этом случае поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью.

$$\text{Наибольший зазор: } S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei ;$$

$$\text{Наибольший натяг: } N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI .$$

Допуск посадки – разность между наибольшим и наименьшим зазорами (натягами) или сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

Вал и отверстие, образующие посадку, имеют один и тот же номинальный размер и различаются верхними и нижними отклонениями; поэтому на чертежах над размерной линией посадку обозначают после номинального размера дробью, в числителе которой записывают предельные отклонения для отверстия, а в знаменателе - предельные отклонения для вала.

ГОСТ 25347-82 «ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки» устанавливает допуски и посадки для размеров менее 1 мм и до 3150 мм.

#### 4. Порядок расчета

В задании вид сопряжения задан номинальным диаметром и условным обозначением конкретной посадки.

1. Исходя из заданных обозначений посадок, записать их условное обозначение дробью, как принято обозначать посадки на чертежах.
2. По таблицам ГОСТ 25347-82 найти отклонения размеров вала и отверстия.
3. Вычислить предельные размеры вала и отверстия.
4. Определить величину допусков каждой детали.
5. Найти величину предельных зазоров или натягов и допуск посадки.
6. Построить график полей допусков в определенном масштабе, нанести все размеры, отклонения, допуски.
7. Вычертить эскизы сопряжения в сборе и подетально с обозначением посадок и отклонений.

#### 5. Пример

Задано сопряжение номинального диаметра 65 мм, посадка  $\frac{H6}{f6}$  с зазором в системе отверстия.

Решение

1. На основе задания записываем условное обозначение посадки:

$$\varnothing 65 \frac{H6}{f6}.$$

2. По таблицам ГОСТ 25347-82 определяем отклонения отверстия и вала:

$$\begin{aligned} \text{для отверстия: } ES &= +0,019 \text{ мм; } EI = 0; \\ \text{для вала: } es &= -0,030 \text{ мм; } ei = -0,049 \text{ мм;} \end{aligned}$$

Записываем: для отверстия  $\varnothing 65 H6 = \varnothing 65^{+0,019}$  мм;

$$\text{для вала - } \varnothing 65 f6 = \varnothing 65_{-0,049}^{-0,030} \text{ мм.}$$

3. Находим предельные размеры деталей:

$$\begin{aligned} D_{\max} &= D + ES = 65 + 0,019 = 65,019 \text{ мм;} \\ D_{\min} &= D + EI = 65 \text{ мм;} \\ d_{\max} &= d + es = 65 + (-0,030) = 64,970 \text{ мм;} \\ d_{\min} &= d + ei = 65 + (-0,049) = 64,951 \text{ мм.} \end{aligned}$$

4. Определяем величину допусков размеров деталей:

$$\begin{aligned} \text{отверстие } TD &= D_{\max} - D_{\min} = 65,019 - 65 = 0,019 \text{ мм;} \\ \text{вал } Td &= d_{\max} - d_{\min} = 64,970 - 64,951 = 0,019 \text{ мм.} \end{aligned}$$

5. Определяем величину предельных зазоров и допуск посадки:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = 65,019 - 64,951 = 0,068 \text{ мм;} \\ S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = 65 - 64,970 = 0,030 \text{ мм;} \\ T_S &= S_{\max} - S_{\min} = 0,068 - 0,030 = 0,038 \text{ мм.} \end{aligned}$$

6. Строим схему расположения полей допусков (рис. 1.1)

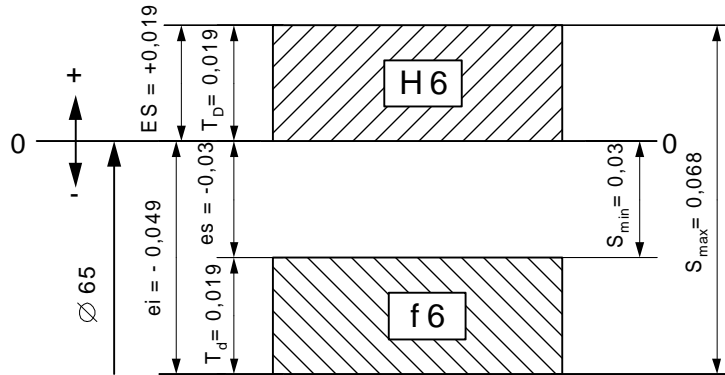


Рис. 1.1. Схема полей допусков

7. Вычерчиваем сопряжение в сборе и подетально (рис. 1.2).

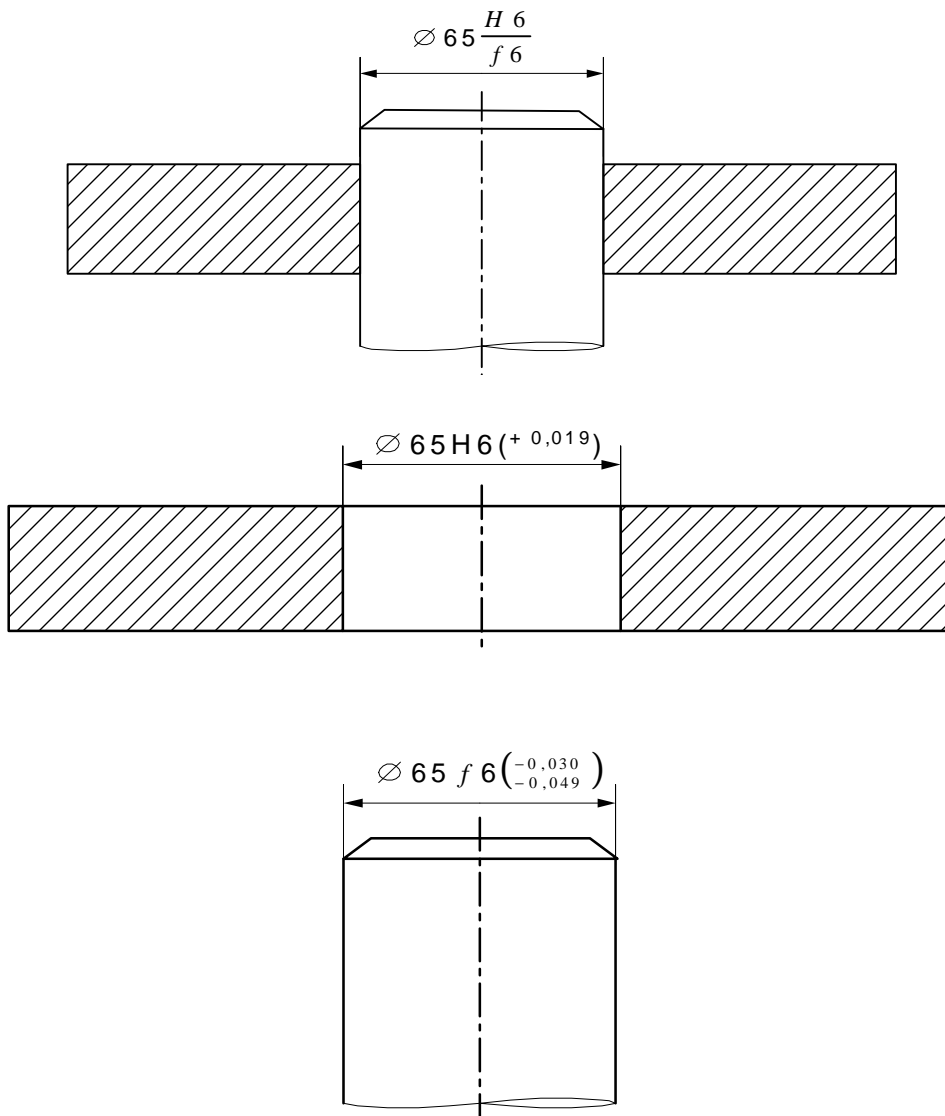


Рис. 1.2. Обозначение посадок и отклонений размеров на сборочном чертеже и подетально

## ЗАДАЧА №2

### РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ДЕТАЛЕЙ, СОПРЯГАЕМЫХ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

#### 1. Цель работы

Научиться обоснованно назначать посадки для деталей, сопрягаемых с подшипниками качения.

#### 2. Задание

Выполнить расчет и выбор посадок для подшипника качения (таблицу). Построить схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей. Выполнить эскизы сопряжения в сборе и подетально с указанием отклонений и шероховатости обрабатываемых поверхностей, сопряженных с подшипником деталей.

#### Исходные данные для расчета посадок подшипников качения

Номер варианта	Вращается		Радиальная нагрузка: R, кН	Номер подшипника	Класс точности подшипника	Характер нагрузки *	Номер варианта	Вращается		Радиальная нагрузка: R, кН	Номер подшипника	Класс точности подшипника	Характер нагрузки *
	вал	корпус						вал	корпус				
<b>1</b>	да	-	6,0	216	0	1	<b>16</b>	да	-	8,8	214	5	1
<b>2</b>	да	-	24	314	6	3	<b>17</b>	да	-	14,6	310	6	2
<b>3</b>	-	да	46	414	5	4	<b>18</b>	-	да	26	315	5	3
<b>4</b>	да	-	14,8	316	5	4	<b>19</b>	да		5,6	215	5	1
<b>5</b>	да	-	32	217	6	2	<b>20</b>	да		56	317	6	2
<b>6</b>	-	да	30	411	0	5	<b>21</b>	-	да	30	410	0	5
<b>7</b>	да	-	20	408	5	5	<b>22</b>	да		22	409	0	3
<b>8</b>	да	-	3,2	212	0	1	<b>23</b>	да		6,4	211	6	2
<b>9</b>	-	да	22,4	313	5	3	<b>24</b>	-	да	18	311	6	3
<b>10</b>	да	-	4	309	5	2	<b>25</b>	да		8	209	5	1
<b>11</b>	да		12	210	6	1	<b>26</b>	да		4,8	307	5	2
<b>12</b>	-	да	24	415	0	5	<b>27</b>	-	да	40	412	6	4
<b>13</b>	да	-	56	218	5	1	<b>28</b>	да		15	213	6	1
<b>14</b>	да	-	16	308	0	2	<b>29</b>	да		3,9	208	5	2
<b>15</b>	-	да	22,5	312	6	4	<b>30</b>	-	да	28	413	0	5

\*1 – спокойная нагрузка, толчки отсутствуют;  
 2 – легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки;  
 3 – умеренные толчки, вибрации, кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки;  
 4 – значительные толчки, вибрации, кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки;  
 5 – сильные удары, кратковременные перегрузки до 300% от расчетной нагрузки.

### 3. Выбор посадок подшипников качения на валы и в корпуса

Посадку подшипника качения на вал и в корпус выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, значения и характера действующих на него нагрузок и вида нагружения колец. Согласно ГОСТ 3325-85 различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

Посадки следует выбирать так, чтобы вращающееся кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключая возможность обкатки и проскальзывания этого кольца по посадочной поверхности вала или отверстия в корпусе в процессе работы под нагрузкой; другое кольцо должно быть установлено с зазором.

Следовательно, при вращающемся вале соединение внутреннего кольца с валом должно быть неподвижным, а наружное кольцо установлено в корпусе с небольшим зазором; при неподвижном вале соединение внутреннего кольца с валом должно иметь посадку с небольшим зазором, а наружного кольца с корпусом – должно быть неподвижным.

Посадку с зазором назначают для кольца, которое испытывает местное нагружение.

Посадку с натягом назначают преимущественно для кольца, которое испытывает циркуляционное нагружение.

Рекомендуемые посадки для подшипников качения и примеры их применения приведены в ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки».

ГОСТ 3325-85 устанавливает степени точности торцевого биения заплечиков вала и отверстия корпуса (табл.П7, Приложение1), а также устанавливает величины допустимой шероховатости этих поверхностей. Шероховатость посадочных поверхностей, сопрягаемых с кольцами подшипника деталей, зависит от диаметра и класса точности подшипника (табл.П8, Приложение1).

ГОСТ 520-71 «Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования» устанавливает допускаемые отклонения на размеры подшипников качения (для внутренних и наружных колец) в зависимости от класса точности и номинального диаметра.

#### Обозначение подшипника качения

Обозначение подшипника состоит из класса точности и условного обозначения. Класс точности проставляется через тире перед условным числовым обозначением подшипника: 5-208; 6-36205; 210. Нулевой класс в обозначениях не указывают, т.к. он является основным и принят к выпуску для всех типов подшипников качения.

Условное обозначение в общем случае состоит из семи знаков:

- **Первые две** цифры справа обозначают его внутренний диаметр; он определяется умножением указанных цифр на 5 ( $05 \times 5 = 25\text{мм}$ );
- **Третья** цифра справа обозначает серию диаметров (1 – особо-легкая, 2 – легкая, 3 – средняя, 4 – тяжелая и т.д.);
- **Четвертая** цифра справа обозначает тип подшипника (0 – шариковый радиальный, 1 – шарик. рад. сферич., 2 – роликовый и т.д.);
- **Пятая и шестая** - обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа;
- **Седьмая** – обозначает серию ширин.

### 4. Порядок расчета

1. Установить характер нагружения внутреннего и наружного колец подшипника.

2. По ГОСТ 3476-79 «Подшипники качения. Основные размеры.» (табл.П1, Приложение1) определить основные размеры подшипника:

- наружный диаметр  $D$ , мм;

- внутренний диаметр  $d$ , мм;
- ширина подшипника  $B$ , мм;
- радиус закругления  $r$ , мм.

3. Вычислить интенсивность нагрузки поверхности под циркуляционно нагруженное кольцо:

$$p_r = \frac{R}{b} k_{II} \cdot F \cdot F_A, \text{ кН/м,}$$

где  $R$  – расчетная радиальная реакция опоры, кН;

$b$  – рабочая ширина посадочного места, м, ( $b = B - 2r$ );

$k_{II}$  – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки ( $k_{II} = 1$  - при нагрузке с умеренными толчками и вибрацией и перегрузке до 150 %,  $k_{II} = 1,8$  – при нагрузке с сильными ударами и вибрацией и перегрузке до 300%);

$F$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале и тонкостенном корпусе. Коэффициент  $F$  для вала изменяется в пределах от 1 до 3. При сплошном вале  $F = 1$ . Для корпуса коэффициент  $F$  изменяется в пределах от 1 до 1,8;

$F_A$  – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки  $R$  между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки  $A$  на опору. Коэффициент  $F_A$  изменяется в пределах от 1 до 2. При отсутствии осевой нагрузки  $F_A = 1$ .

4. Выбрать соответствующую посадку для циркуляционно нагруженного кольца (табл.П2, Приложение1).

5. Назначить посадку для местно нагруженного кольца, (табл.П3, Приложение1).

6. Определить отклонения для колец подшипника по таблицам ГОСТ 3325-85 (табл.П5 и П6, Приложение1) и по ГОСТ 25347-82 определить отклонения на размеры деталей (вал и корпус).

7. Вычислить наибольший натяг  $N_{\max}$  (мкм) между циркуляционно нагруженным кольцом подшипника и валом и определить усилие запрессовки  $P_{запр.}$ (Н) подшипника на вал:

$$N_{\max} = es - EI ;$$

$$P_{запр.} = 10 f_k f_e N_{\max} ,$$

где  $f_k$  – фактор сопротивления, зависящий от коэффициента трения, (при напрессовании принимается  $f_k = 4$ , при снятии вала  $f_k = 6$ );  $f_e$  – фактор, зависящий от размеров кольца и определяемый по формуле

$$f_e = B \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_0} \right)^2 \right],$$

где  $d$  – диаметр внутреннего кольца, мм;  $B$  – ширина кольца, мм;  $d_0$  – приведенный наружный диаметр внутреннего кольца, мм;

$$d_0 = d + \frac{D - d}{4}$$

8. Построить схему расположения полей допусков размеров сопрягаемых деталей.

9. Начертить сопряжение в сборе и подетально с указанием отклонений и шероховатости обрабатываемых поверхностей, сопряженных с подшипником деталей.

## 5. Пример

Для подшипника качения рассчитать и выбрать посадки под внутреннее и наружное кольцо, построить схему полей допусков, определить предельные натяги (зазоры), усилие запрессовки и начертить детализированные схемы сопряжения (в сборе и по деталино).

Исходные данные:

Шарикоподшипник №207. Вращается вал, нагрузка умеренная, спокойная. Вал сплошной. Корпус чугунный, неразъемный. Радиальная нагрузка  $R = 4300\text{Н}$ .

### Решение

1. Устанавливаем характер нагружения колец подшипника. Согласно условию (вращается вал), внутреннее кольцо нагружено циркуляционно, а наружное – местное нагружение.

По табл. П1 (Приложение1) определяем основные размеры подшипника:

- наружный диаметр  $D = 72\text{ мм}$ ,
- внутренний диаметр  $d = 35\text{ мм}$ ,
- ширина  $B = 17\text{ мм}$ ,
- радиус закругления  $r = 2\text{ мм}$ .

2. Определяем интенсивность нагрузки поверхности вала под внутреннее кольцо подшипника:

$$P_r = \frac{R}{b} k_{II} \cdot F \cdot F_A = \frac{4300}{(17 - 2 \cdot 2) \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 330 \cdot 10^3 \text{ Н/м} = 330 \text{ Кн/м},$$

где  $k_{II} = 1$ , т.к. по условию задачи нагрузка умеренная, спокойная;  $F = 1$  - при сплошном вале;  $F_A = 1$  - по условию задачи осевые нагрузки не заданы.

3. Так как класс точности подшипника 0, то в табл.П2 (Приложение1) заданным условиям для вала соответствует поле допуска к6, т.е.  $\text{Ø}35\text{ к6}$ .

4. По табл.П3 (Приложение1) выбираем поле допуска на размер отверстия корпуса под наружное кольцо подшипника -  $\text{Ø}72\text{ Н7}$ .

5. По ГОСТ 3325-85 (табл.П5, П6, Приложение1) определяем отклонения для колец подшипника, а по ГОСТ 25347-82 определяем отклонения сопрягаемых с ними элементов (вала и корпуса); найденные отклонения сводим в следующую таблицу:

Внутреннее кольцо	Вал	Наружное кольцо	Корпус
$\text{Ø } 35_{-0,012}$	$\text{Ø } 35_{+0,002}^{+0,018}$	$\text{Ø } 72_{-0,013}$	$\text{Ø } 72_{+0,030}$

6. Определяем усилие, потребное для запрессовки подшипника на вал:

$$P_{запр.} = 10 f_k f_e N_{\max} = 10 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 30 = 7200 \text{ Н} = 7,2 \text{ кН},$$

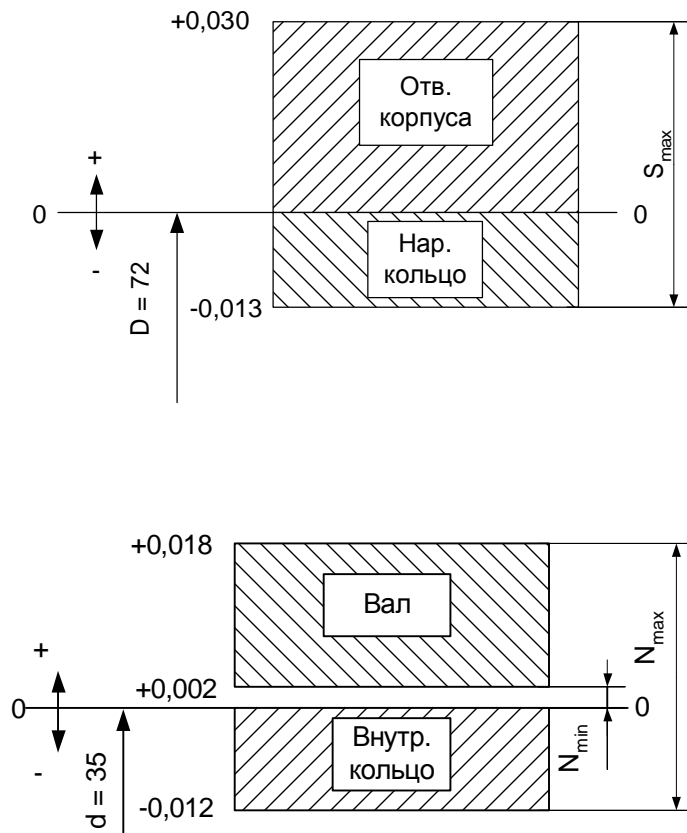
где  $N_{\max} = es - EI = 0,018 - (-0,012) = 0,030\text{мм} = 30\text{мкм}$ ;

$$f_e = B \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_0} \right)^2 \right] = 17 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{35}{44} \right)^2 \right] = 6 \text{ мм};$$

$$d_0 = d + \frac{D - d}{4} = 35 + \frac{72 - 35}{4} = 44 \text{ мм}.$$

7. Вычерчиваем схемы распределения полей допусков (рис.2.1).

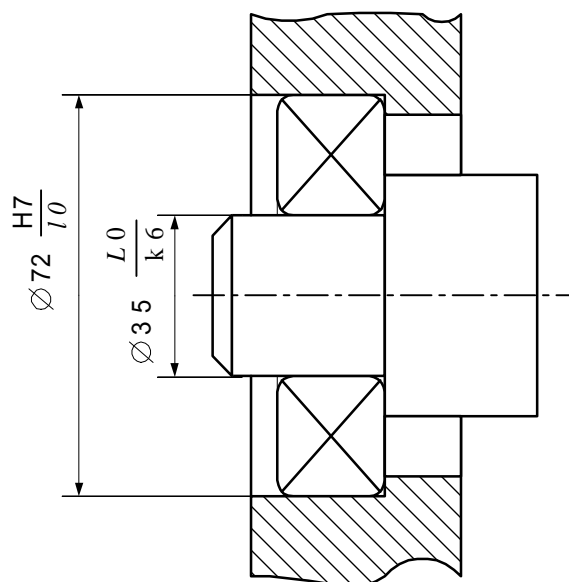
M 1000:1



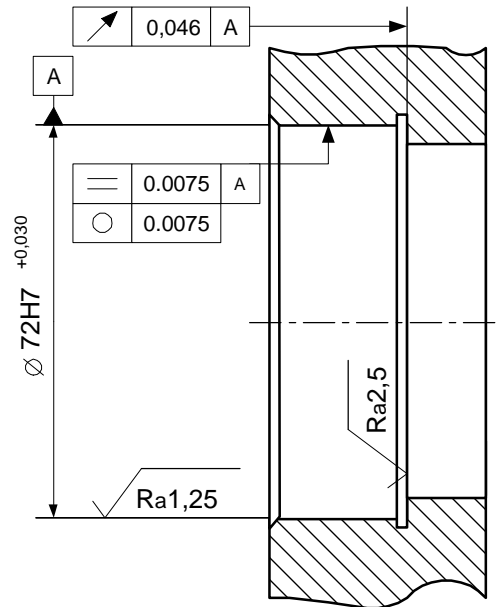
**Рис.2.1.** Схема полей допусков сопряжений:  
корпус – наружное кольцо и вал – внутреннее кольцо

8. Вычерчиваем сборочный и деталировочные чертежи (рис.2.2).

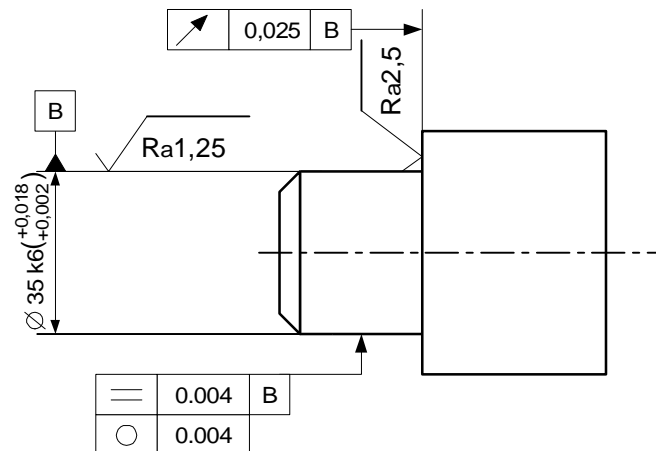
а)



б)



в)



**Рис. 2.2.** Обозначение допусков и посадок подшипников качения на чертежах (ГОСТ 3325-85): а - подшипникового узла в сборе; б – отверстия корпуса; в – вала.

**Примечание.** В обозначениях посадок подшипников качения на вал в числителе дроби указывается обозначение поля допуска внутреннего кольца подшипника по классам точности ( $L0, L6, L5, L4, L2$ ), а в знаменателе – поле допуска вала. В обозначениях посадок подшипников качения в отверстие корпуса в числителе дроби указывается поле допуска отверстия, в знаменателе – поле допуска наружного кольца подшипника по классам точности ( $I0, I6, I5, I4, I2$ ). Поскольку применение системы отверстия для соединения внутреннего кольца подшипника с валом и системы вала для соединения наружного кольца с корпусом является обязательным, на сборочных чертежах посадки колец подшипников принято обозначать одним полем допуска, например  $\varnothing 35k6$ .

## ЗАДАЧА № 3

### РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МЕТОДОМ МАКСИМУМА И МИНИМУМА

#### 1. Цель работы

Научиться составлять размерные цепи и рассчитывать допуски на все звенья методом полной взаимозаменяемости – расчет на максимум - минимум.

#### 2. Задание

Определить допуски и предельные отклонения составляющих звеньев размерной цепи (данные для расчета приведены в табл.3.1 и 3.2). Выполнить расчет размерной цепи методом на «максимум - минимум».

Таблица 3.1

**Исходные данные для расчета размерных цепей**

№ рисунка	Отклонения замыкающего звена, мм		Размеры звеньев цепи, мм и номер подшипника										
			$A_1$ ( $B_1$ )	$A_2$ ( $B_2$ )	$A_3$ ( $B_3$ )	$A_4$ ( $B_4$ )	$A_5$ ( $B_5$ )	$A_6$ ( $B_6$ )	$A_7$ ( $B_7$ )	$A_8$ ( $B_8$ )	$A_9$ ( $B_9$ )	$A_{10}$ ( $B_{10}$ )	$A_{11}$ ( $B_{11}$ )
	$ES_{\Delta}$	$EI_{\Delta}$											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
3.1	+0,65	-0,35	416	6	27 8215H	15	25 215	270	25 215	15	27 8215H	8	-
3.2	+0,72	-0,38	102	19 306	25	21 8306H	40	-	-	-	-	-	-
3.3	+0,63	-0,74	8	43 318	360	43 318	40	10	420	-	-	-	-
3.4	+0,12	-0,96	45	105	52	62	265	-	-	-	-	-	-
3.5	+0,14	-0,82	10	39 316	275	48	39 316	8	2,5	415	3	-	-
3.6	+0,12	-0,98	56	42	35 314	48	178	-	-	-	-	-	-
3.7	+0,24	-0,88	190	8,5	42 414	135	24	-	-	-	-	-	-
3.8	+0,5	-0,5	6	15 206	142	52	44	15 206	7,5	265	-	-	-
3.9	+0,68	-0,72	3	320	2,5	8	33 313	180	42	18	33 313	9	-
3.10	+0,8	-0,4	265	38	22	28 217	48	110	3	18	-	-	-
3.11	+0,25	-0,85	15,25 7204	29	48	34	15,25 7204	7,5	155	2	5	-	-
3.12	+0,6	-0,7	5	35,25 7608	56	54	49	10	35,25 7608	5	248	3	-
3.13	+0,85	-0,15	17 46305	3	35	20	15 36205	3	0,5	101	1	5	3
3.14	+0,15	-0,9	13	3	18,25 7305	39	92,5	13	16,25 7304	167	-	-	-
3.15	+0,62	-0,48	10 36201	66	2	10 36201	3,5	0,5	96	0,5	4	-	-
3.16	+0,22	-0,74	10	1,5	186	1,5	7	17 46305	26	38	70	2	17 46305
3.17	+0,45	-0,63	10,5	1	137	1	9,5	14 36204	7,5	74	7,5	14 36204	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
3.18	+0,65	-0,35	3	1	120	1	4	18,25 7305	15	48	7	7	18,25 7305
3.19	+0,18	-0,84	22h9	82	17h9	22	18	-	-	-	-	-	-
3.20	+0,78	-0,24	4h7	78	4h7	19	106	-	-	-	-	-	-
3.21	+0,84	-0,18	3	143,5	15	4	16,25 7205	48	30	40	16,25 7205	-	-
3.22	+0,32	-0,6	19 36209	8	33	83	50	2	27 46310	4	232	4	-
3.23	+0,86	-0,22	147	53	16,25 7205	4	31	4	18,25 7305	17	4,5	-	-
3.24	+0,9	-0,16	100	8	17,25 7206	31	4	17,25 7206	4	16 2206	0,5	3	-
3.25	+0,1	-0,8	22	40	8	36h9	30	-	-	-	-	-	-
3.26	+0,52	-0,54	122	2	15 36205	7	82	14 36204	3,5	-	-	-	-
3.27	+0,78	-0,16	12 104	55	16,25 7205	54	1,25	4	-	-	-	-	-
3.28	+0,38	-0,76	16 206	12	14	6	18	35	16	16 206	137	1,5	4
3.29	+0,14	-0,8	6	2	177	4	19 306	9	123	15 304	-	-	-
3.30	+0,85	-0,27	21 46307	41	36	43	21 46307	8	2	174	2	7	-

*Примечание.*

1. Номер подшипника дан для определения предельных отклонений на его ширину по заданному классу точности и диаметру отверстия.

- Подшипник тип 0 «100, 200, 300 или 400» – шариковый радиальный однорядный (ГОСТ 8338-75).
- Подшипник тип 2 «2200» – шариковый радиальный однорядный (ГОСТ 8328-75).
- Подшипник тип 6 «36000 или 46000» – шариковый радиально-упорный однорядный (ГОСТ 831-75).
- Подшипник тип 7 «7200, 7300 или 7600» – радиально-упорный роликовый конический (ГОСТ 27365-87).
- Подшипник тип 8 «8200 или 8300» – шариковый упорный одинарный (ГОСТ 7872-89).

2. На рисунках 3.19, 3.20 и 3.25 стандартными звеньями выступают подшипники скольжения, поле допуска и квалитет точности для которых указаны в таблице.

3. В размерной цепи, приведённой на рисунке 3.4, стандартных звеньев нет.

4. Схема размерной цепи соответствует номеру рисунка.

Таблица 3.2

**Исходные данные для расчета размерных цепей**

№ схемы	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	3.10
Класс точности подшипника	6	5	5	-	5	0	6	5	0	0
№ схемы	3.11	3.12	3.13	3.14	3.15	3.16	3.17	3.18	3.19	3.20
Класс точности подшипника	0	6	5	0	6	6	0	6	-	-
№ схемы	3.21	3.22	3.23	3.24	3.25	3.26	3.27	3.28	3.29	3.30
Класс точности подшипника	5	0	5	5	-	6	5	6	0	5

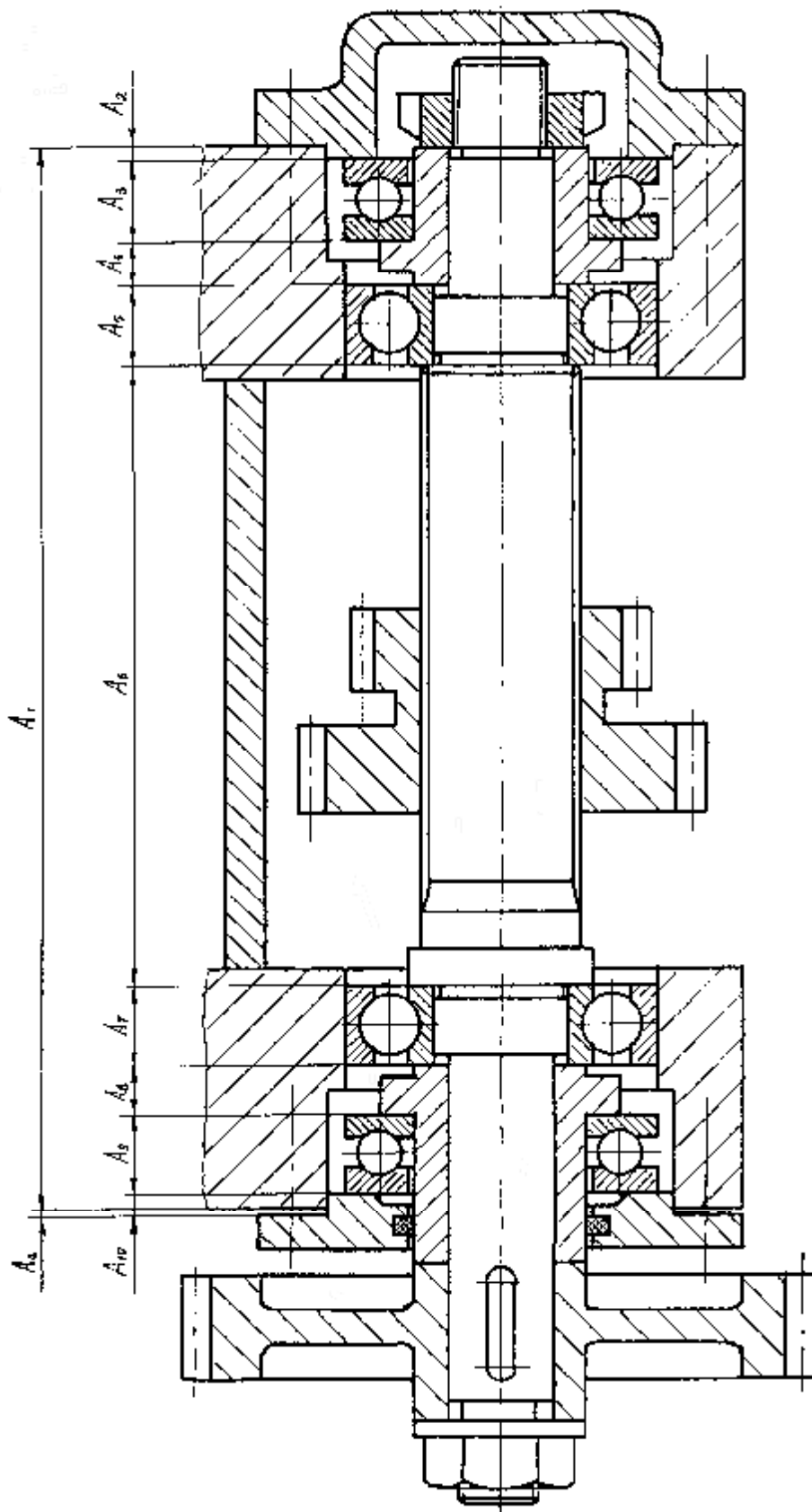


Рис. 3.1

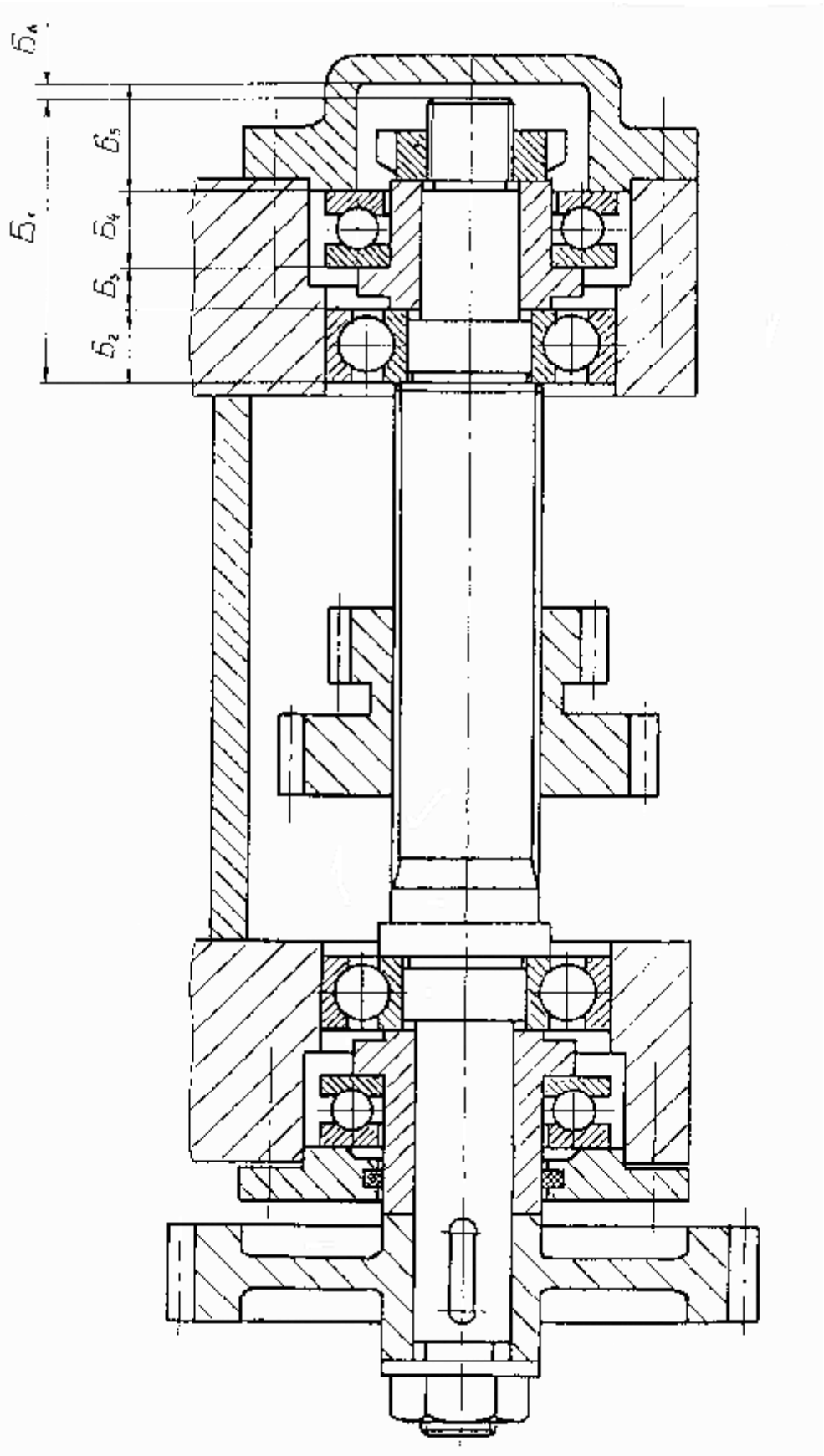


Рис. 3.2

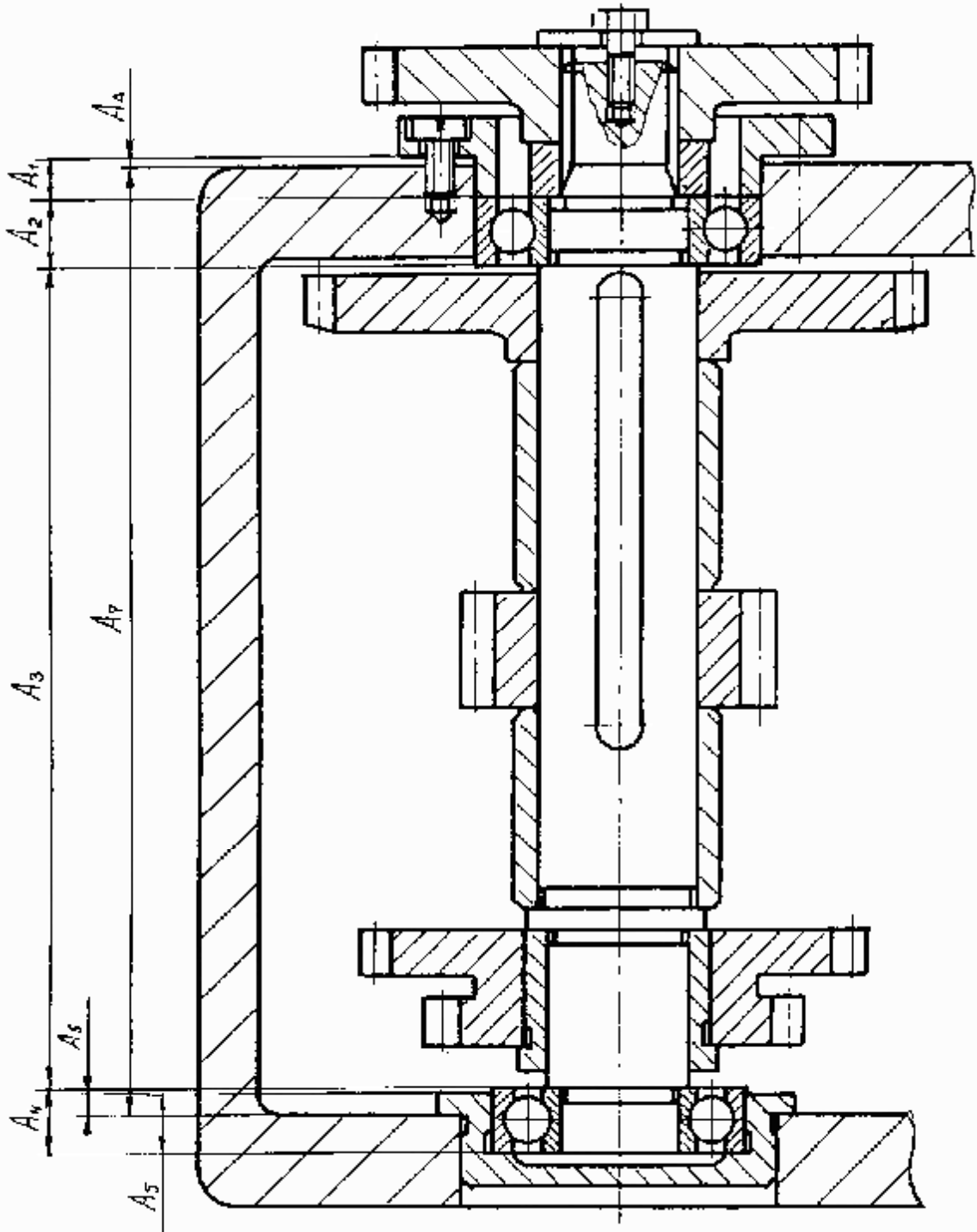


Рис. 3.3

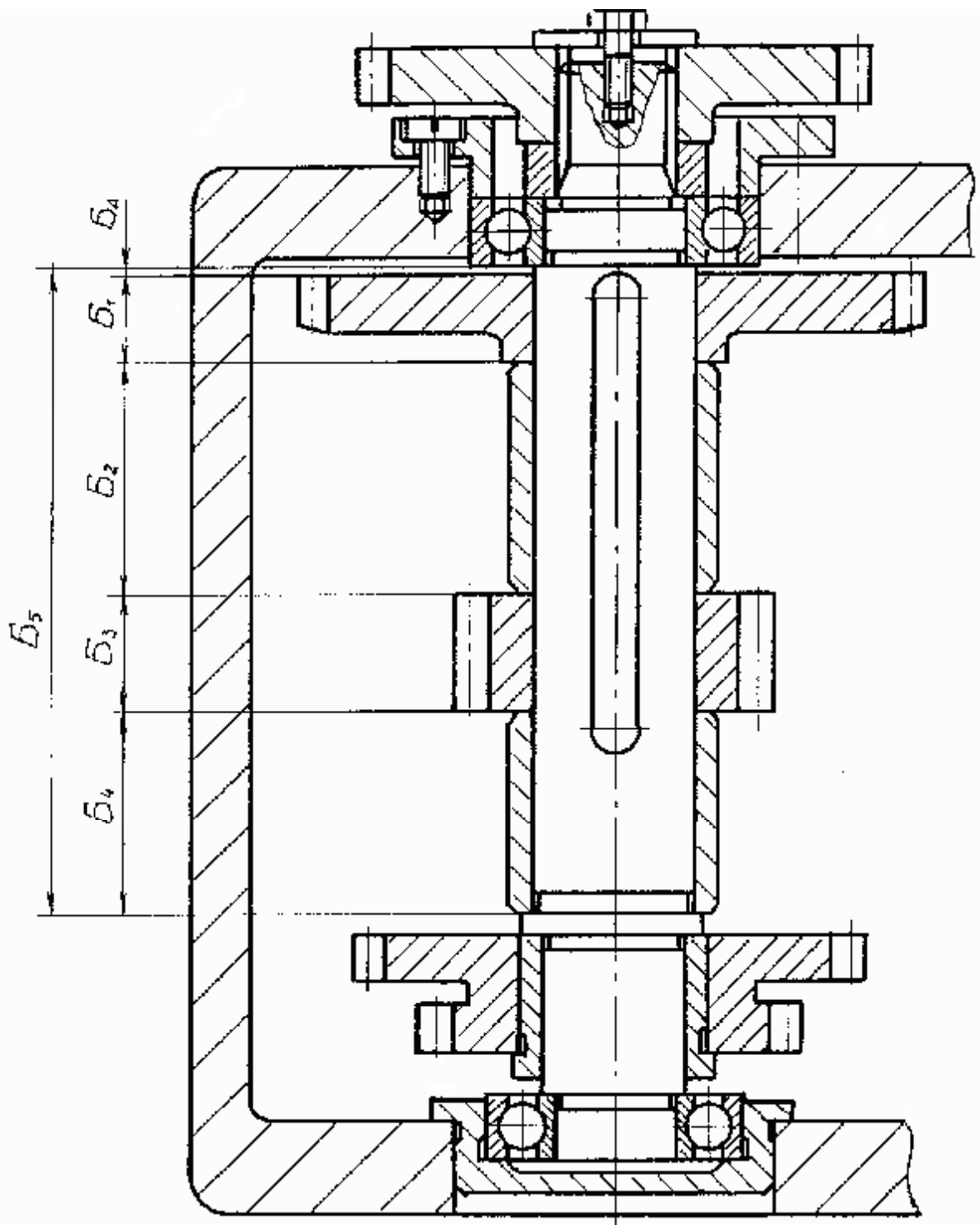


Рис. 3.4

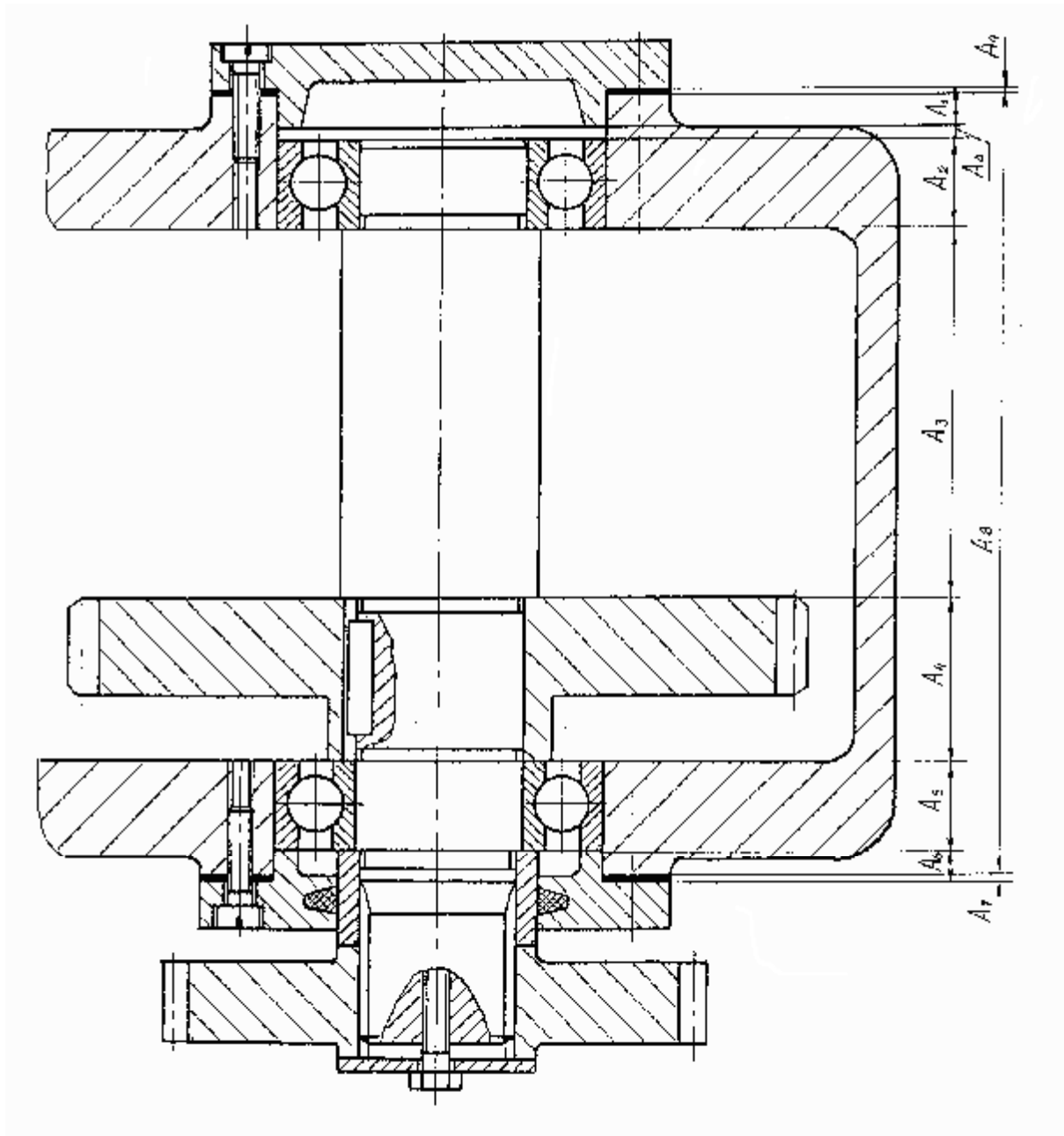


Рис. 3.5

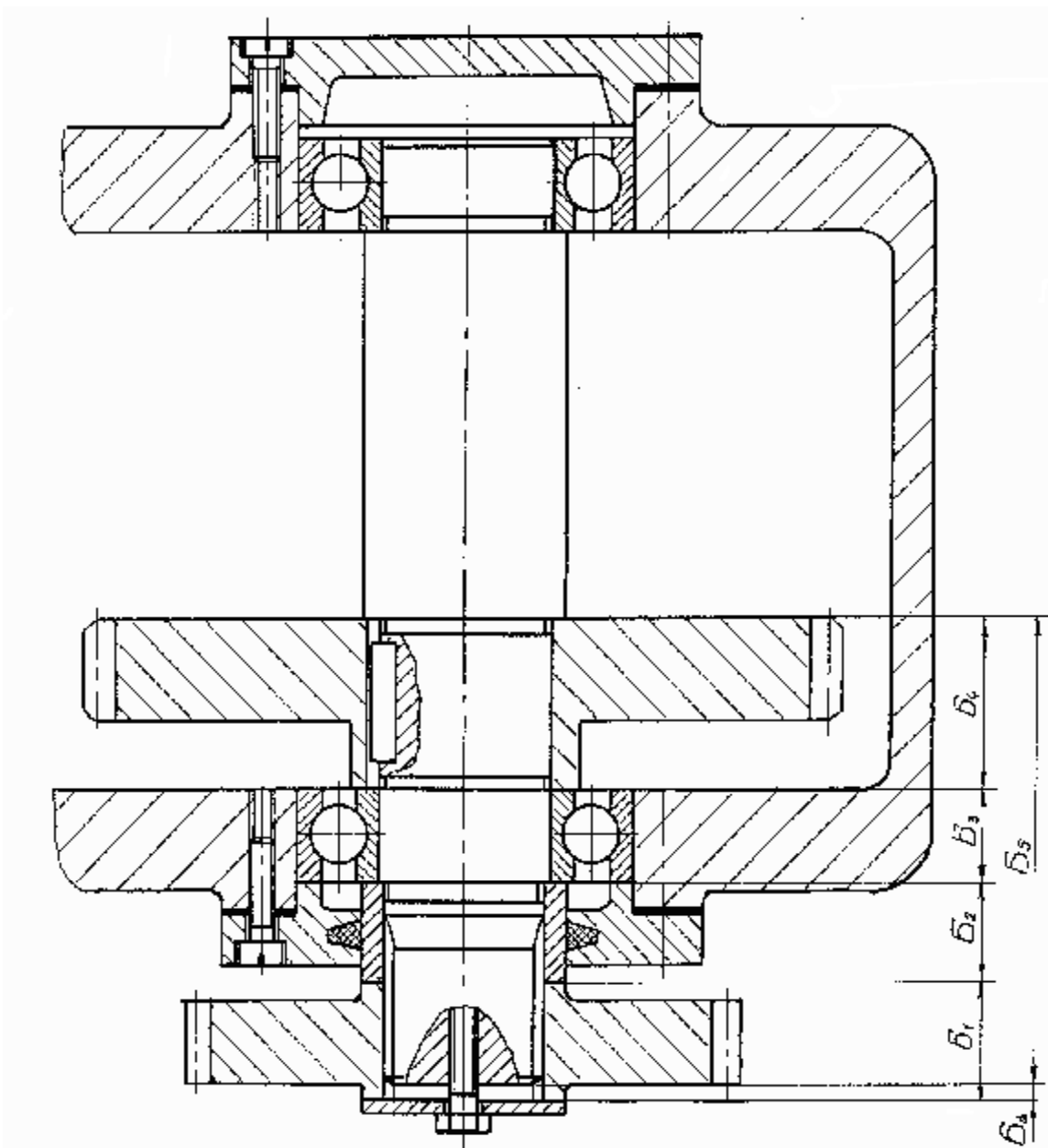


Рис. 3.6

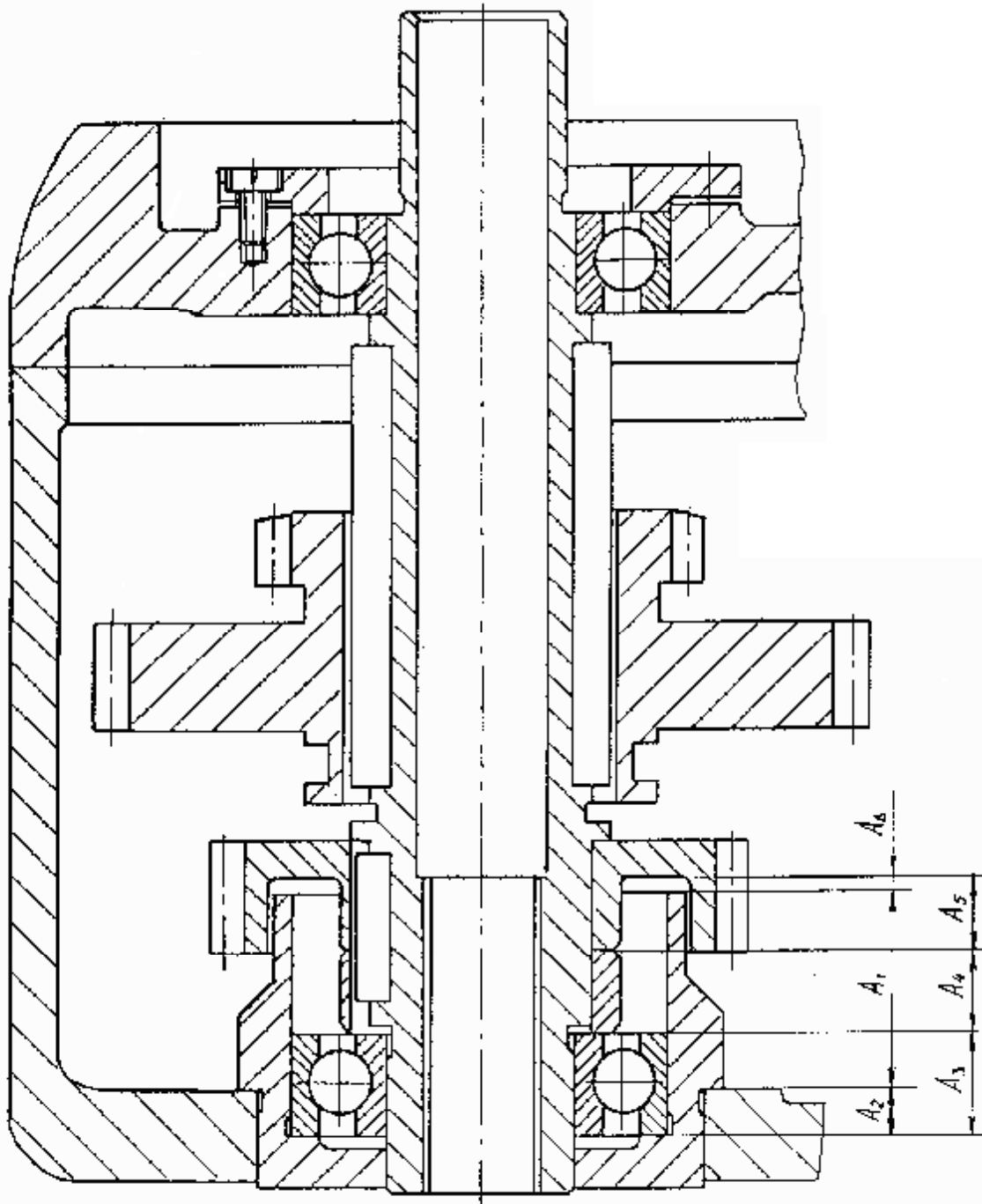


Рис. 3.7

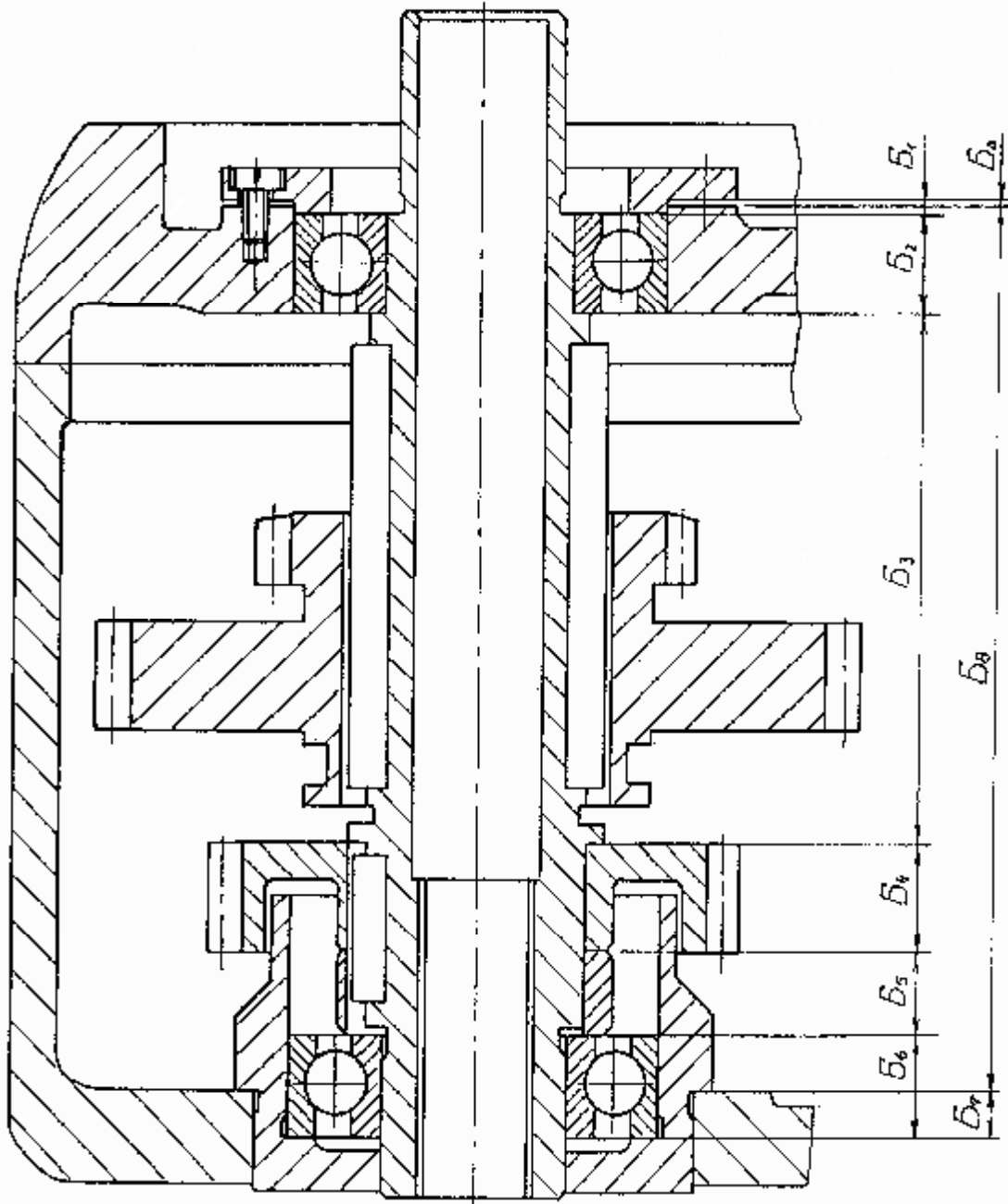


Рис. 3.8

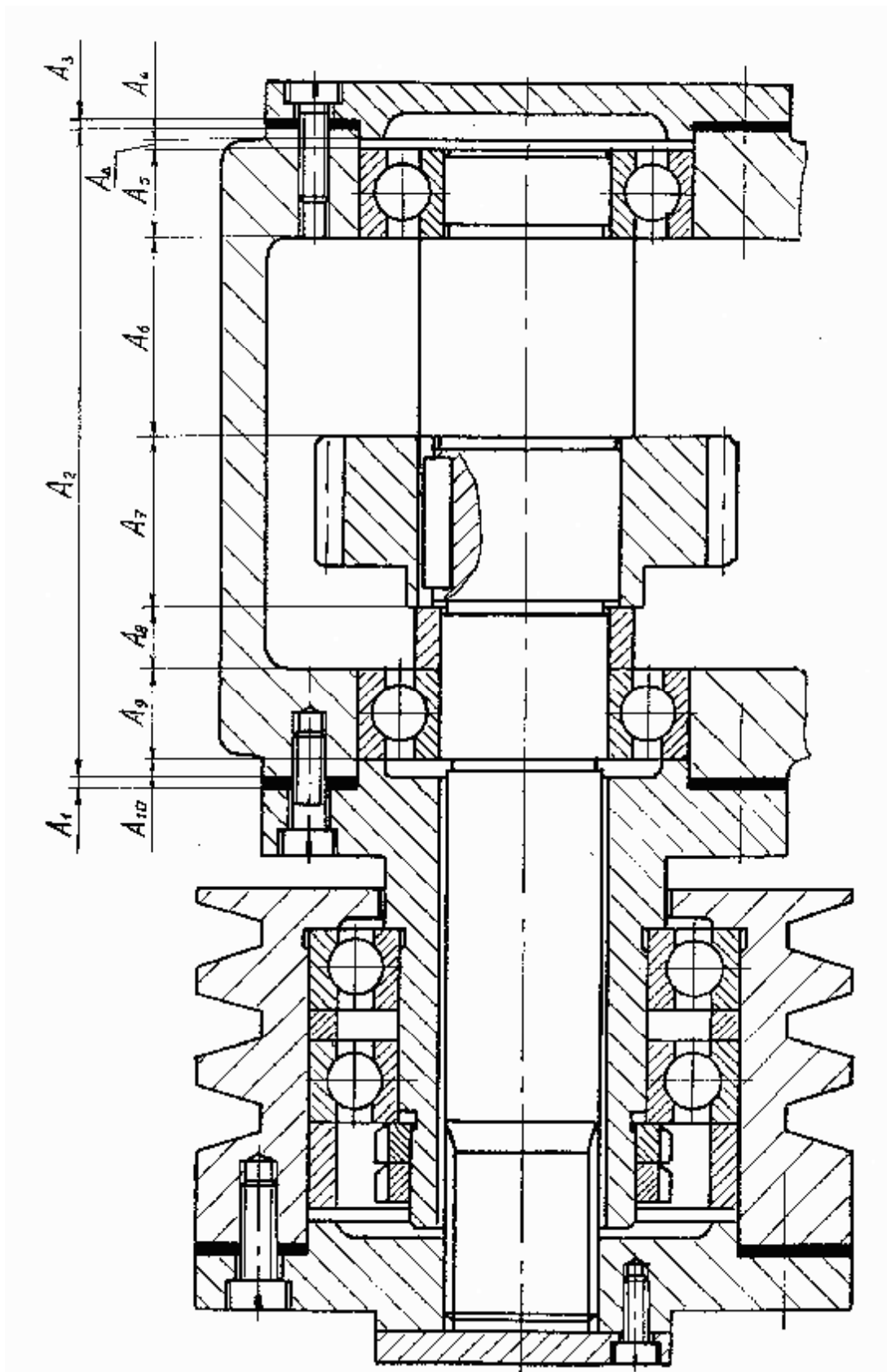


Рис. 3.9

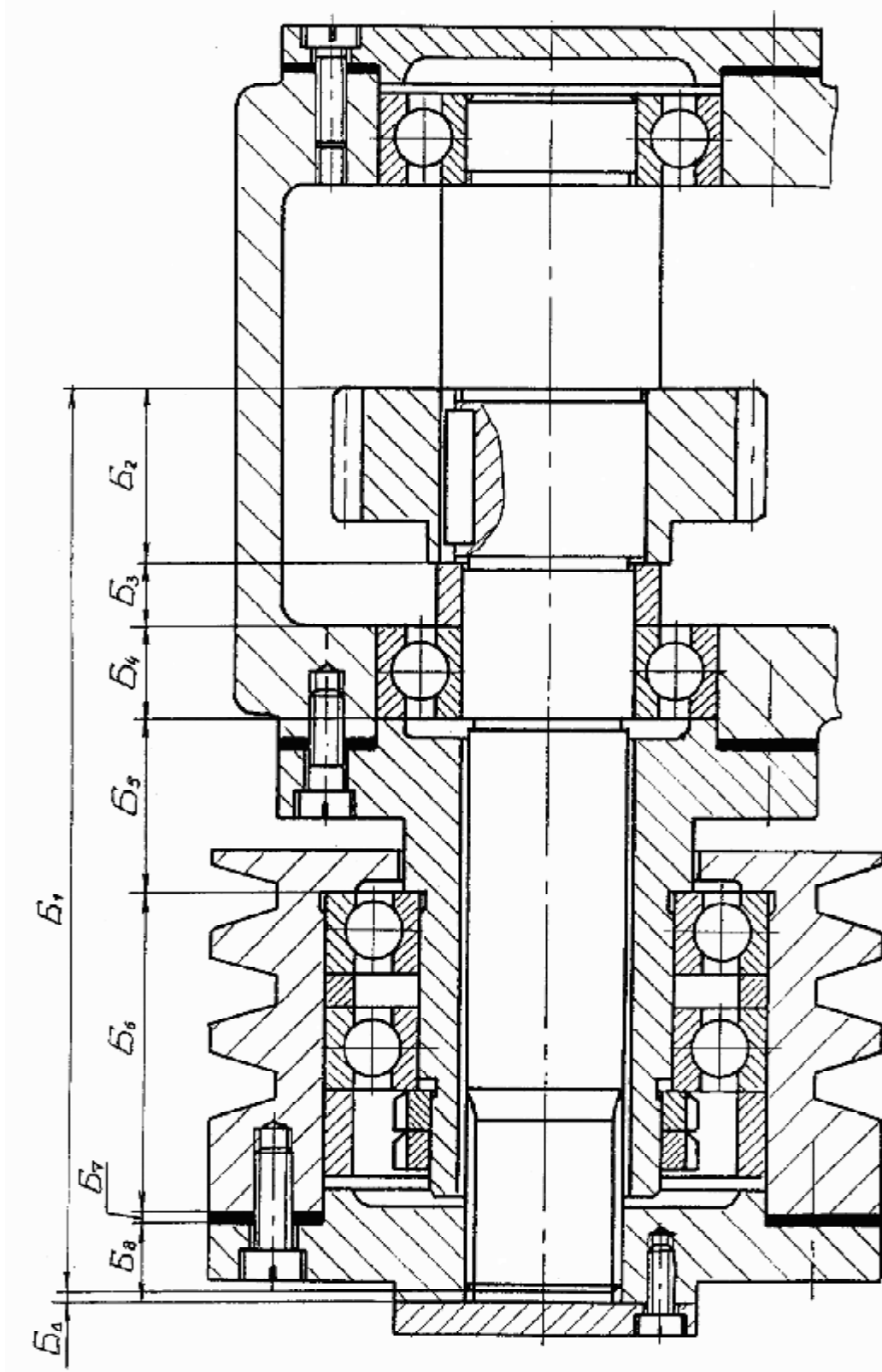


Рис. 3.10

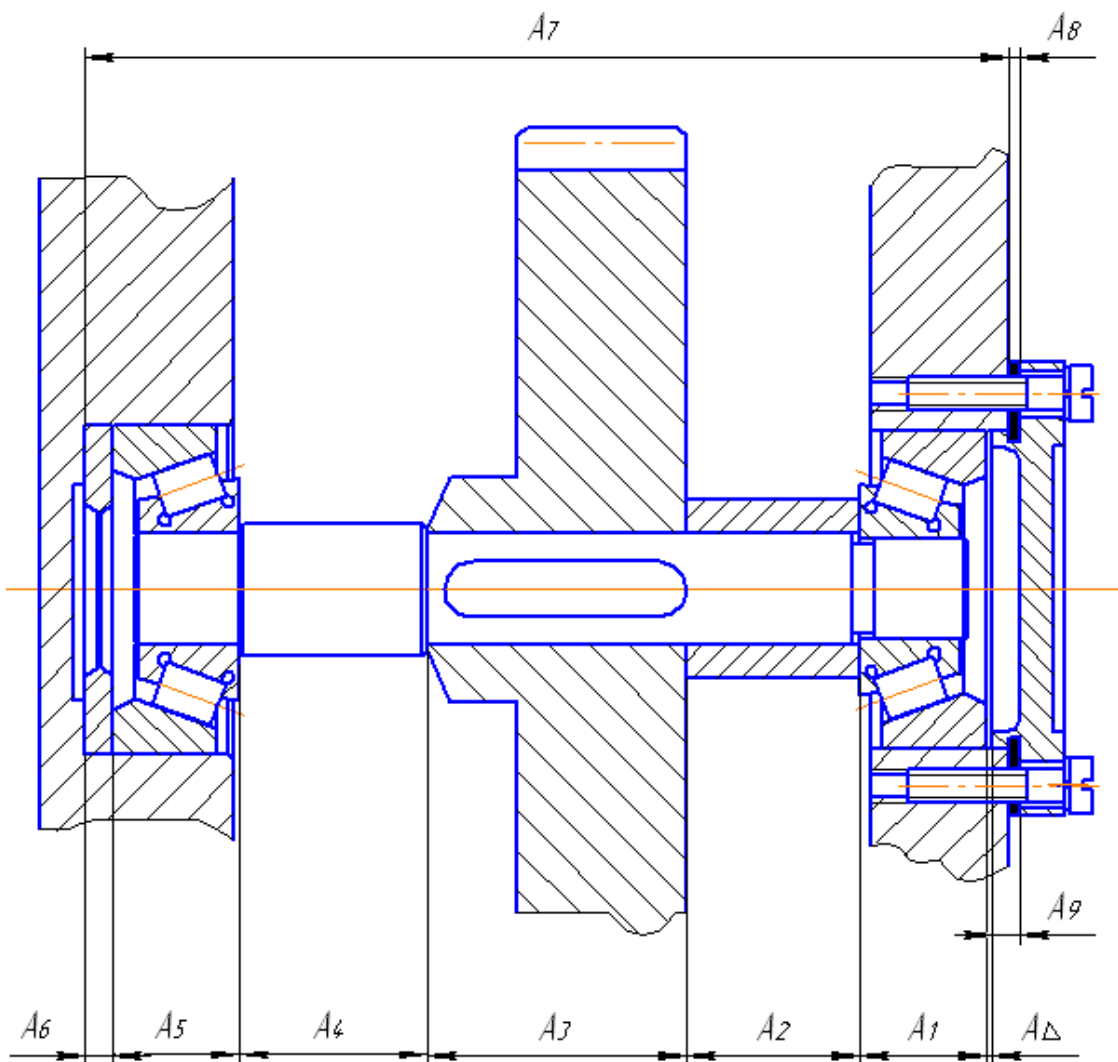


Рис. 3.11

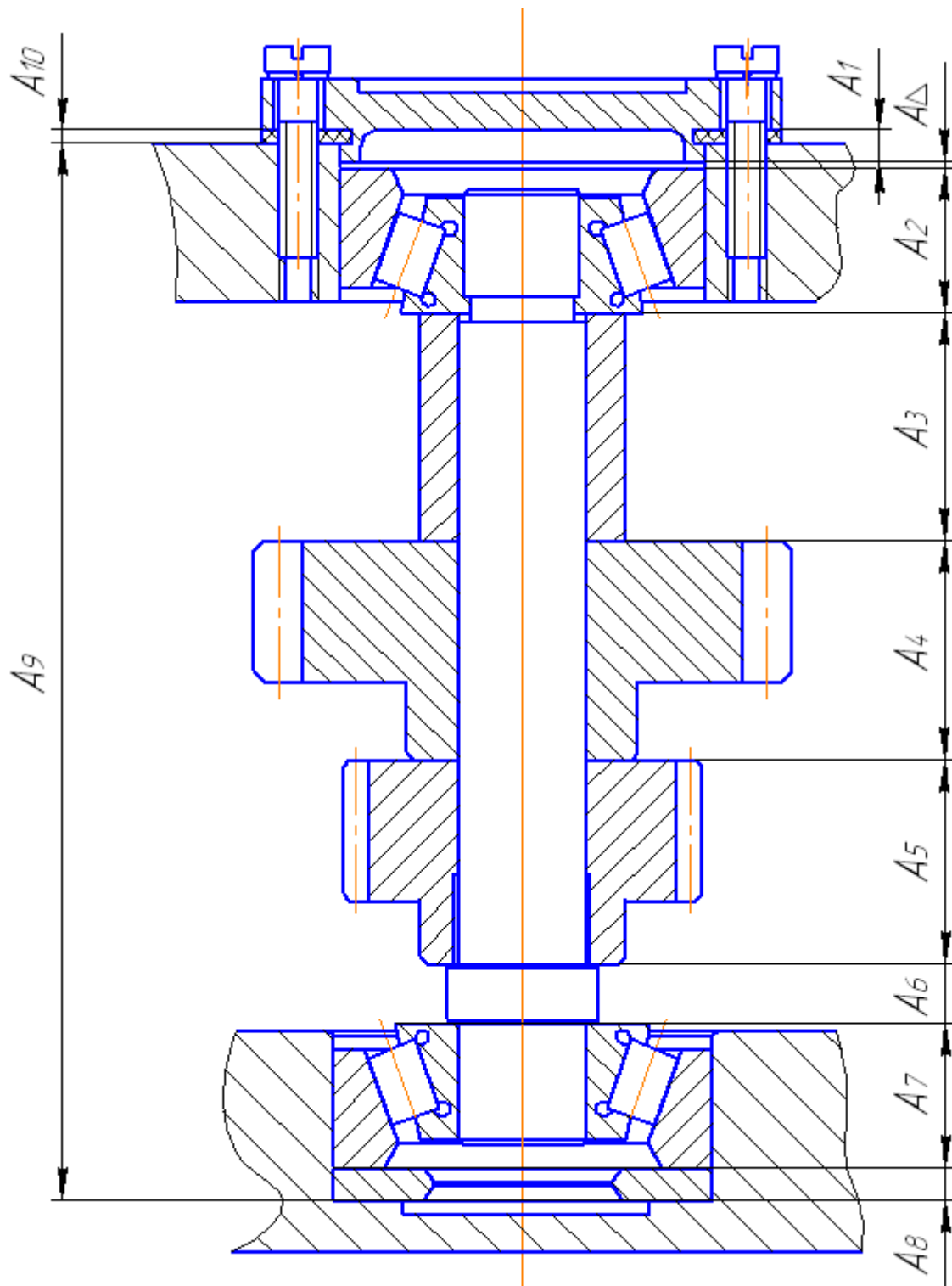


Рис. 3.12

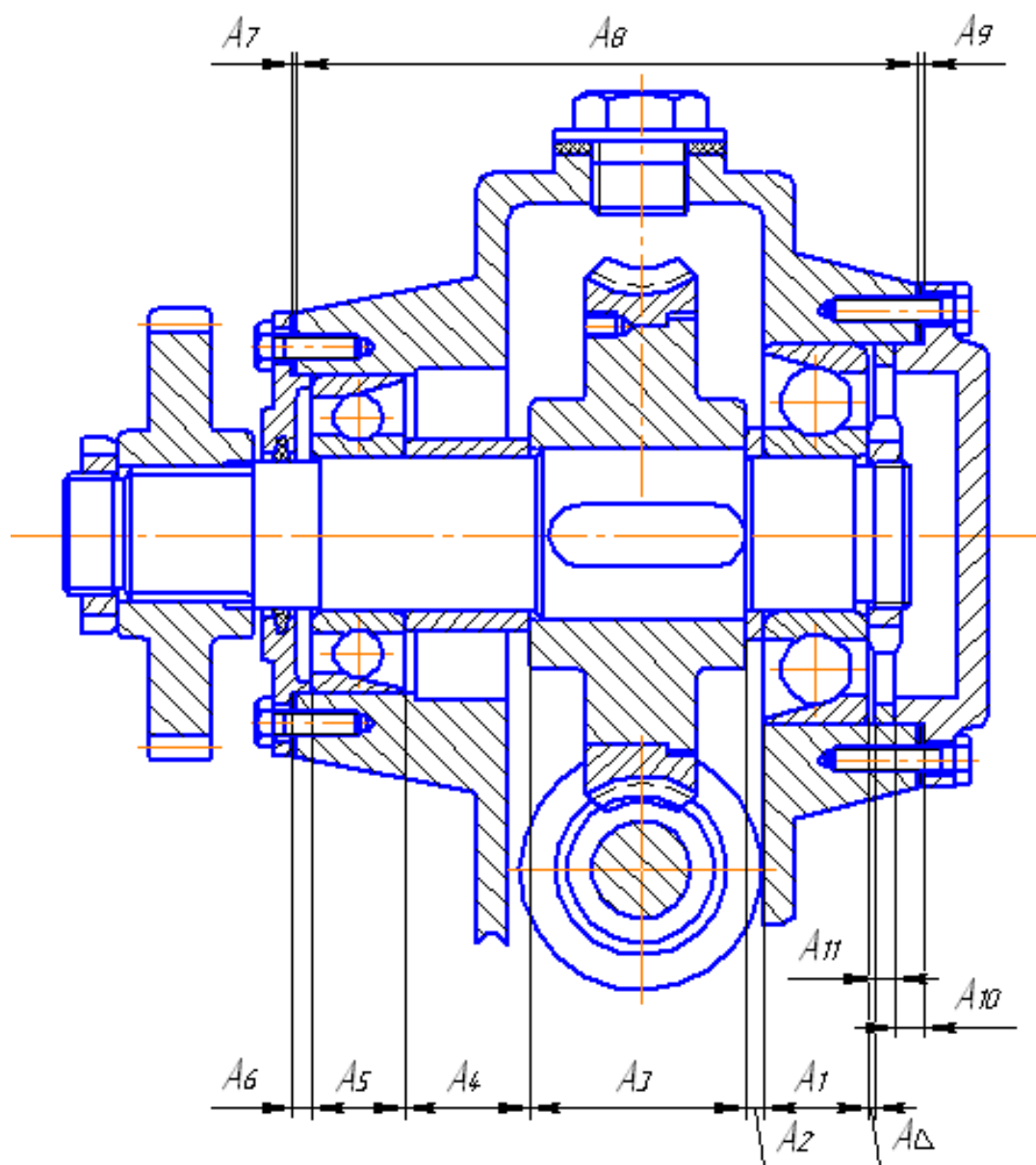


Рис. 3.13

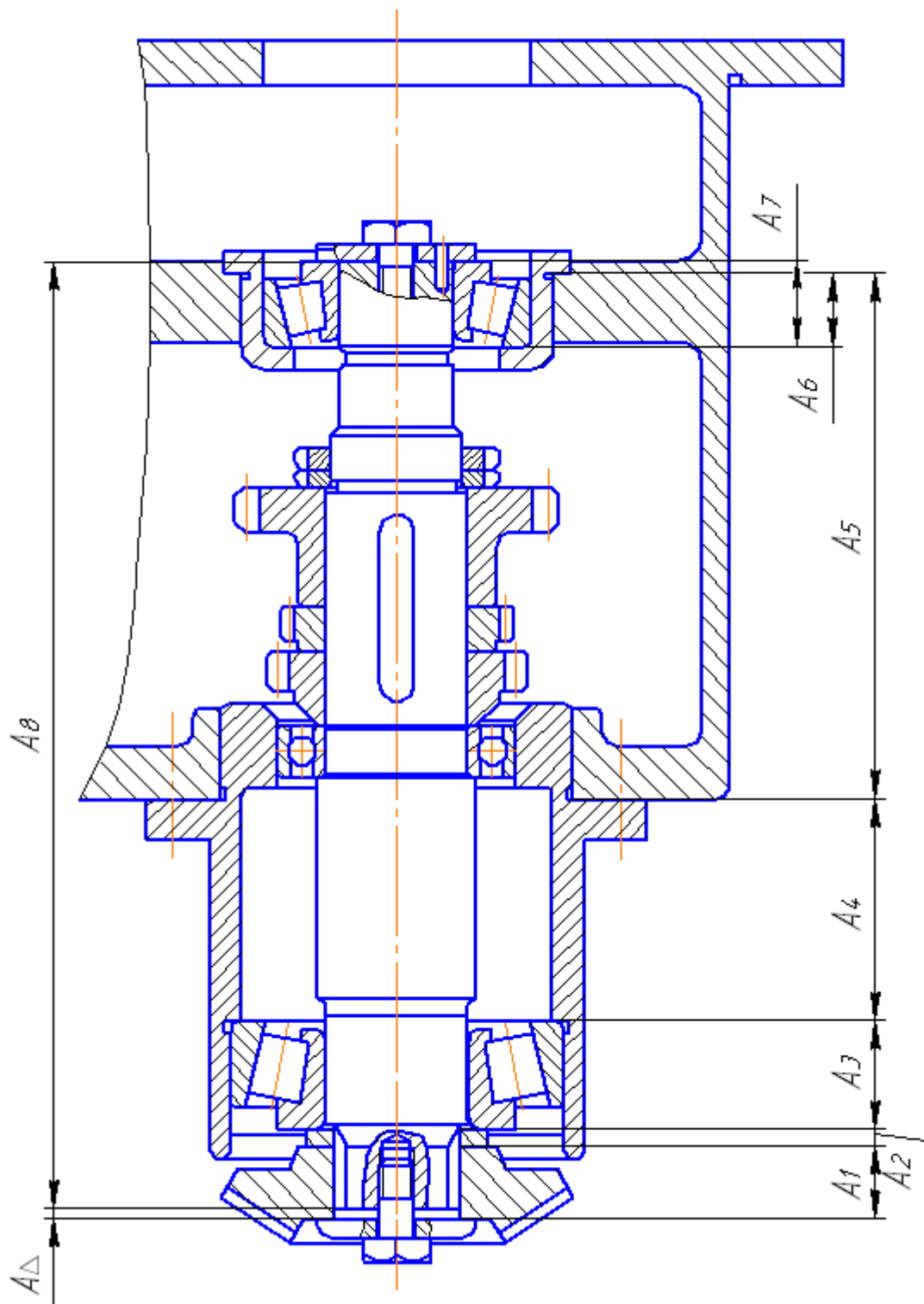


Рис. 3.14

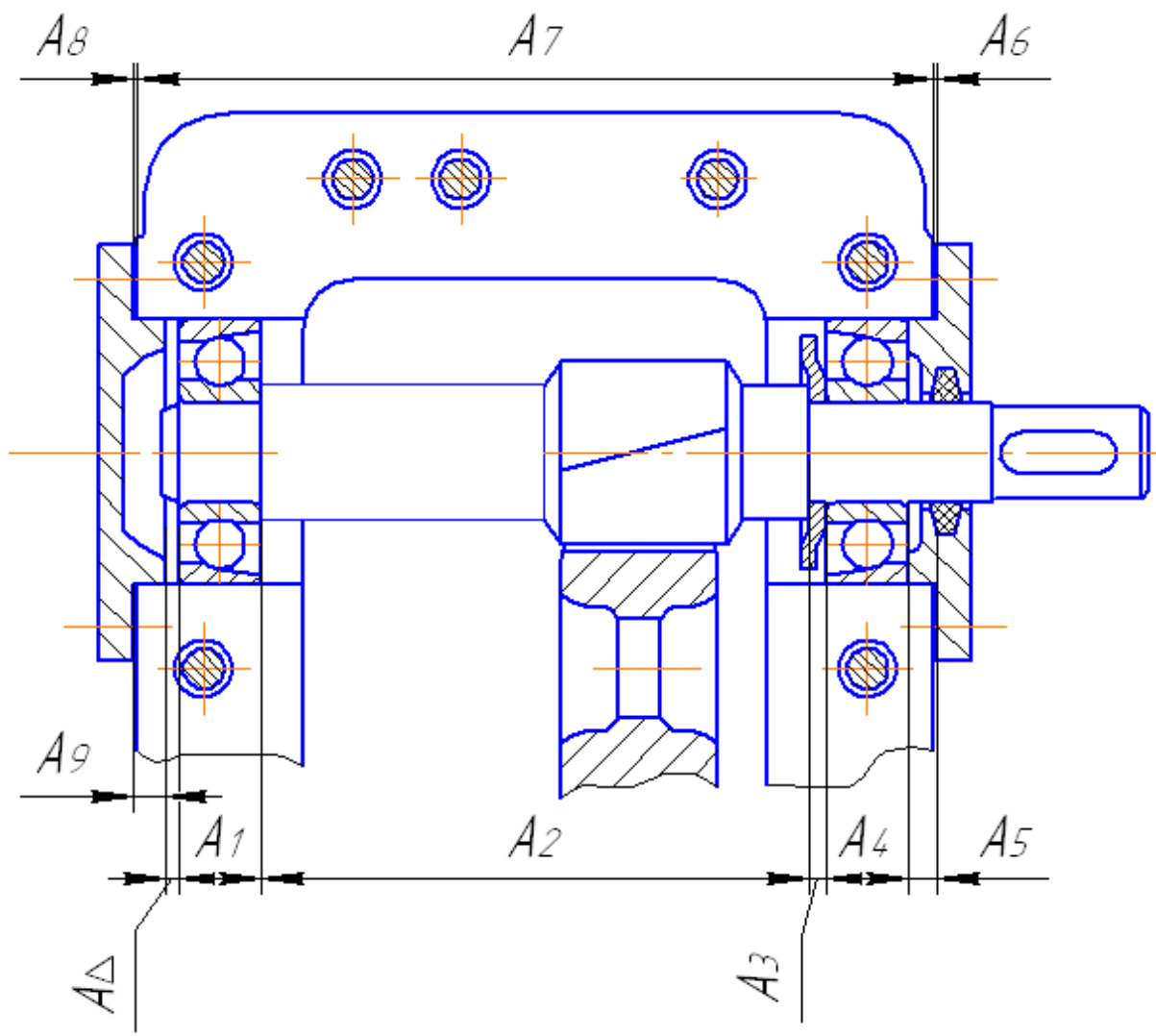


Рис. 3.15

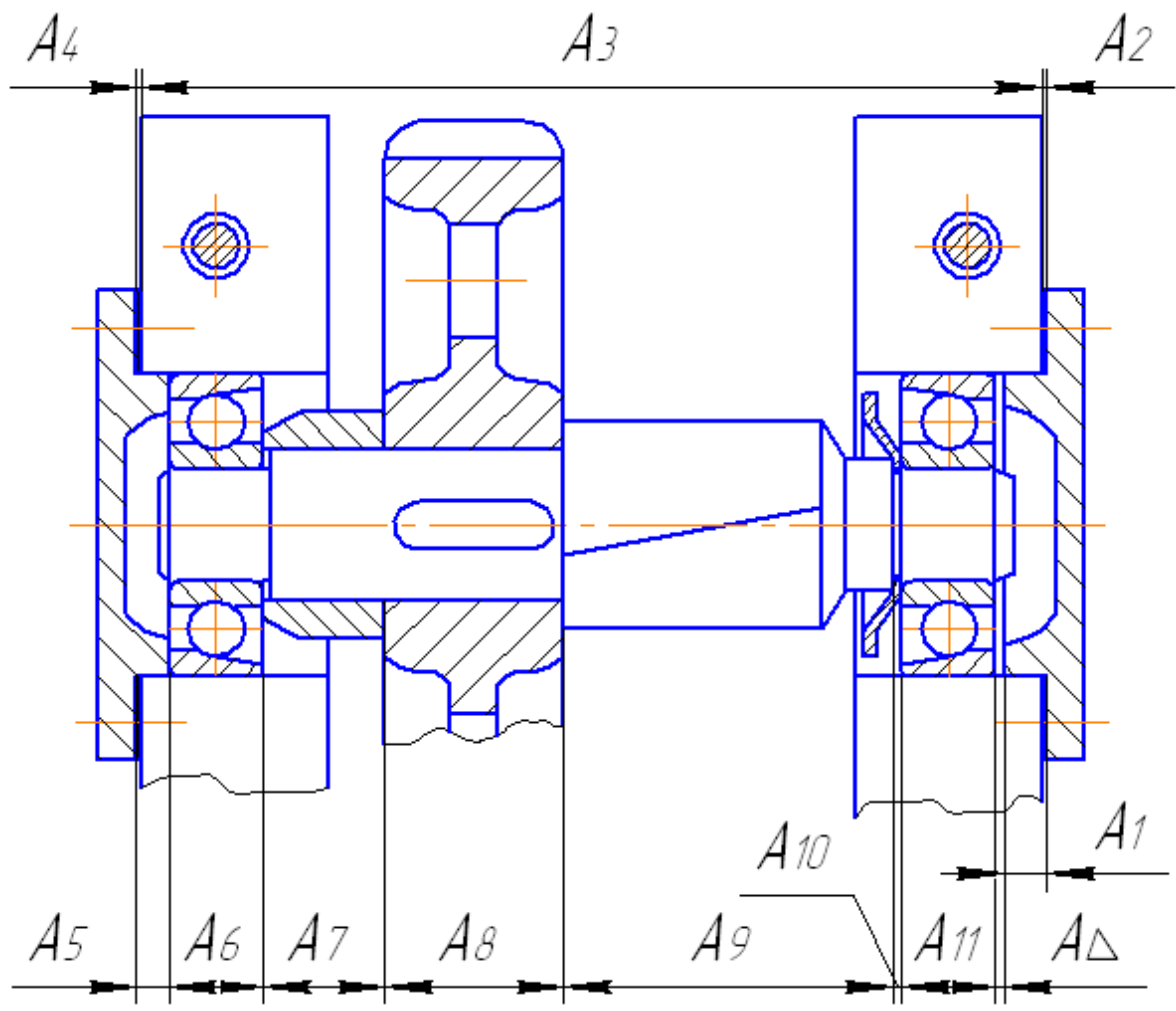


Рис. 3.16

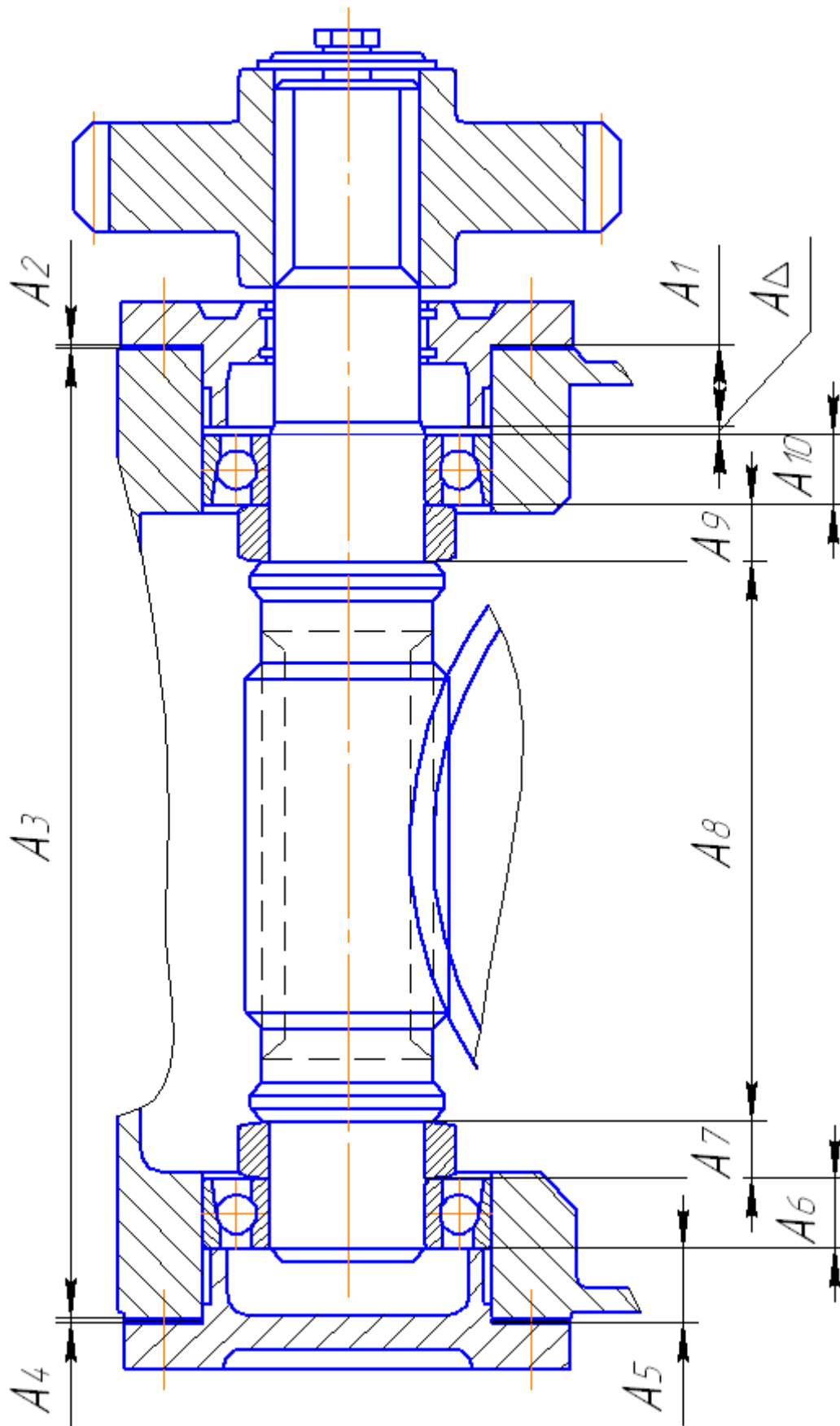


Рис. 3.17

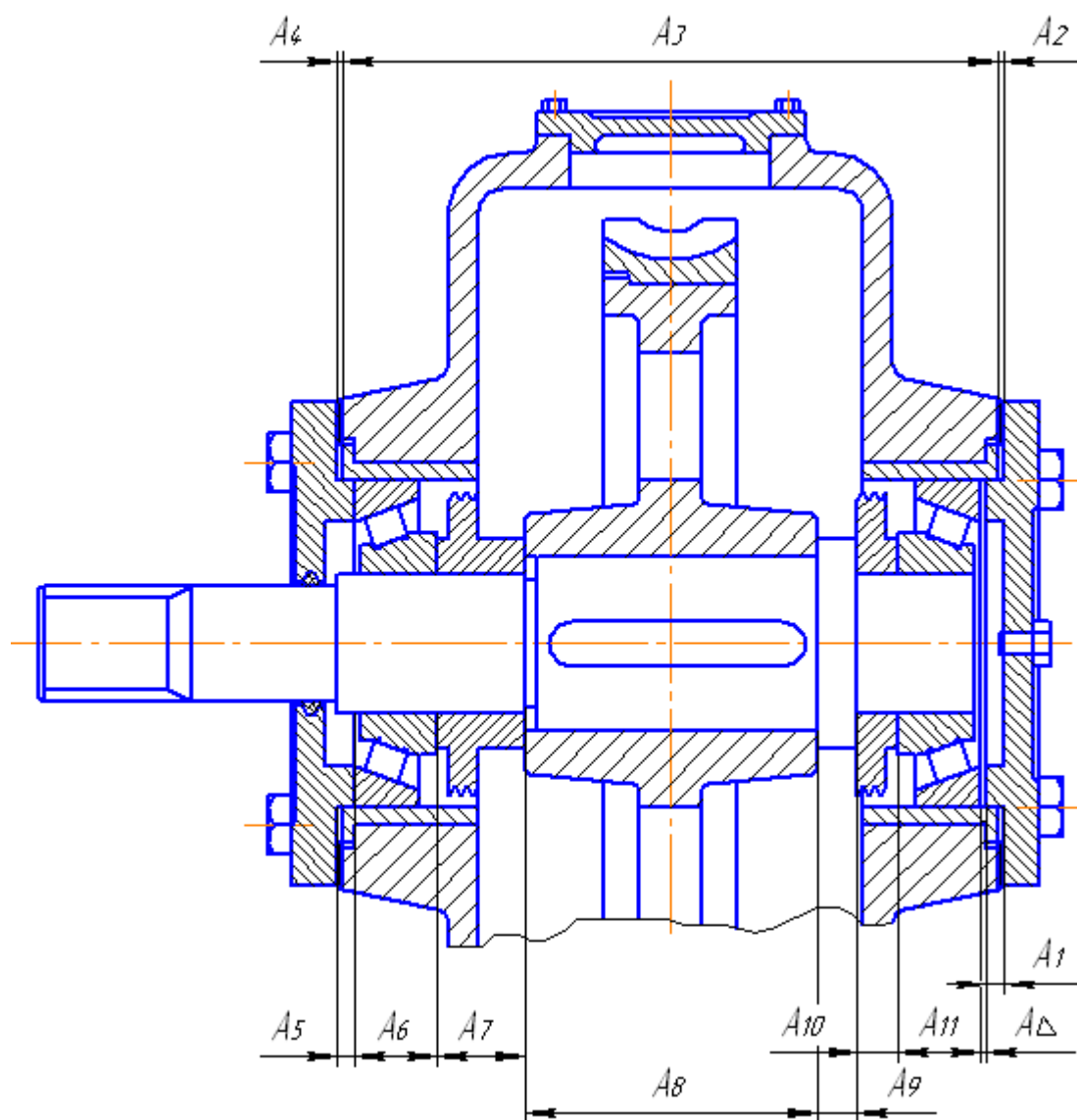


Рис. 3.18

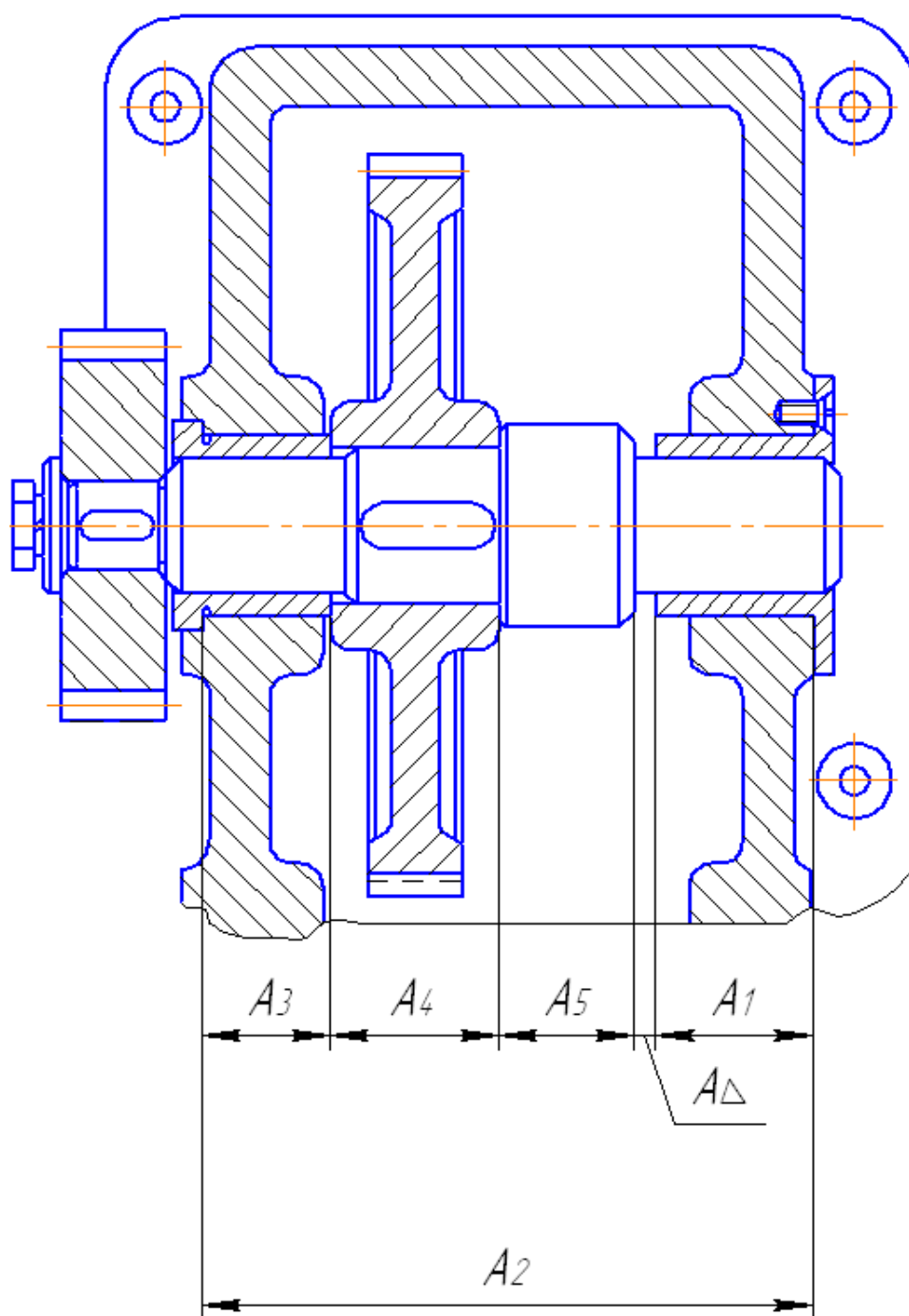


Рис. 3.19

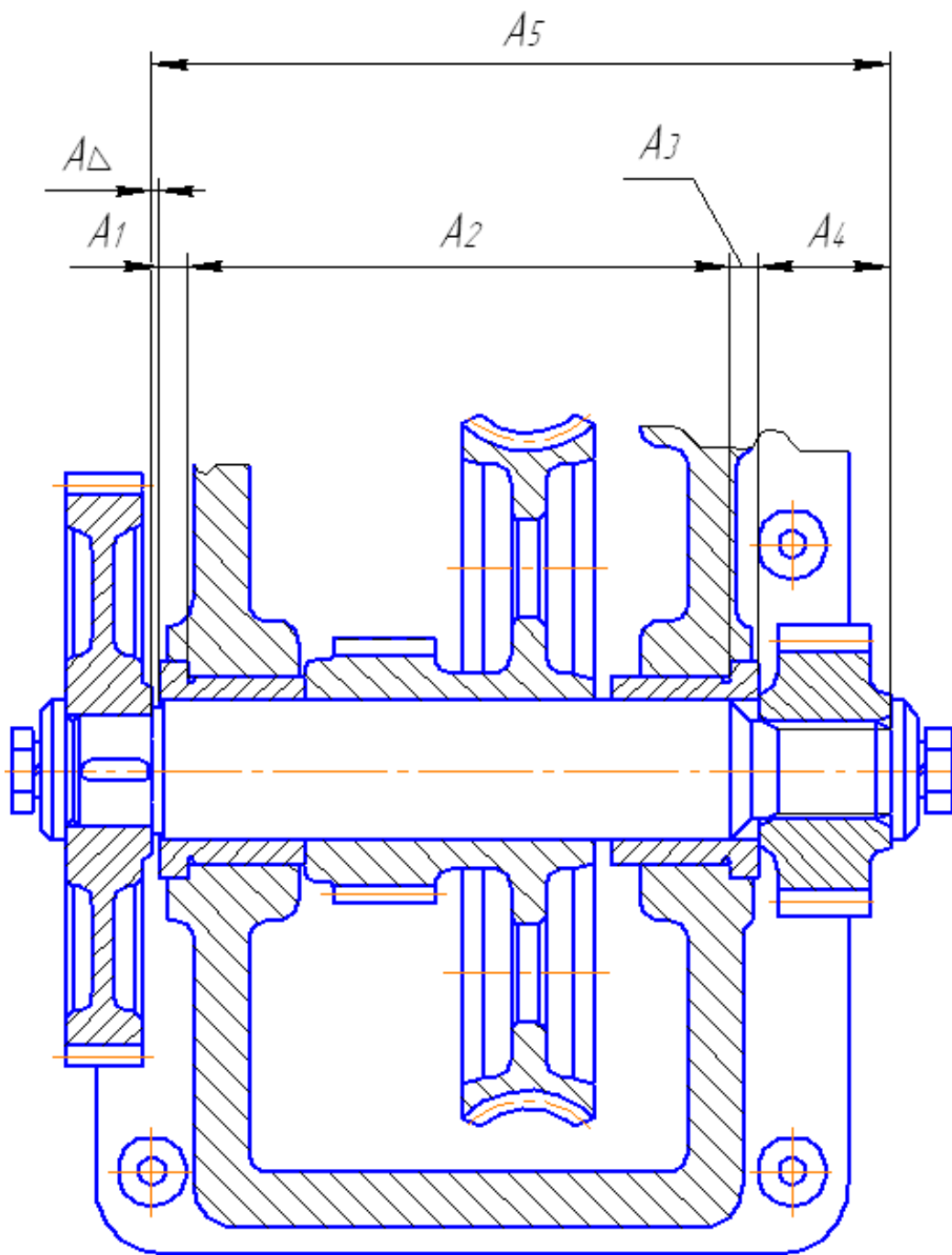


Рис. 3.20

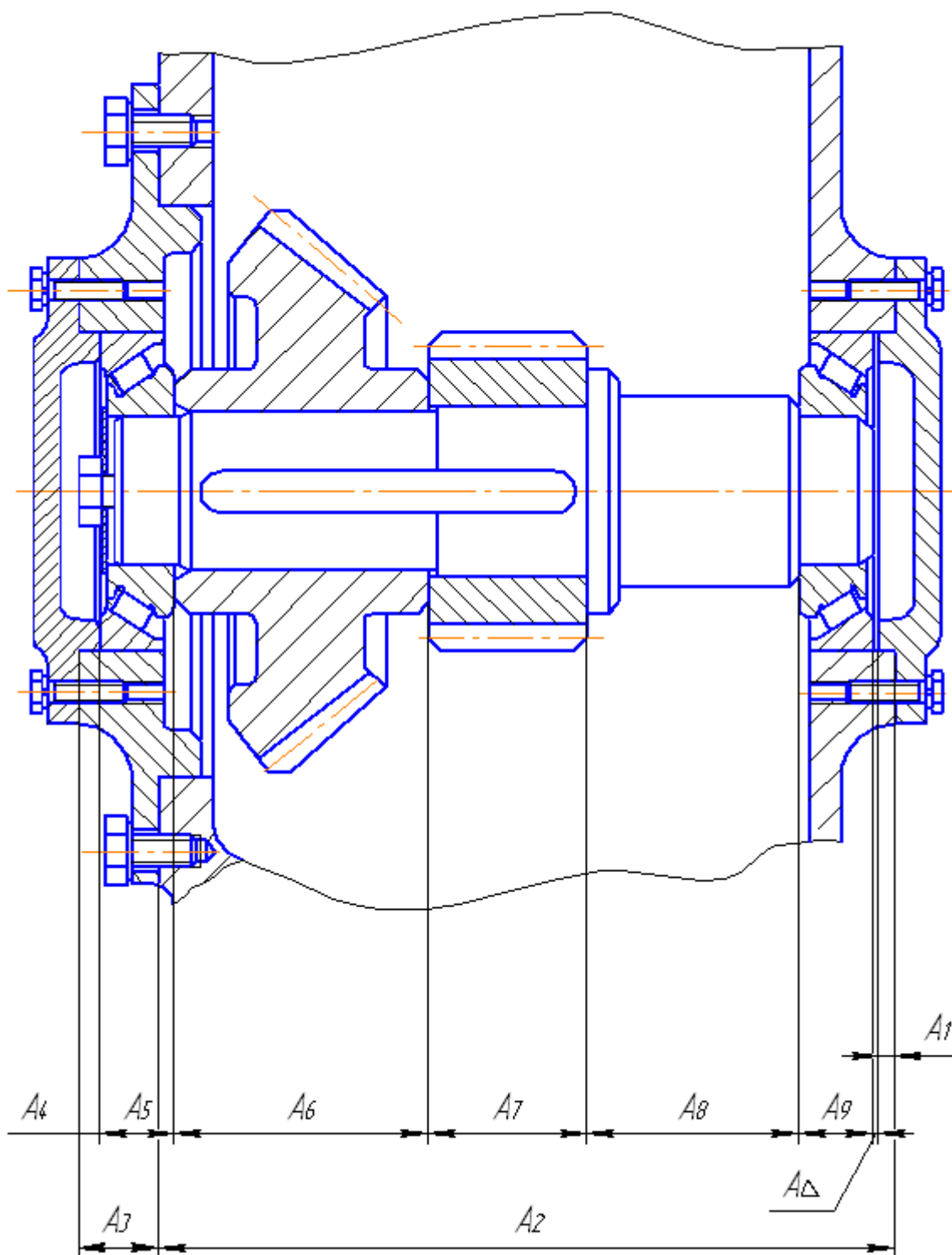


Рис. 3.21

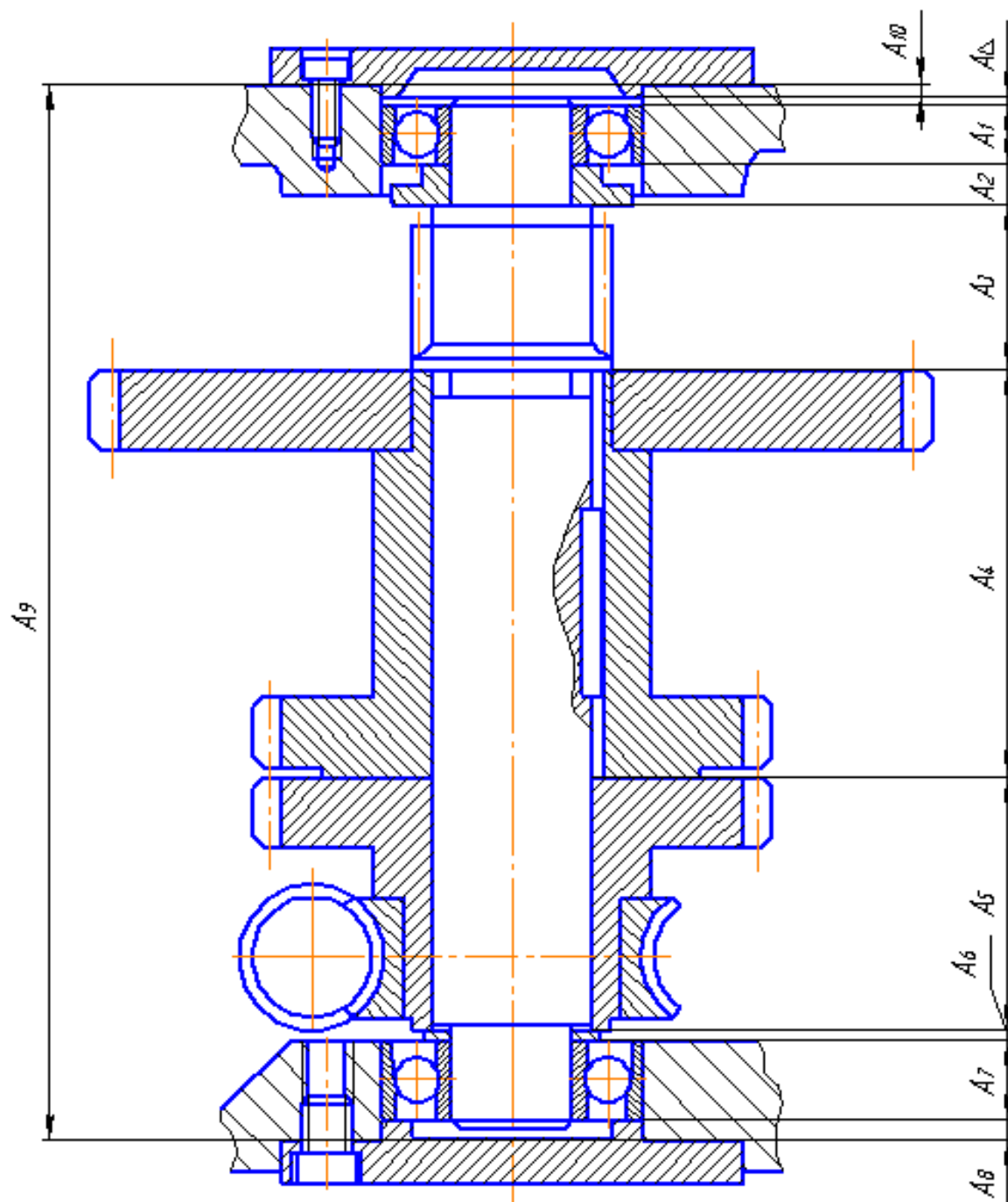


Рис. 3.22

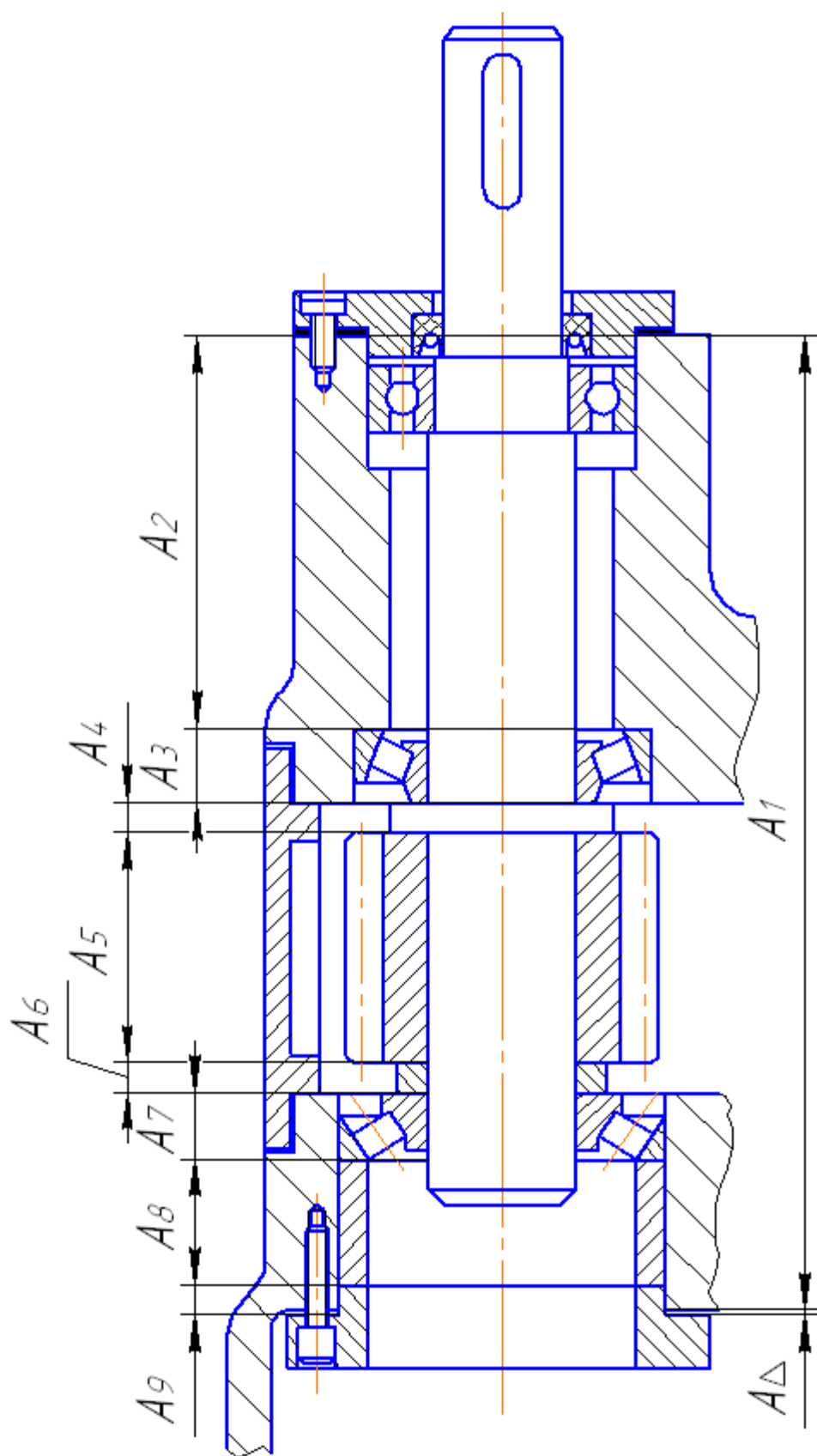


Рис. 3.23

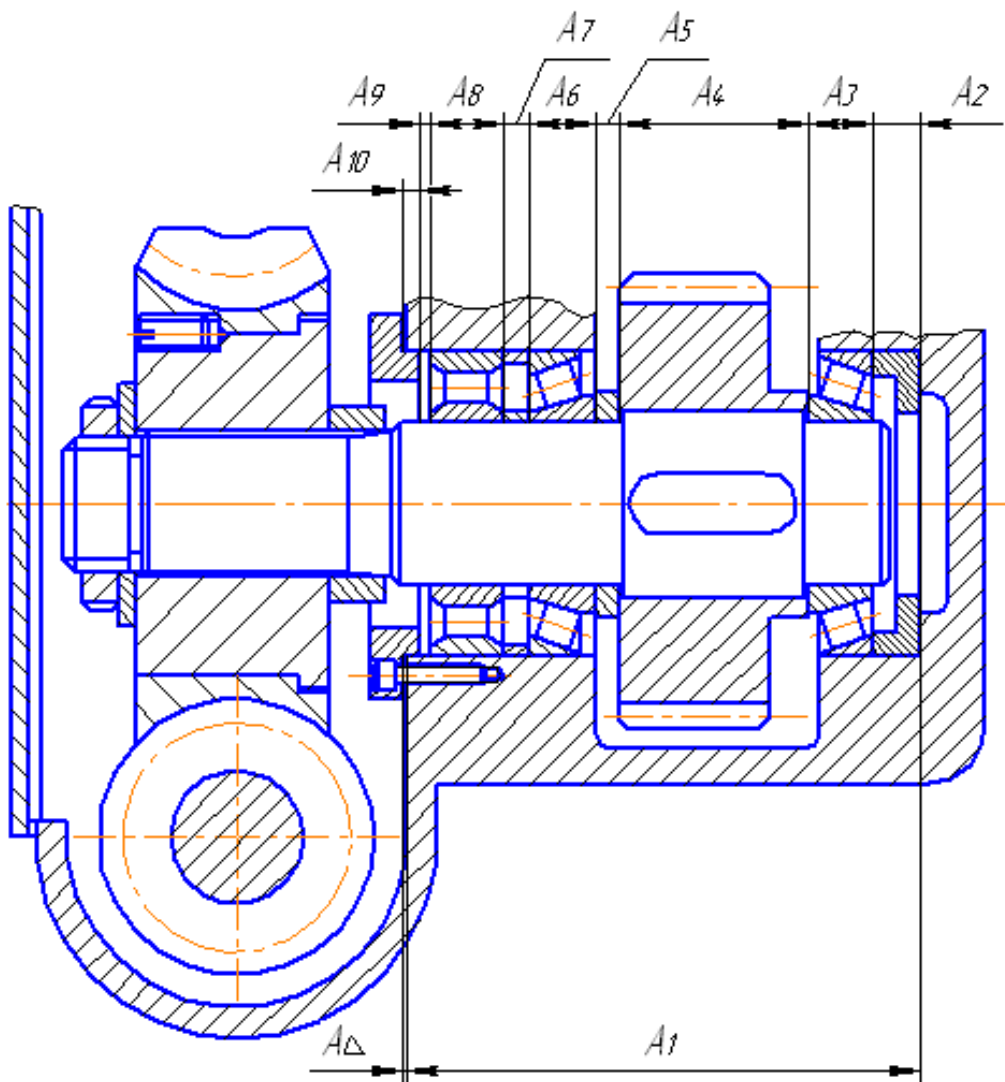


Рис. 3.24

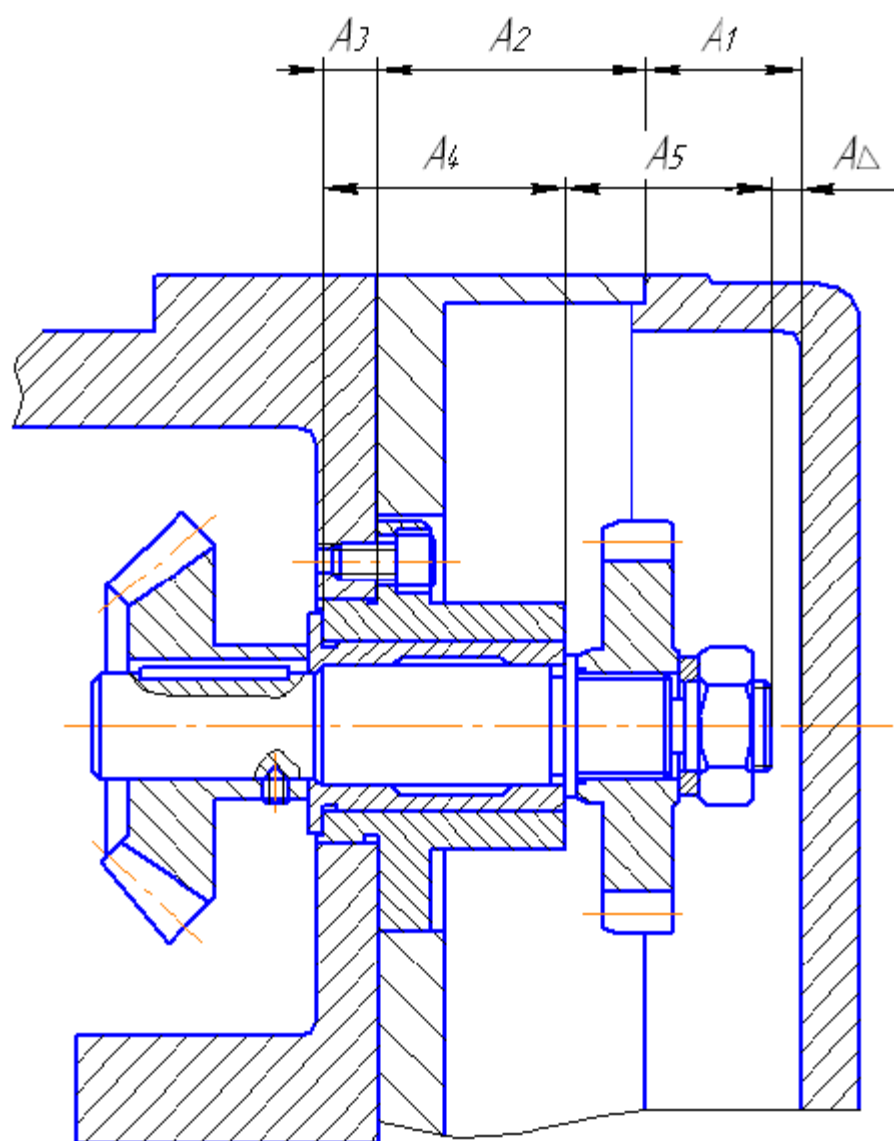


Рис. 3.25

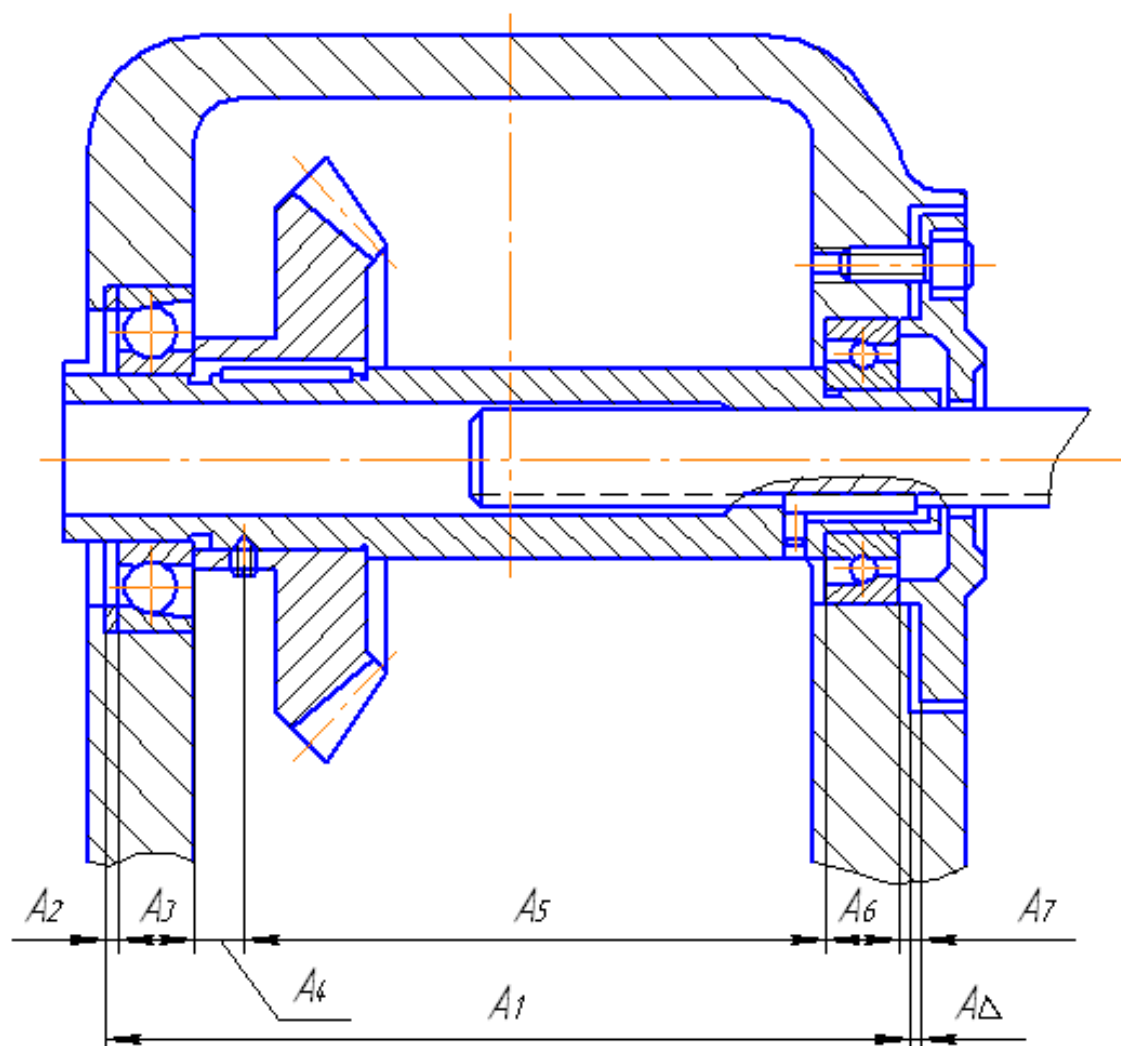


Рис. 3.26

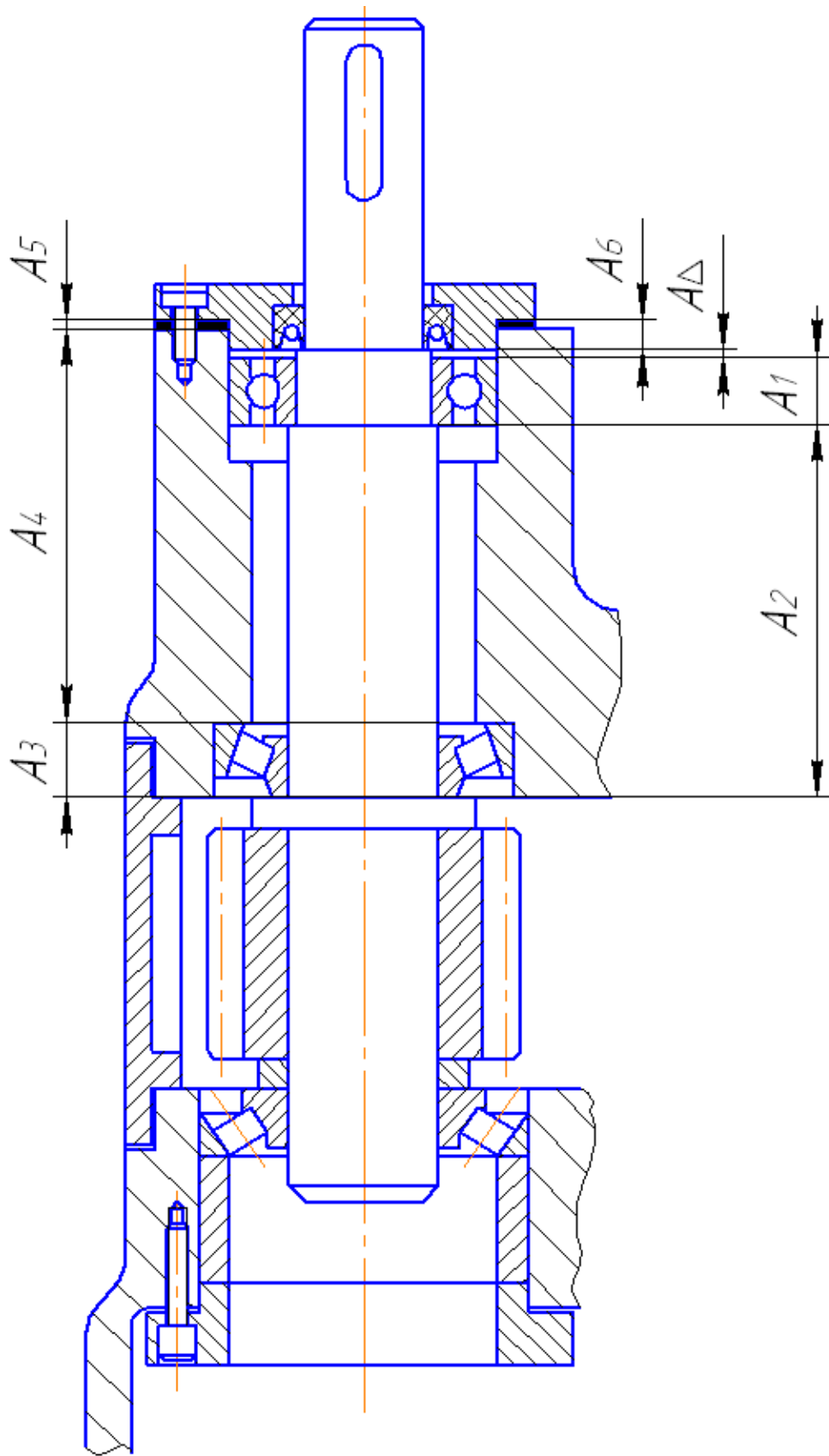


Рис. 3.27

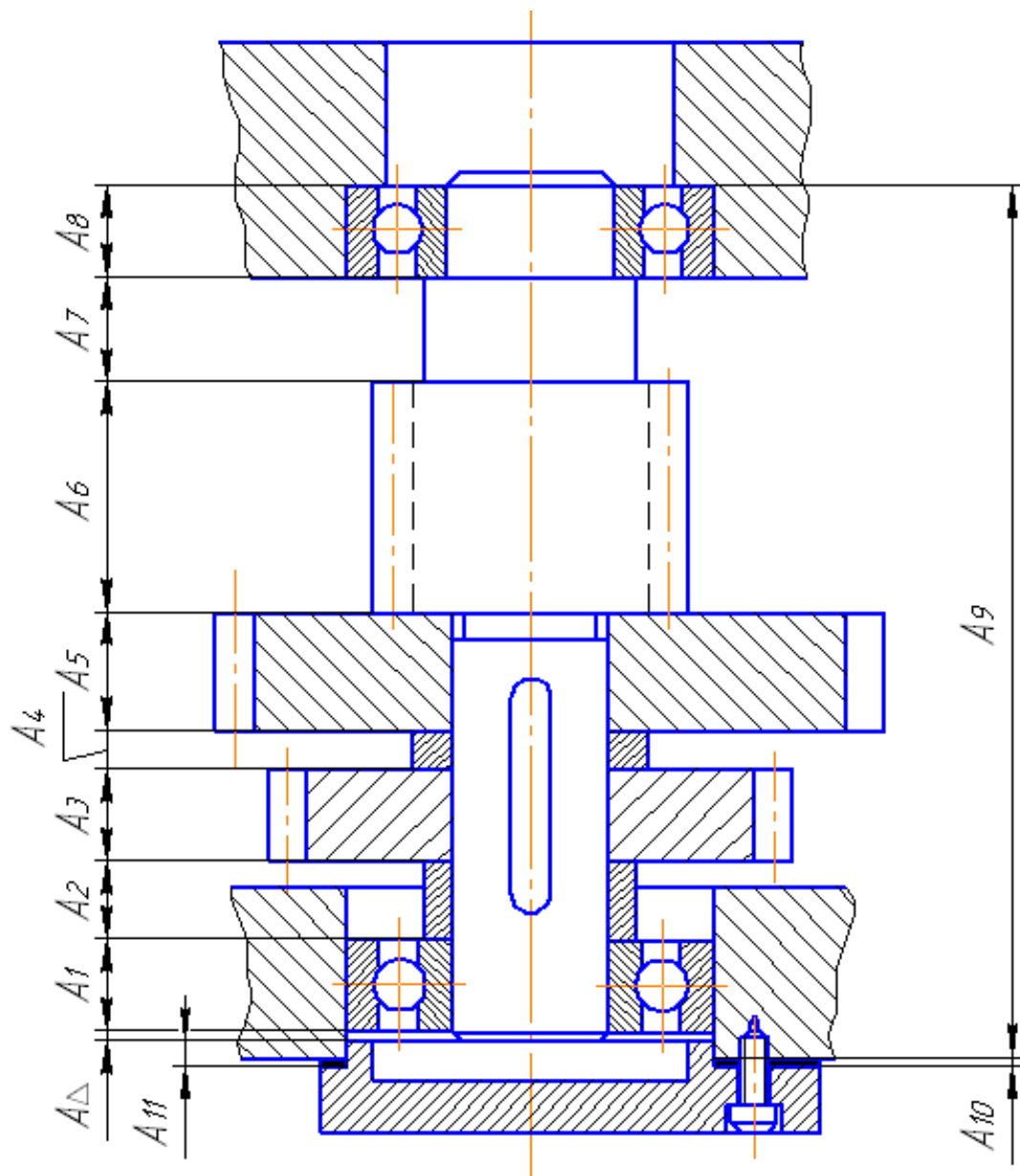


Рис. 3.28

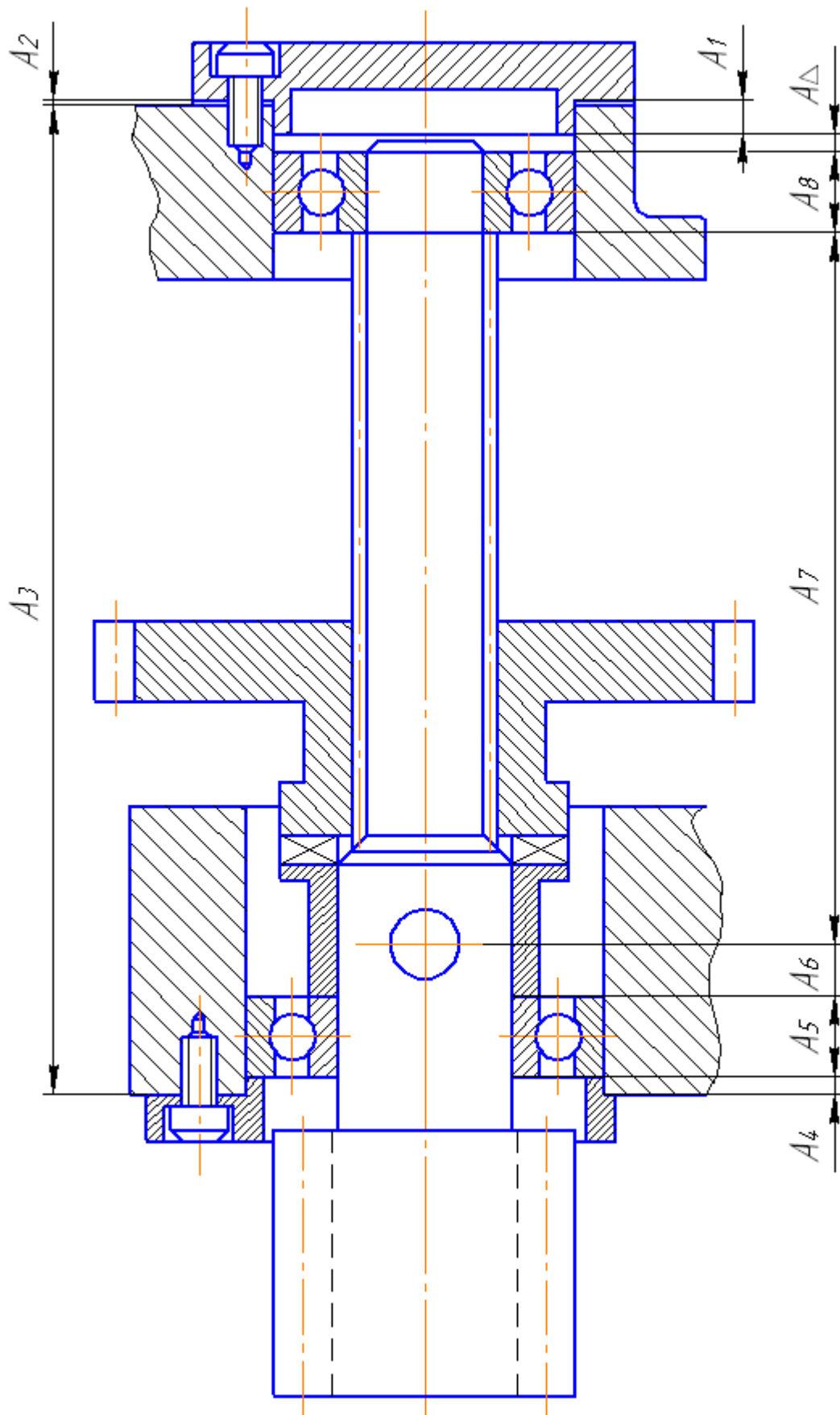


Рис. 3.29

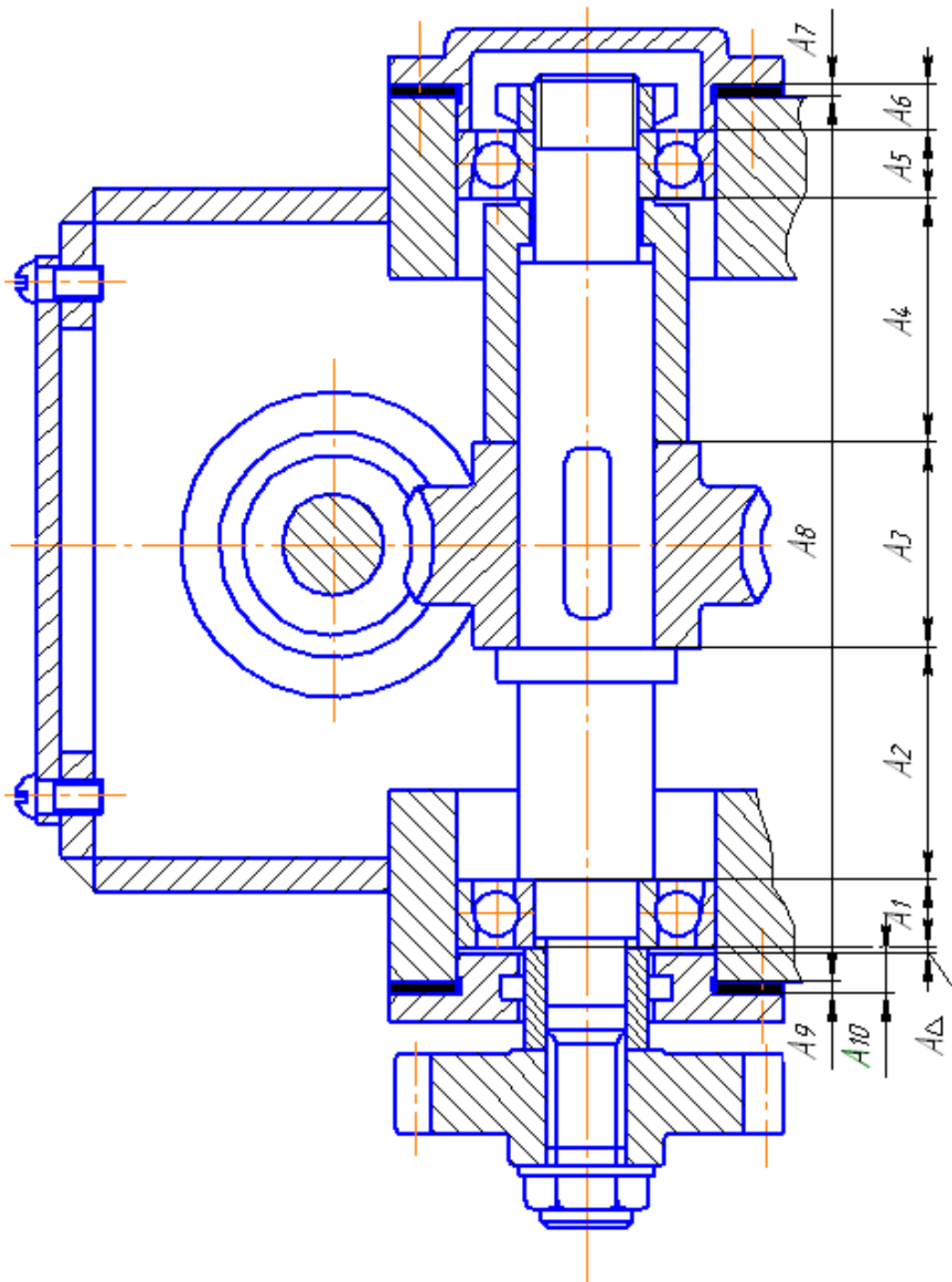


Рис. 3.30

### 3. Расчет точности размерных цепей

Качество машин и приборов обеспечивается точностью расположения деталей, узлов и механизмов, образующих конечное изделие. Взаимосвязь размеров элементов детали или отдельных деталей, входящих в конструкцию узла или целого механизма, устанавливаются с помощью расчетов, основанных на теории размерных цепей.

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров одной или нескольких деталей, расположенных в определенной последовательности по замкнутому контуру.

Любая размерная цепь имеет одно замыкающее (исходное) звено и 2 или более составляющих звеньев.

Замыкающее звено  $A_{\Delta}$  – звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения. В зависимости от влияния на замыкающее звено элементы размерной цепи делят на увеличивающие и уменьшающие звенья. Увеличивающим звеном размерной цепи называется звено, с увеличением которого размер замыкающего звена увеличивается ( $\overrightarrow{A_i}$ ). Уменьшающим звеном называется звено, с увеличением которого размер замыкающего звена уменьшается ( $\overleftarrow{A_j}$ ).

Обеспечение точности размерной цепи заключается в указании предельных значений размеров всех звеньев цепи применительно к требованиям конструкции или технологического процесса.

В зависимости от исходных данных о размерах и точности звеньев размерной цепи, а также от поставленной цели, решаются две задачи.

Прямая задача (проектный расчет): по заданным предельным размерам исходного звена и номинальным размерам составляющих звеньев определяют предельные размеры составляющих звеньев размерной цепи.

Обратная задача (проверочный расчет): по известным предельным размерам составляющих звеньев, определяют предельные размеры замыкающего звена размерной цепи.

При решении этих задач размерные цепи рассчитывают одним из двух методов: расчет на максимум-минимум (по предельным размерам) и вероятностный расчет.

#### Метод расчета на максимум - минимум

Метод исходит из предположения, что в одной размерной цепи одновременно могут оказаться все звенья с предельными значениями. Данный метод применяется обычно в индивидуальном и мелкосерийном производстве; при малой величине допуска на исходное звено и небольшом числе составляющих звеньев размерной цепи; при большой величине допуска на исходное звено.

Прямая задача может быть решена двумя способами.

Способ 1 – равные допуски на все звенья размерной цепи. Этот способ используется в тех случаях, когда размеры всех составляющих звеньев примерно одинаковы, например, находятся в одном интервале размеров. При этих условиях допуски всех составляющих звеньев принимаются одинаковыми и определяются делением допуска замыкающего звена на число составляющих звеньев, кроме замыкающего:

$$T_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{j-1}.$$

Способ 2 – назначение допусков на размеры звеньев из одного ряда точности (по одному качеству). При этом способе учитывается, что номинальные размеры составляющих звеньев не находятся в одном интервале размеров, следовательно, необходимо нормировать разные допуски. Решение задачи сводится к нахождению качества, по которому необходимо назначить допуски на составляющие звенья.

Для нахождения квалитета необходимо найти безразмерный коэффициент  $k_{cp}$ , характеризующий ряды точности:

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum i_j}$$

По найденному значению  $k_{cp}$  выбирается ближайший квалитет, и назначаются допуски по стандарту в соответствии с номинальными размерами составляющих звеньев.

Решение обратной задачи осуществляется в следующей последовательности:

1. Определяют номинальный размер замыкающего звена.

$$A_{\Delta} = \sum_1^m \vec{A} - \sum_1^n \overleftarrow{A}$$

2. Определяют допуск замыкающего звена.

$$TA_{\Delta} = \sum TA_j$$

3. Определяют предельные отклонения замыкающего звена.

$$EsA_{\Delta} = \sum_1^m Es \vec{A} - \sum_1^n Ei \overleftarrow{A}$$

$$EiA_{\Delta} = \sum_1^m Ei \vec{A} - \sum_1^n Es \overleftarrow{A}$$

#### 4. Порядок расчета

1. Выявить замыкающее и составляющие звенья размерной цепи, составить ее схему, разделить составляющие звенья на увеличивающие и уменьшающие.

2. Определить номинальный размер замыкающего звена размерной цепи по формуле:

$$A_{\Delta} = \sum_1^m \vec{A} - \sum_1^n \overleftarrow{A},$$

где  $m$  – число увеличивающих звеньев размерной цепи;  $n$  – число уменьшающих звеньев размерной цепи;  $A_{\Delta}$  – номинальный размер исходного (замыкающего) звена;

$\sum_1^m \vec{A}$  – сумма номинальных размеров увеличивающих звеньев;

$\sum_1^n \overleftarrow{A}$  – сумма номинальных размеров уменьшающих звеньев.

1. Определить среднее число единиц допуска составляющих звеньев размерной цепи, исключая допуски стандартизованных звеньев (например, подшипников качения):

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta} - T_z}{\sum_1^{j-z} i_j},$$

где  $TA_{\Delta}$  – допуск замыкающего звена;  $T_z$  – сумма известных допусков (подшипников качения);  $j$  – число составляющих звеньев;  $z$  – число звеньев с известными допусками;  $i_j$  – значение единицы допуска определить по табл.П9 (Приложение2).

3. По найденному значению  $k_{cp}$  определить квалитет точности по ГОСТ 25346-89 или табл.П10 (Приложение2).

4. По принятому квалитету точности назначить допуски всех составляющих звеньев, пользуясь ГОСТ 25346-89 или табл.П11 (Приложение2).

5. Сделать проверку размерной цепи по допускам:

$$TA_{\Delta} = \Sigma TA_j.$$

6. Выбрать увязывающее (наименее ответственное) звено. Вычислить значение допуска увязывающего звена  $A_{увяз}$  из уравнения:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{увяз} + TA_j.$$

7. Назначить отклонения на размеры соответствующих звеньев, кроме увязывающего, и занести их в таблицу. При этом руководствоваться следующим:

- для охватывающих размеров верхнее отклонение принять равным допуску со знаком (+), а нижнее отклонение – равным нулю;
- для охватываемых размеров верхнее отклонение принять равным нулю, а нижнее – равным допуску со знаком (-);
- для прочих размеров верхнее отклонение:  $+\frac{TA_j}{2}$ ,

нижнее отклонение:  $-\frac{TA_j}{2}$ .

8. Определить отклонения увязывающего звена из уравнений:

$$EsA_{\Delta} = \sum_1^m Es \vec{A} - \sum_1^n Ei \vec{A}$$

$$EiA_{\Delta} = \sum_1^m Ei \vec{A} - \sum_1^n Es \vec{A}$$

9. Проверить предельные отклонения исходного звена решением обратной задачи:

а)  $TA_{\Delta} = \sum_1^{j-1} TA_j,$

где  $j-1$  – число составляющих звеньев.

б) предельные отклонения замыкающего звена:

$$EsA_{\Delta} = \sum_1^m Es \vec{A} - \sum_1^n Ei \vec{A};$$

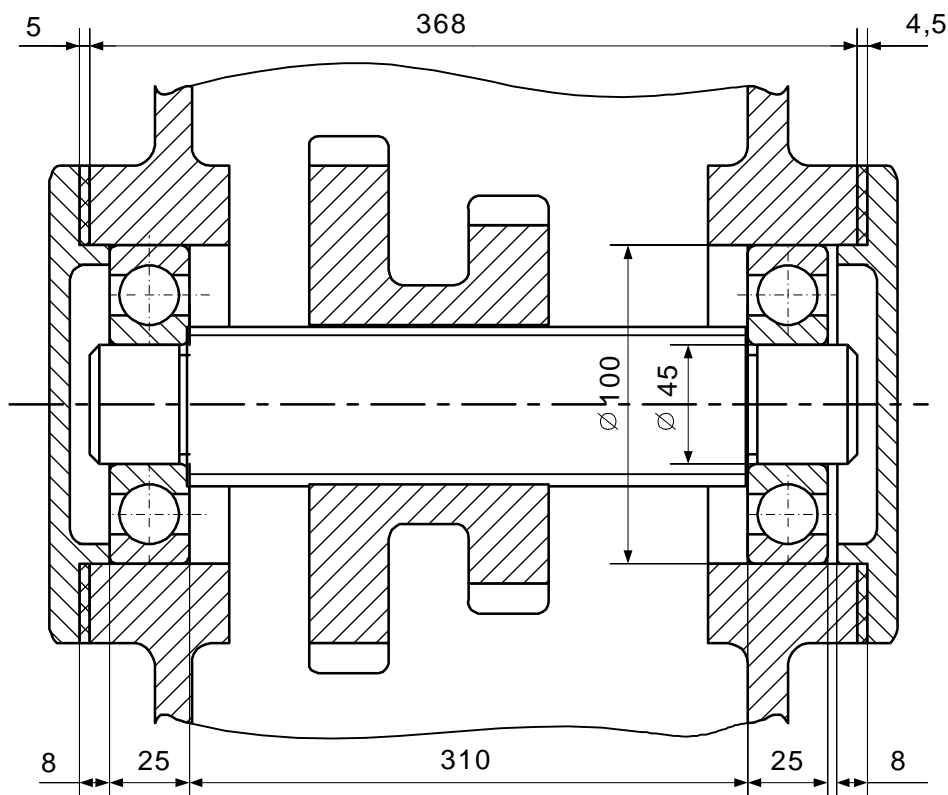
$$EiA_{\Delta} = \sum_1^m Ei \vec{A} - \sum_1^n Es \vec{A};$$

с)  $TA_{\Delta} = EsA_{\Delta} - EiA_{\Delta}$  - допуск замыкающего звена.

## 5. Пример

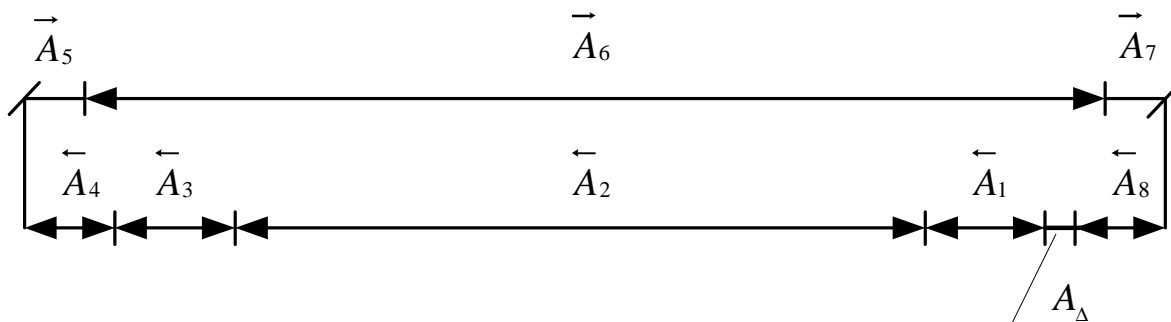
Рассчитать размерную цепь сборочного узла с замыкающим звеном

$$A_{\Delta} = 1,5^{+0,50}_{-0,70} \text{ мм.}$$



### Решение

1. Составляем размерную цепь.



2. Проверяем правильность составления размерной цепи:

$$A_{\Delta} = \sum_1^m \vec{A} - \sum_1^n \overleftarrow{A} = (5 + 368 + 4,5) - (8 + 25 + 310 + 25 + 8) = 1,5 \text{ мм.}$$

3. Определяем число единиц допуска:

$$k_{cp} = \frac{1200 - 120 - 120}{3,22 + 0,9 + 0,73 + 3,54 + 0,73 + 0,9} = \frac{960}{10,02} \approx 96.$$

В предыдущей формуле учитываем, что шарикоподшипники, входящие в данный узел, приняты «0» класса точности и допуски их установлены ГОСТом 520-71, а потому их считаем известными.

4. Определяем квалитет точности, используя ГОСТ 25346-89 или табл.П10 (Приложение2):

$$k_{cp.} = 96, \text{ что соответствует 11 квалитету.}$$

5. Назначаем допуски на размеры составляющих звеньев, используя ГОСТ 25346-89 или табл.П11 (Приложение2); сведем в следующую таблицу:

№ звеньев	Номинальный размер, мм	Число единиц допуска, i	Квалитет точности	Допуски, мкм	Отклонения, мкм	
					Es	Ei
$\overleftarrow{A_1}$	25	-	ГОСТ	120	0	-120
$\overleftarrow{A_2}$	310	3,22	11	320	0	-320
$\overleftarrow{A_3}$	25	-	ГОСТ	120	0	-120
$\overleftarrow{A_4}$	8	0,9	11	90	+45	-45
$\overrightarrow{A_5}$	5	0,73	11	75	0	-75
$\overrightarrow{A_6}$	368	3,54	11	360/310	-150	-460
$\overrightarrow{A_7}$	4,5	0,73	11	75	0	-75
$\overleftarrow{A_8}$	8	0,9	11	90	+45	-45

6. Проверяем размерную цепь по допускам:

$$120 + 320 + 120 + 90 + 75 + 360 + 75 + 90 = 1250 \text{ мкм.}$$

$$1200 \neq 1250.$$

Для обеспечения предельных отклонений замыкающего звена необходимо выбрать увязывающий размер.

7. За увязывающий размер принимаем  $A_6$ .

8. Определяем допуск звена  $A_6$ :

$$TA_6 = 1200 - (120 + 320 + 120 + 90 + 75 + 75 + 0) = 1200 - 890 = 310 \text{ мкм.}$$

9. Назначаем отклонения на размеры составляющих звеньев, руководствуясь п.8) порядка расчета и заносим в таблицу (см. выше).

10. Определяем отклонения увязывающего размера:

$$EsA_6 = EsA_{\Delta} - \sum_1^2 Es\overrightarrow{A} + \sum_1^5 Ei\overleftarrow{A} = 500 - 0 + (-120 - 320 - 120 - 45 - 45) = -150 \text{ мкм;}$$

$$EiA_6 = EiA_{\Delta} - \sum_1^2 Ei\overrightarrow{A} + \sum_1^5 Es\overleftarrow{A} = -700 - [(75) + (-75)] + (45 + 45) = -460 \text{ мкм.}$$

11. Делаем проверку:

a)  $TA_{\Delta} = \sum TA_j$

$$1200 = 120 + 320 + 120 + 90 + 75 + 310 + 75 + 90 = 1200 \text{ мкм;}$$

b)  $EsA_{\Delta} = \sum_1^3 Es\overrightarrow{A} - \sum_1^5 Ei\overleftarrow{A} = -150 - [(-120) + (-320) + (-120) + (-45) + (-45)] = 500 \text{ мкм;}$

c)  $EiA_{\Delta} = \sum_1^3 Ei\overleftarrow{A} - \sum_1^5 Es\overrightarrow{A} = [(-75) + (-460) + (-75)] - (45 + 45) = -700 \text{ мкм.}$

c)  $TA_{\Delta} = EsA_{\Delta} - EiA_{\Delta} = 500 - (-700) = 1200 \text{ мкм.}$

Проверка показала, что расчет сделан правильно.

## ЗАДАЧА № 4

### ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

#### 1. Цель работы

Научиться расшифровывать условные обозначения параметров и посадок резьбовых соединений, определять по таблицам отклонения и правильно оформлять рабочие чертежи.

#### 2. Задание

Записать условное обозначение резьбового сопряжения. Рассчитать предельные размеры элементов заданного резьбового сопряжения (табл. 4.1). Построить схему расположения полей допусков.

Таблица 4.1

#### Исходные данные для расчета параметров метрической резьбы

Номер варианта	Резьбовые соединения			Номер варианта	Резьбовые соединения		
	Диаметр резьбы, d (D), мм	Шаг резьбы P, мм	Точность изготовления резьбы		Диаметр резьбы, d (D), мм	Шаг резьбы P, мм	Точность изготовления резьбы
1	12	1,75	7H/6f	16	42	4,5	8H/8h
2	45	4,5	6H/7g6g	17	5	0,8	4H/4g
3	27	3	5H/6e	18	18	2,5	7G/6h
4	42	4,5	4H5H/6g	19	12	1,75	5H/6d
5	18	2	7H/8g	20	22	1,5	7H/6g
6	10	1,5	6H/7e6e	21	36	4	6H/6h
7	12	1,75	4H5H/6h	22	16	2	6H/5h6h
8	16	2	7H/8g	23	52	5	6G/8h
9	42	4,5	7H/6d	24	30	3,5	7H/7g6g
10	8	1	6H/6h	25	24	2	6H/6e
11	22	2,5	6G/6g	26	30	3,5	4H/3h4h
12	16	2	6H/6f	27	36	4	7H/8g
13	14	2	7H/8g	28	27	3	6H/7e6e
14	6	1	4H/3h4h	29	10	1,5	7G/7g6g
15	20	1,5	5H/4g	30	42	4,5	6H/5g6g

#### 3. Допуски метрических резьб

Резьбовые соединения широко используются в конструкциях машин, аппаратов, приборов, инструментов и приспособлений различных отраслей промышленности.

Резьбовые соединения общего применения разделяются на крепежные (метрические и дюймовые) – скрепляющие отдельные детали; кинематические (трапецеидальные и прямоугольные) – преобразующие вращение в осевое движение; трубные – для герметического соединения деталей трубопровода.

В общем машиностроении наиболее широко применяется метрическая резьба. ГОСТ 24705-81 и ГОСТ 9150-81 устанавливают номинальный профиль метрической резьбы и размеры элементов профиля (табл.4.2): профиль – треугольный; d (D) – наружный диаметр резьбы болта (гайки);  $d_2$  ( $D_2$ ) – средний диаметр резьбы болта (гайки);  $d_1$  ( $D_1$ ) – внутренний диаметр резьбы болта (гайки); P – шаг резьбы;  $\alpha = 60^\circ$  – угол профиля резьбы; H – высота исходного треугольника ( $H=0,8660254P$ );  $H_1$  – рабочая высота

профиля, которая образована путем среза вершин острых углов у гайки на  $H/4$  и у болта на  $H/8$ .

Таблица 4.2

Размеры среднего и внутреннего диаметров метрических резьб, мм

Шаг резьбы, P	Диаметры резьбы	
	Средний диаметр $d_2, D_2$	Внутренний диаметр $d_1, D_1$
0,75	$d - 1 + 0,513$	$d - 1 + 0,188$
0,8	$d - 1 + 0,480$	$d - 1 + 0,134$
1	$d - 1 + 0,350$	$d - 2 + 0,917$
1,25	$d - 1 + 0,188$	$d - 2 + 0,647$
1,5	$d - 1 + 0,026$	$d - 2 + 0,376$
1,75	$d - 2 + 0,863$	$d - 2 + 0,106$
2	$d - 2 + 0,701$	$d - 3 + 0,835$
2,5	$d - 2 + 0,376$	$d - 3 + 0,294$
3	$d - 2 + 0,051$	$d - 4 + 0,752$
3,5	$d - 3 + 0,727$	$d - 4 + 0,211$
4	$d - 3 + 0,402$	$d - 5 + 0,670$
4,5	$d - 3 + 0,077$	$d - 5 + 0,129$

ГОСТ 8724-81 устанавливает диаметры резьбы от 0,25 до 600 мм и шаги от 0,075 до 6 мм (табл.П12, Приложение 3). Установлено 3 ряда диаметров метрической резьбы. При выборе диаметра резьбы следует первый ряд предпочитать второму, второй – третьему.

Основным профилем резьбы является общий для наружной и внутренней резьбы профиль, который называется номинальным. Размеры его линейных и угловых элементов служат основой для определения номинальных профилей болта и гайки.

На рис. 4.1 толстой линией показан номинальный профиль резьбы с основными отклонениями  $H/h$ , определяющий наибольший предельный контур резьбы болта и наименьший – гайки. От номинального профиля резьбы, перпендикулярно к оси резьбы, откладывают: вниз – поля допусков диаметров резьбы болта, вверх – поля допусков диаметров резьбы гайки.

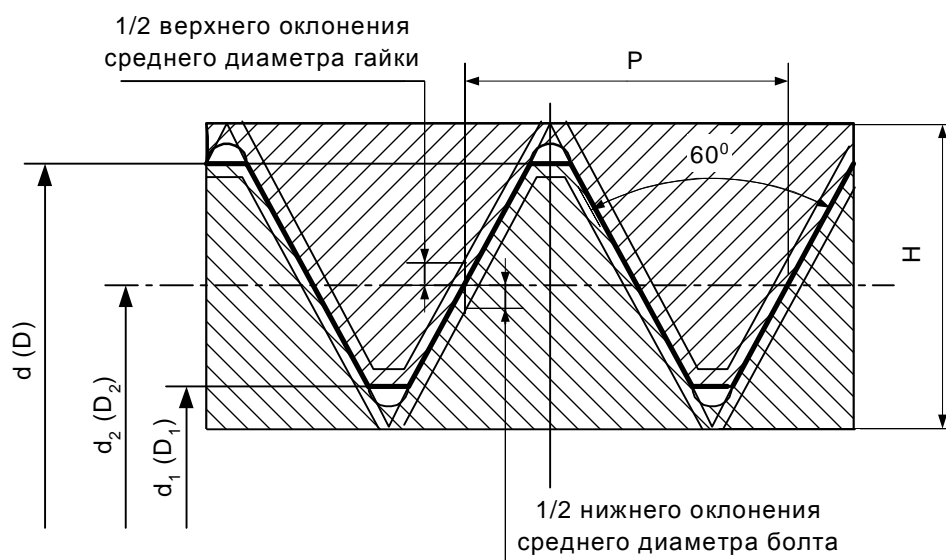


Рис. 4.1. Параметры метрической резьбы

Величины допусков назначают в зависимости от номинального диаметра резьбы, шага резьбы и степени точности по ГОСТ 16093-81.

Для метрических крепежных резьб установлены следующие допуски:

- Для среднего диаметра болта  $Td_2$  и гайки  $TD_2$ ;
- Для наружного диаметра болта  $Td$ ;
- Для внутреннего диаметра гайки  $TD_1$ .

Основным параметром резьбового сопряжения, обеспечивающим точность и характер сопряжения, является средний диаметр. Поля допусков на наружный и внутренний диаметры построены таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор.

В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (по среднему диаметру) для метрической крепежной резьбы различают 3 группы посадок: посадки с зазором - ГОСТ 16093 – 81; переходные посадки – ГОСТ 24834 – 81; посадки с натягом – ГОСТ 4608 – 81.

Наибольшее распространение получили посадки с зазором. Для получения посадок резьбовых деталей с зазором в ГОСТ 16093-81 предусмотрено пять основных отклонений для наружной резьбы (h, g, f, e и d) и четыре для внутренней резьбы (H, G, E и F).

Сочетание основного отклонения с допуском по принятой степени точности, образует поле допуска. В таблице П13 (Приложение3) приведены поля допусков, которые можно применять без ограничения.

#### **Условное обозначение резьбового соединения содержит:**

1. Указание о виде резьбы (М – метрическая);
2. Значение номинального (наружного) диаметра (d, D) – одинаковое для болта и гайки, образующих соединение;
3. Значение шага резьбы, если он мелкий (крупный шаг не указывается);
4. Направление резьбы, если она левая LH;
5. Поле допуска на средний диаметр ( $d_2$  или  $D_2$ );
6. Поле допуска на наружный (внутренний) диаметр болта - d (гайки –  $D_1$ );
7. Значение длины свинчивания - l, если она не нормальная.

#### **Пример полного обозначения резьбового элемента:**

Для наружной резьбы – болта: M20×0,75LH - 7g 6g – 15,  
где 7g – поле допуска на средний диаметр резьбы болта  $d_2$ ; 6g – поле допуска на наружный диаметр резьбы болта d.

Для внутренней резьбы – гайки: M20×0,75LH – 4H 5H – 15,  
где 4H – поле допуска на средний диаметр резьбы гайки  $D_2$ ; 5H – поле допуска на внутренний диаметр резьбы гайки  $D_1$ .

#### **Пример краткого обозначения резьбового элемента**

Для наружной резьбы – болта: M40 – 6g.

Для внутренней резьбы – гайки: M40 – 6H.

Посадки резьбовых деталей обозначаются дробью, в числителе которой указывают поле допуска гайки, а в знаменателе – поле допуска болта.

Обозначение метрической резьбы на сборочном чертеже:  $M 40 - \frac{6H}{6g}$ .

#### 4. Порядок расчета

1. Составить обозначение резьбового соединения.
2. Определить номинальные размеры элементов резьбового соединения по таблицам ГОСТ 8724-81 и ГОСТ 24705-81.
3. Определить предельные отклонения диаметров резьбы по ГОСТ 16093-81.
4. Рассчитать предельные размеры болта и гайки.
5. Построить схемы расположения полей допусков болта и гайки.

#### 5. Пример

Определить предельные размеры диаметров резьбы болта и гайки для резьбы М36×1 - 7Н/7g 6g, построить схемы расположения полей допусков.

#### Решение

1. Определим номинальные значения диаметров из табл. ГОСТ 8724-81.

$$d = D = 36 \text{ мм}$$

$$d_1 = D_1 = d - 2 + 0,917 = 34,917 \text{ мм};$$

$$d_2 = D_2 = d - 1 + 0,350 = 35,350 \text{ мм}.$$

2. Определим предельные отклонения диаметров резьбы (в мкм) по ГОСТ 16093-81.

#### Болт:

Верхнее отклонение для  $d, d_1, d_2 = - 26$ ,

Нижнее отклонение для  $d = - 206$ ,

Нижнее отклонение для  $d_2 = - 186$ .

#### Гайка:

Верхнее отклонение для  $D_2 = + 212$ ,

Верхнее отклонение для  $D_1 = + 300$ .

3. Вычислим предельные размеры болта и гайки

#### Болт, мм

$$d_{\max} = 36 - 0,026 = 35,974;$$

$$d_{\min} = 36 - 0,206 = 35,794;$$

$$d_{2\max} = 35,350 - 0,026 = 35,324;$$

$$d_{2\min} = 35,350 - 0,186 = 35,164;$$

$$d_{1\max} = 34,917 - 0,026 = 34,891;$$

#### Гайка, мм

$D_{\max}$  – не нормируется;

$$D_{\min} = 36;$$

$$D_{2\max} = 35,350 + 0,212 = 35,562;$$

$$D_{2\min} = 35,350;$$

$$D_{1\max} = 34,917 + 0,3 = 35,217;$$

$$D_{1\min} = 34,917.$$

$d_{1\min}$  – впадина не должна выходить за линию плоского среза, проведенного на расстоянии

$$\frac{H}{8} = \frac{0,86603}{8} = 0,108, \text{ мм}.$$

4. Строим схему расположения полей допусков болта и гайки (рис.4.2 и рис.4.3).

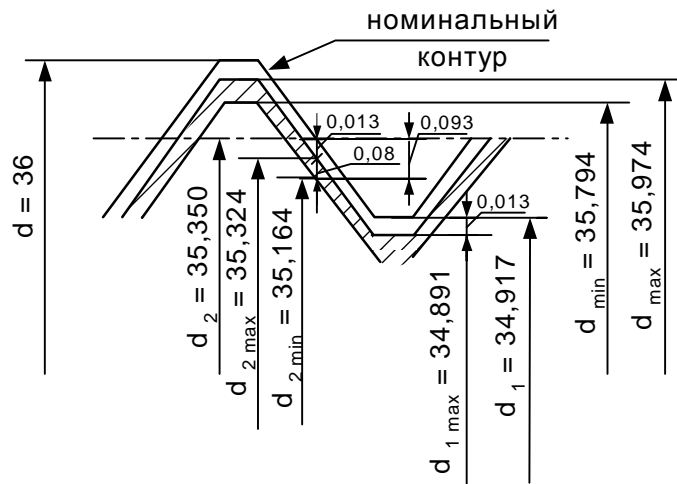


Рис. 4.2. Схема расположения полей допусков болта

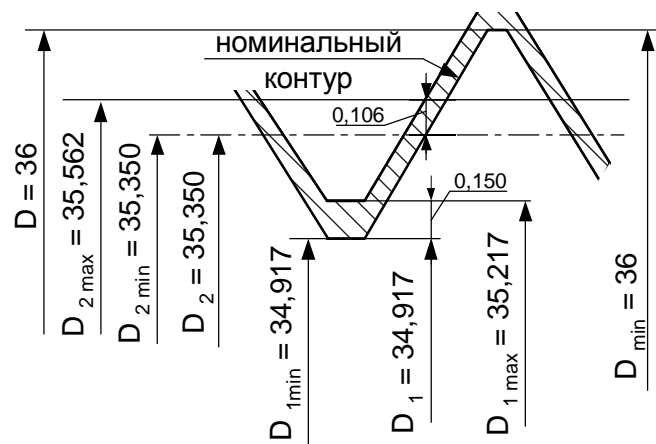


Рис.4.3. Схема расположения полей допусков гайки

# ЗАДАЧА №5 ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## 1. Цель работы

Изучить конструктивные и эксплуатационные особенности шпоночных соединений, научиться выбирать тип шпоночного соединения, определять допуски и посадки шпоночных соединений.

## 2. Задание

Для заданного шпоночного соединения (табл.5.1) определить допуски и предельные размеры всех элементов соединения, дать схему расположения полей допусков по ширине шпонки  $b$ , выполнить эскиз шпоночного соединения.

Таблица 5.1

### Исходные данные для расчета параметров шпоночного соединения

№ вар.	Номинальный диаметр сопряжения, $D/d$ мм	Обозначение посадки	Тип шпоночного соединения (шпонка призматическая)	№ вар.	Номинальный диаметр сопряжения, $D/d$ мм	Обозначение посадки	Тип шпоночного соединения (шпонка призматическая)
1	48	$\frac{H8}{f7}$	свободное	16	78	$\frac{H8}{n7}$	плотное
2	65	$\frac{H7}{p6}$	плотное	17	36	$\frac{H8}{js7}$	нормальное
3	16	$\frac{H8}{h7}$	нормальное	18	40	$\frac{H7}{m6}$	плотное
4	80	$\frac{H8}{m7}$	плотное	19	38	$\frac{H7}{f7}$	свободное
5	70	$\frac{H7}{g6}$	свободное	20	58	$\frac{H7}{k6}$	плотное
6	25	$\frac{H7}{h6}$	нормальное	21	40	$\frac{H7}{h6}$	нормальное
7	36	$\frac{H8}{f8}$	свободное	22	42	$\frac{H8}{n7}$	плотное
8	63	$\frac{H7}{m6}$	плотное	23	75	$\frac{H8}{js7}$	свободное
9	56	$\frac{H8}{n7}$	плотное	24	52	$\frac{H8}{h7}$	нормальное
10	32	$\frac{H7}{k6}$	нормальное	25	60	$\frac{H7}{g6}$	свободное
11	40	$\frac{H7}{n6}$	плотное	26	72	$\frac{H7}{m6}$	плотное
12	58	$\frac{H7}{g6}$	свободное	27	20	$\frac{H8}{js7}$	нормальное
13	90	$\frac{H7}{p6}$	плотное	28	75	$\frac{H8}{f8}$	свободное
14	28	$\frac{H7}{js6}$	нормальное	29	50	$\frac{H8}{f9}$	свободное
15	56	$\frac{H7}{h6}$	нормальное	30	95	$\frac{H7}{k6}$	плотное

### 3. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения предназначены для передачи крутящего момента. Их применяют, главным образом, в малонагруженных тихоходных передачах (кинематические цепи подач станков), в крупногабаритных соединениях (шестерни-маховики, шкивы кузнечно-прессовых машин), во всех ответственных неподвижных конических соединениях (маховики двигателей внутреннего сгорания, центрифуги и т.п.), в единичных экземплярах машин.

По форме шпонки разделяются на призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные. Форма и размеры сечений шпонок и пазов стандартизованы и выбираются в зависимости от диаметра вала, а вид шпоночного соединения определяется условиями работы соединяемых деталей.

Призматические шпонки дают возможность получать как подвижные соединения (при использовании направляющих шпонок с креплением на вал ГОСТ 8790-79), так и неподвижные соединения (ГОСТ 23360-78). Соединения с сегментной шпонкой (ГОСТ 24071-80) и клиновой (ГОСТ 24068-80) служат для образования только неподвижных соединений.

Особенностью шпоночных сопряжений является использование при их организации трех деталей: шпоночного вала, шпоночной втулки и шпонки с образованием двух посадок вал-шпонка и втулка-шпонка (рис.5.1). Посадки выполняются в системе вала.

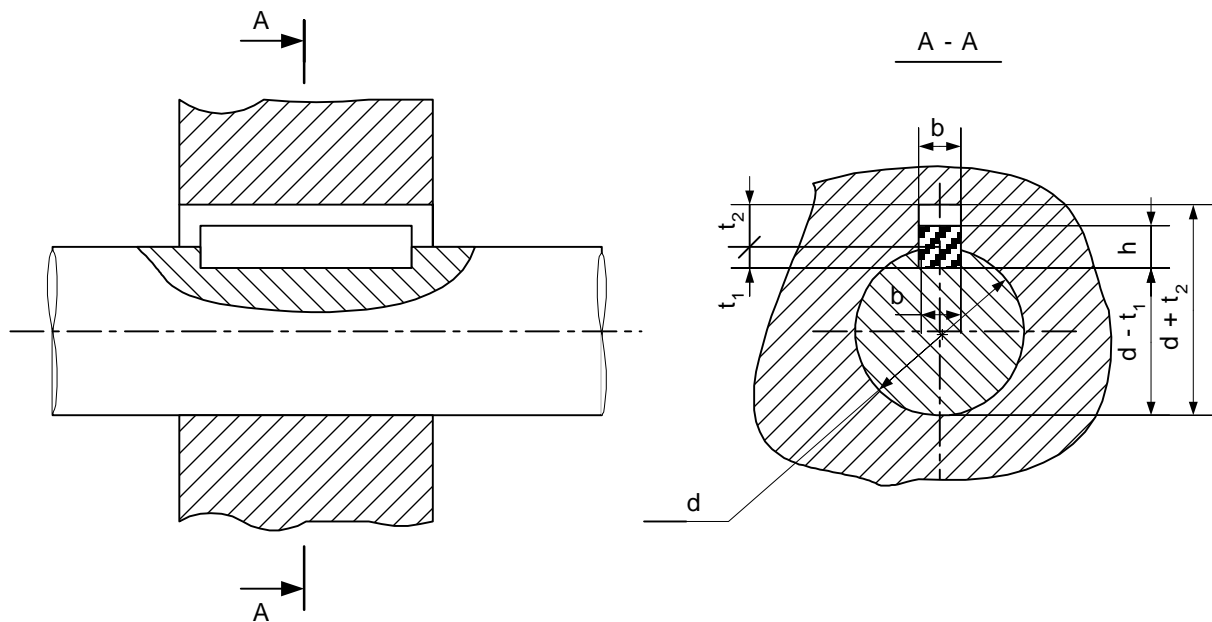


Рис.5.1. Шпоночное соединение

Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки  $b$ , т.е. размер  $b$  является сопрягаемым. По сопрягаемому размеру – ширине призматических шпонок предусмотрено три варианта соединения: свободное, нормальное и плотное. Наибольшее распространение в общем машиностроении имеет нормальное соединение; свободное соединение применяют главным образом для направляющих шпонок, иногда при наличии термообработки; плотное соединение – в случае реверсивного движения шпоночного вала.

Остальные размеры задаются так, чтобы максимально облегчить процесс сборки при сохранении необходимой надежности соединения.

Нормирование точности размеров элементов шпоночного соединения аналогично гладким сопряжениям в виде полей допусков на сопрягаемые детали по ГОСТ 25347-82.

Размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками устанавливаются по ГОСТ 23360-78 (табл. П14, Приложение 4) и должны соответствовать указанным на рис.5.1. (Примечание: на рабочем чертеже должен проставляться один размер для вала  $t_1$  (предпочтительный вариант) или  $d-t_1$  и для втулки  $d+t_2$ ).

Для обеспечения собираемости шпоночного соединения к шпоночным пазам вала и втулки предъявляются определенные требования точности их расположения. Устанавливаются допуски на параллельность шпоночного паза ( $T_{//}$ ) относительно оси детали и на его симметричность ( $T_{\square}$ ). Допуск параллельности определяется по классу относительной геометрической точности А и составляет 50% от допуска на ширину шпоночного паза, а допуск симметричности, заданный в диаметральном выражении, составляет два допуска на ширину паза:

$$T_{//} = 0,5 IT ;$$

$$T_{\square} = 2 IT .$$

Шероховатость поверхностей элементов шпоночных соединений выбирается в зависимости от полей допусков размеров шпоночного соединения по ГОСТ 23360-78 (табл. 5.2).

Таблица 5.2

**Зависимость параметров шероховатости поверхности от допуска размера (ГОСТ 23360-78)**

Квалитет	Номинальные размеры, мм			
	До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 до 120	Св.120 до 500
	Ra, мкм, не более			
IT9	3,2	3,2	6,3	6,3
IT10	3,2	6,3	6,3	6,3
IT11	6,3	6,3	12,5	12,5
IT12, IT13	12,5	12,5	25	25
IT14, IT15	12,5	25	50	50

Примечания: 1. Параметры шероховатости поверхностей с неуказанными предельными отклонениями – Ra 20 мкм.  
2. Параметр шероховатости дна шпоночного паза рекомендуется принимать равным Ra 6,3 мкм.

#### 4. Порядок расчета

1. По ГОСТ 23360-78 “Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки” необходимо:

- установить номинальные размеры сечения шпонки заданного шпоночного соединения  $b \sim h$ ;
- установить поля допусков на ширину шпонки  $b$  и высоту шпонки  $h$  (табл.П14, Приложение 4);
- установить длину шпонки  $l$  из нормального ряда длин и поле допуска (табл.П14, Приложение 4).

2. По ГОСТ 23360-78 необходимо:

2.1. В зависимости от заданного типа шпоночного соединения установить:

- поле допуска на ширину шпоночного паза вала;
- поле допуска на ширину шпоночного паза втулки;

- глубину паза вала  $t_1$  и предельные отклонения на нее;
  - глубину паза втулки  $t_2$  и предельные отклонения на нее;
  - радиус закругления пазов  $r_1$  или фаску  $s_1 \times 45^\circ$ .
- 2.2. Найти отклонения на размеры  $(d - t_1)$  вала и  $(d + t_2)$  втулки (табл. П14, Приложение 4);
- 2.3. Установить поле допуска на размер длины паза вала;
- 2.4. Найти численные значения параметра шероховатости поверхностей шпоночного сопряжения (табл. П14, Приложение 4).

3. По ГОСТ 25347-82 необходимо найти отклонения на следующие параметры:

- на ширину шпонки  $b$ ;
- на высоту шпонки  $h$ ;
- на длину шпонки  $l$ ;
- на длину шпоночного паза вала;
- на ширину паза вала;
- на ширину паза втулки.

4. Вычислить предельные размеры следующих элементов соединения:

4.1 Шпонки:

- по ширине шпонки  $b$ ;
- по высоте шпонки  $h$ ;
- по длине шпонки  $l$ .

4.2. Вала:

- по ширине шпоночного паза  $b$ ;
- по глубине паза вала  $t_1$ ;
- по размеру  $(d - t_1)$ ;
- по длине паза вала.

4.3. Втулки:

- по ширине шпоночного паза втулки  $b$ ;
- по глубине паза втулки  $t_2$ ;
- по размеру  $(d + t_2)$ .

5. Данные занести в таблицу (см. пример табл.5.3).

6. Построить схему полей допусков по размеру ширины шпоночного паза для всех трех деталей соединений.

7. Выполнить эскиз поперечного сечения шпоночного соединения (см рис. 5.1). Нанести буквенные обозначения и цифровые значения расчетных параметров: отклонений, допусков, предельных размеров.

### 5. Пример

Для шпоночного соединения  $\varnothing 52 \text{ H8/n7}$  (шпонка призматическая, соединение плотное) определить допуски и предельные размеры всех элементов соединения. Дать схему расположения полей допусков по ширине шпонки  $b$  и эскиз шпоночного соединения в сборе и подетально.

### Решение

1. По ГОСТ 23360-78 определим номинальные размеры шпоночного соединения. Исходя из заданного типа соединения, найдем посадки и предельные отклонения для всех размеров деталей шпоночного соединения и произведем расчеты предельных размеров деталей шпоночного соединения.

Все расчеты занесем в таблицу 5.3:

Размеры и отклонения элементов шпоночного соединения

№ п/п	Наименование элементов шпоночного соединения	Номинальный размер в мм и поле допуска	Отклонения в мм		Предельные размеры в мм
			верхнее	нижнее	
1	Ширина шпонки, $b$	16 h9	0	-0,043	$b_{\max} = 16$ $b_{\min} = 15,957$
2	Высота шпонки, $h$	10 h11	0	-0,09	$h_{\max} = 10$ $h_{\min} = 9,91$
3	Длина шпонки, $l$	90 h14	0	-0,870	$l_{\max} = 90$ $l_{\min} = 89,13$
4	Длина шпоночного паза вала	90 H15	+1,4	0	$L_{\max} = 91,4$ $L_{\min} = 90$
5	Ширина паза вала, $b$	16 P9	-0,018	-0,061	$b_{\max} = 15,982$ $b_{\min} = 15,939$
6	Ширина паза втулки, $b$	16 P9	-0,018	-0,061	$b_{\max} = 15,982$ $b_{\min} = 15,939$
7	Глубина паза вала, $t_1$	6,0	+0,2	0	$t_{1\max} = 6,2$ $t_{1\min} = 6,0$
8	Глубина паза втулки, $t_2$	4,3	+0,2	0	$t_{2\max} = 4,5$ $t_{2\min} = 4,3$
9	Размер $d-t_1$	46	0	-0,2	$(d-t_1)_{\max} = 46$ $(d-t_1)_{\min} = 45,8$
10	Размер $d+t_2$	56,3	+0,2	0	$(d+t_2)_{\max} = 56,5$ $(d+t_2)_{\min} = 56,3$

2. Построим схему расположения полей допусков по размеру ширины шпонки ( $b$ ) и ширине пазов вала и втулки (рис.5.2).

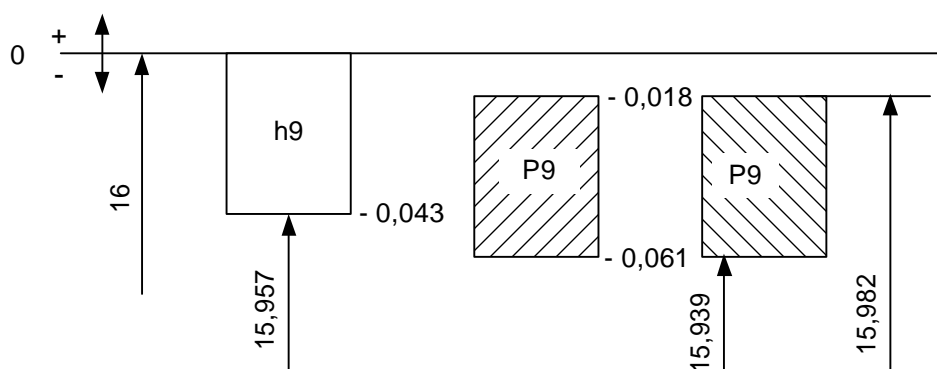
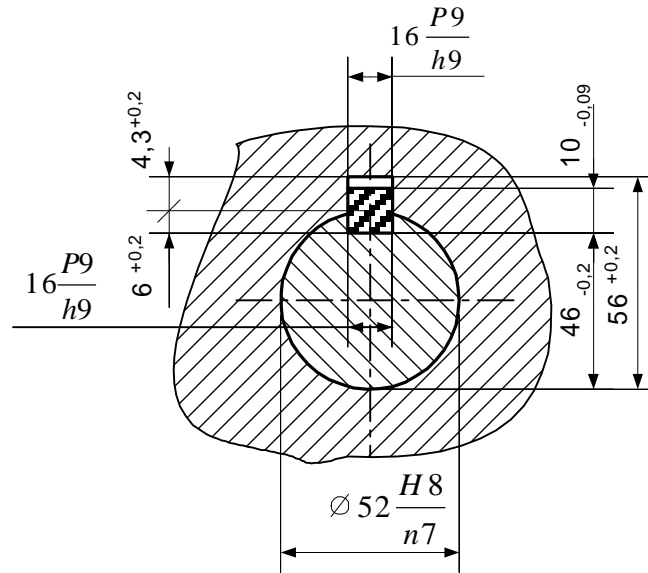


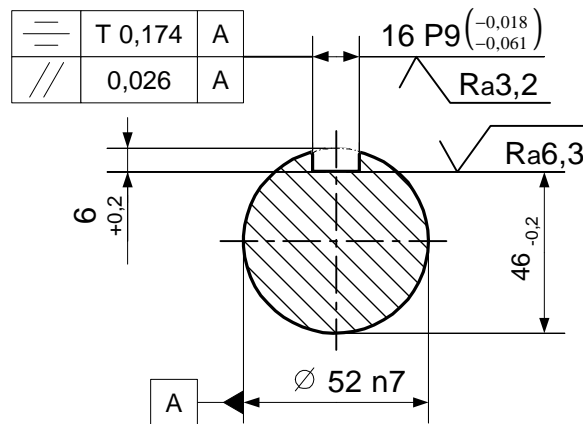
Рис. 5.2. Схема расположения полей допусков по ширине шпонки

3. Выполним эскиз шпоночного соединения в сборе и подетально. Нанесем буквенные обозначения и цифровые значения расчетных параметров: отклонений, допусков, предельных размеров (рис. 5.3).

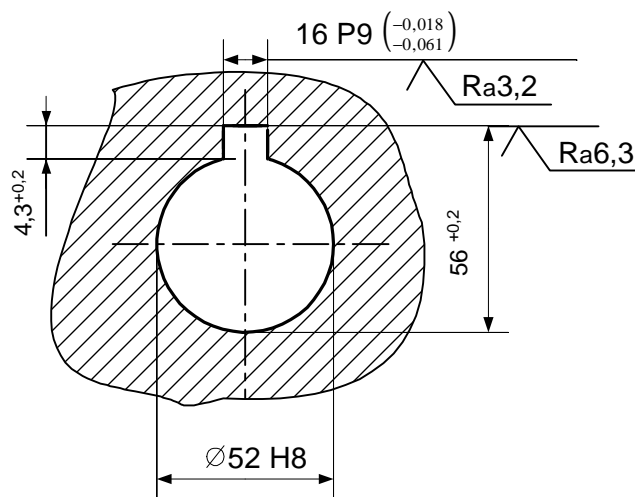
a)



б)



в)



**Рис. 5.3.** Размеры элементов шпоночного соединения  
(а – шпоночное соединение; б – шпоночный вал; в – шпоночная втулка)

## ЗАДАЧА № 6 ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### 1. Цель работы

Научиться расшифровывать условные обозначения параметров и посадок шлицевых соединений, определять по таблицам отклонения, зазоры и натяги по диаметрам и ширине шлица, строить поля допусков и правильно оформлять рабочие чертежи.

### 2. Задание

Составить условное обозначение шлицевого соединения. Рассчитать предельные размеры элементов заданного шлицевого соединения (табл.6.1). Построить схему расположения полей допусков. Начертить эскизы сборки и подетальные с указанием требований к точности изготовления.

Таблица 6.1

**Исходные данные для расчета параметров шлицевого соединения**

№ вар.	Ширина шлица, <b>b</b> мм	Кол-во шлицев, <b>z</b>	Внутренний диаметр, <b>d</b> мм	Наружный диаметр, <b>D</b> мм	Центрирование по...	Обозначение посадки соединения: по <b>d</b> или <b>D</b> ,	Обозначение посадки по <b>b</b>
1	6	6	23	26	<b>D</b>	H7/f7	F8/f7
2	12	8	62	72	<b>d</b>	H7/f7	D9/h9
3	8	20	102	115	<b>b</b>	-	D9/e8
4	12	10	82	88	<b>D</b>	H7/g6	F8/f8
5	5	6	21	25	<b>d</b>	H7/g6	D9/k7
6	7	6	28	34	<b>b</b>	-	D9/h9
7	9	8	46	50	<b>D</b>	H7/js6	D9/h8
8	14	10	92	102	<b>d</b>	H8/e8	F8/k7
9	4	10	26	32	<b>b</b>	-	F8/d9
10	10	8	52	58	<b>D</b>	H7/h7	F8/js7
11	8	8	42	48	<b>d</b>	H8/e8	D9/e8
12	7	10	46	56	<b>b</b>	-	D9/e9
13	8	8	42	46	<b>D</b>	H8/e8	F8/f7
14	12	10	72	82	<b>d</b>	H7/js6	D9/e8
15	5	16	56	65	<b>b</b>	-	D9/ js7
16	6	6	23	26	<b>D</b>	H8/e8	D9/e8
17	6	8	32	38	<b>d</b>	H7/h7	D9/f8
18	7	20	92	102	<b>b</b>	-	D9/k7
19	3	6	11	14	<b>D</b>	H7/g6	D9/f7
20	6	8	32	36	<b>d</b>	H7/g6	F8/f8
21	6	20	82	92	<b>b</b>	-	D9/f8
22	6	6	26	30	<b>D</b>	H7/h7	F8/f7
23	10	8	52	60	<b>d</b>	H7/f7	F8/js7
24	4	10	28	35	<b>b</b>	-	F8/ e8
25	10	8	52	58	<b>D</b>	H7/n6	F8/ e8
26	12	10	72	82	<b>d</b>	H8/e8	D9/f8
27	6	10	42	52	<b>b</b>	-	F8/js7
28	7	6	28	32	<b>D</b>	H8/e8	D9/h8
29	7	6	28	34	<b>d</b>	H7/js6	D9/h9
30	7	16	72	82	<b>b</b>	-	D9/f8

### 3. Нормирование точности прямобочных шлицевых соединений

Шлицевые соединения предназначены для передачи крутящего момента, обладают достаточной прочностью, обеспечивают высокую точность центрирования и легкое относительное перемещение деталей вдоль оси вала. Это достигается равномерным расположением зубьев (шлицев) по окружности и высокой точностью их размеров, формы и расположения.

Размеры и допуски прямобочных шлицевых соединений устанавливает ГОСТ 1139-80 (табл.П15, Приложение 5).

Наибольшее распространение имеют прямобочные шлицевые соединения с четным числом шлиц ( $z = 6, 8, 10, 16$  или  $20$ ), которые применяют для подвижных, а также неподвижных соединений.

Стандартом установлены 3 серии прямобочных шлицевых соединений: легкая, средняя и тяжелая. Легкая серия, имеющая наименьшую высоту зубьев, преимущественно используется для неподвижных соединений, передающих небольшой крутящий момент при безударной нагрузке. Средняя серия используется для неподвижных и подвижных соединений, передающих средние крутящие моменты при безударной или пульсирующей нагрузке. Соединения тяжелой серии отличаются наибольшим числом и высотой шлицев, их применяют для напряженных условий работы.

В шлицевых прямобочных соединениях применяют три способа относительного центрирования вала и втулки: по наружному диаметру  $D$ , по внутреннему диаметру  $d$  и по боковым поверхностям зубьев  $b$ . Выбор способа центрирования определяется эксплуатационными требованиями и технологическими факторами.

Центрирование по  $D$  рекомендуется в случаях повышенных требований к точности соосности элементов соединения. Применяют для неподвижных соединений и для подвижных, передающих малый крутящий момент.

Центрирование по  $d$  применяется для подвижных соединений передающих большие крутящие моменты. Такое соединение обеспечивает довольно точное центрирование; хотя его точность ниже, чем при центрировании по  $D$ .

Центрирование по  $b$  не обеспечивает высокой точности центрирования. Применяется при передаче значительных крутящих моментов, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки. Этот способ центрирования является наиболее простым и экономичным.

Для размера  $b$  посадку назначают при любом виде центрирования.

Требуемый характер сопряжения соединяемых деталей достигается назначением полей допусков центрирующих параметров. Поля допусков, посадки валов и втулок, рекомендуемые для различных способов центрирования приведены в табл.П15 (Приложение 5).

Поля допусков нецентрирующих элементов шлицевых соединений приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

**Поля допусков нецентрирующих элементов шлицевых соединений  
(ГОСТ 1139-80)**

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска нецентрирующего элемента	
		Вала, $d^*$	Втулки, $D$
$d$	$D$ или $b$	-	H11
$D$	$d$ или $b$	$a11$	H12

\*Допускается для  $d$  устанавливать поле допуска  $a11$  или  $b12$ .

Условное обозначение шлицевого соединения должно содержать:

- букву, указывающую центрирующий параметр;
- число шлиц и номинальные размеры  $d$ ,  $D$  и  $b$  соединения;
- обозначение посадок по диаметрам и по ширине шлица, помещенные после соответствующих размеров.

Поля допусков нецентрирующих диаметров допускается в обозначении не указывать.

Пример обозначения шлицевого соединения при различных способах центрирования.

Для шлицевого соединения с параметрами  $z = 8$ ,  $d = 36$ мм,  $D = 40$ мм,  $b = 7$ мм.

Центрирование по  $d$ :

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}$$

Центрирование по  $D$ :

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H8}{h7} \times 7 \frac{F10}{h9}$$

Центрирование по  $b$ :

$$b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h8}$$

#### 4. Порядок расчета

1. Составить условное обозначение шлицевого соединения.
2. Определить номинальные размеры элементов прямобочного шлицевого соединения по его условному обозначению.
3. По таблицам ГОСТ 1139-80 определить значения ширины зуба  $v$  и предельно допустимый размер  $d_1$ .
4. Найти по табл. ГОСТ 25347-82 предельные отклонения по центрирующим параметрам и боковым сторонам зубьев. Вычислить предельные размеры и построить схему расположения полей допусков.
5. Установить предельные размеры центрирующего диаметра по ГОСТ 1139-80.
6. Вычертить эскизы деталей шлицевого соединения в сборе и отдельно вала и втулки. На эскизах должны быть проставлены размеры с условным буквенным и числовым обозначением отклонений.

#### 5. Пример

Для деталей шлицевого соединения с прямобочным профилем установить предельные отклонения, предельные размеры и дать схему расположения полей допусков сопрягаемых размеров (по центрирующему диаметру  $D$  и ширине шлица  $b$ ). Выбрать отклонения на несопрягаемые размеры.

Дать эскизы деталей в сборе и подетально с простановкой буквенных и числовых отклонений.

$$\text{Задано соединение: } D - 10 \times 21 \times 26 \frac{H7}{js6} \times 3 \frac{F8}{h8}$$

## Решение

1. По таблице 6.2 определим поля допусков на нецентрирующий элемент  $d$  сопряжения – шлицевая втулка 21H11, шлицевой вал 21b12.

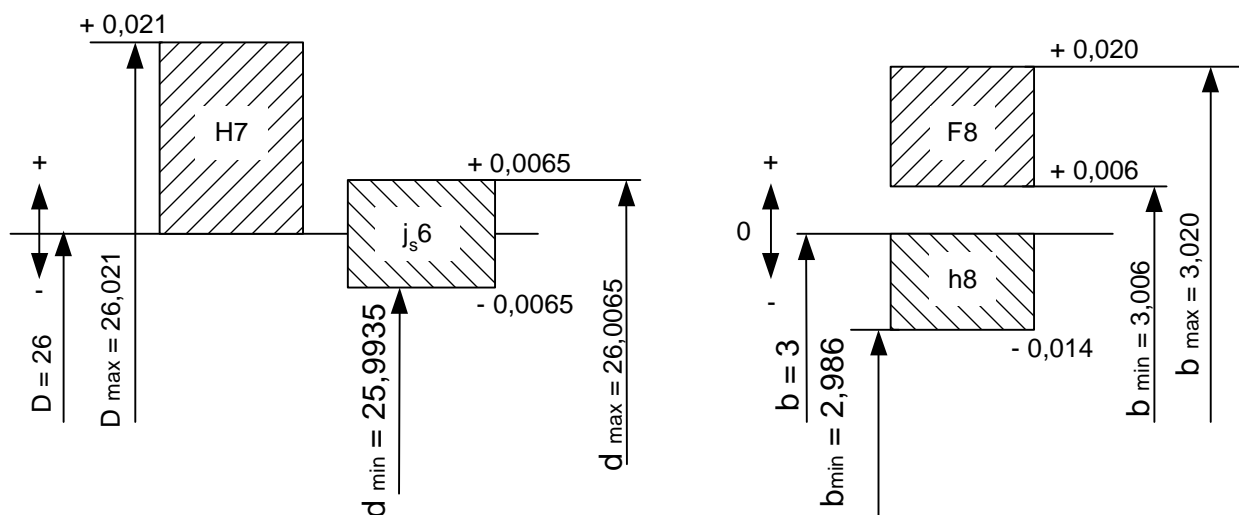
2. По ГОСТ 25347-82 определяем отклонения для сопрягаемых параметров, для нецентрирующего параметра  $d$  и результаты заносим в таблицу 6.3.

Таблица 6.3

**Размеры и отклонения элементов шлицевого соединения**

№ п/п	Наименование элементов шлицевого соединения	Номинальный размер в мм и поле допуска	Отклонения в мм		Предельные размеры в мм
			верхнее	нижнее	
А) Центрирующие элементы					
1	Шлицевая втулка (отверстие), $D$	26H7	+0,021	0	$D_{\max} = 26,021$ $D_{\min} = 26,000$
2	Шлицевой вал, $D$	26js6	+0,0065	-0,0065	$D_{\max} = 26,0065$ $D_{\min} = 25,9935$
3	Ширина впадин отверстия, $b$	3F8	+0,020	+0,006	$b_{\max} = 3,020$ $b_{\min} = 3,006$
4	Толщина шлицев вала, $b$	3h8	0	-0,014	$b_{\max} = 3,000$ $b_{\min} = 2,986$
Б) Нецентрирующие элементы					
1	Шлицевая втулка (отверстие), $d$	21H11	+0,13	0	$d_{\max} = 21,13$ $d_{\min} = 21,00$
2	Шлицевой вал, $d$	21b12	-0,160	-0,370	$d_{\max} = 20,84$ $d_{\min} = 20,63$

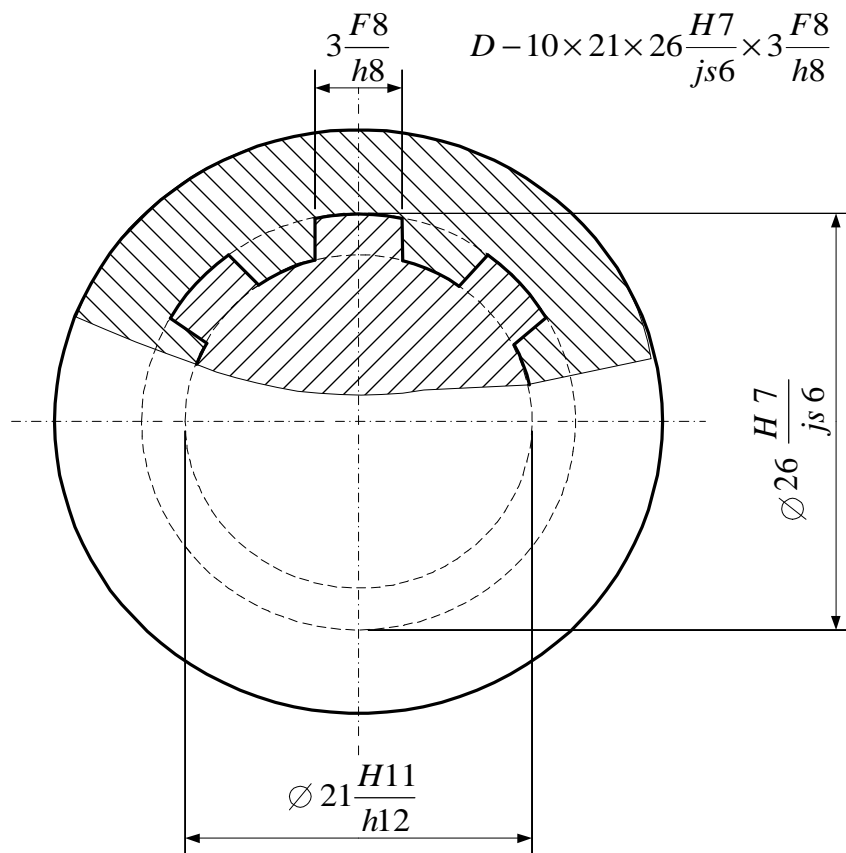
3. Вычерчиваем схему полей допусков шлицевого соединения (рис.6.1).



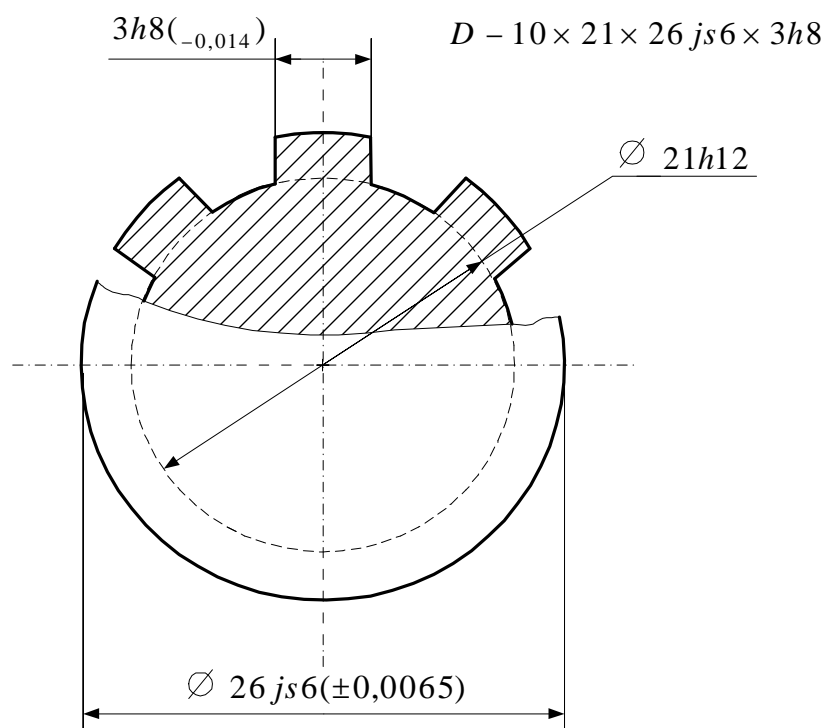
**Рис. 6.1.** Схемы полей допусков шлицевого соединения

4. Вычерчиваем шлицевое соединение (рис. 6.2): в сборе - рис. 6.2а; шлицевой вал – рис. 6.2б; шлицевая втулка – рис. 6.2в.

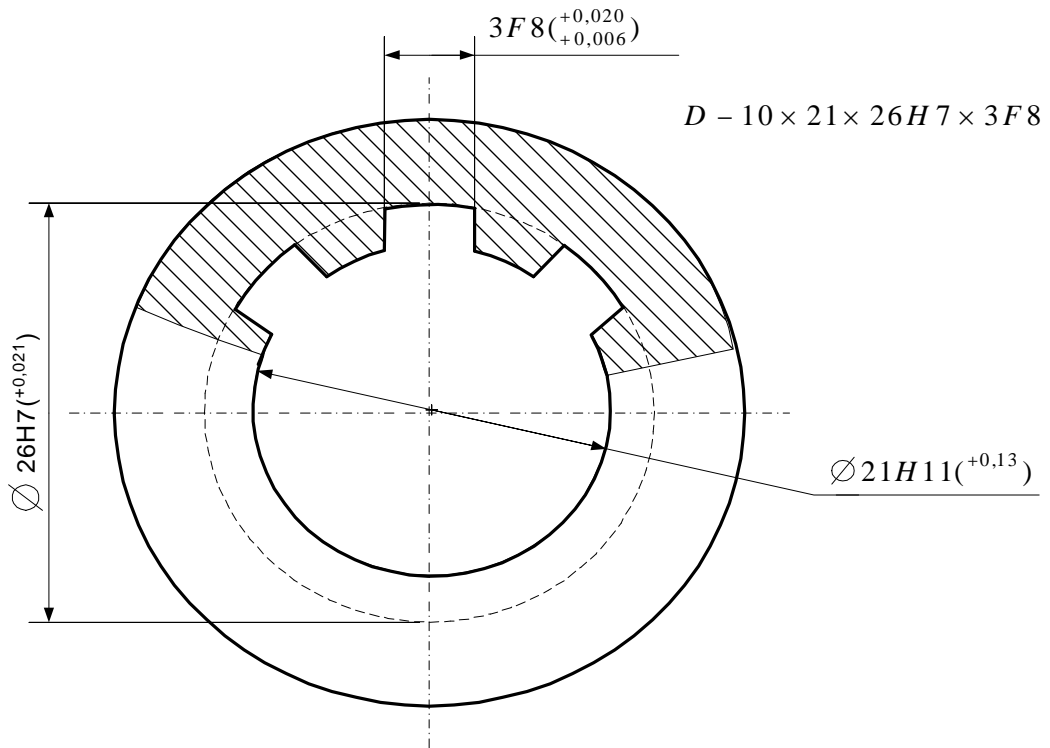
а)



б).



в)



**Рис. 6.2.** Обозначение посадок прямобочного шлицевого сопряжения:  
а) сборочный чертеж; б) шлицевой вал; в) шлицевая втулка

## ЗАДАЧА № 7

### ВЫБОР ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

#### 1. Цель работы

Научиться определять допуски и отклонения элементов зацепления зубчатых передач и изучить эти элементы.

#### 2. Задание

Назначить комплекс показателей для контроля изготовления заданного зубчатого колеса (табл.7.1). Определить допуски и предельные отклонения выбранных показателей точности.

Таблица 7.1

#### Исходные данные для определения параметров точности зубчатого колеса

Номер варианта	Геометрические параметры колеса			Степень точности	Вид сопряжения	Номер варианта	Геометрические параметры колеса			Степень точности	Вид сопряжения
	Диаметр делительной окружности, мм	Ширина венца, мм	Модуль, мм				Диаметр делительной окружности, мм	Ширина венца, мм	Модуль, мм		
<b>1</b>	40	10	1	7	В	<b>16</b>	160	40	6	9	С
<b>2</b>	80	15	2	8-7-7	С	<b>17</b>	140	30	7	7-6-6	Н
<b>3</b>	60	12	3	8	Д	<b>18</b>	320	60	8	7-8-9	А
<b>4</b>	75	20	4	6	Е	<b>19</b>	400	50	9	7	В
<b>5</b>	60	18	5	7	Н	<b>20</b>	200	40	10	6	С
<b>6</b>	95	16	6	9	А	<b>21</b>	60	20	2	6-7-7	Д
<b>7</b>	125	40	7	8-9-9	В	<b>22</b>	140	30	4	7	Е
<b>8</b>	80	45	8	7	С	<b>23</b>	180	30	6	6	Н
<b>9</b>	90	42	9	7-6-6	Д	<b>24</b>	200	40	8	9	В
<b>10</b>	100	50	6	7-8-8	С	<b>25</b>	400	80	10	7	Д
<b>11</b>	50	12	1	8	Д	<b>26</b>	75	20	4	7	Е
<b>12</b>	32	10	2	9-8-8	А	<b>27</b>	60	18	5	6	Н
<b>13</b>	40	18	3	8	В	<b>28</b>	95	16	6	9	А
<b>14</b>	132	20	4	6	С	<b>29</b>	125	40	7	8-9-9	В
<b>15</b>	200	20	5	6-7-8	Д	<b>30</b>	80	45	8	6-7-7	С

**Примечание.** При назначении допусков по нормам бокового зазора межосевое расстояние принять равным диаметру делительной окружности.

### 3. Нормирование точности цилиндрических зубчатых колес и передач

По точности изготовления зубчатые колеса разделяют на 12 степеней точности (в порядке убывания точности). Для дифференциации точности колес в зависимости от их служебного назначения зубчатые передачи условно подразделяют на отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

К отсчетным относят передачи с высокой кинематической точностью. Важнейшим требованием работы скоростных передач является плавность и бесшумность работы при высоких частотах вращения. При работе силовых передач должна быть обеспечена полнота контакта зубьев в зацеплении.

Степени точности назначают для каждой из норм точности дифференцированно с учетом того, к какой группе относится данная передача, т.е. допускается комбинирование степеней точности – назначение для всех норм разных степеней точности. Для передач общего назначения для всех норм точности назначают одинаковую степень точности, например 8-ю. При комбинировании степеней точности требуется, чтобы нормы плавности работы были не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее нормы кинематической точности. Нормы контакта зубьев могут быть назначены по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы, но не более чем на одну степень грубее нормы плавности.

Независимо от точности изготовления колес и передач дополнительно назначают требования к боковому зазору между нерабочими профилями зубьев в собранной передаче, объединенные в норму бокового зазора. Для зубчатых передач установлено шесть видов сопряжений (табл.7.2), на каждый вид сопряжения установлен допуск бокового зазора. Кроме того, установлено шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности. Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния.

Таблица 7.2

**Рекомендуемое соответствие норм точности**

Вид сопряжений	A	B	C	D	E	H
Допуск на боковой зазор	a	b	c	d	h	h
Степень точности по нормам плавности работы	3 - 12	3 - 11	3 - 9	3 - 8	3 - 7	3 - 7
Класс отклонения межосевого расстояния	VI	V	IV	III	II	II

#### Условное обозначение зубчатых колес и передач

Точность зубчатых передач и колес на рабочем чертеже задают условным обозначением:

- степень кинематической точности;
- степень точности плавности работы;
- степень точности полноты контакта зубьев;
- вид сопряжения в боковом зазоре;
- вид допуска бокового зазора;
- класс отклонения межосевого расстояния зубчатой передачи;
- наименьшая величина гарантированного бокового зазора.

*Пример полного условного обозначения:*

**7 – 8 – 7 - Ba/III - 128 ГОСТ1643-81.**

Задана 7 степень кинематической точности, 8 степень точности плавности работы, 7 степень точности контакта зубьев. Вид сопряжения В, вид допуска на боковой зазор “а”, класс отклонений межосевого расстояния - III. Боковой зазор должен быть не более 128 мкм. Данные приведены, т.к. отличаются от рекомендуемых ГОСТом.

*Пример краткого условного обозначения: 7 – С ГОСТ 1643 – 81.*

Для передачи общего применения: передача 7-ой степени точности по всем трем нормам точности (кинематической, плавности работы и контакта зубьев) и сопряжение С – по норме бокового зазора.

Допуски зубчатых колес и передач нельзя рассматривать в отрыве от методов контроля, так как ГОСТ 1643-81 построен таким образом, что каждая норма точности может быть охарактеризована рядом показателей. В табл.П16 (Приложение 6) приведены применяемые показатели и комплексы контроля прямозубых колес и передач.

#### 4. Порядок выполнения задания

1. По заданным требованиям к точности изготовления зубчатого колеса составить условное обозначение.

2. По табл.П16 (Приложение 6) назначить комплекс показателей по каждой норме точности для контроля изготовления зубчатого колеса.

3. По ГОСТ 1643-81 (табл.П17-П26, Приложение 6) определить допуски и предельные отклонения выбранных показателей точности.

**Примечание.** При назначении комплекса показателей по норме бокового зазора необходимо установить соотношение между видом сопряжения колес в передаче, степенью точности по нормам плавности работы и классом отклонений межосевого расстояния (см. табл.7.2).

4. Все данные занести в таблицу (см. Пример, табл. 7.3).

#### 5. Пример

Назначить комплекс показателей для контроля изготовления зубчатого колеса 1. Определить допуски и предельные отклонения выбранных показателей точности.

##### Исходные данные

Модуль, мм.	$m = 2$
Число зубьев колеса 1	$z_1 = 30$
Число зубьев колеса 2	$z_2 = 40$
Ширина венца колеса, мм.	$b = 25$
Степени точности:	
кинематической	6
плавности работы	7
контакта зубьев	7
Вид сопряжения	Н

##### Решение

1. По заданным требованиям к точности изготовления зубчатого колеса составить условное обозначение:

6 – 7 – 7 - Н ГОСТ 1643-81

2. По табл.П16 (Приложение 6) назначим комплекс показателей для контроля зубчатого колеса (см. табл. 7.3).

По норме кинематической точности задана 6 степень точности, более высокая, чем по нормам плавности работы и контакта зубьев. Следовательно, данное колесо предназначено для работы в делительных механизмах. Для контроля кинематической точности целесообразно выбрать комплекс: колебание длины общей нормали  $F_{vwf}$  (кон-

тролируется нормалеммером) и радиальное биение зубчатого венца  $F_{rr}$  (биениемер). Данные средства измерения широко применяются на заводах.

Кроме предложенного комплекса можно проконтролировать наибольшую кинематическую погрешность зубчатого колеса, которая определяется по формуле:  $F'_{ir}=F_p + f_f$  где  $F_p$  – накопленная погрешность шага, определяется по ГОСТ 1643-81 (табл.П18, Приложение б),  $f_f$  – погрешность профиля зуба – по ГОСТ 1643-81 (табл.П19, Приложение б).

По остальным нормам точности и норме бокового зазора показатели и комплекс выбраны согласно табл.П16 (Приложение б).

3. По ГОСТ 1643-81 (табл.П17 – П26, Приложение б) определим допуски и предельные отклонения выбранных показателей точности (табл.7.3).

Для определения численных значений допусков и отклонений по таблицам ГОСТа необходимо вычислить:

- делительный диаметр колеса:  $d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 30 = 60$  мм;
- межосевое расстояние:  $a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2} = 2 \frac{30 + 40}{2} = 70$  мм.

Таблица 7.3

**Показатели точности для контроля зубчатого колеса и их значения**

Норма точности	Наименование показателя точности	Обозначение	Значение допуска, мкм
Кинематической точности	1. Наибольшая кинематическая погрешность	$F'_{ir}=F_p + f_f$	32 + 8 = 40
	2. Колебание длины общей нормали и радиальное биение зубчатого венца.	$F_{vwr}$ $F_{rr}$	16 25
	3. Погрешность обката	$F_{cr}$	16
Плавности работы	1. Местная кинематическая погрешность	$f'_{ir}$	25
	2. Отклонение шага зацепления и погрешность профиля зуба	$f_{pbr}$ $f_{fr}$	±13 ±11
	3. Отклонение шага зацепления и отклонение шага	$f_{pbr}$ $f_{ptr}$	±14
	4. Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	$f'_{ir}$	20
Контакта зубьев	1. Суммарная погрешность контактной линии	$F_{kr}$	22
	2. Погрешность направления зуба	$F_{\beta r}$	11
	3. Отклонение от параллельности осей	$f_x$	11
	4. Перекос осей	$f_y$	5,6
Бокового зазора	1. Отклонение межосевого расстояния	$f_{ar}$	±16
	2. Гарантированный боковой зазор	$j_{n \min}$	0
	3. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура	$E_{Hs}$	-14
	4. Допуск на смещение исходного контура	$T_H$	40

## ЗАДАЧА № 8

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ КАЛИБРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

#### 1. Цель работы

Научиться рассчитывать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля гладких цилиндрических деталей, определять по стандартам предельные отклонения и допуски и правильно строить схемы расположения полей допусков предельных калибров.

#### 2. Задание

Рассчитать исполнительные размеры калибров (скобы и пробки) для контроля гладких цилиндрических деталей. Построить схему расположения полей допусков. Выполнить рабочие чертежи калибров с указанием на них исполнительных размеров рабочих поверхностей, шероховатости и маркировки. Варианты заданий см. задачу №1.

#### 3. Предельные калибры

Предельные калибры широко применяются для контроля размеров деталей в процессе их изготовления. Их конструкции весьма многообразны.

Предельные калибры имеют две стороны: проходную (ПР) и непроходную (НЕ), номинальные размеры которых соответствуют предельным размерам контролируемого отверстия или вала.

Номинальный размер проходной стороны у пробок соответствует наименьшему предельному размеру отверстия, а у скоб – наибольшему предельному размеру вала.

Номинальный размер непроходной стороны у пробок соответствует наибольшему предельному размеру отверстия, а у скоб – наименьшему предельному размеру вала. Поэтому при контроле годными считаются детали, у которых проходная сторона предельного калибра проходит по проверяемой поверхности, а непроходная – не проходит.

Исполнительными называют предельные размеры калибра, по которым изготовляют новый калибр. Для определения этих размеров на чертеже скобы проставляют наименьший предельный размер с положительным отклонением; для пробки и контрольного калибра - их наибольший предельный размер с отрицательным отклонением.

Расчет калибров сводится к определению исполнительных размеров измерительных поверхностей, ограничению отклонений их формы и назначению оптимальной шероховатости.

Виды гладких нерегулируемых калибров для контроля цилиндрических отверстий и валов устанавливает ГОСТ 24851-81. Исполнительные размеры гладких калибров вычисляют по формулам, приведенным в ГОСТ 24853-81 (табл. П27, Приложение7). Допуски и отклонения калибров, а также расположение полей допусков и отклонений относительно границ полей допусков контролируемых изделий по ГОСТ 24853-81 (табл. П28, Приложение7). Шероховатость рабочих поверхностей гладких калибров определяется по ГОСТ 2015-84 «Калибры гладкие нерегулируемые. Технические требования» (табл. П29, Приложение7).

Маркировка калибра. На каждом калибре должны быть нанесены: номинальный диаметр контролируемого отверстия (вала); обозначение поля допуска контролируемого отверстия (вала); числовые величины предельных отклонений контролируемого отверстия (EI - на калибр-пробке ПР, ES – на калибр-пробке НЕ) и контролируемого вала (es - на калибр-скобе ПР, ei - на калибр-скобе НЕ); обозначение калибра (например ПР, НЕ, К-И); товарный знак предприятия-изготовителя.

#### **Исходными данными для расчета являются:**

- номинальный размер данного калибра (например, Ø25H9; Ø25f8), который соответствует одному из предельных размеров проверяемой детали;
- отклонения и допуски на изготовление данного калибра и отклонения на износ проходного калибра (ГОСТ 24853-81).

#### **4. Порядок расчета**

##### **1. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-пробок для контроля заданного отверстия (например, Ø25H9).**

1.1. Для заданного поля допуска по ГОСТ 25347-82 найти отклонения отверстия: ES (мм.); EI (мм.).

1.2. Вычислить предельные размеры проверяемого отверстия:

- $D_{\max} = D + ES$  - наибольший предельный размер, мм.
- $D_{\min} = D + EI$  - наименьший предельный размер, мм.

1.3. По ГОСТ 24853-81 "Допуски гладких калибров для размеров до 500мм" (табл.П28, Приложение 7) найти отклонения и допуски для калибров-пробок:

- Z - координату середины поля допуска проходного калибра, мкм.
- H - допуск на изготовление калибров-пробок, мкм.
- Y - пределы износа проходного калибра, мкм.

1.4. По расчетным формулам ГОСТ 24853-81 (табл.П27, Приложение 7) вычислить предельные размеры проходного калибра-пробки ПР:

- $d_{\max}$  - наибольший предельный размер;
- $d_{\min}$  - наименьший предельный размер;
- $d_{\text{изн.}}$  - размер изношенного калибра.

1.5. Установить исполнительный размер проходного калибра-пробки ПР, который наносится на чертеже. Для калибров-пробок исполнительный размер составляют из наибольшего предельного размера с отрицательным отклонением.

1.6. Вычислить предельные размеры непроходного калибра-пробки НЕ по формулам - см. ГОСТ 24853-81 (табл.П27, Приложение 7):

- $d_{\max}$  - наибольший предельный размер;
- $d_{\min}$  - наименьший предельный размер.

1.7. Установить исполнительный размер непроходного калибра-пробки НЕ - аналогично как и для проходной пробки (см. п.1.5).

1.8. Построить в определенном масштабе график полей допусков для калибров-пробок (см. рис.1-8 ГОСТ 24853-81). Нанести, кроме указанных на рисунках, буквенные обозначения и их численные значения отклонений, допусков и предельных размеров.

1.9. Выполнить сборочный чертеж рабочего калибра-пробки ПР и НЕ, руководствуясь соответствующим ГОСТом из сборника ГОСТов 14807-69...ГОСТ 14827-69.

##### **2. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-скоб для контроля заданного вала (например, Ø25f8).**

2.1. Для заданного поля допуска по ГОСТ 25347-82 найти отклонение вала: es (мм.); ei (мм.).

2.2. Вычислить предельные размеры проверяемого вала:

- $d_{\max} = d + es$  - наибольший предельный размер, мм;
- $d_{\min} = d + ei$  - наименьший предельный размер, мм.

2.3. По ГОСТ 24853-81 (табл. П28, Приложение 7) найти отклонения и допуски для рабочих калибров-скоб:

- $Z_1$  - координату середины поля допуска проходной скобы, мкм;
- $H_1$  - допуск на изготовление калибров-скоб, мкм;
- $Y_1$  - пределы износа проходной скобы, мкм.

2.4. По расчетным формулам ГОСТ 24853-81 (табл. П27, Приложение 7) вычислить предельные размеры проходной скобы ПР:

- $D_{\max}$  - наибольший предельный размер, мм;
- $D_{\min}$  - наименьший предельный размер, мм;
- $D_{\text{изн.}}$  - размер изношенного проходного калибра-скобы, мм.

2.5. Установить исполнительный размер проходного калибра-скобы ПР, который наносится на чертеже. Для калибров-скоб исполнительный размер равен наименьшему предельному размеру с положительным отклонением численно равным допуску Н.

2.6. Вычислить предельные размеры непроходного калибра-скобы НЕ по формулам ГОСТ 24853-81 (табл. П27, Приложение 7):

- $D_{\max}$  - наибольший предельный размер, мм;
- $D_{\min}$  - наименьший предельный размер, мм.

2.7. Установить исполнительный размер непроходного калибра-скобы НЕ - аналогично, как и для проходной скобы (см. п.2.5).

2.8. Построить в определенном масштабе график полей допусков для калибров-скоб (см. рис.1-8 ГОСТ 24853-81). Нанести буквенные обозначения и цифровые значения отклонений, допусков и предельных размеров.

2.9. Выполнить сборочный чертеж рабочего калибра-скобы ПР и НЕ, руководствуясь соответствующим ГОСТом: ГОСТ 18355-73, ГОСТ 18362-73, ГОСТ 18363-73, ГОСТ 16776-71, ГОСТ 16777-71.

## 5. Пример

Рассчитать исполнительные размеры гладких предельных рабочих калибров (пробки и скобы) для контроля деталей соединения  $\varnothing 60 \frac{H7}{h6}$ .

### Решение

**1. Определим размеры калибра-пробки для отверстия  $D = 60$  мм с полем допуска  $H7$ .**

1.1. По ГОСТ25347-82 находим предельные отклонения отверстия:

$$ES = + 0,030 \text{ мм}; EI = 0.$$

1.2. Наибольший и наименьший предельные размеры отверстия:

$$D_{\max} = 60,030 \text{ мм}, D_{\min} = 60 \text{ мм}.$$

1.3. По ГОСТ 24853-81 (табл.П28, Приложение 7) для IT7 и интервала 50-80 мм находим данные для расчета размеров калибров:

$$H = 5 \text{ мкм}; Z = 4 \text{ мкм}; Y = 3 \text{ мкм}.$$

1.4. Наибольший размер проходного калибра-пробки:

$$ПР_{\max} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2} = 60 + 0,004 + \frac{0,005}{2} = 60,0065 \text{ мм}.$$

1.5. Размер калибра ПР, проставляемый на чертеже:  $60,0065_{-0,005}$  мм.

1.6. Предельные размеры:

- наибольший – 60,0065 мм,
- наименьший – 60,0015 мм.

1.7. Наименьший размер изношенного проходного калибра-пробки:

$$ПР_{\text{изн.}} = D_{\min} - Y = 60 - 0,003 = 59,997 \text{ мм}.$$

Когда калибр-пробка ПР будет иметь указанный размер, его нужно изъять из эксплуатации.

1.8. Наибольший размер непроходного нового калибра-пробки:

$$НЕ_{\max} = D_{\max} + \frac{H}{2} = 60,030 + \frac{0,005}{2} = 60,0325 \text{ мм}.$$

1.9. Размер калибра НЕ, проставляемый на чертеже:  $60,0325_{-0,005}$  мм.

1.10. Предельные размеры:

- наибольший – 60,0325 мм,
- наименьший – 60,0275 мм.

1.11. Строим схему расположения полей допусков (рис.8.1).

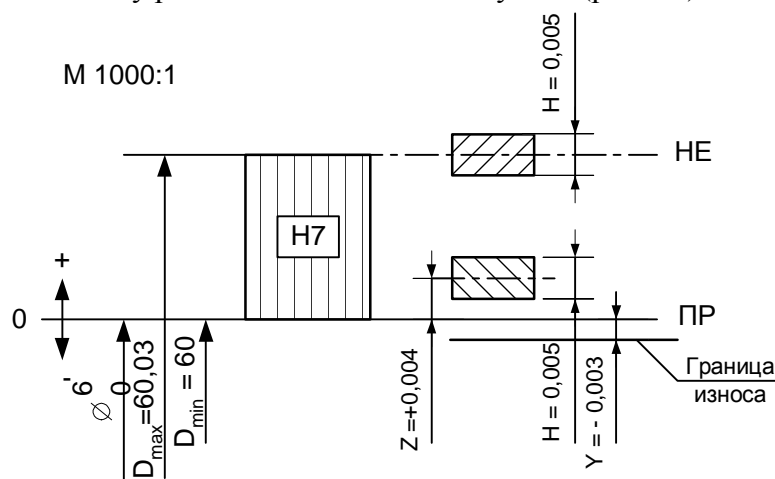


Рис. 8.1. Схема расположения полей допусков калибра-пробки

1.12. Выполним рабочий чертеж калибра-пробки с указанием исполнительных размеров рабочих поверхностей, шероховатости (табл. П29, Приложение 7) и маркировки (рис. 8.2).

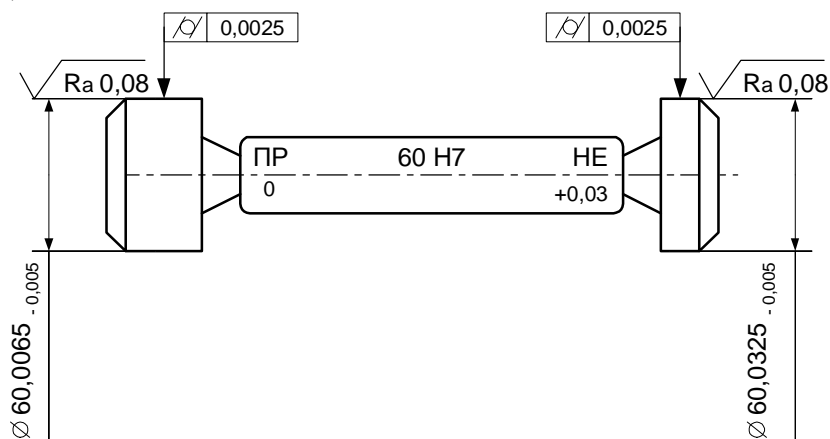


Рис. 8.2. Калибр пробка

## 2. Определим размеры калибра-скобы для вала $d = 60$ мм с полем допуска $h6$ .

2.1. По ГОСТ 25347-82 находим предельные отклонения:

$$es = 0; ei = -0,019 \text{ мм.}$$

2.2. Предельные размеры вала:

- $d_{\max} = 60,000$  мм
- $d_{\min} = 59,981$  мм.

2.3. По ГОСТ 24853-81 (табл. П28, Приложение 7) находим данные для расчета размеров:  $H_1 = 5$  мкм;  $Z_1 = 4$  мкм;  $Y_1 = 3$  мкм.

2.4. Наименьший размер проходного нового калибра-скобы:

$$ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 60,00 - 0,004 - \frac{0,005}{2} = 59,9935 \text{ мм.}$$

2.5. Размер калибра, проставляемого на чертеже:  $59,9935^{+0,005}$  мм.

2.6. Предельные размеры:

- наименьший – 59,9935 мм,
- наибольший – 59,9985 мм.

2.7. Наибольший размер изношенного проходного калибра-скобы:

$$ПР_{изн} = d_{max} + Y_1 = 60,000 + 0,003 = 60,003 \text{ мм.}$$

2.8. Наименьший размер непроходного калибра-скобы:

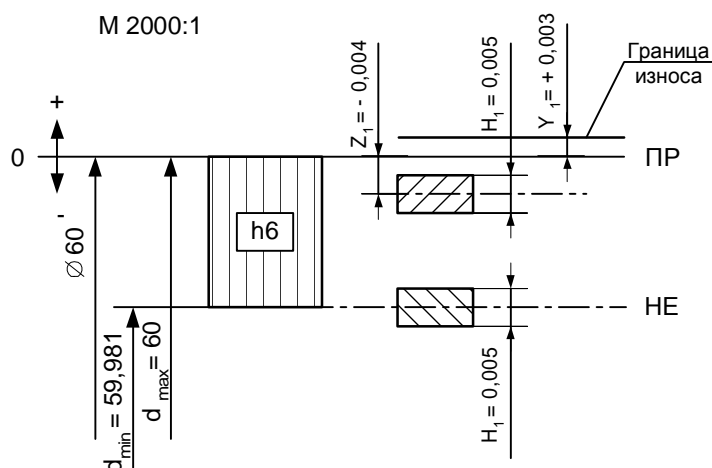
$$НЕ_{min} = d_{min} - \frac{H_1}{2} = 59,981 - \frac{0,005}{2} = 59,9785 \text{ мм.}$$

2.9. Размер калибра НЕ, проставляемый на чертеже:  $59,9785^{+0,005}$  мм.

2.10. Предельные размеры:

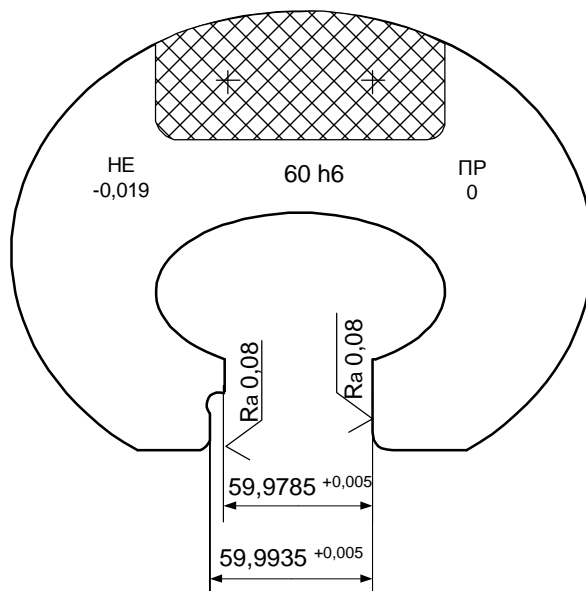
- наименьший – 59,9785 мм,
- наибольший – 59,9835 мм.

2.11. Строим схему расположения полей допусков (рис.8.3).



**Рис. 8.3.** Схема расположения полей допусков калибра-скобы

2.12. Выполним рабочий чертеж калибра-скобы с указанием исполнительных размеров рабочих поверхностей, шероховатости (табл. П29, Приложение 7) и маркировки (рис. 8.4).



**Рис. 8.4.** Калибр-скоба

## ЗАДАЧА № 9

### РАСЧЕТ КАЛИБРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ШПОНОЧНОГО СОПРЯЖЕНИЯ

#### 1. Цель работы

Научиться рассчитывать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля деталей шпоночного соединения; определять по стандартам предельные отклонения и допуски; правильно строить схемы расположения полей допусков предельных калибров.

#### 2. Задание

Для заданного шпоночного соединения рассчитать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля деталей шпоночного соединения. Построить схемы расположения полей допусков предельных калибров для размеров  $b_k$  и  $d_k$ .

Исходные данные – см. задачу №5.

#### 3. Калибры для контроля изделий со шпоночными пазами

Калибры для контроля валов и втулок со шпоночными пазами и контролируемые ими размеры приведены в группе ГОСТов от 24109-80 до 24129-80.

Диаметры  $d$  вала и отверстия втулки со шпоночными пазами контролируются гладкими калибрами, а ширину  $b$  шпоночного паза вала и втулки – пазовыми калибрами. Глубины шпоночных пазов контролируют глубиномерами. Перечисленные выше калибры, контролирующие только предельные размеры вала или втулки, называются поэлементными.

Для контроля ширины паза и отклонения паза от симметричности предусмотрены также комплексные шпоночные калибры: калибр-призма и калибр-пробка.

Шпоночный проходной калибр-пробку характеризуют три размера (рис.9.1): номинальная толщина  $b_k$  контрольной шпонки; размер  $H_k$  и диаметр  $d_k$  калибра-пробки.

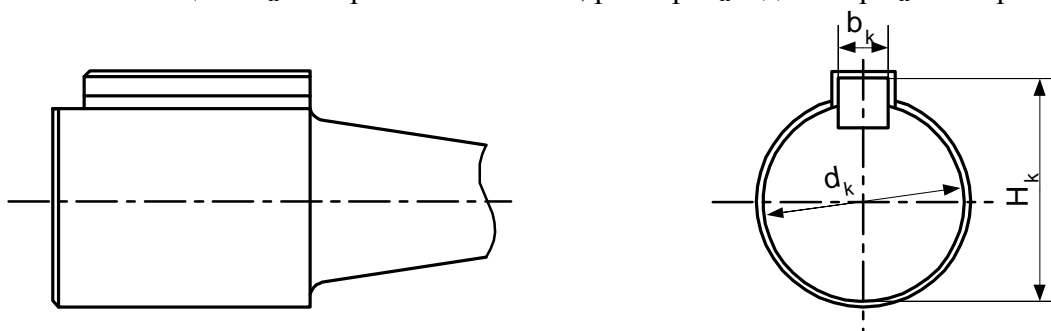


Рис. 9.1. Шпоночный калибр-пробка

Шпоночный проходной калибр-призму характеризуют два размера (рис.9.2) толщина  $b_k$  контрольной шпонки и размер  $C$  – глубина вхождения шпоночного калибра-призмы в шпоночный паз вала.

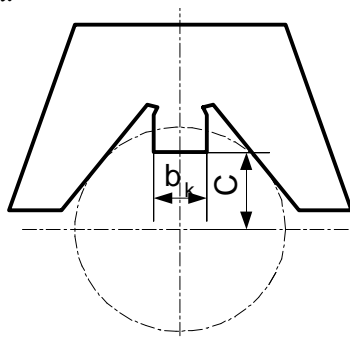


Рис. 9.2. Шпоночный калибр-призма

Формулы для расчета исполнительных размеров рабочих калибров для контроля деталей шпоночного соединения приведены в табл. П30 (Приложение 8). Схемы расположения полей допусков для шпоночных комплексных проходных калибров-пробок и калибров-призм и значения допусков см. ГОСТ24109-80 (рис. П1, П2, П3 и табл П31, П32, Приложение 8).

#### 4. Порядок расчета задания

1. По ГОСТу (Сборник ГОСТов 24109-80...24121-80) “Калибры для шпоночных соединений. Допуски. Конструкция и размеры”:

- а) Выполнить расчеты размеров калибра-призмы для контроля шпоночного паза вала.
- б) Выполнить расчеты размеров калибра-пробки для контроля шпоночного паза втулки.
- в) Построить схемы расположения полей допусков шпоночных калибров.
- г) Выполнить сборочные чертежи с необходимым количеством проекций калибров (призмы и пробки) для контроля шпоночных пазов вала и втулки.

**Примечание.** На сборочных чертежах должны быть необходимые технические требования: материал, твердость рабочих поверхностей, шероховатость, отклонения геометрической формы и расположения поверхностей и т.п.

#### 5. Пример

Для заданного шпоночного соединения (шпонка призматическая, соединение плотное) рассчитать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля деталей шпоночного соединения. Построить схемы расположения полей допусков предельных калибров. Дано цилиндрическое сопряжение  $\varnothing 52 \text{ H}8/\text{n}7$ .

##### 1. Расчет шпоночного калибра-пробки для контроля шпоночного паза втулки.

Исходные данные (рис.9.3):

- а) номинальный диаметр и поле допуска цилиндрического отверстия во втулке, в которой имеется шпоночный паз -  $\varnothing 52 \text{ H}8$ .
- б) номинальный размер, поле допуска по ширине шпоночного паза втулки 16P9 (см. Задачу №5).

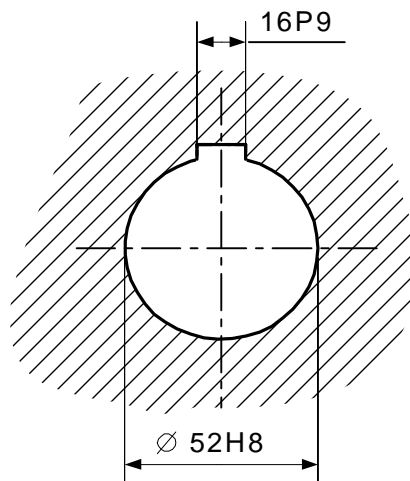


Рис. 9.3. Шпоночная втулка

Вычислим исполнительные размеры  $b_k$ ,  $H_k$  и  $d_k$  калибра-пробки по формулам ГОСТ 24109-80 (табл. П30, Приложение 8).

## 1. Расчет размера $b_k$ .

1.1. Вычислим номинальный размер по ширине контрольной шпонки  $b_k$  нового калибра-пробки:

$$b_k = b_{\min} - Z_b + \frac{H_b}{2} = 15,939 - 0,0075 + \frac{0,005}{2} = 15,934 \text{ мм};$$

где  $b_{\min} = b + EI = 16 + (-0,061) = 15,939$  мм - наименьший предельный размер ширины паза втулки, (см. задачу №5);  $Z_b = 7,5$  мкм - расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-пробки до наименьшего предельного размера втулки, (табл. П31, Приложение 8);  $H_b = 5$  мкм - допуск на изготовление калибра-пробки, (табл. П31, Приложение 8).

1.2. Вычислим предельные размеры контрольного калибра-пробки:

- наибольший предельный размер:

$$b_{k \max} = b_k + es = 15,934 + 0 = 15,934 \text{ мм};$$

- наименьший предельный размер:

$$b_{k \min} = b_k + ei = 15,934 + (-0,005) = 15,929 \text{ мм},$$

где предельные отклонения размера  $b_k$  определим по табл.П31 (Приложение 8):

$es = 0$  - верхнее отклонение размера;

$ei = -H_b = -0,005$  мм - нижнее отклонение размера  $b_k$ .

1.3. Установим исполнительный размер контрольного калибра-пробки, для этого необходимо взять наибольший предельный размер с отрицательным отклонением численно равным допуску на изготовление  $H_b$ . Этот исполнительный размер наносим на чертеже:  $15,934_{-0,005}$

1.4. Вычислим предельный размер изношенного калибра-пробки:

$$b_{k-w} = b_{\min} - y_b = 15,939 - 0,015 = 15,924 \text{ мм},$$

где  $y_b = 15$  мкм - предел износа, (табл. П31, Приложение 8).

## 2. Расчет диаметра $d_k$ калибра-пробки.

2.1 Вычислим номинальный размер диаметра калибра-пробки в зависимости от предельного проверяемого диаметра втулки и его качества ( $\varnothing 52$  Н8) по формуле (табл. П30, Приложение 8):

$$d_k = d_{\min} - y = 52 - 0,005 = 51,995 \text{ мм},$$

где  $d_{\min} = D_{\min} = D + EI = 52 + 0 = 52$  мм - наименьший предельный размер диаметра втулки;  $y = 5$  мкм - находим по ГОСТ 24853-81 "Допуски гладких калибров" (табл.П28, Приложение 7);

2.2. Вычислим предельные размеры  $d_k$  калибра-пробки:

- наибольший предельный размер:

$$d_{k \max} = d_k + esD_k = 51,995 + 0 = 51,995 \text{ мм};$$

- наименьший предельный размер:

$$d_{k \min} = d_k + eiD_k = 51,995 + (-0,005) = 51,990 \text{ мм},$$

где предельные отклонения размера  $d_k$  определим по табл.П30 (Приложение 8) и по ГОСТ 24853-81 (табл.П28, Приложение 7):

$es = 0$  - верхнее отклонение размера  $d_k$ ;

$ei = -H = -5$  мкм - нижнее отклонение размера  $d_k$ .

2.3. Установим исполнительный размер по размеру  $d_k$  аналогично, как и для ширины контр шпонки (см. п. 1.3):  $51,995_{-0,005}$ .

Этот размер так же предназначен для нанесения на чертеже данного калибра-пробки.

2.4. Вычислим предельный размер изношенного калибра-пробки:

$$d_{k-w} = d_{\min} - 2y - \frac{H}{2} - Z = 52 - 2 \cdot 0,005 - \frac{0,005}{2} - 0,007 = 51,981 \text{ мм},$$

где по ГОСТ 24853-81 (табл.П28, Приложение 7) найдем допуск  $H$  и координату середины поля допуска  $Z$ , т.е.:  $H = 5$  мкм,  $Z = 7$  мкм.

### 3. Расчет параметра $H_k$ калибра-пробки

3.1. Вычислим номинальный размер по формуле:

$$H_k = d - t_1 + h = 52 - 6 + 10 = 56 \text{ мм},$$

где  $d = D = 52$  мм - номинальный диаметр втулки;  $t_1 = 6$  мм - глубина шпоночного паза вала;  $h = 10$  мм - высота шпонки.

3.2. Найдем по ГОСТ 24109-80 (табл.П30, Приложение 8) предельные отклонения для размера  $H_k$ . Предельные отклонения ограничены полем допуска  $h12$ . Для этого поля допуска найдем числовые значения отклонений по ГОСТ 25347-82 или табл. П11 (Приложение 2), т.е.:

$$esH_k = 0; eiH_k = - 300 \text{ мкм}.$$

3.3. Вычислим предельные размеры параметра  $H_k$ :

– наибольший предельный размер:

$$H_{k \max} = H_k + esH_k = 56 + 0 = 56 \text{ мм};$$

– наименьший предельный размер:

$$H_{k \min} = H_k + eiH_k = 56 + (-0,3) = 55,7 \text{ мм}.$$

3.4. Установим исполнительный размер, который в данном случае будет включать в себя номинальный размер  $H_k$  и поле допуска, т.е.  $h12$ . В скобках укажем цифровые значения отклонений в мм.:  $56h12 (-0,3)$ .

Этот исполнительный размер также нанесем на чертеже шпоночного калибра-пробки.

4. Построим в определенном масштабе два графика полей допусков для размеров  $b_k$  и  $d_k$  в соответствии с ГОСТ 24109-80; нанесем буквенные обозначения и цифровые значения отклонений, допусков и предельных размеров (см. рис. П1-П3, Приложение 8).

5. Найдем допуск симметричности  $T_s$  контрольной шпонки калибра относительно оси поверхности  $d_k$  шпоночного калибра-пробки (табл. П32, Приложение 8) и нанесем на сборочном чертеже данного калибра (рис. П4, Приложение 8).

6. При составлении сборочного чертежа калибра-пробки руководствуемся сведениями, которые имеются в ГОСТ 24111-80 «Калибры-пробки шпоночные диаметром св.18 до 56 мм. Конструкция и размеры».

## 2. Расчет шпоночного калибра-призмы для контроля шпоночного паза вала.

Исходные данные (рис.9.4):

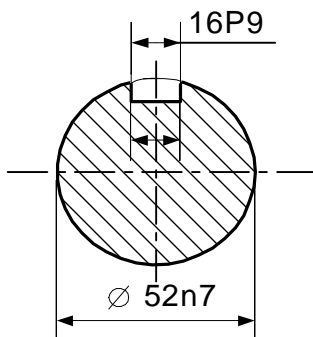


Рис. 9.4. Шпоночный вал

- а) номинальный диаметр и поле допуска вала, в котором имеется шпоночный паз  $\varnothing 52n7$ ;
- б) номинальный размер и поле допуска по ширине шпоночного паза вала 16P9 (см. Задачу №5).

Вычислим исполнительные размеры  $b_k$  и  $C$  шпоночного калибра-призмы по формулам ГОСТ 24109-80 (табл. П30, Приложение 8).

### 1. Расчет по ширине контрольной шпонки $b_k$ .

1.1. Вычислим номинальный размер по ширине контрольной шпонки  $b_k$  нового калибра-призмы:

$$b_k = b_{\min} - Z_b + \frac{H_b}{2} = 15,939 - 0,0075 + \frac{0,005}{2} = 15,934 \text{ мм};$$

где  $b_{\min} = b + ei = 16 + (-0,061) = 15,939$  мм - наименьший предельный размер ширины паза вала, (см. задачу №5);  $Z_b = 7,5$  мкм - расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-призмы до наименьшего предельного размера вала (табл. П31, Приложение 8);  $H_b = 5$  мкм - допуск на изготовление калибра-призмы (табл. П31, Приложение 8).

1.2. Вычислим предельные размеры контрольного калибра-призмы:

- наибольший предельный размер:

$$b_{k \max} = b_k + esb_k = 15,934 + 0 = 15,934 \text{ мм};$$

- наименьший предельный размер:

$$b_{k \min} = b_k + eib_k = 15,934 + (-0,005) = 15,929 \text{ мм},$$

где предельные отклонения размера  $b_k$  определим по табл. П31 (Приложение 8):

$es = 0$  - верхнее отклонение размера

$ei = -N_b = -0,005$  мм - нижнее отклонение размера  $b_k$ .

1.3. Установим исполнительный размер калибра-призмы по аналогии с указаниями для калибра-пробки (см. I. п.1.3). Этот исполнительный размер наносим на чертеже:  $15,934_{-0,005}$

1.4. Вычислим предельный размер изношенного калибра-призмы:

$$b_{k-w} = b_{\min} - y_b = 15,939 - 0,015 = 15,924 \text{ мм},$$

где  $y_b = 15$  мкм - предел износа, (см. табл. П31, Приложение 8).

### 2. Расчет параметра $C$ .

2.1. Вычислим номинальный размер по формуле:

$$C = \frac{d}{2} - t_1 + r = \frac{52}{2} - 6 + 0,4 = 20,4 \text{ мм};$$

где  $r = 0,4$  мм - максимальное значение радиуса закругления шпоночного паза вала;

2.2. Найдем по табл. П30 (Приложение 8) предельные отклонения для параметра  $C$ , т.е. имеем js12. Для этого поля допуска находим цифровые значения предельных отклонений по ГОСТ 25347-82, т.е.:

$$es C = +105 \text{ мкм}; eiC = -105 \text{ мкм};$$

2.3. Вычислим предельные размеры параметра  $C$ :

- наибольший предельный размер:

$$C_{\max} = C + esC = 20,4 + 0,105 = 20,505 \text{ мм};$$

- наименьший предельный размер:

$$C_{\min} = C + eiC = 20,4 + (-0,105) = 20,295 \text{ мм}.$$

2.4. Установим исполнительный размер параметра  $C$  по аналогии с рекомендациями для параметра  $H_k$  калибра-пробки (см. I. п.3.4.):  $20,4 \text{ js}12 (\pm 0,105)$ .

Этот исполнительный размер также нанесем на сборочном чертеже калибра-призмы.

3. Построим в определенном масштабе график полей допусков для размера ширины контрольной шпонки  $b_k$  калибра-призмы, руководствуясь ГОСТ 24109-80 (рис.П1, Приложение 8).

Нанесем буквенные обозначения и цифровые значения отклонений, допусков и предельных размеров.

4. Найдем допуск симметричности  $T_s$  на ширину контрольной шпонки (табл.П32, рис.П.4, Приложение 8) и нанесем на сборочном чертеже данного калибра-призмы.

5. Выполним сборочный чертеж калибра-призмы, руководствуясь ГОСТ 24114-80.

## ЗАДАНИЕ №10

### РАСЧЕТ КАЛИБРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ШЛИЦЕВОГО СОПРЯЖЕНИЯ

#### 1. Цель работы

Научиться рассчитывать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля деталей шлицевого соединения; определять по стандартам предельные отклонения и допуски; правильно строить схемы расположения полей допусков предельных калибров.

#### 2. Задание

Для заданного шлицевого соединения рассчитать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля деталей шлицевого соединения. Построить схемы расположения полей допусков предельных калибров для размеров  $b_k$  и  $d_k$ . Выполнить рабочие чертежи калибра-пробки и калибра-кольца. Исходные данные – см. задачу №6.

#### 3. Калибры для контроля шлицевых прямобочных соединений

Для контроля размеров шлицевой втулки и шлицевого вала применяют поэлементные и шлицевые комплексные калибры. Калибры для контроля внутреннего диаметра отверстия втулки и наружного диаметра вала не отличаются от гладких калибров-пробок и калибров-скоб. Для контроля наружного диаметра  $D$  и ширины  $b$  впадины отверстия втулки, внутреннего диаметра  $d$  и толщины  $b$  зуба вала применяют специальные предельные калибры: листовые двусторонние пробки диаметром 14 – 125 мм; неполные пробки диаметром 102 – 125 мм; пазовые калибры; калибры-скобы и калибры-скобы для контроля толщины зубьев.

Широкое применение имеют комплексные шлицевые калибры. Комплексными калибрами контролируют не только размеры шлицевых валов и втулок, но и отклонения формы и расположения поверхностей. Формулы для расчета исполнительных размеров шлицевых калибров приведены в ГОСТ 7951-80 (табл. П33, Приложение 9). Схемы расположения полей допусков для шлицевых комплексных проходных калибров-пробок и калибров-колец представлены на рис. П5–П9, а значения допусков даны в табл. П34–П39 (Приложение 9).

#### 4. Порядок расчета

1. По ГОСТ 1139-80 “Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски” проверить соответствие заданных исходных данных задания табличным данным вышеприведенного ГОСТа.

2. По ГОСТ 7951-80 “Калибры для контроля шлицевых прямобочных соединений. Допуски” произвести расчеты исполнительных размеров:

- а) Калибра-пробки для контроля шлицевой втулки.
- б) Калибра-кольца для контроля шлицевого вала.

- с) Выполнить графики полей допусков по рассчитанным размерам калибров для контроля шлицевых деталей.
3. По ГОСТ 24960-81 «Калибры комплексные для контроля шлицевых прямо-бочных соединений. Вид, основные размеры» определить конструктивные размеры калибров (пробки и кольца) для контроля шлицевых деталей.
4. Выполнить рабочие чертежи калибра-пробки и калибра-кольца.

**Примечание.** На рабочих чертежах калибров для контроля шлицевых деталей должны быть указаны необходимые технические требования, в том числе: материал, твердость и шероховатость поверхностей, отклонения геометрической формы и расположения поверхностей и т.п.

Эти данные необходимо выяснить по ГОСТ 24959-81 «Калибры для шлицевых соединений. Технические условия».

## 5. Пример

Для заданного шлицевого соединения рассчитать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля деталей шлицевого соединения. Построить схемы расположения полей допусков предельных калибров. Дано шлицевое соединение:

$$d - 8 - 52 \frac{H7}{n6} \times 60 \times 10 \frac{F8}{f8} \text{ ГОСТ 1139 - 80.}$$

### Расчет шлицевого калибра-пробки для контроля шлицевого паза втулки

1. По ГОСТ 25347-82 найдем предельные отклонения параметров втулки (в мм):

$$d = 52H7^{(+0,030)}; D = 60H12^{(+0,300)}; b = 10F8^{(+0,035}_{+0,013}),$$

где поле допуска нецентрирующего диаметра втулки  $D$  найдем по ГОСТ 1139-80 (см. табл.6.2, задача №6).

2. Вычислим наименьшие предельные размеры шлицевой втулки:

$$d_{\min}=52 \text{ мм}; D_{\min}=60 \text{ мм}; b_{\min}=10,013 \text{ мм.}$$

3. Вычислим размеры шлицевого калибра-пробки по формулам, приведенным в ГОСТ 7951-80 (табл. П33, Приложение 9).

- 3.1. Номинальный внутренний диаметр калибра-пробки:

$$d_k = d_{\min} - Z_d = 52 - 0,009 = 51,991 \text{ мм};$$

- 3.2. Предельные размеры внутреннего диаметра калибра-пробки:

$$d_{k \max} = d_k + \frac{H_d}{2} = 51,991 + \frac{0,008}{2} = 51,995 \text{ мм};$$

$$d_{k \min} = d_k - \frac{H_d}{2} = 51,991 - \frac{0,008}{2} = 51,987 \text{ мм.}$$

4. Предельный размер изношенного внутреннего диаметра калибра-пробки:

$$d_{k-W} = d_{\min} - Y_d = 52 - 0,021 = 51,979 \text{ мм.}$$

5. Номинальная толщина зуба калибра-пробки:

$$b_k = b_{\min} - Z_b = 10,013 - 0,012 = 10,001 \text{ мм.}$$

- 5.1. Предельные размеры толщины зуба:

$$b_{k \max} = b_k + \frac{H_b}{2} = 10,001 + \frac{0,004}{2} = 10,003 \text{ мм};$$

$$b_{k \min} = b_k - \frac{H_b}{2} = 10,001 - \frac{0,004}{2} = 9,999 \text{ мм.}$$

6. Предельный размер изношенной толщины зуба калибра-пробки:

$$b_{k-W} = b_{\min} - Y_b = 10,013 - 0,018 = 9,995 \text{ мм.}$$

7. Номинальный наружный диаметр калибра-пробки:

$$D_k = D_{\min} - Z_{D'} = 60 - 0,085 = 59,915 \text{ мм.}$$

7.1. Предельные размеры наружного диаметра калибра-пробки:

$$D_{k \max} = D_k + \frac{H_{D'}}{2} = 59,915 + \frac{0,030}{2} = 59,93 \text{ мм;}$$

$$D_{k \min} = D_k - \frac{H_{D'}}{2} = 59,915 - \frac{0,030}{2} = 59,90 \text{ мм,}$$

Входящие в формулы допуски и величины, определяющие их положение, найдем по ГОСТ 7951-80 (табл. П34, П35, П38, Приложение 9):

$$Z_d = 0,009 \text{ мм, } Y_d = 0,021 \text{ мм, } H_d = 0,008 \text{ мм, } Z_b = 0,012 \text{ мм, } Y_b = 0,018 \text{ мм,}$$

$$H_b = 0,004 \text{ мм, } Z_{D'} = 0,085 \text{ мм, } H_{D'} = 0,030 \text{ мм.}$$

8. Установим исполнительные размеры шлицевого калибра-пробки, которые наносим на чертеже:

- Внутреннего диаметра  $d_{k \max} = 51,995_{-0,008}$ ;
- Толщины зуба  $b_{k \max} = 10,003_{-0,004}$ ;
- Наружного нецентрирующего диаметра  $D_{k \max} = 59,93_{-0,030}$ .

9. Построим в определенном масштабе три графика полей допусков для параметров  $d_k$ ,  $b_k$  и  $D_k$ . Нанесем буквенные обозначения и цифровые значения отклонений, допусков и предельных размеров (см. рис. П5, П6, П9, Приложение 9).

10. Найдем по табл. П39 (Приложение 9) допуски симметричности зуба и параллельности боковых сторон зуба относительно оси поверхности  $d_k$  калибра-пробки и нанесем их на сборочном чертеже данного калибра (рис. П10 и П11, Приложение 9).

11. При составлении сборочного чертежа калибра-пробки руководствуемся сведениями, которые имеются в ГОСТе 24960-81.

### Расчет шлицевого калибра-кольца для контроля шлицевого паза вала

1. По ГОСТ 25347-82 найдем предельные отклонения параметров вала (в мм):

$$d = 52n6 \begin{pmatrix} +0,039 \\ +0,020 \end{pmatrix}; \quad D = 60a11 \begin{pmatrix} -0,340 \\ -0,53 \end{pmatrix}; \quad b = 10f8 \begin{pmatrix} -0,013 \\ -0,035 \end{pmatrix},$$

где поле допуска нецентрирующего диаметра вала  $D$  найдем по ГОСТ 1139-80.

2. Вычислим наибольшие предельные размеры шлицевого вала:

$$d_{\max} = 52,039 \text{ мм; } D_{\max} = 59,66 \text{ мм; } b_{\max} = 9,987 \text{ мм.}$$

3. Вычислим размеры шлицевого калибра-кольца по формулам, приведенным в ГОСТ 7951-80 (табл. П33, Приложение 9).

3.1. Номинальный внутренний диаметр калибра-кольца:

$$d_k = d_{\max} + Z_{1d} = 52,039 + 0,0075 = 52,0465 \text{ мм;}$$

3.2. Предельные размеры внутреннего диаметра калибра-кольца:

$$d_{k \max} = d_k + \frac{H_{1d}}{2} = 52,0465 + \frac{0,005}{2} = 52,049 \text{ мм;}$$

$$d_{k \min} = d_k - \frac{H_{1d}}{2} = 52,0465 - \frac{0,005}{2} = 52,044 \text{ мм.}$$

4. Предельный размер изношенного внутреннего диаметра калибра-кольца:

$$d_{k-w} = d_{\max} + Y_{1d} = 52,039 + 0,015 = 52,054 \text{ мм.}$$

5. Номинальная ширина паза калибра-кольца:

$$b_k = b_{\max} + Z_{1b} = 9,987 + 0,012 = 9,999 \text{ мм.}$$

5.1. Предельные размеры ширины паза:

$$b_{k \max} = b_k + \frac{H_{1b}}{2} = 9,999 + \frac{0,006}{2} = 10,002 \text{ мм};$$

$$b_{k \min} = b_k - \frac{H_{1b}}{2} = 9,999 - \frac{0,006}{2} = 9,996 \text{ мм}.$$

6. Предельный размер изношенной ширины паза калибра-кольца:

$$b_{k-w} = b_{\max} + Y_{1b} = 9,987 + 0,021 = 10,008 \text{ мм}.$$

7. Номинальный наружный диаметр калибра-кольца:

$$D_k = D_{\max} + Z_{1D'} = 59,66 + 0,2 = 59,86 \text{ мм}.$$

7.1. Предельные размеры наружного диаметра калибра-кольца:

$$D_{k \max} = D_k + \frac{H_{1D'}}{2} = 59,86 + \frac{0,030}{2} = 59,875 \text{ мм};$$

$$D_{k \min} = D_k - \frac{H_{1D'}}{2} = 59,86 - \frac{0,030}{2} = 59,845 \text{ мм}.$$

Входящие в формулы допуски и величины, определяющие их положение, найдем по ГОСТ 7951-80 (табл. П36, П37, П38, Приложение 9):

$$Z_{1d}=0,0075 \text{ мм}, Y_{1d}=0,015 \text{ мм}, H_{1d}=0,005 \text{ мм}, Z_{1b}=0,012 \text{ мм},$$

$$Y_{1b}=0,021 \text{ мм}, H_{1b}=0,006 \text{ мм}, Z_{1D'}=0,200 \text{ мм}, H_{1D'}=0,030 \text{ мм}.$$

8. Установим исполнительные размеры шлицевого калибра-кольца, которые напомним на чертеже:

- Внутреннего диаметра  $d_{k \min} = 52,044^{+0,005}$ ;
- Ширины паза  $b_{k \min} = 9,996^{+0,006}$ ;
- Наружного нецентрирующего диаметра  $D_{k \min} = 59,845^{+0,030}$ .

9. Построим в определенном масштабе три графика полей допусков для параметров  $d_k$ ,  $b_k$  и  $D_k$ . Нанесем буквенные обозначения и цифровые значения отклонений, допусков и предельных размеров (рис. П7, П8, П9, Приложение 9).

10. Найдем по табл. П39 (Приложение 9) допуски симметричности зуба и параллельности боковых сторон зуба относительно оси поверхности  $d_k$  калибра-кольца и нанесем их на сборочном чертеже данного калибра (рис. П10, П11, Приложение 9).

11. При составлении сборочного чертежа калибра-кольца руководствуемся сведениями, которые имеются в ГОСТе 24960-81.

## ЗАДАЧА № 11

### ВЫБОР УНИВЕРСАЛЬНЫХ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ

#### 1. Цель работы

Научиться правильно выбирать универсальные измерительные средства при производстве деталей машин. Выбор средств измерений выполняется в соответствии с государственными стандартами.

Слишком грубый инструмент дает существенно неверную информацию, касающуюся аттестации изготовленной детали. Чрезмерно точный прибор повышает стоимость работ, поскольку, во-первых, сам стоит дорого, а, во-вторых, требует высокой квалификации, как рабочего, так и контролера ОТК. С другой стороны, любой измерительный инструмент не даст стопроцентной гарантии в том, что среди проверенных деталей не окажется неправильно принятых и неправильно забракованных. Поэтому методика подбора измерительных средств по точностной характеристике измеряемого размера регламентирована стандартами, которые устанавливают допускаемую погрешность измерений в зависимости от предельных отклонений контролируемого параметра.

#### 2. Задание

Выбрать средства измерения размеров валов и отверстий для заданных сопряжений; определить метод и вид измерения. Исходные данные – см. задачу №1.

#### 3. Выбор универсальных измерительных средств

Применяемое средство измерений должно в первую очередь обеспечивать требуемые производительность и точность измерения. Кроме того, при его выборе необходимо учитывать такие факторы, как организационная форма контроля, программа выпуска, особенности конструкции деталей, точность их изготовления, экономические показатели и др.

Выбору средств измерений предшествует определение допустимой погрешности измерения и приемочных границ, т.е. тех предельных значений размеров деталей, по которым будет производиться приемка последних.

Средства измерений выбирают в зависимости от допуска размера контролируемого изделия и допускаемой погрешности измерений, установленной ГОСТ 8.051-81. Допуск размера является определяющей характеристикой для подсчета допускаемой погрешности измерений, которая принимается равной  $1/5 - 1/3$  допуска на размер. В допускаемую погрешность измерений входят погрешности средств измерений и установочных мер, погрешности условий измерений, а также погрешности базирования изделия и погрешности, вызываемые измерительной силой прибора. Допускаемые погрешности измерения линейных размеров в зависимости от качеств и номинальных размеров контролируемых изделий приведены в таблице 11.1.

Каждое средство измерения характеризуется предельной погрешностью, величина которой указана в паспорте на это средство измерений. Выбор средства измерения заключается в сравнении его предельной погрешности с допускаемой погрешностью измерения; при этом предельная погрешность средства измерения должна быть меньше допускаемой погрешности измерения.

Для проведения измерений с погрешностями, не превышающими допускаемые ГОСТ 8.051-81 значения, необходимо иметь сведения о значениях погрешностей измерения различными измерительными средствами в различных условиях их применения. Такие сведения о погрешностях измерения измерительными средствами, серийно выпускаемыми специализированными заводами, приведены в РД 50-98-86 «Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм» ([12] или [3] приложение 2, табл. II и III). В табл. II приведены сведения о погрешностях измерения различными измерительными средствами наружных размеров, разме-

ров уступов и величин биения, а в табл. III – сведения о погрешностях измерений внутренних размеров.

Таблица 11.1

**Допускаемые погрешности измерения, мкм (ГОСТ 8.051 – 81)**

Номинальные размеры	Квалитеты													
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
До 3	1	1,4	1,8	3	3	6	8	12	20	30	50	80	120	200
Св. 3 до 6	1,4	1,6	2	3	4	8	10	16	30	40	60	100	160	240
Св. 6 до 10	1,4	2	2	4	5	9	12	18	30	50	80	120	200	300
Св. 10 до 18	1,6	2,8	3	5	7	10	14	30	40	60	90	140	240	380
Св. 18 до 30	2	3	4	6	8	12	18	30	50	70	120	180	280	440
Св. 30 до 50	2,4	4	5	7	10	16	20	40	50	80	140	200	320	500
Св. 50 до 80	2,8	4	5	9	12	18	30	40	60	100	160	240	400	600
Св. 80 до 120	3	5	6	10	12	20	30	50	70	120	180	280	440	700
Св. 120 до 180	4	6	7	12	16	30	40	50	80	140	200	320	500	800
Св. 180 до 250	5	7	8	12	18	30	40	60	100	160	240	380	600	1000
Св. 250 до 315	5	8	10	14	20	30	50	70	120	180	260	440	700	1100
Св. 315 до 400	6	9	10	16	24	40	50	80	120	180	280	460	800	1200
Св. 400 до 500	6	9	12	18	26	40	50	80	140	200	320	500	800	1400

Выбранные средства измерений указывают в технологических картах процессов механической обработки, сборки, технического контроля или в другой технологической документации.

**Выбор конкретных измерительных средств**

Выбрать конкретное измерительное средство можно по табл. II и III [3,12] в зависимости от измеряемого размера, допуска на изготовление и допускаемой погрешности измерения по ГОСТ 8.051 – 81. Однако по табл. II и III трудно выявить весь комплекс измерительных средств, которые можно использовать для измерения с допускаемой погрешностью.

Для упрощения процесса выбора конкретных измерительных средств в РД 50-98-86 «Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм» даны табл. IV – VIII ([3] Приложение 3). В левой части таблиц указаны диапазоны номинальных размеров, сверху квалитеты, от IT2 до IT17, а на пересечении горизонтальных полос и вертикальных колонок указаны в виде дроби допускаемые погрешности измерений (числитель) и допуски на изготовление (знаменатель). Под ними номерами и буквами из таблиц II и III указаны измерительные средства и варианты их использования, при которых погрешность измерений не превышает допускаемых значений.

Для измерений внутренних размеров, а также глубин и уступов (в табл. VI и VII) указана практически вся возможная номенклатура универсальных измерительных средств. При этом часть диапазонов номинальных размеров в некоторых квалитетах не обеспечена универсальными измерительными средствами. Для измерения этих размеров должны проектироваться специальные измерительные средства и разрабатываться соответствующие методики измерений.

**4. Порядок расчета**

1. По известному квалитету и номинальному размеру найти допускаемые погрешности измерения в мкм (табл. 11.1 или табл. I, Приложение 1 [3]).
2. По табл. II (Приложение 2 [3]) выбрать средства измерения размеров.
3. Определить вид измерения и метод измерения [3].
4. Произвести проверку выбранных средств измерения, используя таблицы IV – VIII Приложение 3 [3,12].

## 5. Пример

На чертеже детали указан наружный диаметр 16h5 ( $\varnothing 16-0,008$ ).

Требуется выбрать средство измерения этого размера. В зависимости от конфигурации и габаритов детали и требований к методике выполнения измерения следует решить вопрос о выборе накладного или станкового измерительного средства.

Выбор накладного средства измерений производим по табл. V [3].

В графе, соответствующей 5 качеству, для диапазона размеров св. 10 до 18 мм находим обозначение «бв». В табл. II [3] под номером 6 указаны микрометр рычажный и скоба рычажная. Буквой «в» обозначены условия измерения: настройка на размер должна производиться по концевым мерам длины 2 класса, при использовании отсчета в пределах  $\pm 10$  делений шкалы; температурные условия характеризуются температурным режимом 5°C при обеспечении надежной теплоизоляции от рук оператора.

Выбор станкового средства измерений производим по табл. IV [3].

В графе, соответствующей 5 качеству, для диапазона размеров св. 10 до 18 мм находим группу обозначений: 9б, 10а, 15а, 20б, 21а, 34а, 36б. По табл. II [3] устанавливаем, что под номерами 9 и 10 обозначены рычажно-зубчатые головки с ценой деления 2 и 1 мкм; 15 – микрокатор с ценой деления 2 мкм; 20 и 21 – пружинные малогабаритные головки с ценой деления 2 и 1 мкм; 34 – вертикальный и горизонтальный длиномеры; 36 – показывающий прибор с индуктивным преобразователем.

Из указанных приборов выбираем тот, который имеется в наличии, который проще в обращении и к условиям применения которого предъявляются менее жесткие требования.

Например, выбрана рычажно-измерительная головка с ценой деления 1 мкм. В табл. II.7 буквой обозначены следующие условия применения: установка в штативе с диаметром колонки не менее 30 мм и наибольшим вылетом до 200 мм, настройка по концевым мерам длины 5 разряда, температурный режим 2°C.

## ЗАДАЧА № 12

### ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

#### 1. Цель работы

Научиться правильно оформлять рабочие чертежи деталей машин - валов, цилиндрических зубчатых колес – с простановкой размеров и допусков на них, указанием допусков формы и расположения поверхностей, шероховатости поверхностей, а также технических требований.

#### 2. Задание

2.1. Выполнить рабочий чертеж вала с указанием линейных размеров, отклонений и допусков размеров, допусков формы и расположения поверхностей, шероховатости поверхностей основных элементов сопряжений.

Исходные данные – см. задачу № 3 (рис. 3.1-3.30).

2.2. Выполнить рабочий чертеж цилиндрического зубчатого колеса с простановкой размеров, отклонений, допусков формы и расположения поверхностей, шероховатости поверхностей. На чертеже зубчатого колеса должна быть размещена таблица параметров.

Исходные данные – см. задачу № 7.

**ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

Таблица П1

**Нормальные габаритные размеры подшипников, мм (ГОСТ 3476-79)**

Условные обозначения подшипников	Габаритные размеры				Радиус закругления фаски, r
	Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Ширина* (кроме конических роликоподшипников)	Монтажная высота конических роликоподшипников	
1	2	3	4	5	6
<b>Л Е Г К А Я      С Е Р И Я</b>					
204	20	47	14	15,5	1,5
205	25	52	15	16,5	1,5
206	30	62	16	17,5	1,5
207	35	72	17	18,5	2,0
208	40	80	18	20,0	2,0
209	45	85	19	21,0	2,0
210	50	90	20	22,0	2,0
211	55	100	21	23,0	2,5
212	60	110	22	24,0	2,5
213	65	120	23	25,0	2,5
214	70	125	24	26,5	2,5
215	75	130	25	27,5	2,5
216	80	140	26	28,5	3,0
217	85	150	28	31,0	3,0
218	90	160	30	33,0	3,0
220	100	180	34	37,5	3,5
<b>С Р Е Д Н Я Я      С Е Р И Я</b>					
305	25	62	17	18,5	2,0
306	30	72	19	21,0	2,0
307	35	80	21	23,0	2,5
308	40	90	23	25,5	2,
309	45	100	25	27,5	2,5
310	50	110	27	29,5	3,0
311	55	120	29	32,0	3,0
312	60	130	31	34,0	3,5
313	65	140	33	36,5	3,5
314	70	150	35	38,5	3,5
315	75	160	37	40,5	3,5
316	80	170	39	43,0	3,5
317	85	180	41	45,0	4,0
318	90	190	43	47,0	4,0
<b>Т Я Ж Е Л А Я      С Е Р И Я</b>					
1	2	3	4	5	6
406	30	90	23	-	2,5
407	35	100	25	-	2,5
408	40	110	27	-	3,0
409	45	120	29	-	3,0
410	50	130	31	-	3,5
411	55	140	33	-	3,5
412	60	150	35	-	3,5
413	65	160	37	-	3,5
414	70	180	42	-	4,0
415	75	190	45	-	4,0

\* Для всех подшипников, кроме конических роликовых, номинальный размер монтажной высоты равен размеру ширины кольца.

Таблица П2

**Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов и корпусов [9]**

Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника, мм	Допускаемые значения $P_R$ , кН/м			
	Поля допусков для валов			
	$j_s6, j_s5$	$k6, k5$	$m6, m5$	$n6, n5$
Св. 18 до 80	до 300	300 - 1400	1400 - 1600	1600 - 3000
Св. 80 до 180	до 600	600 - 2000	2000 - 2500	2500 - 4000
Св. 180 до 360	до 700	700 - 3000	3000 - 3500	3500 - 6000
Св. 360 до 630	до 900	900 - 3500	3500 - 5400	5400 - 8000
Диаметр D наружного кольца, мм	Поля допусков для корпусов			
	K7, K6	M7, M6	N7, N6	P7
Св. 50 до 180	до 800	800 - 1000	1000 - 1300	1300 - 2500
Св. 180 до 360	до 1000	1000 - 1500	1500 - 2000	2000 - 3300
Св. 360 до 630	до 1200	1200 - 2000	2000 - 2600	2600 - 4000
Св. 630 до 1600	до 1600	1600 - 2500	2500 - 3500	3500 - 5500

Примечание. Допускаемые значения  $P_R$  подсчитаны по средним значениям посадочных натягов.

Таблица П3

**Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения с местно нагруженными кольцами [9]**

Типы подшипников	Номинальный диаметр	Поля допусков		
		валов (осей)	отверстий в корпусе	
			неразъемном	разъемном
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%				
Все типы, кроме штампованных игольчатых	До 80	$h5, h6, g5, g6$	$H6, H7$	$H6, H7, H8^*$
	Св. 80 до 260	$f6^*, j_s6$	$G6, G7$	
	Св. 260 до 500	$f6, j_s6$		
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300%				
Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных	До 80	$h5, h6$	$J_s6, J_s7$	$J_s6, J_s7$
	Св. 80 до 260		$H6, H7$	
	Св. 260 до 500	$g5, g6$		
Роликовые конические двухрядные	До 120	$h5, h6$	$H6, H7$	$J_s6, J_s7$
	Св.120	$g5, g6$		
Нагрузка любая				
Игольчатые штампованные	Все размеры	$k5, k6^{**}$ $j_s5, j_s6^{**}$	$K6, K7^{***}$ $J_s6, J_s7$	$J_s6, J_s7$ (в стальной стакан)

\* Поля допусков  $f6$  и  $H8$  применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой.  
 \*\* Соединения подшипников с валами  $k5, k6, j_s5, j_s6$  осуществляют с помощью селективной сборки.  
 \*\*\* Для корпусов из цветного металла.

Таблица П4

**Предельные отклонения ширины колец шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников В, мкм (ГОСТ3325-85)**

Номинальный внутренний диаметр, d, мм	Класс точности					
	0		6		5	
	верхнее отклоне- ние	нижнее отклоне- ние	верхнее отклоне- ние	нижнее отклоне- ние	верхнее отклоне- ние	нижнее отклоне- ние
Св.18 до 30	0	-120	0	-120	0	-120
Св.30 до 50	0	-120	0	-120	0	-120
Св.50 до 80	0	-150	0	-150	0	-150
Св.80 до 120	0	-200	0	-200	0	-200

Таблица П5

**Точность размеров внутренних колец шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников  $d_m, d$ , мкм (ГОСТ3325-85)**

Номинальный внутренний диаметр d, мм	Класс точности									
	0				6				5	
	$d_m$		d		$d_m$		d		$d_m, d$	
	верхнее отклонение	Нижнее отклонение	верхнее отклонение	нижне от- клонение	верхнее отклонение	нижнее отклонение	верхнее отклонение	нижнее отклонение	верхнее отклонение	нижнее отклонение
Св.18 до 30	0	-10	+3	-13	0	-8	+1	-9	0	-6
Св.30 до 50	0	-12	+3	-15	0	-10	+1	-11	0	-8
Св.50 до 80	0	-15	+4	-19	0	-12	+2	-14	0	-9
Св.80 до 120	0	-20	+5	-25	0	-15	+3	-18	0	-10

Таблица П6

**Точность размеров наружных колец шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников  $D_m, D$ , мкм (ГОСТ3325-85)**

Номинальный наружный диа- метр D, мм	Класс точности									
	0				6				5	
	$D_m$		D		$D_m$		D		$D_m, D$	
	верхнее от- клонение	нижнее отклонение	верхнее отклонение	нижнее отклонение	верхнее от- клонение	нижнее отклонение	верхнее от- клонение	нижнее отклонение	верхнее от- клонение	нижнее отклонение
Св.18 до 30	0	-9	+2	-11	0	-8	+1	-9	0	-6
Св.30 до 50	0	-11	+3	-14	0	-9	+2	-11	0	-7
Св.50 до 80	0	-13	+4	-17	0	-11	+2	-13	0	-9
Св.80 до 120	0	-15	+5	-20	0	-13	+3	-15	0	-10
Св.120 до 150	0	-18	+6	-24	0	-15	+3	-18	0	-11
Св.150 до 180	0	-25	+7	-32	0	-18	+3	-21	0	-13
Св.180 до 250	0	-30	+8	-38	0	-20	+4	-24	0	-15

Таблица П7

**Допуски формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов в мкм, не более (ГОСТ 3325-85)**

Класс точности подшипников	Номинальные диаметры d и D подшипников качения, мм										
	От 0,6 до 2,5	Св.2,5 до 3	Св.3 до 6	Св.6 до 10	Св.10 до 18	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250
	<b>Для посадочной поверхности вала, сопрягаемого с подшипником</b> Допуск круглости и допуск профиля продольного сечения										
0 и 6	1,5	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	6	7
5 и 4	0,7	0,7	0,8	1	1,3	1,5	2	2	2,5	3	3,5
	Допуски торцевого биения заплечиков вала										
0	10	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46
6	6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29
5	3	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14
	<b>Для посадочной поверхности отверстия корпуса, сопрягаемого с подшипником</b> Допуск круглости и допуск профиля продольного сечения										
0 и 6	–	2,5	3	4	4,5	5	6	7,5	9	10	11,5
5 и 4	–	1	1,3	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5
	Допуски торцевого биения заплечиков отверстия корпуса										
0	–	–	18	22	27	33	39	46	54	63	72
6	–	–	12	15	18	21	25	30	35	40	46
5	–	–	5	6	8	9	11	13	15	18	20

Таблица П8

**Шероховатость посадочных и опорных торцовых поверхностей (ГОСТ3325-85)**

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Предельные отклонения, не более, для номинальных диаметров подшипников	
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм
		Ra, мкм	
Валов	0	1,25	2,50
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6, 5 и 4	0,63	1,25
Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,50	2,50
	6,5 и 4	1,25	2,50

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица П9

### Единица допуска для размеров до 500 мм (ЕСДП)

Основные интервалы размеров	До 3	Св.3 до 6	Св.6 до 10	Св.10 до 18	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250	Св.250 до 315	Св.315 до 400	Св.400 до 500
i, мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Примечание. Единицу допуска для основных интервалов размеров определяют по формуле:  $i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001D$ ,  
 где D – среднее геометрическое из крайних значений каждого интервала номинальных размеров в мм:  $D = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}}$ .  
 Для интервала до 3 мм принимается  $D = \sqrt{3}$ .

Таблица П10

### Число единиц допусков для квалитетов ЕСДП (ГОСТ 25346-89)

Число единиц допуска	7	10	16	25	30	40	64	100	160	200	250	400	640	1000	1600
Квалитеты ЕСДП	5	6	7	8	—	9	10	11	12	—	13	14	15	16	17

## Значения допусков для размеров до 500 мм (ГОСТ 25346-89)

Номинальные размеры, мм	Допуски (мкм) для квалитетов										
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480
Св. 6 до 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580
Св. 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700
Св. 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840
Св. 30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000
Св. 50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200
Св. 80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400
Св. 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600
Св. 180 до 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850
Св. 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100
Св. 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300
Св. 400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500

**ПРИЛОЖЕНИЕ 3**

Таблица П12

**Номинальные диаметры и шаги метрической резьбы рядов 1 и 2 (ГОСТ 8724-81)**

Номинальный диаметр, мм		Шаг P, мм		Номинальный диаметр, мм		Шаг P, мм	
1-й ряд	2-й ряд	Крупный	Мелкий	1-й ряд	2-й ряд	Крупный	Мелкий
3		0,5			33	3,5	2; 1,5; 1
4		0,7	0,5	36		4	3; 2; 1,5; 1
5		0,8	0,5		39	4	3; 2; 1,5; 1
6		1	0,75; 0,5	42		4,5	3; 2; 1,5; 1
8		1,25	1; 0,75		45	4,5	3; 2; 1,5; 1
10		1,5	1,25; 1	48		5	3; 2; 1,5
12		1,75	1,5; 1,25; 1		52	5	3; 2; 1,5
	14	2	1,25; 1	56		5,5	4; 3; 2
16		2	1,5; 1		60	(5,5)	4; 3; 2
	18	2,5	2; 1,5; 1	64		6	4; 3; 2
20		2,5	2; 1,5; 1		68	6	4; 3; 2
	22	2,5	2; 1,5; 1	72		-	6; 4; 3; 2
24		3	2; 1,5; 1		76	-	6; 4; 3; 2
	27	3	2; 1,5; 1	80		-	6; 4; 3; 2
30		3,5	2; 1,5; 1		85	-	6; 4; 3; 2
				90		-	6; 4; 3; 2

Примечание. В таблицу не включены нерекомендуемые шаги, а также ограничено число мелких шагов.

Таблица П13

**Поля допусков метрической резьбы с зазорами (ГОСТ 16093-81)**

Класс точности	Длина свинчивания		
	S	N	L
Поля допусков наружных резьб			
Точный	(3h4h)	4g, 4h	(5h4h)
Средний	5g6g, (5h6h)	6d, 6e, 6f, 6g, 6h	(7e6e), 7g6g, (7h6h)
Грубый	-	8g, (8h)	(9g8g)
Поля допусков внутренних резьб			
Точный	4H	4H5H, 5H	6H
Средний	(5G), 5H	6G, 6H	(7G), 7H
Грубый	-	7G, 7H	(8G), 8H

Примечание. 1. Поля допусков, заключенные в круглые скобки имеют ограниченное применение. 2. Посадки могут быть образованы сочетанием любых полей допусков. Предпочтительно следует сочетать поля допусков одного класса точности.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Таблица П14

Соединения шпоночные с призматическими шпонками (по ГОСТ 23360-78)

Поля допусков и предельные отклонения (мм) призматической шпонки и шпоночных пазов на валу и во втулке															
Диаметр вала <b>d</b> , мм	Сечение шпонки <b>b' h</b> , мм	Длина <b>l</b> , мм	Шпоночный паз									Радиус закругления $r_1$ или фаска $s_1 \times 45^\circ$			
			Ширина паза по размеру <b>b</b>					Глубина							
			Свободное соединение		Нормальное соединение		Плотное соединение	Вал <b>t<sub>1</sub></b>		Втулка <b>t<sub>2</sub></b>					
			Вал (H9)	Втулка (D10)	Вал (N9)	Втулка (Js9)	Вал и Втулка (P9)	Но-мин.	Пред. откл <b>t<sub>1</sub></b> или ( <b>d-t<sub>1</sub></b> )	Но-мин.	Пред. откл <b>t<sub>2</sub></b> или ( <b>d+t<sub>2</sub></b> )	Не более	Не менее		
Св. 10 до 12 » 12 » 17 » 17 » 22	4×4	От 8 до 45 » 10 » 56 » 14 » 70	+0,030	+0,078	0	+0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,08		
	5×5		0	+0,030	-0,030	-0,015	-0,042	3,0	или	2,3		0,25	0,16		
	6×6						3,5	(-0,1)	2,8						
Св. 22 до 30 » 30 » 38	8×7	От 18 до 90 » 22 » 110	+0,036	+0,098	0	+0,018	-0,015	4,0	+0,2 или (-0,2)	3,3	+0,2	0,4	0,25		
	10×8		0	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0		3,3					
Св. 38 до 44 » 44 » 50 » 50 » 58 » 58 » 65	12×8	От 28 до 140 » 36 » 160 » 45 » 180 » 50 » 200	+0,043	+0,120	0	+0,021	-0,018	5,0		+0,2 или (-0,2)		3,3	+0,2	0,4	0,25
	14×9		0	+0,050	-0,043	-0,021	-0,061	5,5				3,8			
	16×10							6,0	4,3						
Св. 65 до 75 » 75 » 85 » 85 » 95 » 95 » 110	18×11	От 56 до 220 » 63 » 250 » 70 » 280 » 80 » 320	0	+0,050	-0,043	-0,021	-0,061	7,0	+0,2 или (-0,2)	4,4	+0,2	0,6	0,4		
	20×12		+0,052	+0,149	0	+0,026	-0,022	7,5		4,9					
	22×14		0	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	9,0		5,4					
	25×14					9,0	5,4								
	28×16					10,0	6,4								

Примечания: 1. Предельные отклонения на ширину шпонки **b** по h9, на высоту шпонки **h** по h11 (у шпонок с высотой **h** = 2...6 мм предельные отклонения соответствуют h9).

2. Предельные отклонения на длину шпонки по h14, на длину шпоночного паза по H15.

Допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений

Поверхность центрирования	Посадки <sup>1</sup>			Примечание
	по d	по b	по D	
Для подвижных соединений, работающих при больших ударных нагрузках и редкой разборке				
b	-	F8/js7	-	
Для неподвижных соединений, работающих при умеренных нагрузках и частой разборке				
d	H7/g6	D9/js7 D9/k7 F10/js7 F10/f9	-	При средних скоростях
b	-	F8/js7	-	При малых скоростях
D	-	F8/js7	H7/js6	При значительных скоростях
Для подвижных соединений, перемещающихся под нагрузкой				
d	H7/f7 H7/g6	D9/h9 D9/js7 F10/f9	-	Поверхность термообрабатывать
Для подвижных соединений, перемещающихся без нагрузки или при малой нагрузке <sup>2</sup>				
d	H7/f7 H7/g6	D9/h9 F10/f9	-	При малых и средних скоростях (термообработка до невысокой твердости)
D	-	F8/f7 F8/f8	H7/f7	При значительных скоростях
1. Приведены только предпочтительные посадки, взятые по ГОСТ 1139-80. 2. Предпочтительно центрирование по наружному диаметру D.				

Показатели точности и комплексы контроля прямозубых колес (ГОСТ 1643-81)

Нормы точности	Показатель точности или комплекс		Степень точности			
	Наименование	Обозначение	6	7	8	9
Показатели кинематической точности	Наибольшая кинематическая погрешность	$F'_{ir}$	+	+	+	-
	Накопленная погрешность шага	$F_{pr}$	-	+	+	-
	Погрешность обката и радиальное биение зубчатого венца	$F_{cr}$ $F_{rr}$	+	+	+	-
	Колебание длины общей нормали и радиальное биение зубчатого венца	$F_{Vwr}$ $F_{rr}$	+	+	+	-
	Радиальное биение зубчатого венца	$F_{rr}$	-	-	-	+
	Колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса	$F''_{ir}$	-	-	-	+
Показатели плавности работы	Местная кинематическая погрешность	$f'_{ir}$	+	+	+	-
	Отклонение шага зацепления и погрешность профиля зуба	$f_{pbr}$ $f_{fr}$	+	+	+	-
	Отклонение шага зацепления и отклонение шага	$f_{pbr}$ $f_{ptr}$	+	+	+	-
	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	$f''_{ir}$	+	+	+	+
	Отклонение шага зацепления	$f_{pbr}$	-	-	-	+
	Отклонение шага	$f_{ptr}$	-	-	-	+
Показатели контакта зубьев	Суммарная погрешность контактной линии	$F_{kr}$	+	+	+	+
	Погрешность направления зуба	$F_{\beta r}$	+	+	+	+
	Суммарное пятно контакта с зубьями измерительного зубчатого колеса	-	+	+	+	+
	Мгновенное пятно контакта с зубьями измерительного зубчатого колеса	-	+	+	+	+
Нормы бокового зазора	Отклонение межосевого расстояния	$f_{ar}$	+	+	+	+
	Гарантированный боковой зазор	$j_{n \min}$	+	+	+	+
	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура и допуск	$E_{Hs}; T_H$	+	+	+	+
	Наименьшее отклонение средней длины общей нормали и допуск	$E_{Wms}; T_{Wm}$	+	+	+	+
	Наименьшее отклонение толщины зуба и допуск на толщину зуба	$E_{cs}; T_c$	+	+	+	+

Примечание. Таблица приводится в сокращении.

КОЛЕСА ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ГОСТ 1643-81 (ТАБЛИЦЫ П17-П26)

Таблица П17

Нормы кинематической точности (показатели  $F'i$ ,  $Fr$ ,  $Fvw$ ,  $Fc$ ,  $F''i$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$F'i$		$Fr$		$Fvw$		$Fc$		$F''i$	
		Делительный диаметр $d$ , мм									
		до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400
		МКМ									
6	Св. 1,0 до 3,5	$Fp+ff$	25	36	16	28	16	28	36	50	
	Св. 3,5 до 6,3		28	40					40	56	
	Св. 6,3 до 10,0		32	45					45	63	
	Св.10,0 до 16,0		-	50					-	71	
7	Св. 1,0 до 3,5	$Fp+ff$	36	50	22	40	22	40	50	71	
	Св. 3,5 до 6,3		40	56					56	80	
	Св. 6,3 до 10,0		45	63					63	90	
	Св.10,0 до 16,0		-	71					-	100	
8	Св. 1,0 до 3,5	$Fp+ff$	45	63	28	50	28	50	63	90	
	Св. 3,5 до 6,3		50	71					71	100	
	Св. 6,3 до 10,0		56	80					80	112	
	Св.10,0 до 16,0		-	90					-	125	
9	Св. 1,0 до 3,5	$Fp+ff$	71	80	-	-	-	-	90	112	
	Св. 3,5 до 6,3		80	100					112	140	
	Св. 6,3 до 10,0		90	112					125	160	
	Св.10,0 до 16,0		-	125					-	180	

$F'i$  - допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса;  
 $Fr$  - допуск на радиальное биение зубчатого венца;  
 $Fvw$  – допуск на колебание длины общей нормали;  
 $Fc$  – допуск на погрешность обката;  
 $F''i$  – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния.

Нормы кинематической точности (показатели  $F_{pk}$  и  $F_p$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Для $F_{pk}$ – длина дуги делительной окружности $L$ , мм					
			Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 315	Св. 315 до 400
			Для $F_p$ – делительный диаметр $d$ , мм					
			Св. 12,7 до 20,4	Св. 20,4 до 31,8	Св. 31,8 до 50,9	Св. 50,9 до 101,8	Св. 101,8 до 200,5	Св. 200,5 до 401,1
			МКМ					
6	$F_{pk}$ или $F_p$	От 1 до 16	20	22	25	32	45	63
7		От 1 до 25	28	32	36	45	63	90
8		От 1 до 25	40	45	50	63	90	125
<p><math>F_{pk}</math> - допуск на накопленную погрешность <math>k</math> шагов;  <math>F_p</math> - допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса.  <b>Примечание.</b> При отсутствии специальных требований допуск назначается для длины дуги делительной окружности, соответствующей 1/6 части числа зубьев зубчатого колеса (или дуги, соответствующей ближайшему большему целому числу зубьев).</p>								

Нормы плавности работы (показатели  $f'ir$ ,  $fptr$ ,  $fpbr$ ,  $ffr$ ,  $f''i$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$f'ir$		$fptr$		$fpbr$		$ffr$		$f''i$	
		Делительный диаметр $d$ , мм									
		до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400
		МКМ									
6	Св. 1,0 до 3,5	18	20	±10	±11	±9,5	±10	8	9	14	16
	Св. 3,5 до 6,3	22	25	±13	±14	±12	±13	10	11	18	20
	Св. 6,3 до 10,0	28	30	±14	±16	±13	±15	12	13	20	22
	Св.10,0 до 16,0	-	36	-	±18	-	±17	-	16	-	25
7	Св. 1,0 до 3,5	25	30	±14	±16	±13	±15	11	13	20	22
	Св. 3,5 до 6,3	32	36	±18	±20	±17	±19	14	16	25	28
	Св. 6,3 до 10,0	36	40	±20	±22	±19	±21	17	19	28	32
	Св.10,0 до 16,0	-	50	-	±25	-	±24	-	22	-	36
8	Св. 1,0 до 3,5	36	40	±20	±22	±19	±21	14	18	28	32
	Св. 3,5 до 6,3	45	50	±25	±28	±24	±26	20	22	36	40
	Св. 6,3 до 10,0	50	60	±28	±32	±26	±30	22	28	40	45
	Св.10,0 до 16,0	-	71	-	±36	-	±34	-	32	-	50
9	Св. 1,0 до 3,5	-	-	±28	±32	±26	±30	-	-	36	40
	Св. 3,5 до 6,3	-	-	±36	±40	±34	±38	-	-	45	50
	Св. 6,3 до 10,0	-	-	±40	±45	±38	±42	-	-	50	56
	Св.10,0 до 16,0	-	-	-	±50	-	±48	-	-	-	63

$f'i$  – допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса;  
 $\pm fpt$  – предельные отклонения шага;  
 $\pm fpb$  – предельные отклонения шага зацепления;  
 $ff$  – допуск на погрешность профиля зуба;  
 $f''i$  – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе.

Нормы контакта зубьев (показатели  $Fk$ ,  $F\beta$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$Fk$					$F\beta$				
		Ширина зубчатого венца, мм									
		до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400	до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400
		МКМ									
6	Св. 1,0 до 3,5	18	20	22	25	28	9	12	16	20	25
	Св. 3,5 до 6,3	22	22	25	25	30					
	Св. 6,3 до 10,0	28	25	28	30	32					
	Св. 10,0 до 16,0	-	30	32	36	40					
7	Св. 1,0 до 3,5	22	25	28	30	32	11	16	20	25	28
	Св. 3,5 до 6,3	25	28	30	32	36					
	Св. 6,3 до 10,0	30	32	36	40	45					
	Св. 10,0 до 16,0	-	40	40	45	50					
8	Св. 1,0 до 3,5	36	40	40	45	50	18	25	32	40	45
	Св. 3,5 до 6,3	40	45	50	50	56					
	Св. 6,3 до 10,0	45	50	56	60	63					
	Св. 10,0 до 16,0	-	60	63	71	80					
9	Св. 1,0 до 3,5	56	60	60	71	80	28	40	50	63	71
	Св. 3,5 до 6,3	63	71	80	80	90					
	Св. 6,3 до 10,0	80	80	90	90	100					
	Св. 10,0 до 16,0	-	100	100	112	125					

$Fk$  – допуск на суммарную погрешность контактной линии;  
 $F\beta$  – допуск на направление зуба.

Нормы контакта зубьев (показатели  $f_{xr}$ ,  $f_{yr}$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$f_x$					$f_y$				
		Ширина зубчатого венца, мм									
		до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400	до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400
		МКМ									
6	От 1 до 16	9	12	16	20	25	4,5	6,3	8	10	12
7	От 1 до 25	11	16	20	25	28	5,6	8	10	12	14
8	От 1 до 40	18	25	32	40	45	9	12	16	20	22
9	От 1 до 55	28	40	50	63	71	14	20	25	30	36

$f_{xr}$  – допуск параллельности осей;  
 $f_{yr}$  – допуск на перекося осей.  
 Примечание. Значения  $f_{xr}$ ,  $f_{yr}$  задаются в торцевой плоскости зубчатого колеса на длине, равной ширине зубчатого венца.

Нормы бокового зазора (показатели  $-E_{HS}$ ,  $-E_{wms}$  – слагаемое I,  $-E_{CS}$ )

Вид сопряже- ния	Степень точности по нормам плавности	Отклонение	Делительный диаметр $d$ , мм					
			До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
			мкм					
H	3 – 6	$E_{HS}$	-12	-14	-16	-18	-20	-22
		$E_{wms}$	-8	-10	-11	-12	-14	-16
		$E_{CS}$	-9	-10	-12	-14	-16	-16
	7	$E_{HS}$	-14	-16	-18	-20	-22	-25
		$E_{wms}$	-10	-10	-12	-14	-16	-18
		$E_{CS}$	-10	-12	-14	-14	-16	-18
E	3 – 6	$E_{HS}$	-30	-35	-40	-46	-52	-57
		$E_{wms}$	-20	-24	-28	-30	-35	-40
		$E_{CS}$	-22	-25	-30	-35	-40	-40
	7	$E_{HS}$	-35	-40	-45	-50	-55	-60
		$E_{wms}$	-25	-30	-30	-35	-40	-45
		$E_{CS}$	-25	-30	-35	-35	-40	-45
D	3 – 6	$E_{HS}$	-46	-54	-63	-72	-81	-89
		$E_{wms}$	-30	-35	-40	-50	-55	-60
		$E_{CS}$	-35	-40	-45	-55	-60	-60
	7	$E_{HS}$	-50	-60	-70	-80	-90	-100
		$E_{wms}$	-35	-40	-50	-55	-60	-70
		$E_{CS}$	-35	-45	-50	-60	-70	-70
	8	$E_{HS}$	-55	-70	-80	-90	-100	-110
		$E_{wms}$	-40	-50	-50	-60	-70	-70
		$E_{CS}$	-40	-50	-60	-70	-70	-80
C	3 – 6	$E_{HS}$	-74	-87	-100	-115	-130	-140
		$E_{wms}$	-50	-60	-70	-80	-90	-100
		$E_{CS}$	-55	-60	-70	-80	-90	-100
	7	$E_{HS}$	-80	-100	-110	-120	-140	-160
		$E_{wms}$	-55	-70	-70	-80	-100	-110
		$E_{CS}$	-60	-70	-80	-90	-100	-120
	8	$E_{HS}$	-90	-110	-120	-140	-160	-180
		$E_{wms}$	-60	-80	-80	-100	-110	-120
		$E_{CS}$	-70	-80	-90	-100	-120	-140
	9	$E_{HS}$	-100	-120	-140	-160	-180	-200
		$E_{wms}$	-70	-80	-100	-110	-120	-140
		$E_{CS}$	-70	-90	-100	-120	-140	-140

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Отклонение	Делительный диаметр $d$ , мм					
			До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
			МКМ					
В	3 – 6	$E_{HS}$	-120	-140	-160	-185	-210	-230
		$E_{wms}$	-80	-100	-110	-120	-140	-160
		$E_{CS}$	-90	-100	-120	-140	-160	-160
	7	$E_{HS}$	-140	-160	-180	-200	-250	-250
		$E_{wms}$	-100	-110	-120	-140	-180	-180
		$E_{CS}$	-100	-120	-140	-140	-180	-180
	8	$E_{HS}$	-140	-160	-200	-220	-250	-280
		$E_{wms}$	-100	-110	-140	-140	-180	-200
		$E_{CS}$	-100	-120	-140	-160	-180	-200
	9	$E_{HS}$	-160	-180	-200	-250	-280	-300
		$E_{wms}$	-110	-120	-140	-160	-200	-200
		$E_{CS}$	-120	-140	-160	-180	-200	-200
А	3 – 6	$E_{HS}$	-190	-220	-250	-290	-320	-350
		$E_{wms}$	-120	-140	-180	-200	-220	-250
		$E_{CS}$	-140	-140	-180	-200	-250	-250
	7	$E_{HS}$	-200	-250	-280	-300	-350	-400
		$E_{wms}$	-140	-180	-200	-200	-250	-280
		$E_{CS}$	-150	-180	-200	-220	-250	-300
	8	$E_{HS}$	-220	-280	-300	-350	-400	-450
		$E_{wms}$	-160	-200	-200	-250	-280	-300
		$E_{CS}$	-160	-200	-220	-250	-300	-350
	9	$E_{HS}$	-250	-280	-350	-400	-400	-500
		$E_{wms}$	-180	-200	-250	-280	-280	-350
		$E_{CS}$	-180	-200	-250	-300	-300	-350

$E_{HS}$  – наименьшее дополнительное смещение исходного контура для зубчатого колеса с внешними зубьями (со знаком «минус»);  
 $E_{wms}$  – наименьшее отклонение средней длины общей нормали (слагаемое I) для зубчатого колеса с внешними зубьями (со знаком «минус»);  
 $E_{CS}$  – наименьшее отклонение толщины зуба для зубчатых колес с внешними и внутренними зубьями (со знаком «минус»).

Таблица П23

### Нормы бокового зазора (показатель $-E_{wms}$ – слагаемое II)

Отклонение	Допуск на радиальное биение зубчатого венца $Fr$ , мкм (из табл.П17)							
	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
	мкм							
$E_{wms}$	5	7	9	11	14	18	22	25

Величина наименьшего отклонения средней длины общей нормали  $E_{wms}$  определяется сложением слагаемого I (табл. П22) со слагаемым II (табл. П23).

Таблица П24

### Нормы бокового зазора (допуски $T_H$ , $T_{wm}$ , $T_C$ )

Вид сопряжения* (вид допуска)	Обозначение	Допуск на радиальное биение зубчатого венца $Fr$ , мкм (из табл. П17)							
		Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
		мкм							
H, E (h)	$T_H$	45	55	60	70	80	110	120	160
	$T_{wm}$	20	22	25	25	28	30	40	55
	$T_C$	35	40	45	50	70	70	90	120
D (d)	$T_H$	60	70	80	90	100	140	160	200
	$T_{wm}$	30	35	40	40	40	60	70	80
	$T_C$	45	50	60	70	70	100	120	140
C (c)	$T_H$	80	90	100	120	140	180	200	250
	$T_{wm}$	45	45	50	60	70	90	110	120
	$T_C$	60	70	70	90	100	140	160	180
B (b)	$T_H$	90	100	120	140	180	200	250	300
	$T_{wm}$	50	55	60	70	100	100	120	140
	$T_C$	70	70	90	100	140	140	300	350
A (a)	$T_H$	110	140	160	180	200	250	300	350
	$T_{wm}$	60	80	90	100	110	140	150	180
	$T_C$	80	100	120	140	140	180	220	250

\* Вид допуска на боковой зазор используется при изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска.  
 $T_H$  – допуск на смещение исходного контура;  
 $T_{wm}$  – допуск на среднюю длину общей нормали;  
 $T_C$  – допуск на толщину зуба.

Нормы бокового зазора (показатель *far*)

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния*	Межосевое расстояние, мм						
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
		МКМ						
-	I	±10	±11	±12	±14	±16	±18	±20
H, E	II	±16	±18	±20	±22	±25	±28	±30
D	III	±22	±28	±30	±35	±40	±45	±50
C	IV	±35	±45	±50	±55	±60	±70	±80
B	V	±60	±70	±80	±90	±100	±110	±120
A	VI	±100	±110	±120	±140	±160	±180	±200

Класс отклонений межосевого расстояния используется при изменении соответствия между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния.  
 $\pm far$  - предельные отклонения межосевого расстояния.

Нормы бокового зазора (*j<sub>n min</sub>* - гарантированный боковой зазор)

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Межосевое расстояние, мм						
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
		<i>j<sub>n min</sub></i> , МКМ						
H	II	0	0	0	0	0	0	0
E	II	30	35	40	46	52	57	63
D	III	46	54	63	72	81	89	97
C	IV	74	87	100	115	130	140	155
B	V	120	140	160	185	210	230	250
A	VI	190	220	250	290	320	350	400

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Таблица П27

Формулы для вычисления исполнительных размеров гладких калибров (ГОСТ 24853-81)

Калибр		Номинальный размер изделия, мм			
		До 180		Свыше 180 до 500	
		Рабочий калибр		Рабочий калибр	
		Размер	Допуск	Размер	Допуск
Для отверстия	Проходная сторона новая	$D_{\min} + Z$	$\pm \frac{H}{2}$	$D_{\min} + Z$	$\pm \frac{H}{2}$ или $\pm \frac{H_1}{2}$
	Проходная сторона изношенная	$D_{\min} - Y$	-	$D_{\min} - Y + a$	-
	Непроходная сторона	$D_{\max}$	$\pm \frac{H}{2}$ или $\pm \frac{H_1}{2}$	$D_{\max} - a$	$\pm \frac{H}{2}$ или $\pm \frac{H_1}{2}$
Для вала	Проходная сторона новая	$d_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$d_{\max} - Z_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$
	Проходная сторона изношенная	$d_{\max} + Y_1$	-	$d_{\max} + Y_1 - a_1$	-
	Непроходная сторона	$d_{\min}$	$\pm \frac{H_1}{2}$	$d_{\min} + a_1$	$\pm \frac{H_1}{2}$

Допуски (мкм) гладких рабочих калибров для отверстий и валов с размерами до 500 мм (ГОСТ 24853-81)

Квалитет	Обозначение	Интервалы размеров, мм												
		До 3	Св.3 до 6	Св. 6 до10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250	Св.250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5
	Z <sub>1</sub>	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	Y <sub>1</sub>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7
	H; H <sub>s</sub>	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
	H <sub>1</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
7	Z; Z <sub>1</sub>	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	Y; Y <sub>1</sub>	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7
	H; H <sub>1</sub>	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H <sub>s</sub>	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
8	Z; Z <sub>1</sub>	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18
	Y; Y <sub>1</sub>	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H <sub>1</sub>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H <sub>s</sub>	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
9	Z; Z <sub>1</sub>	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32
	$\alpha; \alpha_1$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H <sub>1</sub>	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H <sub>s</sub>	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10

Числовые значения параметра шероховатости  $R_a$  рабочих поверхностей гладких калибров (ГОСТ 2015-84)

Вид калибра	Контролируемое изделие		Параметр шероховатости $R_a$ по ГОСТ 2789-73, мкм, для диаметров	
	Квалитет	Класс точности	от 0,1 до 100 мм	Св.100 до 360 мм
Калибр - пробка	6	1	0,04	0,08
	7 - 9	2 - 3	0,08	0,16
	10 - 12	3а - 5	0,16	
	13 и грубее	6 и грубее	0,32	0,32
Калибр – скоба	6 - 9	2 - 3	0,08	0,16
	10 - 12	3а - 5	0,16	
	13 и грубее	6 и грубее	0,32	0,32
Контрольный калибр	6 - 9	2 - 3	0,04	0,08
	10 и грубее	3а и грубее	0,08	0,16

## ПРИЛОЖЕНИЕ 8

### КАЛИБРЫ ДЛЯ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ДОПУСКИ. (ГОСТ 24109-80)

Таблица П30

#### Формулы для расчета размеров шпоночных калибров-пробок и калибров призм

Определяемый размер		Квалитет допуска втулки	Новый калибр		Предельный размер изношенного калибра
			Размер	Пред. откл.	
$b_K$		—	$b_{\min} - Z_b + \frac{H_b}{2}$	— $H_b$	$b_{\min} - y_b$
$d_K$	До 180 мм	6 - 8	$d_{\min} - y$	— $H$	$d_{\min} - 2y - \frac{H}{2} - Z$
		9 и грубее	$d_{\min}$	— $H$	$d_{\min} - \frac{H}{2} - Z$
	Свыше 180 мм	6 - 8	$d_{\min} - y + a$	— $H$	$d_{\min} - 2y + 2a - \frac{H}{2} - Z$
		9 и грубее	$d_{\min} + a$	— $H$	$d_{\min} + 2a - \frac{H}{2} - Z$
$H_K$		—	$d - t_1 + h$	$h12$	—
			$d + t_2 - 0,2 - \frac{l_1}{100} *$		
$C$		—	$\frac{d}{2} - t_1 + r$	$js12$	—

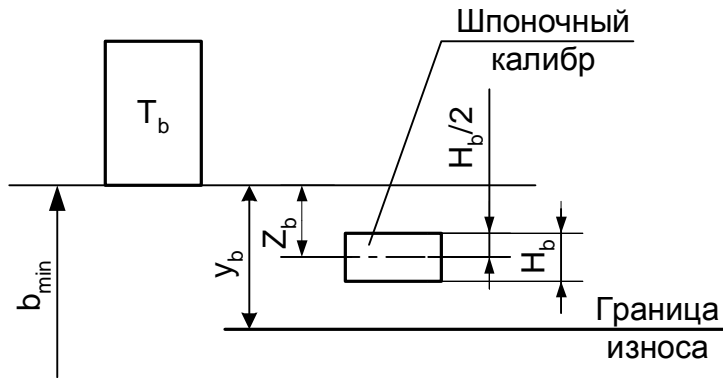
\* Формула приведена только для калибров-пробок, предназначенных для контроля шпоночных втулок по ГОСТ 24068-80

Таблица П31

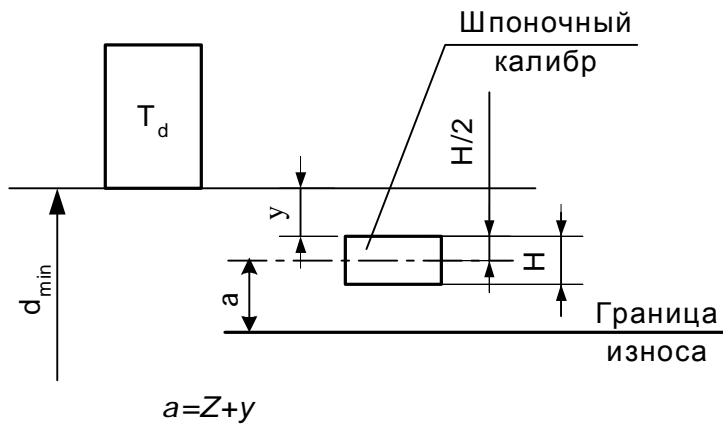
#### Размеры, определяющие положение полей допусков шпоночных калибров в мкм

Номинальная ширина паза, мм	$Z_b$	$H_b$	$y_b$
До 3	4,5	3	9
Св. 3 до 6	6,0	4	12
» 6 » 10	6,0	4	12
» 10 » 18	7,5	5	15
» 18 » 30	9,0	6	18
» 30 » 50	10,5	7	21

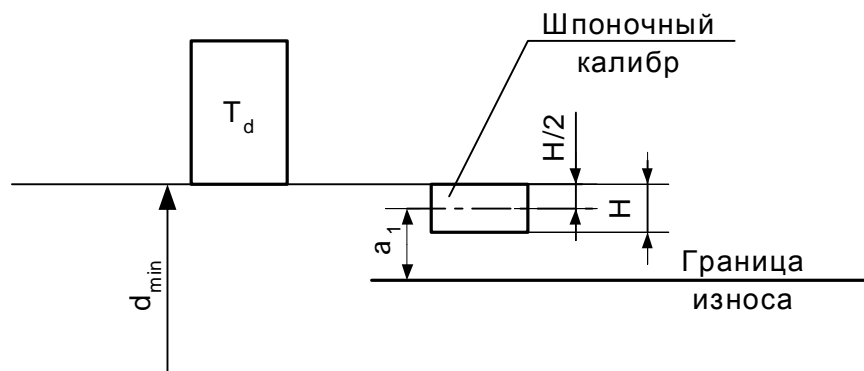
## СХЕМЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ШПОНОЧНЫХ КАЛИБРОВ



**Рис.П1.** Расположение поля допуска  $b_k$  шпоночных калибров пробок и калибров-призм



**Рис.П2.** Расположение поля допуска  $d_k$  шпоночных калибров-пробок для номинальных размеров до 180 мм (для отверстий квалитетов 6, 7 и 8)



**Рис.П3.** Расположение поля допуска  $d_k$  шпоночных калибров-пробок для номинальных размеров до 180 мм (для отверстий квалитетов 9 и грубее)

## Допуски симметричности для шпоночных калибров (ГОСТ 24109-80)

Номинальная ширина паза	Допуск симметричности $T_s$ , мм	
	Шпоночных калибров-пробок	Шпоночных калибров-призм
До 3	0,016	0,006
Св. 3 до 6	0,016	0,006
» 6 » 10	0,016	0,006
» 10 » 18	0,020	0,008
» 18 » 30	0,025	0,008
» 30 » 50	0,030	0,010

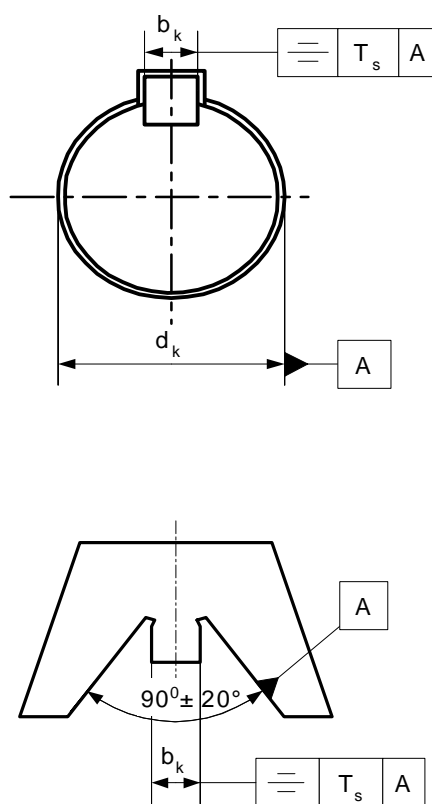
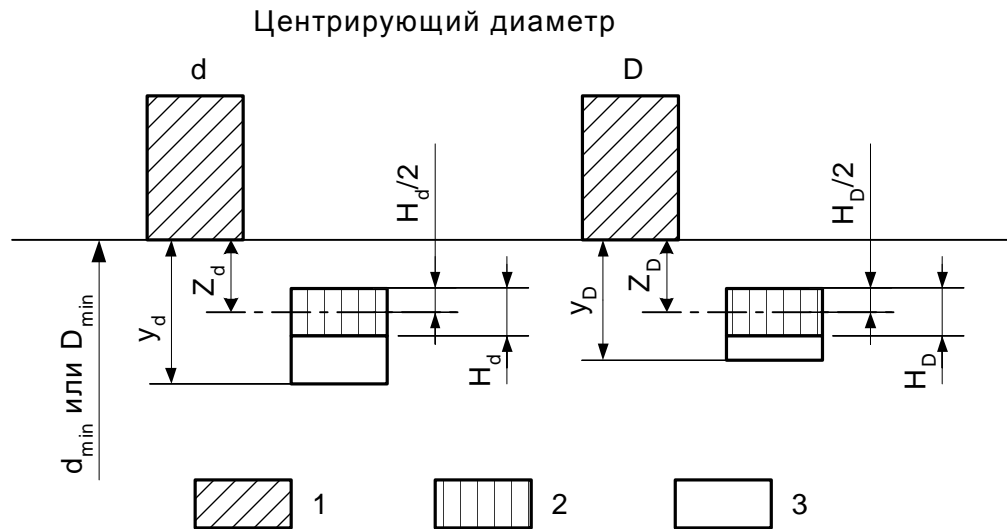


Рис.П4. Допуски симметричности для шпоночных калибров

**Формулы для расчета размеров калибров – пробок и калибров-колец для  
прямобочных шлицевых соединений (ГОСТ 7951-80)**

Определяемый параметр калибра		Калибр – пробка		Калибр – кольцо	
		Размер	Предельные отклонения	Размер	Предельные отклонения
Центрирующий диаметр d или D	$d_k$	$d_{\min} - Z_d$	$\pm \frac{H_d}{2}$	$d_{\max} + Z_{1d}$	$\pm \frac{H_{1d}}{2}$
	$d_{k-w}$	$d_{\min} - Y_d$	—	$d_{\max} + Y_{1d}$	—
	$D_k$	$D_{\min} - Z_D$	$\pm \frac{H_D}{2}$	$D_{\max} + Z_{1D}$	$\pm \frac{H_{1D}}{2}$
	$D_{k-w}$	$D_{\min} - Y_D$	—	$D_{\max} + Y_{1D}$	—
Нецентрирующий диаметр d или D	$D_k$	$D_{\min} - Z_{D'}$	$\pm \frac{H_{D'}}{2}$	$D_{\max} + Z_{1D'}$	$\pm \frac{H_{1D'}}{2}$
	$d_k$	$d - 0,1$	h8	$d - 0,1$	H8
Размер b	$b_k$	$b_{\min} - Z_b$	$\pm \frac{H_b}{2}$	$b_{\max} + Z_{1b}$	$\pm \frac{H_{1b}}{2}$
	$b_{k-w}$	$b_{\min} - Y_b$	—	$b_{\max} + Y_{1b}$	—

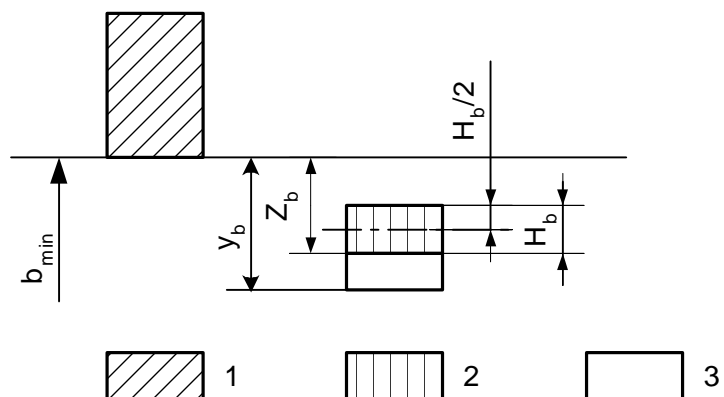


**Рис. П5.** Схема расположения полей допусков диаметров  $d_k$  и  $D_k$  калибров-пробок (1 – поле допуска центрирующего диаметра  $d$  или  $D$  втулки; 2 - поле допуска на изготовление калибра-пробки; 3 - поле износа калибра-пробки)

Таблица П34

**Допуски и величины, определяющие положение полей допусков диаметров  $d_k$  и  $D_k$  калибров-пробок (ГОСТ 7951-80)**

Номинальный диаметр $d$ или $D$ , мм	Допуск центрирующих диаметров $d$ или $D$ втулки	$d_k$ , мм			$D_k$ , мм		
		$Z_d$	$H_d$	$Y_d$	$Z_D$	$H_D$	$Y_D$
От 10 до 18	IT6	3,0	3	7,5	2,5	2,0	5,5
Св. 18 до 30		3,5	4	9,5	3,0	2,5	7,0
Св. 30 до 50		4,0	4	10,0	3,0	2,5	7,0
Св. 50 до 80		4,5	5	12,0	3,5	3,0	8,0
Св. 80 до 120		6,0	6	15,0	5,0	4,0	11,0
Св. 120 до 180		7,0	8	19,0	5,5	5,0	13,0
Св. 10 до 18	От IT7 до IT10	6,5	5	14,0	5,5	3,0	10,0
Св. 18 до 30		7,0	6	16,0	6,0	4,0	12,0
Св. 30 до 50		8,5	7	19,0	7,0	4,0	13,0
Св. 50 до 80		9,0	8	21,0	7,5	5,0	15,0
Св. 80 до 120		11,0	10	26,0	9,0	6,0	18,0
Св. 120 до 180		12,0	12	30,0	10,0	8,0	22,0



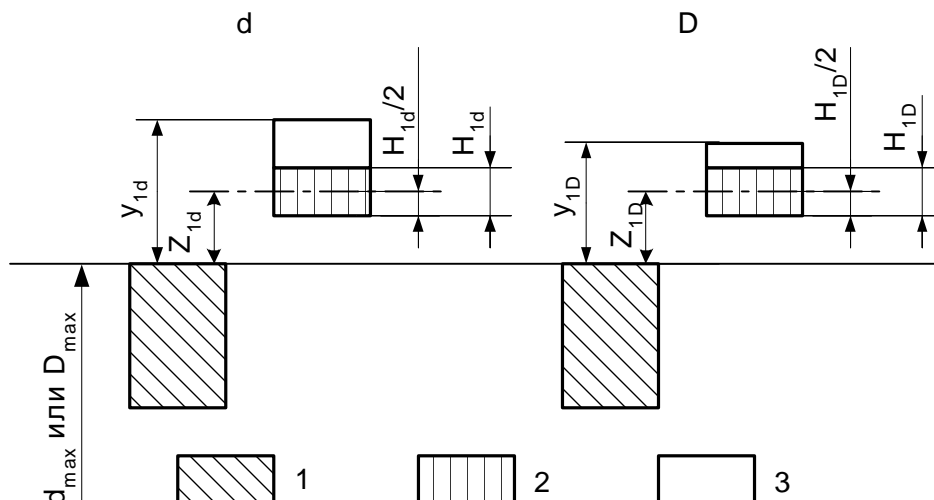
**Рис. П6.** Схема расположения поля допуска размера  $b_k$  калибра-пробки  
(1 – поле допуска размера  $b$  втулки; 2 - поле допуска на изготовление калибра-пробки;  
3 - поле износа калибра-пробки)

Таблица П35

**Допуски и величины, определяющие положение полей допусков размера  $b_k$   
калибров-пробок при любых видах центрирования (ГОСТ 7951-80)**

Номинальная ширина паза $b$ , мм	Допуск размера $b$ втулки	$Z_b$	$H_b$	$Y_b$
До 3 Св. 3 до 6 Св. 6 до 10 Св. 10 до 18	IT6	6 8 8 10	2,0 2,5 2,5 3,0	9,0 12,0 12,0 14,5
До 3 Св. 3 до 6 Св. 6 до 10 Св. 10 до 18	От IT7 до IT10	8 10 12 16	3,5 4,0 4,0 5,0	12,5 16,0 18,0 23,5
До 3 Св. 3 до 6 Св. 6 до 10 Св. 10 до 18	IT11	12 16 18 22	4 5 6 8	18,0 23,5 27,0 34,0

Центрирующий диаметр

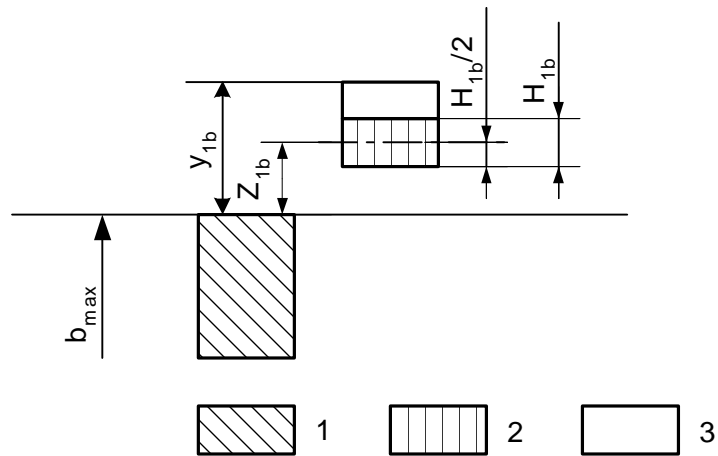


**Рис.П7.** Схема расположения полей допусков диаметров  $d_k$  и  $D_k$  калибров-колец (1 – поле допуска центрирующего диаметра  $d$  или  $D$  вала; 2 - поле допуска на изготовление калибра-кольца; 3 - поле износа калибра-кольца)

Таблица ПЗ6

**Допуски и величины, определяющие положение полей допусков размеров  $d_k$  и  $D_k$  калибров-колец для центрирующих диаметров (ГОСТ 7951-80)**

Номинальные диаметры $d$ или $D$ , мм	Допуск центрирующих диаметров $d$ и $D$ вала	$Z_{1d} = Z_{1D}$	$H_{1d} = H_{1D}$	$Y_{1d} = Y_{1D}$
Св. 10 до 18	IT6; IT7	5,5	3	10
Св. 18 до 30		6,0	4	12
Св. 30 до 50		7,0	4	13
Св. 50 до 80		7,5	5	15
Св. 80 до 120		9,0	6	18
Св. 120 до 180		10,0	8	22
Св. 10 до 18	От IT8 до IT10	6,5	5	14
Св. 18 до 30		7,0	6	16
Св. 30 до 50		8,5	7	19
Св. 50 до 80		9,0	8	21
Св. 80 до 120		11,0	10	26
Св. 120 до 180		12,0	12	30

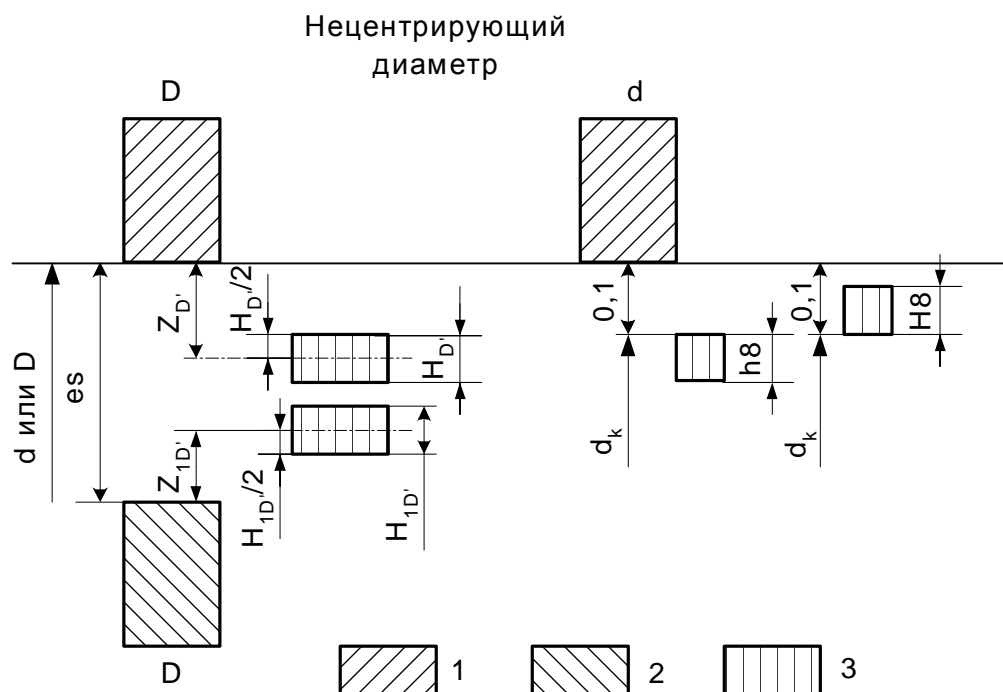


**Рис.П8.** Схема расположения поля допуска размера  $b_k$  калибров-колец (1 – поле допуска размера  $b$  вала; 2 - поле допуска на изготовление калибра-кольца; 3 - поле износа калибра-кольца)

Таблица П37

**Допуски и величины, определяющие положение полей допусков размера  $b_k$  калибров-колец при любых видах центрирования (ГОСТ 7951-80)**

Номинальная толщина зуба $b$ , мм	Допуск размера $b$ вала	$Z_{1b}$	$H_{1b}$	$Y_{1b}$
До 3	IT6; IT7	8	3	12,5
Св. 3 до 6		10	4	16,0
Св. 6 до 10		12	4	18,0
Св. 10 до 18		16	5	23,5
До 3	От IT8 до IT10	12	4	18,0
Св. 3 до 6		16	5	23,5
Св. 6 до 10		18	6	27,0
Св. 10 до 18		22	8	34,0



**Рис. П9.** Схема расположения полей допусков диаметров  $D_k$  и  $d_k$  калибров-пробок и калибров-колец для нецентрирующих диаметров.  
 (1 – поле допуска нецентрирующего диаметра  $D$  или  $d$  втулки; 2 - поле допуска нецентрирующего диаметра  $D$  вала; 3 - поле допуска на изготовление калибра-пробки и калибра-кольца;  $h8$  - поле допуска  $d_k$  калибра-пробки;  $H8$  - поле допуска  $d_k$  калибра-кольца)

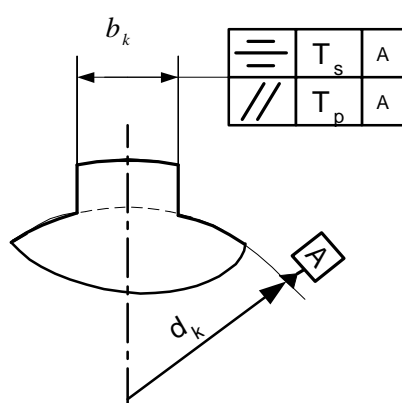
Таблица П38

**Допуски и величины, определяющие положение допусков диаметра  $D_k$  калибров-пробок и калибров-колец для нецентрирующего диаметра (ГОСТ 7951-80)**

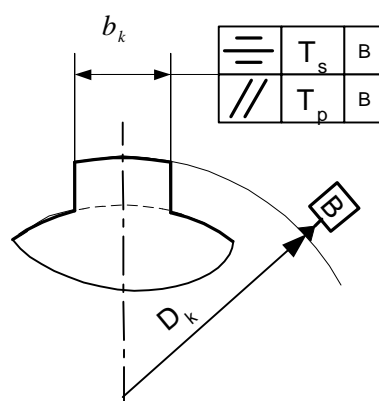
Номинальный диаметр $D$ , мм	Калибр-пробка		Калибр-кольцо	
	$Z_{D'}$	$H_{D'}$	$Z_{ID'}$	$H_{ID'}$
Св. 10 до 18	80	18	175	18
Св. 18 до 30	80	21	180	21
Св. 30 до 50	80	25	185	25
Св. 50 до 80	85	30	200	30
Св. 80 до 120	95	35	225	35
Св. 120 до 180	115	40	265	40

## Допуски симметричности и параллельности шлицевых калибров (ГОСТ 7951-80)

Номинальная толщина зуба или ширины паза $b$ , мм	Допуск расположения калибров-пробок и калибров-колец при длине $l$ и $l_3$			
	По ряду А		По ряду В	
	$T_s$	$T_p$	$T_s$	$T_p$
До 3	6	3	8	4
Св. 3 до 6	8	4	10	5
Св. 6 до 10	8	4	12	6
Св. 10 до 18	10	5	16	8



**Рис. П10.** Допуски симметричности зуба и параллельности боковых сторон зуба калибра-пробки или паза калибра-кольца относительно оси поверхности  $d_k$  при центрировании по  $d$



**Рис. П11.** Допуски симметричности зуба и параллельности боковых сторон зуба калибра-пробки или паза калибра-кольца относительно оси поверхности  $D_k$  при центрировании по  $D$

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анухин В.И. Допуски и посадки. – Учебное пособие : 3-е издание, С-Пб., Питер, 2004. – 207 с.
2. Димов Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация : Учебник для вузов. – С-Пб., 2004. – 432 с.
3. Дмитриев С.И., Ершова И.Г. Средства линейных измерений. Методические указания. – Псков : Изд. СПбГТУ, 2001.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с.
5. ЕСДП. Справочник. - М., Госстандарт, 1989.
6. Иванов О.А., Смирнов А.А. и др. Лабораторные работы “Технические измерения” в 3-х частях. - С-Петербург, СПбГТУ, 1997г.
7. Магда В.И., Ершова И.Г., Евгеньева Е.А. Метрология, стандартизация и сертификация. Методическое пособие для студентов ММФ. – Псков : ППИ, 2004 – 132 с.
8. Марков М.Н., Осипов В.В., Шабалина М.Б. Нормирование точности в машиностроении. – М.: Высшая школа, 2001. – 335 с.
9. Мягков В.Д. и др. Допуски и посадки. Справочник в 2-х томах. - М.: Машиностроение, 1983 – т.1. 543с., т.2. 448 с.
10. Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Высшая школа, 2000. – 510 с.
11. Радкевич Я.М., Схиртладзе А.Г., Лактионов Б.И. Метрология, стандартизация и сертификация. - М.: Высшая школа, 2004 – 767 с.
12. РД 50-98-86 «Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм».
13. Сергеев А.Г., Латышев М.В., Терегеря В.В. Метрология, стандартизация и сертификация. - М.: Логос, 2003. – 525 с.
14. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. - М.: Машиностроение, 1986.

**Ершова Ирина Глебовна**  
**Евгеньева Евгения Анатольевна**

**МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ  
И СЕРТИФИКАЦИЯ**

Методические указания  
по выполнению курсовой работы

Технический редактор: С.И. Дмитриев  
Компьютерная верстка И.Г. Ершова  
Корректор: С.Н Емельянова

---

Подписано в печать 15.09.2010. Формат 60×90/8.  
Гарнитура «Times New Roman». Усл. печ. л. 15,75.  
Тираж 150 экз. Заказ № 3346.

Адрес издательства:  
Россия, 180000, Псков, ул. Л. Толстого, 4  
Издательство ППИ