

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО
Кафедра «Механика и конструирование машин»

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Методические указания
к выполнению контрольной работы

Великий Новгород
2007

УДК 621

Печатается по решению
РИС НовГУ

Рецензент

кандидат технических наук, доцент Н.П. Кузнецов

Метрология, стандартизация, сертификация: методические указания к выполнению контрольной работы/сост. И.Г. Фридлянд; НовГУ им. Ярослава Мудрого.-Великий Новгород, 2007.-....с.

Излагается методика решения задач по взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин. Даются указания по использованию справочной литературы, по оформлению чертежей с простановкой размеров. Проводятся примеры решения указанных задач. Указания предназначены для студентов-заочников по специальностям 190601 «Автомобили и автомобильный транспорт», 110301 «Механизация сельского хозяйства», 150900 «Технология машиностроения»

© Новгородский Государственный
университет, 2007

© И.Г. Фридлянд, составление, 2007

Введение

Выполнение данной контрольной работы является завершающим этапом в изучении студентами-заочниками курса "Метрология, стандартизация и сертификация" технических специальностей 552900, 6533000, 3113000 (если рабочей программой не предусмотрено выполнение курсовой работы). В связи с тем, что эта дисциплина является связующей между общетехническими дисциплинами (теория машин и механизмов, теоретическая механика, сопротивление материалов, детали машин) и специальными, студенты должны уметь использовать полученные знания, в т.ч. знания теории взаимозаменяемости и технических измерений, стандартов ЕСДП и ЕСКА, правила нормирования точности типовых соединений деталей машин, расчета предельных отклонений размеров, входящих в размерные цепи и т. п., в будущем при конструировании, изготовлении, эксплуатации или ремонте машин и механизмов различного назначения. С этой целью контрольное задание представляет собой анализ точности конкретного узла, в состав которого входят типовые соединения, являющиеся предметом изучения данной дисциплины. Эскизы узлов (рис 1-8) приведены на рисунках-приложениях к таблице 1 "Исходные данные".

Прежде всего, студент в соответствии со своим заданием должен понять конструкцию узла, его назначение, особенности его сборки и эксплуатации. Затем необходимо выделить типовые соединения, анализ точности которых ему предстоит произвести, руководствуясь методическими указаниями, и определить условия работы деталей, а в некоторых случаях и их размеры. После этого, используя данные соответствующих стандартов, необходимо определить точностные параметры и характер соединений (посадок), т.е. то, что указано в условиях каждого задания.

При выборе конкретного варианта задания по табл.1 используются последняя и предпоследняя цифры шифра зачетной книжки студента.

В составе контрольной работы содержится также задание, которое предусматривает ответ на один из вопросов, касающихся теоретических разделов метрологии, стандартизации и сертификации. Объем ответа должен составлять две-три страницы текста.

Контрольная работа выполняется в ученической тетради с пронумерованными страницами и с полями ≈ 20 мм для замечаний. Схемы и эскизы можно выполнять на отдельных листах формата А4 и вклеивать в тексты выполненных заданий. Все ответы и пояснения должны быть краткими по размеру, но достаточно полными и точными по содержанию. Если при расчетах используются нормы точности, заимствование из стандартов, необходимо указать сведения об источнике получения этих данных.

Количество выполняемых заданий зависит от содержания рабочей программы и определяется преподавателем. Название учебников, учеб-

ных пособий и справочников, необходимых для изучения данной дисциплины и выполнения контрольной работы, приведены в разделе “Литература,,.

ПРИМЕЧАНИЕ

Обозначения шероховатостей поверхностей в данном методическом указании даны без учета изменений ГОСТа 2.309-73, которые были произведены в 2005 году. Эти изменения призваны устранить несоответствия со стандартом ИСО1302 и касаются изменения структуры знака шероховатости. В частности, теперь необходимо проставлять обозначение высотного параметра Ra перед его численным значением. Кроме того, указания параметров шероховатости переносятся под полку знака и изменяется последовательность указания базовой длины, обозначения направления неровностей и параметров шероховатости. Более детальное содержание изменений приводится в лекциях по данной дисциплине, а также в приложении к данным методическим указаниям.

Таблица 1

Исходные данные

Номер рисунка. Последняя цифра шифра зачетной книжки									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
рис. 1	рис. 2	рис. 3	рис. 4	рис. 5	рис. 6	рис. 7	рис. 8	рис. 1	рис. 2
Задание №1. Последняя цифра.									
$d3 \frac{H7}{h6}$	$d6 \frac{G7}{h6}$	$d2 \frac{H7}{S6}$	$d1 \frac{P7}{h6}$	$d8 \frac{H7}{p6}$	$d5 \frac{P7}{h7}$	$d1 \frac{H7}{r6}$	$d2 \frac{K7}{h6}$	$d4 \frac{H7}{m6}$	$d5 \frac{H8}{js7}$
Предпоследняя цифра									
30	25	45	40	35	20	50	42	38	26
Задание №2. Последняя цифра.									
$d_1 (P0)$	$d_3 (P6)$	$d_4 (P6)$	$D_3 (P0)$	$d_3 (P0)$	$d_1 (P6)$	$d_3 (P6)$	$d_3 (P0)$	$d_5 (P0)$	$d_3 (P6)$
Предпоследняя цифра.									
204	205	206	203	205	204	305	304	303	207
Задание №3. Последняя цифра.									
$d_6 (M8)$	$d_7 (M6)$	$d_6 (M5)$	$D_6 (M10)$	$d_{10} (M12)$	$d_7 (M16)$	$d_8 (M20)$	$d_7 (M12)$	$d_6 (M6)$	$d_7 (M5)$
Предпоследняя цифра.									
$\frac{7H}{6g}$	$\frac{6H}{6g}$	$\frac{6G}{6e}$	$\frac{7G}{7f}$	$\frac{8H}{8d}$	$\frac{7H}{6e}$	$\frac{6H}{6f}$	$\frac{6E}{6h}$	$\frac{6G}{5h}$	$\frac{7H}{6e}$

Задание №4									
d ₃	d ₁	d ₁	d ₁	d ₆	d ₄	d ₁	d ₅	d ₄	d ₆
Задание №5. Последняя цифра.									
d ₃	d ₆	d ₁	d ₁	d ₆	d ₄	d ₁	d ₅	d ₄	d ₆
Z=30, m=2мм	Z=25, m=3мм	Z=40, m=2мм	Z=20, m=2,5мм	Z=40, m=5мм	Z=30, m=4мм	Z=32, m=3мм	Z=50, m=2мм	Z=60, m=1,5мм	Z=44, m=3мм
Предпоследняя цифра.									
8-7-8-С	9-9-8-В	8-D	7-7-8-С	9-9-7-D	9-В	7-7-6-А	7-8-7-D	7-С	8-9-8-А
Задание №6. Последняя цифра.									
БΔ	АΔ	ВΔ	АΔ	ГΔ	ГΔ	ГΔ	ЛΔ	ЖΔ	БΔ
Предпоследняя цифра.									
1 ^{+0.5} _{-0.2}	2±0.6	2.5 ^{+0.8}	3 ^{+0.7} _{-0.1}	2 ^{+1.0}	1.5±0.8	3±1.0	1 ^{+0.8} _{-0.2}	2±0.7	2.5 ^{+0.9} _{+0.2}
Задание №7. Последняя цифра.									
Номера вопросов по разделу "Метрология".									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номера вопросов по разделу "Стандартизация и сертификация".									
Предпоследняя цифра.									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

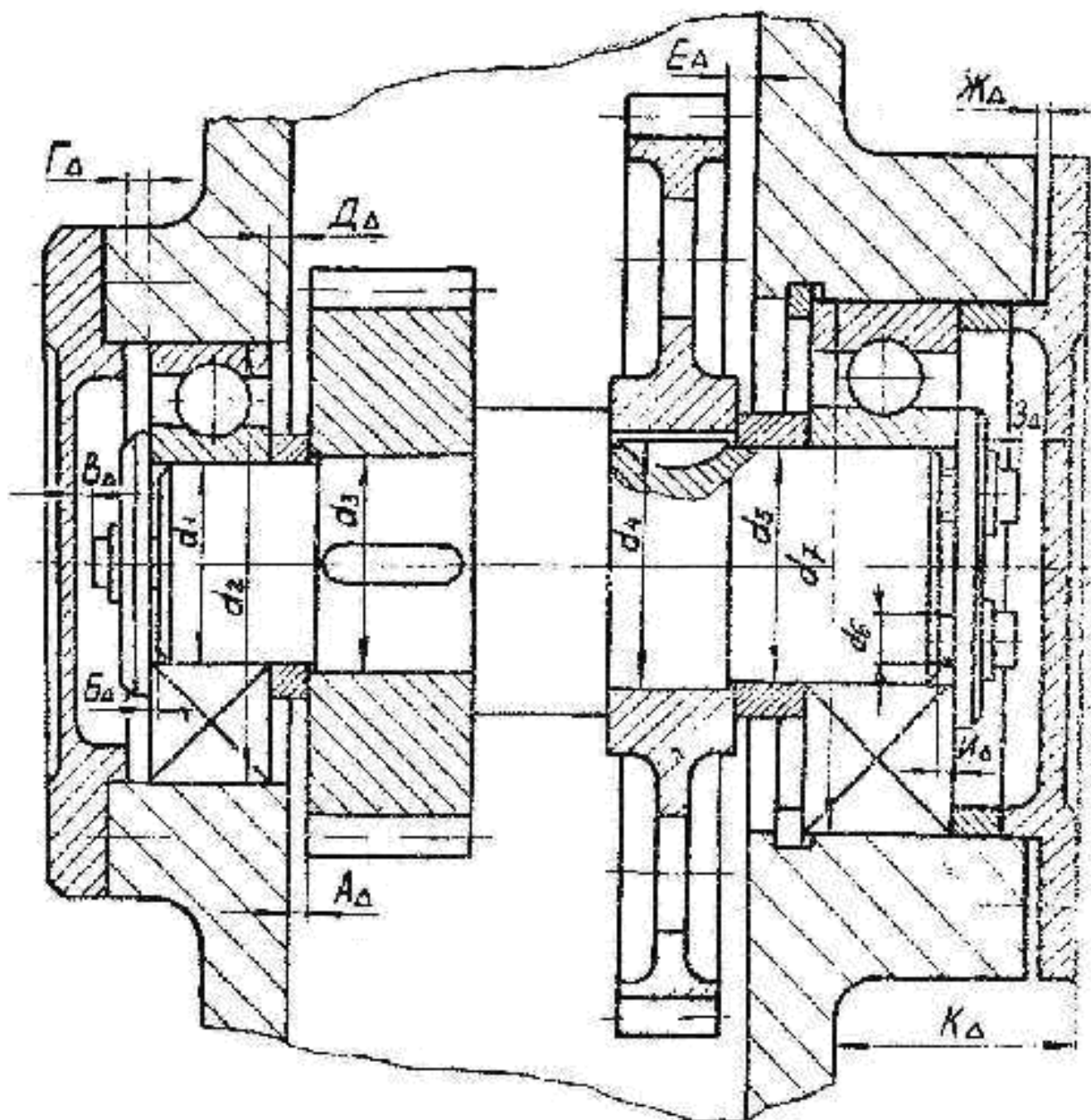


Рис.1

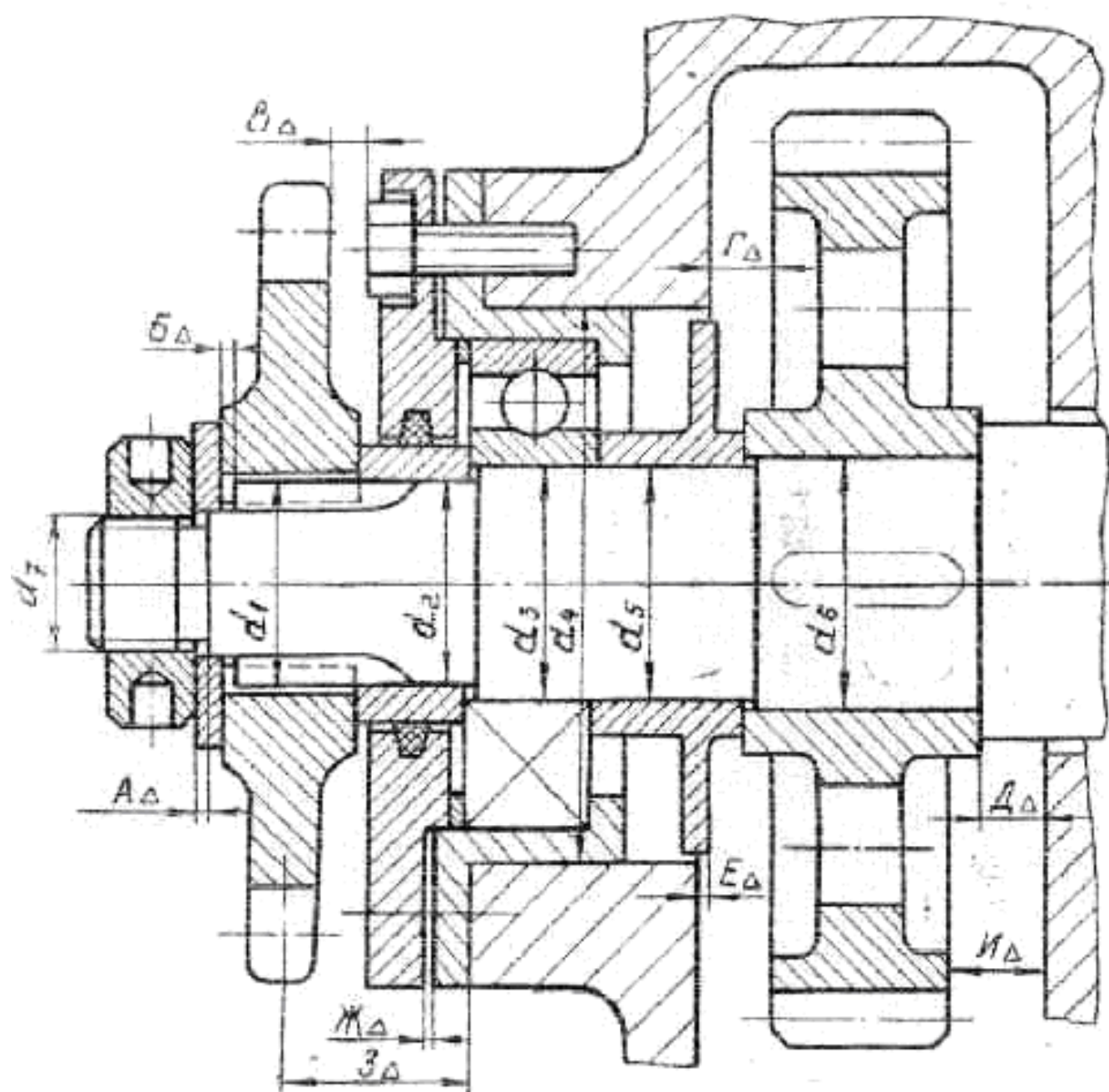


Рис. 2

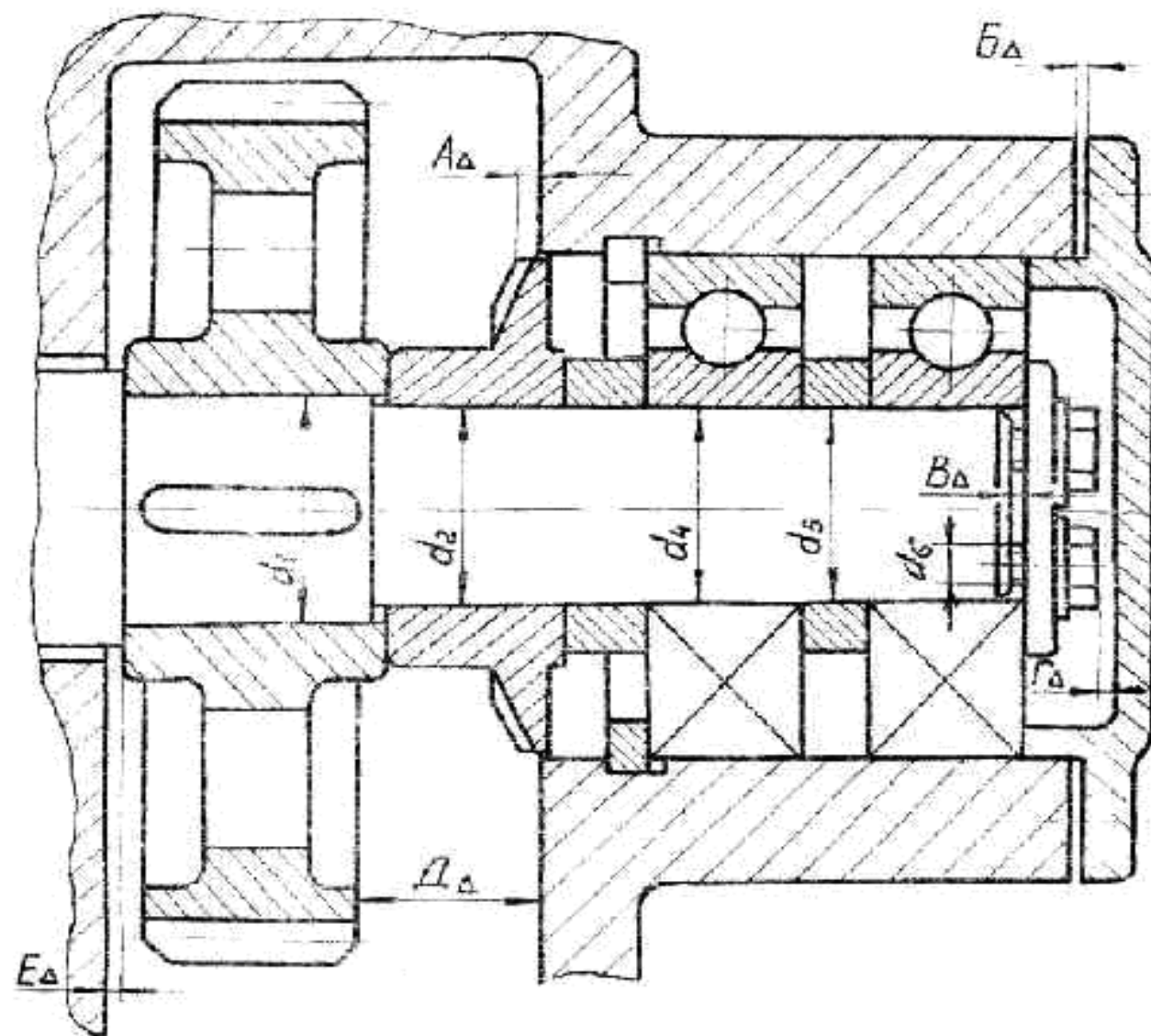


Рис. 3

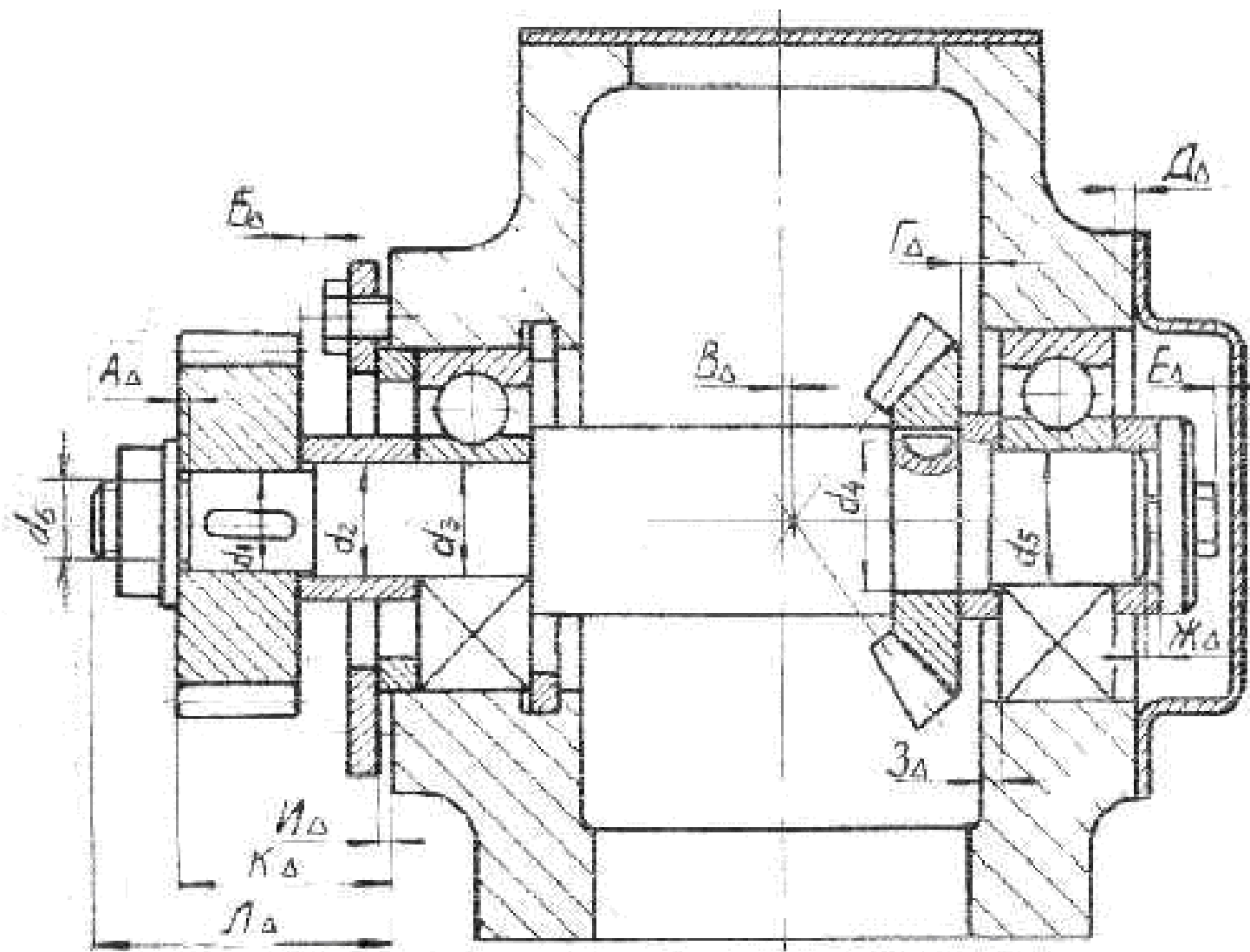


Рис. 4

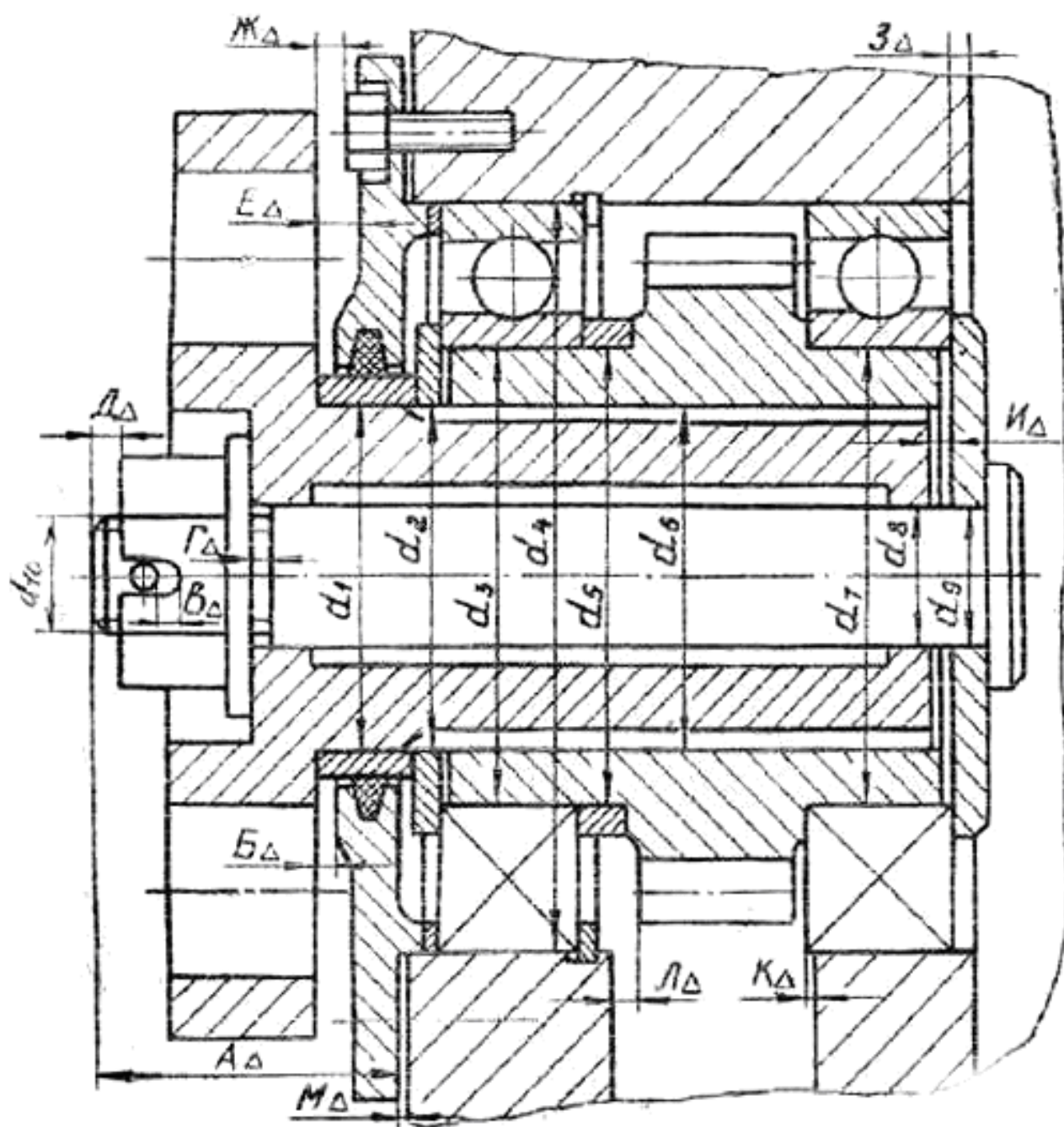


Рис. 5

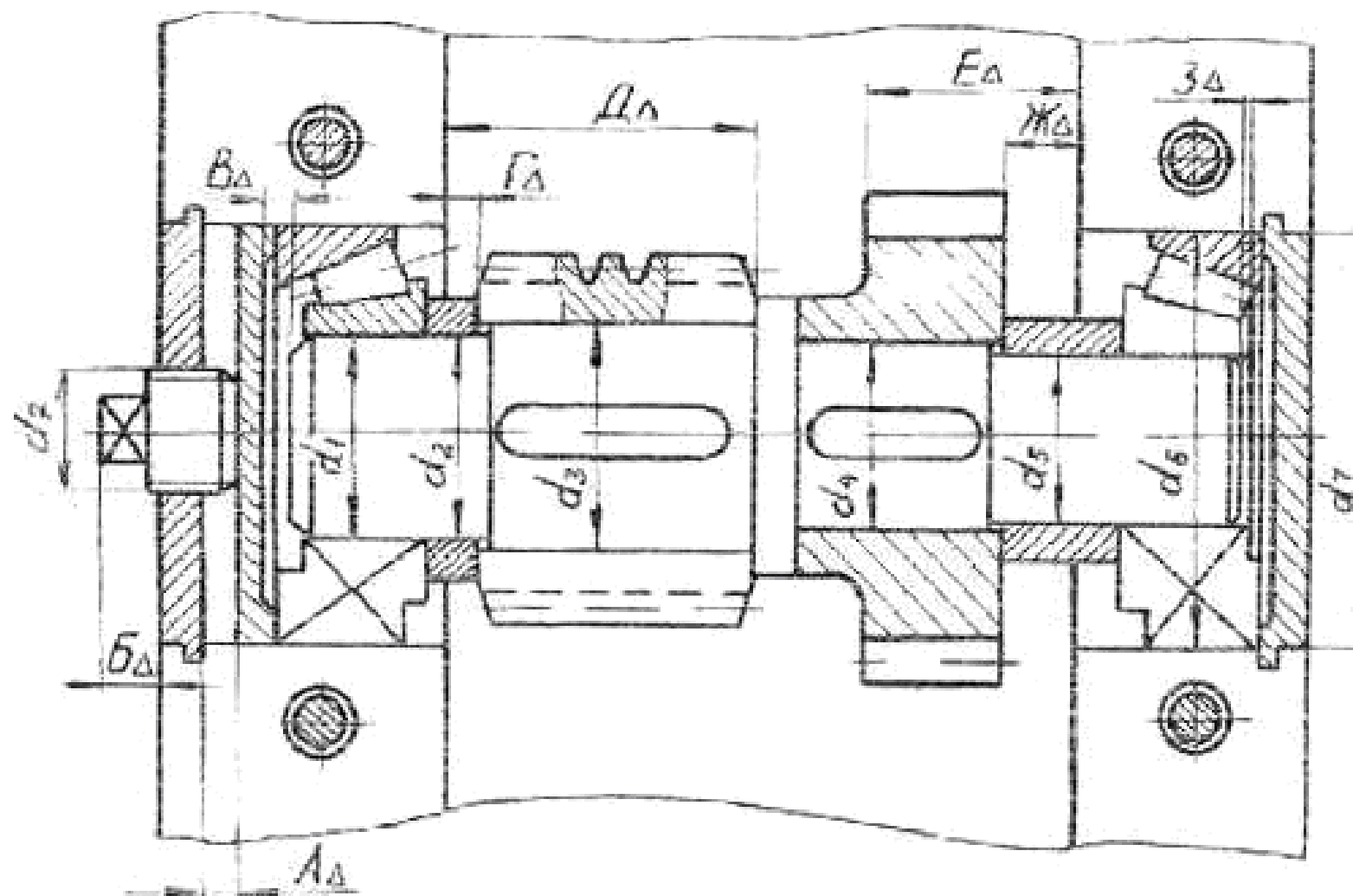


Рис. 6

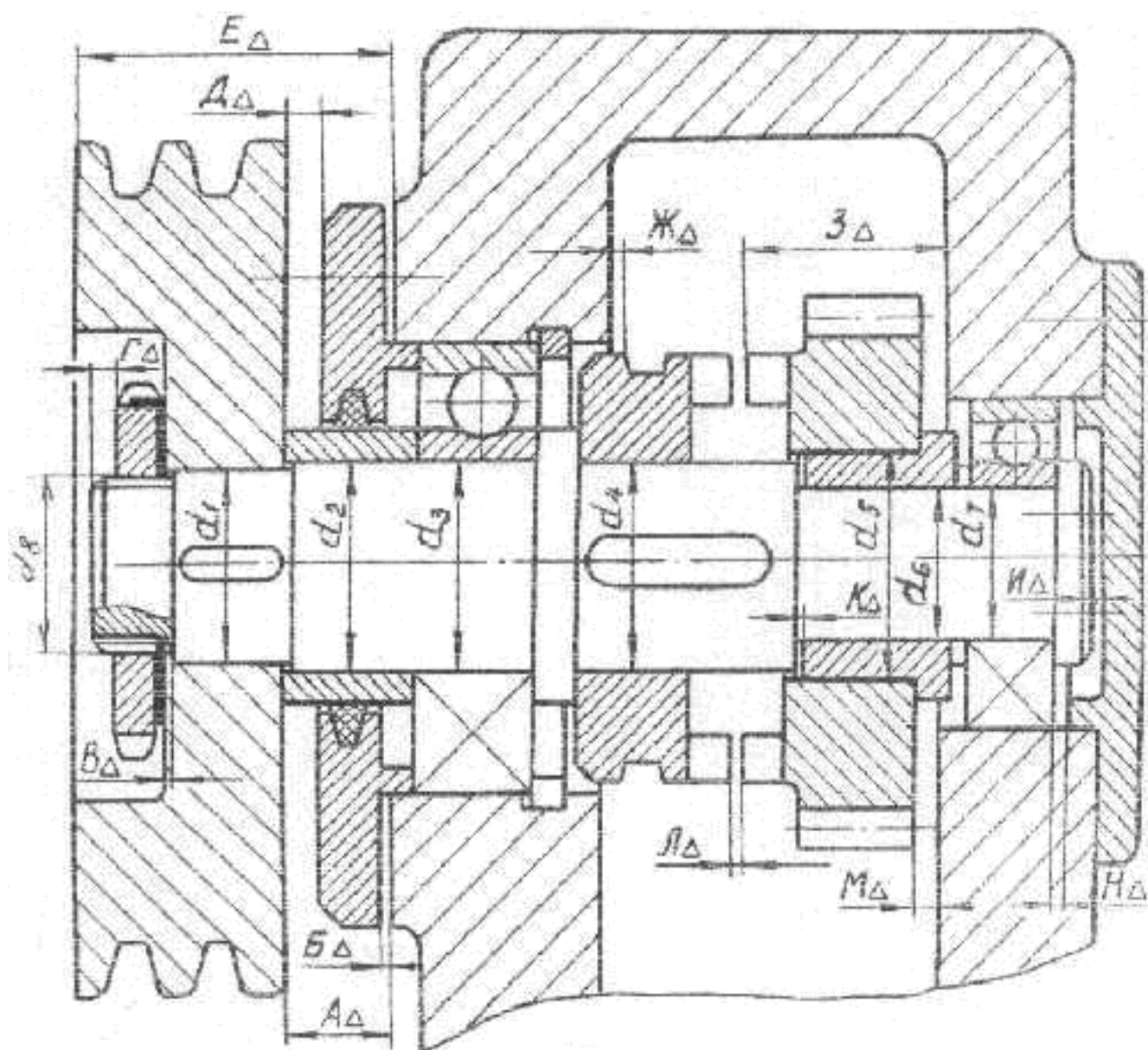


Рис. 7

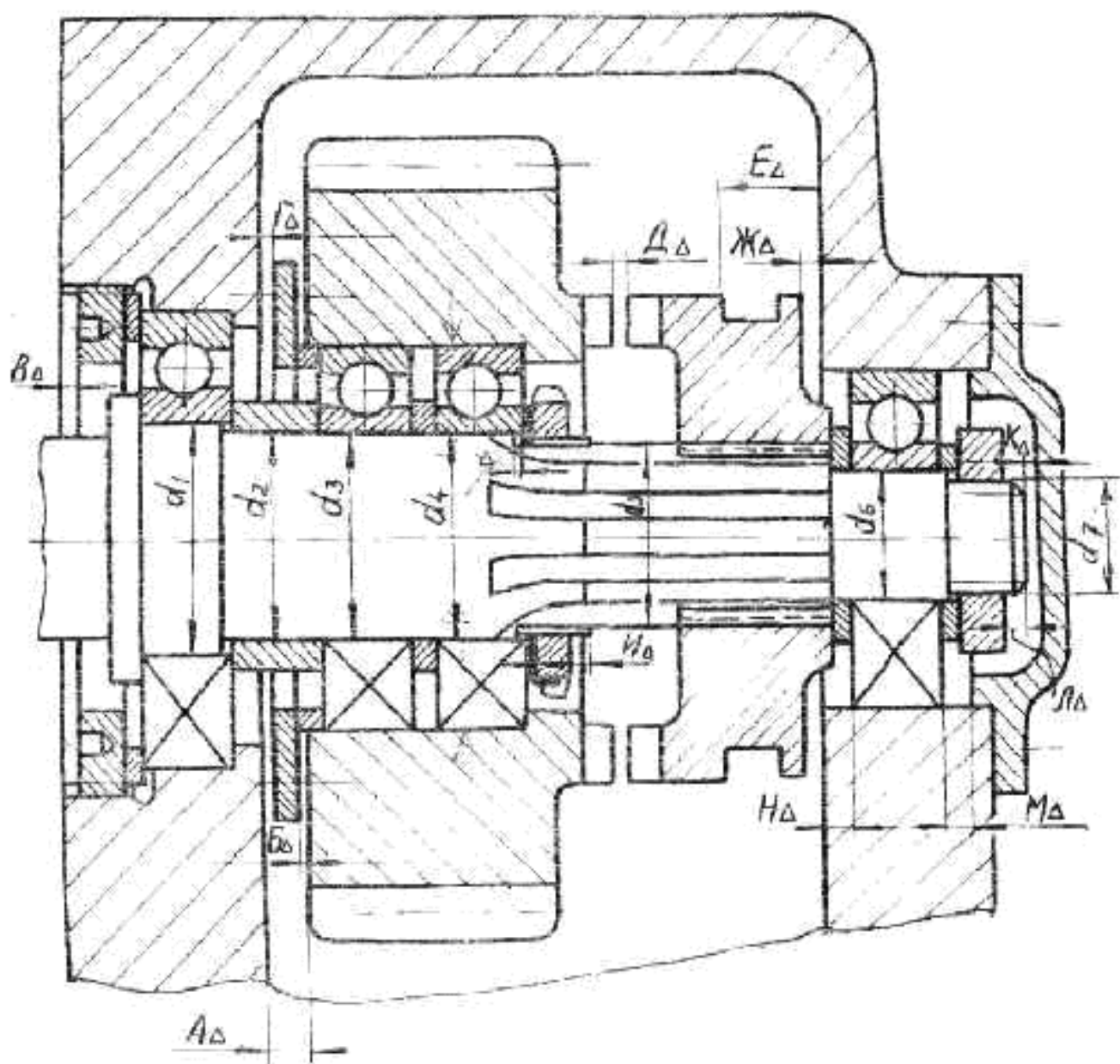


Рис. 8

I.Задание 1

Определение элементов гладкого цилиндрического соединения.

1. Цель задания

Изучить основную терминологию курса, основные понятия, определения и обозначения, относящиеся к точностным характеристикам линейных размеров, параметрам шероховатости поверхности и техническим измерениям.

Научиться определять характер соединений и вычислять значения предельных зазоров или натягов.

Научиться работать со стандартами ЕСДП.

Научиться правильно указывать размеры на чертежах.

Изучить методику выбора средств измерения.

2. В задании требуется

Исходя из значения номинального размера и обозначения посадки, определить предельные отклонения и предельные размеры отверстия и вала.

Определить систему допусков, в которой задана посадка, вид посадки, предельные значения зазоров или натягов.

Вычертить в произвольном масштабе графическую схему полей допусков соединений.

Определить параметры шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Вычертить эскизы сопрягаемых деталей с указанием размеров и шероховатостей поверхностей.

Выбрать измерительные средства для измерения отверстия и вала.

Результаты расчетов оформить в виде таблицы (см. методические указания)

3. Исходные данные

3.1. Номинальный размер соединения. Например: $\varnothing 32\text{мм}$.

3.2. Обозначение посадки. Например: $\frac{\text{H9}}{\text{e8}}$.

4. Методические указания по выполнению задания 1

4.1. При выполнении этого и последующих заданий необходимо знать условные обозначения и основные термины:

d, D – номинальный размер вала и отверстия соответственно;

d_{max}, D_{max} – наибольшие предельные размеры вала и отверстия;

d_{min}, D_{min} – наименьшие предельные размера вала и отверстия;

es, ES – верхние отклонения вала и отверстия;

ei, EJ – нижние отклонения вала и отверстия;

Td, TD – допуски вала и отверстия.

Кроме того, требуется знание основных зависимостей:

$$Td = d_{max} - d_{min} = es - ei \quad (1)$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = ES - EJ \quad (2)$$

4.2. Для выполнения п.2.1 необходимо воспользоваться таблицами допусков и основных отклонений стандарта ЕСДП ГОСТ 25346-82. Эти таблицы приведены на стр.33 [1].

Таких таблиц – три. Первая из них содержит систему допусков, построенную на основе квалитетов. Вторая – систему основных отклонений для валов, третья – систему основных отклонений для отверстий. Основное отклонение – это отклонение, ближайшее к нулевой линии, т.е. к линии, обозначающей границу номинального размера. Основное отклонение может быть или верхним, или нижним в зависимости от его условного обозначения. Обозначение основных отклонений производится с использованием букв латинского алфавита (одной или двух) – строчных для валов, прописных – для отверстий.

Для определения предельных отклонений в ЕСДП используется указание основного отклонения и величины квалитета. Например, для посадки приведенной в п.3.2 обозначение Н9 указывает, что основное отклонение отверстия – Н, а квалитет – 9. Для вала: е – основное отклонение, квалитет – 8.

Итак, по таблице допусков необходимо найти для номинального размера 32 (см.п.3.1) соответствующий интервал размеров (свыше 30 до 50). Для квалитета 9 допуск отверстия $TD = 62 \text{ мкм} = 0,062 \text{ мм}$, для квалитета 8 допуск вала $Td = 39 \text{ мкм} = 0,039 \text{ мм}$.

По таблице основных отклонений отверстий находим обозначение Н и для номинального размера 32 мм (как и для других) определяем, что основные отклонения $EJ = 0$. По таблице основных отклонений валов находим обозначение е и для номинального размера 32 мм (интервал – свыше 30 до 40) находим основное отклонение $es = -50 \text{ мкм} = -0,050 \text{ мм}$.

Затем по формулам (1) и (2) находим недостающие значения

$$ES = EJ + TD = 0 + 0,062 = 0,062 \text{ мм};$$

$$ei = es - Td = -0,050 - 0,039 = -0,089 \text{ мм}.$$

Вычисление предельных размеров можно произвести по формулам:

$$D_{max} = D + ES; \quad D_{min} = D + EJ; \quad (3)$$

$$d_{max} = d + es; \quad d_{min} = d + ei. \quad (4)$$

Для рассматриваемого примера:

$$D_{max} = 32 + 0,062 = 32,062 \text{ мм}; \quad D_{min} = 32 + 0 = 32,0 \text{ мм};$$

$$d_{max} = 32 - 0,05 = 31,95 \text{ мм}; \quad d_{min} = 32 - 0,089 = 31,911 \text{ мм}.$$

4.3. Существует две системы допусков, в которых может быть задана посадка: система отверстия и система вала. Обозначения системы отверстия – CO (или CH). Обозначение системы вала – CB (или ch).

Система отверстия – система посадок, при которой отверстие выполняется с основным отклонением H , т.е. $EJ = 0$. А различные посадки могут быть получены за счет изготовления вала (валов) с различными полями допусков.

Система вала – система посадок, при которой вал выполняется с основным отклонением h , т.е. $es = 0$. Различные посадки получаются за счет изготовления отверстий с различными полями допусков.

В данном случае для посадки $\varnothing 32 \frac{H9}{e8}$ можно считать, что она выполнена в системе отверстия.

Существует три вида посадок: с зазором, с натягом и переходные. Посадка с зазором – посадка, у которой размер отверстия больше размера вала, посадка с натягом – посадка, у которой размер вала больше размера отверстия, переходные – посадки, у которых возможно получение или зазора, или натяга.

Посадка с зазором характеризуется величиной зазора, т.к. в такой посадке возможно получение разных значений зазоров, то принято характеризовать посадку предельными значениями:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei; \quad (5)$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = EJ - es; \quad (6)$$

Посадка с натягом характеризуется предельными значениями натяга, которые могут получиться в этой посадке:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EJ; \quad (7)$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES; \quad (8)$$

Переходные посадки характеризуются максимальным значением зазора и натяга, т.е. S_{max} и N_{max} .

4.4. Лучше всего вид посадки определяется после построения графической схемы полей допусков вала и отверстия. Основой построения схемы служит нулевая линия (см.п.4.2). Перпендикулярно ей проводится вторая ось координат, которая служит для определения знаков и отклонений полей допусков. Отклонение необходимо откладывать по этой оси в масштабе, чтобы в дальнейшем правильно определить вид посадки. Номинальные и предельные размеры указываются односторонними стрелками.

Для определения вида посадки надо знать, что у посадки с зазором поле допуска отверстия располагается выше, чем поле допуска вала. У посадки с натягом – наоборот, а у переходных посадок поля допусков взаимно перекрываются.

На рис.1.1 показана графическая схема полей допусков рассматриваемой посадки $32 \frac{H9}{e8}$ с указанием предельных размеров и отклонений.

На ней видно, что поле допуска отверстия располагается выше, чем поле допуска вала. Следовательно, вид посадки – посадка с зазором. Предельные значения зазоров:

$$S_{max} = ES - ei = 0,062 - (-0,089) = 0,151 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EJ - es = 0 - (-0,050) = 0,050 \text{ мм};$$

Полученные данные необходимо занести в таблицу 1.1.

4.5. Нормирование шероховатости производится с помощью трех групп параметров: высотных, шаговых и опорных. Выбор необходимых параметров зависит от эксплуатационных свойств поверхности детали (виды трения, характер нагрузки, вид соединения). В подавляющем большинстве случаев оценка шероховатости производится с помощью высотного параметра Ra . При этом числовые значения этого параметра необходимо выбирать из соответствующего нормированного ряда по ГОСТ 2789-73 (см. табл.16 на стр.229 [1]). Конкретные значения параметра Ra можно определить, исходя из номинального размера, качества и отношения величины допуска формы к допуску размера.

Таблица.1.1.

Нормы точности цилиндрического соединения $\varnothing 32 \frac{H9}{e8}$

Наименование параметров		Значение
Условные обозначения	Посадка	32 H9/e8
	Отверстие D	32H9
	Вал d	32e8
Основные параметры	Номинальный размер d(D), мм	32
	Верхнее отклонение отверстия ES мкм	+62
	Верхнее отклонение вала es, мкм	-50
	Нижнее отклонение отверстия EJ, мкм	0
	Нижнее отклонение вала ei, мкм	-89
	Допуск размера отверстия TD, мкм	62
	Допуск размера вала Td, мкм	39
Предельные размеры	Наибольший размер отверстия D max, мм	32,062
	Наименьший размер отверстия D min, мм	32,0
	Наибольший размер вала d max, мм	31,950
	Наименьший размер вала d min, мм	31,911
Величины зазоров	Максимальный S max, мм	0,151
	Минимальный S min, мм	0,050
Вид посадки		С зазором

Для посадок с натягом это отношение может составлять 25% и 40%. Первое значение – для соединений, испытывающих большие нагрузки (тряска, удары, вибрация и т. п.) Вторые – для соединений, не испытывающих больших нагрузок.

Для посадок с зазором рекомендуются следующие отношения:

- 25% при вращении вала с минимальным трением и значительными нагрузками.
- 40...60%, когда стабильность зазора имеет значение, но соединение не испытывает значительных нагрузок.
- 100%, когда зазор предусматривается для обеспечения легкости соединения деталей или для центрирования.

На рис.1.2 показан пример оформления эскизов деталей с указанием размеров и шероховатости сопрягаемых поверхностей. При выполнении задания студент должен выполнить эскизы деталей в соответствии с их изображением на чертеже узла.

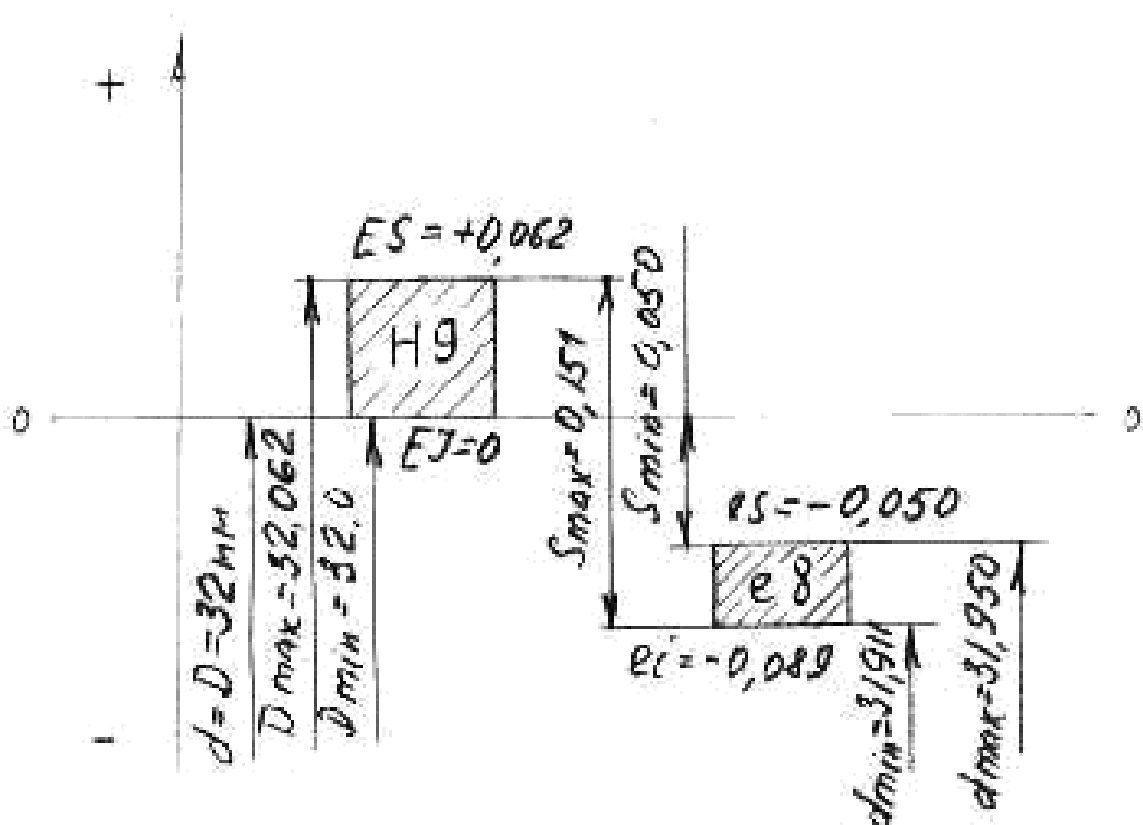


Рис. 1.1. Графическая схема полей допуски посадки $\text{Ø}32 \frac{\text{H}9}{\text{e}8}$

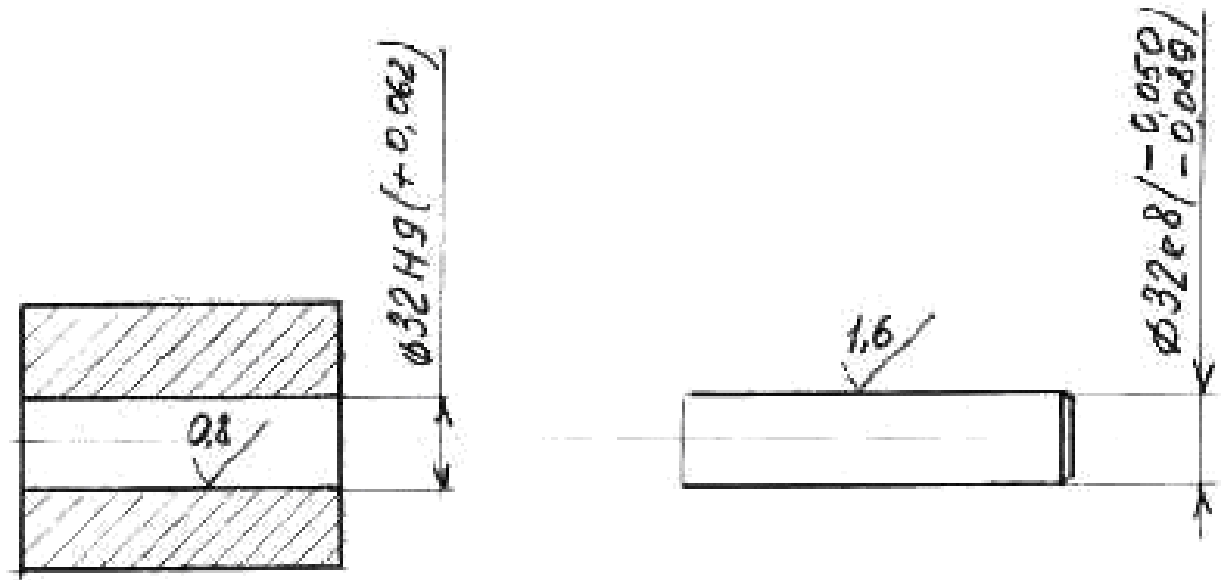


Рис. 1.2. Пример оформления эскизов сопрягаемых деталей.

4.6. Выбор средств измерения зависит от нескольких факторов. Среди них основными являются: диапазон измеряемых размеров, конструктивные особенности детали, точность изготовления (допуск размера). А также необходимо принимать в расчет масштаб производства, организационно-технические формы контроля и т.д. Как правило, одну задачу можно решить с помощью различных измерительных средств, которые имеют не только разные характеристики, но и разную стоимость.

При выполнении этого задания следует учесть три фактора:

- диапазон измерения (размер);
- вид измеряемой поверхности (отверстие или вал);
- точность изготовления (качества размеров отверстия и вала).

С этой целью необходимо обратиться либо к таблице 27, на стр.166 [1], либо к приложению VII [5].

В них приведены перечни средств измерения с указанием их метрологических характеристик. Точность средства измерения определяется пределами допускаемой погрешности Δ_{lim} . При выборе средства измерения необходимо, чтобы погрешность Δ_{lim} была меньше или, лучше, была бы равна допускаемой погрешности измерения $\delta_{изм}$, т.е. необходимо, чтобы $\Delta_{lim} \leq \delta_{изм}$.

Допускаемая погрешность измерения $\delta_{изм}$ находится по таблице 26 на стр.165 [1] или по таблице приложения VI [5], в зависимости от качества и номинального размера.

Для рассматриваемого примера произведен выбор средства измерения, а результаты выбора представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2.

Выбор средств измерения

Обозначение размера	Величина допуска, мкм	Допускаемая погрешность измерения, мкм	Предельная погрешность средства измерения, мкм	Наименование средства измерения	Калибр для настройки средств измерения
Ø32 Н9	62,0	16,0	15,0	Индикаторный нитромер НИ 18-50-2 Гост 868-82 /класс2 ,диапазон 18-50 мм./	Концевые меры 2 класса
Ø32 е8	39,0	10,0	8,0	Скоба СИ-50 ГОСТ 11098-75 (диапазон измерения 0-50)	Концевые меры 2 класса

II. Задание 2

Выбор посадок колец радиальных подшипников качения.

1 Цель задания

1.1. Изучить особенности нормирования точности размеров колец подшипников качения.

1.2. Изучить основные методы выбора посадок колец подшипников качения.

1.3. Научиться на основе анализа конструкции конкретного узла назначать посадки колец.

2. В задании требуется

2.1. Исходя из обозначения подшипника, найти предельные отклонения размеров колец подшипника.

2.2. По результатам анализа конструкции узла задаться видом нагружения колец подшипников и выбрать в соответствии с рекомендациями ГОСТ 3325-85 посадки колец в корпусе и на валу.

2.3. Построить графические схемы полей допусков для обоих посадок и рассчитать предельные значения зазоров или натягов в этих соединениях.

2.4. Вычертить эскизы вала и корпуса с указанием размеров посадочных поверхностей, допусков формы и расположения этих поверхностей, а также их шероховатостей.

3. Исходные данные

3.1 Номер рисунка, например, рис.5.

3.2 Посадочный диаметр вала, например d_7 и класс подшипника - P6.

3.3 Номер подшипника, например, 210.

4. Методические указания по выполнению задания 2

4.1. Подшипники качения характеризуются несколькими параметрами точности: точностью линейных размеров, в частности, диаметров наружного и внутреннего колец и ширины колец; величиной радиального зазора, величиной момента трения; уровнем вибрации.

Величины этих параметров определяются в зависимости от класса точности подшипников. Таких классов, для однорядных радиальных и радиально-упорных установлено шесть: P0, P6, P5, P4, P2, T в порядке возрастания точности. Для обозначения подшипников необходимо указать класс точности и его номер, по которому можно определить его размеры, серию, тип и конструктивные особенности. Согласно приведенным исходным данным обозначение подшипника будет следующим: 6-210.

При указании полей допусков на размеры внутреннего и наружного колец учитывается их некруглость. Поэтому введено понятие среднего диаметра: dm - для внутреннего кольца; Dm - для наружного кольца.

$$dm = 0,5 (d_{max} + d_{min}), Dm = 0,5 (D_{max} + D_{min}),$$

где d_{max} , D_{max} – наибольшие диаметры внутреннего и наружного колец, а d_{min} , D_{min} – наименьшие диаметры внутреннего и наружного колец соответственно.

Предельные отклонения устанавливаются стандартом как на dm , Dm , так и на d_{max} , d_{min} , D_{max} , D_{min} . Однако при расчете используется только предельные отклонения размеров dm и Dm . Особенностью расположения полей допусков dm и Dm является, то, что $es (ES) = 0$, а $ei (EI)$ всегда будет иметь отрицательное значение, которое определяется номинальным размером и классом точности подшипника. Поля допусков наружного кольца обозначаются I0, I6, I5, I4, I2, а поля допусков внутреннего – L0, L6, L5, L4, L2.

При определении посадок наружное кольцо рассматривается как вал, а внутреннее – как отверстие. Предельные отклонения сопрягаемых поверхностей, т.е. диаметров отверстия корпуса и вала определяются согласно полям допусков, назначаемым по ЕСДП.

4.2. Определяем предельные отклонения размеров колец для приведенного примера, т.е. для подшипника 6-210. Поле допуска наружного диаметра Dm будет обозначаться $l6$, а внутреннего – $L6$. Предельные отклонения можно найти по таблице 2 стр. 279 [1]. Размеры колец можно найти в справочниках по подшипникам качения или в приложении X стр.357 (1). Так для нашего примера $dm = 50\text{мм}$, $Dm = 90\text{мм}$.

Для класса точности P6 – внутреннее кольцо $ES = 0$, $EJ = -0,01\text{мм}$; наружное кольцо $es = 0$, $ei = -0,009\text{мм}$.

4.3. Выбор посадок колец подшипников производится в зависимости от характера нагружения колец. Различаются три вида нагружения: местное, циркуляционное, колебательное.

При местном нагружении кольцо воспринимает нагрузку ограниченным участком поверхности, например, при постоянном направлении нагрузки и неподвижном кольце.

При циркуляционном нагружении тела качения при вращении кольца или нагрузки передают радиальную нагрузку дорожке качения последовательно по всей окружности, т.е. когда кольцо вращается относительно неподвижного кольца.

Колебательным называется такое нагружение кольца, когда на подшипник одновременно действуют вращающаяся и постоянная по направлению нагрузки.

Анализируя конструкцию узла на рис.5, можно сделать следующий вывод. Зубчатое колесо, установленное на двух опорах (подшипниках), воспринимает радиальную нагрузку, имеющую постоянное направление, и передаёт её на опоры.

Внутреннее кольцо подшипника вращается, наружное – установлено неподвижно в корпусе. Таким образом, можно считать, что внутреннее кольцо нагружено циркуляционно, а наружное имеет местный характер нагружения. Теперь можно перейти к выбору посадок. Этот выбор можно сделать как на основании расчетов, так и при помощи рекомендаций. Вторым способом осуществляется при помощи ГОСТ 3325-85 (см. таблицу 6, на стр. 287 [1]). В этой таблице указано несколько рекомендуемых посадок. Выберем одну из них. Так, для нашего случая выбираем посадку внутреннего кольца на вал – $\varnothing 50 \frac{L6}{k6}$, посадку наружного кольца в корпус – $\varnothing 90 \frac{M7}{I6}$

4.4. Для того, чтобы построить графические схемы посадок, необходимо определить предельные отклонения полей допусков 50k6 и 90M7 по таблицам стандарта ЕСПД. Для вала – $\varnothing 50k6 \begin{pmatrix} +0,002 \\ +0,018 \end{pmatrix}$, для отверстия – $\varnothing 90M7 (-0,035)$.

После этого можно построить графические схемы посадок (см. рис.2.1 и 2.2). Согласно пояснениям, приведенным в методических указаниях к заданию 1, определяем вид посадок. Посадка внутреннего кольца

на вал - посадка с натягом; посадка наружного кольца в отверстие корпуса – переходная посадка. Для посадки с натягом определяем:

$$N_{max} = es - EJ = +0,018 - (-0,010) = 0,028 \text{ мм};$$

$$N_{min} = ei - ES = +0,002 - 0 = 0,002 \text{ мм};$$

Для переходной посадки:

$$N_{max} = es - EJ = 0 - (-0,035) = 0,035 \text{ мм};$$

$$S_{max} = ES - ei = 0 - (-0,009) = 0,009 \text{ мм};$$

4.5. К поверхностям для посадки колец подшипников предъявляются высокие требования к отклонениям формы и расположения поверхностей, а также к параметрам шероховатости.

Отклонения от цилиндричности, например, которое включает в себя отклонения от круглости и профиля продольного сечения, могут привести к таким деформациям колец, которые приведут к изменению расчетных значений зазоров и их неравномерности.

При установке подшипника очень важно, чтобы его кольца не были смещены друг относительно друга. Это смещение (перекос) возникает из-за того, что торцовые поверхности колец могут контактировать с упорными поверхностями (буртиками вала, заплечиками корпуса), которые не перпендикулярны оси посадочной поверхности.

Таким образом, необходимо нормировать указанные отклонения. Поэтому, в нормах взаимозаменяемости подшипников установлены предельные величины (допуски) отклонений формы (допуски круглости, допуски профиля продольного сечения) и расположения поверхностей (допуски торцового биения упорных поверхностей). Эти нормы в зависимости от класса точности подшипника приведены, например, в таблице 11 на стр.296 [1].

Шероховатость посадочных поверхностей не должна значительно отличаться от шероховатости поверхности колец. Эти требования обусловлены тем, что неровности посадочной поверхности срезаются или сминаются при установке подшипника. Из-за этого может уменьшиться натяг или увеличиться зазор в соединении колец подшипника с валом или отверстием корпуса. В зависимости от класса точности и размеров подшипниковых колец устанавливаются предельные значения высотного параметра Ra (см. таблицу 12, на стр.289 [1]).

На рис.2.3 приведены эскизы корпуса и вала в соответствии с конструкцией узла на рис.5

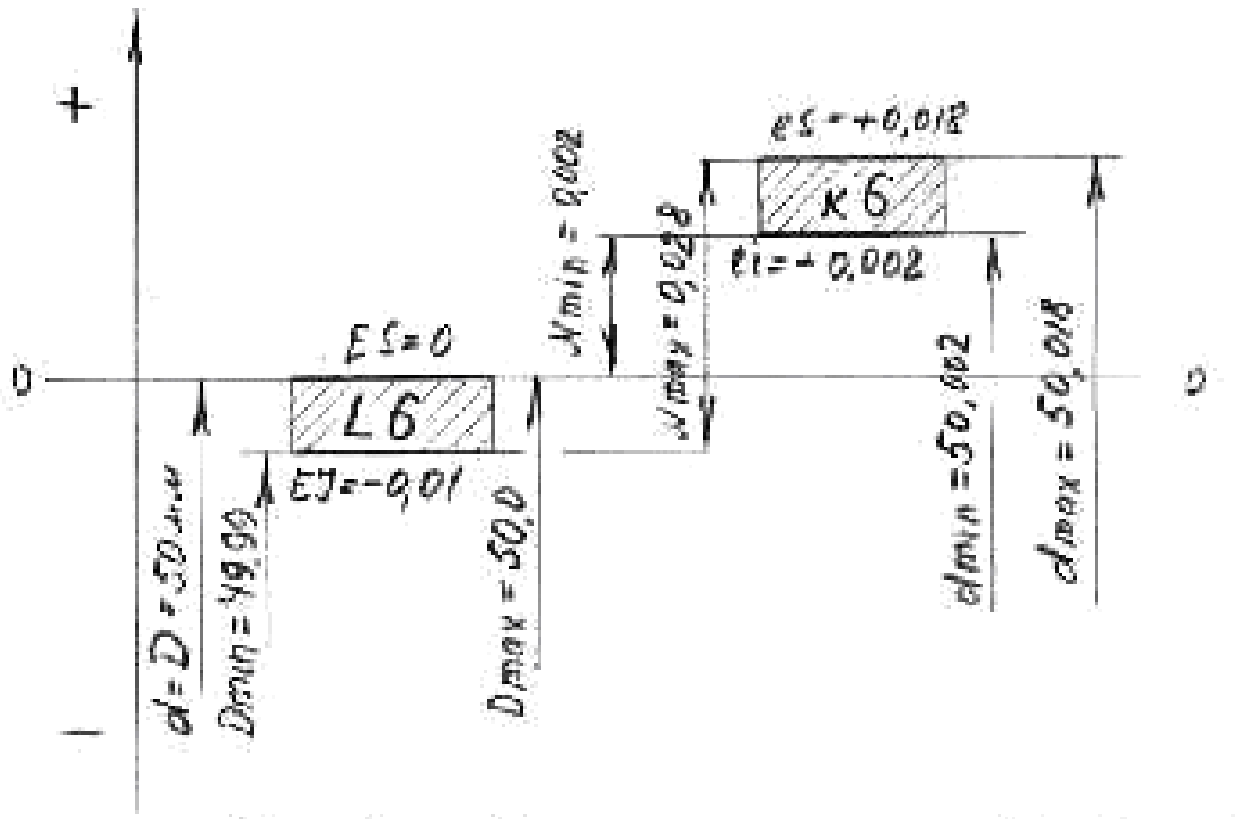


Рис. 2.1. Графическая схема полей допусков посадки внутреннего кольца подшипника на вал

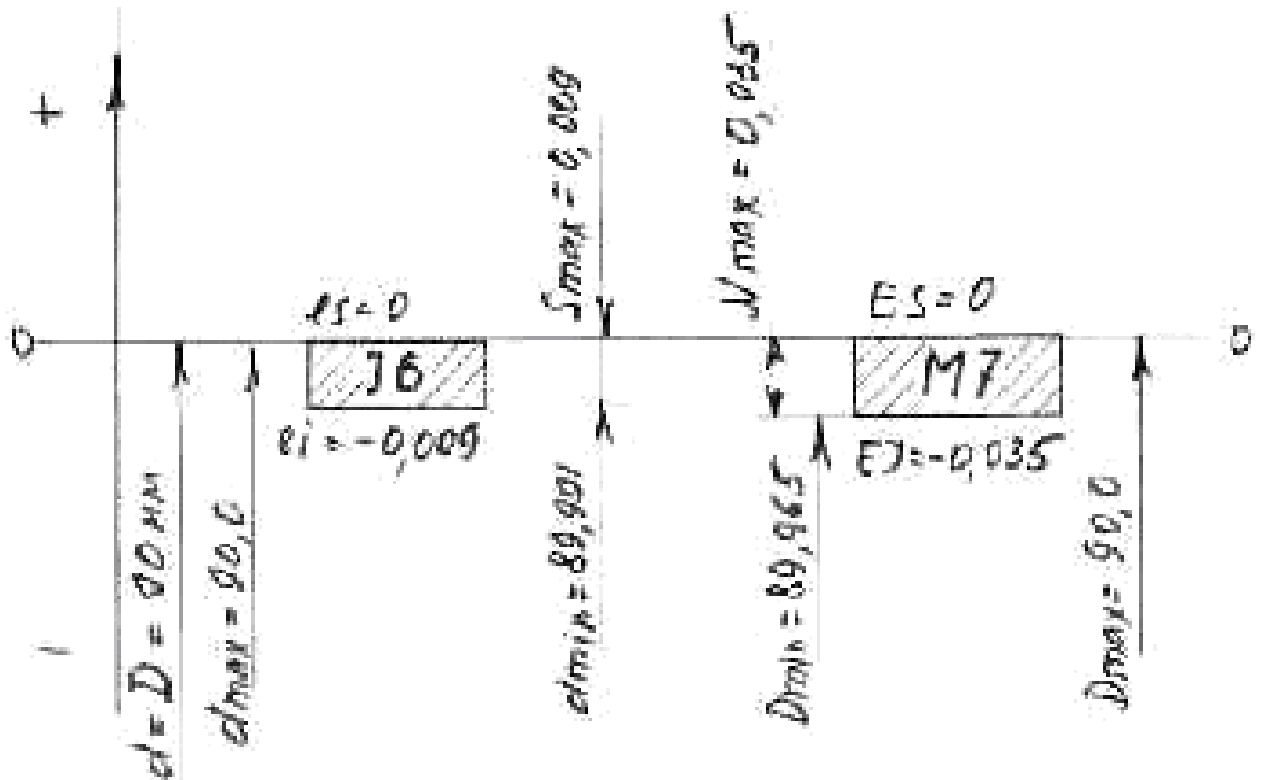


Рис. 2.2. Графическая схема полей допусков посадки наружного кольца в отверстие корпуса

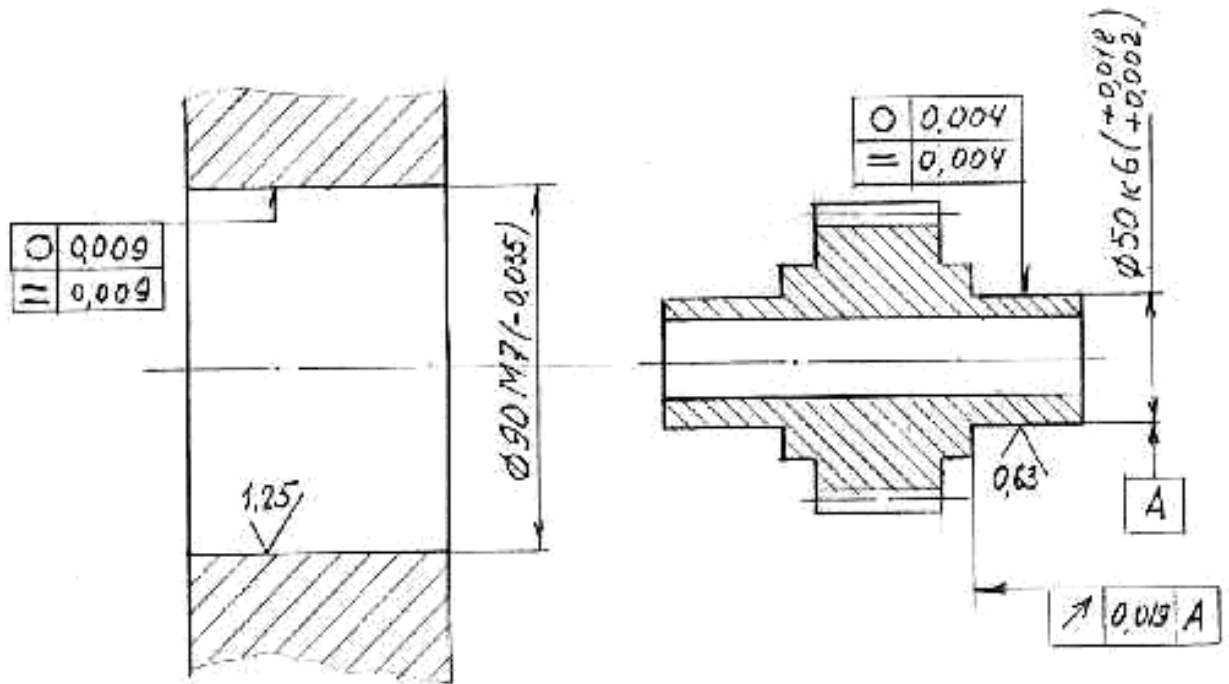


Рис. 2.3. Эскизы вала и корпуса с указанием размеров и допусков формы и расположения посадочных поверхностей.

III. Задание 3

Определение полей допусков деталей резьбового соединения.

1. Цель задания

- 1.1. Изучить термины и определения, относящиеся к разделу «Основные нормы взаимозаменяемости метрической резьбы».
- 1.2. Изучить особенности построения полей допусков метрической резьбы и расчета предельных значений зазоров или натягов.
- 1.3. Научиться указывать на чертежах обозначение метрической резьбы.

2. В задании требуется

- 2.1. Исходя из заданных условий, определить основные геометрические параметры метрической резьбы.
- 2.2. Определить поля допусков наружной и внутренней резьбы (болта и гайки) и рассчитать предельные значения зазоров в посадке резьбового соединения.
- 2.3. Вычертить эскизы резьбовых деталей с указанием размеров.

3. Исходные данные

3.1. Обозначение метрического резьбового соединения, например,

$$M20 - \frac{7H}{6g}.$$

3.2. Рис.5 (d10).

4. Методические указания по выполнению задания 3

4.1. Метрическая резьба характеризуется постоянными геометрическими параметрами:

- d, D – наружный диаметр болта и гайки соответственно;
- d_1, D_1 – внутренний диаметр;
- d_2, D_2 – средний диаметр;
- P - шаг резьбы;
- l - длина свинчивания, т.е. длина взаимного перекрытия наружной и внутренней резьбы

В продольном сечении витки резьбы имеют форму равностороннего треугольника со срезанными вершинами.

Для резьбы $M20$ наружный диаметр считается номинальным и равным $d = D = 20$ мм

Средние диаметры $d_2 = D_2 = 18,376$ мм.

Внутренние диаметры $d_1 = D_1 = 17,294$ мм.

Эти данные получены из ГОСТ 8724-81 и ГОСТ 24705-81 или из таблицы 2, на стр.348 [1].

Основной шаг $P = 2,5$ мм.

Если в обозначении метрической резьбы не указана длина свинчивания, то считается, что она относится к нормальной “N” и для $M20$ ($P = 2,5$ мм) находится в интервале от 10 мм до 30 мм (см. табл.4, стр. 365 [1]).

4.2. В обозначении полей допусков метрической резьбы указывается степень точности (от 3-й до 10-й) и основное отклонение. Поля допусков устанавливаются на:

- наружный d и средний d_2 для болта;
- средний D_2 и внутренний D_1 для гайки.

Основные отклонения для болта - h, g, f, e, d (для посадок с зазорами). Основные отклонения для гайки- H, G, E, F .

Если поле допуска для гайки обозначается, например, 7H, то это значит, что и средний, и внутренний диаметры должны выполняться с этим полем допуска. Так, для данного примера в соответствии с таблицей 9 на стр.375 можно найти значение предельных отклонений $ES_2 = + 0,28$ мм; $ES_1 = + 0,56$ мм, $EJ = 0$.

Для болта обозначение поля допуска b_g относится к среднему диаметру d_2 и наружному d и в соответствии с таблицей 7, на стр. 370 [1] можно определить $es_2 = -0,042 \text{ мм}$, $ei_2 = -0,212 \text{ мм}$, $ei = -0,377 \text{ мм}$.

Изобразим (см. рис. 3.1) графическую схему полей допусков для резьбового соединения, заданного в условии задачи. Т.к. поле допуска среднего диаметра гайки располагается выше поля допуска среднего диаметра болта, то можно считать здесь имеет место посадка с зазором. Предельные значения зазоров по среднему диаметру:

$$S_{max} = ES_2 - ei_2 = +0,280 - (-0,212) = 0,494 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EJ_2 - eS_2 = 0 - (-0,042) = 0,042 \text{ мм}.$$

Таким образом, можно сделать вывод о том, что, поскольку поля допусков по диаметрам D и d_1 не нормируются, сопряжение (посадка) в метрической резьбе образуется только по среднему диаметру.

4.3. На рис.3.2 изображены эскизы резьбовых деталей (болта и гайки) с указанием резьбы.

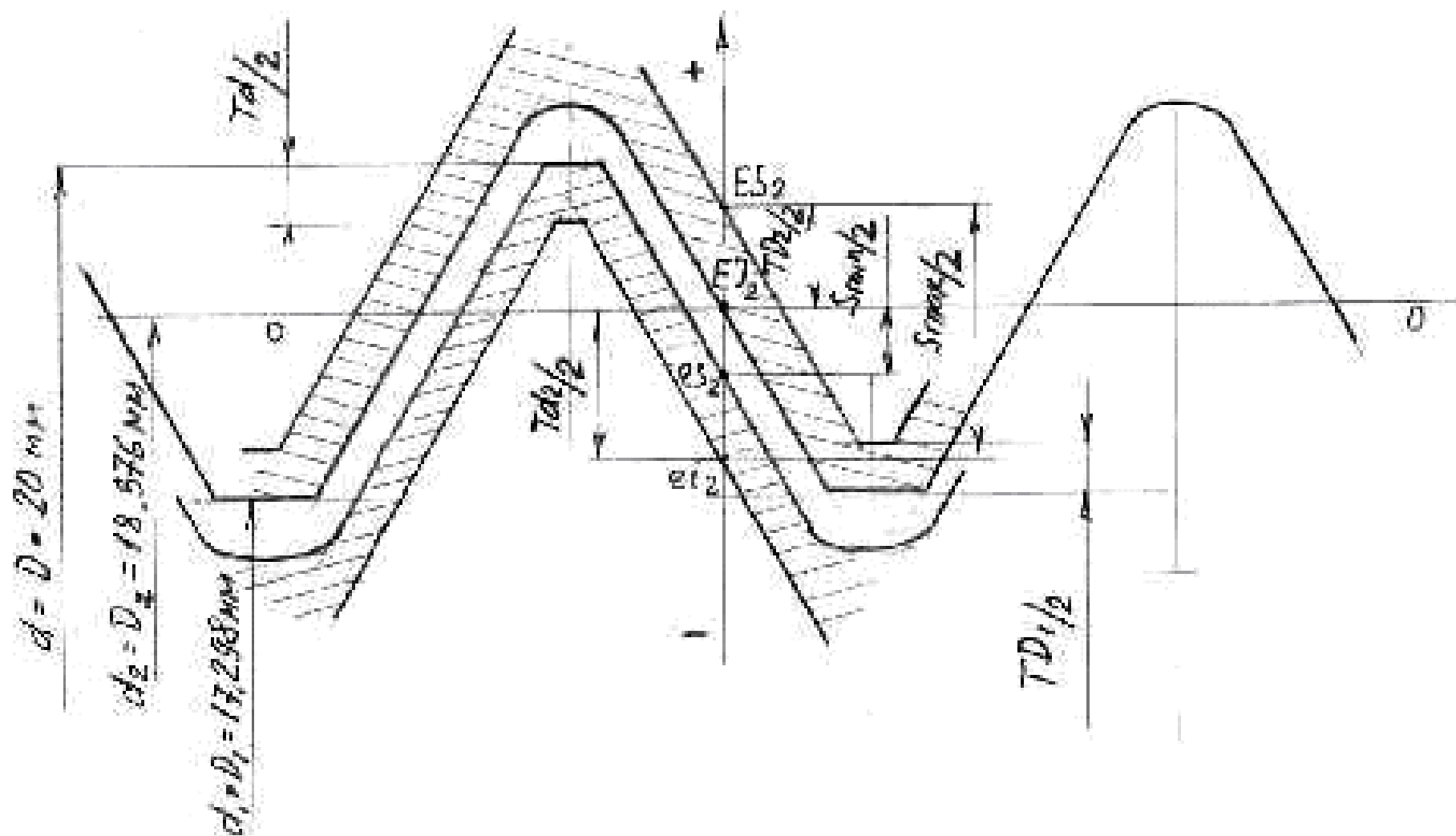


Рис. 3.1. Графическая схема полей допусков резьбового соединения M20 – $\frac{7H}{6g}$

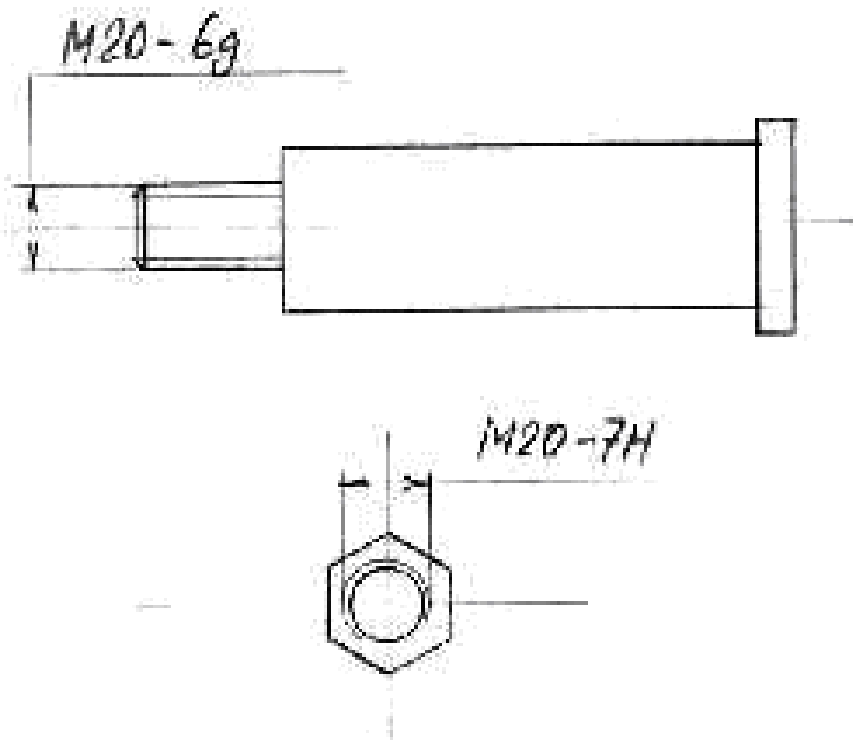


Рис. 3.2. Обозначение метрической резьбы на чертежах деталей

IV. Задание 4

Основные нормы взаимозаменяемости призматических шпоночных и прямобочных шлицевых соединений.

1. Цель задания

- 1.1. Изучить виды и конструктивные особенности шпоночных и шлицевых соединений.
- 1.2. Изучить основы нормирования точности шпоночных и шлицевых соединений.
- 1.3. Научиться указывать на чертежах размеры элементов шпоночных и шлицевых соединений.

2. В задании требуется

- 2.1. Исходя из конструкции узла и диаметра вала, указанного в задании, определить основные размеры элементов шпоночного или шлицевого соединений.
- 2.2. Если конструкция узла содержит шпоночные соединения, то:
 - анализируя работу узла, выбрать вид соединения;
 - в зависимости от вида соединения назначить посадки;

- дать графическое изображение полей допусков;
- рассчитать предельные значения зазоров или натягов;
- начертить эскизы деталей с указанием размеров и их предельных отклонений, допусков расположений и величин шероховатостей посадочных поверхностей.

2.3. Если конструкция узла содержит шлицевое соединение, то:

- выбрать способ центрирования шлицевого соединения;
- выбрать рекомендуемые посадки;
- рассчитать предельные отклонения и предельные размеры элементов шлицевого соединения;
- дать графическое изображение полей допусков;
- определить виды посадок и рассчитать предельные значения зазоров (натягов);
- начертить эскизы деталей шлицевого соединения с указанием размеров и их предельных отклонений.

3. Исходные данные

3.1 Конструкция узла - на рис. 5.

3.2 Шлицевое соединение с наружным размером $d_6 = 32$ мм.

4. Методические указания по выполнению задания 4

4.1. Прямобочное шлицевое соединение определяется номинальными размерами наружного D , внутреннего d диаметров и размера b , равного толщине шлица вала и ширине впадины втулки. Центрирование (точное сопряжение) производится по одному из этих размеров. Выбор способа центрирования зависит от условий работы соединения и технологии изготовления. Номинальные размеры соединения стандартизированы (см. таблицу 10, на стр.318 [1]). Поля допусков и рекомендуемые посадки приведены в таблице 11, на стр. 321 [1]. Выбор посадок зависит от способа центрирования, который указывается первой буквой в условном обозначении шлицевого соединения.

4.2. Для приведенных исходных данных, руководствуясь указаниями таблиц 10 и 11, выбираем шлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру 32 для подвижного соединения средней серии $D-6 \times 26 \times 32 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8}$, где первая цифра- число шлицев, вторая - внутренний диаметр, третья - наружный диаметр, четвертая - ширина шлица.

Расчет предельных отклонений и предельных размеров производим в соответствии с ЕСДП и оформляем результаты в виде таблицы 4.1.

Таблица 4.1.

Точностные характеристики шлицевого соединения

Размер де- тали и поля допусков	Предельные отклонения,		Допуск TD (Td), мкм	Предельные размеры,	
	мкм			мм	
	ES (es)	EJ(ei)		D(d)max	D(d)min
Шлицевая втулка					
D= 32 H7	+25	0	25	32,025	32,0
b= 6 F8	+28	+10	18	6,028	6,010
Шлицевой вал					
D=32 f7	-25	-50	25	31,975	31,950
b= 6 f8	-10	-28	18	5,990	5,972

4.3. В соответствии с результатами расчетов изобразим схему полей допусков (рис. 4.1). Определяем вид посадок в сопряжениях по наружному диаметру и боковым поверхностям. Т.к. поля допусков отверстий расположены выше, чем поля допусков вала, то это значит, что имеют место посадки с зазором. По внутреннему диаметру посадки нет, т.к. номинальные размеры отверстия больше, чем номинальные размеры вала.

Вычисляем величины максимальных и минимальных зазоров:

$$S_{max}(D) = ES - ei = +0,025 - (-0,050) = 0,075 \text{ мм};$$

$$S_{min}(D) = EJ - ei = 0 - (-0,025) = 0,025 \text{ мм};$$

$$S_{max}(b) = ES - ei = +0,028 - (-0,028) = 0,056 \text{ мм};$$

$$S_{min}(b) = EJ - es = +0,010 - (-0,010) = 0,020 \text{ мм}.$$

На рис.4.2 изображены эскизы деталей шлицевого соединения с указанием размеров. На внутренний диаметр поля допусков определяются по таблице 10 и 11(см.п. 4.1).

4.3. В шпоночных соединениях крутящий момент передается через детали брусковой формы, установленные в пазах вала и втулки. В зависимости от конструкции и условий работы механизма шпонки могут быть призматическими, сегментными, клиновыми или тангенциальными. Размеры шпонок и пазов стандартизированы и зависят от диаметра вала и величины передаваемого крутящего момента, а посадки - от требований, предъявляемых к механизму, и технологических возможностей производства. Для призматических шпонок различают три вида соединений:

- свободное, для получения посадок с гарантированным зазором;
- нормальное, для получения переходных посадок;
- плотное, для получения посадок с натягом.

Для сегментных шпонок используются только нормальный и плотный виды соединений.

4.6. Зададим условия задачи для шпоночного соединения:

- узел на рис. 7;
- диаметр вала с призматическим шпоночным соединением $d_4 = 40 \text{ мм}$. Для участка вала с диаметром d_4 характерно наличие кулачковой полумуфты, которая может перемещаться в осевом направлении для соединения со второй полумуфтой, выполненной на зубчатом колесе. Возможность осевого перемещения первой полумуфты обуславливается наличием в шпоночном соединении посадки с зазором. Таким образом, здесь можно использовать первый вид соединения- свободный. В зависимости от диаметра вала по таблице 2 на стр.303 [1] определим сечение шпонки $b \times h = 12 \times 8$, где b - ширина шпонки, h - высота.

4.7. По таблице 7, на стр.313 [1] находим поле допусков для I-го вида соединения (свободного) для шпонки по ширине $b-h9$, для вала- $H9$, для паза втулки $D10$.

Таким образом, в шпоночном соединении имеется две посадки:

- шпонка в пазу вала – $12 H9/h9$;
- шпонка в пазу втулки- $12 D10/h9$.

4.8. Определяем предельные отклонения и предельные размеры в соответствии со стандартом ЕСДП и заносим результаты в таблицу 4.2.

Таблица 4.2

Точностные характеристики шпоночного соединения.

Размер де- тали и поле допуска	Предельные отклонения, мкм		Допуск TD (Td), мкм	Предельные размеры, мм	
	ES (es)	EJ (ei)		D (d) _{max}	D (d) _{min}
Шпонка					
b= 12h9	0	-0,043	43	12,0	11,957
Паз на валу					
b=12H9	+0,043	0	43	12,043	12,0
b=12D10	+0,120	0,050	70	12,120	12,050

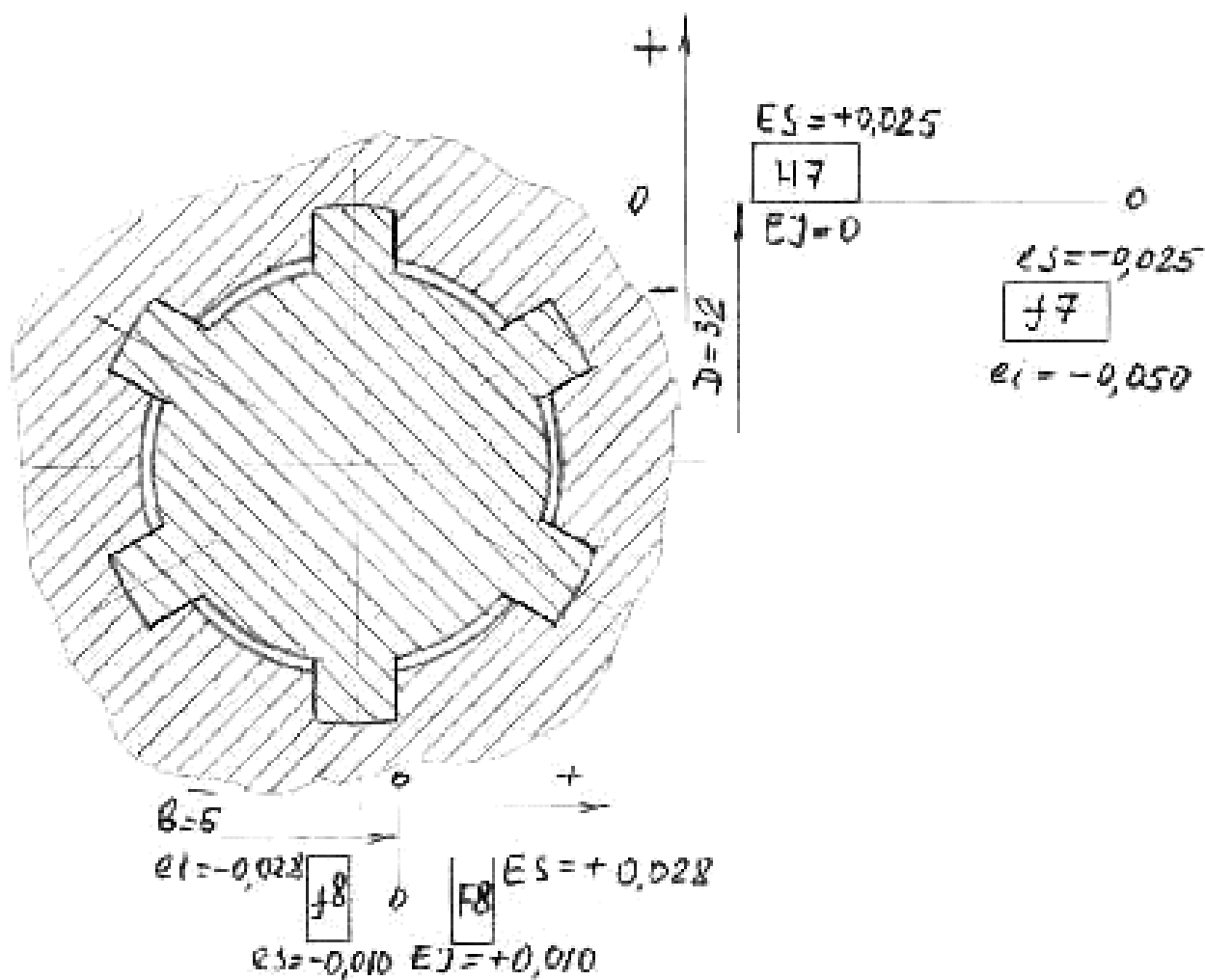


Рис. 4.1. Графическая схема полей допусков прямоугольного шлицевого соединения $D-6 \times 26 \times 32 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8}$.

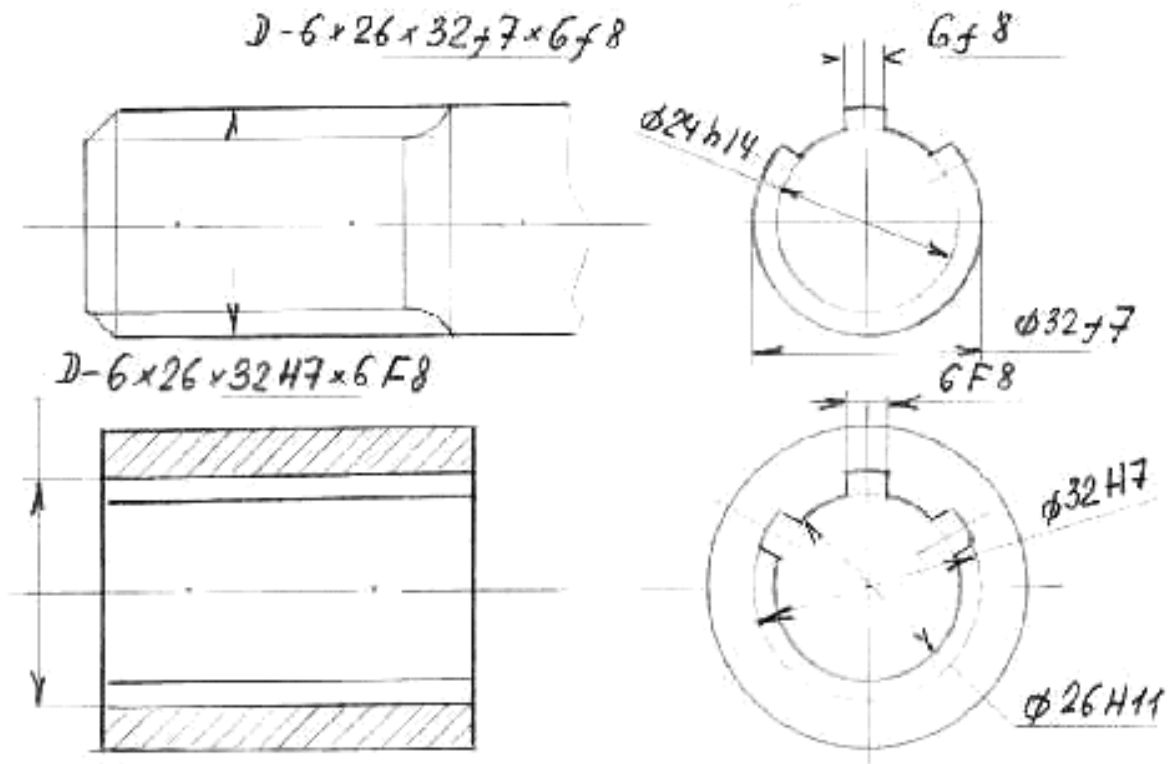


Рис. 4.2. Эскизы деталей шлицевого соединения

4.9. Построим графическую схему полей допусков обеих посадок шпоночного соединения (см. рис. 4.3). По расположению полей допусков видно, что обе посадки - с зазором. Рассчитываем для посадки шпонки в пазу вала:

$$S_{max} = ES - ei = +0,043 - (-0,043) = 0,086 \text{ мм};$$

$$S_{min} = EJ - es = 0;$$

Для посадки шпонки в пазу втулки:

$$S_{max} = +0,120 - (-0,043) = 0,163 \text{ мм};$$

$$S_{min} = +0,050 - 0 = 0,050 \text{ мм}.$$

4.10. На рис.4.4 изображены эскизы деталей шпоночного соединения с указанием размеров, допуска расположения и шероховатости посадочных поверхностей.

Рекомендуемые параметры R_a для боковых поверхностей и дна пазов приведены в таблице 8, на стр.315 [1]

Допуск симметричности указывается с целью обеспечения собираемости шпоночного соединения. Величина допуска выбирается из таблицы 14, на стр.219 [1], в зависимости от диаметра вала и степени точности, которую рекомендуется принимать от 3-й до 5-й.

Глубина пазов на валу t_1 и на втулке t_2 находится по таблице 2, на стр.303, а предельные отклонения этих размеров по таблице 7, на стр.313 [1].

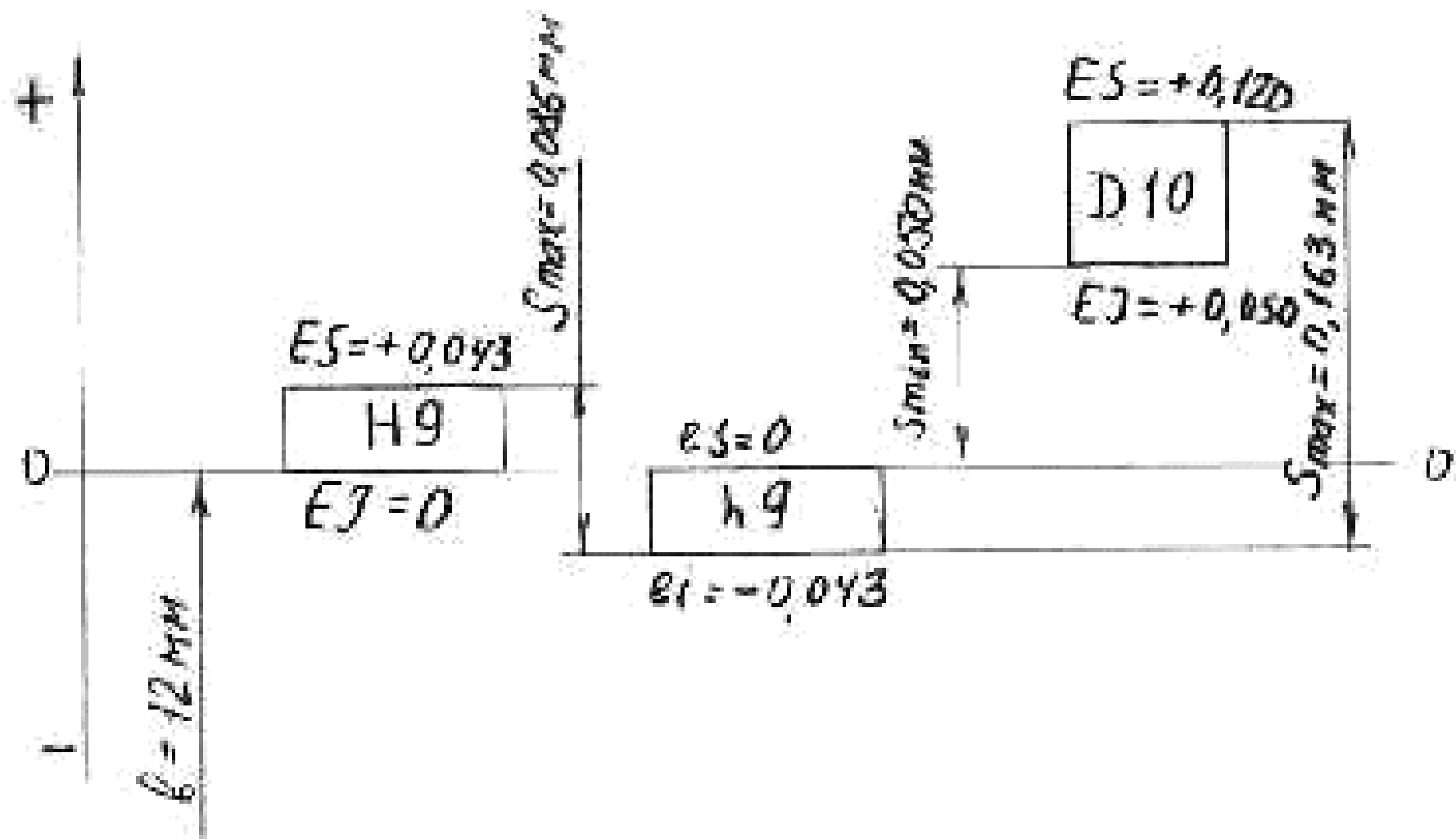


Рис. 4.3. Графическая схема полей допусков шпоночного соединения

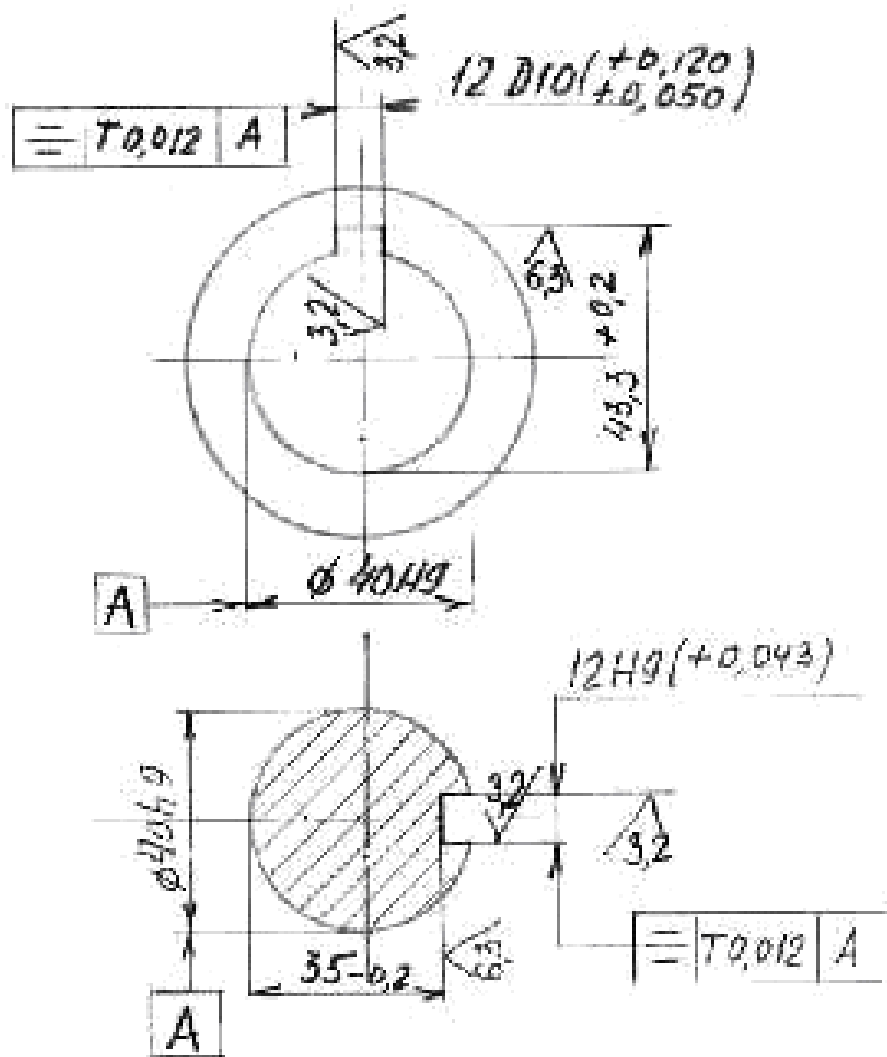


Рис. 4.4. Эскизы деталей шпоночного соединения

V. Задание 5

Нормы точности цилиндрических зубчатых колес.

1. Цель задания

- 1.1. Изучить методы нормирования точности зубчатых колес.
- 1.2. Научиться определять числовые значения норм точности в соответствии со степенями точности зубчатого колеса.
- 1.3. Научиться разрабатывать чертежи цилиндрических зубчатых колес с указанием точностных характеристик.

2. В задании требуется

2.1. Исходя из условий задания и конструкции узла, определить основные геометрические параметры зубчатого колеса.

2.2. Для каждой группы норм точности выбрать комплекс норм, для которых найти конкретные числовые значения.

2.3. Начертить эскиз зубчатого колеса с указанием размеров, норм точности и других необходимых показателей.

3. Исходные данные

3.1. Рис.1. Посадочный диаметр колеса d_3 .

3.2. Число зубьев $z=25$, модуль $m=4$ мм.

3.3. Нормы точности 8-7-7-D.

4. Методические указания по выполнению задания 5

4.1. Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес.

Делительные окружности - соприкасающиеся окружности пары колес, катящиеся одна по другой без скольжения. Диаметр делительной окружности - d . Шаг зацепления P_t – расстояние между одноименными профильными поверхностями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности. Модуль m - отношение диаметра делительной окружности к числу зубьев колеса, т.е. $d = m \times z$.

Высота головки зуба h_a – расстояние между делительной окружностью и окружностью выступов (вершин) зубьев; $h_a = m$. Высота ножки h_f – расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин; $h_f = 1,25m$, при $m \geq 1$ мм. Ширина зубчатого венца b - расстояние по нормали между торцовыми поверхностями рабочей части зубчатого колеса. Угол профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$.

Для заданных условий $d = m \times z = 4 \times 25 = 100$ мм. Остальные параметры определим позже.

4.2. Нормы точности зубчатых колес.

При назначении допусков на зубчатые колеса для достижения качественной работы зубчатой передачи руководствуются следующими требованиями:

- обеспечение необходимой кинематической точности, т.е. согласованности углов поворота ведущего и ведомого колес передачи;
- обеспечение необходимой плавности работы, т.е. ограничения циклических погрешностей, многократно повторяющихся за один оборот колеса;
- обеспечение необходимой степени контакта зубьев, т.е. такого прилегания зубьев по длине и высоте, при котором нагрузка от одного зуба

к другому передается по контактными линиям, максимально использующим всю активную поверхность;

- обеспечение необходимой величины бокового зазора для устранения заклинивания зубьев при работе и ограничения мертвых ходов в передаче.

По каждому из видов норм точности (кроме норм бокового зазора) установлены десять степеней от 3 до 12-й. К нормам точности относятся допуски и отклонения, ограничивающие отдельные виды погрешностей. Каждая норма характеризуется рядом показателей, выбор которых зависит от конкретных условий производства и эксплуатации. Показатели объединены в комплексы, каждый из которых имеет свой номер. Эти комплексы приведены в таблицах 2 (стр.426), 7 (стр.435), 12 (стр.444) [1].

При определении норм бокового зазора в передаче исходят из необходимости обеспечения условий подачи смазки к зубьям, устранения заклинивания при нагреве, компенсации погрешностей изготовления и монтажа. Для удовлетворения различных требований предусмотрено шесть видов сопряжений, определяющих различные значения минимально гарантированного бокового зазора $j_{n \min} - A, B, C, D, E, H$ (в порядке уменьшения бокового зазора).

Соответственно имеется ряд значений допусков, которые могут быть назначены на размер $j_{n \min} - a, b, c, d, h, x, y, z$.

Обозначение норм точности зубчатых колес содержит указание степеней точности по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев, вида сопряжения последовательно. Например, обозначение 8-7-7-*D* понимается так:

- 8- степень точности по нормам кинематической точности;
- 7- степень точности по нормам плавности;
- 7- степень точности по нормам контакта зубьев;
- D*- вид сопряжения, определяющий величину бокового зазора, с допуском *d*.

Если указана одна цифра, то это значит, что все три группы норм имеют одну степень точности.

4.3. Выбираем номера комплексов точности по каждой группе норм. Например, по нормам кинематической точности для степени точности 8-й и делительному диаметру $d = 100$ мм выбираем по таблице 2 на стр.426 [1] комплекс III. Для него по таблице 5 на стр. 431 находим:

- допуск на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 50$ мкм;
- допуск на погрешности обката $F_c = 28$ мкм.

По нормам плавности из таблицы 7, на стр.435 выбираем показатель колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f_{ir}'' , а по таблице 10, на стр. 440, для степени точности 7-й, модуля $m = 4$ мм, делительного диаметра $d = 100$ мм находим $f_{ir}'' = 45$ мкм.

По нормам контакта зубьев, из таблицы 12, на стр. 444 выбираем показатели комплекса VIII – допуск параллельности осей f_x и допуск на пе-

рекос осей f_y , а из таблицы 15, на стр. 449, находим f_x и f_y в зависимости от ширины венца зубчатого колеса. Его следует определить, исходя из отношения ширины венца к делительному диаметру колеса, изображенного на чертеже узла. Для выбранного примера

$$b = 25/80 \times 100 = 31 \text{ мм.}$$

Итак, допуски $f_x = 11 \text{ мм}$, $f_y = 6 \text{ мм}$.

По нормам бокового зазора из таблицы 16, на стр. 450, выбираем комплекс:

- наименьшее дополнительное смещение исходного контура зубчатого колеса- E_{hs} ;
- допуск на смещение исходного контура T_h .

Из таблицы 19, на стр.454, находим численные значения этих показателей в зависимости от делительного диаметра колеса $E_{hs} = -60 \text{ мм}$. Допуск T_h зависит от вида сопряжения и допуска F_r на радиальное биение зубчатого венца (см. выше). Для $F_r = 50 \text{ мкм}$ допуск $T_h = 90 \text{ мкм}$.

4.4. На рисунке 5.1, показан эскиз зубчатого колеса, выполненного в соответствии с проведенными расчетами. При этом:

- размер посадочного отверстия выбран пропорционально размеру делительного диаметра (по чертежу на рис. 1);
- размеры шпоночного паза определяются в соответствии с методическими указаниями раздела IV;
- задание для контроля зубчатого колеса можно назначить , исходя из норм бокового зазора. Так как при этом нормируется дополнительное смещение E_{hs} и допуск T_h , то и изменение размеров зуба можно контролировать показателями: постоянная хорда $\overline{Sc}$ и расстояние до постоянной хорды $\overline{hc}$.

Эти значения можно определить по формулам:

$$\overline{Sc} = 1.387m, \quad \overline{hc} = 0.748m.$$

Предельные отклонения на размер постоянной хорды определяются при помощи таблиц 29, на стр. 463 и 30 на стр. 464 [1].

5/(V)

Модуль	m	4
Число зубьев	Z	25
Нормальный исходный контур		ГОСТ 13755-81
Степень точности		8-7-7-D
Коэффициент смещения	x	—
Постоянная хорды	$\bar{s}_c$	$5,548^{+0,045}_{-0,115}$
Высота до постоянной хорды	$\bar{h}_c$	2,99
Делительный диаметр	d	100

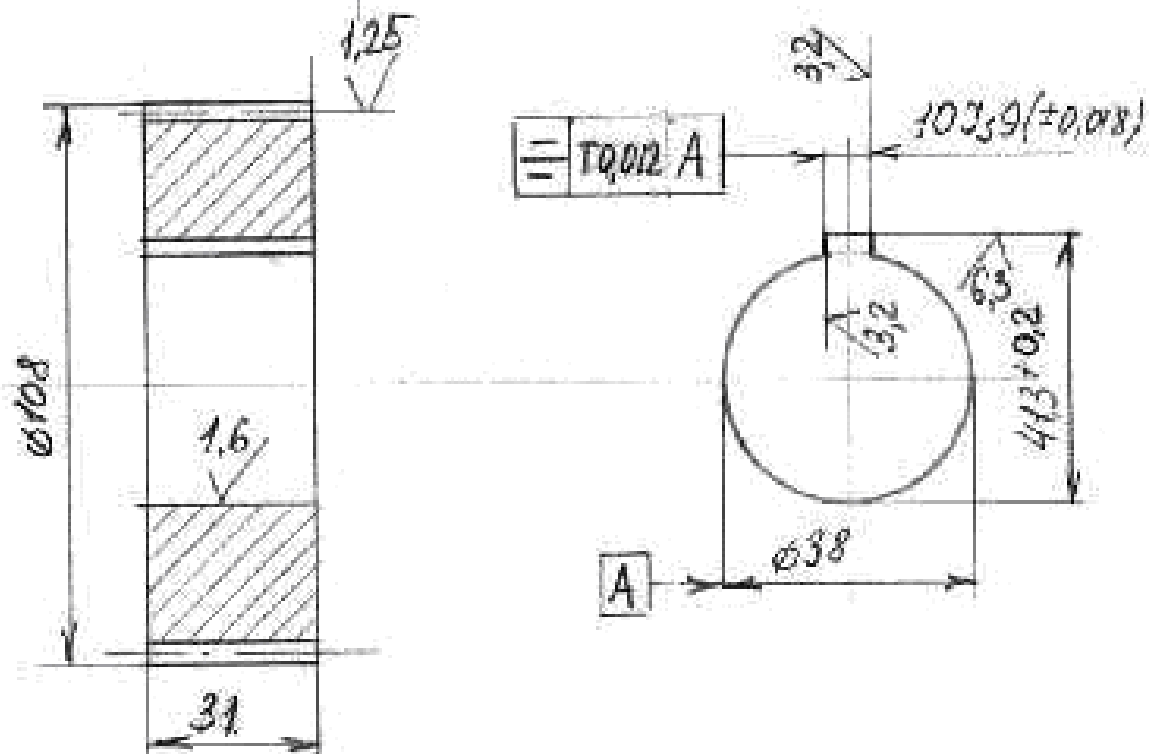


Рис. 5.1. Эскиз зубчатого колеса

VI. Задание 6

Расчет размерных цепей.

1. Цель задания

1.1. Изучить термины и определения, относящиеся к методам решения задач расчета размерных цепей.

1.2. Изучить особенности методов решения задач для расчета размерных цепей.

1.3. Освоить практически методику решения прямой (проектной) задачи методом максимума- минимума, способом одного квалитета.

2. В задании требуется

2.1. На основе конструкции узла и заданных параметров исходного звена составить размерную цепь.

2.2. Произвести решение прямой задачи способом одного квалитета.

2.3. Произвести проверку правильности решения задачи, используя координаты середин полей допусков звеньев цепи.

3. Исходные данные

3.1. Узел на рис.1

3.2. Замыкающее звено $U_{\Delta} = 2 \pm 0,6$.

4. Методические указания по решению задания 6

4.1. Размерная цепь (р.ц.) – совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. Р.ц. состоит из составляющих звеньев и замыкающего (исходного) звена. Составляющие звенья разделяются на увеличивающие (при их увеличении замыкающее звено увеличивается) и на уменьшающие (при их увеличении замыкающее звено уменьшается). Сущность расчета р.ц. состоит в установлении предельных отклонений всех ее звеньев, исходя из требований конструкции и технологии изготовления механизма или детали.

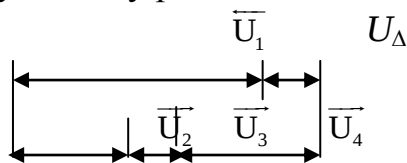
Прямая (проектная) задача имеет своей целью определение предельных отклонений составляющих звеньев.

Существует несколько методов расчета р.ц. В данном задании необходимо решить прямую задачу методом максимума- минимума с использованием способа одного квалитета.

4.2. После изучения конструкции узла и условий задания необходимо составить геометрическую схему р.ц., руководствуясь следующими рекомендациями:

- каждая р.ц. может иметь только одно замыкающее звено;
- составление р.ц. удобнее всего начинать от одной из границ замыкающего звена;
- выявление составляющих звеньев следует производить последовательно, переходя от размера к размеру, чтобы потом закончить это «движение» у другой границы замыкающего звена;
- каждая деталь, которая участвует в составлении р.ц., должна характеризоваться одним размером (звеном);
- составляющие звенья обозначаются на геометрической схеме той же буквой, что и замыкающее звено, с добавлением порядкового номера;
- после составления геометрической схемы следует разделять составляющие звенья на увеличивающие и уменьшающие;
- необходимо выделить в р.ц. звенья, относящиеся к размерам стандартных изделий (подшипники, крепежные детали и т.п.), найти в справочниках предельные отклонения этих размеров и указать на геометрической схеме.

4.3. Руководствуясь указанными рекомендациями составим геометрическую схему р.ц. с замыкающим звеном U_{Δ} на рис.1



Здесь $U_{\Delta} = 2 \pm 0,6$;

U_1 – номинальный размер уступа вала, $U_1 = 49$ мм;

U_2 – номинальный размер ступицы зубчатого колеса, $U_2 = 19$ мм;

U_3 – номинальный размер промежуточной втулки, $U_3 = 10$ мм;

U_4 – ширина кольца подшипника, $U_4 = 22$ мм.

Все размеры составляемой р.ц. можно определить, сопоставляя их с размером замыкающего звена в соответствующем масштабе.

Разделим составляющие звенья на увеличивающие и уменьшающие. На геометрической схеме они обозначаются: стрелкой вправо - увеличивающие, влево - уменьшающие.

После этого проверим правильность составления р.ц. по формуле

$$U_{\Delta} = \sum_{i=1}^n U_i^{yb} - \sum_{i=n+1}^{n+p} U_i^{ym},$$

Где n - число увеличивающих звеньев, p - уменьшающих звеньев.

$$U_{\Delta} = 19 + 20 + 22 - 49 = 2 \text{ мм.}$$

Исходя из условий п.3.2

$$ES(U_{\Delta}) = +0,6 \text{ мм} ; EJ(U_{\Delta}) = -0,6 \text{ мм} ; TU_{\Delta} = ES(U_{\Delta}) - EJ(U_{\Delta}) = 1,2 \text{ мм} = 1200 \text{ мкм}.$$

Здесь $ES(U_{\Delta})$ – верхнее отклонение размера замыкающего звена, $EJ(U_{\Delta})$ – нижнее отклонение, TU_{Δ} – допуск замыкающего звена.

4.4. Основное условие решения задачи расчета р.ц. методом максимума- минимума

$$TU_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i \quad (6.1)$$

где TA_i – допуски составляющих звеньев, а n – число составляющих звеньев.

Допуск любого составляющего звена

$$TA_i = a_i \times i_i,$$

где a_i – число единиц допуска – безразмерный коэффициент, зависящий от качества размера звена. Его можно найти по таблице 2, стр. 27 [1] или по таблице 13, стр. 182 [5]. i_i – единица допуска, определяемая номинальным размером, значение i_i можно найти в приложении I стр. 509 [1] или по таблице 12, стр. 182 [5].

Исходя из условия равенства качеств составляющих звеньев, можно определить значение a_{cp} – средний коэффициент точности р.ц.

$$a_{cp} = TA_{\Delta} / \sum_{i=1}^n i_i$$

Но в р.ц., в которой имеются размеры стандартных звеньев, следует рассчитывать a_{cp} по формуле

$$a_{cp} = (TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_i^{ct}) / \sum_{i=1}^{n-k} i_i$$

где TA_i^{ct} – допуски размеров стандартных звеньев, определяемые по соответствующим стандартам; k – число стандартных звеньев, входящих в р.ц..

Для данной р.ц., в которой входит звено – ширина кольца подшипника U_4 , допуск можно определить, например, по таблице 2, на стр. 279 [1]. Для $U_4 = 22 \text{ мм}$, $TU_4 = 120 \text{ мкм}$. Заметим также, что $ES(U_4) = 0$; $EJ(U_4) = -0,12 \text{ мм}$. Эти данные необходимы для дальнейшего расчета.

Теперь найдем значение единиц допуска для составляющих звеньев:

Звено $U_1 = 49 \text{ мм}$, $i_1 = 1,71 \text{ мкм}$;

$U_2 = 19 \text{ мм}$, $i_2 = 1,44 \text{ мкм}$;

$U_3 = 10 \text{ мм}$, $i_3 = 1,00 \text{ мкм}$; $\sum_{j=1}^3 i_j = 1,71 + 1,44 + 1,0 = 4,15 \text{ мкм}$.

А затем находим величину a_{cp}

$$a_{cp} = (TU_{\Delta} - TU_4^{ct}) / \sum_{i=1}^3 i_i = (1200 - 120) / 4,15 = 260$$

По таблице значений числа единиц допуска определяем, что для качеств $IT13-a=250$, $IT14-a=400$. Очевидно, полученное значение $a_{cp} = 260$ ближе находится к $IT13$.

4.5. Для удобства дальнейших расчетов составляем вспомогательную таблицу.

Обозначение звена U_i	Номинальный размер звена	Единица допуска i_i	Допуск $TU_{i, \text{мкм}}$		Квалитет IT_q	Предельные отклонения размеров, мм		Координата середины поля допуска $E_c(U_i)$
			По расчету	После корректировки		$ES(U_i)$	$EJ(U_i)$	
U_Δ	2		1200	1200		+0,6	-0,6	0
Увеличивающие звенья								
$U_2^{\rightarrow}$	19	1,44	330	470		+0,6	+0,13	+0,365
$U_3^{\rightarrow}$	10	1,0	220	220	13	0	-0,22	-0,11
$U_4^{\rightarrow}$	22		120	120		0	-0,12	-0,06
Уменьшающие звенья								
$U_1^{\leftarrow}$	49	1,71	390	390	13	+0,39	0	+0,195

По значениям номинальных размеров составляющих звеньев и квалитету IT_{13} находится значение допусков и заполняется четвертая графа. Затем проверяем выполнение условия формулы 6.1. Поскольку условие не выполняется, т.е. $\sum_{i=1}^n TU_i < TU_\Delta$, необходимо выделить корректирующее звено, увеличить или уменьшить его допуск, чтобы обеспечить равенство 6.1.

Для нашего случая в качестве корректирующего звена выбираем звено U_2 . Чтобы сумма допусков составляющих звеньев U_i была бы равна U_Δ , необходимо, чтобы $U_2 = 470 \text{ мкм}$. После этого заполняем пятую графу.

Во многих случаях для выполнения условия 6.1 необходимо уменьшить допуск корректирующего звена. В этом случае необходимо, чтобы

$$TU_k >> \sum_{i=1}^n TU_i - TU_\Delta,$$

где TU_k - допуск корректирующего звена.

4.4. Следующий этап решения задачи - определение предельных отклонений всех составляющих звеньев, кроме корректирующего звена и размеров стандартных изделий.

В нашем случае, следовательно, остается определить $ES(U_i)$ и $EJ(U_i)$ для звеньев U_3 и U_1 . Здесь можно воспользоваться рекомендациями: охватываемые размеры выполнять с основным отклонением h , охватываемые - с H . Для звена U_3 h , т.е. $EJ(U_3) = 0$, $EJ(U_3) = -0,22 \text{ мм}$, для звена U_1 - $ES(U_1) = +0,39 \text{ мм}$, $EJ(U_1) = 0$. Заносим эти значения, а также уже ранее определенные значения $ES(U_4)$ и $EJ(U_4)$ в графы 7 и 8.

4.5. Чтобы определить предельные отклонения корректирующего звена, необходимо использовать соответствующие формулы, которые приводятся отдельно для корректирующего увеличивающего звена или кор-

ректирующего уменьшающего звена. Эти формулы приведены, например, на стр. 238 [5].

В нашем случае корректирующее звено входит в состав группы увеличивающих звеньев.

$$ES(U_2) = \sum_{i=1}^{n+p} EJ(U_i^{ym}) + ES(U_\Delta) - \sum_{i=p}^{n-1} ES(U_i^{yb}) = 0 + 0,6 - 0 = +0,6 \text{ мм}$$

$$EJ(U_2) = EJ(U_\Delta) - \sum_{i=1}^{n-1} EJ(U_i^{yb}) + \sum_{i=n+1}^{n+p} ES(U_i^{ym}) = -0,6 - (-0,22 - 0,12) + 0,39 = +0,13 \text{ мм}.$$

Заносим полученные значения в 7 и 8 графы.

4.6. Последний этап решения задачи – проверочный. Для проверки необходимо вычислить для каждого звена координату середины поля допуска по формуле

$$E_c(U_i) = 0,5 [ES(U_i) + EJ(U_i)],$$

а затем проверить правильность решения по формуле

$$E_c(U_\Delta) = \sum_{i=1}^n E_c(U_i^{yb}) - \sum_{i=1}^p E_c(U_i^{ym}),$$

где p -число уменьшающих звеньев.

После заполнения графы 9 находим координату поля допуска замыкающего звена.

$$E_c(U_\Delta) = +0,365 - 0,11 - 0,06 - 0,195 = 0.$$

Результат показывает правильность решения задания.

Задание 7

А. Вопросы по разделу «Метрология»

0. Погрешности измерения. Факторы, влияющие на точность измерения. Методы измерения.

1. Единство измерений. Единицы физических величин. Государственные эталоны.

2. Метрологические характеристики средств измерений. Классы точности средств измерений.

3. Методы оценки случайных погрешностей.

4. Методы определения систематических погрешностей.

5. Метрологический контроль и надзор за средствами измерений.

6. Классификация средств линейных и угловых измерений. Принцип выбора средств измерений

7. Организация и функции государственной метрологической службы в РФ.

8. Плоскопараллельные концевые меры длины. Назначение. Точностные характеристики.

9. Гладкие цилиндрические калибры. Назначение. Расчет допусков калибров.

Б. Вопросы по разделу «Стандартизация и сертификация»

0. Техническое регулирование в РФ. Цели и принципы стандартизации.
1. Государственная система стандартизации в РФ. Структура и функции.
2. Виды и категории стандартов. Системы стандартов. Применение международных стандартов.
3. Классификации и кодирование продукции. Штриховой код продукции.
4. Системы предпочтительных чисел. Параметрические ряды. Ряды нормальных линейных размеров.
5. Подтверждение соответствия, цели и принципы. Формы подтверждения соответствия.
6. Участники сертификации в РФ. Их права и обязанности.
7. Правила проведения работ в области сертификации. Схемы сертификации.
8. Содержание сертификата соответствия. Знак соответствия и знак обращения на рынке.
9. Национальные и международные органы по стандартизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белкин Н.М. Допуски и посадки (основные нормы взаимозаменяемости) Уч. пособие для студентов машиностроительных специальностей высших технических заведений- М.: Машиностроение, 1992- 528с.
2. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х томах. Под ред. В.Д.Мягкова. Л.: Машиностроение, 1983-545с.
3. Радкевич Я.М. Метрология, стандартизация и сертификация. Уч. пособие для ВУЗов/Я.М.Радкевич, А.Г.Схиртладзе, Б.И.Лактионов-М.-:Высшая школа ,2004-767с.
4. Лифиц И.М. Стандартизация, метрология и сертификация. Учебник. 2-е изд.- М.: Юрайт-Издат,2003-378с.
5. Серый И.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. 2-е изд. М.: ВО Агропромиздат, 1987- 367 с.
6. Димов Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация. Уч. для ВУЗов ,2-е изд.-СПБ:Питер,2004-432с.

ИЗМЕНЕНИЯ, ВНЕСЕННЫЕ В МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЕ СТАНДАРТЫ

01 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ. ТЕРМИНОЛОГИЯ. СТАНДАРТИЗАЦИЯ. ДОКУМЕНТАЦИЯ

МКС 01.080.30

Группа Т52

Изменение № 3 ГОСТ 2.309-73 Единая система конструкторской документации.
Обозначения шероховатости поверхностей.

Принято Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и
сертификации (протокол №21 от 28.05.2002)

Зарегистрировано Бюро по стандартам МГС № 4180

За принятие изменения проголосовали национальные органы по стандартизации
следующих государств: AM, BY, KZ, KG, MD, RU, TJ, UZ, UA) [коды альфа-2 по МК
(ИСО 3166) 004]

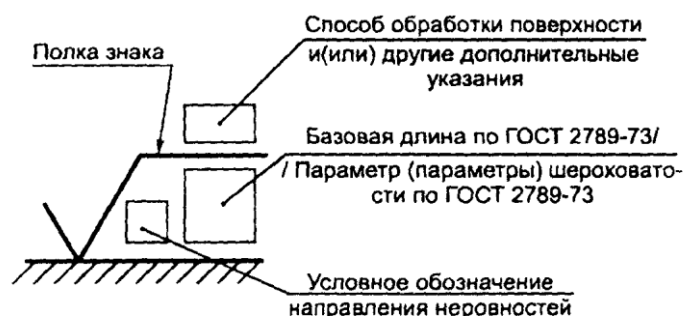
Вводная часть. Второй абзац изложить в новой редакции:

«Стандарт полностью соответствует стандарту ИСО 1302.

Пункт 1.2. Второй абзац изложить в новой редакции:

«При применении знака без указания параметра и способа обработки его изобра-
жают без полки»;

чертеж 1 заменить новым:



Черт. 1

Пункт 1.3. Первый абзац. Заменить значение: (1,5...3) h на (1.5...5)h.

Пункт 1.5. После слов «в обозначении шероховатости» изложить в новой редак-
ции (кроме примечания): «после соответствующего символа, например: $Ra\ 0,4$; $R_{max}\ 6,3$; $S_m\ 0,63$; $t_{50}70$; $S\ 0,032$; $Rz\ 50$.»

Пункт 1.5а. Заменить обозначения шероховатости: $0,4\sqrt{\quad}$; $Rz\ 50\sqrt{\quad}$ на $\sqrt{Ra\ 0,4}$
 $\sqrt{Rz\ 50}$

Пункт 1.5б. Заменить обозначения шероховатости: $3,2min\sqrt{\quad}$; $Rz\ 50min\sqrt{\quad}$ на

$\sqrt{Ra\ 3,2min}$; $\sqrt{Rz\ 50min}$

Пункт 1.6. Заменить обозначение: $0,4^{0,8}$ на $Ra\ 0,4^{0,8}$.

Пункт 1.7. Заменить обозначение: $1+20\%$ на $Ra\ 1+20\%$.

Пункт 1.8. Чертеж 3 заменить новым:
«параметр высоты неровностей профиля
параметр шага неровностей профиля
относительная опорная длина профиля

$\sqrt{Ra\ 0,1}$
 $0,8/Sm\ 0,063$
 $0,040$
 $0,25/t_{so}\ 80+10\ %$

Черт. 3».

Пункт 1.10. Таблицу дополнить обозначением:

Типы направления неровностей	Обозначение
	$\sqrt{P}$

Пункт 1.11. Чертеж 4 заменить новым:

Полировать
 $\sqrt{M\ Ra\ 0,025}$

Черт. 4