

С.Б. Афонин, В.М. Гаврилин, Т.В. Гущина

**Учебное пособие
для проведения
практических занятий
по курсу
«Основы взаимозаменяемости»**

Иваново 2018

Министерство образования и науки Российской Федерации

Ивановский государственный химико-технологический университет

С.Б. Афонин, В.М. Гаврилин, Т.В. Гущина

Учебное пособие для проведения практических занятий
по курсу «Основы взаимозаменяемости»

Иваново 2018

УДК 621.713

Афонин, С.Б.

Учебное пособие для проведения практических занятий по курсу «Основы взаимозаменяемости» / С.Б. Афонин, В.М. Гаврилин, Т.В. Гущина; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2018. – 141 с.

В учебном пособии представлены типовые задачи курса и варианты заданий к ним, методика и примеры выполнения заданий, графическое оформление решений. Изложены методы определения допусков на элементы деталей как части суммарной погрешности, возникающей при сборке и работе узла или конструкции в целом, а также содержит общие указания по выбору посадок, построению и расчету конструкторских размерных цепей.

В работе объединены разрозненные данные, изложенные в специальной литературе, и выделены наиболее важные положения, приведены ссылки на справочные таблицы, необходимые при выполнении заданий.

Предназначено для выполнения практических работ по дисциплине «Основы взаимозаменяемости» студентами направления 15.03.02 – «Технологические машины и оборудование», профили подготовки: «Технологические машины и оборудование химических и нефтехимических производств» и «Машины и аппараты пищевых производств».

Табл. 26. Илл. 44. Библиогр.: 14 наименований.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

кафедра технологических машин и оборудования
Ивановского государственного политехнического университета;

генеральный директор ООО «Исследователь», кандидат технических наук,
профессор В.М. Хадеев

© Афонин С.Б., Гаврилин В.М., Гущина Т.В., 2018
© ФГБОУ ВО «Ивановский государственный
химико-технологический университет», 2018

Оглавление

Введение	4
1. Типовые задачи курса и варианты заданий к ним	5
2. Расчетная часть	40
2.1. Допуски и посадки гладких соединений (методом аналогий)	40
2.2. Допуски и посадки гладких соединений (расчетный метод)	51
2.2.1. Расчет и подбор посадки с зазором для подшипников жидкостного трения	51
2.2.2. Расчет посадки с натягом	58
2.2.3. Расчет переходной посадки	66
2.3. Допуски и посадки подшипников качения	70
2.4. Допуски и посадки шпоночного соединения	79
2.5. Допуски и посадки шлицевых соединений	85
2.5.1. Шлицевые соединения прямозубые	85
2.5.2. Шлицевые соединения эвольвентные	91
2.6. Допуски и посадки резьбовых соединений	96
2.7. Размерные цепи	99
2.7.1. Методы расчета размерных цепей. Основные термины и определения. Классификация размерных цепей	99
2.7.2. Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость	103
2.7.3. Вероятностный метод расчета размерных цепей	110
2.7.4. Метод регулирования	114
2.8. Допуски и посадки зубчатых передач	119
3. Приложения	127
Список используемых источников	140

Введение

Эксплуатационные показатели механизмов и машин (долговечность, надежность, точность и т. д.) в значительной мере зависят от правильности выбора посадок, допусков формы и расположения, шероховатости поверхности. В собранном изделии детали связаны друг с другом, и отклонения размеров, формы и расположения осей или поверхностей одной какой-либо из деталей вызывают отклонения у других деталей. Эти отклонения, суммируясь, влияют на эксплуатационные показатели машин и механизмов.

В работе изложены методы определения допусков на элементы деталей как части суммарной погрешности, возникающей при сборке и работе узла или конструкции в целом.

Для определения допусков формы и расположения был выбран способ расчета на максимум - минимум, как наиболее универсальный и наглядный. Он базируется на допущении о самом неблагоприятном сочетании отклонений у деталей в изделии. Допуски, рассчитанные способом максимум - минимум, получаются жесткими, что резко удорожает производство. Ознакомившись с методикой, изложенной в книге, можно в дальнейшем применять для расчета допусков иные методы. В тех случаях, когда экономически оправдан риск возможного выхода за установленные пределы характеристик изделия, применяют, например, вероятностный метод расчета, при котором допуски получаются несколько большими.

Пособие содержит общие указания по выбору посадок, построению и расчету конструкторских размерных цепей.

В работе объединены разрозненные данные, изложенные в специальной литературе, и выделены наиболее важные положения, приведены ссылки на справочные таблицы, необходимые при выполнении заданий.

Использование пособия в учебном процессе должно содействовать развитию технического мышления учащихся стимулировать их активность и

самостоятельную работу на аудиторных занятиях, облегчать выполнение домашних заданий.

1. Типовые задачи курса и варианты заданий к ним

Ваш вариант выполнения работы определяется по двум последним цифрам номера зачетной книжки (студенческого билета).

Работы оформляются в тетради или на отдельных листах , эскизы выполняются на листах формата А4, с соблюдением требований ЕСКД.

Номер чертежа, необходимый для выполнения задач – последний столбец Вашего задания.

Задача №1

Выбор посадок для заданных цилиндрических соединений.

1. Для соединений А, Б, В по предложенному эскизу определить название деталей, функции соединений и назначить:

- а) вид посадки;
- б) основание системы.

2. Определить:

- а) предельные отклонения деталей;
- б) предельные размеры деталей;
- в. величину зазоров или натягов в соединении.

3. Назначить по точности деталей:

- а) экономически обоснованные способы обработки деталей;
- б) необходимые параметры шероховатости поверхности .

4. Начертить:

- а) эскизы деталей и соединений (3 шт.);
- б) поля допусков соединений;
- в) обозначить шероховатость поверхности.

Задача №2

Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений (расчетным методом)

Задача состоит из трех частей, представляющих расчет наиболее распространенных типов посадок: Задача №2.1 посадка с зазором для подшипников жидкостного трения; Задача №2.2 посадка с натягом; Задача №2.3 посадка переходная.

Задача № 2.1

Расчет и подбор посадки с зазором для подшипников жидкостного трения

По условию задания определяются высоты неровностей, определяется допускаемая толщина масляного слоя, рассчитываются предельные значения зазоров, по которым выбирается стандартная посадка.

Задача № 2.2. Расчет посадки с натягом

По известным значениям внешних нагрузок и размерам соединения определяется: требуемое минимальное удельное давление на контактных поверхностях соединения; рассчитывается минимальный натяг. Определяется максимальное допустимое давление, при котором отсутствуют пластические деформации на контактных поверхностях деталей. Рассчитывается максимальный натяг. Подбирается стандартная посадка.

Задача № 2.3. Расчет переходной посадки

Основной расчет переходных посадок заключается в нахождении вероятности получения натягов (зазоров) при заданных условиях. Остальные расчеты проводятся по аналогии с расчетами посадок с натягом (зазором).

Задача № 3

Допуски и посадки подшипников качения

1. По заданному номеру подшипника, виду нагружения колец, режима работы определить:
 - а. тип подшипника;
 - б. посадки наружного и внутреннего колец;
 - в. предельные отклонения колец подшипника;
 - г. предельные отклонения посадочных поверхностей под подшипник по выбранной посадке.
2. Рассчитать зазоры или натяги в сопряжениях.
3. Назначить способ обработки посадочных поверхностей под подшипник.
4. Назначить шероховатость посадочных и сопрягаемых поверхностей.
5. Определить допускаемые отклонения формы посадочных поверхностей под подшипник.
6. Начертить эскизы сопряжений, размеры, схему полей допусков сопрягаемых деталей, обозначить необходимые параметры шероховатости и отклонений формы.

Задача № 4

Допуски и посадки шпоночного соединения

1. По заданному размеру вала и виду шпонки определить номинальные размеры элементов соединения.
2. По заданному характеру соединения назначить посадки шпонки.
3. Определить допуски и предельные размеры шпонки и пазов.
4. Определить зазоры и натяги в сопряжениях и допуски непосадочных размеров.
5. Предложить экономически выгодные способы обработки деталей соединения.
6. Назначить шероховатость поверхностей.
7. Назначить необходимые отклонения формы и расположения.
8. Начертить эскизы деталей соединения, схемы их полей допусков, размеры, указать шероховатость и отклонения формы и расположения.

Задача № 5

Допуски и посадки шлицевых соединений.

1. По заданному обозначению определить тип шлицевого соединения.
2. По заданному типу центрирования подобрать посадки на сопрягаемые размеры.
3. Определить предельные отклонения сопрягаемых размеров.
4. Для центрирующего размера определить зазоры, натяги.
5. Предложить способ изготовления деталей и назначить шероховатость поверхности.
6. Начертить эскизы деталей и сборку соединения. Привести схему полей их допусков.

Задача № 6

Допуски и посадки резьбовых соединений.

1. Для заданного обозначения определить тип резьбы, ее параметры.
2. Определить предельные отклонения и предельные размеры нормируемых диаметров резьбы.
3. Определить зазоры и натяги в сопряжении по среднему диаметру.
4. Начертить эскизы элементов сопряжения и полей допусков резьбы деталей.

Задача № 7

Размерные цепи

1. Выявить составляющие звенья размерной цепи с заданным замыкающим звеном и построить схему цепи.
2. Произвольно задаться номинальными размерами звеньев цепи.
3. Рассчитать цепь двумя из трех способов, указанных в задании:
 - а) метод одного качества;
 - б) метод компенсации;
 - в) вероятностный метод.
4. Начертить фрагмент устройства, на котором базируется размерная цепь, схему размерной цепи.

Задача № 8

Допуски и посадки зубчатых передач.

1. Для зубчатого колеса заданной точности выбрать комплекс контролируемых параметров.
2. Определить числовые значения отклонений выбранных показателей точности.

3. Установить нормы бокового зазора, показатели, определяющие боковой зазор.
4. Привести основные параметры зубчатого колеса.
5. Выполнить рабочий чертеж зубчатого колеса с указанием шероховатости и отклонений формы и расположения.

Варианты заданий представлены в табл. 1.1. Чертежи к заданиям представлены на рис. 1 – 20

Таблица 1.1

№ вариан-та	№ чертежа	Задача №1						Задача №8						
		Подбор посадок						Размерные цепи						
		А		Б		В		Замыкающее звено				Способ решения		%риска
		Ном.р-р мм	Позиция чертежа	Ном.р-р мм	Позиция чертежа	Ном.р-р мм	Позиция чертежа	Обозначение	Ном. р-р. мм	Δ в A_0 мкм	Δ в A_0 мкм			
1;51	1	62	1	25	2	27	3	A_0	2,00	+0.025	-0.025	М	Р	-
2;52	2	30	1	85	3	76	4	C_0	2,00	0	-0,025	М	Р	-
3;53	3	82	1	35	3	35	9	C_0	1,50	+0.15	-0.15	М	В	0.27
4;54	4	85	1	32	2	90	3	A_0	2,2	+0.50	0	М	Р	-
5;55	5	85	6	40	7	40	4	B_0	1,00	+0,20	0	М	В	1.0
6;56	6	82	1	40	2	100	4	A_0	2,00	+0.30	0	М	Р	-
7;57	6	50	5	80	6	50	3	B_0	4.00	+0.50	+0.20	М	В	2.0
8;58	7	12	1	40	2	85	3	A_0	4.00	+0.35	+0.10	М	В	0.5
9;59	8	95	1	30	2	25	3	A_0	2.00	+0.25	0	М	В	2.0
10;60	9	90	1	82	2	50	3	A_0	2.00	+0.40	0	М	Р	-
11;61	10	40	1	50	2	40	3	A_0	2.20	+0.20	0	М	В	2.0
12;62	11	28	1	60	2	45	3	A_0	4.00	+0.20	-0.20	М	В	5.0
13;63	12	40	1	60	2	50	3	A_0	2.00	+0.30	+0.01	М	В	1.0
14;64	13	150	1	100	2	45	3	A_0	2.80	+0.25	0	М	Р	-
15;65	14	82	1	10	2	40	3	A_0	5.00	+0.35	0	М	Р	-
16;66	15	40	1	12	6	100	3	A_0	2.00	+0.20	0	М	Р	-
17;67	16	80	1	40	2	12	3	A_0				М	В	2.0
18;68	17	90	1	60	5	45	6	A_0	2.50	+0.50	0	М	Р	-
19;69	18	82	1	48	2	45	4	A_0	2.00	+0.20	-0.20	М	Р	-
20;70	19	12	1	45	2	100	4	A_0	2.00	+0.20	0	М	В	5.0
21;71	20	70	1	10	2	45	5	A_0	2.00	+0.40	0	М	Р	-
22;72	1	62	5	14	4	25	2	B_0	6.00	+0.25	-0.25	М	Р	-
23;73	2	85	2	40	5	80	7	B_0	2.30	+0.15	0	М	Р	-
24;74	3	72	4	30	5	32	6	A_0				М	В	0.27
25;75	4	40	4	14	5	60	6	B_0	2.50	+0.50	0	М	В	0.5
26;76	5	62	1	48	2	12	3	A_0	1.50	+0.25	0	М	В	0.27

Продолжение табл. 1.1

№ вариант а	№ чертежа	Задача №1						Задача №8						
		Подбор посадок						Размерные цепи						
		А		Б		В		Замыкающее звено				Способ решения		%риска
		Ном. р-р мм	Позиция чертежа	Ном. р-р мм	Позиция чертежа	Ном. р-р мм	Позиция чертежа	Обозначение	Ном. р-р. мм	ΔA_0 мкм	$\Delta_{нA_0}$ мкм			
27;77	7	95	4	85	5	14	1	B ₀	1.20	+0.20	0	М	Р	-
28;78	8	50	4	16	5	80	6	C ₀	2.00	+0.15	0	М	Р	-
29;79	9	55	4	20	6	80	8	B ₀	4.00	+0.35	0	М	В	5.0
30;80	10	35	4	52	4	55	6	B ₀	55.0	+0.25	-0.25	М	В	5.0
31;81	11	50	4	45	5	80	6	B ₀	1.50	+0.20	-0.20	М	В	2.0
32;82	12	10	4	50	5	80	6	B ₀	1.50	+0.10	-0.10	М	В	2.0
33;83	13	40	4	120	5	12	6	B ₀	6.00	+0.50	-0.50	М	Р	-
34;84	14	20	5	100	6	45	3	B ₀	4.00	+0.25	-0.25	М	В	5.0
35;85	15	60	2	80	5	10	6	C ₀	2.00	+0.20	0	М	В	2.0
36;86	16	90	4	70	5	12	3	B ₀				М	В	5.0
37;87	17	80	3	50	4	100	1	B ₀	5.00	+0.40	+0.20	М	Р	-
38;88	18	100	3	12	5	45	4	B ₀	6.00	+0.40	0	М	В	5.0
39;89	19	110	3	92	4	48	5	B ₀	20,00	+0.80	0	М	Р	-
40;90	20	15	2	45	5	60	4	B ₀	20.00	+0.50	-0.50	М	В	5.0
41;91	2	100	6	30	8	40	9	A ₀	1.20	+0.15	-0.10	М	В	2.0
42;92	3	40	7	20	8	50	2	B ₀	4.00	+0.20	-0.20	М	Р	-
43;93	4	30	7	12	8	50	4	C ₀	3.00	+0.25	0	М	В	0.27
44;94	5	80	5	65	1	14	3	C ₀	2.00	+0.50	+0.20	М	Р	-
45;95	8	58	7	90	8	50	9	C ₀	1.50	+0.20	+0.10	М	В	2.0
46;96	9	60	7	40	5	80	2	C ₀	5.00	+0.40	0	М	Р	-
47;97	12	45	6	80	7	70	8	C ₀	4.00	+0.25	-0.25	М	В	3.0
48;98	13	110	1	95	2	15	6	C ⁰	1.20	+0.20	0	М	В	5.0
49;99	20	60	1	40	4	80	5	C ₀	30.00	+0.25	-0.25	М	В	5.0
50;100	3	50	8	35	4	14	7	E ₀	2.00	+0.15	0	М	В	0.27

№ ва ри ан та	Задача №2																				
	Посадка с натягом														Посадка с зазором						
	d1 мм	dнк мм	d2 мм	L мм	Mк нм	Roc н	Rzd мкм	RzD мкм	Материал деталей	σ_1^T МПа	σ_2^T МПа	α_x 10^6 C ₋₁	ρ кг/м ³	γ_{II} мкм	dнс мм	Rad мкм	RaD мкм	L мм	Px10-6 Н/м ²	ω Рад/с	μ нс/м ²
26	10	50	80	60	500	7000	6.3	6.3	Сталь-чугун	700	170	10	7300	18	120	0.10	0.20	100	1.47	105	30
27	20	60	100	100	800	7500	3.2	6.3	Сталь-сталь	700	650	13	7850	20	110	0.125	0.25	100	1.96	106	33
28	0	50	100	100	700	8000	6.3	12.0	Сталь-сталь	650	900	12	7850	20	105	0.16	0.20	100	1.18	112	30
29	30	80	150	80	700	8000	3.2	6.3	Сталь-чугун	730	170	10	7300	18	100	0.20	0.25	100	1.37	157	38
30	40	90	170	200	900	9000	6.3	12.0	Сталь-сталь	700	700	15	7850	20	95	0.25	0.32	90	1.57	160	27
31	50	110	200	70	900	10000	0.2	0.4	Сталь-чугун	700	180	11	7300	18	90	0.32	0.32	90	1.76	125	26
32	0	60	150	200	800	10000	0.4	0.63	Сталь-латунь	650	170	20	8500	22	85	0.40	0.50	90	1.96	115	23
33	40	90	180	100	700	8000	4.0	5.0	Сталь-сталь	800	750	13	7850	20	80	0.10	0.40	80	1.47	105	19
34	0	70	150	150	900	9000	3.2	5.0	Сталь-чугун	800	170	11	7300	18	75	0.125	0.2	80	1.76	106	18
35	30	100	170	200	600	10000	3.2	6.3	Сталь-латунь	650	160	18	8500	22	70	0.16	0.25	80	1.96	114	17
36	40	120	210	90	700	12000	1.25	2.0	Сталь-сталь	650	650	12	7850	20	65	0.20	0.32	65	1.47	150	40
37	60	110	200	120	800	9000	1.6	2.5	Сталь-чугун	800	170	10	7300	18	60	0.25	0.40	65	1.96	160	38
38	0	80	150	100	900	8000	6.3	8.0	Сталь-латунь	750	150	19	8500	22	120	0.32	0.50	90	1.18	105	36
39	30	80	170	90	1000	7000	6.3	10.0	Сталь-сталь	700	650	13	7850	20	110	0.40	0.63	90	1.76	114	30
40	40	120	200	100	800	10000	10.0	16.0	Сталь-чугун	750	170	10	7300	18	100	0.10	0.20	90	1.57	106	36
41	50	120	200	100	600	11000	0.32	0.50	Сталь-латунь	650	150	17	8500	22	90	0.125	0.25	90	1.37	160	35
42	0	90	120	90	700	9000	0.63	1.0	Сталь-сталь	700	700	12	7850	20	80	0.160	0.20	80	1.47	112	33
43	10	50	100	70	800	8000	4.0	6.3	Сталь-чугун	700	170	8.7	7300	18	70	0.20	0.20	80	1.96	155	30
44	20	65	110	60	900	10000	6.3	10.0	Сталь-латунь	650	150	21	8500	22	60	0.25	0.30	80	1.76	160	28
45	25	70	130	100	1000	9000	2.5	4.0	Сталь-сталь	800	800	12	7850	20	95	0.32	0.32	100	1.96	106	27
46	0	70	150	100	900	11000	8.0	12.5	Сталь-сталь	700	650	14	7850	20	85	0.40	0.50	100	1.47	114	26
47	60	100	200	90	900	8000	6.3	8.0	Сталь-чугун	650	170	9	7300	18	75	0.10	0.20	80	1.57	105	23
48	50	110	210	85	800	9000	6.3	10.0	Сталь-чугун	700	170	10	7300	18	105	0.125	0.25	100	1.37	105	19
49	0	100	210	110	700	9000	0.4	0.63	Сталь-латунь	650	150	17	8500	22	115	0.160	0.32	100	1.18	157	18
50	20	80	200	100	650	7000	1.25	2.0	Сталь-сталь	700	700	12	7850	20	60	0.20	0.40	60	1.47	114	17
51	0	25	60	60	550	7000	0.40	0.63	Сталь-чугун	650	170	10	7300	18	125	0.20	0.32	120	1.96	157	35
52	10	40	70	60	500	7000	6.3	10	Сталь-сталь	650	650	15	7850	20	120	0.20	0.25	120	1.76	106	33

№ ва ри ан та	Задача №2																				
	Посадка с натягом														Посадка с зазором						
	d ₁ мм	d _{нк} мм	d ₂ мм	L мм	M _к нм	R _{ос} н	Rz _d мкм	Rz _D мкм	Материал деталей	σ ₁ ^τ МПа	σ ₂ ^τ МПа	α _х 10 ⁶ С ₋₁	ρ кг/м ³	γ _п мкм	d _{нс} мм	R _{ад} мкм	R _{аD} мкм	L мм	P _{х10-6} Н/м ²	ω Рад/с	μ нс/м ²
53	15	60	100	80	600	9000	6.3	8.0	Сталь-сталь	700	700	12	7850	20	110	0.25	0.25	100	1.47	105	30
54	20	80	120	100	600	9000	8.0	12.0	Сталь-латунь	650	150	17	8500	22	100	0.40	0.50	100	1.57	114	28
55	30	100	170	70	700	9000	2.5	4.0	Сталь-латунь	700	150	10	8500	18	95	0.32	0.40	100	1.37	106	27
56	40	100	170	100	500	8000	6.3	10.0	Сталь-чугун	650	170	9	7300	18	90	0.25	0.32	90	1.18	160	26
57	25	90	200	100	800	8000	4.0	6.3	Сталь-сталь	700	650	14	7850	20	85	0.20	0.25	90	1.18	155	23
58	0	60	160	100	700	8000	0.63	1.0	Сталь-сталь	800	800	12	7850	20	80	0.16	0.20	80	1.37	112	19
59	10	60	160	80	900	7000	0.32	0.50	Сталь-латунь	650	150	21	8500	22	75	0.125	0.25	80	1.47	105	18
60	20	80	180	80	900	8000	10.0	16.0	Сталь-чугун	700	170	8.7	7300	18	70	0.10	0.20	70	1.57	160	17
61	25	80	180	100	900	9000	6.3	10.0	Сталь-сталь	700	700	12	7850	20	65	0.32	0.50	70	1.76	106	40
62	30	100	180	80	600	7000	6.3	8.0	Сталь-латунь	650	150	17	8500	22	60	0.25	0.50	70	1.96	114	38
63	40	150	200	80	600	8000	1.60	2.5	Сталь-чугун	750	170	10	7300	18	60	0.20	0.40	70	1.18	105	36
64	0	90	210	100	600	9000	1.25	2.0	Сталь-сталь	700	650	13	7850	20	65	0.16	0.32	70	1.18	160	30
65	10	70	210	120	600	10000	3.2	6.3	Сталь-латунь	750	150	19	8500	22	70	0.125	0.25	80	1.37	150	36
66	20	70	220	120	700	10000	3.2	5.0	Сталь-чугун	800	170	10	7300	18	75	0.10	0.20	75	1.57	114	35
67	15	80	160	100	700	9000	4.0	5.0	Сталь-сталь	650	650	12	7850	20	80	0.40	0.50	80	1.47	106	33
68	25	80	170	100	700	8000	0.40	0.63	Сталь-латунь	650	160	18	8500	22	85	0.40	0.40	85	1.76	105	30
69	30	85	170	100	550	7000	0.20	0.40	Сталь-чугун	800	170	11	7300	18	90	0.25	0.32	95	1.96	115	28
70	40	100	200	150	500	7000	8.0	12.0	Сталь-сталь	800	750	13	7850	20	95	0.20	0.32	95	1.96	125	27
71	0	70	180	200	600	7000	6.3	12.0	Сталь-латунь	650	170	20	8500	22	100	0.20	0.50	100	1.76	160	26
72	10	70	150	200	700	5000	3.2	6.3	Сталь-чугун	700	180	11	7300	18	110	0.20	0.25	100	1.47	155	23
73	15	70	160	200	800	6000	3.2	6.3	Сталь-сталь	700	700	15	7850	20	120	0.16	0.25	110	1.18	115	19
74	20	90	170	120	900	7000	6.3	6.3	Сталь-чугун	650	170	10	7300	18	125	0.125	0.25	110	1.37	106	18
75	25	90	170	120	500	8000	6.3	12.0	Сталь-сталь	900	650	12	7850	20	60	0.10	0.20	70	1.76	105	17
76	0	30	60	50	600	11000	6.3	10.0	Сталь-сталь	650	650	15	7850	18	100	0.10	0.20	100	1.47	155	40

№ ва ри ан та	Задача №2																				
	Посадка с натягом														Посадка с зазором						
	d ₁ мм	d _{нк} мм	d ₂ мм	L мм	M _к нм	R _{ос} н	R _{zd} мкм	R _{zD} мкм	Материал деталей	σ ₁ ^τ МПа	σ ₂ ^τ МПа	α _х 10 ⁶ С ₋₁	ρ кг\м ²	γ _п мкм	d _{нс} мм	R _{ад} мкм	R _{аD} мкм	L мм	P _{х10-6} Н\м ²	ω Рад\с	μ нс\м ²
77	10	40	80	50	600	10000	6.3	8.0	Сталь-сталь	700	700	12	7850	20	105	0.25	0.25	100	1.18	110	38
78	15	45	80	50	600	10000	6.3	8.0	Сталь-чугун	650	170	10	7300	18	110	0.16	0.25	100	1.37	105	36
79	20	60	100	70	700	9000	0.20	0.40	Сталь-латунь	700	150	19	8500	22	120	0.20	0.25	120	1.57	115	35
80	25	60	100	70	700	9000	0.20	0.50	Сталь-латунь	750	150	20	8500	22	60	0.10	0.20	70	1.47	106	17
81	30	70	120	70	800	9000	2.5	4.0	Сталь-сталь	700	700	15	7850	18	65	0.10	0.20	70	1.96	160	18
82	35	75	130	80	800	8000	6.3	10.0	Сталь-чугун	700	170	10	7300	18	70	0.125	0.20	70	1.76	150	19
83	40	90	150	80	900	8000	0.63	1.0	Сталь-чугун	650	170	10	7300	18	75	0.16	0.20	85	1.96	140	23
84	50	100	180	90	900	8000	0.32	0.5	Сталь-сталь	800	750	13	7850	20	80	0.16	0.20	85	1.47	105	27
85	0	50	100	80	900	7000	10.0	16.0	Сталь-латунь	800	150	19	8500	22	85	0.20	0.20	85	1.37	106	26
86	10	50	100	80	600	7000	6.3	10.0	Сталь-сталь	650	650	14	7850	20	90	0.20	0.25	95	1.57	112	28
87	15	60	120	80	600	7000	6.3	8.0	Сталь-чугун	750	170	10	7300	18	95	0.16	0.20	95	1.76	115	30
88	20	70	120	90	600	11000	1.60	2.5	Сталь-латунь	650	150	20	8500	22	100	0.125	0.25	95	1.18	125	33
89	25	70	130	70	650	11000	1.25	2.0	Сталь-сталь	750	650	13	7850	20	105	0.10	0.125	110	1.96	105	35
90	30	90	160	70	650	10000	3.2	6.3	Сталь-сталь	700	700	14	7850	20	110	0.10	0.20	110	1.47	106	30
91	35	90	160	70	700	10000	3.2	5.0	Сталь-чугун	700	170	10	7300	18	115	0.125	0.20	110	1.96	112	19
92	40	90	180	70	700	10000	4.0	5.0	Сталь-чугун	750	170	11	7300	18	110	0.125	0.25	110	1.76	157	23
93	50	100	200	80	700	9000	0.40	0.63	Сталь-латунь	750	150	20	8500	22	80	0.16	0.32	90	1.47	160	17
94	0	60	200	80	800	9000	0.20	0.40	Сталь-сталь	700	650	13	7850	20	90	0.16	0.40	90	1.96	125	28
95	10	60	100	70	800	9000	8.0	12.0	Сталь-чугун	750	170	10	7300	18	100	0.20	0.40	100	1.76	115	30
96	15	60	100	70	800	8000	6.3	12	Сталь-латунь	650	150	20	8500	22	110	0.20	0.40	100	1.57	105	33
97	20	60	100	70	900	8000	3.2	6.3	Сталь-сталь	750	700	14	7850	20	60	0.10	0.20	70	1.37	106	30
98	30	90	150	80	900	9000	3.2	6.3	Сталь-чугун	650	170	10	7300	18	70	0.125	0.25	70	1.18	114	17
99	50	110	180	80	900	7000	1.25	2.0	Сталь-чугун	700	170	10	7300	22	90	0.20	0.40	90	1.37	160	23
100	40	100	160	80	900	7000	6.3	6.3	Сталь-латунь	700	150	20	8500	22	80	0.16	0.32	80	1.47	150	18

Продолжение табл. 1.1

№ вар иан та	Задача3					Задача №4				Задача №5		Задача№6	Задача№7		
	Сопряжение подшипника					Шпоночное соединение				Шлицевое соединение		Резьбовое соединение	Зубчатые колеса		
	Класс точ. № подшип.	Вид нагружения		F _г кН	Пере- рузка %	Вид шпонки	Диаметр вала мм	Тип сопряжения		Тип соединения	Вид пен три рова ния	Номин.размер резьбы	Точность зубчатого колеса	m мм	z
Внутр. кольцо		Наружн. кольцо	вал					втулка							
1	204	циркул.	местн.	1,5	150	Призм.	60	Плотн.	Плотн.	6x26x30	D	M12-6H/6g	10-9-9-A	2	18
2	205	Циркул.	Местн.	5,5	300	Призм.	80	Плотн.	Норм.	6x11x14	d	G2-A/A	9-8-8-B	2	19
3	206	Местн.	Циркул.	7,5	150	Сегм.	35	Норм.	Свобод.	10x16x20	b	M12x4H5H/4j	7-6-6-C	2	28
4	207	Циркул.	Колеб.	12,5	300	Призм.	70	Плотн.	Норм.	6x28x32	D	MK20x1,5	8-7-8-Д	2	21
5	6-208	Циркул.	Местн.	8,0	150	Призм.	65	Норм.	Свобод.	8x32x36	D	G2-B/B	8-C	2	22
6	6-204	Циркул.	Местн.	15,0	300	Сегм.	40	Норм.	Свободн	6x13x16	d	M27-6H/6e	8-B	2	23
7	6-210	Местн.	Циркул.	4,0	150	Призм.	120	Плотн.	Норм.	6x16x20	d	M10x1-7H/8g	8-D	2	29
8	6-211	Циркул.	Колеб.	6,0	300	Призм.	110	Норм.	Норм.	6x18x22	D	M36x2- 4H6H/4jk	8-A	2	25
9	5-212	Циркул.	Местн.	8.0	150	Призм.	100	Норм.	Свободн	10x18x23	b	M20-6G/6h	8-8-7-C	2	26
10	5-213	Циркул.	Местн.	10.0	300	Призм.	95	Плотн.	Норм.	10x21x26	b	M24x2-6H/6g	7-8-8-C	2	27
11	5-215	Местн.	Циркул.	7.5	150	Сегм.	25	Норм.	Свободн	10x23x29	d	Rd24	8-7-7-C	2	30
12	60205	Циркул.	Местн.	12.0	300	Сегм.	30	Норм.	Норм.	8x42x46	d	M56-6H/6h	10-9-9-A	2.5	18
13	60209	Циркул.	Местн.	18.0	150	Сегм.	40	Норм.	Свободн	8x36x40	d	M6-6H/6g	8-8-7-C	2.5	18
14	6-60216	Циркул.	Местн.	20.0	300	Призм.	70	Плотн.	Плотн.	8x46x50	D	S36x6-7AZ/7h	9-9-9-B	2.5	18
15	6-60310	Циркул.	Местн.	15.0	150	Призм.	80	Плотн.	Норм.	6x21x25	d	M36-7G/6h	7-7-6-C	2.5	28
16	216	Циркул.	Местн.	17.0	300	Призм.	90	Норм.	Свободн	6x23x28	d	Tr24x3- 6H/7g6h	10-9-9-B	2.5	20
17	217	Циркул.	Местн.	20.0	300	Сегм.	45	Норм.	Норм.	6x26x32	D	M72x4-6H/6g	9-B	2.5	21
18	218	Местн.	Циркул.	15.0	150	Сегм.	40	Норм.	Свободн	10x26x32	b	G11/2-A/A	9-A	2/5	22
19	219	Циркул.	Колеб.	19.0	300	Сегм.	35	Норм.	Норм.	10x28x35	b	M12x1-3H6H/2m	8-B	2.5	29

Продолжение табл. 1.1

	Задача3					Задача №4				Задача №5		Задача№6	Задача№7		
	Сопряжение подшипника					Шпоночное соединение				Шлицевое соединение		Резьбовое соединение	Зубчатые колеса		
	Класс точ. № подшип.	Вид нагружения		Fg кн	Перегрузка %	Вид шпонки	Диаметр вала мм	Тип сопряжения		Тип соединения	Вид центра рования	Номин.размер резьбы	Точность зубчатого колеса	m мм	z
Внутр. кольцо		Наружн. кольцо	вал					втулка							
20	160203	цирк.	местн.	5.0	150	Призм.	120	Плотн.	Плотн.	10x32x40	d	S32x3-8AZ/8h	8-A	2.5	23
21	160204	Цирк.	Местн.	4.0	300	Призм.	100	Плотн.	Плотн.	8x52x58	D	M8-5H/4h	6-7-7-D	2.5	24
22	6-204	Местн.	Цирк.	2.5	150	Сегм.	25	Норм.	Свобод.	8x56x62	d	Tr48x38H/8c6h	7-8-8-D	2.5	25
23	6-206	Цирк.	Колеб.	10.0	300	Сегм.	40	Свобод.	Свобод.	8x62x68	D	Rd40	6-7-7-E	2.5	30
24	160503	Цирк.	Местн.	12.0	150	призм	60	Плотн.	Норм.	6x28x34	D	M16-4H6H/4jk	6-7-7-E	2.5	26
25	6-207	Местн.	Цирк.	12.0	300	Призм.	80	Норм.	Свободн	8x32x38	D	S48x3-8AZ/8h	9-8-8-A	3	18
26	60302	Цирк.	Местн.	15.0	150	Призм.	180	Плотн.	Плотн.	8x36x42	d	M24-6H/6hLH	9-10-10-B	3	19
27	180204	Цирк.	Местн.	5.0	300	Призм.	120	Плотн.	Норм.	8x42x48	d	S48x3-9AZ/9h	8-9-9C	3	28
28	5-208	Местн.	Цирк.	8.0	150	Призм.	160	Норм.	Норм.	8x46x54	D	Tr32x6-7H/7e	10-9-9-B	3	20
29	5-209	Цирк.	Колеб.	12.0	300	Призм.	100	Норм.	Своб.	10x36x45	d	M36x1-5H/5gLH	10-8-8-A	3	21
30	5-210	Местн.	Цирк.	12.0	150	Призм.	80	Плотн.	Плотн.	10x42x52	b	G11/2-B/B	8-9-9-A	3	22
31	5-211	Цирк.	Колеб.	15.0	300	Сегм.	20	Норм.	Норм.	10x46x56	b	M12-6H/6g	9-8-8-A	3	29
32	80026	Цирк.	Местн.	10.0	150	Сегм.	30	Норм.	Своб.	16x52x60	b	Rd36	9-8-8-A	3	23
33	6-80029	Цирк.	Местн.	12.0	300	Сегм.	40	Своб.	Своб.	10x72x78	D	M24x2-6H/7g6h	8-7-7-D	3	24
34	80307	Цирк.	Местн.	17.0	150	Призм.	200	Плотн.	Плотн.	10x82x88	D	M36-4H6H/4jk	7-8-8-D	3	25
35	6-212	Цирк.	Местн.	17.0	300	Призм.	150	Плотн.	Норм.	8x52x60	d	M56x3-4H6H/4jk	7-8-7-D	3	30
36	6-213	Цирк.	Местн.	20.0	300	Призм.	120	Норм.	Норм.	8x56x65	d	M72x4-6H/6g	8-7-7-D	3.5	26
37	6-214	Местн.	Цирк.	10.0	150	Призм.	90	Норм.	Своб.	8x62x72	b	M24-7H6H/7h6h	10-9-9-D	3.5	27
38	80309	Цирк.	Местн.	20.0	300	Призм.	80	Своб.	Своб.	16x56x65	b	M36x2-7H/6h	9-10-10-B	3.5	20
39	5-216	Цирк.	Местн.	14.0	150	Сегм.	20	Своб.	Своб.	16x62x72	b	M30x2-3H6H/2m	9-8-8-C	3.5	31
40	5-217	Цирк.	Местн.	16.0	300	Сегм.	35	Норм.	Своб.	16x72x82	d	M20x1.5-6H/6g	10-9-9-A	3.5	21
41	80314	Цирк.	Местн.	20.0	150	Сегм.	40	Норм.	Норм.	10x72x78	D	S80x16-8AZ/8h	9-8-8-B	3.5	22
42	5-219	Цирк.	Колеб.	20.0	300	Сегм.	35	Норм.	Своб.	10x82x88	D	M24x2-6H/6h	8-9-9-B	3.5	23
43	180502	Цирк.	Колеб.	25.0	300	Призм.	80	Плотн.	Плотн.	10x72x82	d	Tr20x4-7H/7e	8-7-7-B	3.5	32
44	5-209	Цирк.	Местн.	18.0	150	Призм.	90	Плотн.	Норм.	10x82x92	d	M24x2-5H6H/4jh	9-8-8-B	3.5	24
45	6-206	Местн.	Цирк.	7.5	150	Призм.	100	Норм.	Норм.	10x82x102	D	M30x2-7H/6f	6-7-7-H	3.5	25
46	5-210	Цирк.	Местн.	15.0	300	Призм.	120	Норм.	Своб.	20x82x92	b	G2-B/B	7-8-8-A	3.5	33

Продолжение табл. 1.1

№ вар иан та	Задача3					Задача №4				Задача №5		Задача№6	Задача№7		
	Сопряжение подшипника					Шпоночное соединение				Шлицевое соединение		Резьбовое соединение	Зубчатые колеса		
	Класс точ. № подшип.	Вид нагружения		Fg кН	Пере- рузка %	Вид шпонки	Диаметр вала мм	Тип сопряжения		Тип соединения	Вид пен три рова ния	Номин.размер резьбы	Точность зубчатого колеса	m мм	z
Внутр. кольцо		Наружн. кольцо	вал					втулка							
47	180509	цирк.	местн.	18.0	300	Призм.	130	Плотн.	Плотн.	10x16x20	d	S80x10-7AZ/7h	6-7-7-Н	3.5	26
48	1204	Цирк.	Колеб.	20.0	150	Призм.	140	Плотн.	Норм.	10x18x23	b	Tr32x37H/7g6h	6-7-7-Н	4	18
49	6-1210	Цирк.	Местн.	15.0	300	Сегм.	30	Норм.	Норм.	10x21x26	d	Rd24	10-9-9-А	3.5	27
50	6-209	Цирк.	Колеб.	30.0	150	Сегм.	25	Норм.	Своб.	8x62x68	D	G11/2-A/A	9-10-10-В	4	19
51	1220	Цирк.	Местн.	4.0	150	Призм.	200	Норм.	Своб.	8x32x38	D	M70x1.5-6H/6g	8-9-9С	4	28
52	6-320	Цирк.	Местн.	8.0	300	Призм.	180	Норм.	Норм.	6x28x34	d	M16-3H6H/2h	10-9-9-В	4	20
53	6-1309	Цирк.	Местн.	7.0	150	Призм.	160	Плотн.	Норм.	8x62x68	b	Tr20x4-6H/7g6h	9-8-8-С	4	21
54	6-1320	Цирк.	Местн.	10.0	300	Призм.	150	Плотн.	Плотн.	6x26x30	d	S42x6-8AZ/8h	8-8-9-С	4	22
55	6-207	Местн.	Цирк.	12.0	150	Сегм.	60	Норм.	Норм.	6x11x14	d	M42x3-6H/6g	8-7-7-С	4	29
56	6-208	Цирк.	Колеб.	15.0	300	Сегм.	50	Норм.	Своб.	6x28x32	d	Rd40	9-8-8-С	4	23
57	5-210	Местн.	Цирк.	8.0	150	Сегм.	45	Плотн.	Норм.	6x13x16	D	G2-A/A	8-7-7-Е	4	24
58	5-211	Цирк.	Колеб.	15.0	300	Призм.	150	Плотн.	Плотн.	6x16x20	d	Tr32x3-8H/8c6h	7-8-8-Д	4	25
59	5-207	Местн.	Цирк.	9.0	150	Призм.	120	Плотн.	Норм.	6x18x22	D	M24-3H6H/2m	7-8-8-С	4	30
60	80309	Цирк.	Местн.	16.0	200	Призм.	110	Норм.	Норм.	10x21x26	d	M72x4-6H/6g	8-7-7-Е	4	26
61	6-218	Местн.	Цирк.	7.0	150	Призм.	90	Норм.	Своб.	10x23x29	D	M24x2-6H/6h	10-9-9-А	4.5	27
62	5-204	Цирк.	Колеб.	4.0	300	Сегм.	50	Своб.	Своб.	8x42x46	b	M30x2-5H/5h4h	9-10-10-В	4.5	18
63	315	Цирк.	Местн.	20.0	200	Сегм.	40	Норм.	Своб.	8x46x50	d	Tr48x8-9H/8e6h	8-7-7-С	4.5	31
64	407	Местн.	Цирк.	25.0	300	Сегм.	30	Норм.	Норм.	6x21x25	d	G11/2 В/В	10-9-9-В	4.5	19
65	6-220	Цирк.	Колеб.	10.0	150	Призм.	180	Своб.	Своб.	6x26x32	D	S28x2-7AZ/7h	9-8-8-В	4.5	20
66	42316	Цирк.	Колеб.	17.0	150	Призм.	160	Норм.	Своб.	10x26x32	b	M20x1.5-6H/6g	8-9-9-В	4.5	21
67	1303	Местн.	Цирк.	12.0	200	Призм.	140	Норм.	Норм.	10x32x40	b	M30x2-7H/7e6e	7-8-8-В	4.5	32
68	80314	Местн.	Цирк.	20.0	300	Призм.	130	Плотн.	Плотн.	8x56x62	D	Tr70x4-6H/6g	9-8-8-В	4.5	22
69	6-412	Цирк.	Колеб.	25.0	300	Сегм.	60	Норм.	Норм.	8x62x68	d	M30x2-4H6H/4jk	8-7-7-В	4.5	23
70	5-315	Местн.	Цирк.	19.0	200	Сегм.	40	Норм.	Норм.	6x21x25	D	G21/2 В/В	7-8-8-С	4.5	24
71	80202	Цирк.	Колеб.	19.0	150	Сегм.	30	Норм.	Своб.	10x18x23	b	Rd30	7-6-6-Н	4.5	33
72	60212	Цирк.	Местн.	8.0	150	Призм.	80	Норм.	Норм.	10x92x102	D	M20x1.5-7H/6f	6-7-7-Е	4.5	25
73	180204	Местн.	Цирк.	12.0	200	Призм.	70	Плотн.	Плотн.	10x82x88	b	Tr24x3-7H/7g6h	10-9-9-В	4.5	26
74	1317	Цирк.	Местн.	10.0	150	Призм.	150	Плотн.	Норм.	8x62x68	b	G11/2-A/A	9-10-10-В	5	27
75	111607	Цирк.	Местн.	12.0	300	Призм.	50	Норм.	Своб.	8x56x65	d	S34x3-9AZ/9h	7-8-8-С	5	28

Окончание табл. 1.1

№ вар иан та	Задача3					Задача №4				Задача №5		Задача№6	Задача№7		
	Сопряжение подшипника					Шпоночное соединение				Шлицевое соединение		Резьбовое соединение	Зубчатые колеса		
	Класс точ. № подшип.	Вид нагружения		F _г кН	Пере- рузка %	Вид шпонки	Диаметр вала мм	Тип сопряжения		Тип соединения	Вид цен три рова ния	Номин.размер резьбы	Точность зубчатого колеса	m мм	z
Внутр. кольцо		Наружн. кольцо	вал					втулка							
76	204	циркул	местн.	8.0	150	Призм.	150	Плотн.	Плотн.	16x56x65	d	G11/2-B/B	10-9-9-B	5	18
77	205	Местн.	Цирк.	5.0	300	Призм.	120	Плотн.	Норм.	16x72x82	b	Tr16x2-7H/7g6h	9-8-8-B	5	18
78	6-209	Цирк.	Местн.	4.0	300	Призм.	100	Норм.	Своб.	10x72x78	d	M30x2-4H6H/4jr	8-9-9-C	5	20
79	5-212	Цирк.	Колеб.	7.0	150	Призм.	80	Своб.	Своб.	10x42x52	d	S36x6-7AZ/7h	8-7-7-C	5	20
80	218	Местн.	Цирк.	10.0	150	Сегм.	60	Норм.	Норм.	8x42x48	b	M30x2-7H/7h6g	9-8-8B	5	21
81	6-204	Цирк.	Местн.	8.0	300	Сегм.	40	Норм.	Своб.	16x72x82	d	Tr24x3-7H/6g	8-7-7-C	5	22
82	219	Цирк.	Колеб.	6.0	150	Сегм.	30	Своб.	Своб.	10x82x88	d	M56x3-6H/6g	7-8-8-D	5	23
83	6-204	Местн.	Цирк.	5.0	300	Призм.	50	Плотн.	Плотн.	8x56x62	b	G2-A/A	6-7-7-H	5	30
84	5-211	Цирк.	Местн.	12.0	150	Призм.	60	Плотн.	Норм.	10x32x40	D	S12x2-8AZ/8h	6-7-7-E	5	24
85	6-207	Цирк.	Колеб.	10.0	150	Призм.	70	Норм.	Норм.	6x21x25	b	M72x6-7H/7e6c	10-9-9-A	5.5	25
86	180204	Цирк.	Колеб.	17.0	300	Призм.	80	Своб.	Норм.	10x23x29	d	Tr20x4-7H/7e	9-8-8-B	5.5	26
87	80309	Цирк.	Местн.	25.0	150	Сегм.	60	Норм.	Норм.	6x18x22	b	M27x1.5-6H/6hL	9-9-8-C	5.5	31
88	5-219	Местн.	Кол.	9.0	150	Сегм.	40	Норм.	Своб.	6x13x16	D	Rd90	10-9-9-B	5.5	27
89	5-210	Цирк.	Местн.	6.0	150	Сегм.	35	Своб.	Своб.	6x28x32	D	M24x2-3H6H/2m	9-8-8-A	5.5	18
90	1204	Цирк.	Местн.	5.0	150	Призм.	180	Норм.	Норм.	6x11x14	b	Tr70x8-7H/7g6h	8-9-9-B	5.5	19
91	6-1320	Цирк.	Местн.	10.0	300	Призм.	150	Плотн.	Норм.	6x28x34	D	G21/2-B/B	9-8-8-B	5.5	20
92	315	Цирк.	Колеб.	18.0	300	Призм.	160	Плотн.	Плотн.	8x62x68	b	M36-7H/7g7e	8-7-7-C	5.5	25
93	6-220	Местн.	Цирк.	10.0	150	Призм.	120	Норм.	Своб.	8x32x38	b	S32x3-7AZ/7h	8-7-7-D	5.5	21
94	407	Цирк.	Колеб.	30.0	300	Сегм.	60	Норм.	Норм.	8x42x46	D	M12x1-6H/6e	7-8-8-C	5.5	22
95	80314	Местн.	Цирк.	20.0	150	Сегм.	45	Норм.	Своб.	6x21x25	b	Tr48x4-7H/7e	7-6-6-E	5.5	33
96	60212	Цирк.	Местн.	10.0	150	Сегм.	30	Плотн.	Норм.	10x26x32	d	M24x2-6H/6gLH	8-7-7	5,5	23
97	6-208	Местн.	Цирк.	8.0	300	Призм.	50	Плотн.	Плотн.	8x62x68	b	Rd24	9-8-8-A	5.5	24
98	5-210	Цирк.	Местн.	11.0	150	Призм.	60	Норм.	Своб.	6x21x25	d	S120x6-8AZ/8h	8-9-9-A	5.5	25
99	6-218	Цирк.	Местн.	8.0	150	Призм.	70	Норм.	норм	10x92x102	d	M16x1-7H/6e	8-7-7-A	5.5	34
100	411	Цирк.	Колеб.	30.0	300	Призм.	80	Норм.	Своб.	8x56x62	D	Tr32x6-9H/8c6h	9-8-8-B	5/5	26

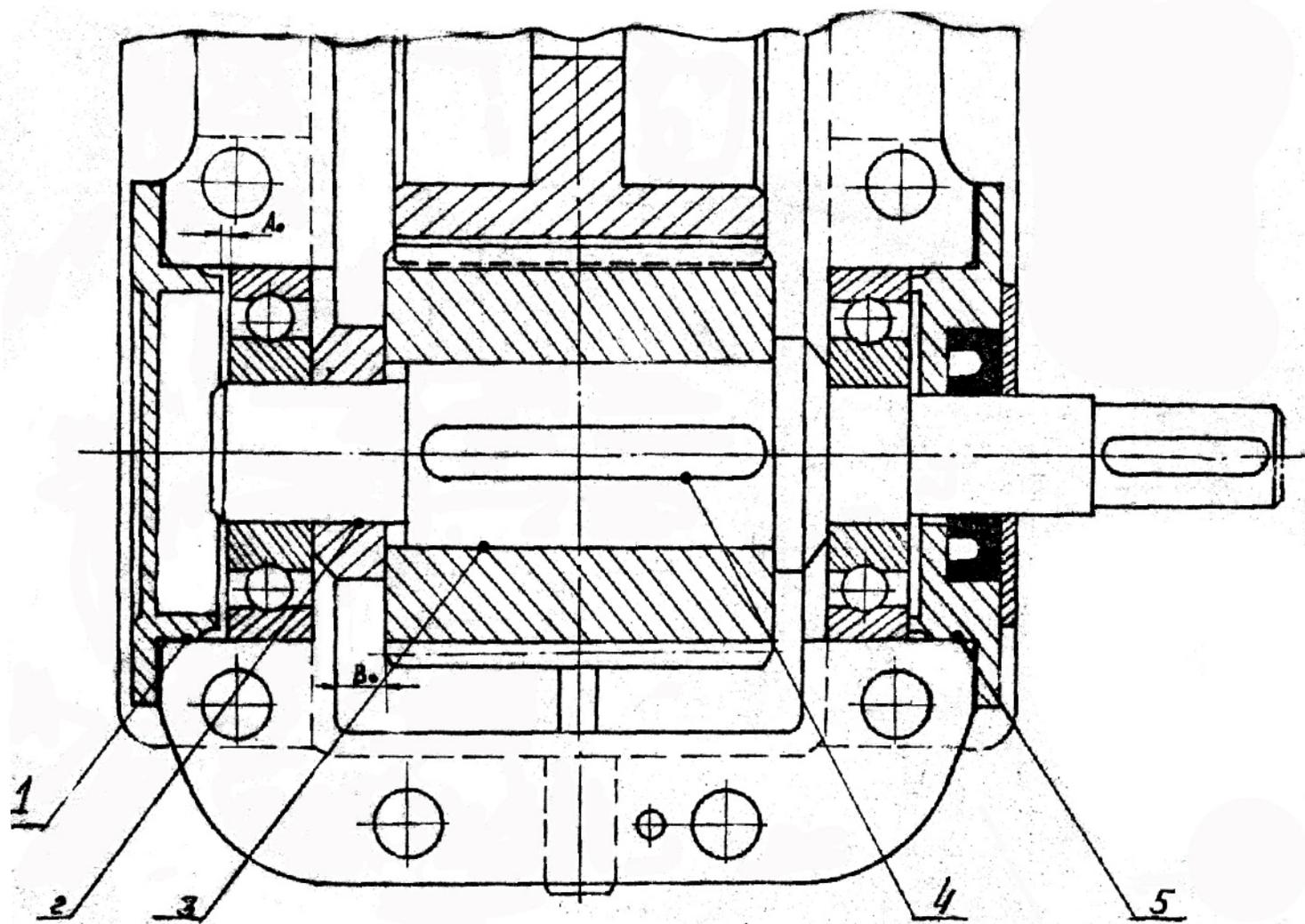


Рис. 1

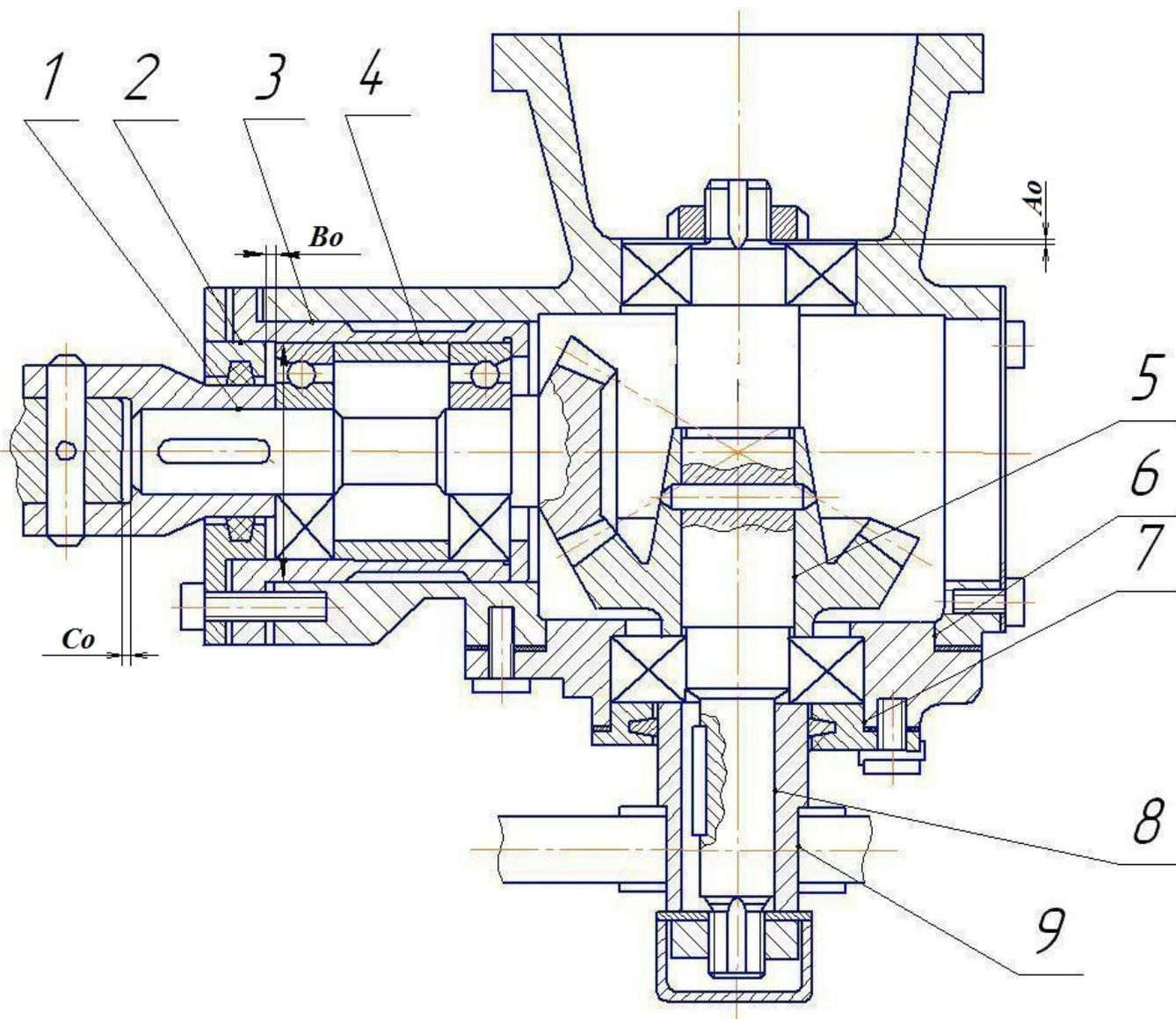


Рис. 2

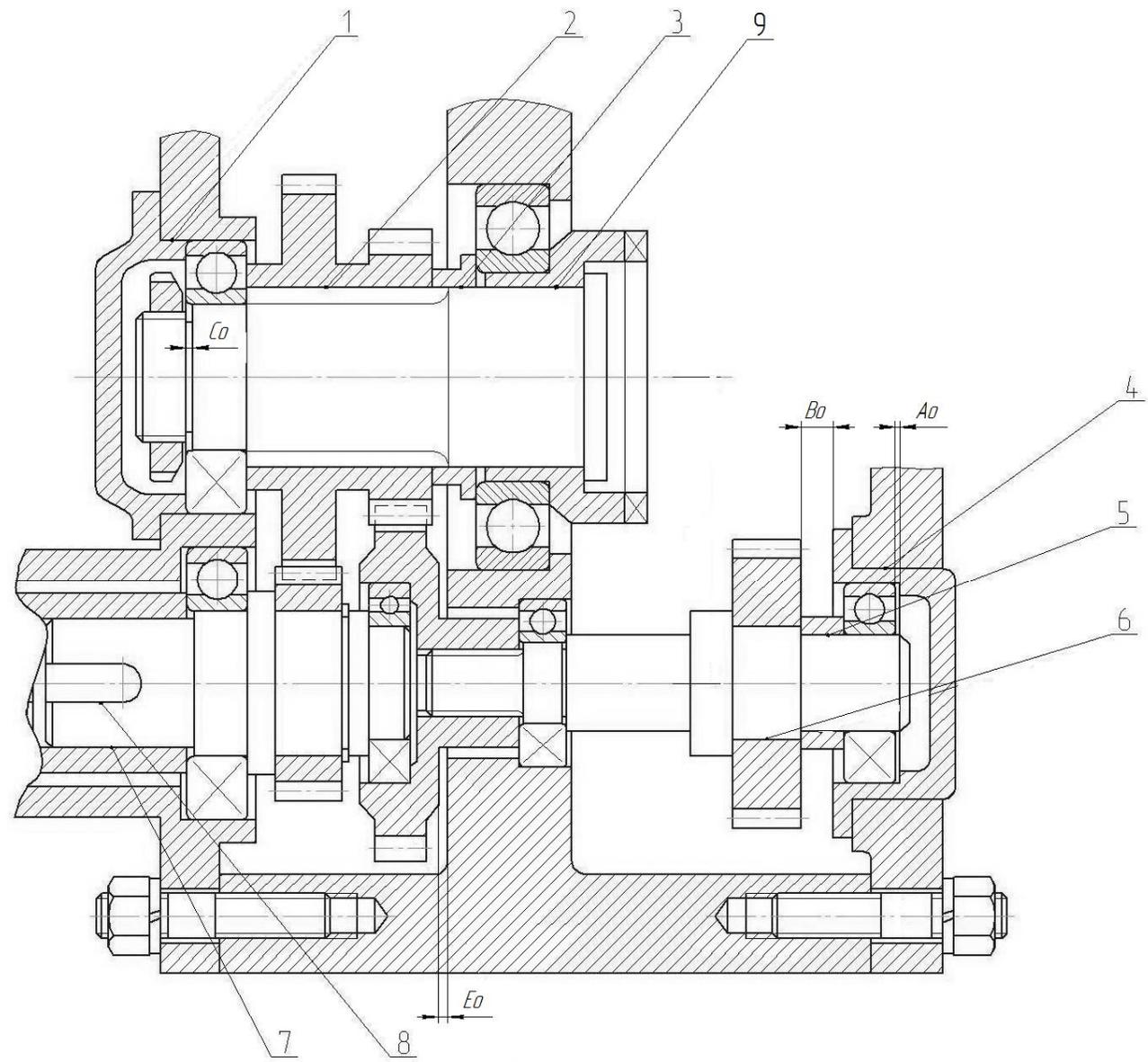


Рис. 3

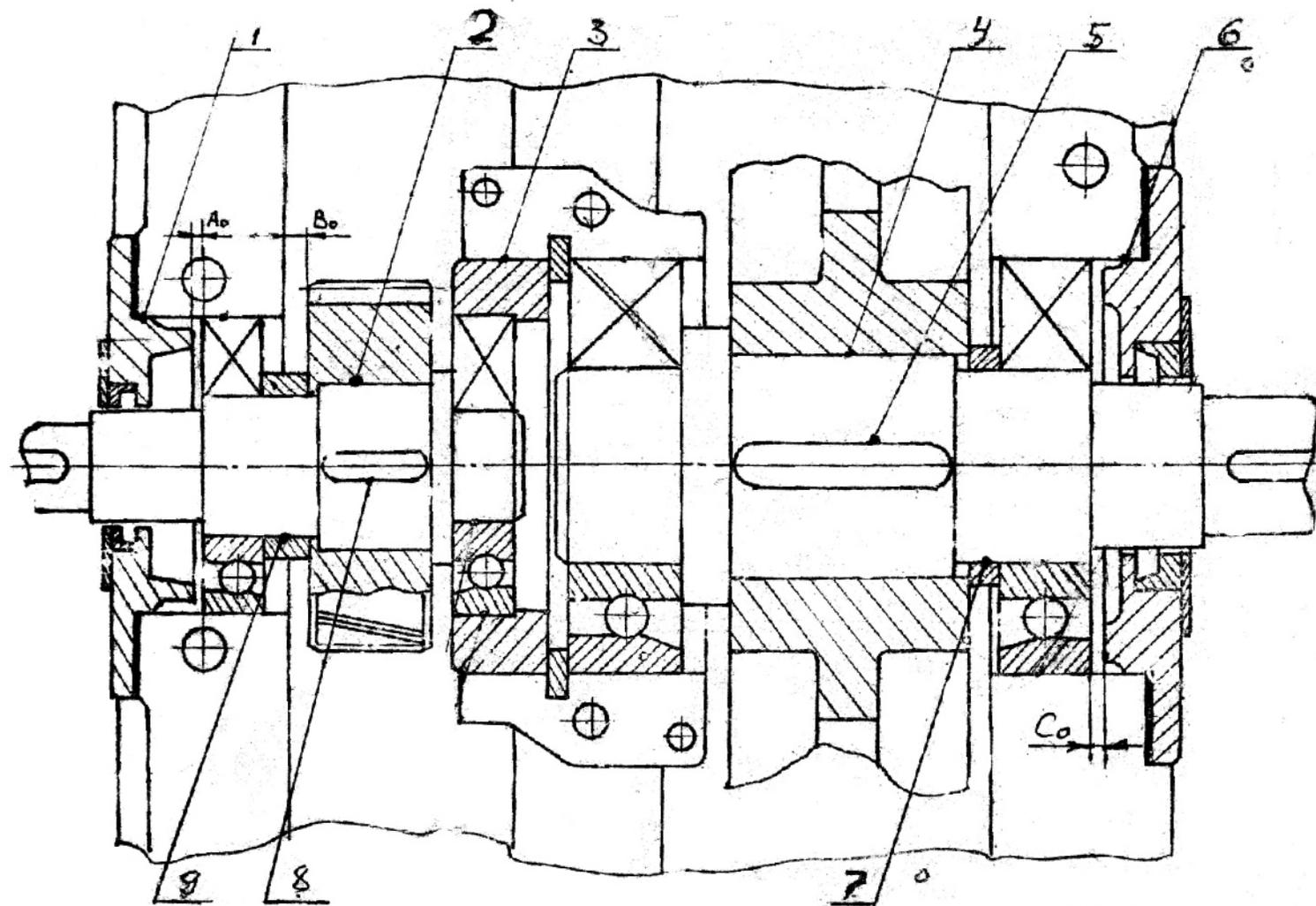


Рис. 4

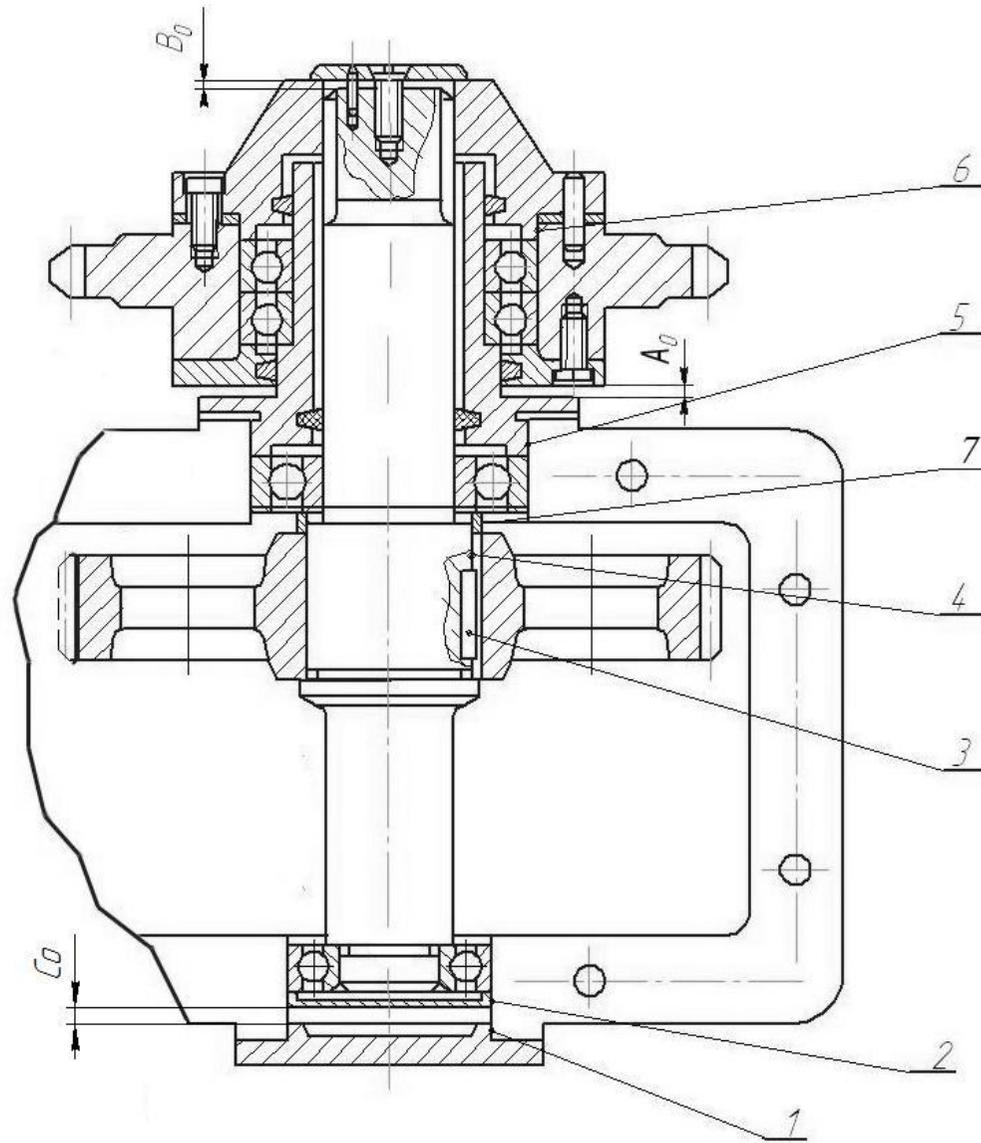


Рис. 5

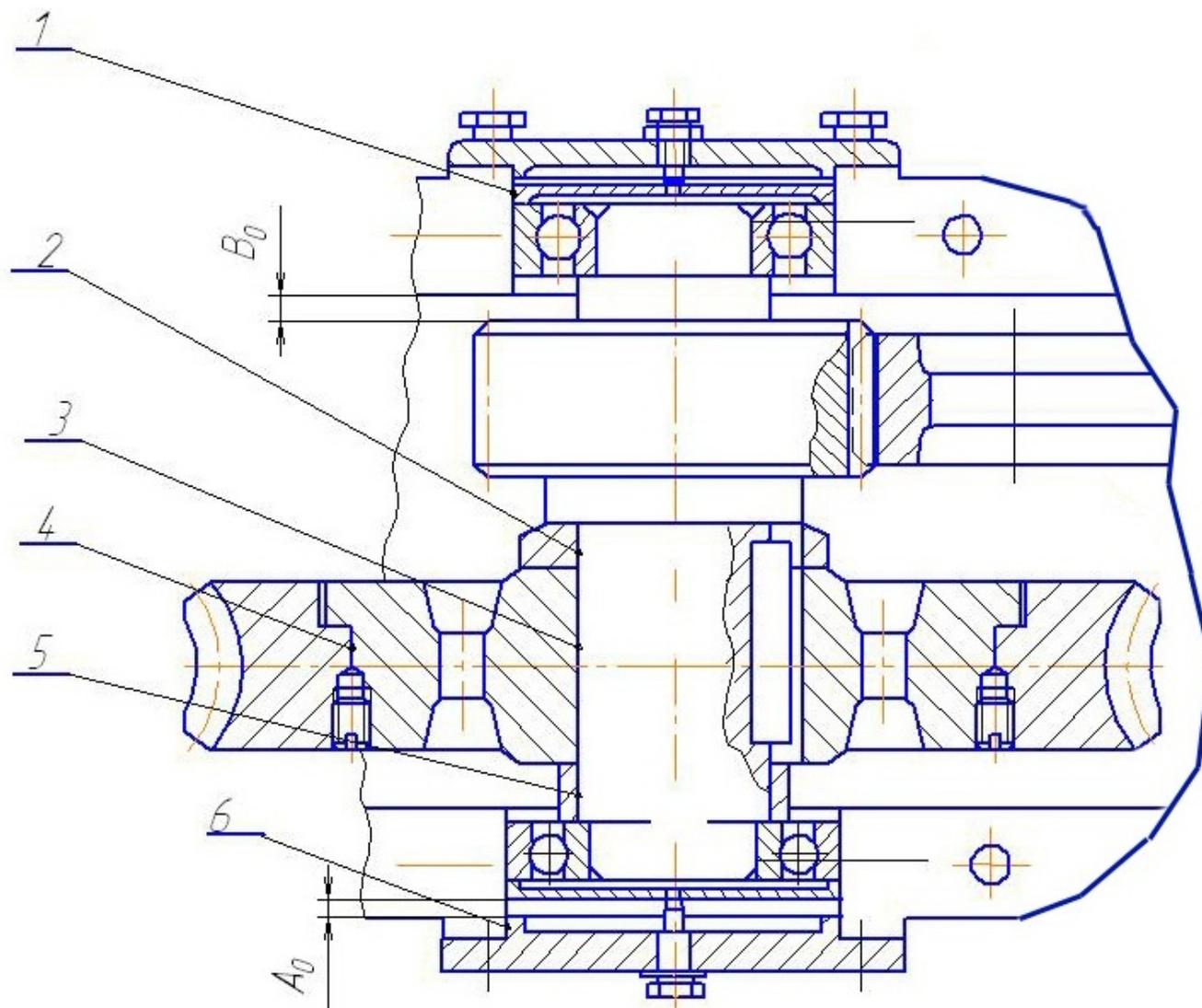


Рис. 6

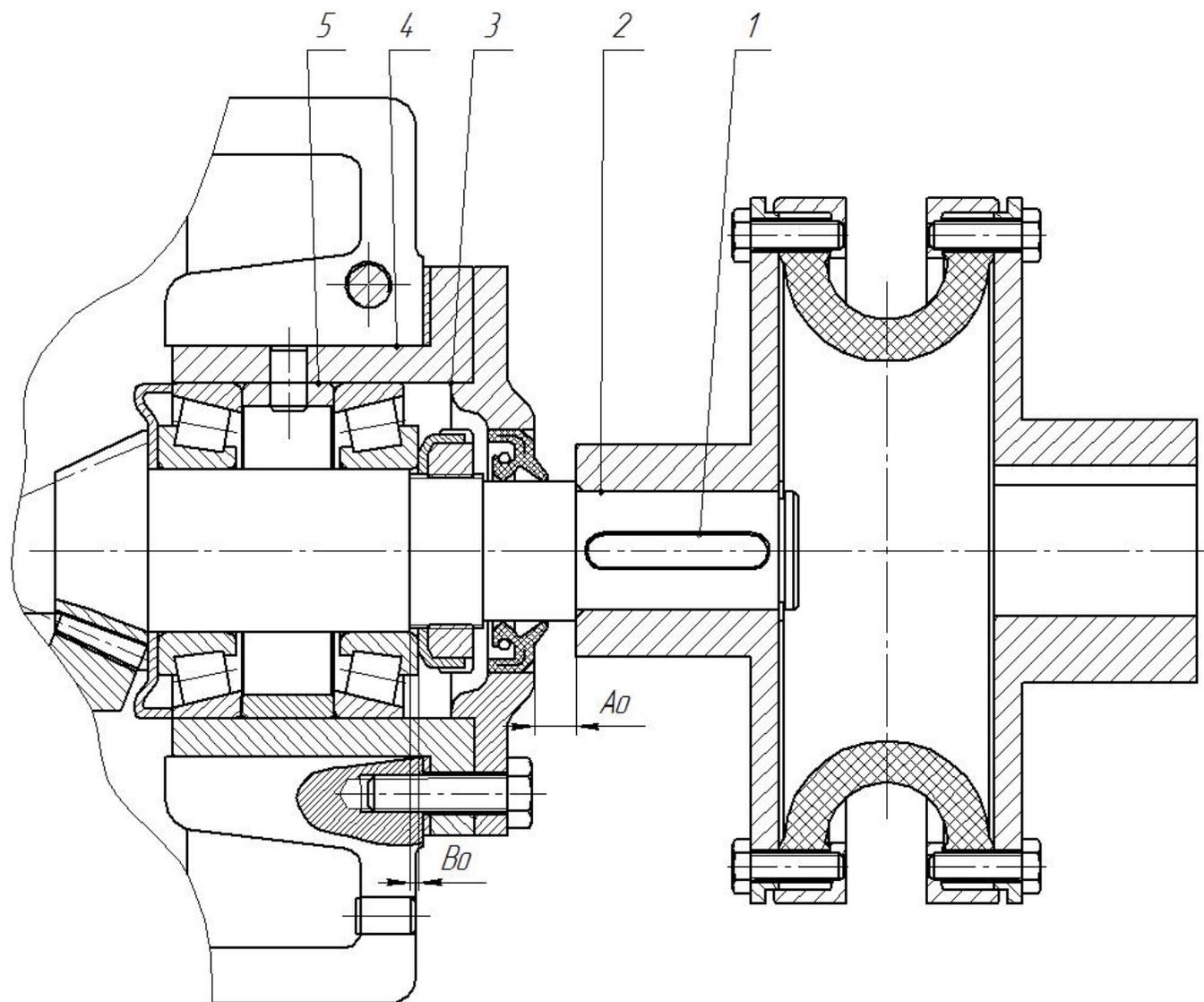


Рис. 7

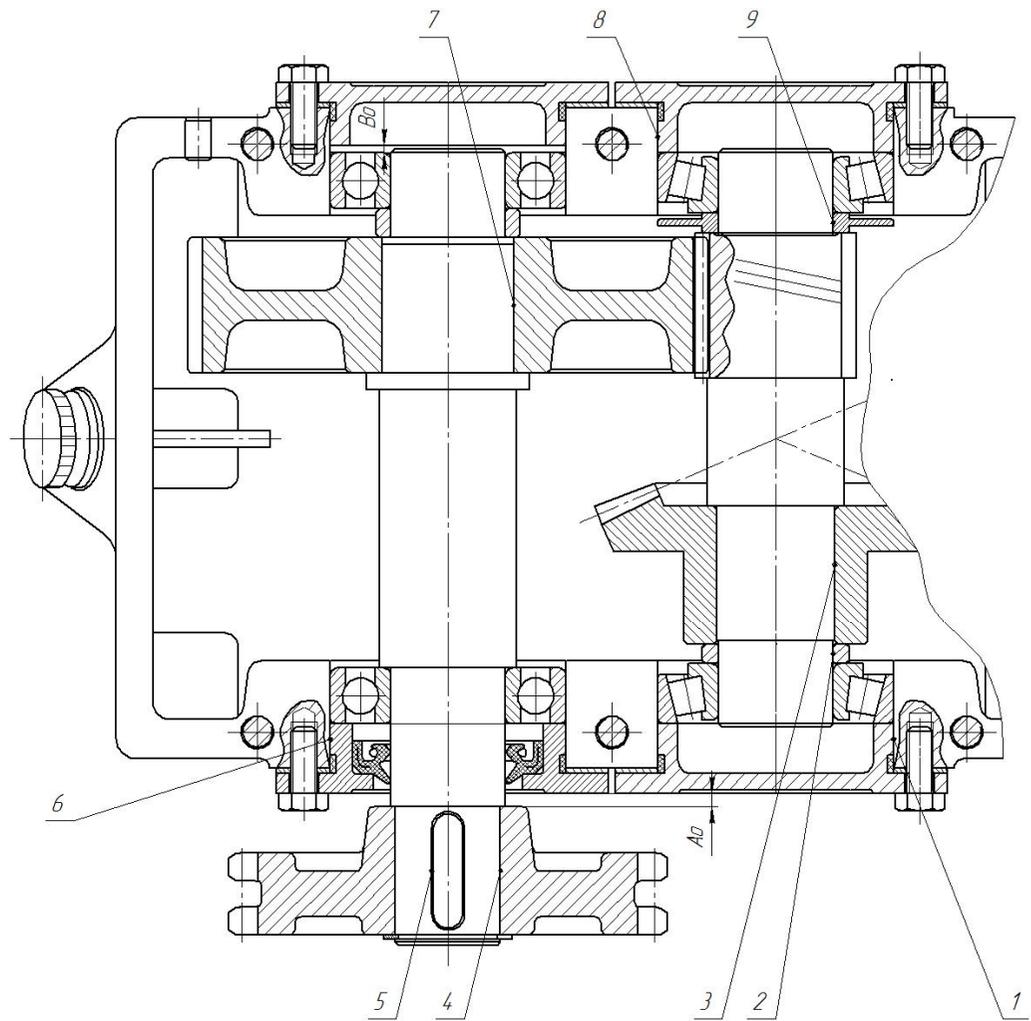


Рис. 8

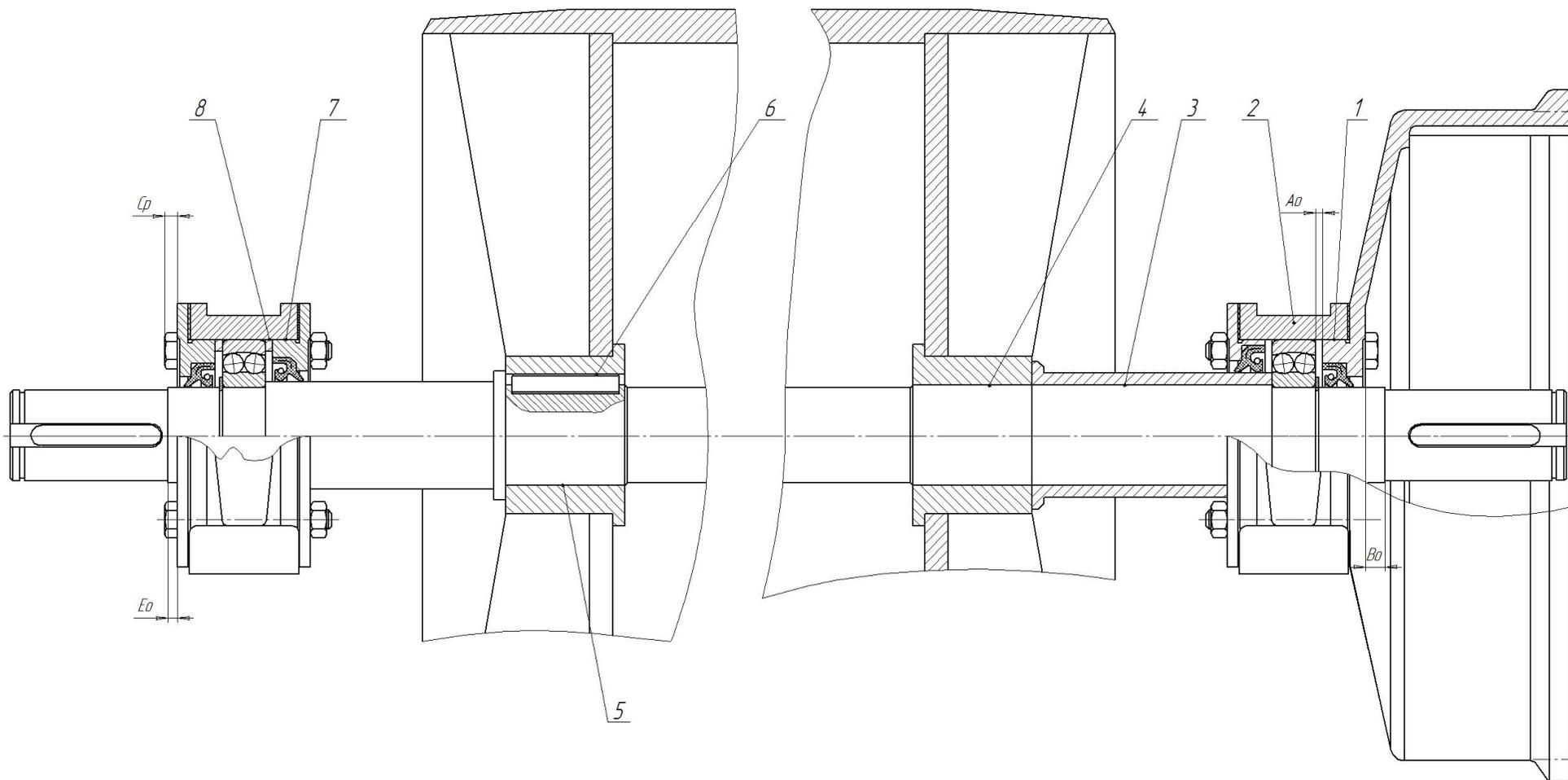


Рис. 9

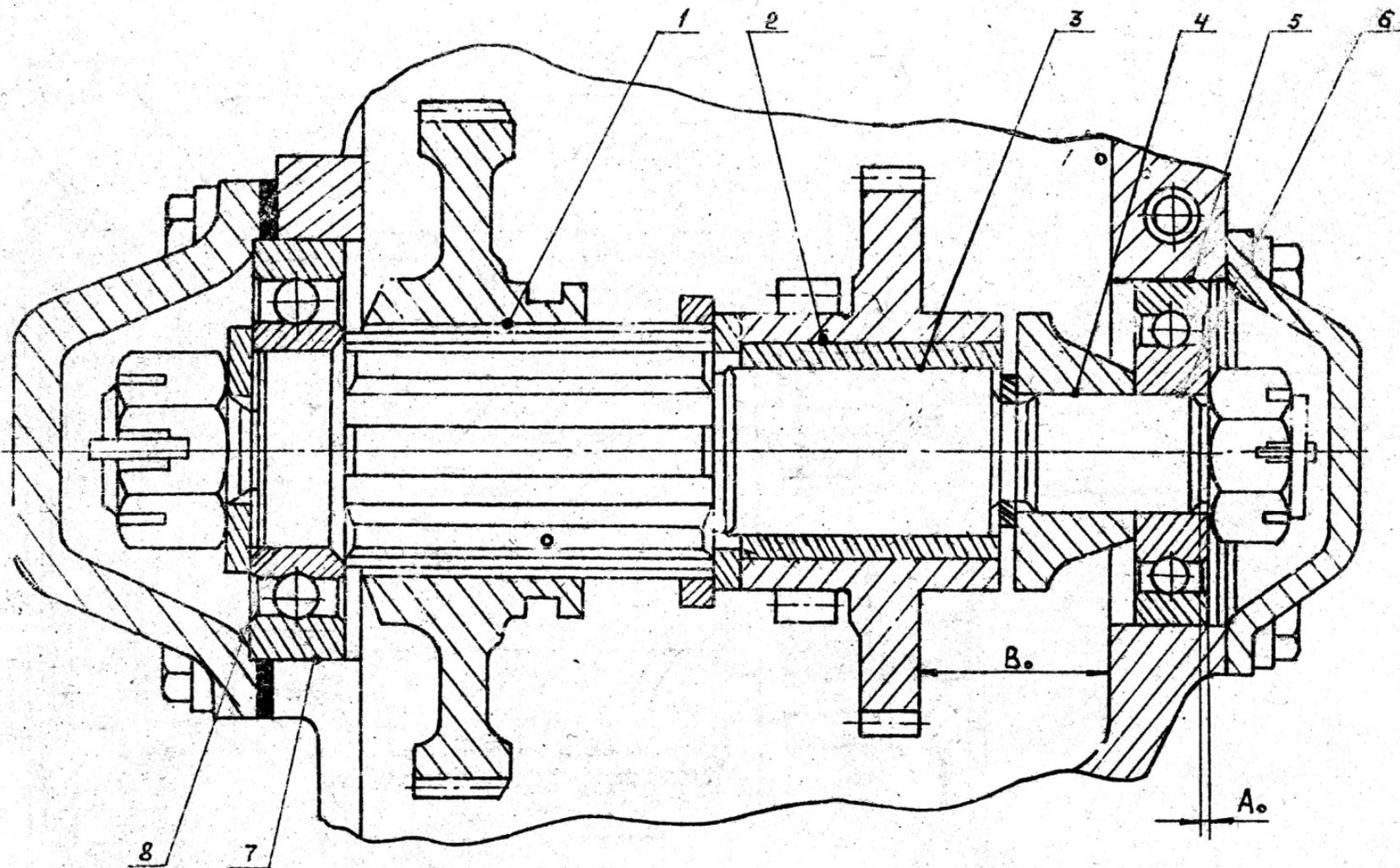


Рис. 10

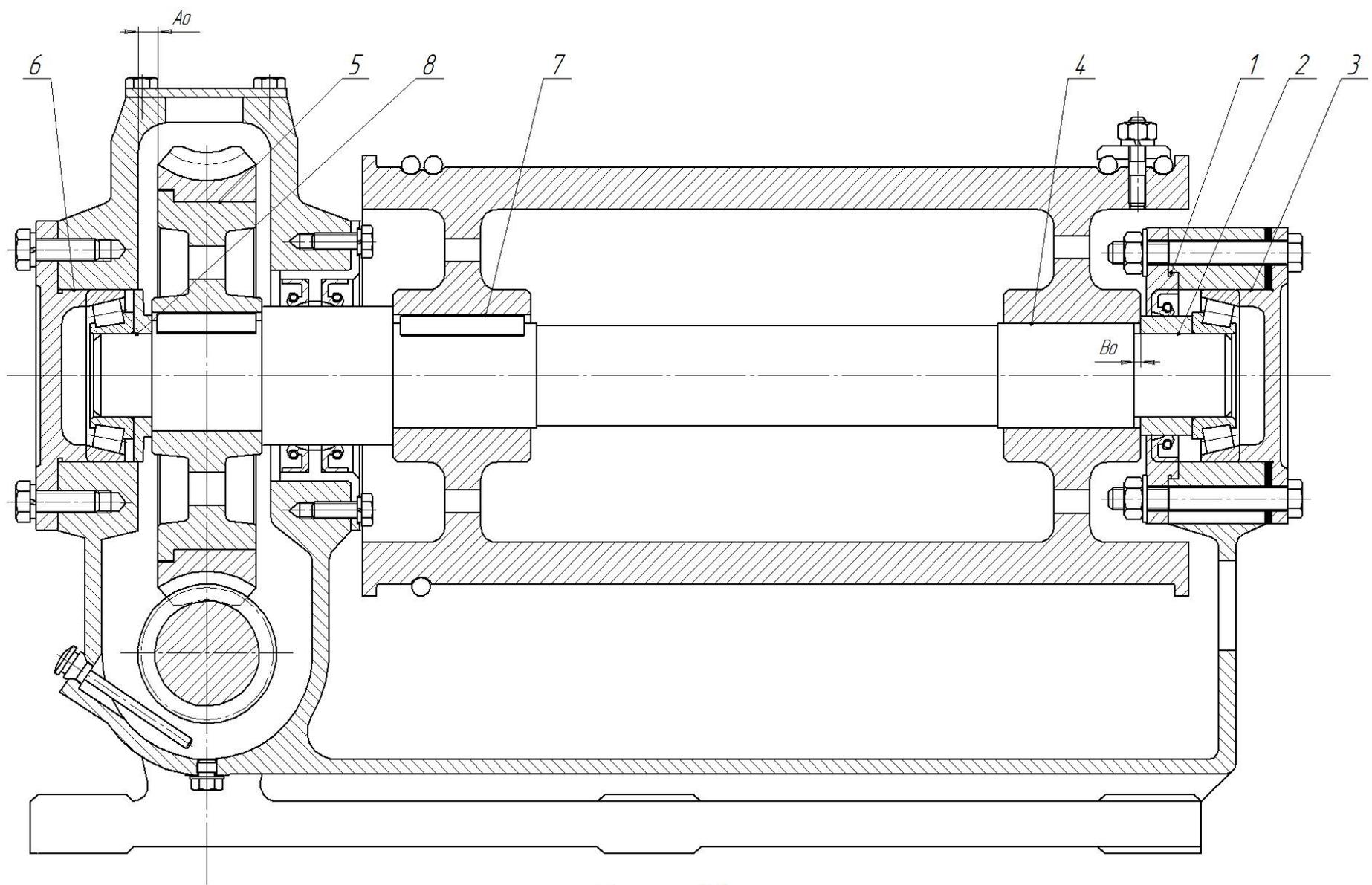


Рис. 11

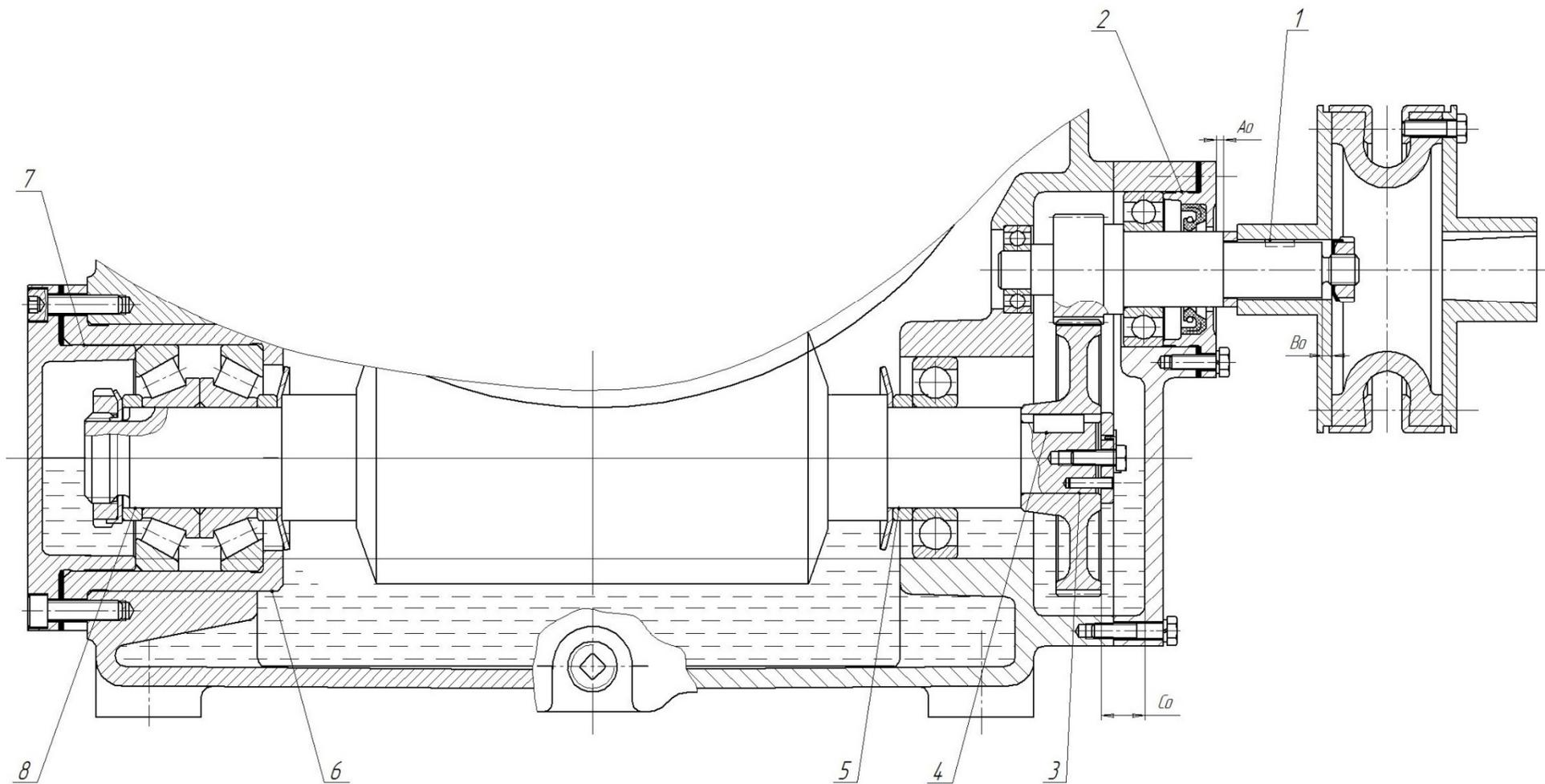


Рис. 12

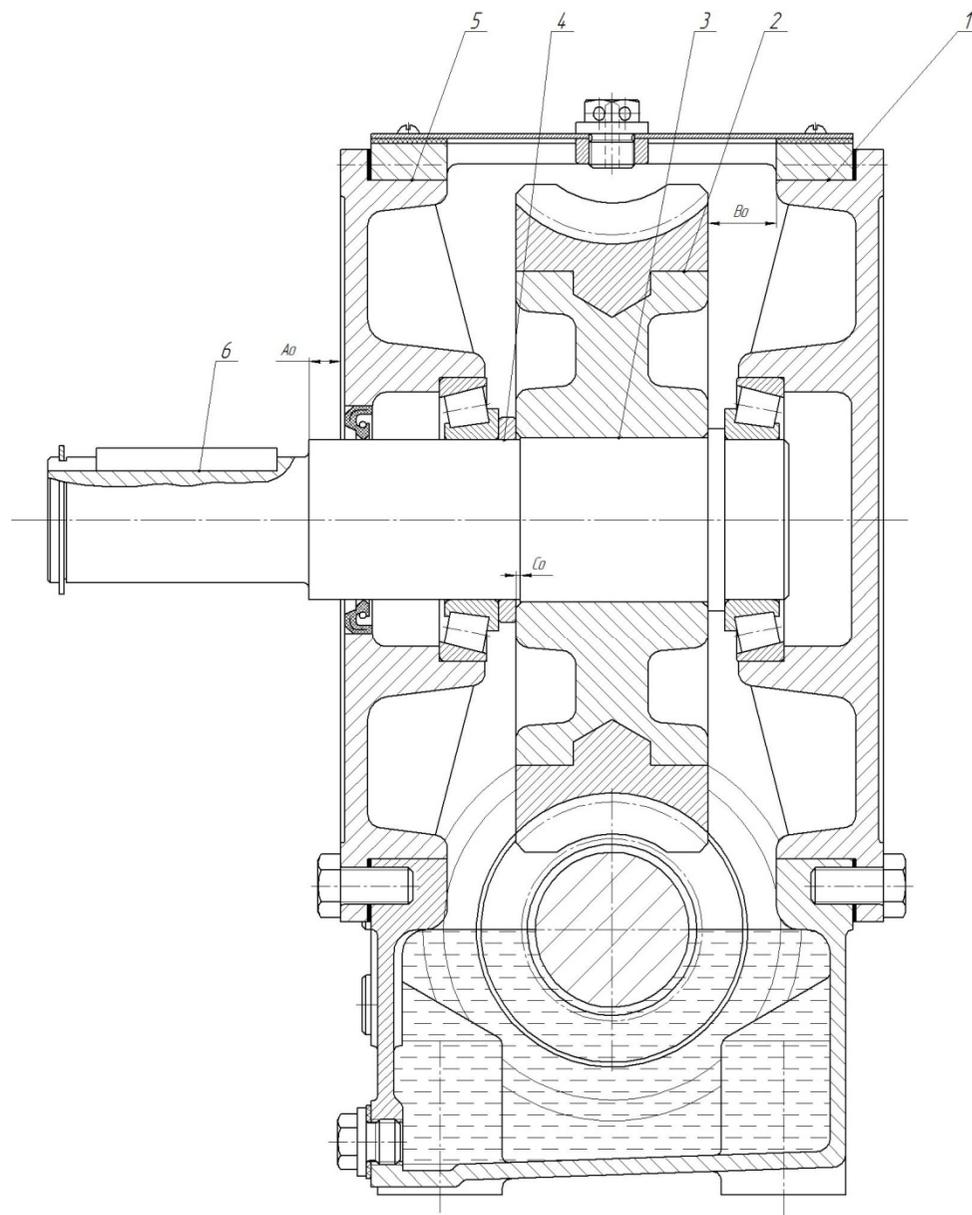


Рис. 13

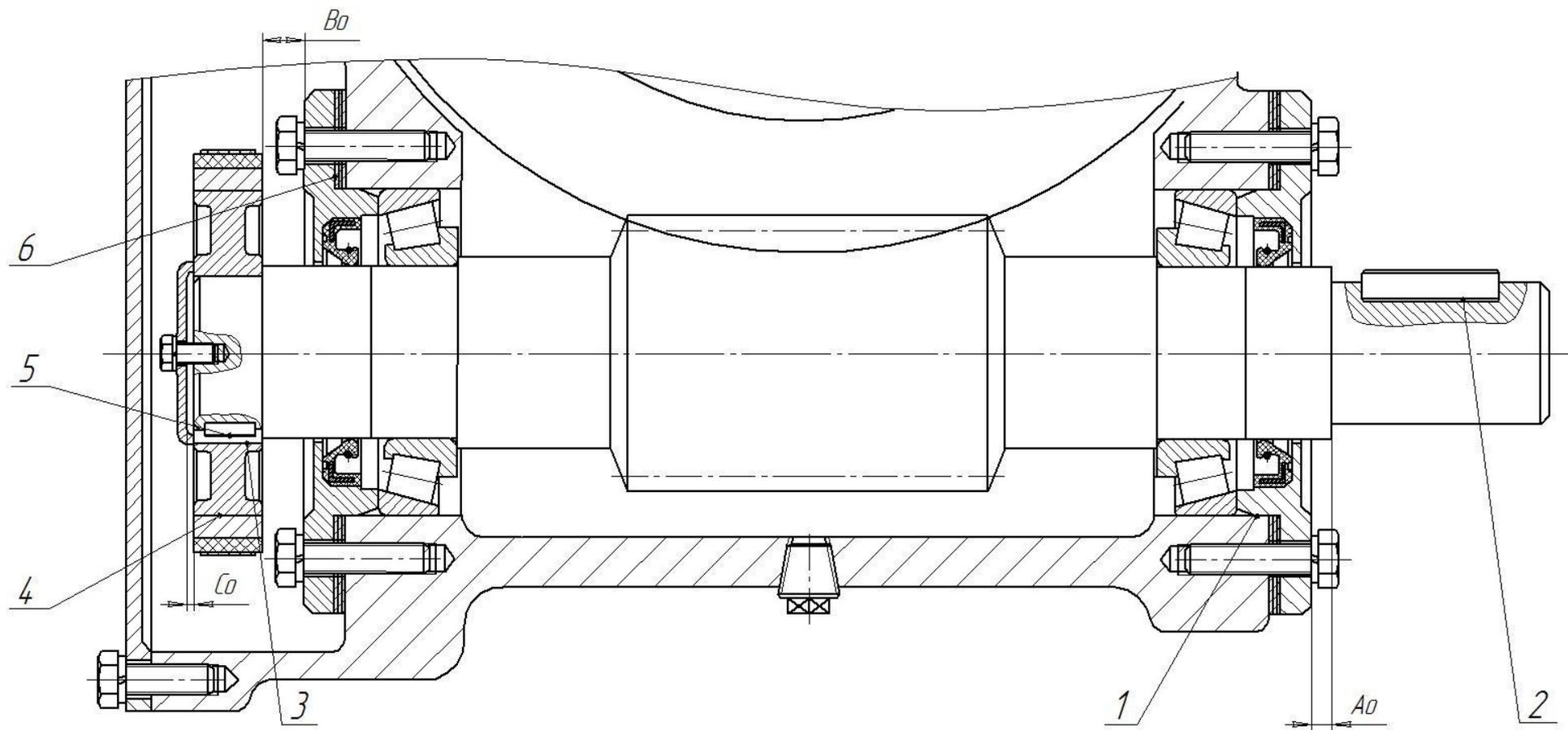
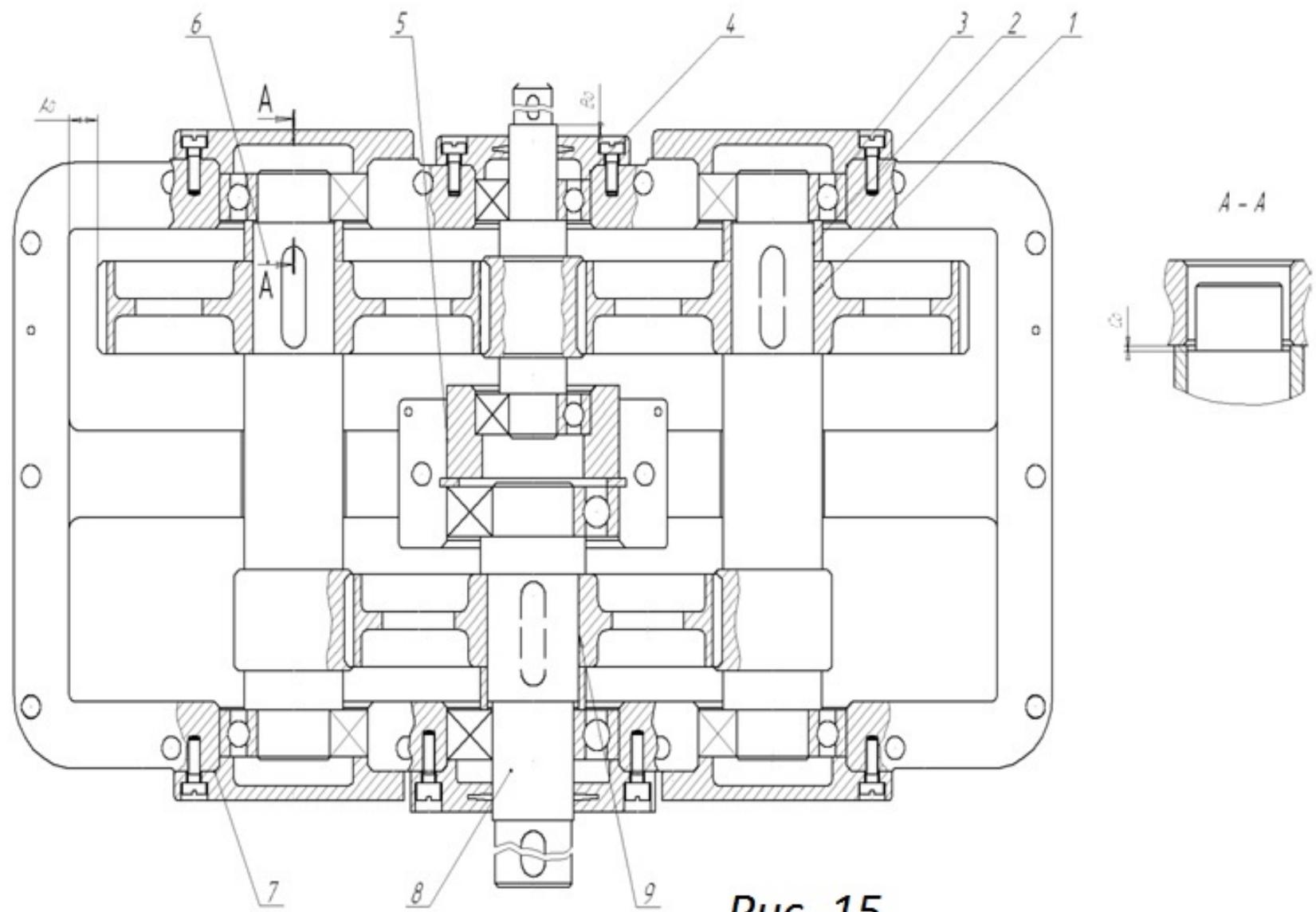


Рис. 14



Puc. 15

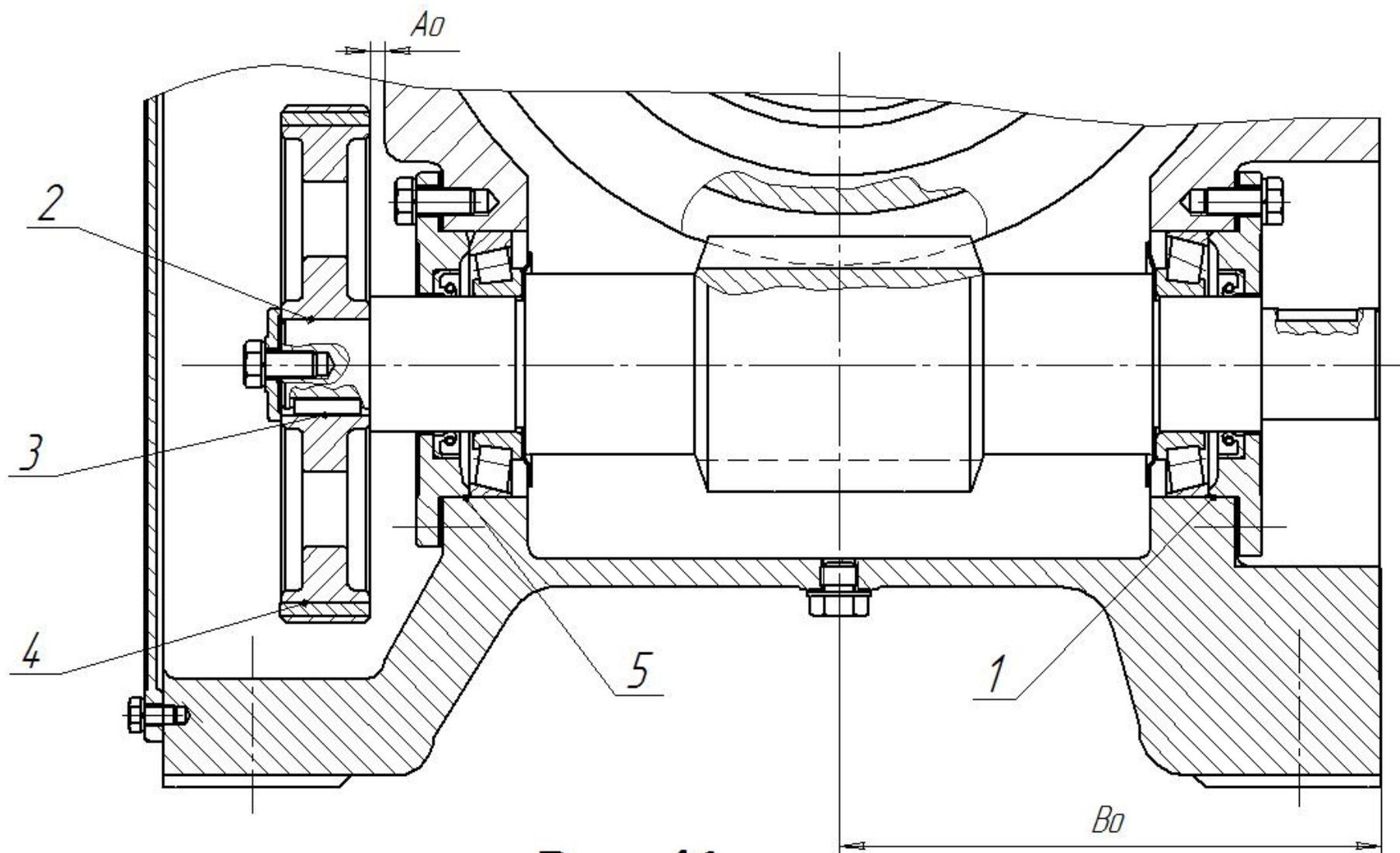


Рис. 16

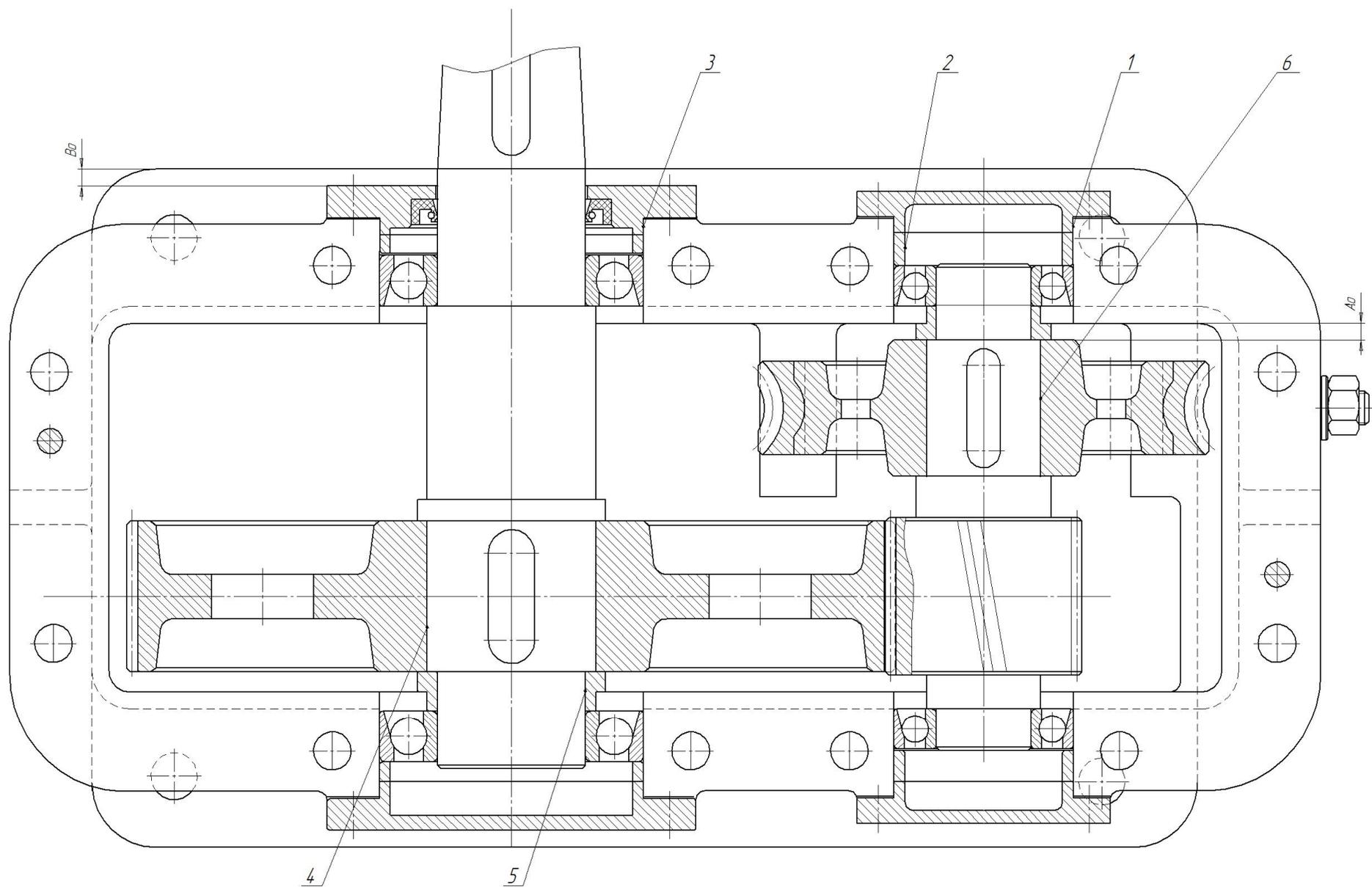


Рис. 17

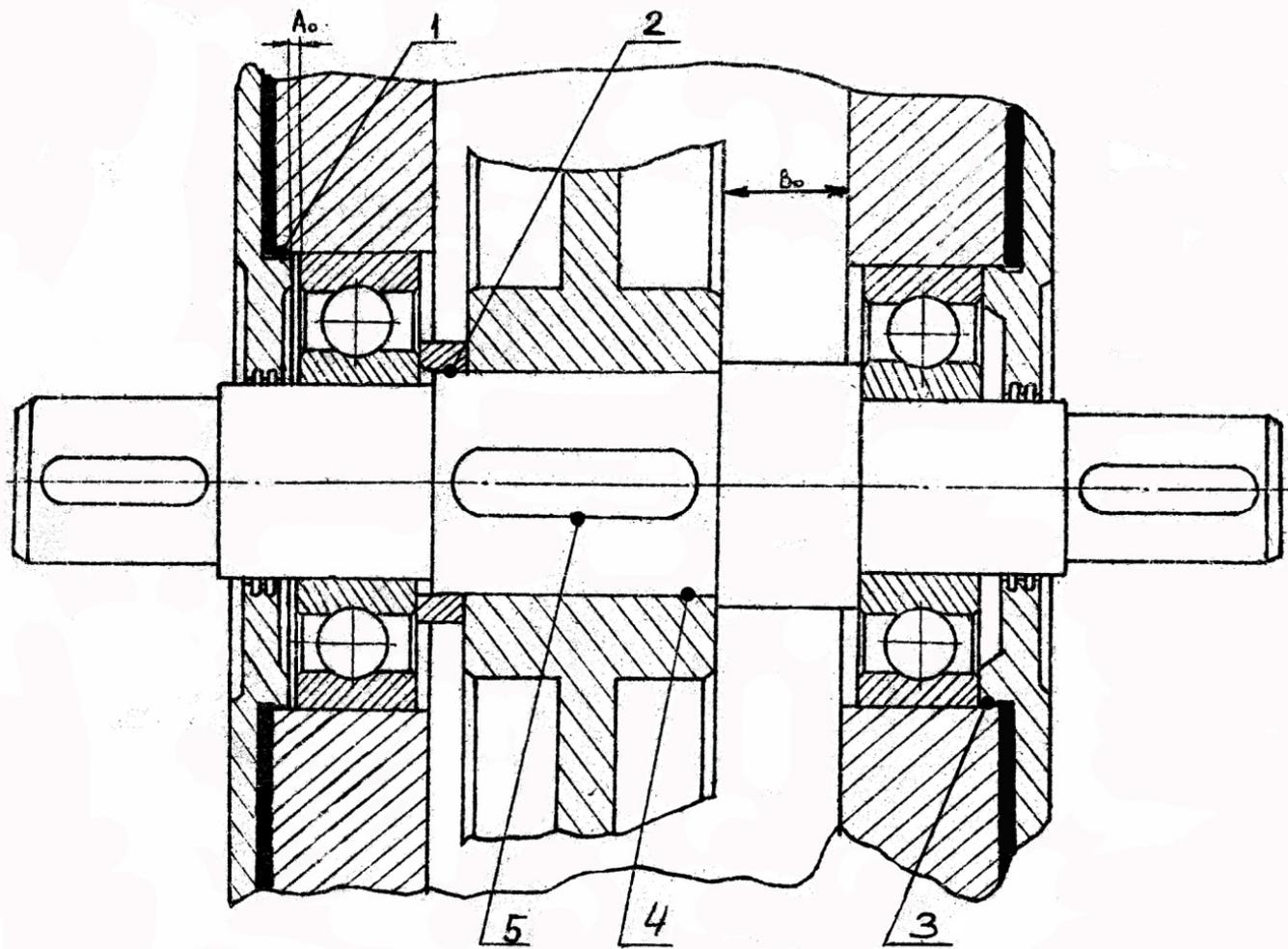


Рис. 18

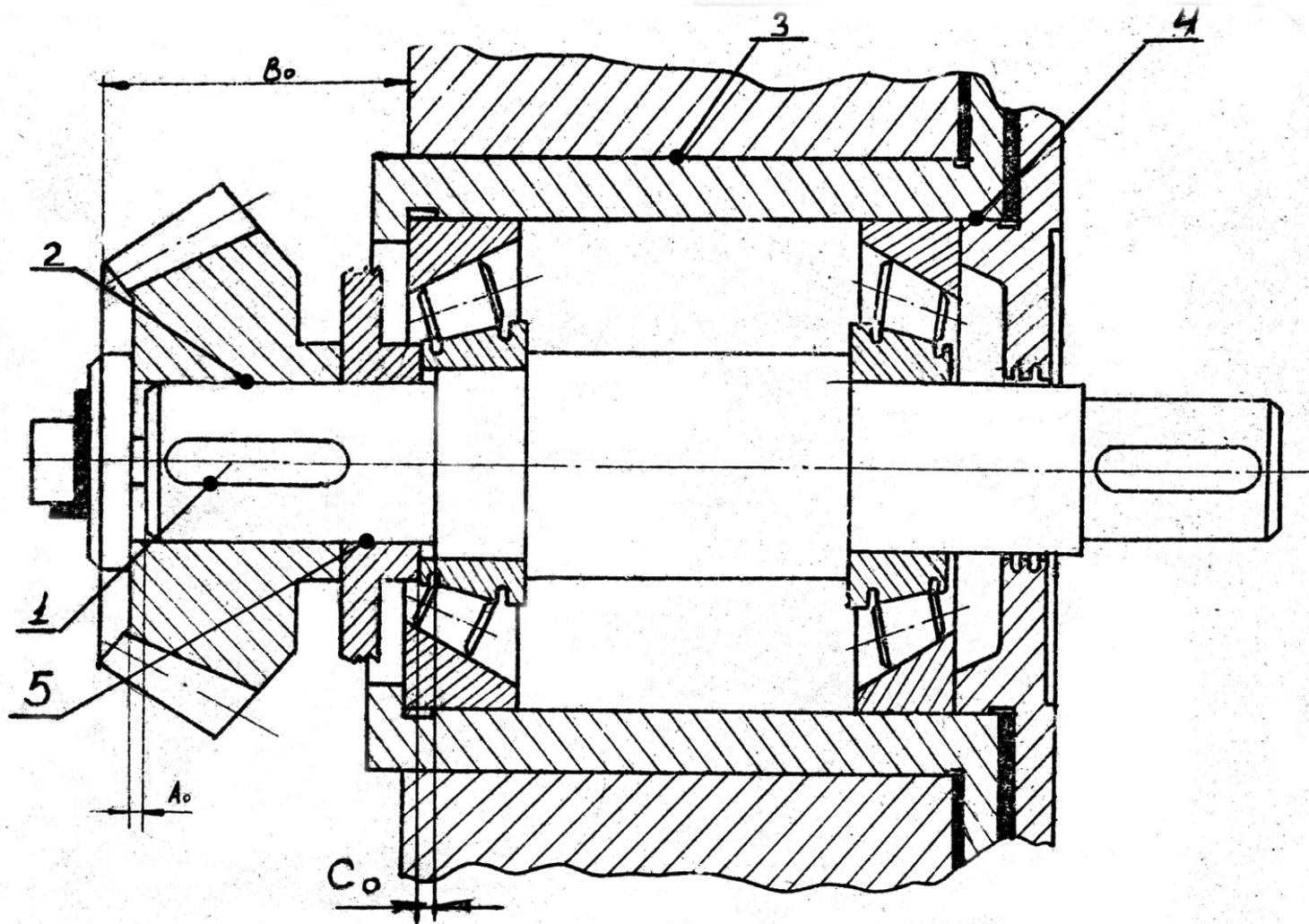


Рис. 19

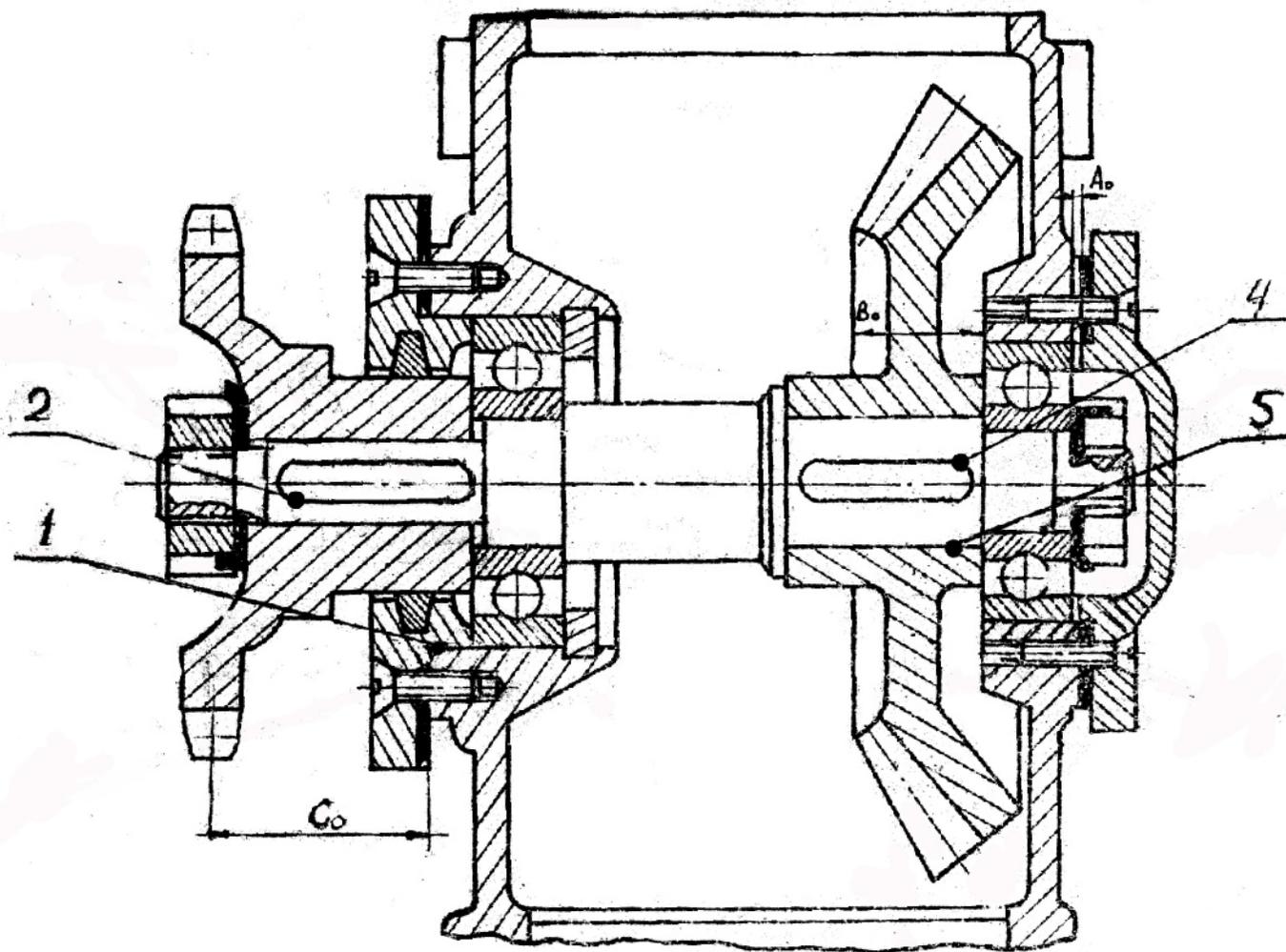


Рис. 20

2. Расчетная часть

2.1. Допуски и посадки гладких соединений (методом аналогий)

Для заданных соединений по предложенному эскизу:

1. Определить название деталей, входящих в соединение, назначение данного соединения, условия работы.
2. Определить тип посадки, согласно рекомендациям назначить посадку и определить основание системы.
2. Определить предельные отклонения и предельные размеры деталей, их допуски, предельные зазоры или натяги.
3. Назначить экономически обоснованные способы обработки деталей и необходимые параметры шероховатости поверхностей.
4. Начертить эскизы деталей и соединений, поля допусков соединений, обозначить шероховатость поверхностей.

Решение

1. По предложенному эскизу для заданного соединения определяем тип деталей, входящих в соединение, назначение этого соединения, условия работы.
2. Определяем характер посадки: с зазором, с натягом, переходная.
3. Назначаем стандартную посадку, рекомендованную для данного сопряжения / 1, с. 292 -346/.
4. Определяем основание системы.
5. По таблице ГОСТ 25347-82 /1, с. 79, т. 1.27-1.43/ находим предельные отклонения вала и отверстия.
6. Определяем предельные размеры:
Наибольший предельный размер вала: $d_{\max} = d + es$.

Наименьший предельный размер вала: $d_{\min} = d + ei$.

Наибольший предельный размер отверстия: $D_{\max} = D + ES$.

Наименьший предельный размер отверстия: $D_{\min} = D + EI$.

7. Определяем допуски:

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

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

8. Определяем предельные зазоры или натяги:

Для посадки с зазором определяем предельные зазоры:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei.$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es.$$

Допуск посадки: $T_S = S_{\max} - S_{\min}$.

Для посадки с натягом определяем предельные натяги:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI.$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES.$$

Допуск посадки: $T_N = N_{\max} - N_{\min}$.

Для переходной посадки по формулам, приведенным выше, определяем N_{\max} и S_{\max} .

Допуск переходной посадки: $T_{\Delta} = T_d + T_D$.

9. Назначаем способ изготовления деталей и шероховатость их поверхностей /1, с. 517, т. 2.66/.

10. Выполняем графическую часть.

Задача №1.1

1. Дано:

номинальный размер: $\varnothing 135$ мм.

2. Название деталей: отверстие в корпусе – глухая крышка (корпус – глухая крышка).

3. Характер сопряжения: основная задача данного соединения – ограничение доступа к внутренней части механизма и уплотнение, т.е. пониженные требования к точности. Однако корпус обработан не под крышку, а под посадку внешнего кольца подшипника.

Крышка крепится к корпусу с помощью болтового соединения

4. Назначаем посадку с зазором $\gt 135\text{ H7/d11}$ в системе отверстия, согласно рекомендациям / 1, с. 292 – 346 /.

5. По таблице ГОСТ 25347-82 /1, с. 79, т. 1.27-1.43/ находим предельные отклонения вала: $ei = -0,395\text{ мм}$, $es = -0,145\text{ мм}$.

отверстия: $EI = 0\text{ мм}$, $ES = 0,04\text{ мм}$.

6. Определяем предельные размеры:

Наибольший предельный размер вала:

$$d_{\max} = d + es = 135,000 - 0,145 = 134,855\text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер вала:

$$d_{\min} = d + ei = 135,000 - 0,395 = 134,605\text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер отверстия:

$$D_{\max} = D + ES = 135 + 0,04 = 135,04\text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия:

$$D_{\min} = D + EI = 135,000 + 0 = 135\text{ мм.}$$

7. Определяем допуски:

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

$$T_d = 134,855 - 134,605 = -0,145 - (-0,395) = 0,25\text{ мм.}$$

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

$$T_D = 135,160 - 135,000 = 0,160 - 0 = 0,16\text{ мм.}$$

8. Для посадки с зазором определяем предельные зазоры:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei.$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es.$$

$$S_{\max} = 135,160 - 134,605 = 0,160 - (-0,395) = 0,555\text{ мм.}$$

$$S_{\min} = 135,000 - 134,855 = 0 - (-0,145) = 0,145 \text{ мм.}$$

$$\text{Допуск посадки: } T_S = S_{\max} - S_{\min} = 0,555 - 0,145 = 0,41 \text{ мм.}$$

9. Экономически выгодными методами технологической обработки являются (Приложение П.3.1):

для крышки – обтачивание продольной подачей чистовое,

для корпуса – шлифование круглое.

В соответствии с методами обработки назначаем шероховатость:

для крышки $R_a = 1,8 - 3,2$ мкм;

для корпуса $R_a = 0,8 - 1,6$ мкм.

10. Пример выполнения графической части представлен на рис.2.1 .

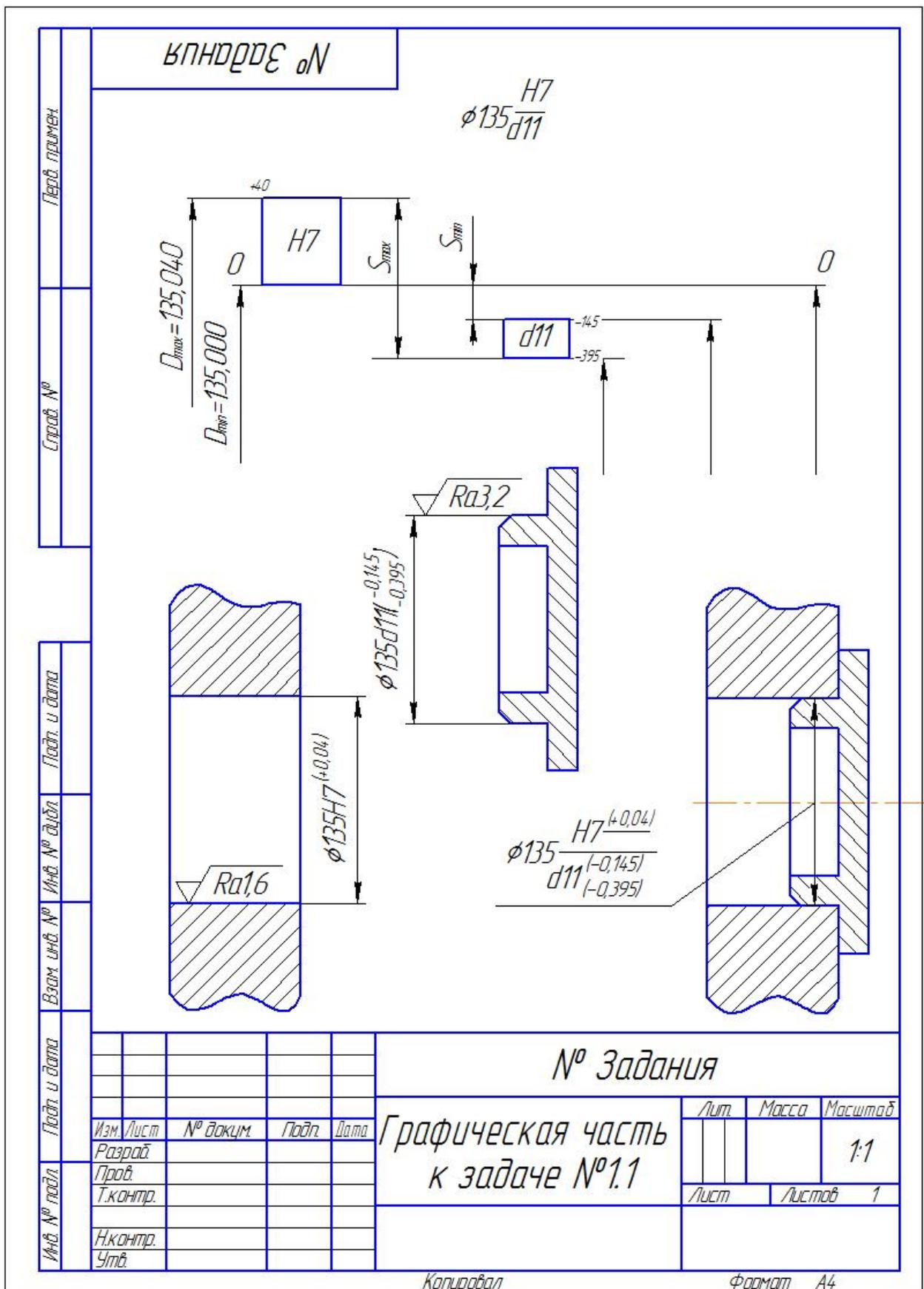


Рис.2.1

Задача № 1.2

1. Дано: номинальный размер: $\varnothing 30$ мм.

2. Название сопрягаемых деталей: зубчатое колесо – вал.

3. Характер сопряжения: исходя из чертежа, данное соединение является частью конструктивного оформления промежуточной ступени редуктора, и к нему могут быть предъявлены следующие требования:

- достаточно высокие требования к точности сопряжения (зубчатое зацепление, большие крутящие моменты, значительные числа оборотов)
- ремонтпригодность (возможность замены деталей).

Зубчатое колесо имеет дополнительные конструктивные элементы для фиксации на валу:

- от радиального перемещения - шпоночное соединение;
- от осевого перемещения – распорную втулку, которая прижимает ступицу колеса к буртику вала.

2. Назначаем переходную посадку $\varnothing 30$ H7/k6 в системе отверстия [1, с.292-346].

3. По таблице ГОСТ 25347-82 [1, с. 79, т. 1.27-1.43] находим предельные отклонения вала $\varnothing 30$ k6: $ei = 0,002$ мм, $es = 0,013$ мм.

Отверстия $\varnothing 30$ H7 EI = 0 мм, ES = 0,021 мм.

4. Определяем предельные размеры.

Наибольший предельный размер вала:

$$d_{\max} = d + es = 30,00 + 0,013 = 30,013 \text{ мм}$$

Наименьший предельный размер вала:

$$d_{\min} = d + ei = 30,00 + 0,002 = 30,002 \text{ мм}$$

Наибольший предельный размер отверстия:

$$D_{\max} = D + ES = 30,00 + 0,021 = 30,021 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия:

$$D_{\min} = D + EI = 30,00 + 0,000 = 30,000 \text{ мм.}$$

5. Определяем допуски:

Допуск вала:

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei.$$

$$T_d = 30,016 - 30,000 = 0,016 \text{ мм}$$

Допуск отверстия:

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI$$

$$T_D = 30,021 - 30,000 = 0,021 - 0,000 = 0,021 \text{ мм.}$$

6. Для переходной посадки определяем максимальный зазор
максимальный натяг:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei.$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI.$$

$$S_{\max} = 30,021 - 30,002 = 0,021 - 0,002 = 0,019 \text{ мм}$$

$$N_{\max} = 30,013 - 30,000 = 0,013 - 0,000 = 0,013 \text{ мм}$$

Допуск посадки

$$T_{\Delta} = T_D + T_d = 0,019 + 0,013 = 0,032 \text{ мм}$$

7. Экономически выгодными методами технологического получения
являются (Приложение П.3.1):

для вала – тонкое обтачивание продольной подачей,

для колеса – растачивание чистовое.

В соответствии с методами обработки назначаем шероховатость:

для вала $R_a = 0,4 - 0,8$ мкм,

для колеса $R_a = 1,6 - 3,2$ мкм.

8. Пример выполнения графической части представлен на рис. 2.2.

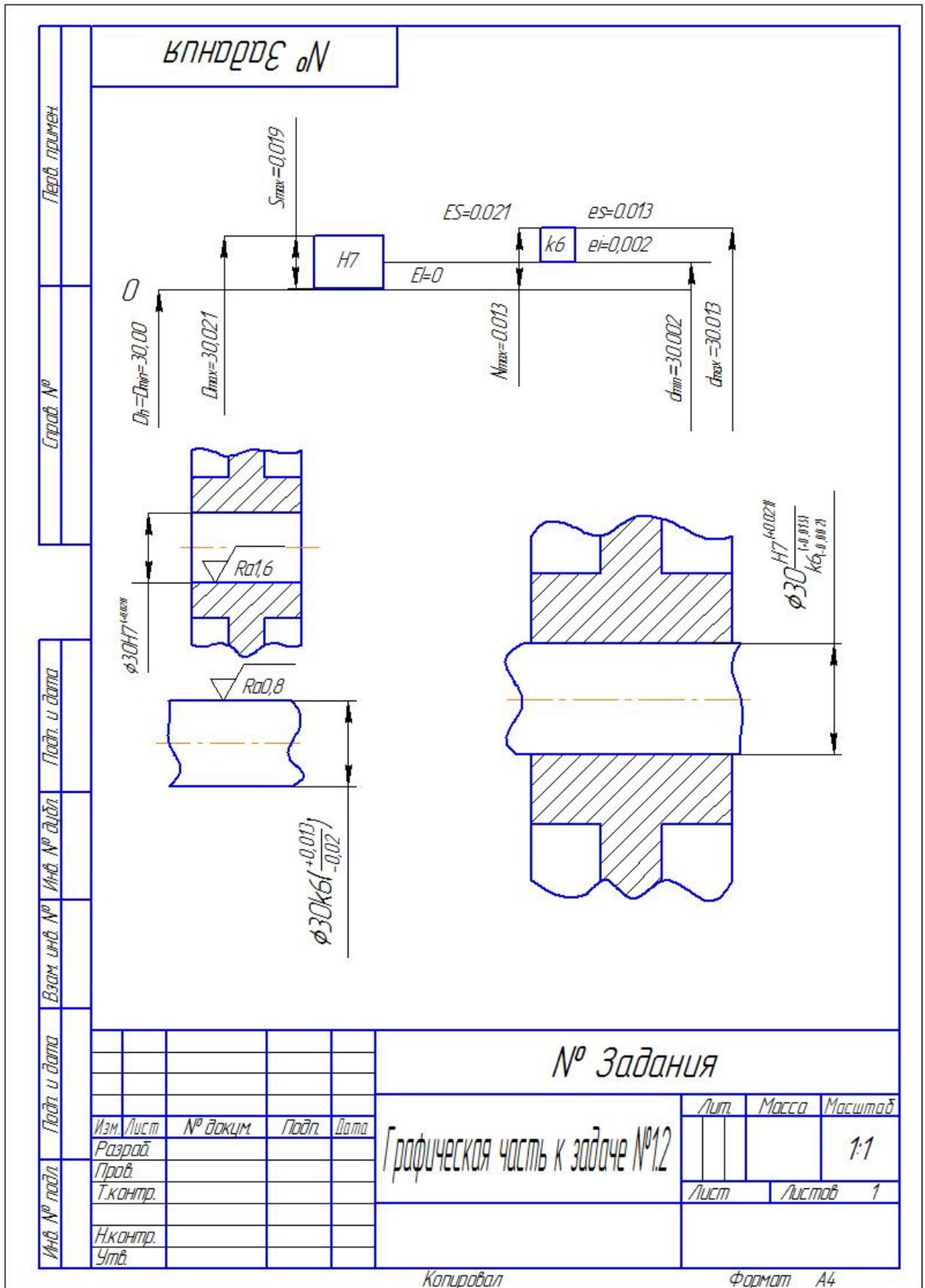


Рис.2.2

Задача № 1.3

1. Дано:

номинальный размер: $\varnothing 80$ мм.

2. Название сопрягаемых деталей: зубчатое колесо – вал.

3. Характеристика соединения: тихоходная ступень редуктора, колесо посажено на вал неподвижно без дополнительных устройств.

2. Назначаем посадку с натягом $\varnothing 80$ H7/p6 в системе отверстия [1, с.292 - 346].

3. По таблице ГОСТ 25347-82 [1, с. 79, т. 1.27-1.43] находим предельные отклонения:

вала: $ei = 0,032$ мм, $es = 0,051$ мм.

отверстия: $EI = 0$ мм, $ES = 0,03$ мм.

4. Определяем предельные размеры:

Наибольший предельный размер вала:

$$d_{\max} = d + es = 80,000 + 0,051 = 80,051 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер вала:

$$d_{\min} = d + ei = 80,000 + 0,032 = 80,032 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер отверстия:

$$D_{\max} = D + ES = 80 + 0,03 = 80,03 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия:

$$D_{\min} = D + EI = 80,000 + 0 = 80 \text{ мм.}$$

5. Определяем допуски:

Допуск вала:

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei$$

$$T_d = 80,051 - 80,032 = 0,051 - 0,032 = 0,019 \text{ мм.}$$

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

$$T_D = 80,030 - 80,000 = 0,030 - 0,000 = 0,03 \text{ мм.}$$

6. Для посадки с натягом определяем предельные натяги:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI.$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES.$$

$$N_{\max} = 80,051 - 80 = 0,051 - 0 = 0,051 \text{ мм.}$$

$$N_{\min} = 80,032 - 80,030 = 0,032 - 0,030 = 0,002 \text{ мм.}$$

$$\text{Допуск посадки: } T_N = N_{\max} - N_{\min} = 0,051 - 0,002 = 0,049 \text{ мм.}$$

7. Экономически выгодными методами технологического получения являются (Приложение П.3.1):

для вала – тонкое обтачивание продольной подачей,

для зубчатого колеса – чистовое растачивание.

В соответствии с методами обработки назначаем класс шероховатости:

для вала $R_a = 0,4 - 0,8$ мкм,

для зубчатого колеса $R_a = 1,6 - 3,2$ мкм.

7. Пример выполнения графической части представлен на рис. 2.3

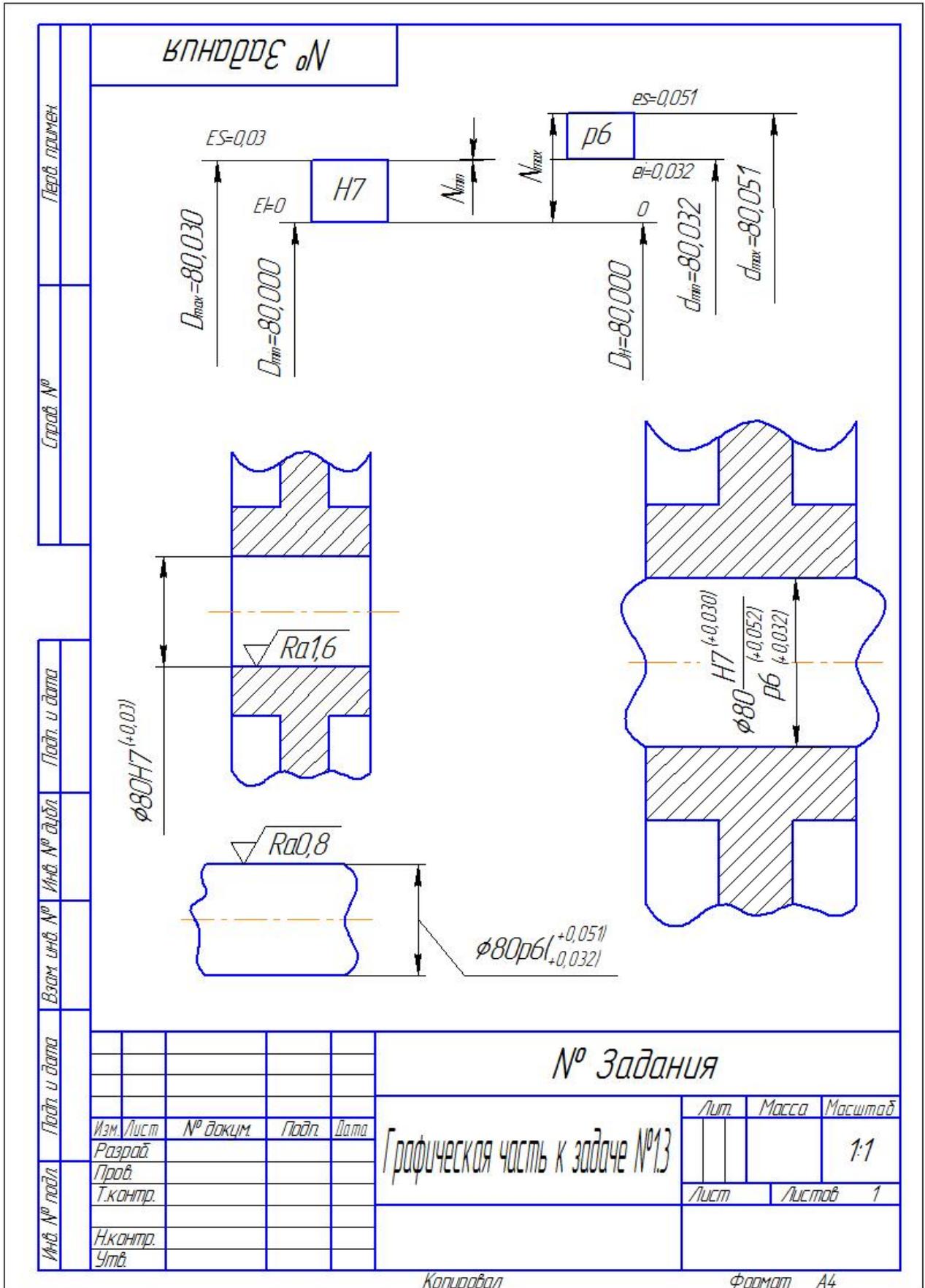


Рис. 2.3

2.2 Допуски и посадки гладких соединений (расчетным методом)

2.2.1 Расчет и подбор посадки с зазором для подшипников жидкостного трения

Для реальных подшипников задача решается приближенно с введением ряда допущений и с использованием опытных данных.

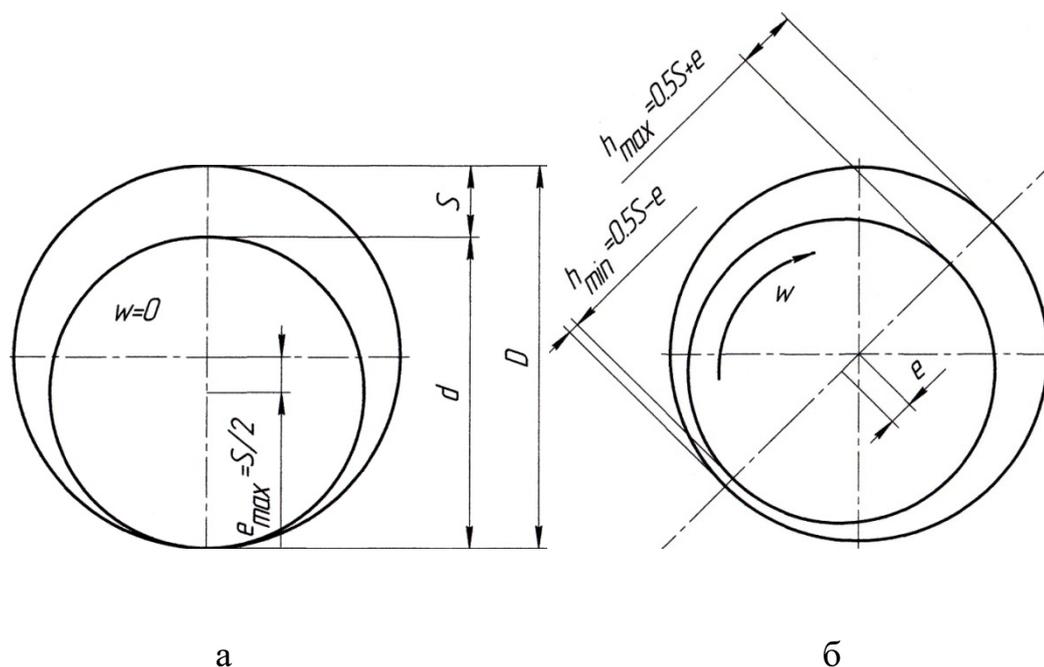


Рис. 2.4. Расположение контактной группы вал-отверстие
а – исходное положение; б – положение при вращении

Расчет посадки с зазором для подшипников жидкостного трения ведется следующим образом.

1. По условию задания определяются высоты неровностей.
2. Определяется допустимая толщина масляного слоя:

$$[h_{\min}] = k(R_{zD} + R_{zd} + u_{\delta}) \approx k(4R_{aD} + 4R_{ad} + u_{\delta}),$$

где $k \geq 2$ – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя;

u_{δ} – добавка на неразрывность масляного слоя, $u_{\delta} = 2...3$ мкм.

3. Определяется величина A_h , зависящая от относительного эксцентриситета χ и отношения l/d :

$$A_h = \frac{2h_{\min}}{d \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}}} = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{75 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{19 \cdot 10^{-3} \cdot 157}{1,47 \cdot 10^6}}} = 0,314 ,$$

где d – номинальный диаметр соединения, м;

μ – динамическая вязкость смазочного масла при рабочей температуре, Н·с/м²;

ω – угловая скорость вала, рад/с;

p – величина среднего удельного давления, Н/м²;

l – длина подшипника, м.

4. По рис. 2.5 определяем, используя найденное значение A_h и l/d , минимальный относительный эксцентриситет χ_{\min} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{\min}]$.

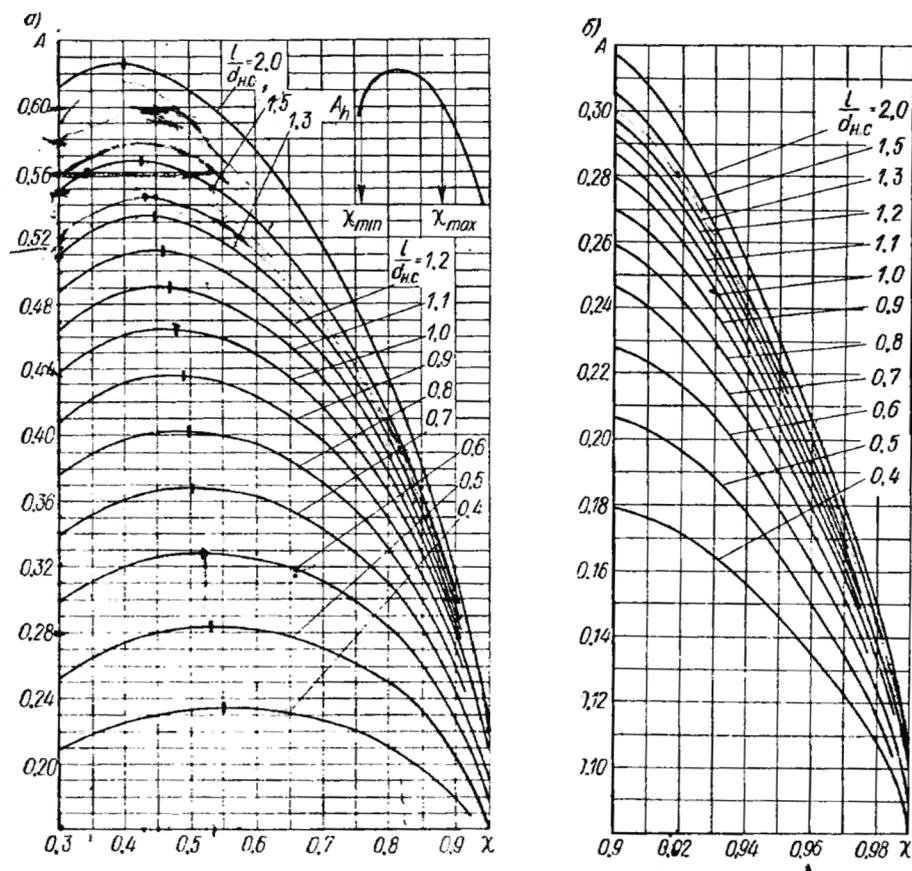


Рис. 2.5.

По найденному значению χ рассчитывается минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$:

$$[S_{min}] = \frac{2[h_{min}]}{1 - \chi_{min}} \text{ мкм.}$$

Если величина $\chi_{min} < 3$, то для определения $[S_{min}]$ поступают следующим образом:

по рис. 2.5 находим значение A_χ при заданном l/d и $\chi = 0,3$ и затем определяем минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$:

$$[S_{min}] = 2,857[h_{min}] \frac{A_\chi}{A_h}.$$

5. По найденному ранее значению A_h по рис.2.5 находим максимальный относительный эксцентриситет χ_{max} , при котором $h = [h_{min}]$, затем по найденному значению χ_{max} рассчитывается максимально допустимый зазор $[S_{min}]$:

$$[S_{max}] = \frac{2[h_{min}]}{1 - \chi_{max}}.$$

6. По таблицам допусков и посадок /1, с. 145, т. 1.47-1.49/ подбирается посадка, при которой выполняются следующие условия:

$$S_{min} \geq [S_{min}];$$

$$S_{max} < [S_{max}] - 2(R_{zD} + R_{zd}) = [S_{max}] - 8(R_{aD} + R_{ad});$$

$$S_c \approx S_{onm}.$$

$$S_{onm} = \frac{2[h_{min}]}{1 - \chi_{onm}} \frac{A_{onm}}{A_h},$$

Значения χ_{onm} и A_{onm} находятся по рис. 2.5.

7. Определим максимальную толщину масляного слоя h' при оптимальном зазоре:

$$h' = \frac{S_{onm}}{2} (1 - \chi_{onm}).$$

8. Практически при сборке зазоров, меньших, чем вероятностный минимальный зазор S_{min}^B не будет:

$$S_{\min}^B = S_c - 0,5\sqrt{T_D^2 - T_d^2}.$$

9. Определяется коэффициент трения в подшипнике (при минимальном зазоре S_{min}) по формуле:

$$f = \frac{C_M}{\sqrt{C_R}} \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}},$$

где C_M – коэффициент сопротивления, определяемый по табл. 2.2. в зависимости от отношения l/d и соответствующего зазору S_{min} ;

C_R – коэффициент нагруженности (табл. 2.1.), в зависимости от l/d и χ соответствующего зазору S_{min} .

Коэффициент нагруженности C_R :

$$C_R = \frac{p(S_{\min}^B)^2}{d^2 \mu \omega}.$$

По табл. 2.1. при данном l/d находим χ по найденному значению C_R . По табл. 2.2 находим C_M по найденному ранее значению χ .

Таблица 2.1.

Относительный эксцентриситет χ	Коэффициент нагруженности C_R при l/d											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	0,089	0,133	0,182	0,234	0,287	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529	0,610	0,763
0,4	0,141	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,658	0,723	0,784	0,891	1,091
0,5	0,216	0,317	0,427	0,538	0,647	0,754	0,853	0,947	1,033	1,111	1,248	1,483
0,6	0,339	0,493	0,655	0,816	0,972	1,118	1,253	1,377	1,489	1,590	1,763	2,070
0,65	0,431	0,622	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,669	1,796	1,912	2,099	2,446
0,7	0,573	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,929	2,097	2,247	2,379	2,600	2,981
0,75	0,776	1,098	1,418	1,720	1,965	2,248	2,469	2,664	2,838	2,990	3,242	3,671
0,8	1,079	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,580	3,787	3,968	4,266	4,778
0,85	1,775	2,428	3,036	3,580	4,053	4,459	4,808	5,106	5,364	5,586	5,947	6,545
0,9	3,195	4,261	5,214	6,029	6,721	7,294	7,772	8,186	8,533	8,831	9,304	10,091
0,925	5,055	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,38	11,91	12,35	12,73	13,34	14,34
0,95	8,393	10,706	12,64	14,14	15,37	16,37	17,18	17,86	18,43	18,91	19,68	20,97
0,975	21,00	25,62	29,17	31,88	33,99	35,66	37,00	38,12	39,04	39,81	41,07	43,11
0,99	65,26	75,86.	83,21	88,90	92,89	96,35	98,95	101,2	102,9	104,4	106,8	110,8

Таблица 2.2.

Относительный эксцентриситет χ	Значения коэффициента C_m при l/d											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	3,303	3,308	3,314	3,320	3,327	3,334	3,340	3,346	3,352	3,357	3,366	3,385
0,4	3,449	3,460	3,471	3,483	3,495	3,507	3,518	3,529	3,539	3,548	3,564	3,595
0,5	3,666	3,685	3,704	3,725	3,745	3,764	3,782	3,800	3,815	3,830	3,855	3,897
0,6	3,997	4,028	4,061	4,094	4,126	4,156	4,146	4,209	4,232	4,253	4,288	4,351
0,65	4,225	4,266	4,308	4,350	4,389	4,425	4,459	4,489	4,516	4,541	4,581	4,655
0,7	4,525	4,579	4,634	4,687	4,737	4,782	4,822	4,859	4,892	4,921	4,969	5,053
0,75	4,920	4,991	6,062	5,127	5,192	5,244	5,294	5,336	5,375	5,408	5,464	5,558
0,8	5,473	5,581	5,676	5,763	5,841	5,910	5,977	6,023	6,068	6,108	6,174	6,286
0,85	6,336	6,474	6,601	6,715	6,814	6,900	6,973	7,036	7,090	7,137	7,212	7,338
0,9	7,827	8,034	8,219	8,377	8,510	8,621	8,714	8,793	8,862	8,918	9,011	9,163
0,925	9,124	9,389	9,616	9,793	9,963	10,09	10,20	10,29	10,36	10,43	10,53	10,70
0,95	11,38	11,74	12,04	12,28	12,47	12,63	12,76	12,86	12,95	13,03	13,15	13,35
0,975	16,68	17,24	17,66	17,99	18,25	18,45	18,61	18,74	18,86	18,95	19,10	19,35
0,99	27,66	28,54	29,15	29,62	29,95	30,23	30,45	30,63	30,78	30,90	31,10	31,43

10. Определяем мощность теплообразования:

$$Q = 1,57 \frac{\omega^2 \mu d^3 l}{S_{\min}^B}.$$

Определяем теплоотвод через корпус и вал подшипника:

$$Q_1 = k_T F (t_n - t_o),$$

где k_T – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С), можно определить по формуле:

$$k_T = 6,7 + 11,7 \sqrt{v_B},$$

v_B – скорость омывания (м/с) корпуса воздухом, зависящая от скорости вращения вала и находящихся на нем деталей;

Минимальное значение $k_T \approx 18,5$ Вт/(м²·°С);

F – свободная теплоотдающая поверхность корпуса и приведенная поверхность вала, м²:

$$F \approx (12 \dots 40) ld,$$

В среднем $F \approx 25 ld_{\text{вс}}$, м² t_o — температура окружающей среды, обычно $t_o = 20^\circ\text{C}$.

11. Определяем объем масла, прокачиваемого через подшипник:

$$W = \frac{Q - Q_1}{cp(t_{вых} - t_{вх})},$$

где c - теплоемкость масла, Дж/(кг·°С), $c = 1660 \div 2100$ Дж/(кг·°С);

p – плотность масла, кг/м³, $p \approx 870 \div 890$ кг/м³;

$t_{вых}, t_{вх}$ – температура масла соответственно на выходе из подшипника и на входе в подшипник.

Задача 2.1

Условие задачи

Определить величины зазоров и подобрать посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения при следующих данных: $d = 75$ мм, $l = 75$ мм, $p = 1,47 \cdot 10^6$ Па, $\omega = 157$ рад/с (1500 об/мин). Смазка централизованная маслом марки турбинное 22 (Л) с динамической вязкостью при $t_n = 50^\circ$ $\mu = 19 \cdot 10^{-8}$ Н·с/м². Подшипник половинный (имеются масляные канавки в плоскости разъема). Рис. 2.4.

Решение:

1. Задаемся высотами неровностей трущихся поверхностей $R_{aD} = R_{ad} = 0,8$ мкм /1, с. 517, т. 2.66./.

2. Определим допускаемую толщину масляного слоя:

$$[h_{min}] = 2 \cdot (3,2 + 3,2 + 2) \cdot 10^{-6} = 16,8 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

3. Рассчитаем значение A_h :

$$A_h = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{75 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{19 \cdot 10^{-3} \cdot 157}{1,47 \cdot 10^6}}} = 0,314.$$

4. По рис. 2.5 определяем, используя найденное значение $A_h = 0,314$ и $l/d = 1$, минимальный относительный эксцентриситет χ_{min} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$. χ_{min} меньше 0,3 и поэтому условие $\chi_{min} \geq 3$ не выполнено.

По рис. 2.5 находим значение $A_\chi = 0,438$ при $\chi=0,3$ и $l/d = 1$ и затем определяем минимальный допускаяемый зазор $[S_{min}]$ (толщина масляной пленки при этом зазоре больше $[h_{min}]$):

$$[S_{min}] = 2,857 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6} \frac{0,438}{0,314} = 67 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 67 \text{ мкм.}$$

5. По найденному ранее значению $A_h = 0,314$ из рис. 2.5 находим максимальный относительный эксцентриситет $\chi_{max} = 0,87$, при котором $h = [h_{min}]$.

Определяем максимальный допускаяемый зазор:

$$[S_{max}] = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,87} = 258 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 258 \text{ мкм.}$$

По рис. 19 $X_{onm} = 0,48$ и $A_{onm} = 0,464$

$$S_{onm} = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,464}{1 - 0,48} = 96 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 96 \text{ мкм.}$$

7. Определим максимальную толщину масляного слоя h' при оптимальном зазоре:

$$h' = \frac{96}{2}(1 - 0,48) = 25 \text{ мкм.}$$

По таблице предельных зазоров [1, с.145, т.1.47-1.49] в посадках определим, что условиям подбора посадки наиболее близко соответствует предпочтительная посадка

$$\text{Ø}75 \frac{H7}{e8} \left(\begin{array}{c} +0,03 \\ -0,06 \\ -0,106 \end{array} \right),$$

для которой $S_{min} = 60$ мкм, $S_{max} = 136$ мкм, $S_c = 98 \approx S_{onm}$ мкм.

Условие $S_{min} \geq [S_{min}]$ можно считать выполненным, так как получение зазора $S_{min} = 60$ мкм маловероятно.

8. Практически при сборке зазоров, меньших, чем вероятностный минимальный зазор S_{min}^B не будет:

$$S_{min}^B = 98 - 0,5\sqrt{30^2 - 46^2} = 70,5 \text{ мкм.}$$

9. Определим коэффициент нагруженности C_R :

$$C_R = \frac{1,47 \cdot 10^6 \cdot (70,5 \cdot 10^{-6})^2}{0,075^2 \cdot 19 \cdot 10^{-3} \cdot 157} = 0,439 \text{ мкм.}$$

По табл. 2.1 при $l/d = 1$ находим, что значению $C_R = 0,439$ соответствует $\chi = 0,34$. По табл. 2.2 при $\chi = 0,34$ и $l/d = 1$ находим $C_M = 3,41$.

Коэффициент трения в подшипнике:

$$f = \frac{3,41}{\sqrt{0,439}} \sqrt{\frac{19 \cdot 10^{-3} \cdot 157}{1,47 \cdot 10^6}} = 0,0072.$$

10. Определяем мощность теплообразования:

$$Q = 1,57 \frac{157^2 \cdot 19 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0072^3 \cdot 0,075}{70,5 \cdot 10^{-6}} = 330 \text{ Вт.}$$

Определяем теплоотвод через корпус и вал подшипника:

$$Q_1 = 18,5 \otimes 25 \otimes 0,075 \otimes (50 - 20) = 78 \text{ Вт}$$

11. Определяем объем масла, прокачиваемого через подшипник:

$$W = \frac{330 - 78}{1900 \cdot 890 \cdot (50 - 35)} = 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 0,6 \text{ л/мин.}$$

2.2.2 Расчет посадки с натягом

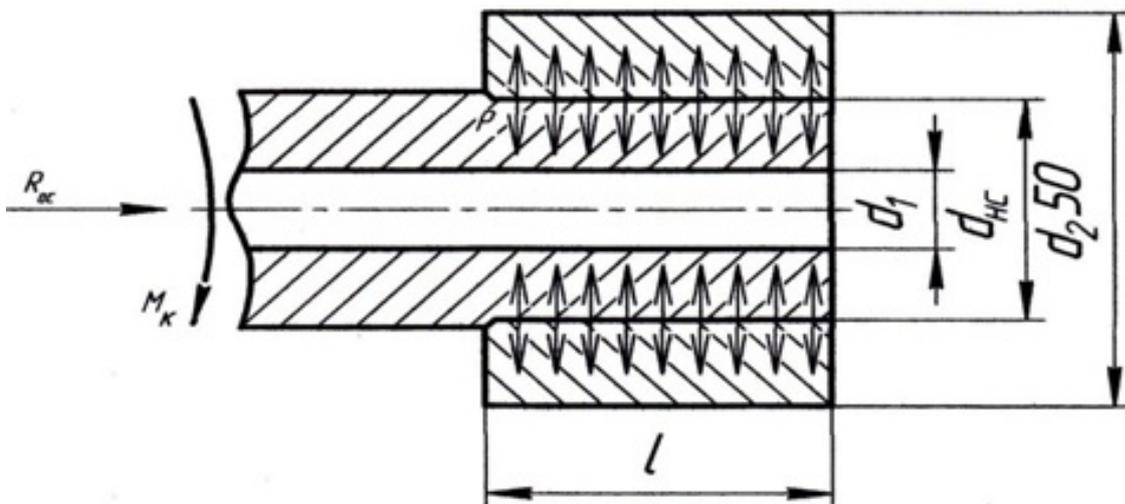


Рис. 2.6. Посадка с натягом

1. По известным значениям внешних нагрузок (R_{oc} , M_k) и размерам соединения (d и l) определяется требуемое минимальное удельное давление на контактных поверхностях соединения:

при действии M_k

$$[p_{\min}] = \frac{2M_k}{\pi d^2 l f},$$

при действии R_{oc}

$$[p_{\min}] = \frac{R_{oc}}{\pi d l f},$$

при одновременном действии M_k и R_{oc}

$$[p_{\min}] = \frac{\sqrt{R_{oc}^2 + \left(\frac{2M_k}{d}\right)^2}}{\pi d l f},$$

где R_{oc} – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н;

M_k – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н \otimes м;

l – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания.

Таблица 2.3

Материал деталей	Прессование	Нагрев	Охлаждение	Гидропрессование
Сталь - сталь	0,07	0,14	0,07	0,1
Сталь - чугун	0,07	0,07	0,07	-
Сталь или чугун, бронза и латунь	0,05	0,05	0,05	-

2. По полученным значениям $[p_{\min}]$ определяется необходимая величина наименьшего расчетного натяга N'_{\min}

$$N'_{\min} = [p_{\min}]d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) 10^6;$$

где E_1 и E_2 - модули упругости материалов, соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (отверстия), Па;

C_1 и C_2 - коэффициенты жёсткости конструкции (коэффициенты Лямэ):

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2,$$

где μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона,

d_1 – диаметр отверстия полого вала, м;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, м.

Модули упругости материалов E и коэффициенты Пуассона μ принимаем по таблице 2.4.

Таблица 2.4

Материал	$E, Па$	μ	Материал	$E, Па$	μ
Сталь	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,3	Оловянная бронза	$1 \cdot 10^{11}$	0,33
Чугун	$1 \cdot 10^{11}$	0,25	Безоловянная бронза	$1,1 \cdot 10^{11}$	0,35

3. Определим величину минимального допустимого натяга:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + u + u_t + u_y + u_n,$$

где u – поправка, учитывающая смятие микронеровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения:

$$u = k_1 R_{ad} + k_2 R_{aD} = 1,2(R_{zd} + R_{zD}),$$

где R_{a1} и R_{a2} - среднее арифметическое отклонение профиля поверхностей охватываемой и охватывающей деталей; k_1 и k_2 - коэффициенты, учитывающие величину смятия неровностей.

При $R_a > 1.25$ $k = 5$, при $R_a \leq 1.25$ $k = 6$.

Значения R_a берут из чертежей детали или принимают по табл. 2.5

Таблица 2.5

Точность изготовления (квалитет)	Поверхность	R_a , мкм (не более), при нормальных размерах, мм		
		до 50 мм	свыше 50 до 120 мм	свыше 120 до 500 мм
5	Вал	0,1...0,2	0,4	0,4
	Отверстие	0,2...0,4	0,8	0,8
6...7	Вал	0,4	0,8	1,6
	Отверстие	0,8	1,6	
8	Вал	0,8	0,8	1,6...3,2
	Отверстие	1,6	1,6	

u_t - поправка, учитывающая разность рабочей температуры и температуры сборки, и различие коэффициентов линейного расширения:

$$u_t = [\alpha_D(t_{pD} - t) - \alpha_d(t_{pd} - t)] \cdot d_H,$$

для зубчатых колес принимают $u_t = 0$;

u_y - поправка, учитывающая деформацию деталей от действия центробежных сил (для диаметров до 500мм и V до 30 м/с $U_{II} = 1...4$ мкм), принимаем $u_y = 0$, так как скорость вращения сопрягаемых деталей невелика:

$$u_y = \frac{v^2 d \rho}{64} \cdot \left(\frac{3 + \mu}{E} \right),$$

где v – окружная скорость на наружной поверхности втулки, м/с:

$$v = \omega \cdot R,$$

ρ – плотность материала, кг/м³;

u_n - поправка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках; определяется опытным путем.

4. Определяем максимальное допустимое давление, при котором отсутствуют пластические деформации на контактных поверхностях деталей.

В качестве $[P_{\max}]$ берется наименьшее из двух значений, Н/м²:

$$P_1 = 0,5\sigma_{T1} \left(1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right),$$

$$P_2 = 0,5\sigma_{T2} \left(1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right),$$

где σ_{T1}, σ_{T2} - предел текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей.

5. Определяем величину наибольшего расчетного натяга N'_{\max} :

$$N'_{\max} = [P_{\max}] \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^6.$$

6. Определим величину максимального допустимого натяга:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} \cdot u_{y\partial} + u - u_t,$$

где $u_{y\partial}$ - коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов, охватывающих деталей. Определяется по рис. 2.7 в зависимости от отношений l/d и d_1/d .

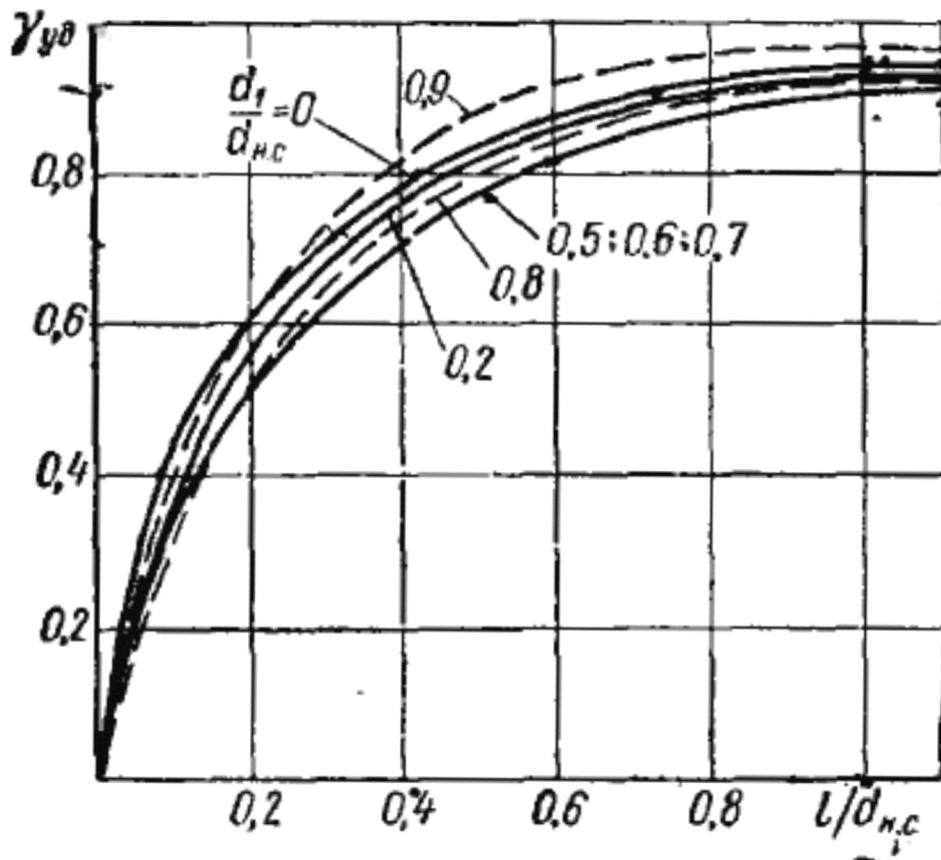


Рис. 2.7

7. Выбираем посадку из таблиц системы допусков и посадок /1, с. 145, т. 1.47-1.49/.

Условия подбора посадок:

$$N_{\max} \leq [N_{\max}];$$

$$N_{\min} > [N_{\min}].$$

Рассчитаем необходимое усилие при запрессовке собираемых деталей:

$$R_n = f_n p_{\max} \pi d l,$$

где f_n - коэффициент трения при запрессовке:

$$f_n = (1,15 + 1,20)f.$$

Удельное давление при максимальном натяге в посадке:

$$P_{\max} = \frac{N_{\max} - u}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \cdot 10^6.$$

Применяя термические методы сборки, необходимую температуру нагрева охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали, определяют соответственно по формулам:

$$t_D = \frac{N_{p\max} + z_{c\delta}}{d \cdot \alpha \cdot 10^6} - t_{c\delta};$$

$$t_d = t_{c\delta} - \frac{N_{\max} + z_{c\delta}}{d \cdot \alpha \cdot 10^6};$$

где $t_{c\delta}$ - температура сборки, °С;

$z_{c\delta}$ - зазор, мкм, необходимый для обеспечения легкости сборки, который принимают равным основному отклонению вала m ;

α - коэффициент линейного расширения (сжатия) при нагреве (охлаждении).

Задача 2.2

Условие задачи

Соединение с размерами $d = 50$ мм; $l = 60$ мм; $d_1 = 10$ мм; $d_2 = 100$ мм предназначено для передачи $M_k = 500$ Н·м. Материал деталей – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_T = 35 \cdot 10^7$ Н/м². Высота неровностей поверхности вала $R_{zd} = 6,5$ мкм и отверстия ступицы $R_{zD} = 10$ мкм. Рабочая температура соединения 20 °С. Выбрать стандартную посадку.

Решение:

1. Определяем требуемое минимальное удельное давление на контактных поверхностях соединения при действии M_k :

$$[p_{\min}] = \frac{2 \cdot 500}{3,14 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,06 \cdot 0,07} = 3,03 \cdot 10^7, \text{ Н/м}^2$$

2. По значению $[p_{\min}]$ определяем необходимую величину наименьшего расчетного натяга N'_{\min} .

Для расчета необходимо найти значения коэффициентов Лямэ:

$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па (сталь):

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{10}{50}\right)^2}{1 - \left(\frac{10}{50}\right)^2} - 0,3 = 0,78; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{50}{100}\right)^2}{1 - \left(\frac{50}{100}\right)^2} + 0,3 = 1,97,$$

$$N'_{\min} = 3,03 \cdot 10^7 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,78 + 1,97}{2 \cdot 10^{11}}\right) 10^6 = 20,8 \text{ мкм};$$

3. Определим величину минимального допустимого натяга, предварительно определив значения поправок:

поправка, учитывающая смятие микронеровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения:

$$u = 1,2(10 + 6,5) = 19,8 \text{ мкм};$$

поправка, учитывающая разность рабочей температуры и температуры сборки, и различие коэффициентов линейного расширения:

принимая $u_t = 0$, так как $t_d = t_D = t_{сб} = 20^\circ\text{C}$;

$$[N_{\min}] = 20,8 + 19,8 = 40,6 \text{ мкм.}$$

4. Определяем максимальное допустимое давление, при котором отсутствуют пластические деформации на контактных поверхностях деталей.

В качестве $[P_{\max}]$ берется наименьшее из двух значений, Н/м^2 :

$$P_1 = 0,5 \cdot 35 \cdot 10^7 \left(1 - \left(\frac{10}{50} \right)^2 \right) = 16,8 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2;$$

$$P_2 = 0,5 \cdot 35 \cdot 10^7 \left(1 - \left(\frac{50}{100} \right)^2 \right) = 13,1 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2;$$

$$[P_{\max}] = 13,1 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

5. Определяем величину наибольшего расчетного натяга N'_{\max} :

$$N'_{\max} = 13,1 \cdot 10^7 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,78 + 1,97}{2 \cdot 10^{11}} \right) 10^6 = 90 \text{ мкм.}$$

6. Определим величину максимального допустимого натяга:

$l/d = 1,2$; $d_1/d = 0,2$ по графику $u_{y\partial} = 0,96$

$$[N_{\max}] = 90 \cdot 0,96 + 19,8 = 106,2 \text{ мкм.}$$

7. Выбираем посадку H7/u7 из таблиц системы допусков и посадок [1, с.145, т. 1.47-1.49].

Условия подбора посадок:

$$N_{\max} = 95 \leq [N_{\max}];$$

$$N_{\min} = 45 > [N_{\min}].$$

Рассчитаем необходимое усилие при запрессовке собираемых деталей, при этом:

Коэффициент трения при запрессовке:

$$f_n = 1,2 \cdot 0,07 = 0,084;$$

Удельное давление при максимальном натяге в посадке:

$$P_{\max} = \frac{(95 - 19,8) \cdot 10^{-6}}{50 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,78 + 1,97}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 10,9 \cdot 10^7;$$

$$R_n = 0,084 \cdot 10,9 \cdot 10^7 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 0,06 = 86,2 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Применяя термические методы сборки, необходимую температуру нагрева охватывающей детали:

$$t = 20^\circ + \frac{95 + 9}{0,05 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 173^\circ \text{С.}$$

2.2.3 Расчет переходной посадки

Основной расчет переходных посадок заключается в нахождении вероятности получения натягов (зазоров) при заданных условиях. Остальные расчеты проводятся по аналогии с расчетами посадок с натягом (зазором).

При расчете вероятности натягов и зазоров обычно исходят из нормального закона распределения размеров деталей при изготовлении. Распределение натягов и зазоров в этом случае также будет подчиняться нормальному закону (рис. 22), а вероятности их получения определяются с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$.

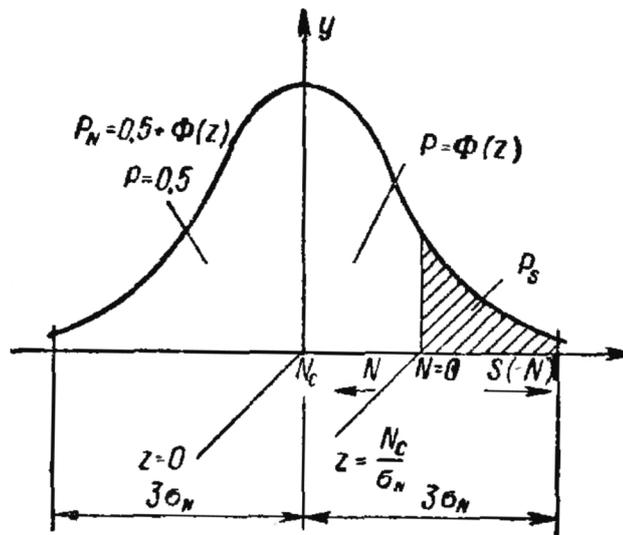


Рис. 2.8

Расчет производится следующим образом:

1. Рассчитывается посадка, определяется N_{\max} , S_{\max} , T_d , T_D , N_c (по формулам приведенным выше).

2. Определяем среднее квадратичное отклонение натяга:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} .$$

2. Определяем предел интегрирования (при $N_i = 0$):

$$z = \frac{N_C}{\sigma_N}$$

3. По таблице 2.6 по значению z определяем функцию $\Phi(z)$.

Таблица 2.6

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,499928
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5,00	0,4999997
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		

5. Рассчитываем вероятность натягов (или процент натягов) и вероятность зазора (или процент зазоров)

вероятность натяга:

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z) \text{ если } z > 0;$$

$$P'_N = 0,5 - \Phi(z) \text{ если } z < 0;$$

процент соединений с натягом:

$$P_N = 100 \cdot P'_N;$$

вероятность зазора

$$P'_S = 0,5 - \Phi(z) \text{ если } z > 0;$$

$$P'_S = 0,5 + \Phi(z) \text{ если } z < 0;$$

процент соединений с зазором:

$$P_S = 100 \cdot P'_S.$$

Значения P_N и P_S приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7

Посадка		Процент натягов P_N , %	Посадка		Процент натягов P_N , %
<i>H5/m4</i>	<i>M5/h4</i>	99,93— 99,98 (96)	<i>H7/m6</i>	<i>M7/h6</i>	80—85 (50)
			<i>H7/k6</i>	<i>K7/h6</i>	24-34 (15)
<i>H5/k4</i>	<i>K5/h4</i>	38—68 (27)			
			<i>H7/j6</i>	<i>J7/h6</i>	0,5—4,0
<i>H5/js4</i>	—	0,5—1,0			
—	<i>Js5/h4</i>	3-6	<i>H7/js6</i>	—	0,5—0,6
<i>H6/m5</i>	<i>M6/h5</i>	94—99 (60)	—	<i>Js7/h6</i>	5—6
<i>H6/k5</i>	<i>K6/h5</i>	38—50 (20)	<i>H8/n7</i>	<i>N8/h7</i>	88—93 (76)
<i>H6/j5</i>	<i>J6/h5</i>	0,1—2,6	<i>H8/m7</i>	<i>M8/h7</i>	60—71 (50)
<i>H6/js5</i>	—	0,5—0,8	<i>H8/k7</i>	<i>K8/h7</i>	24—29
—	<i>Js6/h5</i>	4-5	<i>H8/j7</i>	<i>J8/h7</i>	0,6—2,7
			<i>H8/js7</i>	—	0,6—0,7
<i>H7/n6</i>	<i>N7/h6</i>	99,1 — 99,6 (85)	—	<i>Js8/h7</i>	4—5

Примечания: 1. В Скобках приведены значения для размеров меньше 3 мм.
2. Процент P_S зазоров определяется по формуле: $P_S = 100 - P_N$.

Задача 2.3

Условие задачи

Рассчитать ожидаемую при сборке долю соединений с натягом (вероятность натяга) и долю соединений с зазором (вероятность зазора) для посадки:

$$\text{Ø} 65 \frac{H7}{n6} \left(\begin{array}{c} +0,03 \\ +0,039 \\ +0,02 \end{array} \right).$$

Расчет посадки

Максимальный натяг и максимальный зазор в посадке:

$$N_{\max} = es - EI = 39 - 0 = 39 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = 30 - 20 = 10 \text{ мкм}.$$

Допуски размера:

$$T_D = ES - EI = 30 - 0 = 30 \text{ мкм};$$

$$T_d = es - ei = 39 - 20 = 19 \text{ мкм}.$$

Средний натяг:

$$N_c = \frac{N_{\max} - S_{\max}}{2} = \frac{39 - 10}{2} = 14,5 \text{ мкм}.$$

Среднее квадратичное отклонение натяга (зазора):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{30^2 + 19^2} \approx 5,9 \text{ мкм}.$$

Предел интегрирования (при $N_i = 0$):

$$z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{14,5}{5,9} = 2,46.$$

Из таблицы 2.3.1 по значению $z = 2,46$ определяем $\Phi(2,46) = 0,493$.

Рассчитываем вероятность натягов (или процент натягов) и вероятность зазора (или процент зазоров) при $z > 0$:

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,493 = 0,993;$$

$$P'_S = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,493 = 0,007.$$

Следовательно, при сборке примерно 99,3% всех соединений (993 из 1000) будут с натягами и 0,7% соединений (7 из 1000) – с зазорами.

2.3. Допуски и посадки подшипников качения

1. По заданному номеру подшипника, виду нагружения колец, режиму работы определить: тип подшипника; посадки наружного и внутреннего колец, предельные отклонения посадочных поверхностей под подшипник по выбранным посадкам, предельные отклонения колец подшипника.

2. Рассчитать зазоры или натяги в сопряжении.

3. Назначить способ обработки посадочных поверхностей под подшипник.

4. Назначить шероховатость посадочных и сопрягаемых поверхностей.

5. Определить допускаемые отклонения формы посадочных поверхностей под подшипник.

6. Начертить эскизы сопряжений, схему полей допусков сопрягаемых деталей, обозначить необходимые параметры шероховатости и отклонений формы.

Решение

1. Тип подшипника определяется по номеру (Приложение П.3.2-П.3.5)

2. Выбор посадки колец подшипника определяется характером нагрузки. Вращающееся кольцо испытывает циркуляционную нагрузку. Выбор посадки при циркуляционной нагрузке производится по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности:

$$P_R = \frac{R}{b} k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 ,$$

где R - радиальная реакция опоры, Н;

$b = B - (r + r_1)$ - рабочая ширина кольца, м, где B - действительная ширина контакта кольца подшипника; r и r_1 - радиусы монтажных фасок (при отсутствии данных о r и r_1 можно принимать $b = (0,75 \dots 0,9)B$);

k_1 - динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150% $k_1 = 1$; при перегрузке до 300%, сильных ударах и вибрации $k_1 = 1,8$);

k_2 - коэффициент, учитывающий степень ослабления натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (таблица 2.8);

k_3 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между рядами тел качения для сдвоенных шариковых и двухрядных роликовых подшипников качения при наличии осевой нагрузки на опору (таблица 2.9).

Таблица 2.8

$d_{отв}/d$ или $D/D_{корп}$		Коэффициент K_2			
		Вал		Корпус	
Св.	До	$D/d \leq 0,5$	$D/d \leq 1,5-2,0$	$D/d \leq 2-3$	Для всех подшипников
—	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	—	2	2,3	3	1,8

Примечание: $D_{отв}$ - диаметр отверстия полого вала; $D_{корп}$ - диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Таблица 2.9

$\frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta$	До 0,2	0,2-0,4	0,4-0,6	0,6-1	Свыше 1
k_3	1	1,2	1,4	1,6	2
Примечание: 1. R и A – соответственно осевая и радиальная реакции; β – угол давления. 2. Для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом $k_3 = 1$					

3. По найденной интенсивности радиальной нагрузки, подберем поле допуска сопрягаемой с подшипником качения детали (таблица 2.10).

Таблица 2.10

Диаметр, мм	Допустимое значение P_R , кН·м			
Для посадок отверстия внутреннего кольца подшипника	$js5, js6$	$k5, k6$	$m5, m6$	$n5, n6$
Св. 18 до 80	До 300	300-1400	1400-1600	1600-3000
»80»180	»600	600-2000	2000-2500	2500-4000
»180»360	» 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
»360»630	» 900	900-3500	3500-4500	4500-8000
Для посадок наружной поверхности наружного кольца подшипника	$K6, K7$	$M6, M7$	$N6, N7$	$P7$
Св. 50 до 180	До 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
»180»360	» 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
»360»630	» 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
»630»1600	» 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

В посадках подшипников классов 0 и 6 применяют поля допусков 7-го качества для отверстий корпусов и 6-го качества – для валов. Посадки подшипников классов 5 и 4 осуществляют точнее, чем классов 0 и 6, на один квалитет.

4.Подбираем поля допусков для деталей, сопрягаемых с кольцами подшипника, в зависимости от вида нагружения колец / таблица 2.11 / .

Таблица 2.11

Поле допуска	Условия работы и область применения
Вращается вал	
Посадки внутренних колец подшипников на вал (циркуляционное нагружение)	
<i>n6</i>	Особо тяжелые и тяжелые ударные нагрузки. Применяется в основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении.
<i>m6</i>	Тяжелые нагрузки; работа с толчками и ударами. Применяется в основном для роликоподшипников и крупных шариковых подшипников.
<i>k6,k5</i>	Средние нагрузки, тяжелые нагрузки в условиях необходимости частого ремонта. Для подшипников всех типов; основная посадка в машиностроении.
<i>js6</i>	Нормальные и легкие нагрузки. Для подшипников всех типов
Посадки наружных колец подшипников в корпус (местное нагружение)	
<i>K7</i>	Тяжелые нагрузки. Для роликоподшипников
<i>Js7, Js6</i>	Тяжелые и нормальные нагрузки. Большие частоты вращения. Для роликоподшипников.
<i>H7, H6</i>	Нормальные и легкие нагрузки, в частности при необходимости осевых перемещений для регулирования радиально-упорных подшипников. Основная посадка в машиностроении.
<i>H9, H8</i>	Нормальные и легкие нагрузки. Малые частоты вращения

	(до 4 c^{-1}). В основном для разъемных корпусов.
Вращается корпус	
Посадки внутренних колец подшипников на вал (местное нагружение)	
<i>js6</i>	Тяжелые нагрузки. В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении.
<i>h6</i>	Тяжелые и нормальные нагрузки. Основная посадка в машиностроении.
<i>g6</i>	Нормальные и легкие нагрузки. Для подшипников всех типов при невысоких требованиях к точности.
<i>f6</i>	Легкие нагрузки. Для подшипников всех типов.
Посадки наружных колец подшипников в корпус (циркуляционное наложение)	
<i>P7</i>	Тяжелые и нормальные нагрузки. Работа с толчками и ударами. В основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении.
<i>N7</i>	Тяжелые нагрузки в условиях необходимости облегченного ремонта. В основном для роликоподшипников.
<i>M7</i>	Нормальные и легкие нагрузки, необходимость облегченного ремонта. Для подшипников всех типов при повышенных требованиях к точности.
<i>K7</i>	Большие частоты вращения. Необходимо дополнительное крепление от проворота. Для подшипников всех типов.

4. Находим предельные отклонения посадочных поверхностей колец подшипников (Приложение П.3.6-П.3.7), валов и корпусов.
5. Определяем допускаемые отклонения формы посадочных поверхностей под подшипник:

Для посадочного места вала можно назначить: допуск полного радиального биения TCTR, допуск цилиндричности TFZ; допуск радиального биения TCD, допуск круглости TFK, допуск профиля продольного сечения TFP.

Для заплечика вала сопрягаемого с кольцом подшипника можно назначить: допуск торцевого биения TCA; допуск перпендикулярности TPR и допуск плоскостности TFE.

Для посадочного места внешнего кольца подшипника (корпуса): допуск цилиндричности TFZ, допуск радиального биения TCD, допуск соосности, допуск круглости TFK, допуск профиля продольного сечения TFP.

5. Назначаем: способ обработки посадочных поверхностей под подшипник, шероховатость посадочных поверхностей (Приложение П.3.1)

6. Выбранные посадки проверяем на прочность.

7. Выполняем графическую часть.

Задача 3

Условие задачи

Дано: подшипник 32617 перегрузка до 200%; на опору действует радиальные реакции $R_2 = 50$ кН и осевая реакции $A = 0$; нагружение внутреннего вращающегося кольца подшипника циркуляционное, а наружного, неподвижного - местное; класс точности подшипника 0.

Решение

1. Подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами / 3. Т.2 с.125/, средней серии.

$$D = 180\text{мм}; \quad d = 85\text{мм}; \quad B = 60\text{мм}; \quad r = 4 \text{ мм.}$$

2. Интенсивности радиальной нагрузки подшипника:

$$P_{R2} = \frac{R_2}{b_2} k_1 \cdot k_2 \cdot k_3,$$

$$\text{где } k_1 = 1,8; \quad k_2 = 1; \quad k_3 = 1;$$

$$b_1 = 60 - 2 \cdot 4 = 52 \text{ мм.}$$

$$P_{R2} = \frac{50}{0,052} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 1731 \text{ кН/м.}$$

3. По найденной интенсивности радиальной нагрузки подберем посадку для соединения с подшипником качения.

По таблице 3.3 принимаем поле допуска вала в месте установки кольца подшипника *k6*.

Посадка внутреннего кольца на вал: $\phi 85 L0\backslash k6$

Подбираем поле допуска для обработки посадочной поверхности корпуса. Наружное кольцо подшипника испытывает местное нагружение. По таблице 3.4 принимаем поле допуска *Js7*, что соответствует следующим условиям работы:

местное нагружение, тяжелый режим работы подшипника, класс точности подшипника 0.

Посадка наружного кольца подшипника в корпус: $\phi 180 J_s 7/10$

4. Находим предельные отклонения посадочных поверхностей колец подшипника, вала и корпуса.

Предельные отклонения для поля допуска *Js7*, мкм: $ES = +20$, $TD = 40$, $EI = -20$;

для поля допуска *k6*, мкм: $ei = +3$, $Td = 22$, $es = +25$;

наружное кольцо подшипника: $ei = -25$, $es = 0$;

внутреннее кольцо подшипника: $ES = 0$, $EI = -20$.

Натяги для посадки внутреннего кольца подшипника с валом:

$$N_{\max} = es - EI = 25 - (-20) = 45 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = ei - ES = 3 - 0 = 3 \text{ мкм.}$$

Натяги/зазоры для посадки наружного кольца подшипника со втулкой:

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-20) = 20 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = 20 - (-25) = 45 \text{ мкм.}$$

5. Назначаем способ обработки посадочных поверхностей под подшипник /1, с. 517, т. 2.66/:

Торцевые поверхности: обтачивание чистовое.

Поверхность корпуса: растачивание чистовое.

Поверхность вала: шлифование чистовое.

6. Назначаем шероховатости поверхностей /1, с. 517, т. 2.66/:

Торцевые поверхности: $R_z = 20$ мкм

Поверхность корпуса: $R_a = 2,5$ мкм

Поверхность вала: $R_a = 1,25$ мкм

1. Допускаемые отклонения формы посадочных поверхностей под подшипник:

Выбираем показатели:

Для вала, сопрягаемого с внутренним кольцом подшипника: допуск радиального биения $T_{CR} = 0.025$ мм и допуск круглости $T_{FK} = 0,010$ мм (подшипник средней серии, посадка с натягом);

Запечик вала – допуск торцевого биения $T_{CA} = 0,030$ мм (12, с.81);

Для корпуса подшипника – допуск профиля продольного сечения $T_{FP} = 0,012$ мм (посадка кольца с зазором, базовая поверхность при изготовлении)

Числовые значения показателей – по 6 степени точности (12, т.3.3, тп.2.2-2.5)

7. Расчет на прочность

Во избежание разрыва кольца выбранную посадку следует проверить, чтобы максимальный натяг (МН) посадки не превышал значения, допускаемого прочностью кольца.

$$[N] = \frac{11,4 \cdot R \cdot d \cdot [\sigma_p]}{(2R - 2) \cdot 10^3},$$

где d – диаметр внутреннего кольца подшипника;

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение, МПа

(для подшипниковой стали $[\sigma_p] = 400$ МПа);

R – коэффициент, зависящий от серии подшипника:

легкая серия $R = 2,8$; средняя серия $R = 2,3$; тяжелая серия $R = 2$.

$$[N] = \frac{11,4 \cdot 2,3 \cdot 0,08 \cdot 400}{(2 \cdot 2,3 - 2) \cdot 10^3} = 0,083 \text{ мм} > N_{max} = 45 \text{ мм}.$$

8. Пример выполнения графической части представлен на рис.2.9

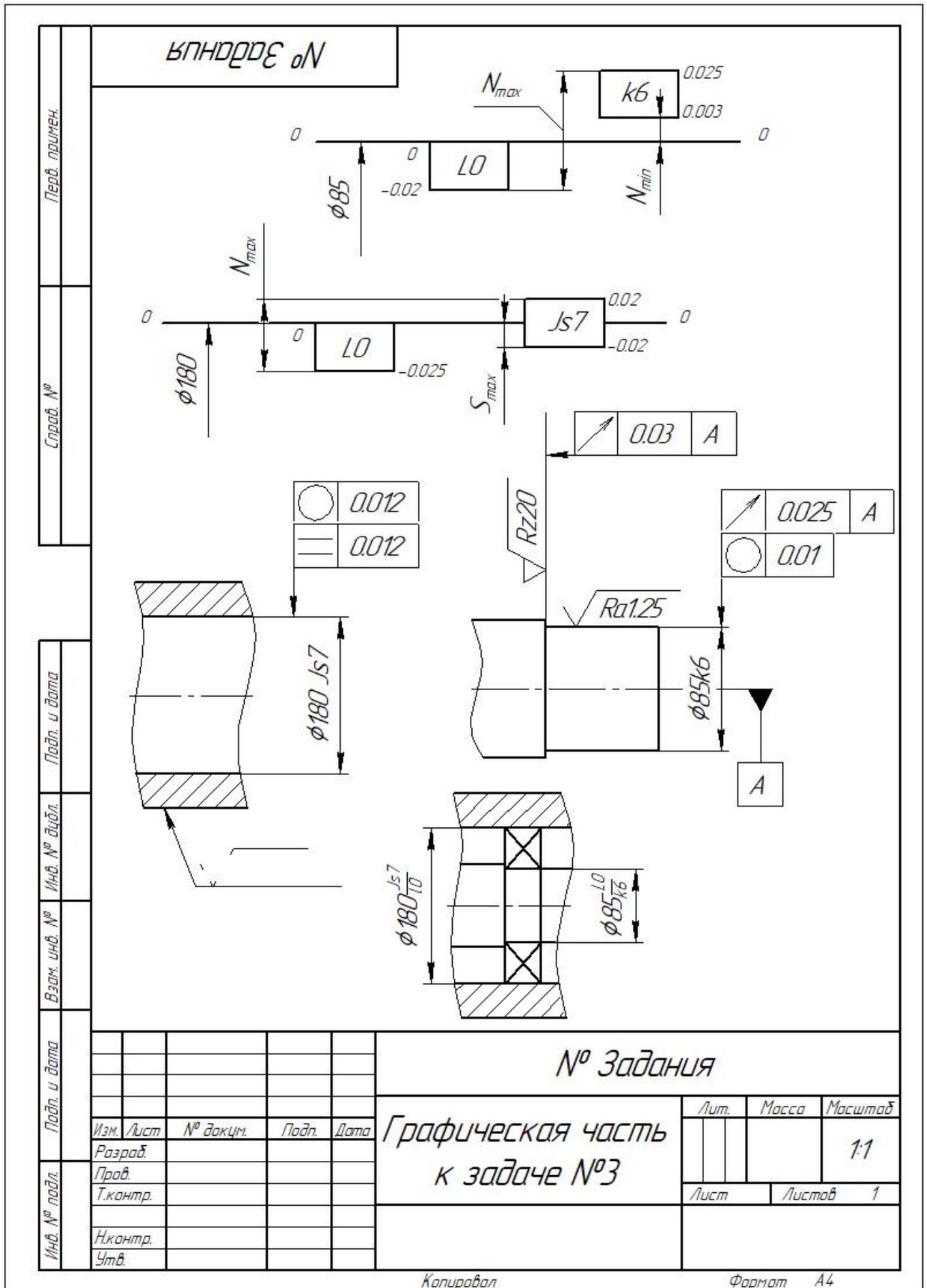


Рис.2.9.

2. 4. Допуски и посадки шпоночного соединения

1. По заданному размеру вала и виду шпонки определить номинальные размеры элементов соединения.
2. По заданному характеру соединения назначить посадки шпонки.
3. Определить допуски и предельные размеры шпонки и пазов.
4. Определить зазоры и натяги в сопряжениях и допуски непосадочных размеров.
5. Предложить экономически выгодные способы обработки деталей соединения.
6. Назначить шероховатость поверхностей.
7. Назначить необходимые отклонения формы и расположения.
8. Начертить эскизы деталей соединения, схемы их полей допусков, размеры, указать шероховатость и отклонения формы и расположения.

Применение шпоночных соединений оправдано лишь в следующих случаях: когда по условиям сборки нельзя назначить посадку с натягом, достаточным для передачи заданного вращающего момента; или для передачи заданного вращающего момента требуется натяг, недопустимый по условиям прочности материала колеса, при этом увеличить размеры соединения не предоставляется возможным.

При расчете шпоночного соединения принимают, что весь вращающий момент передается шпонкой. По цилиндрической поверхности назначают натяг, достаточный для того, чтобы при действии на колесо внешней нагрузки не нарушалось касание сопряженных поверхностей, т. е. не происходило раскрытия стыка.

Решение

В случае применения шпоночных соединений приблизительно, посадки по цилиндрической поверхности можно принимать по следующим рекомендациям:

для цилиндрических прямозубых колес: $H7/p6$, $H7/r6$;

цилиндрических косозубых и червячных колес: $H7/r6$, $H7/s6$;

конических колес: $H7/s6$, $H7/t6$;

неподвижных колес коробок передач: $H7/k6$, $H7/m6$.

Основные размеры шпонок и шпоночных пазов в соединении с призматическими шпонками по ГОСТ 23360-78 (Рис. 24) даны [2, с.235, т. 4.64]; предельные отклонения по ширине b шпонки и пазов на валу и во втулке по ГОСТ 26360-78 приведены [2, с.237, т.4.65]; предельные размеры несопрягаемых размеров соединений с призматическими шпонками по ГОСТ 23360-78 [2, с. 238, т. 4.66].

Для шпоночных соединений с сегментными шпонками (Рис. 25) размеры элементов соединений по ГОСТ 24071-80 приведены [2, с.239, т.4.67]; предельные отклонения по ширине b шпонки и несопрягаемых размеров по ГОСТ 24071-80 приведены [2, с. 240, т. 4.68.1]; рекомендации по назначению посадок в [2, с.241, т. 4.68.2].

Для шпоночных соединений с клиновыми шпонками (Рис. 26) размеры элементов соединений по ГОСТ 24068-80 приведены [2, с.241, т.4.69.1]; предельные отклонения несопрягаемых размеров приведены в [2, с.243, т.4.69.2].

Для шпоночных соединений с тангенциальными нормальными и усиленными шпонками размеры их и соответствующих им шпоночных пазов на валах и во втулке даны в [2, с. 243, т. 4.70.1] и [2, с. 246, 4.70.2].

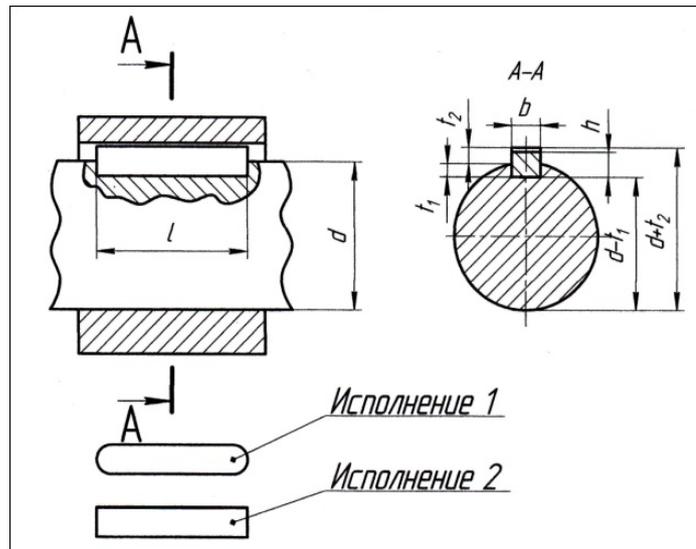


Рис. 2.10. Соединение призматической шпонкой

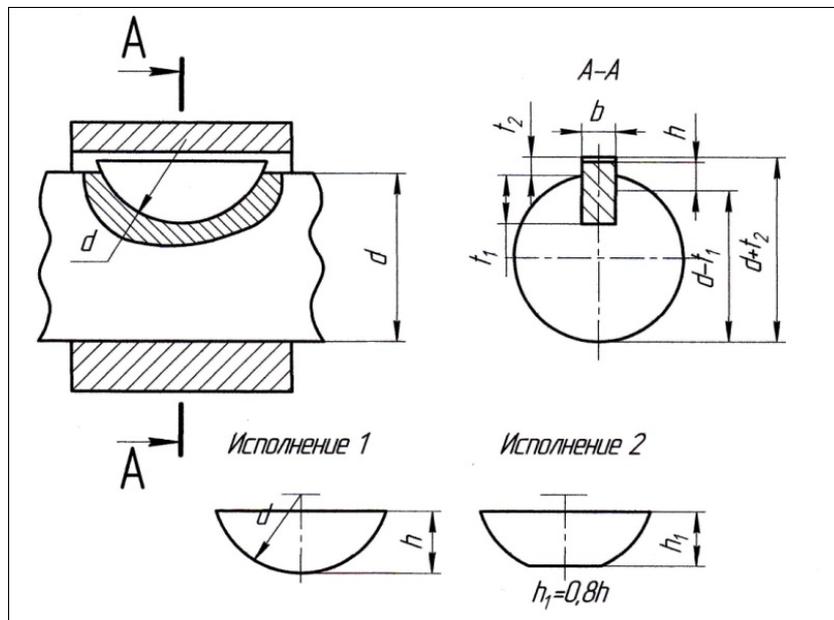


Рис. 2.11. Соединение сегментной шпонкой

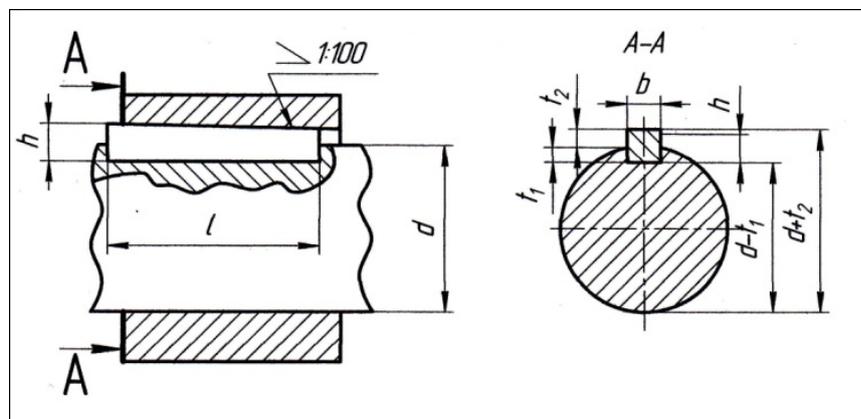


Рис. 2.12. Соединение клиновой шпонкой

Пример расчёта

Дано: призматическая шпонка, диаметр вала 48 мм.

Для диаметра вала $d = 48$ мм находим сечение шпонки $b \times h = 14 \times 9$ мм и длину $l^* 52 < l_c$ мм, $l_c = 58$ мм.

Для ширины шпонки $b = 14h9$ находим: $IT9 = 43$ мкм, $es = 0$ мкм, $ei = -43$ мкм.

Для ширины пазов вала $b = 14N9$: $ES = 0$ мкм, $EI = -43$ мкм.

Для ширины пазов втулки $b = 14Js9$: $ES = -EI = 21$ мкм.

В соединении шпонки с пазом вала $\frac{N9}{h9}$ [12 с.29]

$$S_{\max} = ES - ei = 0 + 43 = 43 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = es - EI = 0 + 43 = 43 \text{ мкм}.$$

В соединении шпонки с пазом вала $\frac{Js9}{h9}$:

$$S_{\max} = ES - ei = 21 + 43 = 64 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = es - EI = 0 + 21 = 21 \text{ мкм}.$$

Допуски на второстепенные и несопрягаемые размеры:

на высоту шпонки $9h11 = 9_{-0.009}$;

на длину шпонки $52h14 = 52_{-0.074}$;

на длину паза вала $52H15 = 52^{+0.12}$.

Определяем допуски на глубину пазов вала t_1 и ступицы t_2 мм:

$$t_1 = 5,5^{+0,2} \text{ или } d - t_1 = 48 - 5,5 = 42,5_{-0,2};$$

$$t_2 = 3,8^{+0,2} \text{ или } d + t_2 = 48 + 3,8 = 51,8^{+0,2}.$$

Экономически выгодные методы окончательной обработки [1, с. 517, т.2.6]:

обработка шпонки: тонкое строгание;

обработка пазов: тонкое фрезерование.

Шероховатость:

по ширине шпонки $Ra = 1,6$;

по ширине паза вала $Rz = 40$;

по ширине паза втулки $Rz = 40$;

по высоте шпонки $Ra = 2.5$;

по глубине паза вала $Rz = 20$;

по глубине паза втулки $Rz = 20$.

Отклонения формы и расположения (12.с.115)

Для шпоночных пазов:

допуск симметричности $TPS = 0.086$ мм;

допуск параллельности $TPA = 0.021$ мм.

Для шпонки:

допуск параллельности $TPA = 0.021$ мм.

Пример выполнения графической части представлен на рис. 2.13.

2.5. Допуски и посадки шлицевых соединений

1. По заданному обозначению определить тип шлицевого соединения.
2. По заданному типу центрирования подобрать посадки на сопрягаемые размеры.
3. Определить предельные отклонения сопрягаемых размеров.
4. Для центрирующего размера определить зазоры, натяги.
5. Предложить способ изготовления деталей и назначить шероховатость поверхности.
6. Начертить эскизы деталей и сборку соединения. Привести схему полей их допусков.

2.5.1. Шлицевые соединения прямобочные

Номинальные размеры и число зубьев шлицевых соединений общего назначения с прямобочным профилем шлицев, расположенных параллельно оси соединения по ГОСТ 1139-80 приведены в [2, с. 250, т. 4.71].

Шлицевое соединение отличается от гладкого тем, что сопряжение осуществляется одновременно по трем поверхностям: наружной, внутренней и по боковым сторонам шлицев. В связи с этим в шлицевых прямобочных соединениях применяются три способа относительного центрирования вала и втулки: по наружному диаметру (D) (рис. 2.14, а), по внутреннему диаметру (d) (рис. 2.14, б) и по боковым поверхностям зубьев (b) (рис. 2.14, в).

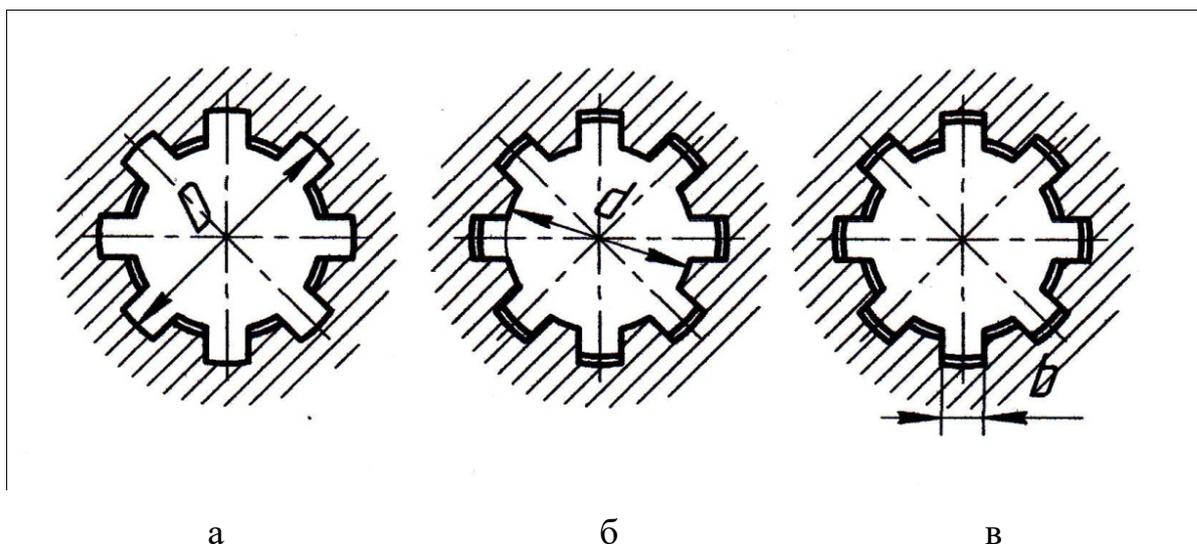


Рис. 2.14. Виды центрирования шлицевых прямооточных соединений

а – по внешнему диаметру вала D ;

б – по внутреннему диаметру вала d ;

в – по ширине шлица.

Центрирование по наружному диаметру D рекомендуется в случаях повышенных требований к соосности элементов соединения, когда твердость втулки допускает обработку чистовой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием и шлифованием по наружному диаметру D . Нецентрирующие диаметры выполняют: d_1 - по $H11$, размер d - не менее d_1 . По внутренней поверхности соединения остается зазор c . Применяется в неподвижных соединениях, а также в подвижных соединениях, передающих малый крутящий момент, т. е. в соединениях с малым износом поверхностей.

Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров D и b при центрировании по D по ГОСТ 1139-80 представлены в [2, с. 252, т. 4.72].

Центрирование по внутреннему диаметру d применяют при повышенных требованиях: к совпадению геометрических осей, когда охватываемая деталь подвергается термообработке до твердости $HRC_3 > 40$. Исправить коробление детали, полученное при термообработке, и получить точную центрирующую поверхность можно только шлифованием внутреннего диаметра отверстия, а

точные поверхности на валу - только шлифованием впадин между шлицами профильными кругами. Обычно при этом шлифуются и боковые грани шлицев. Не центрирующие диаметры выполняют: D_1 - по $H12$, D - по $a11$. По наружной поверхности образуется зазор c . Этот способ центрирования обеспечивает наибольшую точность.

Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров d и b при центрировании по d по ГОСТ 1139-80 представлены в [2, с. 253, т. 4.73].

Центрирование по боковым поверхностям b используется, когда к соосности не предъявляют высоких требований, при передаче значительных моментов, в случаях, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки.

Боковые грани шлицев вала обычно шлифуют. У основания шлицев предусматривают канавки. Центрирование по боковым граням применяется также в тех случаях, когда окончательная твердость втулки $HRC_3 < 40$, т. е. когда протягивание может служить окончательной операцией обработки отверстия.

Диаметры выполняют: D_1 - по $H12$, D и d - по $a11$, d_2 - по $H11$. По наружной и внутренней поверхностям соединения образуются зазоры c (рис. 5.37, г).

Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров b при центрировании по b по ГОСТ 1139-80 представлены в [2, с. 253, т. 4.74].

Поля допусков не центрирующих диаметров по ГОСТ 1139-80 представлены в [2, с. 253, т. 4.75].

Задача № 5.1

Дано: шлицевое соединение с параметрами 8 x 56 x 62 мм.

Намечаем центрирование по наружному диаметру D . Выбираем посадки: по центрирующему диаметру $D = 62$ мм $H7/g6$; по боковым сторонам зубьев b

= 10 мм $F8/f8$ (по размеру b обычно принимают более свободную посадку, чем по D). Для нецентрирующих наружных диаметров втулки и вала $d = 56$ мм принимаем поле допуска соответственно $H11$ и $d \geq d_1$.

Определяем предельные отклонения и допуски для упомянутых выше размеров и принятых полей допусков. Предельные отклонения сведены в таблицу 2.12.

Таблица 2.12.

Величина	Предельные отклонения и допуски шлицевых деталей, мкм					
	Втулка			Вал		
	$D = 62H7$	$b = 10F8$	$d = 56H11$	$D = 62g6$	$b = 10f8$	$d \geq d_1$
Основное отклонение	$EI = 0$	$EI = +13$	$EI = 0$	$es = -10$	$es = -13$	$d_1 = 53,6$
Неосновное отклонение	$ES = +30$	$ES = +35$	$ES = +190$	$ei = -29$	$ei = -35$	
Допуск	$TD = 30$	$TB = 22$	$Td = 190$	$TD = 19$	$TB = 22$	

Вычисляем зазоры по центрирующим и не центрирующим поверхностям шлицевого соединения, мкм:

по D : $S_{\max} = ES_{\text{втулки}} - ei_{\text{вала}} = 30 - (-29) = 59$;

$$S_{\min} = EI_{\text{втулки}} - es_{\text{вала}} = 0 - (-10) = 10.$$

по b : $S_{\max} = 35 - (-35) = 70$;

$$S_{\min} = 13 - (-13) = 26.$$

по d :

$$S_{\max} = d_{\text{втулки}} + ES_{\text{втулки}} - d_1 = 56 + 0,19 - 53,6 = 2,89$$
;

S_{\min} - не вычисляется.

Условные обозначения с указанием предельных отклонений
 шлицевое соединение $D - 8 \times 56 \times 62H7/g6 \times 10F8/f8$;
 шлицевая втулка $D - 8 \times 56 \times 62H7 \times 10F8$;

шлицевой вал $D - 8 \times 56 \times 62g6 \times 10f8$.

Методы изготовления [1, с. 517, т. 2.66]:

втулка – калибровка протяжкой,

вал – фрезерование до окончательных размеров зубьев с последующим получистовым шлифованием по наружному диаметру.

Шероховатость /1, с. 517, т. 2.66/:

внутренний диаметр вала: $Ra = 1,6$;

внутренний диаметр втулки: $Ra = 1,6$;

наружный диаметр вала: $Ra = 3,2$.

Отклонения формы и расположения

на боковую поверхность шлица – допуск симметричности (12 т.2.2) $TPS=0.012$

мм/

Пример выполнения графической части представлен на рис. 2.15.

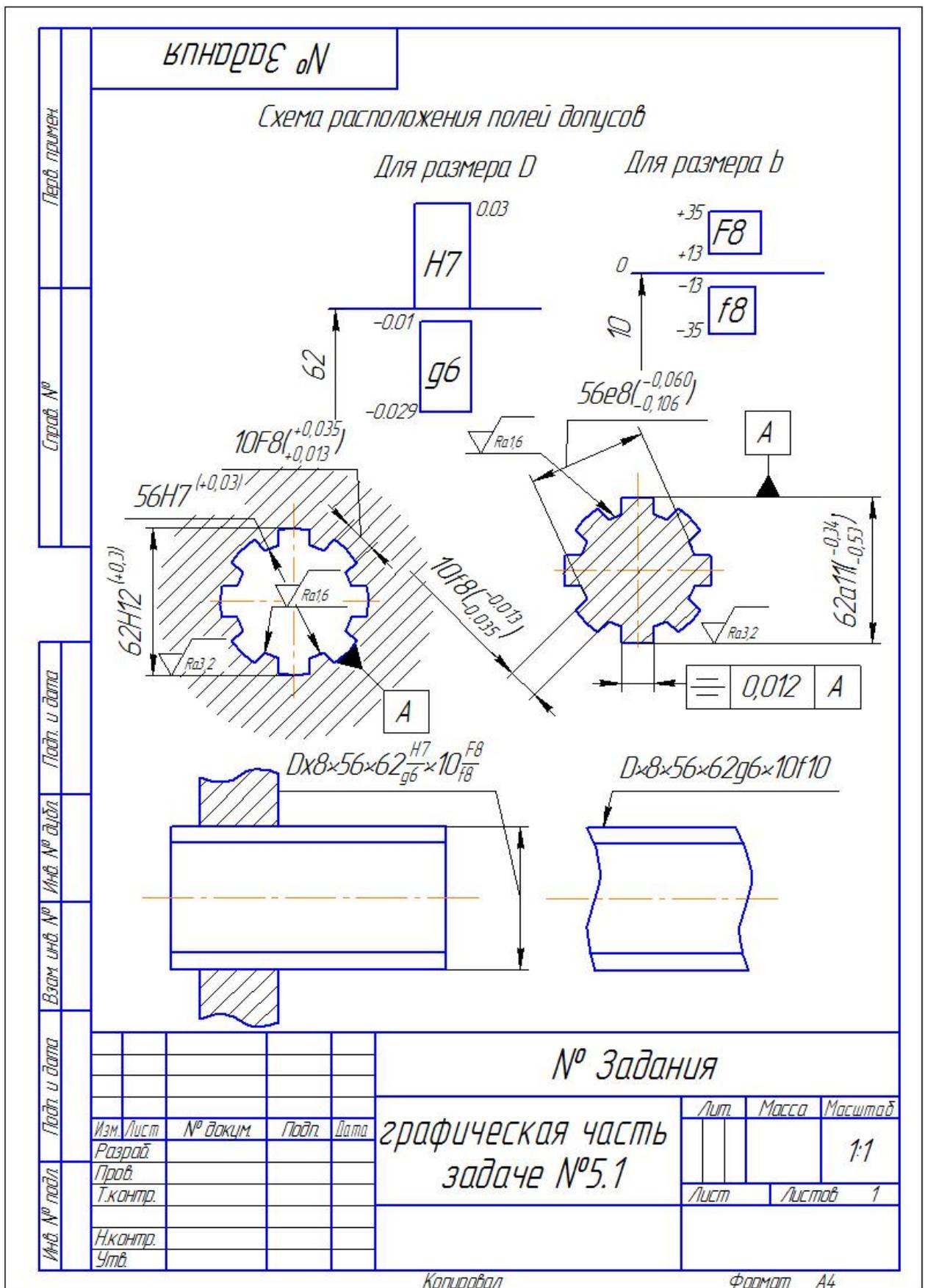


Рис. 2.15

2.5.2. Шлицевые соединения эвольвентные

Эвольвентные шлицевые соединения имеют то же назначение, что и прямобочные. Распространенность эвольвентных шлицевых соединений обусловлена рядом преимуществ этих соединений перед прямобочными и другими шлицевыми соединениями: 1) технологичностью (для обработки всех типоразмеров валов с определенным модулем требуется только одна червячная фреза; во многих случаях можно обойтись одним фрезерованием без последующего шлифования; возможно применение всех точных методов обработки зубьев — фрезерования обкаткой, шевингования, шлифования и т. д.); 2) прочностью (способность к передаче больших крутящих моментов, которая вызвана увеличением прочности элементов из-за постепенного утолщения зубьев к основанию, а также из-за отсутствия в профиле острых углов -концентраторов напряжений); 3) точностью (детали эвольвентного соединения лучше центрируются и самоустанавливаются под нагрузкой).

Эвольвентные соединения являются наиболее предпочтительными.

Наиболее распространенными способами центрирования деталей эвольвентного соединения являются центрирование по боковым сторонам и по наружному диаметру зубьев D . Допускается также центрирование по внутреннему диаметру d . В машиностроении широко используется центрирование относительно вспомогательной цилиндрической поверхности.

При указанных способах центрирования возможно как подвижное, так и неподвижное соединение.

На рис. 2.16, а—г показаны исходный контур (а) и форма зубьев вала и втулки (б) при центрировании по наружному диаметру, форма зубьев вала и втулки при центрировании по боковым поверхностям зубьев с плоской и закругленной (показана штриховой линией) формой впадины (в), а также форма зубьев вала и втулки при центрировании по внутреннему диаметру (г).

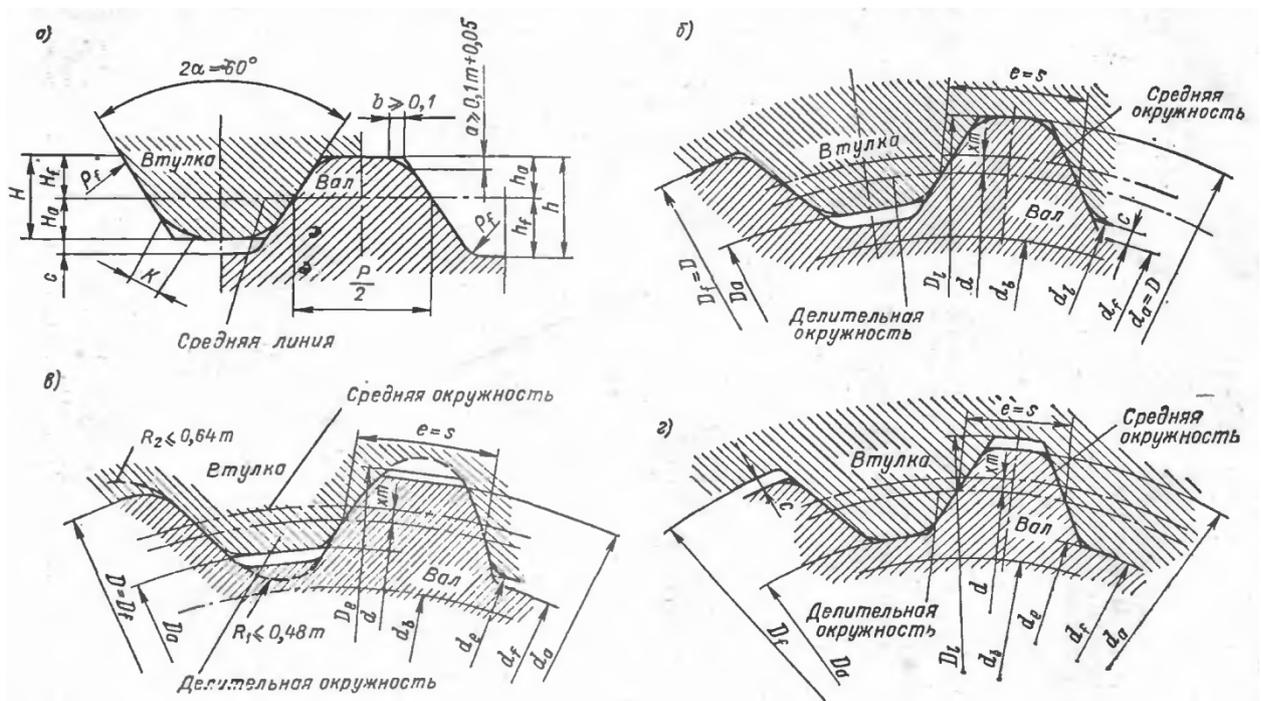


Рис. 2.16. Виды центрирования эвольвентных шлицевых соединений.

Обозначения основных геометрических параметров эвольвентного соединения и зависимости между ними приведены по ГОСТ 6033-80 в [2, с.257, т. 4.76].

Размерные ряды шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения представлены по ГОСТ 6033-80 в [2, с. 259, т. 4.77/

Схема расположения полей допусков и предельных отклонений размеров ширины впадин (e) и толщины зуба (s) по ГОСТ 6033—80 в случае центрирования по боковым поверхностям зубьев приведена в [2, с. 262, т. 4.78].

По стандарту поля допусков размеров шлицевых эвольвентных соединений обозначаются цифрой (квалитетом), а затем буквой (основное отклонение), для того чтобы отличить эти соединения от гладких, в которых цифра стоит после буквы.

Рекомендуемые предельные значения радиального биения F_r не центрирующих элементов относительно центрирующих приведены по ГОСТ 6033-80 в [2, с. 270, т. 4.79].

Поля допусков для центрирующих диаметров D_f и d_a при центрировании по наружному диаметру d_a , D_a приведены по ГОСТ 6033-80 в /2, с. 270, т. 4.80.1/.

Поля допусков для центрирующих диаметров D_a и d_f при центрировании по внутренним диаметрам (d_f , D_a) приведены по ГОСТ 6033-80 в /2, с. 271, т. 4.80.2/.

Поля допусков не центрирующих диаметров для разных способов центрирования приведены по ГОСТ 6033-80 в [2, с. 271, т. 4.81].

Задача № 5.2

Дано подвижное эвольвентное шлицевое соединение: номинальный диаметр $D = 30$ мм, модуль $m = 3$ мм, диаметр делительной окружности $d = 24$ мм. число зубьев $z = 8$; нагрузки значительные, переменные; частые перемещения втулки по валу; точность центрирования высокая. Наметьте способ центрирования, посадки по центрирующим поверхностям и поля допусков нецентрирующих диаметров; определить предельные отклонения и зазоры; начертить схемы полей допусков, установленных на поверхности центрирования; провести условные обозначения шлицевых соединений, втулки и вала.

Решение

Намечаем центрирование по боковым поверхностям зубьев s и e ; для улучшения условий смазывания выбираем профиль с закругленной формой дна впадины; принимаем посадку по размерам s и e , составленную из полей допусков 7-го и 8-го квалитетов, т. е. $7H/8f$ которая характеризуется достаточным зазором и небольшими допусками. Это обеспечивает требуемую точность центрирования и хорошее смазывание сопряженных поверхностей.

Для принятых полей допусков при $d = 24$ мм и $m = 3$ мм находим по [2, с.262, т. 4.78] EI_e , ES , EI , es , es_e и ei .

Таблица 2.13

Деталь	Поле допуска	Предельные отклонения, мкм			Допуск, мкм		Предельный зазор, мкм		
		суммарное	нижнее	верхнее	суммарное	размера	S_{\max}	S_{\min}	$S_{\Sigma} = EI_e - es_e$
Втулка	7H	$EI = 0$	$EI_e = 12$	$ES = 32$	32	$T_e = 20$	97	20	49
Вал	8f	$es = -20$	$ei = -65$	$es_e = -37$	45	$T_s = 28$			

Определяем предельные отклонения нецентрирующих диаметров по /2, с. 271, т. 4.81/ при закругленной форме впадины и центрировании по b : $D_{fmin} = D = 30$ мм; по D_a намечаем поле допуска $H11$ ($TD_a = 130$ мкм, $EI = 0$; $ES = 130$ мкм); $d_{fmax} = D - 2,2m = 30 - 2,2 \cdot 3 = 23,4$ мм; по d_a намечаем поле допуска $h12$ ($Td_a = 210$; $es = 0$; $ei = -210$).

Условные обозначения шлицевого соединения и его деталей:

соединение $30 \times 3 \times 7H/8f$ ГОСТ 6039-80;

втулка $30 \times 3 \times 7H$ ГОСТ 6033-80;

вал $30 \times 3 \times 8f$ ГОСТ 6033-80.

Методы изготовления [1, с. 517, т. 2.66]:

втулка – калибровка протяжкой,

вал – фрезерование до окончательных размеров зубьев.

Шероховатость [1, с. 517, т. 2.66]:

внутренний диаметр вала: $Ra = 1,6$;

внутренний диаметр втулки: $Ra = 1,6$;

наружный диаметр вала: $Ra = 3,2$.

Пример выполнения графической части представлен на рис.2 17.

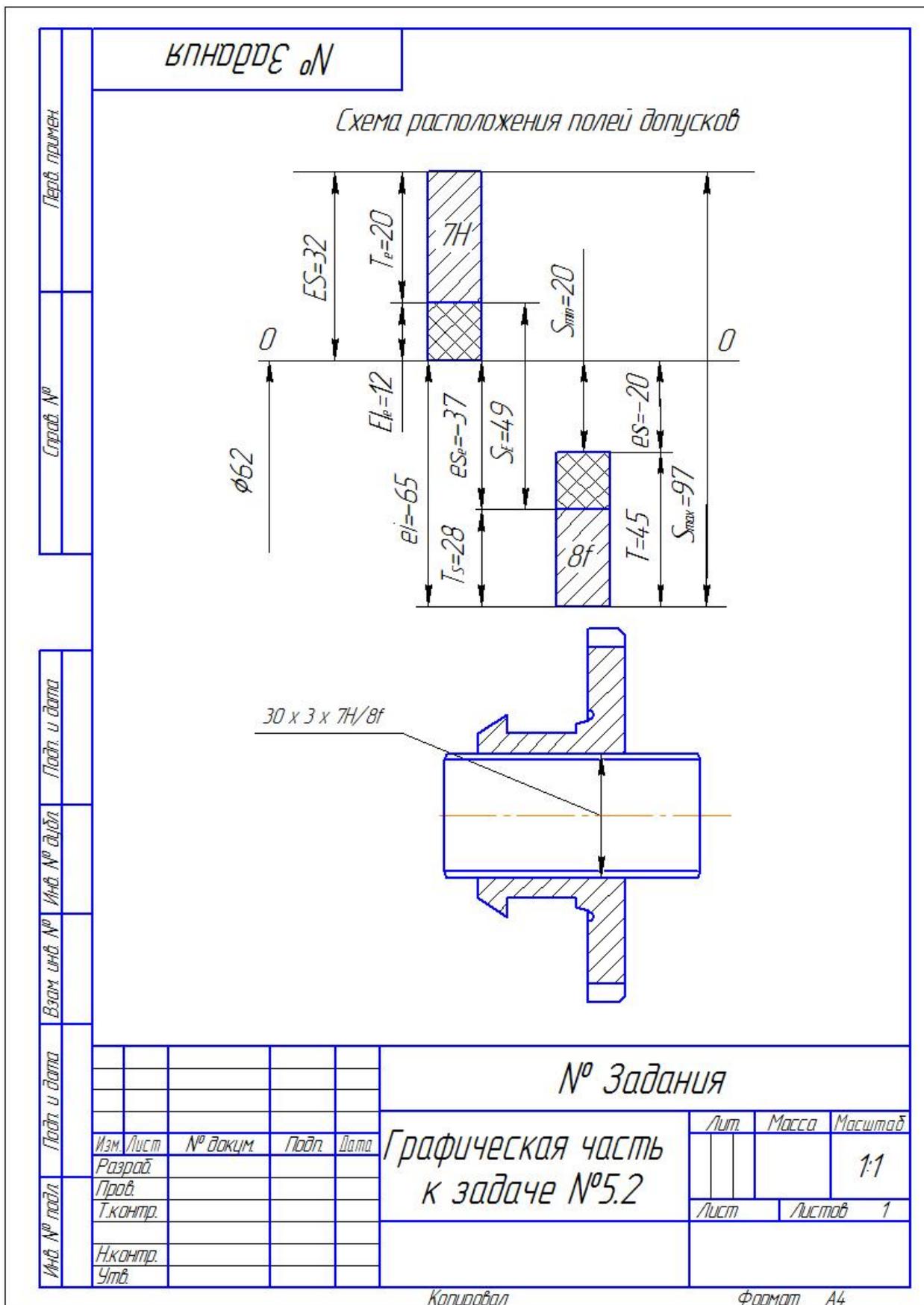


Рис.2.17

2.6. Допуски и посадки резьбовых соединений

Задача №6

1. Для заданного обозначения определить тип резьбы, ее параметры.
2. Определить предельные отклонения и предельные размеры нормируемых диаметров резьбы.
3. Определить зазоры и натяги в сопряжении по среднему диаметру.
4. Начертить эскизы элементов сопряжения и полей допусков резьбы деталей.

Решение

Дано: S80*10 – 7AZ/7h

Данная резьба – упорная.

Параметры резьбы: номинальный диаметр $d = 80$ мм;

средний диаметр $d_2 = D_2 = 80 - 7,5 = 72,5$ мм;

диаметр впадин наружной резьбы винта $d_3 = (80 - 18) + 0,645 = 62,645$ мм;

диаметр вершин зубьев внутренней резьбы гайки $D_1 = 80 - 15 = 65$ мм;

высота зуба наружной резьбы винта $h_3 = 8,678$ мм;

высота зуба внутренней резьбы гайки $H_1 = 7,5$ мм;

зазор между вершинами зубьев внутренней резьбы гайки и впадинами наружной резьбы винта $a_c = 1,178$ мм;

радиус скругления впадин внешней резьбы винта $R = 1,243$ мм.

Предельные отклонения для среднего диаметра внешней резьбы винта d_2 и внутренней резьбы гайки D_2 :

для D_2 : EI = +850 мкм; ES = +1410 мкм;

для d_2 : ei = - 425 мкм; es = 0 мкм;

для D_1 : EI = 0 мкм; ES = +710 мкм;

для d : $ei = -530$ мкм; $es = 0$ мкм;

для d_3 : $ei = -530$ мкм; $es = 0$ мкм.

Максимальные размеры для среднего диаметра внешней резьбы винта d_2 и внутренней резьбы гайки D_2 :

для D_2 : $D_{2 \max} = d_2 + ES/2 = 72.5 + 1.410/2 = 73.205$ мм;

$D_{2 \min} = d_2 + EI/2 = 72.5 + 0.85/2 = 72,925$ мм;

для d_2 : $d_{2 \max} = d_2 + es/2 = 72.5 + 0 = 72.5$ мм;

$d_{2 \min} = d_2 + ei/2 = 72.5 - 0.425/2 = 72,29$ мм;

для D_2 : $D_{1 \max} = d_1 + ES/2 = 65 + 0,71/2 = 65,355$ мм;

$D_{1 \min} = d_1 + EI/2 = 65 + 0/2 = 65$ мм;

для d : $d_{\max} = d + es/2 = 80 + 0 = 80$ мм;

$d_{\min} = d + ei/2 = 80 - 0.53/2 = 79,735$ мм;

для d_3 : $d_{3 \max} = d_3 + es/2 = 62,645 + 0 = 62,645$ мм;

$d_{3 \min} = d_3 + ei/2 = 62,645 - 0.53/2 = 62,38$ мм.

Зазоры: $S_{\max} = D_{2 \max} - d_{2 \min} = 73,205 - 72,29 = 0,915$ мм;

$S_{\min} = D_{2 \min} - d_{2 \max} = 72,925 - 72,5 = 0,425$ мм;

$S_{\text{cp}} = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (0,915 + 0,425)/2 = 0,67$ мм.

2.7. Размерные цепи

1. Выявить составляющие звенья размерной цепи с заданным замыкающим звеном и построить схему цепи.
2. Произвольно задаться номинальными размерами звеньев цепи.
3. Рассчитать цепь двумя из трех способов, указанных в задании:
 - а. метод одного качества;
 - б. вероятностный метод;
 - в. метод компенсации.
4. Начертить фрагмент схемы устройства, на которой базируется размерная цепь, схему размерной цепи.

2.7.1. Методы расчета размерных цепей

Основные термины и определения, классификация размерных цепей.

При конструировании механизмов, машин, приборов и других изделий, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений возникает необходимость в проведении размерного анализа, с помощью которого достигается правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допустимые ошибки (допуски). Подобные геометрические расчеты выполняются с использованием теории размерных цепей.

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

Звеном называется каждый из размеров, образующих размерную цепь. Звеньями размерной цепи могут быть любые линейные или угловые параметры: диаметральные размеры, расстояния между поверхностями или осями, зазоры,

натяги, перекрытия, мертвые ходы, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т. д.

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

Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями. Понятие исходного звена используется при проектном расчете размерной цепи. В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. В этом случае такое звено именуется *замыкающим*. Понятие замыкающего звена используется при поверочном расчете размерной цепи. Таким образом, замыкающее звено непосредственно не выполняется, а представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи.

Составляющими называются все остальные звенья, с изменением которых изменяется и замыкающее звено.

На рис.2.19 приведены примеры эскизов детали (а) и сборочного узла (б), а также размерные цепи для них (в виде размерных схем) — детальная (в) и сборочная (г), с помощью которых решаются задачи достижения заданной точности замыкающего звена A_{Δ} (A_0).

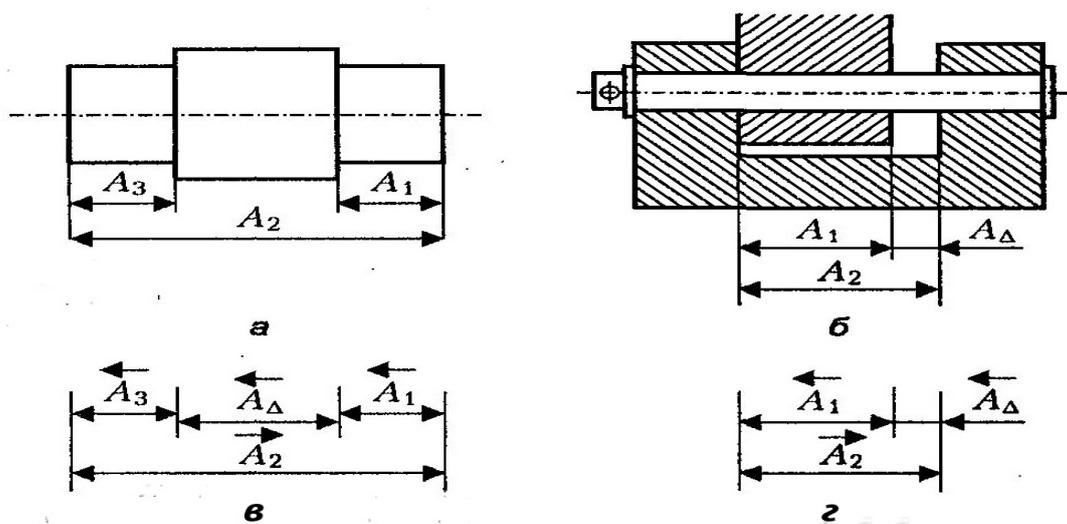


Рис.2.19 Размерные цепи.

Составляющие звенья размерной цепи разделяются на две группы. К первой группе относятся звенья, с увеличением которых (при прочих постоянных) увеличивается и замыкающее звено. Такие звенья называются увеличивающими (на рис.2.19. а звено А2).

Ко второй группе относятся звенья, с увеличением которых уменьшается замыкающее звено. Такие звенья называются уменьшающими (на рис.2. 19. а звено А1 и А3).

В более сложных размерных цепях можно выявить увеличивающие и уменьшающие звенья, применив правило обхода по контуру. На схеме размерной цепи исходному звену предписывается определенное направление, обозначаемое стрелкой над буквенным обозначением.

Все составляющие звенья также обозначаются стрелками, начиная от звена, соседнего с исходным, и должны иметь один и тот же замкнутый поток направления (рис.2.19. а). Тогда все составляющие звенья, имеющие то же направление стрелок, что и у исходного звена, будут уменьшающими, а остальные звенья цепи — увеличивающими.

Для построения размерной цепи необходимо выполнение следующих условий:

- все звенья размерной цепи должны быть функционально связаны с замыкающим звеном, а именно быть или увеличивающим или уменьшающим;
- цепь должна быть без разрывов (рис.2.19);
- все звенья цепи должны быть элементными (детальными или элементами деталей);
- количество звеньев цепи должно быть минимальным, но позволяющим решать поставленную задачу.

Расчет размерных цепей и их анализ — обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости их изготовления. *Сущность расчета размерной цепи* заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции и технологии. При этом различают две задачи:

-*Прямая задача.* По заданным номинальному размеру и допуску (отклонениям) исходного звена определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача относится к *проектному расчету* размерной цепи.

-*Обратная задача.* По установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Такая задача относится к *поверочному расчету* размерной цепи.

Решением обратной задачи проверяется правильность решения прямой задачи.

Параметры замыкающего звена при линейной размерной цепи можно представить в общем виде:

Размер:

$$A_0 = \sum_{i=1}^g A_{ув}i - \sum_{j=1}^n A_{ум}j \quad (2.1)$$

Допуск:

$$\Delta A_0 = \sum_{i=1}^g \Delta A_{ув}i + \sum_{j=1}^n \Delta A_{ум}j \quad (2.2)$$

Верхнее предельное отклонение:

$$\Delta_{в}A_0 = \sum_{i=1}^g \Delta_{в}A_{ув}i - \sum_{j=1}^n \Delta_{н}A_{ум}j \quad (2.3)$$

Нижнее предельное отклонение:

$$\Delta_{н}A_0 = \sum_{i=1}^g \Delta_{н}A_{ув}i - \sum_{j=1}^n \Delta_{в}A_{ум}j \quad (2.4)$$

где

g — количество увеличивающих звеньев;

n — количество уменьшающих звеньев;

m — общее количество звеньев, включая замыкающее звено;

2.7.2. Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают *методом максимума-минимума*, при котором допуск замыкающего размера определяют арифметическим сложением допусков составляющих размером.

Прямая задача. Такая задача встречается на практике чаще. После определения размеров составляющих звеньев в результате конструирования механизма необходимо рассчитать допуски на эти размеры при заданной точности сборки (заданном допуске исходного размера). Точность составляющих размеров должна быть такой, чтобы гарантировалась заданная точность исходного (функционального) размера. Эту задачу можно решать одним из рассмотренных далее способов.

Способ равных допусков применяют, если составляющие размеры имеют один порядок (например, входят в один интервал диаметров) и могут быть выполнены с приморией одинаковой экономической точностью. В этом случае получим средний допуск на звено

$$\Delta A_i = \frac{\Delta A_0}{(m-1)};$$

Этот допуск корректируют для некоторых составляющих размеров и зависимости от их значений, конструктивных требований и технологических возможностей изготовления, но так, чтобы выполнялись условия по уравнениям (2.3) и (2.4). При этом выбирают стандартные поля допусков, желательно предпочтительного применения.

Способ равных допусков прост, но недостаточно точен, так как корректировка допусков составляющих размеров произвольна. Его можно рекомендовать только для предварительного назначения допусков составляющих размеров.

Способ допусков одного качества (одной степени точности).

При решении задач этим способом условно принимают, что возрастание допуска линейных размеров при возрастании номинального размера имеет ту

же закономерность, что и возрастание допуска диаметра; эта закономерность выражена формулой для единицы допуска i . Для 5—17-го квалитетов

Требуемый квалитет определяют следующим образом.

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

где D — в мм, i — в мкм.

Количество единиц допуска i в допусках 5—16-го квалитетов, приведены в табл.2.14

Таблица 2.14

Обозначение допуска	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Значения допуска i	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

Допуск составляющего размера

$$\Delta A_i = a_i i_i;$$

где i — единица допуска (мкм);

a — число единиц допуска, содержащееся в допуске данного размера (определяется по ГОСТ 25346-89).

Значение i для основных интервалов в диапазоне до 400 мм приведены в табл.2.15

Таблица 2.15

	Основные интервалы номинальных размеров, мм											
	3	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315
Значение i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,90	3,23	3,54

Так как суммарную точность составляющих цепь звеньев определяет точность замыкающего звена, можно записать:

$$a = \frac{\Delta A_0}{\sum_{k=1}^{m-1} i_k}; \quad (2.5)$$

где $\sum_{k=1}^{m-1} i_k$ сумма единиц допуска цепи без учета замыкающего звена.

Часто в размерной цепи присутствуют звенья, имеющие стандартные допуски, не требующие корректировки, в данном случае количество единиц допуска определяется по формуле:

$$a = \frac{\Delta A_0 - \sum_{q+1}^{n-1} \Delta A_{i_{изв}}}{\sum_{i=1}^q i_{неизв}} \quad (2.6)$$

где:

- $\sum_{q+1}^{n-1} \Delta A_{i_{изв}}$ – стандартные поля допусков (ΔA_2 и ΔA_6);
- $\sum_{i=1}^q i_{неизв}$ - сумма единиц допуска рассчитываемых звеньев.

По значению **a** выбирают ближайший квалитет. Число единиц допуска **a**, вычисленное по формуле (2.6), в общем случае не равно какому-либо значению **a**, определяющему квалитет, поэтому выбирают ближайший квалитет. Найдя по ГОСТ 25346-92 или по ГОСТ 25347-82* допуски составляющих размеров, корректируют их значения, учитывая конструктивно-эксплуатационные требования и возможность применения процесса изготовления, экономическая точность которого близка к требуемой точности размеров. Допуски для охватываемых размеров рекомендуется определять, как для основного отверстия, а для охватываемых - как для основного вала. При этом следует выполнить условия уравнения (2.2).

Найдя допуски, определяют значения и знаки верхних и нижних отклонений составляющих размеров так, чтобы они удовлетворяли уравнениям (2.3), (2.4)

Решение прямой задачи способом назначения допусков одного квалитета более обосновано, чем решение способом равных допусков.

Задача №7

Задание: по замыкающему звену составить размерную цепь, назначить размеры звеньев и решить задачу методом максимума-минимума, начертить

фрагмент устройства, на котором базируется размерная цепь, схему размерной цепи.

Исходные данные: размер замыкающего звена $A_0 = 3_{-0,5}^{+0,1}$ -зазор между подшипником качения и крышкой.

Расчетом данной размерной цепи решается прямая задача, при которой по заданному значению замыкающего звена определяется точность составляющих звеньев.

Составляем схему размерной цепи (рис.2.20) и произвольно устанавливаем номинальные размеры составляющих звеньев, учитывая, что ширина подшипников (звенья A_2 и A_6) являются стандартными величинами с заданными допусками. Рекомендуем для расчета взять подшипник, что и при решении задачи №3 пособия (Приложение П.3.6). Результаты расчетов заносим в таблицу 2.16:

Таблица 2.16

Обозначение	Размер, мм	i	ΔA_i	$\Delta_{\Sigma} A_i$	$\Delta_{\Sigma} A_i$
A_1	40	1,56	62	0	-62
A_2	60	-	120	0	-120
A_3	36	1,56	62	0	-62
A_4	86	2,17	87	0	-87
A_5	20	1,31	52	0	-52
A_6	60	-	120	0	-120
A_7	25	1,31	52	0	-52
A_8	327	3,22	45	-455	-500
A_0	3		600	100	-500

Звенья $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7$ являются уменьшающими, звено A_8 -увеличивающим, звено A_0 - замыкающим.

Проводим проверку правильности назначения размеров по формуле:

$$A_0 = \sum_{i=1}^g A_{ув}i - \sum_{j=1}^n A_{ум}j$$

$$A_0 = 327 - (40 + 60 + 36 + 86 + 20 + 60 + 25) = 3 \text{ мм}$$

Рассчитываем допуски составляющих звеньев по способу одной степени точности. Определяем среднее число единиц допуска в размерной цепи по формуле:

$$a = \frac{\Delta A_0 - \sum_{q+1}^{n-1} \Delta A_{i\text{изв}}}{\sum_{i=1}^q i_{\text{неизв}}}$$

где:

- $\sum_{q+1}^{n-1} \Delta A_{i\text{изв}}$ – стандартные поля допусков (ΔA_2 и ΔA_6);
- $\sum_{i=1}^q i_{\text{неизв}}$ – сумма единиц допуска рассчитываемых звеньев.

$$a = \frac{600 - (120 + 120)}{1.56 + 1.56 + 2.17 + 1.31 + 1.31 + 3.22} = 32.34 \text{ мкм}$$

Значение **a** приблизительно соответствует точности обработки 9 качества (9).

Устанавливаем допуски 9-ого качества на звенья соответствующих номинальных размеров. Назначаем отклонения: для всех уменьшающих размеров от «0» в минус, так как размеры являются отхватываемыми, для всех увеличивающих размеров – от «0» в плюс, так как размеры являются охватываемыми ($\Delta A_8 = 140 \text{ мкм}$). Значения заносим в таблицу.

Однако проверка правильности расчетов, проведенная по формуле:

$$\Delta A_0 = \sum_{i=1}^g \Delta A_{ув}i + \sum_{j=1}^n \Delta A_{ум}j$$

$$\Delta A_0 = 62 + 120 + 62 + 87 + 52 + 120 + 52 + 140 \neq 600 \text{ мкм.}$$

показывает, что суммарный допуск, входящих в цепь звеньев не равен допуску замыкающего звена, это связано с тем, что при выборе качества, полученное

расчетом количество единиц допуска не совпадало со стандартным значением. Для решения задачи выбираем корректирующее звено. В нашем случае это A_8 , т.к. оно единственное на увеличивающей линии цепи.

Поле допуска размера A_8 вычеркиваем и находим отклонения, исходя из формул:

$$\Delta_{BA0} = \sum_{i=1}^g \Delta_{BA_{ув}i} - \sum_{j=1}^n \Delta_{HA_{ум}j}$$

$$\Delta_{HA0} = \sum_{i=1}^g \Delta_{HA_{ув}i} - \sum_{j=1}^n \Delta_{BA_{ум}j}$$

$$100 = \Delta_{eA_8} - (-62 - 120 - 62 - 87 - 52 - 120 - 52) \rightarrow \Delta_{eA_8} = -455 \text{ мкм}$$

$$-500 = \Delta_{нA_8} - 0 \rightarrow \Delta_{нA_8} = -500 \text{ мкм}$$

$$\Delta_{A_8} = \Delta_{BA_8} - \Delta_{HA_8} = -455 + 500 = 45 \text{ мкм}$$

Заносим параметры звена A_8 в таблицу.

Проводим проверку согласно формуле:

$$\Delta_{A0} = \sum_{i=1}^g \Delta_{A_{ув}i} + \sum_{j=1}^n \Delta_{A_{ум}j}$$

$$\Delta_{A_0} = 45 + 62 + 120 + 62 + 87 + 52 + 120 + 52 = 600 \text{ мкм.}$$

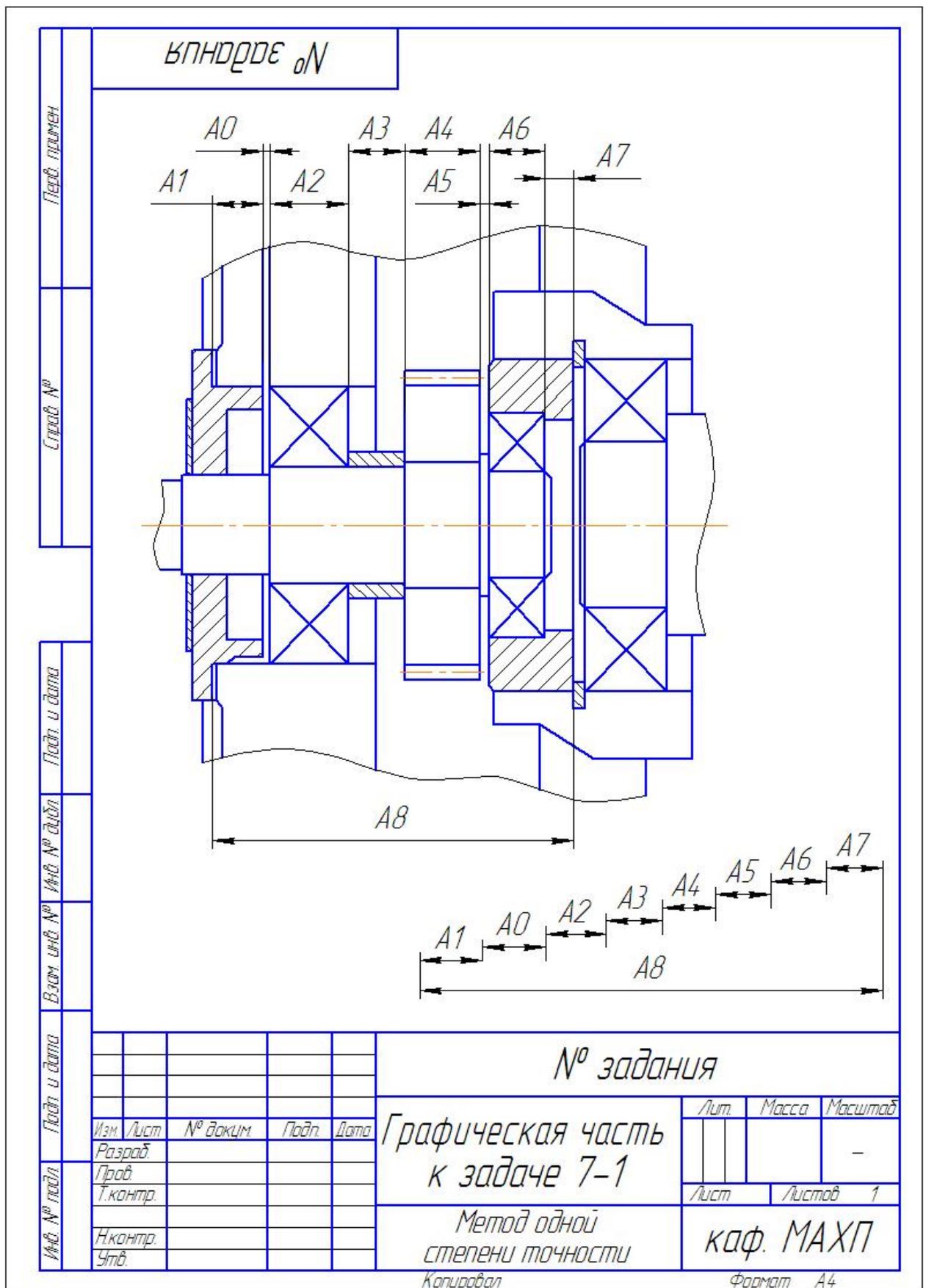


Рис.2.20

2.7.3. Вероятностный метод расчета размерных цепей

При расчете размерных цепей методом максимума-минимума предполагалось, что в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание. Оба случая наихудшие в смысле получения точности замыкающего звена, но они маловероятны, так как отклонения размеров в основном группируются около середины поля допуска. На этом положении и основан вероятностный метод расчета размерных цепей.

Применение теории вероятностей позволяет расширить допуски составляющих размеров и тем самым облегчить изготовление деталей при практически ничтожном риске несоблюдения предельных значений замыкающего размера.

Прямая задача. Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске исходного размера можно рассчитывать четырьмя способами.

При способе назначения допусков одного качества расчет в общем аналогичен решению прямой задачи методом полной взаимозаменяемости. При этом среднее количество единиц допуска определится по формуле

$$a = \frac{\Delta A_0}{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} i k \lambda}}, (2.7)$$

где

t — коэффициент, зависящий от процента риска и принимаемый по данным.

i_k — количество единиц допуска k -го звена;

λ — коэффициент относительного рассеяния, для закона нормального распределения $\lambda = 1/\sqrt{3}$;

Коэффициент риска t выбирают в зависимости от принятого процента риска P (таблица 2.17).

Таблица 2.17

$P, \%$	32,00	10,00	4,50	1,00	0,27	0,10	0,01
t	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Задача № 7.2

Задание: по замыкающему звену составить размерную цепь, назначить размер звеньев и решить задачу вероятностным методом, начертить фрагмент устройства, на котором базируется размерная

Исходные данные: размер замыкающего звена $A_0 = 3_{-0,5}^{+0,1}$ -зазор между подшипником качения и крышкой, при степени риска $P=0,27 \%$, закон распределения – нормальный.

Расчетом данной размерной цепи решается прямая задача, при которой по заданному значению замыкающего звена определяется точность составляющих звеньев.

Составляем схему размерной цепи и **произвольно** устанавливаем номинальные размеры составляющих звеньев. Задачу решаем упрощенно, не учитывая, что ширина подшипников (звенья A_2 и A_6) являются стандартными величинами с заданными допусками

Составляем схему размерной цепи (рис.2.21) и устанавливаем номинальные размеры составляющих звеньев(мм), результаты заносим в таблицу:

Таблица 2.18

Обозначение	Размер, мм	i	ΔA_i	$\Delta_{\Sigma} A_i$	$\Delta_{\Sigma} A_i$
A1	40	1,56	160	0	-160
A2	45	1,56	120	0	-120
A3	36	1,56	160	0	-160

A4	86	2,17	220	0	-220
A5	20	1,31	130	0	-130
A6	45	1,56	120	0	-120
A7	25	1,31	130	0	-130
A8	300	3,22	-440	-940	-500
A0	3	-	600	100	-500

Звенья A1, A2, A3, A4, A5, A6, A7 являются уменьшающими, звено A8-увеличивающим, звено A0- замыкающим.

Определяем среднюю точность размерной цепи по формуле:

$$a = \frac{\Delta A_0}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 \cdot i_j^2}} = \frac{600}{3 \sqrt{\frac{1}{9} (4 * 1.56^2 + 2.17^2 + 2 * 1.31^2 + 3.22^2)}} = 112.8$$

Где t-коэффициент риска, зависящий от допустимого процента брака P;

λ -коэффициент относительного рассеяния замыкающего звена,

$\lambda = 1/3$ для закона нормального распределения

Найденное значение единиц допуска соответствует 11 качеству. Назначаем отклонения: все уменьшающие размеры от 0 в « минус», так как размеры являются отхватываемыми. Значения заносим в таблицу.

Поле допуска размера A8 вычеркиваем и находим отклонения, исходя из формул:

$$\Delta_{\epsilon} A_0 = \sum \Delta_{\epsilon} A_{iy\epsilon} - \sum \Delta_{\epsilon} A_{iy\mu}$$

$$\Delta_{\epsilon} A_0 = \sum \Delta_{\epsilon} A_{iy\epsilon} - \sum \Delta_{\epsilon} A_{iy\mu}$$

$$100 = \Delta_{\epsilon} A_8 - (-160 - 120 - 160 - 220 - 130 - 120 - 130) \rightarrow \Delta_{\epsilon} A_8 = -940 \text{ мкм}$$

$$-500 = \Delta_{\epsilon} A_8 - 0 \rightarrow \Delta_{\epsilon} A_8 = -500 \text{ мкм}$$

$$\text{Делаем проверку согласно формуле } \Delta A_0 = \sum \Delta A_{y\epsilon} - \sum \Delta A_{y\mu}$$

$$\Delta A_0 = -440 + 160 + 160 + 120 + 220 + 130 + 120 + 130 = 600 \text{ мкм.}$$

2.7.4. Метод регулирования

Под методом регулирования понимают расчет размерных цепей, при котором требуемая точность исходного (замыкающего) звена достигается преднамеренным изменением без удаления материала (регулированием) одного из заранее выбранных составляющих размеров, называемого *компенсирующим*. При этом по всем остальным размерам цепи детали обрабатывают по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий. С учетом номинального размера компенсирующего звена уравнение (2.2) можно записать

$$A_0 = \sum_{i=1}^g A_{ув}i - \sum_{j=1}^{n-1} A_{ум}j \pm A_k$$

Значение A_k берут с положительным знаком, если размер является увеличивающим, и с отрицательным - для уменьшающих размеров.

Допуск замыкающего звена:

$$\Delta A_0 = \sum_{i=1}^k \Delta A_i - V_k$$

где V_k - наибольшее возможное расчетное отклонение, выходящее за пределы поля допуска исходного звена и подлежащее компенсации. Замыкающий размер изменяют (регулируют) с помощью компенсаторов, которые могут быть неподвижными и подвижными. Неподвижные компенсаторы чаще всего выполняют в виде промежуточных колец, набора прокладок и других сменных деталей. Толщина t каждой сменной прокладки должна быть меньше допуска исходного размера ΔA_0 и определяется по формуле $t = (V_k / N) < \Delta A_0$, N - количество прокладок.

Для условий, когда допуском на изготовление компенсатора T_k можно пренебречь,

принимают

$$N > \frac{V_k}{\Delta A_0} + 1$$

Если этого сделать нельзя, то используют зависимость вида

$$N = \frac{V_k}{(\Delta A_0 - T_k)}$$

Округляя значение t до ближайшего меньшего нормального размера, получают окончательное число сменных прокладок $N = VK / t$

Задача №7.3

Задание: по замыкающему звену составить размерную цепь, назначить размеры звеньев и решить задачу методом регулирования (метод неполной взаимозаменяемости), начертить фрагмент устройства, на котором базируется размерная цепь, схему размерной цепи.

Исходные данные: размер замыкающего звена $A_0 = 3_{-0,5}^{+0,1}$ -зазор между подшипником качения и крышкой.

Расчетом данной размерной цепи решается прямая задача, при которой по заданному значению замыкающего звена определяется точность составляющих звеньев с применением регулирующего звена (набор прокладок A_k).

Составляем схему размерной цепи и произвольно устанавливаем номинальные размеры составляющих звеньев, учитывая, что ширина подшипников (звенья A_2 и A_6) являются стандартными величинами с заданными допусками (рис.2.22) Рекомендуем для расчета взять подшипник, что и при решении задачи № пособия.

Составляем схему размерной цепи.

Номинальные размеры составляющих звеньев и отклонения занесем в таблицу, предполагая, что изготовление деталей производится по 9 качеству:

Проводим проверку правильности назначения размеров по формуле:

$$A_0 = \sum_{i=1}^g A_{ув}i - \sum_{j=1}^{n-1} A_{ум}j \pm A_k$$

$$A_0 = 332 - (40 + 60 + 36 + 86 + 20 + 60 + 25 + 2) = 3 \text{ мм}$$

Результаты расчетом заносим в таблицу 2.19

Таблица 2.19

Обозначение	Размер, мм	ΔA_i	$\Delta_{в} A_i$	$\Delta_{н} A_i$
A1	40	62	62	0
A2	60	140	0	-140
A3	36	62	0	-62
A4	86	87	0	-87
A5	20	52	0	-52
A6	60	140	0	-140
A7	25	52	0	-52
A8	332	130	0	-130
A0	3	600	100	-500
Ак	2	85	-309	-393

Находим отклонения для компенсационного звена по формулам:

$$\Delta_{г} A_0 = \sum \Delta_{г} A_{ув} - \sum \Delta_{н} A_{ум} + \Delta_{н} A_{к}$$

$$\Delta_{н} A_0 = \sum \Delta_{н} A_{ув} - \sum \Delta_{г} A_{ум} + \Delta_{г} A_{к}$$

$$\Delta_{н} A_{к} = 100 - 0 + (-493) = -393 \text{ мкм}$$

$$\Delta_{г} A_{к} = -500 - (-130) + 62 = -308 \text{ мкм}$$

Необходимая компенсация:

$$V_{к} = \Delta_{г} A_{к} - \Delta_{н} A_{к}$$

$$V_{к} = -308 - (-393) = 85 \text{ мкм}$$

$$\Delta A_0 = \sum \Delta A_i - V_{к} = 685 - 85 = 600 \text{ мкм}$$

$$\Delta A_{к \text{ макс}} = \Delta A_{к} + \Delta_{г} A_{к} = 2 - 0,308 = 1,692 \text{ мм}$$

$$\Delta A_{к \text{ мин}} = \Delta A_{к} + \Delta_{н} A_{к} = 2 - 0,393 = 1,607 \text{ мм}$$

Число сменных прокладок рассчитываем по формуле:

$$n = \frac{V_{к}}{\Delta A_0} + 1$$

$$n = \frac{85}{600} + 1 = 2$$

Толщина сменных прокладок рассчитывается по формуле:

$$S = \frac{V_k}{n}$$

$$S = 85/2 = 42,5 \text{ мкм}$$

ВПНДРДЕ оN

A_0 A_3 A_4 A_6 A_7
 A_1 A_2 A_5

A_k A_8

A_1 A_0 A_2 A_3 A_4 A_5 A_6 A_7
 A_k A_8

Подп. и дата						<i>№ задания</i>				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<i>Графическая часть к задаче 7-3</i>			<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
Разраб.								-	-	-
Проб.					<i>Метод регулирования</i>			<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	<i>1</i>
Т.контр.					<i>каф. МАХП</i>					
И.контр.					<i>Копировал</i>			<i>Формат А4</i>		
Утв.										

Рис.2.22

2.8. Допуски и посадки зубчатых передач

Стандарты на допуски зубчатых и червячных передач указаны в таблице 2.20.

Таблица 2.20

Передача	Стандарт	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм	Степень точности
Зубчатая цилиндрическая внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами	ГОСТ 1643-81 (СТ СЭВ 641 - 77, СТ СЭВ 643 - 77, СТ СЭВ 644 - 77)	1...55	До 6300	3...12
	ГОСТ 9178-81 (СТ СЭВ 642 - 77)	0,1...1 $\leq 0,5$	До 400 До 200	
Зубчатая коническая и гипоидная с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями	ГОСТ 1758-81 (СТ СЭВ 186 - 75, СТ СЭВ 1161 - 78)	1...55	До 4000	4...12
	ГОСТ 9368-81 (СТ СЭВ 313 - 77)	0,1...1	До 200	
Червячная цилиндрическая с межосевым углом, равным 90	ГОСТ 3675 - 81 (СТ СЭВ 311 - 76, СТ СЭВ 1162 - 78)	1...25	До 450 червяка До 6300 колеса	1...12
	ГОСТ 9774-81 (СТ СЭВ 1913- 79, СТ СЭВ 1162-78)	0,1...1	До 30 червяка До 400 колеса	3...12
		$\leq 0,5$	До 200 колеса	
Зубчатая реечная, состоящая из цилиндрического прямоили косозубого колеса и зубчатой рейки	ГОСТ 10242-81 (СТ СЭВ 312 - 76, СТ СЭВ 644 - 77)	1...40	b до 630	3...12
	ГОСТ 13506 - 81 (СТ СЭВ 1160- 78)	0,1...1	b до 40	

Для всех степеней точности установлены три вида норм точности (кинематическая точность, плавность работы, пятно контакта зубьев); виды сопряжения зубьев, которые характеризуются гарантированным боковым зазором $j_{n \min}$ и видом допуска на него Tj_n , (рис. 2.23):

комплексные и поэлементные показатели точности передач и зубчатых колес по нормам точности и видам сопряжения зубьев;

показатели и комплексы показателей, по которым нормируют точность и боковой зазор зубчатых передач и зубчатых колес в различных степенях точности;

ряды численных значений отклонений и допусков нормируемых показателей по нормам точности, степеням точности и видам сопряжения зубьев.

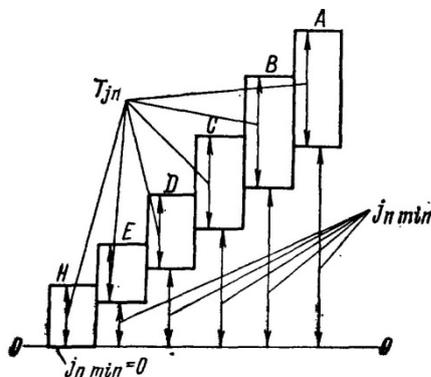


Рис. 2.23

Для цилиндрических зубчатых колес и передач термины и обозначения погрешностей, отклонений и допусков для установленных в стандартах показателей точности и видов сопряжения приведены в [2, с. 314, т. 5.4-5.6].

Для цилиндрических зубчатых передач кроме видов сопряжения установлены классы отклонений межосевого расстояния [2, с. 335, т. 5.15].

Допуски и отклонения по нормам кинематической точности плавности работы и контакта зубьев устанавливаются по одной или по разным степеням точности. При комбинировании степеней точности учитывают следующее:

для средне- и высокоскоростных передач по нормам плавности целесообразно назначать более высокую степень точности, чем по нормам кинематической точности;

для передач делительных механизмов следует принимать одинаковые степени точности по нормам кинематической точности в плавности;

для тяжело нагруженных средне- и малоскоростных передач на нормы контакта зубьев назначают более высокие степени точности, чем на нормы кинематической точности и плавности;

нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее и на одну степень грубее норм кинематической точности;

нормы контакта зубьев по отношению к нормам плавности работы можно назначать по любым более точным степеням или на одну степень точности грубее.

Возможные комплексы контроля зубчатых колес представлены в таблице

Задание

1. Для зубчатого колеса заданной точности выбрать комплекс контролируемых параметров, согласно таблице
2. Определить числовые значения отклонений выбранных показателей точности.
3. Установить нормы бокового зазора, показатели, определяющие боковой зазор.
4. Привести основные параметры зубчатого колеса.
5. Выполнить рабочий чертеж зубчатого колеса с указанием шероховатости и отклонений формы и расположения.

Задача № 8

Дано $z = 60$, $m = 2,5$, точность 8-7-7-B ГОСТ 1643-81.

Первая цифра (8) - указывает степень точности по нормам кинематической точности; вторая цифра (7) - указывает степень точности по нормам плавности работы; третья цифра (7) - указывает на степень точности по нормам контакта зубьев; B - вид сопряжения (нормальный).

1. Показатели кинематической точности (8):

F'_i – кинематическая погрешность зубчатого колеса;

F'_p – накопленная погрешность шага по зубчатому колесу;

F_c – погрешность обката;

F_{pk} – радиальное биение зубчатого венца;

F_{vWr} – колебание длины общей нормы;

F''_i – колебание измерительного межосевого расстояния за 1 оборот зубчатого колеса.

2. Показатели плавности работы зубчатых колес (7):

f_i – местная кинематическая погрешность;

f_{pb} – отклонение шага зацепления;

f_f – погрешность профиля зубьев;

f_{pt} – отклонение углового шага;

f''_i – колебание измерительного межосевого расстояния.

3. Показатели контакта зубьев в передаче

F_{β} – погрешность направления зуба;

F_k – погрешность формы расположения контактной линии.

4. Определяем численные значения допусков на некоторые показатели норм точности (Приложение П.3.8-3.9)

Нормы кинематической точности.

Диаметр делительной окружности колеса:

$$d = m \cdot z = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ мм.}$$

По /2, с. 319, т. 5.8/ определяем допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса $F_{pr} = 63$ мм.

5. Нормы плавности

По /2, с. 320, т. 5.9/ определяем допуск на местную кинематическую погрешность

$$f_i = 30 \text{ мкм;}$$

допуск на погрешность профиля

$$f_f = 16 \text{ мкм;}$$

предельные отклонения шага

$$f_{pt} = \pm 16 \text{ мкм.}$$

6. Нормы контакта:

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a.$$

$$a = \frac{m}{(0,01 \div 0,02)} = 250 \div 125 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 125$ мм.

Ширина зубчатого венца:

$$B = \Psi_a \cdot a = 0,3 \cdot 125 = 40 \text{ мм.}$$

По /2, с. 323, т. 5.10/ суммарное пятно контакта:

по высоте: не менее 45%;

по длине: не менее 60%.

7. Норма бокового зазора

Величина гарантированного бокового зазора, определяющая вид сопряжения зубьев в передаче, устанавливается по [2, с.336, т. 5.17] независимо от степени точности и их комбинирования:

$$j_{n \min} = 140 \text{ мкм}$$

Отклонение межосевого расстояния: $f_a = \pm 70$ мкм.

8. Показатели определяющие боковой зазор:

Наименьшее дополнительное смещение исходного контура: $-E_{HS} = -180$ мкм /2, с. 337, т. 5.18/.

Допуск на смещение исходного контура T_H по [2, с. 339, т. 5.19]

$$F_{pr} = 63 \text{ мм, } T_H = 200 \text{ мкм.}$$

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали по [2, с. 341, т.5.20]:

$$-E_{EMS} = 120 + 18 = 138 \text{ мкм.}$$

Допуск на среднюю длину общей нормали по [2, с. 344, т. 5.21]:

$$T_{wm} = 100 \text{ мкм.}$$

Допуск на длину общей нормали по [2, с. 344, т. 5.21]:

$$T_w = 140 \text{ мкм.}$$

Допуск на толщину зуба по [2, с. 346, т. 5.22]:

$$T_0 = 140 \text{ мкм.}$$

9. Средства измерения цилиндрических зубчатых колес:

Кинематическую и цилиндрическую погрешности контролируют приборами – волномерами.

Накопленную погрешность шага измеряют накладными шагомерами.

Радиальное биение зубчатого венца определяют на биениеметрах.

Профиль зубьев измеряется эвольвентомером.

Суммарное пятно контакта определяется на контрольно-обкатных станках.

Толщина зубьев, смещение исходного контура, длина общей нормали измеряются зубомерами, нормалемерами, приборами для контроля измерительного межосевого расстояния.

Величина смещения исходного контура может быть измерена зубомерами.

10. Параметры зубчатого колеса:

$$d = m \cdot z = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ мм};$$

$$d_a = m \cdot (z + 2) = 2,5 \cdot 62 = 155 \text{ мм};$$

$$d_f = m \cdot (z - 2,5) = 2,5 \cdot 57,5 = 143,75 \text{ мм};$$

$$b = \Psi_a \cdot a = 0,3 \cdot 125 = 40 \text{ мм};$$

$$d_{\text{вала}} = 30 \text{ мм}.$$

Колесо изготавливается из Ст. 45, обработка – нормализация, штамповкой.

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_{\text{вала}} = 1,6 \cdot 30 = 48 \text{ мм};$$

Принимаем $d_{cm} = 50 \text{ мм}$.

$$l_{cm} = 1,3 \cdot d_{\text{вала}} = 1,3 \cdot 30 = 39 \text{ мм};$$

Принимаем $l_{cm} = 40 \text{ мм}$.

$$\delta_0 = (2,5 \div 4) \cdot m = 3 \cdot 2,5 = 8 \text{ мм};$$

$$D_0 = d_f - 2 \cdot \delta_0 = 143,75 - 2 \cdot 8 = 128 \text{ мм};$$

$$D_{oms} = 0,5 \cdot (D_0 - d_{cm}) = 0,5 \cdot (128 - 50) = 89 \text{ мм};$$

$C = 0,25$, $B = 10 \text{ мм}$,

где d_{cm} - диаметр ступицы колеса;

l_{cm} - длина ступицы;

δ_0 - толщина обода;

D_0 - толщина диска;

$D_{отв}$ - диаметр отверстий.

11. Графическая часть задачи представлена на рис.2.24 .

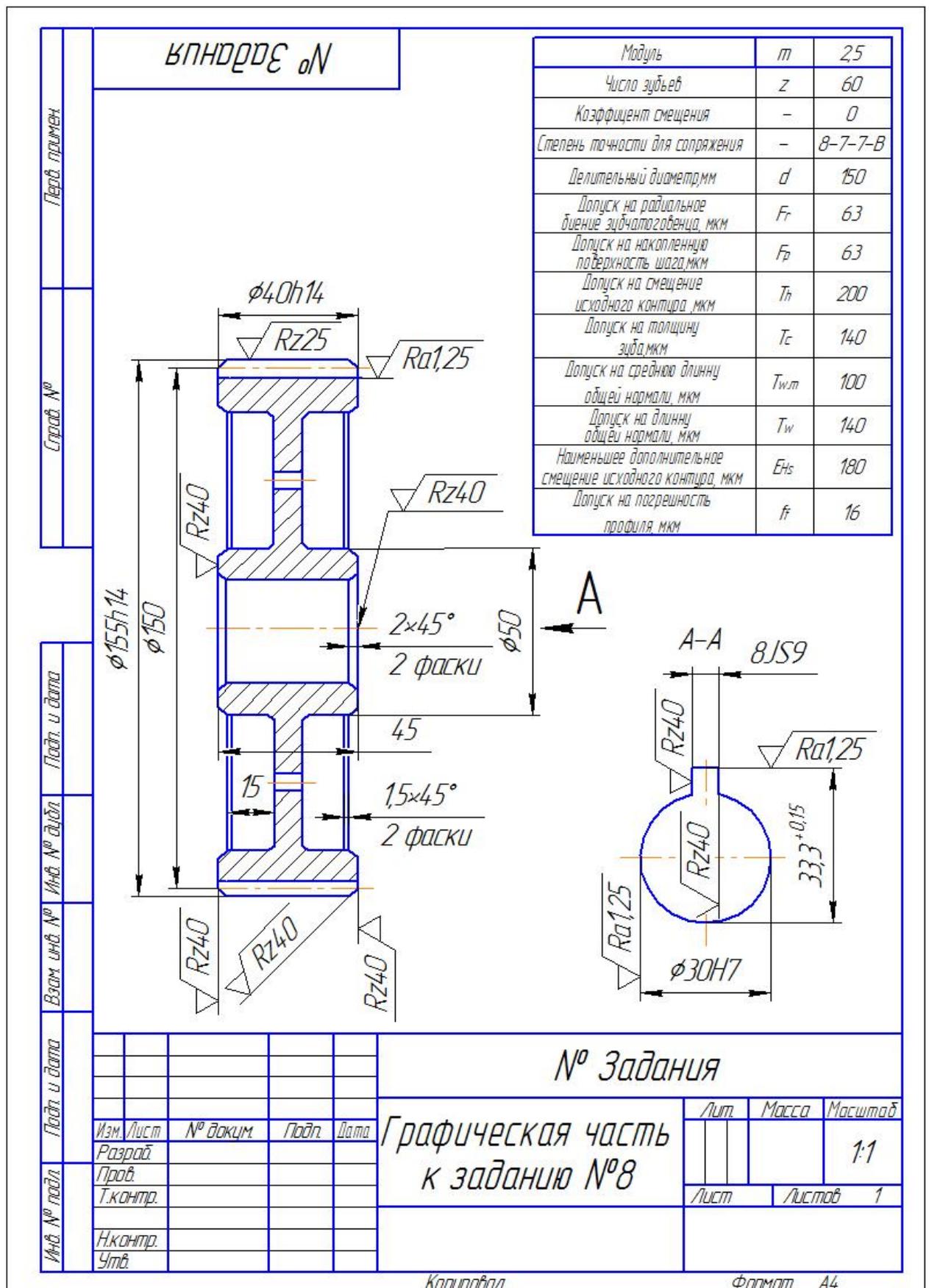


Рис. 2.24

3. Приложения

Таблица П. 3.1 Шероховатость поверхностей и качества при различных видах обработки деталей

Вид обработки		Значения параметра Ra, мкм	Квалитеты	
			экономические	достижимые
Оттачивание продольной подачей	обдирочные	25-100	15-17	–
	получистовое	6,3-12,5	12-14	–
	чистовое	1,6*-3,2(08)	7-8	6
	Тонкое (алмазное)	0,4*-0,8(0,2)	6	5
Обтачивание поперечной подачей	обдирочное	25-100	16; 17	–
	получистовое	6,3-12,5	14; 15	–
	чистовое	3,2*	11-13	8; 9
	тонкое	(0,8)-1,6	6-11	7
Обтачивание скоростное		(0,4)-1,6	11	8; 9
Сверление	до 15 мм	6,3-12,5*	12-14****	10; 11*****
	св. 15мм	12,5-25*	12-14****	10; 11*****
Рассверливание		12,5-25*(6,3)	12-14	10; 11
Зенкерование	черное (по корке)	12,5-25	12-15	–
	чистовое	3,2* -6,3	10; 11	8; 9
Растачивание	черновое	50-100	15-	–
	получистовое	12,5-25	12-14	–
	чистовое	1,6* -3,2(0,3)	8; 9	7
	тонкое (алмазное)	0,4*-0,8(0,2)	7	6
Скоростное растачивание		0,4-1,6	8	7

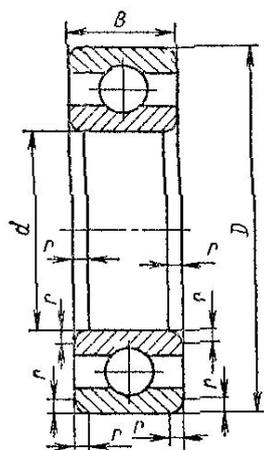
Продолжение таблицы П.3.1

Вид обработки		Значение параметра Ra, мкм	Квалитеты	
			экономиче-ские	достижимые
Развертывание	получистовое	6,3-12,5	9; 10	8***
	чистовое	1,6* -3,2	7; 8; (8)**	-
	тонкое	(0,4)-0,8	7	6***
Протягивание	получистовое	6,3	8; 9	-
	чистовое	0,8*-3,2	7; 8	-
	отделочное	0,2-0,4	7	6
Зенкование плоское с направлением		6,3-12,5	-	-
Зенкование угловое		3,2-6,3	-	-
Шабрение	грубое	1,6-6,3	11	8; 9
	тонкое	0,1-0,8	8; 9	6; 7
Слесарная опиловка		(1,6)-25	8-11	6; 7
Зачистка наждачным полотном (после резца и фрезы)		(0,2)-1,6	8-11	7; 8
Шлифование круглое	получистовое	3,2-6,3	8-11	-
	чистовое	0,8*-1,6	6-8	6
	тонкое	0,2* -0,4(0,1)	5	Выше 5-го
Шлифование плоское	получистовое	3,2	8-11	-
	чистовое	0,8*-1,6	6-8	-
	тонкое	0,2* -0,4(0,1)	6; 7	6
Прошивание	чистовое	0,4-1,6	7-9	-
	тонкое	0,05-1,6	6; 7	-

Продолжение таблицы П.3.1

Вид обработки		Значение параметра Ra, мкм	Квалитеты	
			экономические	достижимые
Развертывание	получистовое	6,3-12,5	9; 10	8***
	чистовое	1,6* -3,2	7; 8; (8)**	–
	тонкое	(0,4)-0,8	7	6***
Протягивание	получистовое	6,3	8; 9	–
	чистовое	0,8*-3,2	7; 8	–
	отделочное	0,2-0,4	7	6
Зенкование плоское с направлением		6,3-12,5	–	–
Зенкование угловое		3,2-6,3	–	–
Шабрение	грубое	1,6-6,3	11	8; 9
	тонкое	0,1-0,8	8; 9	6; 7
Слесарная опиловка		(1,6)-25	8-11	6; 7
Зачистка наждачным полотном (после резца и фрезы)		(0,2)-1,6	8-11	7; 8
Шлифование круглое	получистовое	3,2-6,3	8-11	–
	чистовое	0,8*-1,6	6-8	6
	тонкое	0,2* -0,4(0,1)	5	Выше 5-го
Шлифование плоское	получистовое	3,2	8-11	–
	чистовое	0,8*-1,6	6-8	-
	тонкое	0,2* -0,4(0,1)	6; 7	6
Прошивание	чистовое	0,4-1,6	7-9	-
	тонкое	0,05-1,6	6; 7	-

Таблица П.3.2 Шариковые радиальные однорядные подшипники (По ГОСТ8338-)



Обозначение подшипников	d	D	B	r	C, мм	C ₀ , мм	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
							п	жс	D _T	Z	

Сверхлегкая серия диаметров 9, нормальная серия ширины 1

1000093 *	3	8	3	0,3	44	20	31 500	40 000	1,59	6	0,0007
1000094 *	4	11	4	0,3	75	35	31 500	40 000	2	7	0,0025
1000095 *	5	13	4	0,4	85	40	31 500	40 000	2	8	0,0025
1000096 *	6	15	5	0,4	116	57	31 500	40 000	2,38	8	0,0040
1000097 *	7	17	5	0,5	158	79	25 000	31 500	3	7	0,0050
1000098 *	8	19	6	0,5	175	90	25 000	31 500	3	8	0,0080
1000099 *	9	20	6	0,5	210	107	25 000	31 500	3,5	7	0,0080
1000900 *	10	22	6	0,5	262	138	25 000	31 500	3,97	7	0,0090
1000901 *	12	24	6	0,5	266	138	25 000	31 500	3,97	7	0,010
1000902 *	15	28	7	0,5	253	151	20 000	25 000	3,18	12	0,017
1000903 *	17	30	7	0,5	285	168	20 000	25 000	3,5	11	0,018
1000904 *	20	37	9	0,5	514	312	16 000	22 000	5	10	0,035
1000905 *	25	42	9	0,5	574	375	12 500	16 000	5	12	0,042
1000906 *	30	47	9	0,5	595	406	12 500	16 000	5	13	0,049
1000907 *	35	55	10	1,0	816	576	10 000	12 500	5,95	13	0,086
1000908 *	40	62	12	1,0	954	706	10 000	12 500	6,35	14	0,11
1000909 *	45	68	12	1,0	1 230	829	8 000	10 000	7,14	13	0,15
1000911	55	80	13	1,5	1 250	1020	6 300	8 000	6,35	18	0,19
1000912	60	85	13	1,5	1 230	1080	6 300	8 000	7,14	19	0,26
1000915	75	105	16	1,5	1 910	1720	5 000	6 300	8,73	18	0,38

Особолегкая серия диаметров 1, узкая серия ширины 7

7000101	12	28	7	0,5	400	227	20 000	25 000	4,76	8	0,018
7000102 *	15	32	8	0,5	406	277	20 000	25 000	4,76	8	0,025
7000103	17	35	8	0,5	408	266	16 000	20 000	5,16	9	0,036
7000105 *	25	47	8	0,5	657	424	12 500	16 000	5,51	11	0,06
7000106 *	30	55	9	0,5	756	540	10 000	12 500	5,56	14	0,10
7000107 *	35	62	9	0,5	774	579	8 000	10 000	5,56	15	0,11
7000108 *	40	68	9	0,5	1 030	806	8 000	10 000	6,35	16	0,13
7000109	45	75	10	1,0	1 050	857	8 000	10 000	6,35	17	0,17
7000110	50	80	10	1,0	1 080	907	6 300	8 000	6,35	18	0,18
7000111	55	90	11	1,0	1 290	1 080	6 300	8 000	7,14	17	0,28
7000112	60	95	11	1,0	1 320	1 150	5 000	6 300	7,14	18	0,29
7000113	65	100	11	1,0	1 350	1 210	5 000	6 300	7,14	19	0,34
7000114	70	110	13	1,0	1 580	1 420	5 000	6 300			0,45

Продолжение таблицы П 3.2.

Обозначение подшипников	d	D	B	r	C, кгс	C ₀ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг
							П	ж	D _T	Z	

Особолегкая серия диаметров 1, нормальная серия ширины 0

17 *	7	19	6	0,5	224	118	25 000	31 500	3,97	6	0,007
18 *	8	22	7	0,5	200	138	25 000	31 500	3,97	7	0,012
100	10	26	8	0,5	300	200	25 000	31 500	4,76	7	0,019
101 *	12	28	8	0,5	400	227	20 000	25 000	4,76	8	0,022
104	20	42	12	1,0	736	454	12 500	16 000	6,35	9	0,07
105 *	25	47	12	1,0	790	504	10 000	12 500	6,35	10	0,08
106 *	30	55	13	1,5	1040	702	10 000	12 500	7,14	11	0,12
107 *	35	62	14	1,5	1250	866	8 000	10 000	7,94	11	0,16
108 *	40	68	15	1,5	1320	945	8 000	10 000	7,94	12	0,19
109 *	45	75	16	1,5	1650	1 240	8 000	10 000	8,73	13	0,24
110 *	50	80	16	1,5	1630	1 240	6 300	8 000	8,73	12	0,25
111	55	90	18	2,0	2220	1 730	6 300	8 000	10,32	13	0,39
112 *	60	95	18	2,0	2410	1 850	5 000	6 300	11,11	12	0,39
113 *	65	100	18	2,0	2400	2 000	5 000	6 300	10,32	15	0,45
114 *	70	110	20	2,0	3030	2 460	5 000	6 300	12,3	13	0,60
115 *	75	115	20	2,0	3010	2 460	5 000	6 300	12,3	14	0,66
116	80	125	22	2,0	3740	3 190	4 000	5 000	13,5	14	0,85
117	85	130	22	2,0	3710	3 190	4 000	5 000	13,5	14	0,91
118	90	140	24	2,5	4110	3 570	4 000	5 000	14,3	15	1,20
120	100	150	24	2,5	4230	3 830	3 150	4 000	14,3	15	1,29

Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширины 0

23 *	3	10	4	0,3	50	22	31 500	40 000	1,59	7	0,0016
24 *	4	13	5	0,4	92	43	31 500	40 000	2,38	6	0,003
25 *	5	16	5	0,5	150	76	31 500	40 000	3,18	6	0,003
26 *	6	19	6	0,5	221	118	25 000	31 500	3,97	6	0,008
27 *	7	22	7	0,5	256	138	25 000	31 500	3,97	7	0,013
29	9	26	8	1,0	357	200	25 000	31 500	4,76	7	0,019
200 *	10	30	9	1,0	469	266	20 000	25 000	5,95	6	0,030
201 *	12	32	10	1,0	478	270	20 000	25 000	5,56	7	0,037
202 *	15	35	11	1,0	597	354	16 000	20 000	5,95	8	0,045
203	17	40	12	1,0	752	447	16 000	20 000	7,14	7	0,060
204	20	47	14	1,5	1 000	630	12 500	16 000	7,94	8	0,10
205	25	52	15	1,5	1 100	709	10 000	12 500	7,94	9	0,12
206	30	62	16	1,5	1 530	1 020	10 000	12 500	9,53	9	0,20
207 *	35	72	17	2,0	2 010	1 390	8 000	10 000	11,11	9	0,29
208	40	80	18	2,0	2 560	1 810	6 300	8 000	12,7	9	0,36
209 *	45	85	19	2,0	2 570	1 810	6 300	8 000	12,7	9	0,41
210 *	50	90	20	2,0	2 750	2 020	6 300	8 000	12,7	10	0,47
211 *	55	100	21	2,5	3 400	2 560	5 000	6 300	14,29	10	0,60
212 *	60	110	22	2,5	4 100	3 150	5 000	6 300	15,88	10	0,80
213	65	120	23	2,5	4 490	3 470	5 000	6 300	16,67	10	0,98
214	70	125	24	2,5	4 480	3 810	4 000	5 000	17,46	10	1,08
215	75	130	25	2,5	5 190	4 190	4 000	5 000	17,46	11	1,18
216	80	140	26	3,0	5 700	4 540	4 000	5 000	19,05	10	1,40
217	85	150	28	3,0	6 540	5 410	4 000	5 000	19,84	11	1,80
218	90	160	30	3,0	7 530	6 170	3 150	4 000	22,23	10	2,2
220	100	180	34	3,5	9 580	8 060	3 150	4 000	23,4	10	3,2

Окончание таблицы П.3.2

Обозначение подшипников	d	D	B	r	C, кгс	C ₀ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса кг
							н	ж	D _T	Z	

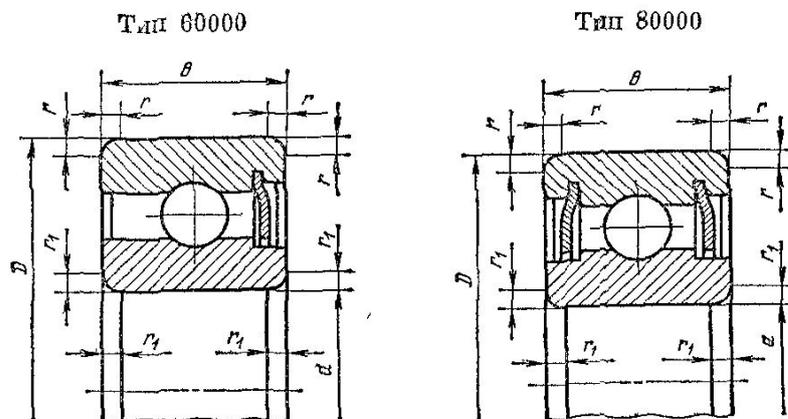
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширины 0

34	4	16	5	0,5	148	76	31 500	40 000	3,18	6	0,005
35	5	19	6	0,5	217	118	25 000	31 500	3,97	6	0,008
300 *	10	35	11	1,0	636	383	20 000	25 000	7,14	6	0,05
301 *	12	37	12	1,5	763	473	16 000	20 000	7,94	6	0,06
302 *	15	42	13	1,5	890	551	16 000	20 000	7,94	7	0,08
303	17	47	14	1,5	1 090	680	12 500	16 000	9,53	6	0,11
304	20	52	15	2,0	1 250	794	12 500	16 000	9,53	7	0,14
305 *	25	62	17	2,0	1 760	1 160	10 000	12 500	11,51	7	0,23
306	30	72	19	2,0	2 200	1 510	8 000	10 000	12,3	8	0,34
307 *	35	80	21	2,5	2 620	1 790	8 000	10 000	14,29	7	0,44
308 *	40	90	23	2,5	3 190	2 270	6 300	8 000	15,08	8	0,63
309	45	100	25	2,5	3 780	2 670	6 300	8 000	17,46	8	0,83
310 *	50	110	27	3,0	4 850	3 630	5 000	6 300	19,05	8	1,08
311 *	55	120	29	3,0	5 600	4 260	5 000	6 300	20,64	8	1,35
312 *	60	130	31	3,5	6 410	4 940	4 000	5 000	22,23	8	1,70
313 *	65	140	33	3,5	7 240	5 670	4 000	5 000	23,81	8	2,11
314	70	150	35	3,5	8 170	6 450	4 000	5 000	25,4	8	2,60
315	75	160	37	3,5	8 900	7 280	3 150	4 000	26,99	8	3,10
316	80	170	39	3,5	9 650	8 170	3 150	4 000	28,58	8	3,60
317	85	180	41	4,0	10 400	9 100	3 150	4 000	30,16	8	4,30
318	90	190	43	4,0	11 200	10 100	3 150	4 000	31,75	8	5,10
320	100	215	47	4,0	13 600	13 300	2 500	3 150	36,51	8	7,00

Тяжелая серия диаметров 4, узкая серия ширины 0

403	17	62	17	2,0	1 780	1 210	10 000	12 500	12,7	6	0,27
405	25	80	21	2,5	2 920	2 080	8 000	10 000	16,67	6	0,5
406	30	90	23	2,5	3 720	2 720	6 300	8 000	19,05	6	0,72
407	35	100	25	2,5	4 360	3 190	6 300	8 000	20,64	6	0,93
408	40	110	27	3,0	5 030	3 700	5 000	6 300	22,23	6	1,20
409	45	120	29	3,0	6 040	5 300	4 000	5 000	23,02	7	1,52
410	50	130	31	3,5	6 850	5 300	4 000	5 000	25,4	7	1,91
411	55	140	33	3,5	7 870	6 370	4 000	5 000	26,99	7	2,3
412	60	150	35	3,5	8 560	7 140	3 150	4 000	28,58	7	2,8
413	65	160	37	3,5	9 260	7 960	3 150	4 000	30,16	7	3,4
414	70	180	42	4,0	11 360	10 700	3 150	4 000	34,93	7	5,3
416	80	200	48	4,0	12 800	12 700	2 500	3 150	38,1	7	7,0
417	85	210	52	5,0	13 600	13 800	2 500	3 150	39,69	7	8,0

Таблица ПЗ.3 Шариковые радиальные однорядные подшипники с защитными шайбами



Обозначения типо-размеров подшипников		d	D	B	r	C, кгс	C ₀ , кгс	n, об/мин	Масса, кг
с одной защитной шайбой	с двумя защитными шайбами								

Особолегкая серия диаметров 1

60018 *	80018	8	22	7	0,5	258	138	31 500 **	0,012
60104	80104	20	42	12	1,0	736	454	16 000	0,070
60106 *	80106	30	55	13	1,5	1040	702	10 000	0,12

** Для подшипника 80018 n = 25000

Легкая серия диаметров 2

60014 *	80024	4	13	5	0,3	92	43	31 500	0,003
60025 *	80025	5	16	5	0,5	150	76	31 500	0,005
60026 *	80026	6	19	6	0,5	221	118	31 500	0,008
60027 *	80027	7	22	7	0,5	256	138	25 000	0,013
60029 *	80029	9	26	8	1,0	357	198	25 000	0,019
60200 *	80200	10	30	9	1,0	469	266	20 000	0,030
60201 *	80201	12	32	10	1,0	478	270	20 000	0,037
60202 *	80202	15	35	11	1,0	597	354	16 000	0,045
60203 *	80203	17	40	12	1,0	752	447	16 000 * ¹	0,065
60204 *	80204	20	47	14	1,5	1 000	630	12 500	0,106
60205	80205	25	52	15	1,5	1 100	709	10 000	0,12
60206	80206	30	62	16	1,5	1 530	1 020	10 000 * ²	0,19
60207	80207	35	72	17	2,0	2 010	1 390	8 000	0,29
60208 *	80208	40	80	18	2,0	2 560	1 810	8 000 * ³	0,36
60209	80209	45	85	19	2,0	2 570	1 810	6 300	0,41
60210	80210	50	90	20	2,0	2 750	2 020	6 300	0,46
60212	80212	60	110	22	2,5	4 110	3 150	5 000	0,80
60214	80214	70	125	24	2,5	4 880	3 810	5 000	1,06
60218	80218	90	160	30	3,0	7 350	6 170	3 150	2,2
60220	80220	100	180	34	3,5	9 580	8 060	3 150	3,20

*¹ Для подшипника 80203 n = 12500.

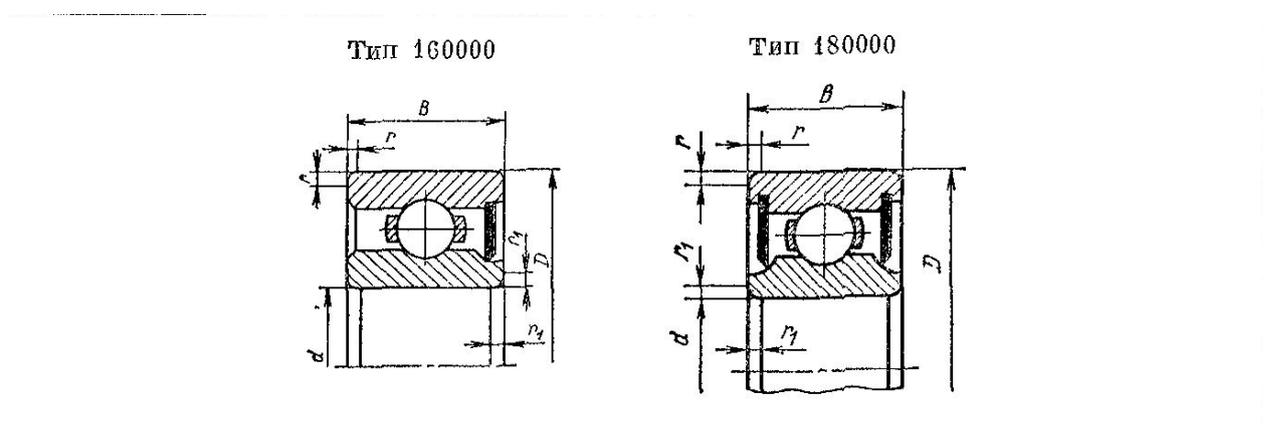
*² Для подшипника 80206 n = 8000.

*³ Для подшипника 80208 n = 6300.

Окончание таблицы П.3.3

Обозначения типо-размеров подшипников		d	D	B	r	C , кгс	C_0 , кгс	n , об/мин	Масса, кг
с одной защитной шайбой	с двумя защитными шайбами								
Средние серии диаметров 3									
60302	80302	15	42	13	1,5	890	551	16 000	0,08
60303	80303	17	47	14	1,5	1 090	680	16 000	0,11
60305	80305	25	62	17	2,0	1 700	1 160	10 000	0,23
60306	80306	30	72	19	2,0	2 200	1 510	8 000	0,34
60307	80307	35	80	21	2,5	2 620	1 790	8 000	0,44
60308	80308	40	90	23	2,5	3 190	2 270	6 300	0,64
60309	80309	45	100	25	2,5	3 780	2 670	6 300	0,80
60310	80310	50	110	27	3,0	4 850	3 630	5 000	1,08
60311	80311	55	120	29	3,0	5 600	4 260	5 000	1,37
60314	80314	70	150	35	3,5	8 170	8 450	4 000	2,50

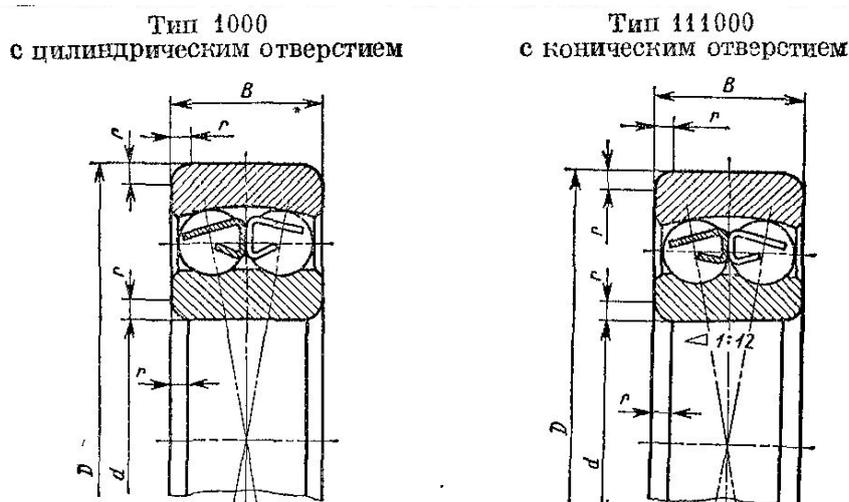
Таблица П. 3.4 Шариковые однорядные подшипники с уплотнением (ГОСТ 8882-)



Легкая серия диаметров 2 и 5, серия ширины 0

Обозначения подшипников серий диаметров 2 и 5 для типов		d	D	B для серий диаметров		r	r_1	C , кгс	C_0 , кгс	n , об/мин	Масса, кг		
160000	180000			2	5								
160200	160500	180200	180500	10	30	9	14	1,0	0,5	468	270	10 000	0,05
160201	160501	180201	180501	12	32	10	14	1,0	0,5	478	270	10 000	0,06
160202	160502	180202	180502	15	35	11	14	1,0	0,5	532	309	6 300	0,06
160203	160503	180203	180503	17	40	12	16	1,0	1,0	750	450	6 300	0,08
160204	160504	180204	180504	20	47	14	18	1,5	1,5	839	510	5 000	0,14
160205	160505	180205	180505	25	52	15	18	1,5	1,5	1 100	709	4 000	0,15
160208	160508	180208	180508	40	80	18	23	2,0	2,0	2 560	1 810	3 150	0,45

Таблица П.3.5 Радиальные сферические двухрядные шарикоподшипники (ГОСТ 5720-)



Обозначения подшипников типа		d	D	B	r	C, кгс	C ₀ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг **
1000	111000							н	жс	D _T	Z	
Легкая серия диаметров												
1005		5	19	6		199	54				8	0,01
1006		6	19	6		195	54				8	0,01
1007		7	22	7	0,5	210	67	25 000	31 500	3,18	10	0,02
1008		8	22	7		206	67				10	0,01
1009	—	9	26	8		297	94	25 000	31 500	3,97	9	0,02
1200		10	30	9		424	136	20 000	25 000	4,76	9	0,03
1201		12	32	10	1,0	433	151	20 000	25 000	4,76	10	0,04
1202		15	35	11		579	205	16 000	20 000	5,56	10	0,05
1203 *		17	40	12		613	247	16 000	20 000	5,56	12	0,07
1204 *	111204	20	47	14		772	324	12 500	16 000	6,35	12	0,12
1205 *	111205	25	52	15	1,5	944	410	12 500	16 000	7,14	12	0,14
1206 *	111206	30	62	16		1 220	592	10 000	12 500	7,94	14	0,22
1207 *	111207	36	72	17		1 230	678	8 000	10 000	7,94	16	0,32
1208 *	111208	40	80	18		1 510	872	8 000	10 000	8,73	17	0,42
1209 *	111209	45	85	19	2,0	1 700	977	6 300	8 000	9,53	16	0,47
1210 *	111210	50	90	20		1 700	1 100	6 300	8 000	9,53	18	0,53
1211 *	111211	55	100	21		2 100	1 360	5 000	6 300	10,32	19	0,71
1212	111212	60	110	22		2 380	1 580	5 000	6 300	11,11	19	0,88
1213 *	111213	65	120	23	2,5	2 440	1 750	5 000	6 300	11,11	21	1,15
1214	111214	70	125	24		2 700	1 910	4 000	5 000	11,90	20	1,26
1215	111215	75	130	25		3 050	2 180	4 000	5 000	12,7	20	1,36
1216	111216	80	140	26		3 140	2 400	4 000	5 000	12,7	22	1,67
1217	111217	85	150	28	3,0	3 870	2 900	3 150	4 000	14,29	21	2,10
1218	111218	90	160	30		4 470	3 240	3 150	4 000	15,86	19	2,5
1220	111220	100	180	34		5 440	4 120	3 150	4 000	17,46	20	3,7
1222	111222	110	200	38	3,5	5 870	4 500	2 500	3 150	19,84	20	4,4

** Масса приведена для подшипников типа 1000.

Окончание таблицы П. 3.5

Обозначения подшипников типа		d	D	B	r	C, кгс	C ₀ , кгс	n, об/мин		Шарики		Масса, кг **
1000	111000							п	ж	D _T	Z	
Легкая широкая серия диаметров												
1506 *	111506	30	62	20	1,5	1 190	581	8 000	10 000	7,94	14	0,26
1507 *	111507	35	72	23	2,0	1 690	838	8 000	10 000	9,53	14	0,56
1508	111508	40	80	23	2,0	1 750	964	6 300	8 000	9,53	16	0,51
1509	111509	45	85	23	2,0	1 820	1 090	6 300	8 000	9,53	18	0,55
1510	111510	50	90	23	2,0	1 820	1 150	5 000	6 300	9,53	19	0,59
1515	111515	75	130	31	2,5	3 900	2 450	3 150	4 000	13,49	20	1,75
1516	111516	80	140	33	3,0	3 830	2 740	3 150	4 000	14,29	20	2,0
1517	111517	85	150	36	3,0	4 570	3 210	2 500	3 150	15,88	19	2,5
Средняя серия диаметров												
1300	—	10	35	11	1,0	569	184	16 000	20 000	5,56	9	0,06
1301 *	—	12	37	12	1,5	739	240	16 000	20 000	6,35	9	0,07
1302	—	15	42	13		737	268	16 000	20 000	6,35	10	0,09
1303	—	17	47	14		973	373	12 500	16 000	7,14	11	0,13
1304 *	111304	20	52	15	2,0	976	409	10 000	12 500	7,14	12	0,15
1305 *	111305	25	62	17		1 410	612	8 000	12 500	8,73	12	0,26
1306	111306	30	72	19		1 680	790	8 000	10 000	9,53	13	0,39
1307	111307	35	80	21	2,5	2 000	1 000	6 300	8 000	10,32	14	0,50
1308 *	111308	40	90	23		2 330	1 240	6 300	8 000	11,11	15	0,70
1309	111309	45	100	25		3 000	1 620	5 000	6 300	12,7	15	0,96
1310 *	111310	50	110	27	3,0	3 410	1 780	5 000	6 300	14,29	13	1,21
1311 *	111311	55	120	29		4 060	2 290	4 000	5 000	15,08	15	1,58
1312 *	111312	60	130	31	3,5	4 580	2 710	4 000	5 000	15,88	16	1,96
1313 *	111313	65	140	33		4 920	2 990	4 000	5 000	16,67	16	2,5
1314 *	111314	70	150	35		5 860	3 590	3 150	4 000	18,26	16	3,0
1315 *	111315	75	160	37		6 240	3 910	3 150	4 000	19,05	16	3,6
1316	111316	80	170	39		6 990	4 300	3 150	4 000	20,64	15	4,3
1317	111317	85	180	41	4,0	7 720	4 950	3 150	4 000	21,43	16	5,1
1318	111318	90	190	43		9 180	5 720	2 500	3 150	23,81	15	5,7
1320	111320	100	215	47		11 300	7 340	2 500	3 150	26,99	15	8,3
Средняя широкая серия диаметров												
1605 *	111605	25	62	24	2,0	1 890	760	8 000	10 000	10,32	11	0,34
1606 *	111606	30	72	27		2 440	1 020			11,91		0,50
1607 *	111607	35	80	31	2,5	3 050	1 300	6 300	8 000	13,49	11	0,68
1608	111608	40	90	33		3 490	1 600	5 000	6 300	14,29	12	0,93
1609	111609	45	100	36		4 230	1 980	5 000	6 300	15,88	12	1,23
1610 *	111610	50	110	40	3,0	5 000	2 390	5 000	6 300	17,46	12	1,61
1611 *	111611	55	120	42		5 860	2 860	4 000	5 000	19,05	12	2,10
1612 *	111612	60	130	46	3,5	6 770	3 360	4 000	5 000	20,64	12	2,60
1613 *	111613	65	140	48		7 530	3 930	3 150	4 000	21,43	13	3,20
1614 *	111614	70	150	51		8 570	4 540	3 150	4 000	23,02	13	3,92
1616	111616	80	170	58		10 700	5 880	2 500	3 150	26,99	13	6,10

Таблица П.3.6 Предельные отклонения диаметров подшипников качения.

Шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные подшипники.

Кольца внутренние, ширина колец.

Номинальный диаметр отверстия d , мм	Отверстие			Ширина кольца B	Непостоянство ширины кольца U_p	Радиальное биение дорожки качения R_i				
	цилиндрическое		коническое (конусность 1:12) $\Delta d_k - \Delta d$							
	d_m	d^*								
	Отклонения, мкм									
верхние	нижние	верхние	нижние	нижние	верхние	верхние	нижние	не более		
Класс точности P0										
От 0,6 до 2,5	0	-8	+1	-9	0	-	0	-40	12	10
Св. 2,5 * 10	0	-8	+2	-10	0	+15	0	-120	15	10
* 10 * 18	0	-8	+3	-11	0	+18	0	-120	20	10
* 18 * 30	0	-10	+3	-13	0	+21	0	-120	20	13
* 30 * 50	0	-12	+3	-15	0	+25	0	-120	20	15
* 50 * 80	0	-15	+4	-19	0	+30	0	-150	25	20
* 80 * 120	0	-20	+5	-25	0	+35	0	-200	25	25
* 120 * 180	0	-25	+6	-31	0	+40	0	-250	30	30
* 180 * 250	0	-30	+8	-38	0	+46	0	-300	30	40
Класс точности P6										
От 0,6 до 2,5	0	-7	+1	-8	-	-	0	-40	12	5
Св. 2,5 * 10	0	-7	+1	-8	0	+9	0	-120	15	6
* 10 * 18	0	-7	+1	-8	0	+11	0	-120	20	7
* 18 * 30	0	-8	+1	-9	0	+13	0	-120	20	8
* 30 * 50	0	-10	+1	-11	0	+16	0	-120	20	10
* 50 * 80	0	-12	+2	-14	0	+19	0	-150	25	10
* 80 * 120	0	-15	+3	-18	0	+22	0	-200	25	13
* 120 * 180	0	-18	+3	-21	0	+25	0	-250	30	18
* 180 * 250	0	-22	+4	-26	0	+29	0	-300	30	20

Продолжение таблицы П 3.6.

Номинальный диаметр отверстия d , мм	Отверстие				Ширина кольца B	Непостоянство ширины кольца U_p	Радиальное биение дорожки качения R_i	Биение базового торца относительно отверстия S_i	Осевое биение дорожки качения A_i^{**}		
	цилиндрическое	коническое (конусность 1 : 12)									
	d_m, d^*	$\Delta d_K - \Delta d$									
	Отклонения, мкм										
верхние	нижние	нижние	верхние	верхние	нижние	не более					
К л а с с т о ч н о с т и P5											
От	0,6 до 2,5	0	-5	-	-	0	-40	5	3,5	7	7
Св.	2,5 » 10	0	-5	0	+6	0	-40	5	3,5	7	7
»	10 » 18	0	-5	0	+8	0	-80	5	3,5	7	7
»	18 » 30	0	-6	0	+9	0	-120	5	4	8	8
»	30 » 50	0	-8	0	+11	0	-120	5	5	8	8
»	50 » 80	0	-9	0	+13	0	-150	6	5	8	8
»	80 » 120	0	-10	0	+15	0	-200	7	6	9	9
»	120 » 180	0	-13	0	+18	0	-250	8	8	10	10
»	180 » 250	0	-15	0	+20	0	-300	10	10	11	13
К л а с с т о ч н о с т и P4											
От	0,6 до 2,5	0	-4	-	-	0	-40	2,5	2,5	3	3
Св.	2,5 » 10	0	-4	-	-	0	-40	2,5	2,5	3	3
»	10 » 18	0	-4	-	-	0	-80	2,5	2,5	3	3
»	18 » 30	0	-5	0	+6	0	-120	2,5	3	4	4
»	30 » 50	0	-6	0	+7	0	-120	3	4	4	4
»	50 » 80	0	-7	0	+8	0	-150	4	4	5	4
»	80 » 120	0	-8	0	+10	0	-200	4	5	5	5
»	120 » 180	0	-10	0	+12	0	-250	5	6	6	7
»	180 » 250	0	-12	0	+14	0	-300	6	8	7	8

Окончание таблицы П 3.6.

Интервал диаметров D , мм		Класс точности подшипников									
		P0		P3		P5		P4		P2	
		Предельное отклонение диаметра D_m , мкм									
		es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
От 2,5	до 6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5
Св. 6	» 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5
» 18	» 30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4
» 30	» 50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	0	-4
» 50	» 80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	0	-4
» 80	» 120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	0	-5
» 120	» 150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	0	-5
» 150	» 180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7
» 180	» 250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	0	-8
» 250	» 315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	0	-8
» 315	» 400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15	0	-10
» 400	» 500	0	-45	0	-33	0	-23	—	—	—	—
» 500	» 630	0	-50	0	-38	0	-28	—	—	—	—
» 630	» 800	0	-75	0	-45	0	-35	—	—	—	—
» 800	» 1000	0	-100	0	-60	—	—	—	—	—	—
» 1000	» 1250	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—
» 1250	» 1600	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—
» 1600	» 2000	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—
» 2000	» 2500	0	-250	—	—	—	—	—	—	—	—

Список использованной литературы

1. Мягков, В.Д. Допуски и посадки: справочник. В 2-х т. / В.Д. Мягков, М.А. Палей. – 6-е изд. – Л., 1982. – Т.1. – 543 с.
2. Мягков, В.Д. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х т. / В.Д. Мягков, М.А. Палей. – 6-е изд. – Л., 1982. – Т.2. – 543 с.
3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. / В.И. Анурьев. – 8-е изд. – М., 2001. - Т.1. – 920 с.
4. Козловский, Н.С. Сборник примеров и задач по курсу «Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения» / Н.С. Козловский, В.М. Ключников. – М., 1983. – 304 с.
5. Решетов, Д.Н. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов. – М., 1988. – 238 с.
6. Дунаев, П.Ф. Допуски и посадки. Обоснование выбора / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М., 1984. – 112 с.
7. Аристов, А.И. Метрология, стандартизация и сертификация / А.И. Аристов, Л.И. Карпов. – 4-е изд., - М., 2008. – 384 с.
8. Соломахо, В.Л. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения / В.Л. Соломахо, Б.В. Цитович. – Мн., 2004. – 296с.
9. Иванов, А.И. Основы взаимозаменяемости и технические измерения / А.И. Иванов. – М., 1975. – 496 с.
10. Зябрева, Н.Н. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Н.Н. Зябрева, Е.И. Перельман. – М., 1977. – 204 с.
11. Зенкин, А.С. Допуски и посадки в машиностроении: справочник. / А.С. Зенкин, И.В. Петко. – 3-е изд. – Киев, 1990 – 320 с.
12. Анухин, В.И. Допуски и посадки: учебное пособие / В.И. Анухин. – 3-е издание. - СПб.: Питер, 2005. - 207с.
13. Сергеев, А.Г. Метрология, стандартизация, сертификация: учеб.пособие для вузов/ А.Г. Сергеев, М.В. Латышев, В.В. Терегеря. - М.: Логос, 2003. - 536 с.
14. Метрология, стандартизация и сертификация. / Я.М. Радкевич и др. – М.: Высш.шк., 2006. - 800 с.

Учебное издание

Афонин Сергей Борисович

Гаврилин Валерий Михайлович

Гущина Татьяна Владимировна

Учебное пособие для проведения практических занятий
по курсу «Основы взаимозаменяемости»

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный
химико-технологический университет»

153000, г. Иваново, Шереметевский пр., 7