

1. ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые механизмы с цилиндрическими эвольвентными колёсами являются наиболее распространёнными передаточными механизмами (ПМ) и предназначены для преобразования вращательных движений между валами, оси которых параллельны. В механизмах приборов и модулях для уменьшения скоростей вращения выходных звеньев и увеличения крутящих моментов широко используются малогабаритные зубчатые редукторы простого ряда.

В современном приборостроении на одном из первых мест стоит вопрос повышения точности механизмов приборов. Этому добиваются за счёт повышения точности элементов передачи и использования специальных технологических и конструкторских приёмов, некоторые из этих приемов рассмотрены в пособии.

Составными частями разработки конструкций зубчатого механизма является решение расчётных и конструкторских задач, относящихся к типовым элементам конструкций приборов: зубчатым колёсам, валам, опорам, соединениям и несущим элементам. Поэтому зубчатые механизмы являются удобным объектом для получения начальных знаний и навыков в области конструирования и выбора типовых элементов механизмов приборов.

В предлагаемом пособии, наряду с необходимыми теоретическими сведениями по проектированию мелко модульных зубчатых передач, имеется достаточно обширный практический и справочный материал по элементам передач, облегчающий проектирование узлов точной механики.

При проектировании в приборостроении разработчики в большинстве случаев проводят только проверочные расчеты, так как обычно размеры деталей выбирают из конструктивных соображений.

В учебном проектировании необходимо проводить и проектировочные расчеты, чтобы показать связь между исходными данными и назначаемыми размерами деталей.

2. ЭТАПЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 2.1. Проектировочные расчеты передаточного механизма.
- 2.2. Разработка компоновочного чертежа передаточного механизма.
- 2.3. Проверочные расчеты передаточного механизма.
- 2.4. Оформление конструкторской документации.

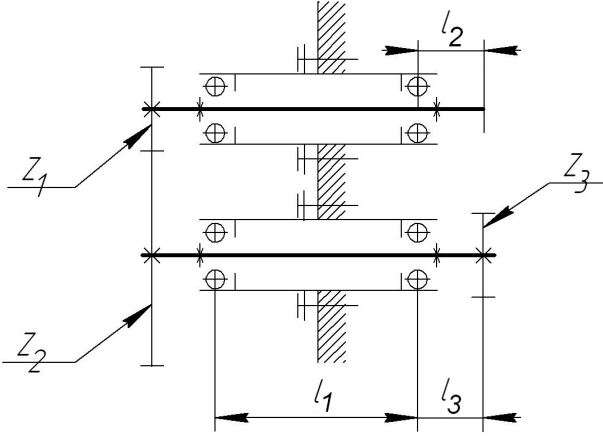
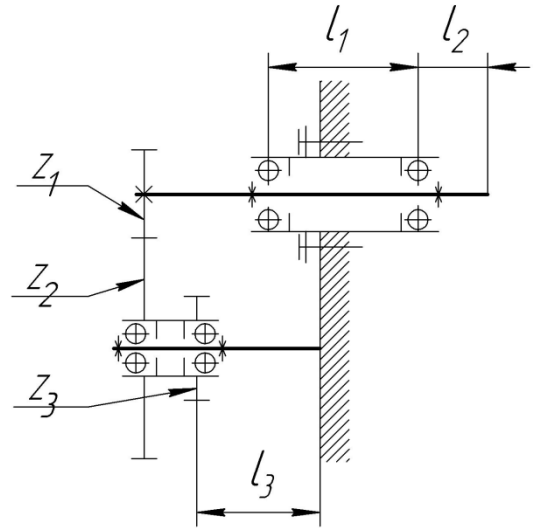
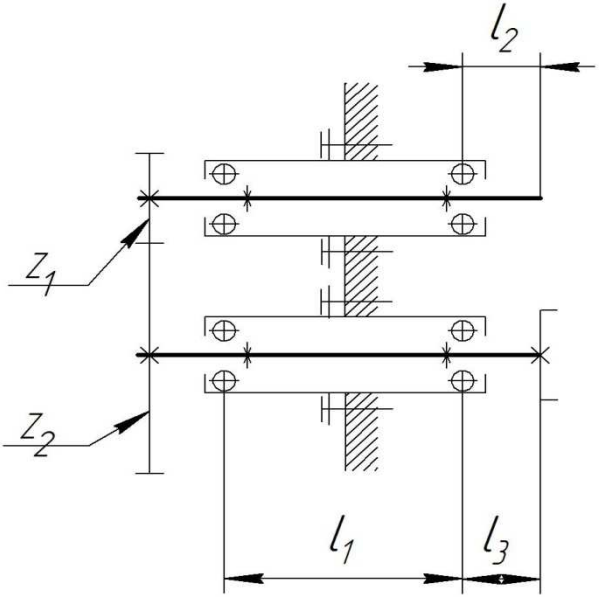
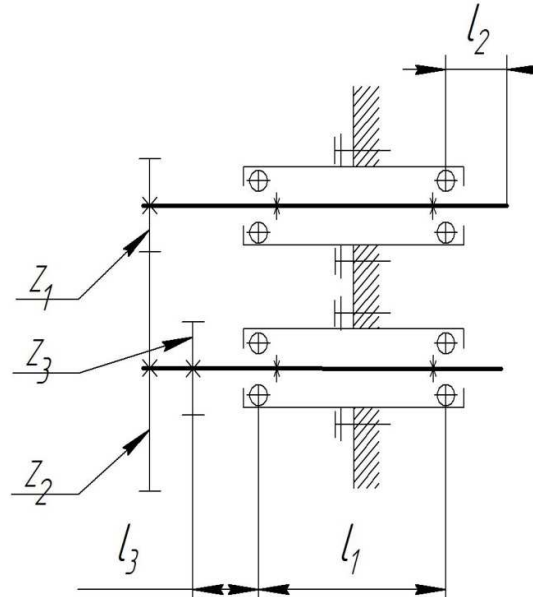
3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Для каждого варианта исходных данных на проектирование передаточного механизма указывается номер схемы по табл. 3.1 и номер строки по табл. 3.3. Каждая строка табл.3.3 соответствует одному варианту задания.

Для ряда схем данные табл.3.3 используются не полностью. В связи с этим в примечаниях к таблице указываются возможные исключения.

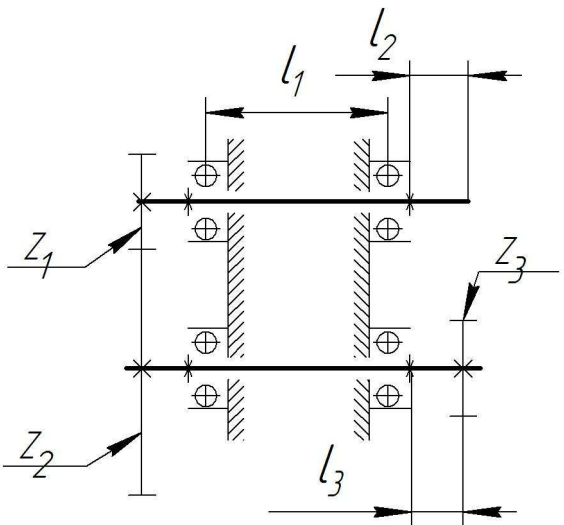
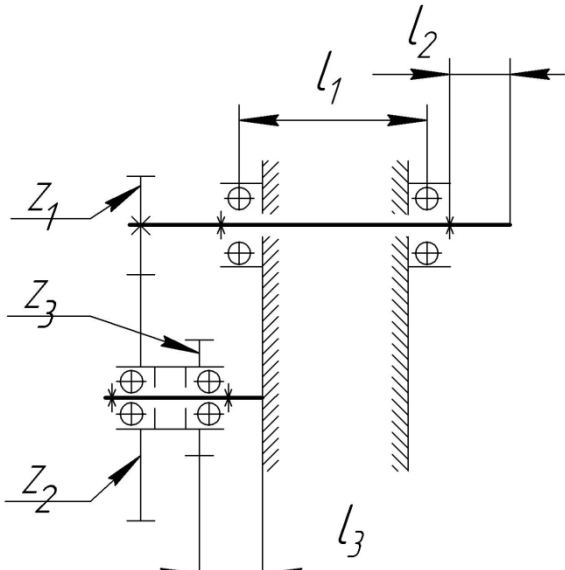
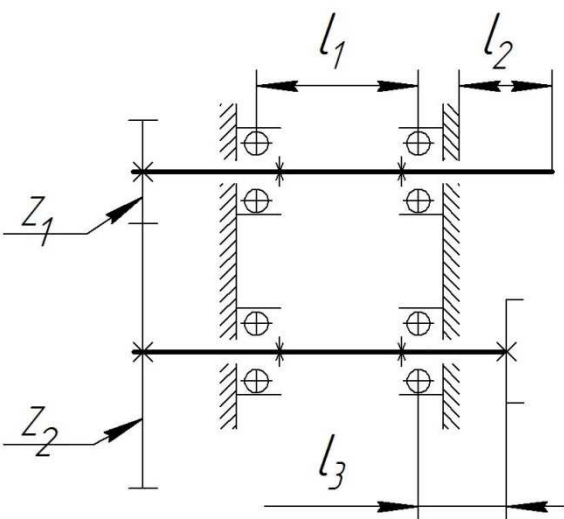
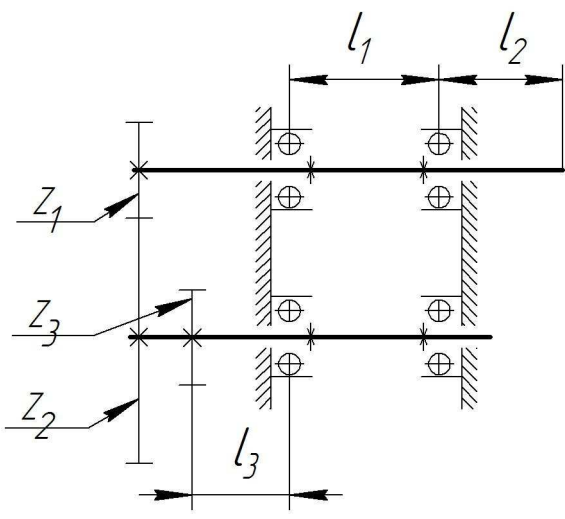
Таблица 3.1

Схемы механизмов

1		2	
3		4	

5		6	
7		8	

9		10	
11		12	

13	
14	
15	
16	

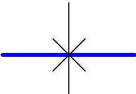
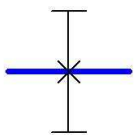
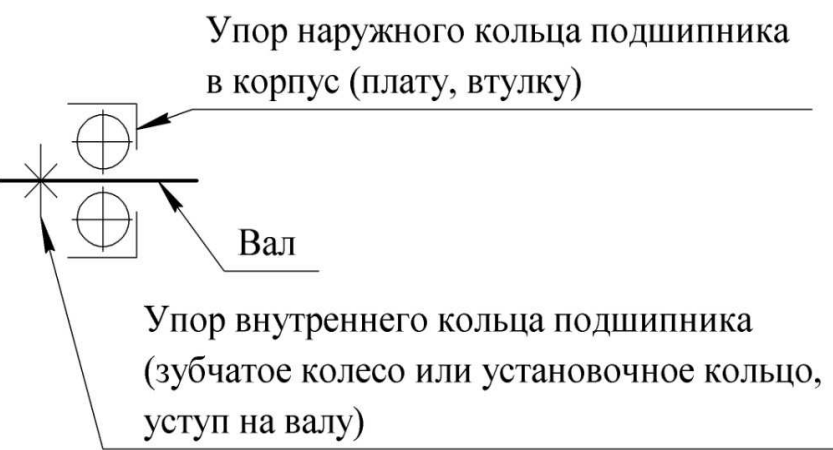
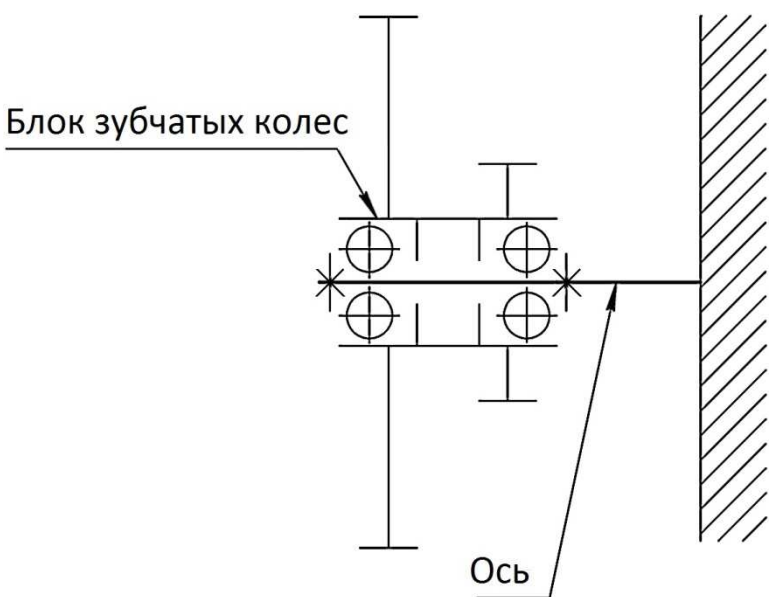
17		18	
19		20	

21		22	
23		24	

25	
26	
27	
28	

Таблица 3.2

Условные обозначения, используемые в таблице 3.1

	Обозначение жёсткого крепления детали на валу. При таком креплении деталь не может двигаться вдоль оси вала и вращаться вокруг неё. В данной работе предполагается осуществлять жёсткое крепление деталей с помощью штифтов.	
	Жёсткое крепление зубчатого колеса на валу.	
	Жёсткое крепление двухпальцевой полумуфты на валу.	
		Подшипниковый узел
		Подшипниковый узел

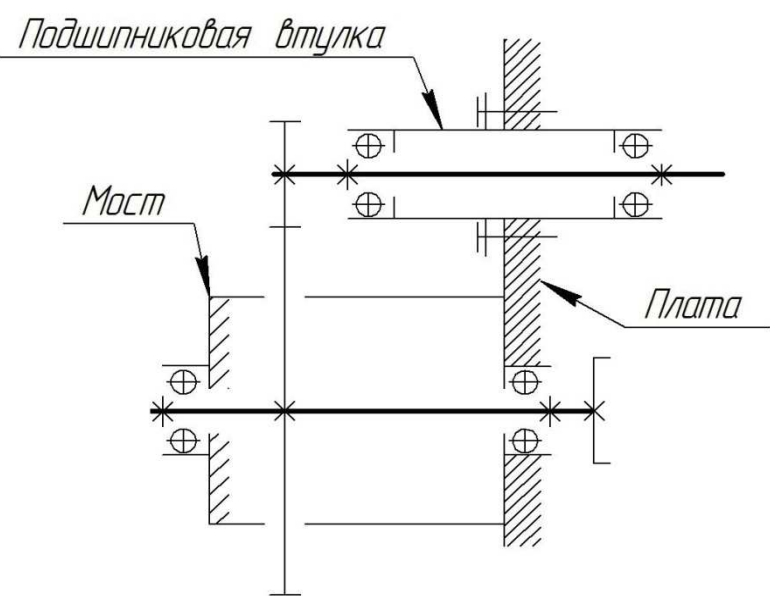
 <p>Подшипниковая втулка</p> <p>Мост</p> <p>Плата</p>	<p>Несущие элементы</p>
---	-------------------------

Таблица 3.3

Варианты исходных данных

N_0	z_1	u_{12}	z_3	Δa	T_2	$[\theta]10^{-4}$	$[\Delta f]10^{-3}$	S_1	k_1	k_2	$Ст. точн.$	n_1	L_h
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	14	3,5	24	-	500	1	1,2	6	2	8	9-F	3000	10000
2	25	3,0	30	-0,12	800	0,5	1,8	14	3	12	7-G	2000	8000
3	15	3,4	25	-	250	0,2	1,6	4	1	2	8-F	1000	6000
4	26	2,5	26	+0,15	300	1	1,7	4	1	5	7-F	1500	6000
5	16	3,0	30	-	450	0,5	1,4	5	1	6	9-F	2000	8000
6	28	4,0	26	-0,16	480	0,2	1,3	6	2	7	7-H	1500	5000
7	15	3,8	32	-	750	1	1,5	9	3	11	8-F	2500	8000
8	30	3,5	30	+0,2	280	0,5	1,2	4	1	3	8-G	3000	10000
9	14	3,5	25	0	520	0,2	1,8	7	2	8	9-F	2500	8000
10	24	3,0	26	-0,15	480	1	1,6	6	2	8	7-H	2000	6000
11	13	4,0	30	-	700	0,5	1,7	8	3	9	8-F	1000	5000
12	26	4,0	24	+0,16	250	0,2	1,4	4	1	2	8-G	1500	6000
13	14	3,0	32	-	400	1	1,3	5	1	6	9-F	3000	10000
14	24	3,0	24	+0,12	450	0,5	1,5	6	2	7	7-F	3000	10000
15	14	4,0	25	-	750	0,2	1,2	9	3	10	9-E	2000	8000
16	25	3,4	26	-0,15	200	1	1,8	4	1	2	8-G	1500	6000
17	15	3,0	28	-	800	0,5	1,6	13	3	11	9-F	1000	5000
18	26	3,5	30	+0,14	250	0,2	1,7	5	1	3	7-H	1500	5000
19	16	3,5	28	-	480	1	1,4	6	3	9	9-E	2000	6000
20	34	2,5	26	-0,2	780	0,5	1,3	11	3	10	8-F	2500	8000
21	15	4,2	25	-	270	0,2	1,5	4	1	3	9-E	3000	10000
22	30	2,8	24	+0,18	450	1	1,2	6	3	8	7-G	2500	8000
23	14	3,5	25	-	300	0,5	1,8	4	2	6	9-F	2000	8000
24	28	2,5	26	-0,16	810	0,2	1,6	15	3	11	8-F	1500	6000
25	13	4,0	28	-	290	1	1,7	4	2	5	9-F	1000	5000
26	26	3,0	30	+0,21	390	0,5	1,4	6	3	7	7-E	1500	5000
27	14	3,5	32	-	180	0,2	1,3	4	1	2	9-E	2000	8000
28	15	2,4	28	-0,2	200	1	1,5	4	1	3	8-F	2500	8000
29	15	4,2	24	-	400	0,5	1,2	5	3	7	9-F	3000	1000
30	24	2,5	26	+0,15	790	0,2	1,8	13	3	12	7-F	2500	8000
31	16	3,5	25	-	210	1	1,6	4	1	3	9-E	2000	8000
32	25	3,0	28	-0,18	300	0,5	1,7	6	2	6	7-H	1500	6000
33	14	4,0	24	-	480	0,2	1,4	7	3	8	9-F	1000	5000
34	32	3,0	24	+0,15	300	1	1,3	5	2	5	7-G	1000	5000
35	15	3,2	26	-	800	0,5	1,5	14	5	10	9-F	1500	8000
36	30	2,8	28	+0,16	500	0,2	1,2	5	2	6	8-F	2000	5000
37	16	3,5	30	-	780	1	1,8	9	3	9	9-E	2500	8000
38	28	2,5	28	+0,18	550	0,5	1,6	7	3	7	7-G	3000	10000
39	15	4,2	26	-	400	0,2	1,7	5	2	5	9-E	2500	80000
40	26	3,5	24	-0,2	280	1	1,4	4	1	3	8-E	2000	5000
41	14	4,0	26	-	200	0,5	1,3	4	1	2	9-F	1500	3000
42	24	2,5	28	+0,2	530	0,2	1,5	8	3	7	7-H	1000	5000
43	13	4,0	30	-	750	1	1,2	8	3	8	9-E	1200	5000
44	2 6	3,0	28	+0,18	250	0,5	1,8	6	1	2	7-G	1500	8000

Продолжение табл. 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
45	12	4,5	26	-	580	0,2	1,6	5	3	7	9-F	2000	5000
46	28	2,5	24	+0,16	270	1	1,7	4	1	3	8-F	2500	8000
47	14	4,0	26	0	450	0,5	1,4	5	2	5	9-E	3000	10000
48	30	2,5	28	-0,15	480	0,2	1,3	6	2	6	8-E	2500	8000
49	15	3,6	30	-	300	1	1,5	5	2	3	9-E	2000	6000
50	32	3,5	28	+0,2	280	0,5	1,2	5	1	3	7-E	1500	5000

В табл.3.1 и табл. 3.3 приняты обозначения:

\mathcal{N} – номер варианта исходных данных;

z_1 – число зубьев шестерни входного (ведущего) вала;

u_{12} – передаточное число зубчатой пары;

z_3 – число зубьев шестерни выходного (ведомого) вала;

Δa – изменение межосевого расстояния, мм;

T_2 – нагрузочный момент на выходном валу передачи, Н·мм;

$[\theta]$ – допускаемый угол закручивания вала на единицу длины, рад/мм;

$[\Delta f]$ – допускаемая стрела изгиба на единицу длины вала, мкм/мм;

S_1 – коэффициент запаса прочности материала вала;

k_1 – вариант марки материала вала (табл. 4.2);

k_2 – вариант марки материала зубчатого колеса (табл. 4.2);

Ст. точн. – степень точности и вид сопряжения зубчатых колёс;

n_1 – частота вращения входного вала, об/мин;

L_h – срок службы зубчатой передачи, ч;

Примечания:

1. Размеры l_1 , l_2 , l_3 , вычисляются по формулам:

$$l_1 = \psi_1 d_{min}, \text{ где } \psi_1 = (3 \dots 8);$$

$$l_2 = \psi_2 d_{min}, \quad \psi_2 = (1,5 \dots 2,5);$$

$$l_3 = \psi_3 d_{min}, \quad \psi_3 = (0,5 \dots 3), \text{ где}$$

d_{min} – минимальный диаметр вала, определяемый при проектировочном расчете.

2. При заданном изменении межосевого расстояния Δa , геометрический расчет зубчатой передачи проводить из условия обеспечения межосевого расстояния a_w .

3. При заданном числе зубьев шестерни $z_1 < 17$, геометрический расчет зубчатой передачи проводить из условия устранения подрезания зубьев.

Текстовые документы должны соответствовать ЕСКД [4], при наборе использовать шрифт Times New Roman, 14; расчеты выполнять в системе СИ.

4. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

4.1. Основные положения

Проектировочный расчет имеет целью определение ориентировочных размеров передачи по заданным нагрузкам и условиям работы на стадии структурного синтеза.

Расчеты зубчатых цилиндрических эвольвентных колес для передач внешнего зацепления стандартизованы [6, 7].

Обозначения основных геометрических параметров эвольвентной зубчатой передачи представлены на рис. 4.1 [5].

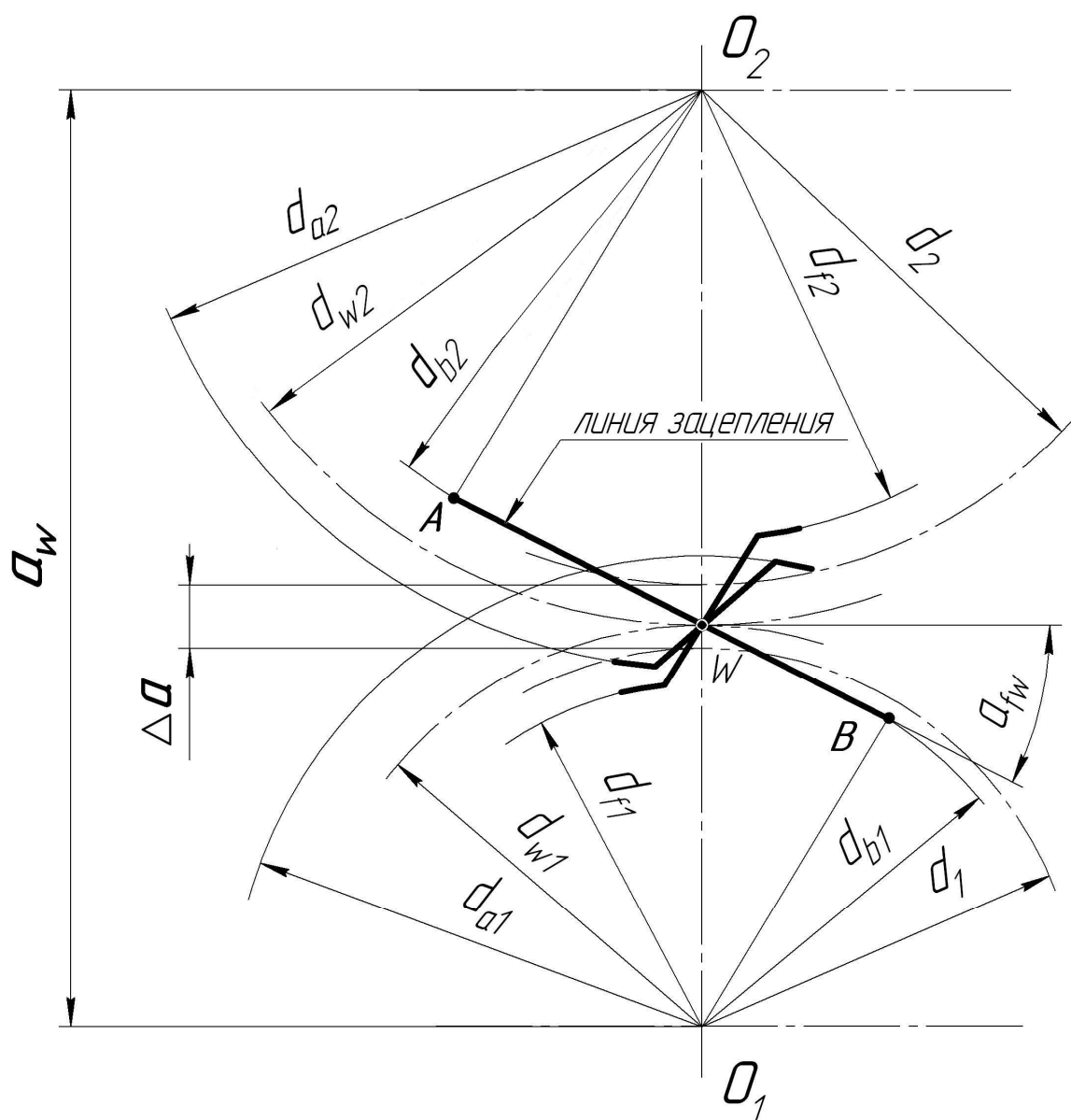


Рис. 4.1. Геометрические размеры зубчатой цилиндрической эвольвентной передачи со смещением.

Эвольвентные зубчатые колеса нарезают инструментом, геометрия которого соответствует стандартному исходному контуру [8, 9] (табл.4.6).

При нарезании эвольвентных зубчатых колес методом обкатывания смещение инструмента позволяет влиять на параметры зубчатой передачи: устранять подрезание зубьев, изменять монтажное межосевое расстояние, прочность зубьев, износостойкость рабочих поверхностей, интерференцию зубьев, коэффициент перекрытия, заострение зубьев.

Таким образом, выбором коэффициента смещения можно активно и в широких пределах влиять на геометрические, кинематические и прочностные параметры зубчатой передачи. Оптимально учесть влияние ряда факторов на свойства зубчатой пары можно при выборе коэффициентов смещения по блокирующим контурам [6, 10].

В зависимости от исходных данных в работе предусматривается проведение расчёта геометрических параметров зубчатой передачи из условий обеспечения:

- а) заданного межосевого расстояния;
- б) устранения подрезания зубьев.

Геометрические размеры зубчатых колес выражаются через расчетный модуль [5].

4.2. Выбор модуля зацепления

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес в качестве стандартной величины выбран нормальный модуль зубьев $m = p/\pi$,

где: а) для цилиндрических прямозубых колес

p – шаг зубьев на делительной окружности;

б) для цилиндрических косозубых колес

p – нормальный шаг зубьев на делительном цилиндре.

Стандарты предусматривают два ряда значений модулей зубьев, которые с ограничением приведены в табл. 4.1, первый ряд является предпочтительным [9, 11].

Таблица 4.1

Стандартные значения модуля, мм

Ряд 1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
Ряд 2	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75

Зубчатые передачи с модулями $m < 1$ мм называют мелкомодульными, а при $m \leq 1$ – крупномодульными.

При назначении модуля зубьев необходимо руководствоваться следующими показателями: а) влиянием модуля на точность передачи; б) влиянием модуля на прочность и износ передачи; в) конструктивными особенностями механизма.

Повышению точности передачи способствует уменьшение модуля и увеличение числа зубьев. Накопленная погрешность шага, радиальное биение и некоторые другие погрешности могут быть существенно снижены, если модуль

зубчатых колес будет уменьшен, но при сохранении делительных диаметров колес, т.е. при соответствующем увеличении числа зубьев.

Однако с уменьшением модуля зубьев снижается их прочность. Поэтому минимально допустимые значения модуля следует определять из условий прочности зубьев и назначать по табл. 4.1, округляя в большую сторону.

Конструктивные особенности механизма ставят дополнительные условия при выборе модуля зубьев: следует учитывать соответствие получающихся размеров передаточного механизма допустимым габаритам проектируемого узла, допустимым значениям приведенного момента инерции подвижных элементов конструкции, размерам и размещению шкал в шкальных механизмах, условиям компоновки узла и т.п. В этом случае значения модуля зубьев, назначаемые по табл. 4.1, могут варьироваться с большим коэффициентом запаса.

В данной работе предлагается проекторочный расчет зубьев из условий контактной и изгибной выносливости.

4.3. Выбор материала для зубчатых колес

При выборе материала зубчатых колес необходимо учитывать их назначение, условия работы, технологию изготовления, применяемое оборудование.

В качестве материалов для изготовления зубчатых колес применяют стали различных марок, цветные металлы и пластические массы [1, 3]:

1) при окружных скоростях $V \leq 3$ м/с, используют углеродистые стали 15, 20, 35, 40, 45, 50 с нормализацией и термоулучшением, а также стали 40, 45 с термообработкой (закалка с высоким отпуском);

2) при реверсивном режиме работы с окружной скоростью $V \geq 3$ м/с и значительным удельным давлением – легированные стали 15Х, 20Х, 20ХГ, 12ХН3А, 40Х, 40ХН, 30ХГСН, 37ХН3А;

3) валы-шестерни (трибы) – конструкционные стали 45, 50 и высококачественные стали У7АВ, У8А, У10А.

Для повышения коррозионной стойкости зубчатых колес используют легированные стали 1Х13, 4Х13, 1Х18Н9Т, 9Х18.

Зубчатые колеса, работающие при повышенных окружных скоростях и высоких требованиях к износоустойчивости рабочих поверхностей зубьев, изготавливают из легированных сталей 40Х, 38ХМЮА, 35ХЮА, ШХ15 с предварительной термообработкой и последующим азотированием рабочих поверхностей.

Для изготовления малоинерционных зубчатых колес применяют алюминиевые сплавы В95Т1, Д16Т и АМг6 с твердым анодированием.

В передачах с небольшими удельными давлениями и небольшими скоростями зубчатые колеса изготавливаются из латуни ЛС59-1Т, Л62Т.

В передачах с большими удельными давлениями и небольшими скоростями зубчатые колеса изготавливают из бронзы БрА9Ж-4, БрА9Мц2, в скоростных – из бронзы БрОФ6, 5–1,5; БрОФ10-1 и БрА10.

В приборостроении для изготовления зубчатых колес также широко применяются неметаллические материалы [2, 3].

Характеристики механических свойств металлов, наиболее часто применяемых для изготовления зубчатых колес, представлены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Механические характеристики некоторых металлов, используемых для изготовления зубчатых колес

№	Материал	Термо- обработка	Механические характеристики		Твер- дость НВ
			σ_B , МПа	σ_T , МПа	
1	Сталь 20	Нормализация	420	250	145
2	Сталь 30	Нормализация	500	300	160
3	Сталь 35	Нормализация	530	320	165
4		Объемная закалка	680	440	370
5	Сталь 40	Нормализация	600	340	180
6	Сталь 45	Нормализация	610	360	180
7		Улучшение	690	490	220
8	Сталь 50	Нормализация	640	380	220
9	Сталь 15X	Объемная закалка	685	490	179
10	Сталь 20X	Нормализация	800	650	235
11	Сталь 35X	Нормализация	910	730	250
12	Сталь 40X	Улучшение	850	550	265
13		Объемная закалка	1100	900	270
13	Сталь У10А	Объемная за- калка	1250	900	330
14	Латунь ЛС59–1Т	Отжиг	350	140	80
15	Бронза БрАЖ9–4	Отжиг	350	194	110
16	Бронза БрОФ10–1	Гомогенизация	250	160	90
17	Бронза БрАМц9–2	Отжиг	450	195	90
18	В95Т1	Закалка и ис- кусственное старение	500	410	130

4.4. Расчет зубчатых колес

Расчет на прочность эвольвентных цилиндрических металлических зубчатых колес регламентируется [7]. В нем учитывается множество различных факторов со сложным взаимодействием, поэтому выполнение расчета в полном объеме чрезмерно трудоемко. При проектировании возникает задача приближенных расчетов, которые позволяют с незначительной затратой времени определить предварительные размеры зубчатой передачи или оценить её нагрузочную способность на стадии выбора схемы передаточного механизма. Проектный расчет не может заменить проведение проверочного расчета. Рассчитывается нормальный модуль m .

4.4.1. Расчет на контактную выносливость

Исходные данные:

$T_{2H} = T_2$ – момент нагрузки, u – передаточное число, ψ_{bd} или ψ_{ba} – коэффициенты относительной ширины венца зубчатого колеса, β – угол наклона, способ термической или химико-термической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

Расчетные зависимости:

Ориентировочное значение диаметра начальной окружности шестерни d_{w1} определяют по формуле

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u^2}}, \quad (4.1)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_d = 770$, для косозубых передач $K_d = 675$.

Ориентировочное значение межосевого расстояния a_w определяют по формуле

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (4.2)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых передач $K_a = 430$.

Коэффициенты относительной ширины венца зубьев $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$ и $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$

связаны между собой зависимостью $\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba} (u+1)}{2}$.

Значения коэффициента ψ_{bd} выбирают в пределах: $0.15 \leq \psi_{bd} \leq 0.5$, меньшие значения – для приборных малонагруженных передач.

Значения коэффициента $K_{H\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают по графику рис 4.2 в зависимости от коэффициента ψ_{bd} и от номера схемы расположения зубчатых колес.

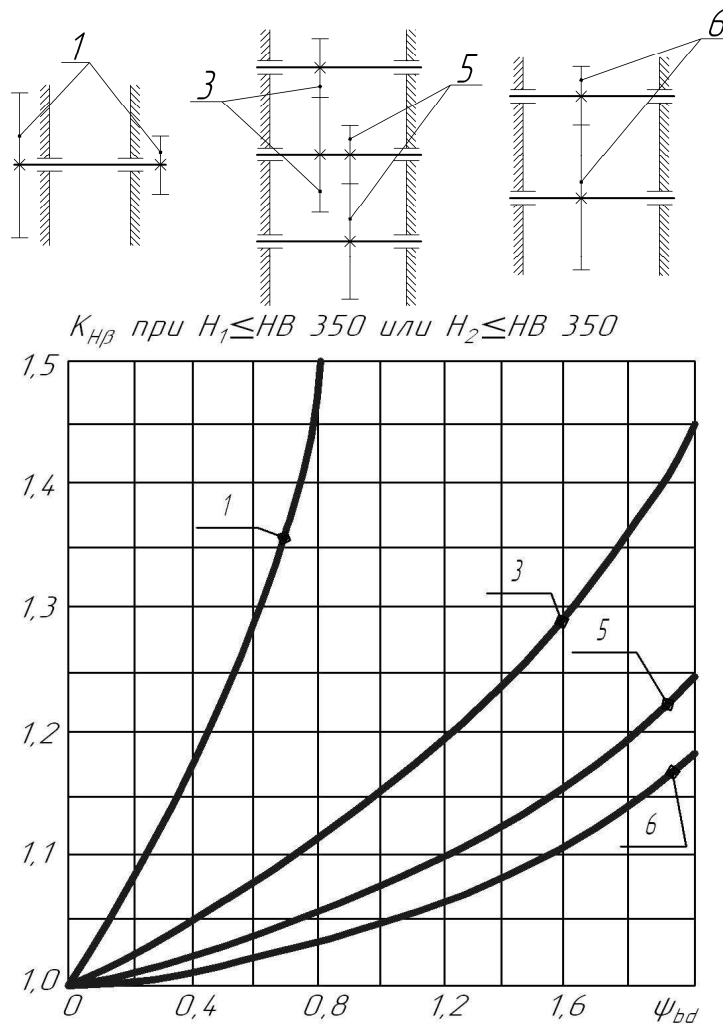


Рис 4.2 График для ориентировочного определения коэффициента $K_{H\beta}$

В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для прямозубой передачи принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений шестерни или колеса

$$\sigma_{HP} = \min\{\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}\} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

при этом следует принимать $Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9$, тогда

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N, \quad (4.3)$$

где предел контактной выносливости σ_{Hlim} принимается для отоженной, нормализованной или улучшенной стали при средней твердости поверхностей зубьев H_{HB} менее 350 HB:

$$\sigma_{Hlim} = 2 \cdot H_{HB} + 70, \text{ МПа.} \quad (4.4)$$

Соотношения твердостей в других единицах приведены на рис. 6.1.

При объемной или поверхностной закалке при твердости 38 – 50 HRC₃:

$$\sigma_{Hlim} = 17 \cdot H_{HRC3} + 200, \text{ МПа.} \quad (4.5)$$

Коэффициент запаса прочности S_H принимается: для зубчатых колес с однородной структурой материала минимально $S_{H\min} = 1,1$; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев минимально $S_{H\min} = 1,2$.

Коэффициент долговечности Z_N при проектировочном расчете принимается: $Z_N = 1,0$.

В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для косозубой передачи принимают условное допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \quad (4.6)$$

При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{HP} < 1,23\sigma_{HP\min b} \quad (4.7)$$

где $\sigma_{HP\min b}$ – меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2} .

В противном случае принимают

$$\sigma_{HP} = 1,23\sigma_{HP\min b} \quad (4.8)$$

Ориентировочное значение модуля m определяется по формуле

$$m = \frac{d_{w1}}{z_1} \quad (4.9)$$

где z_1 – выбранное число зубьев шестерни.

4.4.2. Расчет на выносливость зубьев при изгибе

Исходные данные:

$T_{2F} = T_2$ – момент нагрузки (из циклограммы нагружения), u – передаточное число, ψ_{bd} – коэффициент относительной ширины венца зубчатого колеса или a_w – межосевое расстояние, z_1 – число зубьев шестерни, β – угол наклона, ε_β – коэффициент осевого перекрытия, способ термической или химико-термической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

Расчет производится для шестерни.

Ориентировочное значение модуля m при заданном параметре ψ_{bd} вычисляют по формуле

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta}}{u z_1^2 \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} \cdot Y_{FS1} \quad (4.10)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_m = 14$; для косозубых передач $K_m = 12,5$.

Ориентировочное значение модуля m , при заданном межосевом расстоянии a_w вычисляют по формуле

$$m = K_{ma} \frac{T_{2F} (u + 1) Y_{FS1}}{u a_w \cdot b_w \cdot \sigma_{FP1}} \quad (4.11)$$

где K_{ma} – вспомогательный коэффициент, значение которого принимают для прямозубых передач $K_{ma} = 1400$, а для косозубых передач $K_{ma} = 1100$.

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают по графику рис.4.3 в зависимости от параметра ψ_{bd} и от номера схемы расположения зубчатых колес.

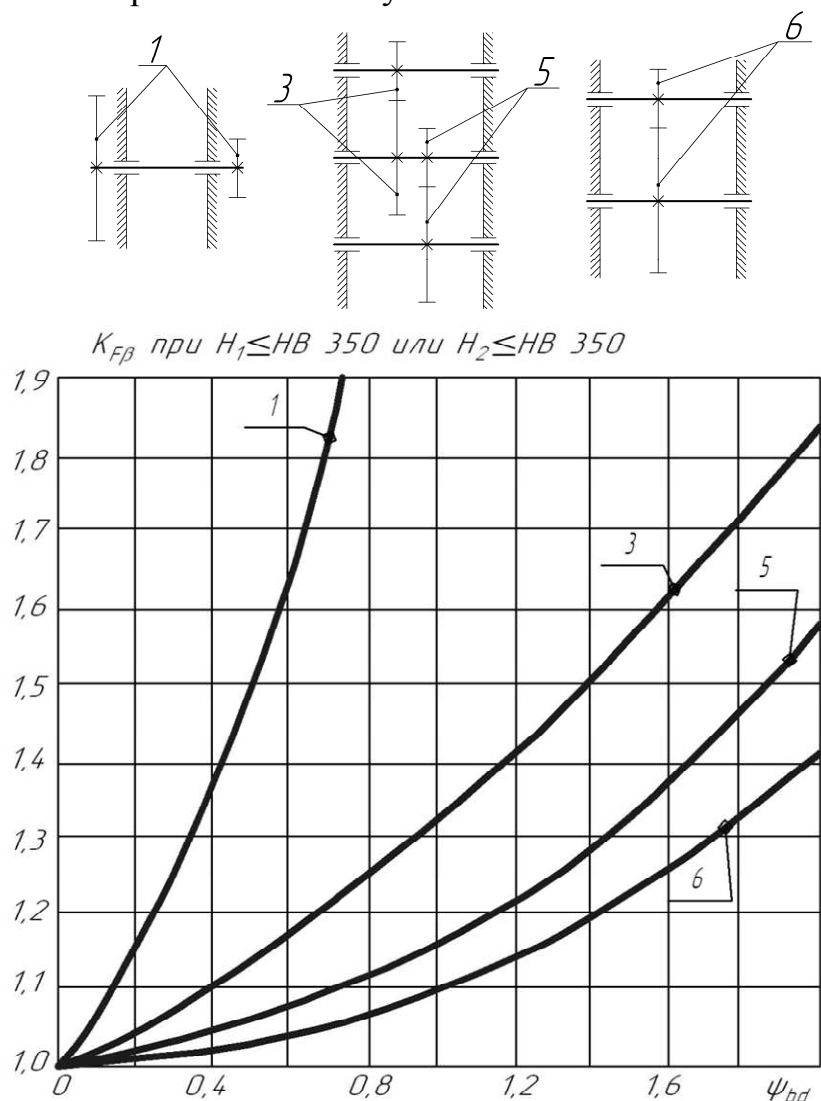


Рис.4.3 График для ориентировочного определения коэффициента $K_{F\beta}$

Допускаемое изгибное напряжение σ_{FP} определяют по формуле

$$\sigma_{FP} = 0,4 \cdot \sigma_{F\lim b}^0 \cdot Y_N, \quad (4.12)$$

где $\sigma_{F\lim b}^0$ – базовый предел выносливости зубьев, определяемый в зависимости от способа термической или химико-термической обработки:

- для отожженной, нормализованной или улучшенной стали при твердости зубьев 180 – 350 HB принимается $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,75 \cdot H_{HB}$, МПа;
- для случая объемной или поверхностной закалки при твердости зубьев 45 – 55 HRCэ принимается $\sigma_{F\lim b}^0 = 460 \dots 500$, МПа.

Для реверсивных зубчатых передач σ_{FP} следует уменьшить на 25%.

Коэффициент формы зуба σ_{FP} выбирают по графику рис. 4.4.

Для выбора графика на рис. 4.4 определяют значение коэффициента смещения x по формуле:

$$x = \frac{17 - z}{z} \quad (4.13)$$

Если при расчете значение коэффициента x_2 получается отрицательным, то в равносмещенной передаче принимают $x_1 = -x_2$, в неравносмещенной $x_2 = 0$.

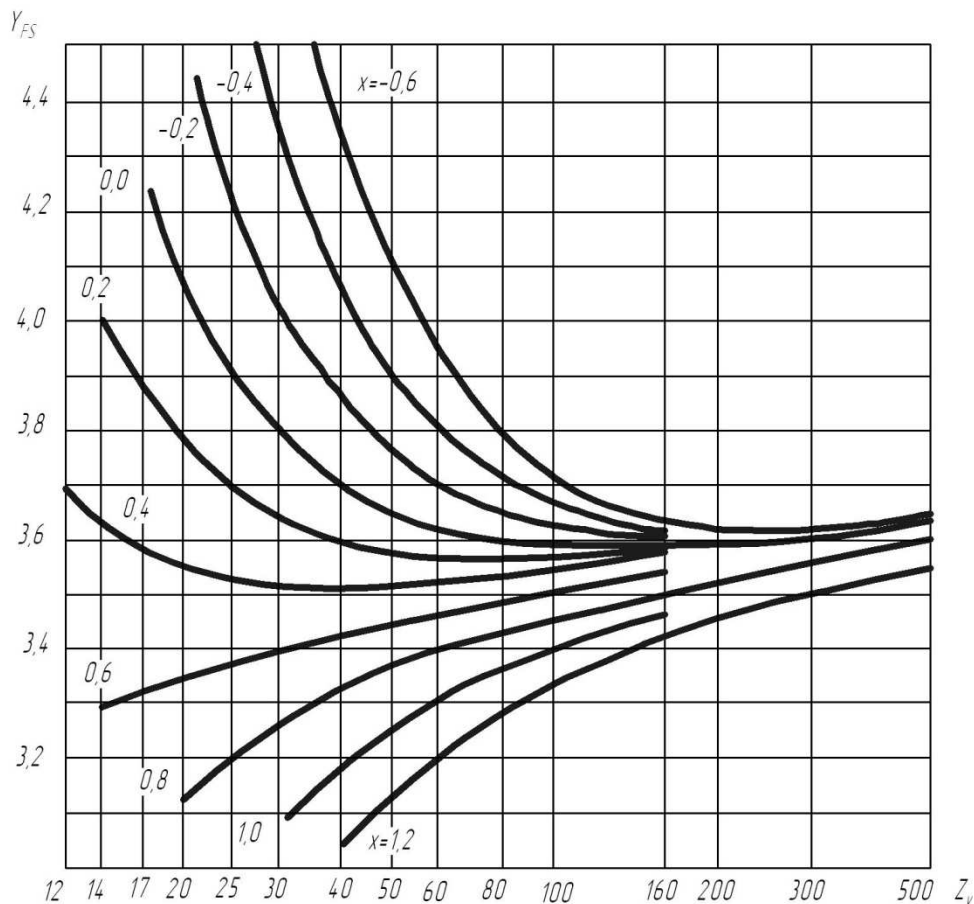


Рис. 4.4 График для ориентировочного определения коэффициента Y_{FSI}

Пример:

Исходные данные:

Спроектировать прямозубую цилиндрическую передачу, материал – сталь 35Х нормализованная, твердость НВ = 250 (табл. 4.2); нагрузочный момент $T_2 = 100 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$; передаточное число $u = 2,5$, однородная структура металла $S_{H \min} = 1,1$, $Z_N = 1,0$. Выбираем параметр $\psi_{bd} = 0,25$.

1. Расчет на контактную выносливость:

предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$;

допускаемое контактное напряжение $\sigma_{HP} = \frac{570 \cdot 1,0}{1,1} \cdot 0,9 = 466,4 \text{ МПа}$;

коэффициент $K_{H\beta} = 1,07$ (график рис.4.2).

Начальный диаметр шестерни

$$d_{w1} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,1 \cdot 1,07 \cdot 3,5}{0,25 \cdot 466,4^2 \cdot 2,5^2}} = 7,953 \text{ мм.}$$

Выбираем число зубьев шестерни $z_1=20$.

Определим модуль передачи $m \approx \frac{7,953}{20} = 0,3976$ мм.

Округляем величину модуля вверх до ближайшего стандартного значения $m = 0,4$ мм.

Определим ориентировочное значение межосевого расстояния a_w :

$$a_w = 495 \cdot (2,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{0,1 \cdot 1,07}{2,5^2 \cdot 0,143 \cdot 466,4^2}} = 14,2 \text{ мм},$$

где коэффициент $\psi_{ba} = \frac{2,0 \cdot 0,25}{2,5 + 1} = 0,143$;

Проверка: $a_w = 0,4 \cdot \frac{20 + 50}{2} = 14,0$ мм.

2. Расчет на выносливость зубьев при изгибе:

Коэффициент $K_{F\beta} = 1,15$ (график рис.4.3).

Базовый предел выносливости зубьев при изгибе $\sigma_{F\lim b}^0 = 1,75 \cdot 250 = 437,5$ МПа.

Допускаемое изгибное напряжение $\sigma_{FP} = 0,4 \cdot 437,5 \cdot 1,0 = 175,0$ МПа.

Коэффициент смещения выбираем $x = 0$.

Коэффициент формы зуба $Y_{FS} = 4,07$ (график рис.4.4).

Ориентировочное значение модуля m , при заданном параметре ψ_{bd} :

$$m = 14,0 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,1 \cdot 1,15 \cdot 4,07}{2,5 \cdot 20^2 \cdot 0,25 \cdot 175,0}} = 0,3085 \text{ мм}.$$

Ориентировочное значение модуля при заданном межосевом расстоянии a_w :

$$m = 1400,0 \cdot \frac{0,1 \cdot (2,5 + 1,0) \cdot 4,07}{2,5 \cdot 14,0 \cdot 2,0 \cdot 175,0} = 0,1628 \text{ мм},$$

где принята ширина зубчатого венца $b_w = 2,0$ мм;

Сравнивая расчеты 1 и 2, принимаем модуль передачи $m = 0,4$ мм (табл. 4.1).

Примечание:

При твердости материала зубчатых колес $HВ \leq 350$ габариты эвольвентной зубчатой передачи определяется контактной прочностью зубьев, а при большей твердости – прочностью на изгиб.

4.5. Геометрический расчет зубчатых передач

Формулы и примеры расчета геометрических параметров цилиндрических колес приведены в табл. 4.5 [6].

Исходными данными для расчета являются следующие параметры: числа зубьев колес z_1, z_2 ; нормальный расчетный модуль m (табл.4.1); угол наклона зубьев β ; параметры нормального исходного контура для передач с $0,1 \leq m < 1$ (табл. 4.6); коэффициенты смещения x_1 и x_2 .

Коэффициенты смещения определяются по критериям качества передач с использованием блокирующих контуров [6].

В зависимости от исходных данных в работе предусматривается проведение расчёта геометрических параметров зубчатой передачи из условий обеспечения: а) заданного межосевого расстояния, б) устранения подрезания зубьев.

При заданном изменении межосевого расстояния Δa (табл. 3.3) межосевое расстояние a_w не совпадает с делительным межосевым расстоянием a и определяется по формуле

$$a_w = a + \Delta a \quad (4.14)$$

В этом случае a_w обеспечивается введением суммарного коэффициента смещений x_Σ :

$$x_\Sigma = \frac{(z_1 + z_2) \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \text{ где} \quad (4.15)$$

$$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t \right), \text{ где} \quad (4.16)$$

a и a_w – межосевые расстояния из табл. 4.5, $\operatorname{inv} \alpha_t$, $\operatorname{inv} \alpha_{tw}$ – эвольвентные функции из табл. 4.8.

Суммарный коэффициент смещений рекомендуется распределять между колесами передачи поровну

$$x_1 = x_2 = 0,5 \cdot x_\Sigma, \quad (4.17)$$

что обеспечивает оптимальный износ активных поверхностей зубьев.

Не рекомендуется во избежание получения коэффициента перекрытия $\xi_a < 1$ проектировать прямозубую передачу, у которой $x_\Sigma > 1$.

Если из (4.15) получается $x_\Sigma > 1$, то для обеспечения заданного a_w используется косозубая передача с углом наклона зубьев β :

$$\beta = \arccos \left[\frac{m}{2 \cdot a_w} \cdot (z_1 + z_2) \right] \quad (4.18)$$

При этом:

если $z \geq z_{min}$, принимают $x_1 = x_2 = 0$,

если $z < z_{min}$, расчет коэффициентов x_1 и x_2 ведут по (табл. 4.5).

Если заданное число зубьев колеса z меньше z_{min} (табл. 4.5), то при нарезании зубьев методом обкатывания без смещения инструмента появляется подрезание зубьев, которое уменьшает их прочность. Для устранения подрезания рассчитывается коэффициент минимального смещения x_{min} (табл. 4.5). Полученное положительное значение x_{min} для шестерни с числом зубьев z_1 округляется в большую сторону до одной значащей цифры после запятой и принимается за x_1 , пересчитывается z_{min} (табл. 4.5).

Коэффициент смещения x_2 для колеса с числом зубьев z_2 можно принять:

а) $x_2 = 0$,

б) $x_2 = -x_1$ (равносмещенная передача), при этом коэффициент смещения x_{2min} , вычисленный по табл. 4.5, должен удовлетворять условию $x_1 < |x_{2min}|$, где x_1 – принятый с учетом округления коэффициент смещения шестерни (табл. 4.5).

Для прямозубой передачи в табл. 4.5 $\beta = 0$ и $\alpha_t = \alpha$.

В табл. 4.5. приведены два примера расчета передач:

а) для прямозубой равносмещенной передачи с коэффициентами смещения, найденными из условия отсутствия подрезания шестерни;

б) для косозубой передачи с заданным межосевым расстоянием $a_w = 18,8$ мм и $x_1 = x_2 = 0$.

Таблица 4.5

Расчет геометрических параметров зубчатых колес

Параметр зацепления		Обозначение	Формула или числовое значение параметра	Результаты расчета			
				1 пара		2 пара	
				1	2	1	2
1		2	3	4	5	6	7
число зубьев		z		13	52	30	90
модуль расчетный		m		0,5		0,3	
угол наклона зубьев		β		0		16,775°	
исходный контур	угол профиля	α	20°	20°		20°	
	коэффициент высоты головки	h_a^*	1,0	1,0		1,0	
	коэффициент радиального зазора	c^*	0,25 $1,0 \leq m$ 0,35 $0,5 \leq m < 0,4$ 0,40 $0,1 \leq m < 0,5$	0,35		0,4	
	коэффициент граничной высоты	h_l^*	2,0	2,0		2,0	
передаточное отношение		i_{12}	z_1 / z_2	4		3	

Продолжение табл. 4.5

Параметр	н а з	Формула или числовое	Результаты расчета
----------	-------	----------------------	--------------------

зацепления		значение параметра	1 пара		2 пара	
			1	2	1	2
1	2	3	4	5	6	7
диаметр делительной окружности	d	$mz/\cos \beta$	6,5	26	9,4	28,2
угол профиля торцовый	α_t	$\arctg\left(\frac{tg \alpha}{\cos \beta}\right)$	20°		20,814°	
коэффициент смещения	x		0.3	-0.3	0.0	
угол зацепления	α_{tw}	$\arcsin\left(\sin \alpha_t + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2}\right)$	20°		20,814°	
межосевое расстояние делительное	a	$\frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	16,25		18,8	
межосевое расстояние	a_w	$a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$	16,25		18,8	
высота ножки зуба	h_f	$m(h_a^* + c^* - x)$	0,525	0,825	0,42	0,42
коэффициент воспринимаемого смещения	y	$\frac{a_w - a}{m}$	0,0		0,0	
коэффициент уравнивающего смещения	Δy	$x_1 + x_2 - y$	0,0		0,0	
высота головки зуба	h_a	$m(h_a^* + x - \Delta y)$	0,65	0,35	0,3	0,3
диаметр окружности впадин	d_f	$d - 2h_f$	5,45	24,35	8,56	27,36
диаметр окружности вершин	d_a	$d + 2h_a$	7,8	26,7	10,0	28,8
минимальное число зубьев, свободное от подрезания	z_{\min}	$\frac{2 \cdot (h_l^* - h_a^* - x) \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$	12	22,23	15,17	

Продолжение табл. 4.5

Параметр зацепления	значение	Формула или числовое значение параметра	Результаты расчета	
			1 пара	2 пара

			1	2	1	2
1	2	3	4	5	6	7
коэффициент минимального смещения	x_{\min}	$h_t^* - h_a^* - \frac{z \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta}$	0,24	-2,04	-0,98	-4,96
диаметр измерительных роликов	D		0,866		0,572	
угол развернутости эвольвенты в точке касания измерительных роликов	α_D	$\arcsin\left(\frac{D}{mz \cos \alpha} + \operatorname{inv} \alpha_t - \frac{\pi}{2z} + \frac{2x}{z} \operatorname{tg} \alpha\right)$	29° 48'	20° 27,5'	25° 33,5'	22° 39'
Размер по роликам	M	Z неч	$\frac{mz \cos \alpha_t}{\cos \alpha_D} \cos \frac{\pi}{2z} + D$	7,853	26,943	9,897
		Z чет	$\frac{mz \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_D} + D$			
			27,919			

Примечания:

1. D – диаметр измерительных роликов (табл 4.7).
2. Линейные размеры и диаметры даны в мм.

Таблица 4.6

Параметры нормального исходного контура цилиндрических колёс

Наименование и обозначение параметра	Номинальное значение при m , мм	
	$0,1 \leq m < 1$ ГОСТ 9587–81	$m \geq 1$ ГОСТ 13755–81
Угол главного профиля α	20°	20°
Коэффициент высоты головки h_a^*	1	1
Коэффициент граничной высоты h_f^*	2 (допускается 2,1)	2
Коэффициент радиального зазора c^*	0,35 при $0,5 \leq m < 1$ 0,4 при $0,1 \leq m < 0,5$	0,25

Среди способов контроля положения исходного контура при изготовлении эвольвентных зубчатых колес (особенно мелко модульных) большое распространение имеет контроль размера по роликам (М). Для контроля размера М во впадины между зубьями вкладываются ролики диаметром D (рис. 4.5) и с помощью микрометра или штангенциркуля измеряют размер М.

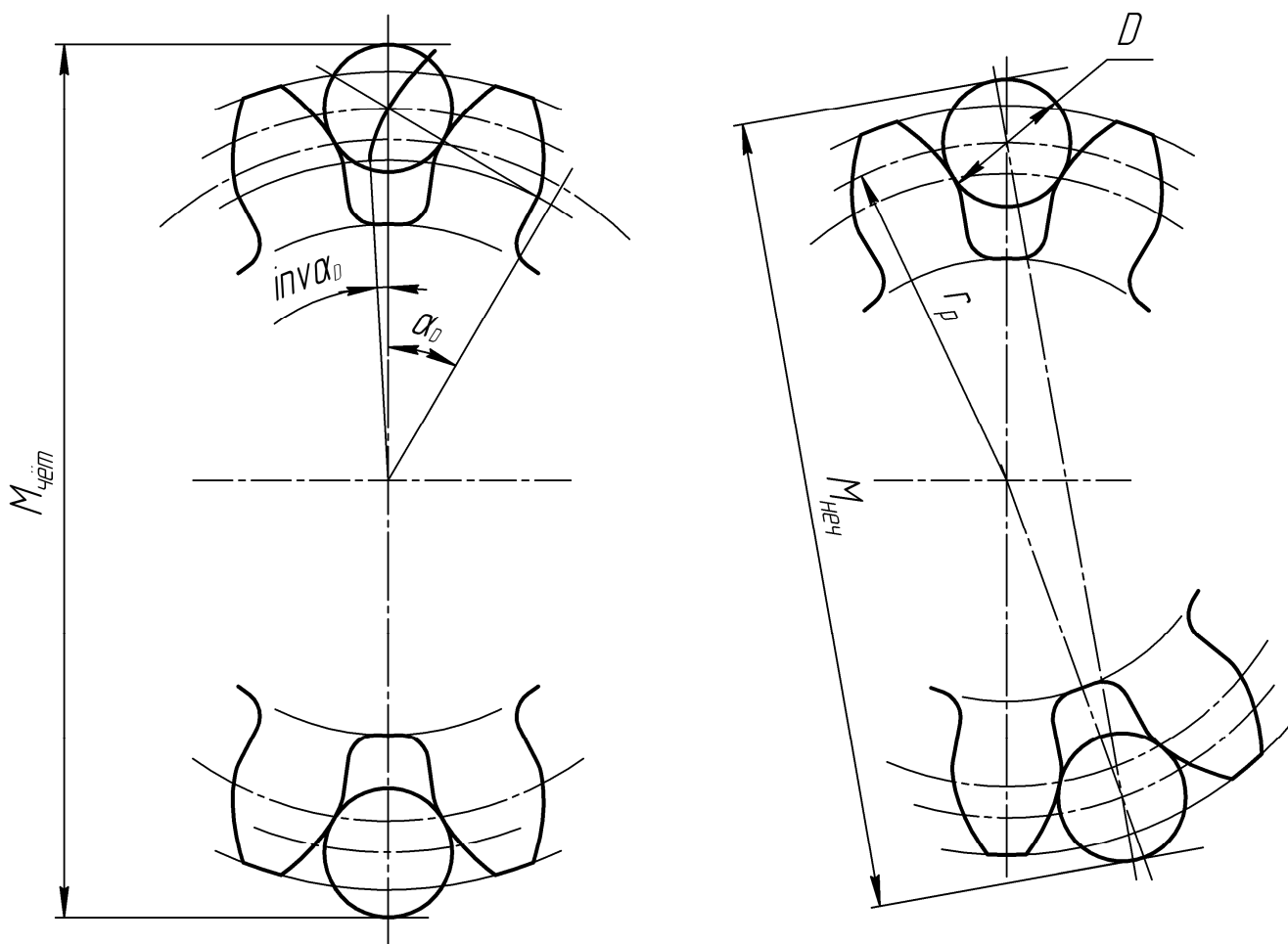


Рис. 4.5 Схема измерения размера по роликам

Таблица 4.7

Рекомендуемые диаметры измерительных роликов, мм

Модуль m	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
Диаметр ролика D	0,511	0,716	0,866	1,023	1,432	1,732	2,173	2,588	3,464	4,315
Модуль m	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
Диаметр ролика D	0,64	0,776	1,01	1,193	1,553	2,021	2,387	3,106	4,091	4,773

Таблица 4.8

Значения эвольвентной функции $\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \alpha$

Минуты	Градусы						
	17°	18°	19°	20°	21°	22°	23°
0	0,009025	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049

2	0,009079	0,010822	0,012784	0,014982	0,017431	0,020149	0,023154
4	0,009134	0,010884	0,012854	0,015059	0,017517	0,020244	0,023259
6	0,009189	0,010946	0,012923	0,015137	0,017603	0,020340	0,023365
8	0,009244	0,011008	0,012993	0,015215	0,017690	0,020436	0,023471
10	0,009299	0,011071	0,013063	0,015293	0,017777	0,020533	0,023577
12	0,009355	0,011133	0,013134	0,015372	0,017865	0,020629	0,023684
14	0,009411	0,011196	0,013204	0,015451	0,017952	0,020726	0,023791
16	0,009467	0,011260	0,013275	0,015530	0,018040	0,020824	0,023899
18	0,009523	0,011323	0,013346	0,015609	0,018129	0,020921	0,024006
20	0,009580	0,011387	0,013418	0,015689	0,018217	0,021019	0,024114
22	0,009637	0,011451	0,013490	0,015769	0,018306	0,021118	0,024223
24	0,009694	0,011515	0,013562	0,015849	0,018395	0,021217	0,024332
26	0,009751	0,011580	0,013634	0,015930	0,018485	0,021316	0,024441
28	0,009808	0,011644	0,013707	0,016011	0,018575	0,021415	0,024550
30	0,009866	0,011709	0,013779	0,016092	0,018665	0,021514	0,024660
32	0,009924	0,011775	0,013852	0,016174	0,018755	0,021614	0,024770
34	0,009982	0,011840	0,013926	0,016255	0,018846	0,021715	0,024881
36	0,010041	0,011906	0,013999	0,016337	0,018937	0,021815	0,024992
38	0,010099	0,011972	0,014073	0,016420	0,019028	0,021916	0,025103
40	0,010158	0,012038	0,014148	0,016502	0,019120	0,022018	0,025214
42	0,010217	0,012105	0,014222	0,016585	0,019212	0,022119	0,025326
44	0,010277	0,012172	0,014297	0,016669	0,019304	0,022221	0,025439
46	0,010336	0,012239	0,014372	0,016752	0,019397	0,022324	0,025551
48	0,010396	0,012306	0,014447	0,016836	0,019490	0,022426	0,025664
50	0,010456	0,012373	0,014523	0,016920	0,019583	0,022529	0,025778
52	0,010517	0,012441	0,014598	0,017004	0,019676	0,022632	0,025891
54	0,010577	0,012509	0,014674	0,017089	0,019770	0,022736	0,026005
56	0,010638	0,012578	0,014751	0,017174	0,019864	0,022840	0,026120
58	0,010699	0,012646	0,014827	0,017259	0,019959	0,022944	0,026235
60	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049	0,026350

Продолжение табл. 4.8

Минуты	Градусы						
	24°	25°	26°	27°	28°	29°	30°
0	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751
2	0,026465	0,030102	0,034086	0,038438	0,043182	0,048343	0,053946

4	0,026581	0,030229	0,034225	0,038589	0,043347	0,048522	0,054140
6	0,026697	0,030357	0,034364	0,038742	0,043513	0,048702	0,054336
8	0,026814	0,030484	0,034504	0,038894	0,043679	0,048883	0,054531
10	0,026931	0,030613	0,034644	0,039047	0,043845	0,049063	0,054728
12	0,027048	0,030741	0,034785	0,039201	0,044012	0,049245	0,054924
14	0,027166	0,030870	0,034926	0,039355	0,044180	0,049427	0,055122
16	0,027284	0,031000	0,035067	0,039509	0,044348	0,049609	0,055320
18	0,027402	0,031130	0,035209	0,039664	0,044516	0,049792	0,055518
20	0,027521	0,031260	0,035352	0,039819	0,044685	0,049976	0,055717
22	0,027640	0,031390	0,035494	0,039974	0,044855	0,050160	0,055916
24	0,027760	0,031521	0,035637	0,040131	0,045024	0,050344	0,056116
26	0,027880	0,031653	0,035781	0,040287	0,045195	0,050529	0,056317
28	0,028000	0,031784	0,035925	0,040444	0,045366	0,050715	0,056518
30	0,028121	0,031917	0,036069	0,040602	0,045537	0,050901	0,056720
32	0,028242	0,032049	0,036214	0,040759	0,045709	0,051087	0,056922
34	0,028363	0,032182	0,036359	0,040918	0,045881	0,051274	0,057124
36	0,028485	0,032315	0,036505	0,041076	0,046054	0,051462	0,057328
38	0,028607	0,032449	0,036651	0,041236	0,046227	0,051650	0,057531
40	0,028729	0,032583	0,036798	0,041395	0,046400	0,051838	0,057736
42	0,028852	0,032718	0,036945	0,041556	0,046575	0,052027	0,057940
44	0,028976	0,032853	0,037092	0,041716	0,046749	0,052217	0,058146
46	0,029099	0,032988	0,037240	0,041877	0,046924	0,052407	0,058352
48	0,029223	0,033124	0,037388	0,042039	0,047100	0,052597	0,058558
50	0,029348	0,033260	0,037537	0,042201	0,047276	0,052788	0,058765
52	0,029472	0,033397	0,037686	0,042363	0,047452	0,052980	0,058973
54	0,029598	0,033534	0,037835	0,042526	0,047630	0,053172	0,059181
56	0,029723	0,033671	0,037985	0,042689	0,047807	0,053365	0,059390
58	0,029849	0,033809	0,038136	0,042853	0,047985	0,053558	0,059599
60	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751	0,059809

Таблица 4.8 (продолжение)

Минуты	Градусы						
	31°	32°	33°	34°	35°	36°	37°
0	0,059809	0,066364	0,073449	0,081097	0,089342	0,098224	0,107782
2	0,060019	0,066591	0,073695	0,081362	0,089628	0,098531	0,108113

4	0,060230	0,066819	0,073941	0,081627	0,089914	0,098840	0,108445
6	0,060441	0,067048	0,074188	0,081894	0,090201	0,099149	0,108777
8	0,060653	0,067277	0,074435	0,082161	0,090489	0,099458	0,109110
10	0,060866	0,067507	0,074684	0,082428	0,090777	0,099769	0,109444
12	0,061079	0,067738	0,074932	0,082697	0,091067	0,100080	0,109779
14	0,061292	0,067969	0,075182	0,082966	0,091356	0,100392	0,110114
16	0,061507	0,068200	0,075432	0,083235	0,091647	0,100705	0,110451
18	0,061721	0,068432	0,075683	0,083506	0,091938	0,101019	0,110788
20	0,061937	0,068665	0,075934	0,083777	0,092230	0,101333	0,111126
22	0,062153	0,068899	0,076186	0,084049	0,092523	0,101648	0,111465
24	0,062369	0,069133	0,076439	0,084321	0,092816	0,101964	0,111805
26	0,062586	0,069367	0,076692	0,084594	0,093111	0,102280	0,112145
28	0,062804	0,069602	0,076946	0,084868	0,093406	0,102598	0,112486
30	0,063022	0,069838	0,077200	0,085142	0,093701	0,102916	0,112829
32	0,063241	0,070075	0,077455	0,085418	0,093998	0,103235	0,113171
34	0,063460	0,070312	0,077711	0,085693	0,094295	0,103555	0,113515
36	0,063680	0,070549	0,077968	0,085970	0,094592	0,103875	0,113860
38	0,063901	0,070788	0,078225	0,086247	0,094891	0,104196	0,114205
40	0,064122	0,071026	0,078483	0,086525	0,095190	0,104518	0,114552
42	0,064343	0,071266	0,078741	0,086804	0,095490	0,104841	0,114899
44	0,064565	0,071506	0,079000	0,087083	0,095791	0,105165	0,115247
46	0,064788	0,071747	0,079260	0,087363	0,096093	0,105489	0,115595
48	0,065012	0,071988	0,079520	0,087644	0,096395	0,105814	0,115945
50	0,065236	0,072230	0,079781	0,087925	0,096698	0,106140	0,116296
52	0,065460	0,072473	0,080043	0,088207	0,097002	0,106467	0,116647
54	0,065685	0,072716	0,080305	0,088490	0,097306	0,106795	0,116999
56	0,065911	0,072959	0,080569	0,088773	0,097611	0,107123	0,117352
58	0,066137	0,073204	0,080832	0,089057	0,097917	0,107452	0,117706
60	0,066364	0,073449	0,081097	0,089342	0,098224	0,107782	0,118061

4.6. Расчеты валов и осей

В передаточных механизмах (ПМ) валы вращаются, служат для закрепления на них сопрягаемых деталей (зубчатых колес, полумуфт, червяков и т.д.) и

передачи крутящих моментов вдоль оси вращения. Наиболее широко применяются валы с прямой геометрической осью (рис. 5.1).

Оси предназначены для поддержания вращающихся деталей механизмов и не передают крутящих моментов. Они могут быть неподвижными и вращающимися (рис. 5.2).

По форме валы и оси изготавливаются ступенчатыми (разных диаметров) или гладкими (постоянного диаметра).

Основными критериями надежной работы валов и осей являются жесткость, статическая прочность и выносливость.

Увеличение жесткости уменьшает упругие деформации и устраняет возможность возникновения резонанса.

Прочность и выносливость обеспечивают надежную работу в течение заданного срока эксплуатации.

Материалами для изготовления валов и осей являются углеродистые и легированные стали, имеющие высокую прочность, обладающие способностью к поверхностному и объемному упрочнению (табл. 4.9, табл. 4.10).

В малонагруженных ПМ валы изготавливают из углеродистых сталей 20, 30, 45, 50 и др. без термообработки. Средне- и тяжелонагруженные валы ПМ – из легированных сталей 40ХН, 12ХН3А и др., подвергающиеся улучшению, закалке с высоким отпуском или цементации.

При проектировочном расчете валов и осей составляется расчетная схема, отражающая все самое существенное с точки зрения вопросов прочности и жесткости.

Таблица 4.9

Упругие константы материалов, используемых для изготовления валов и осей

Стали	Модуль упругости Е, МПа	Модуль упругости G, МПа	Коэффициент Пуассона ν
Углеродистые	$(1,95...2,05)10^5$	$(0,80...0,81)10^5$	0,24...0,28
Легированные	$(2,06...2,10)10^5$	$(0,80...8,1)10^5$	0,25...0,30

Таблица 4.10

Механические характеристики конструкционных сталей, используемых для изготовления валов и осей

№	Марка стали	σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}^H	σ_{-1}^P	τ_{-1}^k
		МПа, не менее			МПа		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	20	420	250	160	170... 220	120... 160	100... 130
2	25	500	280	-	190... 250	-	-
3	30	550	300	170	200... 270	170... 210	110... 140
4	35	600	320	190	220... 300	170... 220	130... 180
5	40	630	340	-	230... 320	180... 240	140... 190
6	45	650	360	220	250... 340	190... 250	150... 200
7	50	700	380	-	270... 350	200... 260	160... 210
8	60	800	410	-	310... 380	220... 280	180... 220
9	20Г	450	280	-	-	-	-
10	30Г	550	320	-	220... 320	-	-
11	50Г	660	400	-	290... 360	-	-
12	20Х	800	650	-	380	-	170... 230
13	40Х	980	800	-	350... 380	250	225
14	45Х	1030	850	-	400... 500	-	-
15	30ХМ	950	750	-	310... 410	370	230
16	40ХМ	1008	800	390	400	290	240
17	50ХМ	1100	900	-	550	-	-
18	40ХФА	900	750	-	380... 490	-	-
19	38ХМЮА	1000	850	-	420... 550	-	-
20	12ХН3А	950	700	400	390... 470	270... 320	220... 260
21	20ХН3А	950	750	-	430... 450	300... 320	245... 255
22	30ХН3А	1000	800	-	520... 700	-	320... 400
23	30ХГСА	1100	850	-	510... 540	500... 535	220... 245

Примечания:

1. При отсутствии в табл. 4.10 значений σ_{-1}^H , σ_{-1}^P , τ_{-1}^k их величины можно вычислить, исходя из экспериментальных зависимостей для сталей между предельными напряжениями при симметричном цикле нагружения:

- при изгибе $\sigma_{-1}^H = 0,40 \sigma_B$;
- при растяжении $\sigma_{-1}^P = 0,28 \sigma_B$;
- при кручении $\tau_{-1}^k = 0,22 \sigma_B$.

2. Для цветных металлов соотношение между пределом усталости и временным сопротивлением при изгибе $\sigma_{-1}^H = (0,24...0,5) \sigma_B$.

4.6.1. Расчеты валов на статическую прочность и жесткость

Вал вращается и подвергается в общем случае деформациям кручения, изгиба и сжатия (растяжения). Силовая картина воздействия на вал зависит от передаваемых валом вращающих моментов, внешних сил, размеров зубчатых колес, а также реакций опор. Силы и моменты, действующие на вал, известны. Неизвестны точки приложения этих сил и размеры вала по длине, которые определяются только после конструирования вала. Расчет производится для наиболее нагруженного (выходного) вала. Разработка конструкции невозможна без оценки диаметра, поэтому расчеты валов производят в два этапа.

Этап 1. Вал принимают, как тело постоянного диаметра и определяют приближенное значение диаметра вала в наиболее нагруженном поперечном сечении по условию статической прочности вала на кручение

$$\tau_{max} = M_k / W_p = M_k / 0,2 d^3 \leq [\tau_k], \text{ при } M_k = T_2 \text{ получаем:}$$

$$d_{min} \geq (T / 0,2[\tau_k])^{1/3}, \quad (4.19)$$

где τ_{max} – касательное напряжение, $W_p = \pi d^3 / 16$ – полярный момент сопротивления круглого сечения вала с диаметром d , M_k – крутящий момент и T – нагрузочный момент, приложенные к валу, $[\tau_k] = \sigma_T / S_l$ – допускаемое напряжение при кручении, σ_T – предел текучести (табл. 4.2), S_l – коэффициент запаса прочности материала при кручении (табл.3.3).

При проектировочном расчете валов допускаемые напряжения $[\tau_k]$ заведомо занижаются, например, для углеродистой стали $[\tau_k] = 12 \dots 20$ МПа. Низкое значение $[\tau_k]$ компенсирует характер нагрузки, концентрацию напряжений и неучтенные напряжения изгиба.

В точном приборостроении показателем качества работы передаточного механизма является величина допустимого упругого мертвого хода, определяемая, в том числе и крутильной жесткостью вала.

Величина угла закручивания вала круглого поперечного сечения на единицу его длины определяется по условию жесткости вала при кручении

$$\theta = M_k / GJ_p \leq [\theta],$$

где GJ_p – жесткость вала при кручении, $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль упругости второго рода (модуль сдвига, табл. 4.9), E – модуль упругости первого рода, ν – коэффициент Пуассона, $J_p = \pi d^4 / 32$ – полярный момент инерции поперечного сечения сплошного вала, $[\theta]$ – допускаемый угол закручивания вала на единицу длины (табл. 3.3).

Из условия крутильной жесткости определяется диаметр вала:

$$d_{min} \geq (32T / \pi G[\theta])^{1/4}, \text{ или } d_{min} \geq (T / 0,1G[\theta])^{1/4} \quad (4.20)$$

При малых моментах сопротивления вращению значение d может получиться небольшим, не обеспечивающим достаточной технологической жесткости. При изготовлении вал под действием силы резания P изгибается, при этом

стрела изгиба Δf_u не должна превышать половину допуска качества посадочных поверхностей.

Силу резания принято раскладывать на три взаимно перпендикулярные составляющие силы, направленные по осям координат станка: P_x – осевая сила; P_y – радиальная сила; P_z – тангенциальная сила (рис.4.6). Осевая сила P_x действует вдоль заготовки, при продольном точении противодействует механизму подачи.

Радиальная сила P_y – отжимает резец, ее реакция изгибает заготовку.

Сила резания P_z направлена по касательной к поверхности резания, определяет расходуемую мощность на резание.

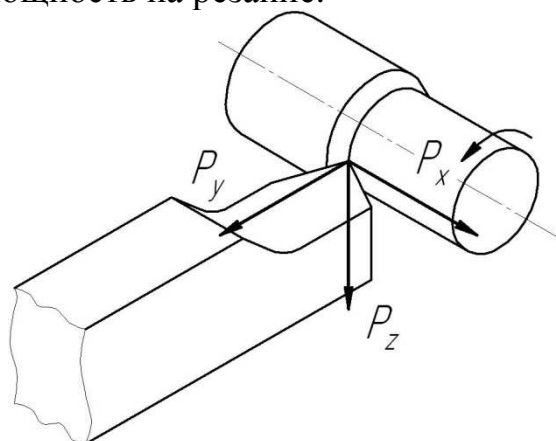


Рис. 4.6. Направления составляющих силы резания P

Составляющие силы резания при точении рассчитывают по эмпирической формуле [25]:

$$P_{z(x,y)} = 10C_p t^x S^y V^n K_p, \text{ Н}, \quad (4.21)$$

где C_p – коэффициент, учитывающий условия обработки (зависит от обрабатываемого материала, материала рабочей части резца, вида обработки); x , y , n – показатели степени; t – глубина резания, мм; S – подача, мм/об; V – скорость резания, м/мин; K_p – обобщенный поправочный коэффициент, учитывающий изменение условий по отношению к табличным.

$$K_p = K_{\mu p} K_{\varphi p} K_{\lambda p} K_{\gamma p} K_{\eta p},$$

где $K_{\mu p}$ – поправочный коэффициент, учитывающий свойства обрабатываемого материала; $K_{\eta p}, K_{\varphi p}, K_{\lambda p}, K_{\gamma p}$ – коэффициенты, учитывающие соответствующие геометрические параметры резца.

Пример

Определить радиальную составляющую силы резания, действующую при продольном точении заготовки из стали 25 с пределом прочности $\sigma_B = 460$ МПа резцом с пластиной из твердого сплава. Глубина резания $t = 0,5$ мм, подача $S = 0,5$ мм/об, скорость резания $V = 2$ м/мин.

Определяем значения коэффициента и показателей степеней [25].

$$C_{p_y} = 243; \quad x = 0,9; \quad y = 0,6; \quad n = -0,3;$$

$$K_{\phi p} = 0,77; \quad K_{\gamma p_y} = 2; \quad K_{\lambda p_y} = 1;$$

$$K_{z p} = 1 \quad (K_{z p} \neq 1 \text{ только для резцов из быстрорежущей стали});$$

$$K_{\mu p_y} = 0,91;$$

$$K_p = 0,91 \cdot 0,77 \cdot 1,0 \cdot 2,0 = 1,4;$$

$$P_y = 10 \cdot 243 \cdot 0,1^{0,9} \cdot 0,2^{0,6} \cdot 25^{-0,3} \cdot 1,4 = 150 \text{ Н}$$

В данном учебно-методическом пособии для нахождения радиальной составляющей силы резания для всех вариантов задания предлагается следующая упрощенная формула:

$$P = (150 + 10 \cdot S_I), \text{ Н}; \quad (4.22)$$

где S_I – коэффициент запаса прочности материала вала (таб. 3.3);

При обработке вала, закрепленного консольно в патроне токарного станка, под действием силы резания P вал изгибается (рис. 4.7, а). При этом стрела изгиба Δf_u должна быть меньше допускаемой $[\Delta f_u]$.

$$\Delta f_u = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot J} \leq [\Delta f_u],$$

где $J = \pi d^4 / 64$ – осевой момент инерции круглого сечения.

Диаметр вала может быть найден из выражения

$$d = \sqrt[4]{\frac{21,3 \cdot P \cdot L^3}{E \cdot \pi [\Delta f_u] \cdot 10^{-3}}} \quad (4.23)$$

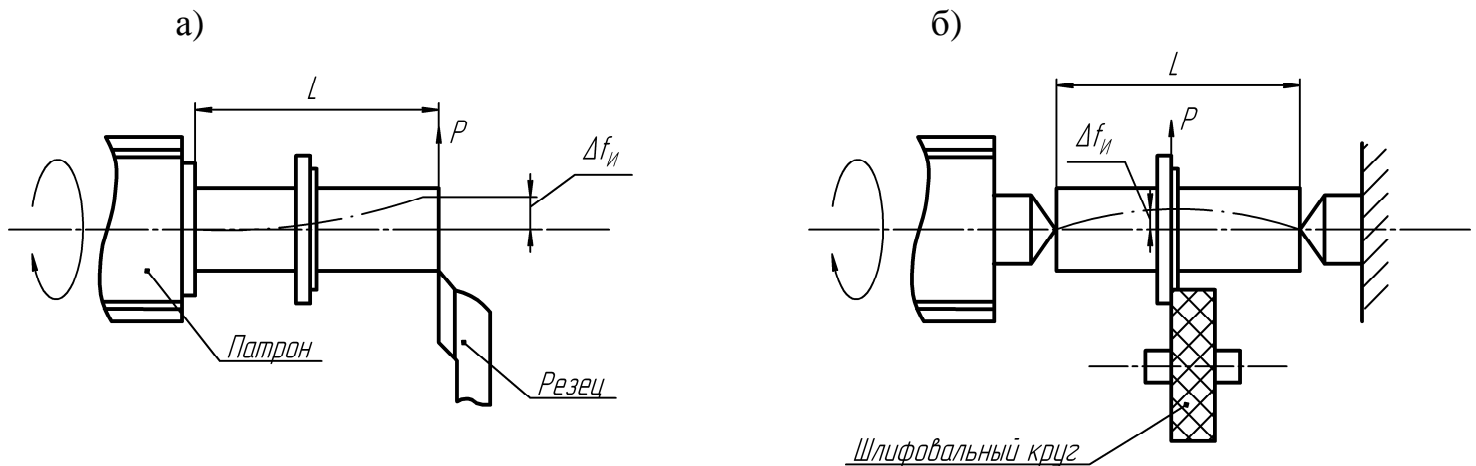


Рис. 4.8. Деформация вала при обработке

При обработке вала в центрах также возникает деформация изгиба (рис. 4.7, б), которая должна быть меньше допускаемой

$$\Delta f_u = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J} \leq [\Delta f_u]$$

Диаметр вала может быть найден из выражения

$$d = \sqrt[4]{\frac{1,3 \cdot P \cdot L^3}{E \cdot \pi \cdot [\Delta f_u] \cdot 10^{-3}}} \quad (4.24)$$

При расчете рекомендуется принять:

- силу резания P определяют по формуле (4.22),
- длину вала определяют по формуле

$$L = 10 \cdot d_{min}, \quad (4.25)$$

где d_{min} – наименьшее значение диаметра вала, полученное по формулам (4.19) и округленное до большего целого значения;

– допускаемую деформацию изгиба вала по формуле $[\Delta f_u] = [\Delta f] \cdot L$, где $[\Delta f]$ – допускаемая стрела изгиба на единицу длины вала, мкм/мм (таб. 3.3).

Примечание

При проектировании эвольвентных зубчатых передач допускаемую стрелу изгиба вала в месте установки зубчатого колеса рекомендуется назначать пропорционально модулю передачи $[\Delta f_u] = 0,03 \cdot m$, где m – модуль передачи; 0,03 – коэффициент пропорциональности.

Из полученных по выражениям (4.19) – (4.24) значений d выбирают большее, одновременно удовлетворяющее условиям прочности и жесткости. вала при кручении и изгибе, и округляют до ближайшего большего целого числа.

Этап 2. С учетом выбранного значения диаметра, валу придается конструктивная форма, соответствующая кинематической схеме ПМ, учитывающая технологические требования, а также возможность сборки ПМ.

4.6.2. Расчеты осей на статическую прочность и жесткость

По способу закрепления оси могут быть представлены расчетной схемой, как балки на шарнирных опорах или в виде консоли – балки, жестко закрепленной одним концом в неподвижной опоре.

Проектировочный расчет осей состоит из следующих этапов:

1. Определяется расчетная схема (задаются приближенные осевые размеры и точки приложения действующих сил и моментов).
2. Определяются реакции в местах закрепления осей по уравнениям статического равновесия твердого тела;
3. Вычисляется приближенный максимальный изгибающий момент M_u .
4. Вычисляется приближенное значение диаметра d оси по условию статической прочности на изгиб

$$\sigma = M_u / W \leq [\sigma_u],$$

где $W = W_x = W_y = \pi d^3 / 32$ – осевой момент сопротивления круглого сечения оси,

$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{S_2}$ – допускаемое нормальное напряжение при изгибе,

$S_2 = 0,5 \cdot S_1$ – коэффициент запаса прочности материала при изгибе.

Окончательно

$$d_{min} \geq (M_u / 0,1[\sigma_u])^{1/3} \quad (4.26)$$

5. Исходя из технологической жесткости оси, ее диаметр d определяют, также как для вала, из допускаемого изгиба $[\Delta f_u]$, возникающего под действием радиальной силы резания, по формулам (4.23, 4.24).

Из полученных по выражениям (4.23), (4.24) и (4.26) значений d выбирают большее, одновременно удовлетворяющее условиям прочности и жесткости оси при изгибе, и округляют до ближайшего большего целого числа.

6. Длину оси определяют по формуле (4.25), где d_{min} – из формулы (4.26).

С учетом выбранного значения диаметра, оси придается конструктивная форма, соответствующая кинематической схеме передаточного механизма и учитывающая технологические требования, а также возможность сборки механизма.

5. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВКИ

Компоновкой называют поиск и разработку рационального размещения элементов конструкции в заданном пространстве.

5.1. Выбор размеров и формы конструктивных элементов

5.1.1. Зубчатые колёса

Рекомендуется применять типовые конструкции цилиндрических зубчатых колёс и валов-шестерён (Приложение 1, рис. 1 и табл. 1).

В табл. 1 для каждого значения диаметра d посадочного отверстия предусмотрены два значения ширины b зубчатого венца. Большие значения b рекомендуется применять для шестерён в тех случаях, когда в конструкции передачи не предусмотрена осевая регулировка при закреплении колёс.

При малых диаметральных размерах шестерню делают за одно целое с валом. Такую шестерню с валом называют вал-шестерня (вал-триб). Для вала-шестерни (Прил. 1 табл. 1) выбирается один размер – ширина венца b большего значения, остальные размеры диктует конструкция вала.

Для уменьшения инерционности передаточного механизма применяют зубчатые колёса двух конструктивных модификаций: с облегчающими отверстиями (Прил. 1, рис. 1г), с выточками и облегчающими отверстиями (Прил. 1, рис. 1д), вторая конструкция применяется при повышенных требованиях к малоинерционности передаточного механизма. В ряде случаев необходимость выполнения отверстий диктуется технологическими причинами, например, обеспечением доступа к крепежным винтам.

При ограниченности осевых размеров конструкции используются блоки двух зубчатых колёс (Прил. 1, рис. 2), обладающие высокой крутильной жесткостью, но имеющие технологические ограничения по размерам расположения зубчатых венцов (Прил. 1, табл. 2).

Помимо зубчатых колёс, выполненных из одной заготовки, на практике применяют сборные зубчатые колёса (Прил. 1, рис. 3, табл. 3 и рис. 4, табл. 4). Большое колесо изготавливается из листового материала, что экономичнее. Необходимость применения таких колёс возникает также в случаях, когда большее зубчатое колесо выполняется из бронзы, латуней и пластмасс.

При применении сборных зубчатых колёс следует помнить, что они характеризуются меньшей точностью, так как малое колесо изготавливается методом долбления, который менее точен, чем метод фрезерования. Для повышения точности нарезание зубьев таких колёс следует производить в собранном виде.

5.1.2. Валы и оси

По конструкции валы и оси могут быть гладкими и ступенчатыми. Ступенчатые валы и оси менее технологичны, но удобны при сборке сложных механизмов, поэтому они получили наибольшее распространение. Число и расположение ступеней (уступов) зависят от числа закрепляемых на них деталей. Участки валов и осей, на которые устанавливаются подшипники, называются цапфами. Неподвижная ось консольной конструкции закрепляется на несущих элементах (рис. 5.1), вращающаяся ось устанавливается на опоры (рис. 5.2).

Ступенчатый вал с установленными на нем деталями изображен на (рис. 5.3). Конструкции ступенчатых валов и осей разнообразны и определяются в процессе компоновки механизма с учетом его назначения, условий работы, обработки, сборки, смазки и прочих факторов. Выбор формы вала заключается в отыскании варианта, наиболее рационального для данного случая. Чтобы уменьшить число факторов, влияющих на форму вала или оси, их конструкции разрабатывают после того, как решены следующие вопросы: какой тип опор является наиболее целесообразным, какие детали будут установлены, какой системой сил и моментов вал или ось нагружены, как и в какой последовательности будет производиться их сборка с сопряженными деталями.

В конструкции валов и осей предусматривают элементы, предохраняющие их от осевых смещений, нарушающих установленное при сборке взаимное расположение закрепленных деталей. Фиксация осей и валов в осевом направлении осуществляется уступами, образуемыми при изготовлении, или с помощью установочных колец. При этом различают два способа установки:

- а) вал фиксируется в обеих опорах;
- б) вал фиксируется в одной опоре, а вторая опора делается плавающей.

Первый способ применяется при коротких валах, когда тепловые деформации вала и корпуса в осевом направлении одинаковы или мало отличаются друг от друга (рис. 5.5). В этом случае для обеспечения малого момента трения в опорах предусматривается небольшой осевой зазор. При необходимости регулирования осевого зазора в процессе сборки и эксплуатации может быть предусмотрен компенсатор – набор тонких стальных прокладок между подшипником и буртиками вала или платы (втулки).

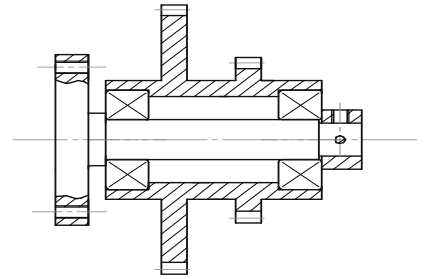


Рис. 5.1 Неподвижная ось.

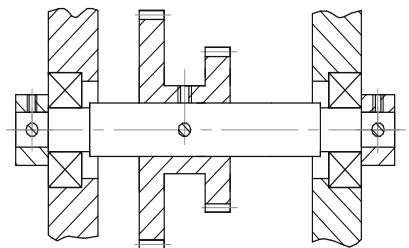


Рис. 5.2 Подвижная ось.

Второй способ применяется при длинных валах и значительных колебаниях температур, а также, когда температурные удлинения вала превосходят деформации корпуса (рис. 5.6).

На рис. 5.3 показана конструкция вала-шестерни, вал совмещен с шестерней. Вал состоит из восьми цилиндрических участков (ступеней). Участок 1 предназначен для установки полумуфты, цапфы 2 и 8 – для сопряжения с внутренними кольцами подшипников качения. Для облегчения монтажа подшипников диаметры цапф принимаются

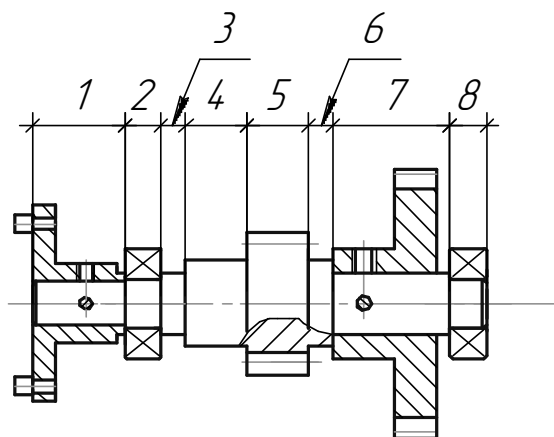


Рис. 5.3 Вал - шестерня.

больше, чем на участке 1. Для облегчения сборки и предохранения подшипников от перекосов и осевых смещений относительно вала предусмотрены уступы 3 и 7, их торцовые поверхности должны быть перпендикулярны оси вала. Высота уступа принимается равной половине толщины внутреннего кольца подшипника. При меньшей высоте осевая фиксация подшипника менее надежна, а при большей – затрудняется демонтаж подшипника с вала. Цилиндрический участок 7 предназначен для установки зубчатого колеса, а уступ 6 – для осевой фиксации зубчатого колеса при сборке, уступ 4 повышает жесткость вала. Осевые размеры и диаметры уступов 4 и 6 назначаются конструктивно. На участке 5 нарезано зубчатое колесо.

Примеры конструкций типовых элементов приведены в Приложении 1.

Номинальные линейные размеры (диаметры, длины, уступы) должны назначаться из стандартного ряда [12], (Прил. 1, табл. 21). Однако при наличии у вала большого числа ступеней выбор только нормальных диаметров для всех ступеней может оказаться затруднительным. В таких случаях для несопрягаемых участков возможны отступления от стандарта. Допускается также применять посадки в системе вала или объединять несколько ступеней в участок вала с одним номинальным диаметром, обработанным под разные посадки в системе отверстия.

При конструктивном оформлении валов и осей следует исходить из найденного приближенного значения диаметра вала и заданных размеров по длине l_1 , l_2 и l_3 . При определении диаметров посадочных поверхностей под подшипники, зубчатые колёса и муфты необходимо руководствоваться типовыми конструкциями элементов вала (рис. 5.4). Размеры уступов Г (рис. 5.4е), используемых для осевой фиксации вала в подшипниках качения, регламентированы (Прил. 1, табл. 5). Канавки Б и В (рис. 5.4г – е) предназначены для выхода шлифовального круга при обработке посадочных отверстий, их размеры регламентированы (Прил. 1, табл. 22). Уступы А (рис. 5.4а – д) выбираются из конструктивных и технологических соображений.

Размеры по длине посадочных поверхностей ступенчатого вала определяются соответствующими размерами ступиц деталей (зубчатых колёс, муфт и

внутренних колец подшипников). Для предварительного выбора указанных размеров можно руководствоваться следующими соотношениями:

а) длина L посадочных ступеней для деталей

$$L = (1.5 \dots 2.5) \cdot d, \text{ где } d - \text{посадочный диаметр деталей} \quad (5.1)$$

б) длина L цапф под подшипники качения

$$L = (0.8 \dots 1) \cdot d_{\text{ц}} \quad (5.2)$$

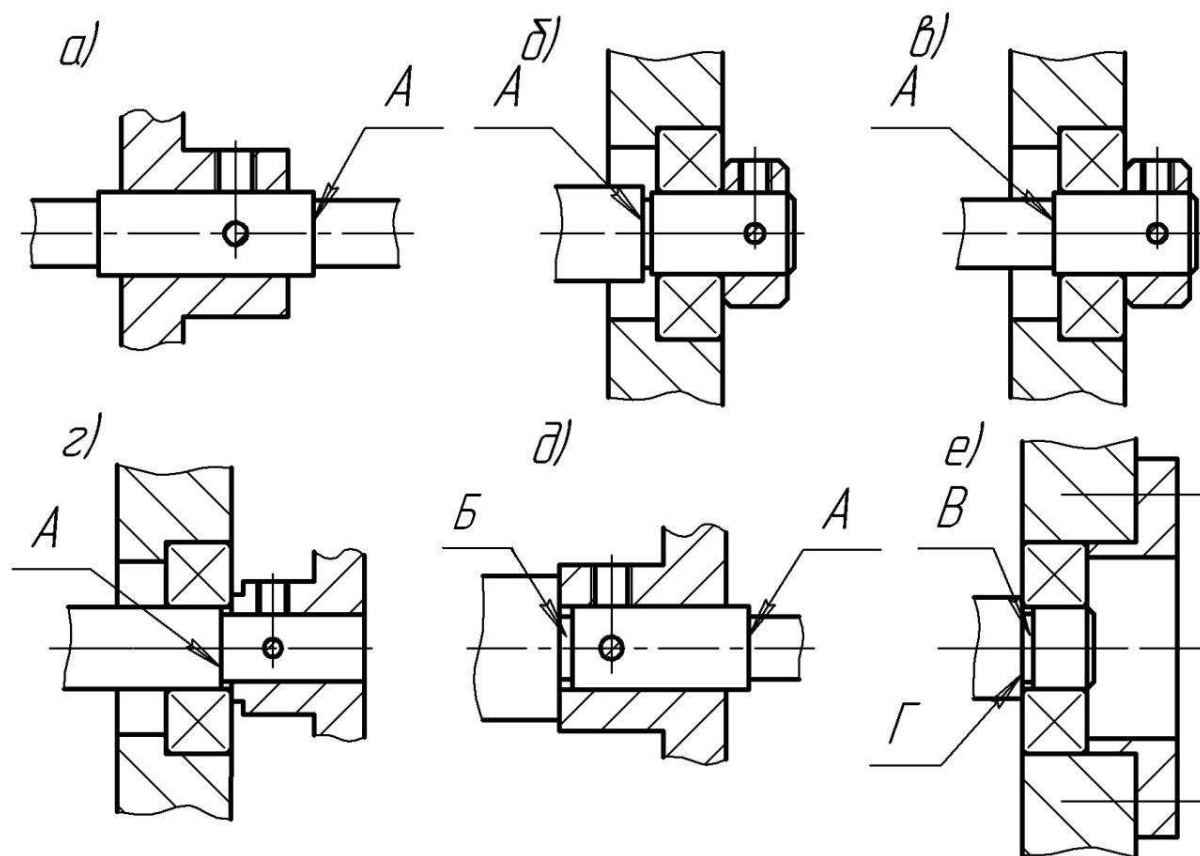


Рис. 5.4. Типовые конструкции элементов вала.

5.1.3. Опоры приборов

Опоры подвижных систем приборов обеспечивают одну степень подвижности – вращение вокруг оси, радиальную и осевую фиксацию. Радиальная фиксация обеспечивается посадками цилиндрических поверхностей подшипников и сопрягаемых деталей, а осевая – торцовыми поверхностями. Такая фиксация не исключает наличия осевых и радиальных зазоров в опорах, регулируемых при сборке. В качестве опор в настоящем задании рекомендованы шарикоподшипники и продольная конструктивная схема подшипникового узла. В продольной схеме два подшипника устанавливаются вдоль оси вала на расстоянии $L = (3 \dots 8)d$, где d – внутренний посадочный диаметр подшипника (рис. 5.5). При $L \geq 10d$ применяется конструкция подшипникового узла, которая позволяет компенсировать температурные продольные деформации вала (рис. 5.6).

В подшипниковых узлах приборов продольная схема широко применяется, так как позволяет применять стандартные подшипники качения.

Стандартные подшипники качения классифицируются по признакам [14]:

1) по виду основной воспринимаемой нагрузки на: радиальные, радиально – упорные, упорно–радиальные и упорные;

2) по размерам на серии:

– наружных диаметров D : сверхлегкая, особолегкая, легкая, средняя и тяжелая;
– ширины B : особоузкая, узкая, нормальная, широкая и особоширокая.

При проектировании прямозубых цилиндрических передач, работающих при небольших нагрузках, обычно используются стандартные радиальные шариковые подшипники сверхлёгкой и особолёгкой серий, которые выбирают по посадочному диаметру вала или оси [13] (Приложение 1, табл. 6).

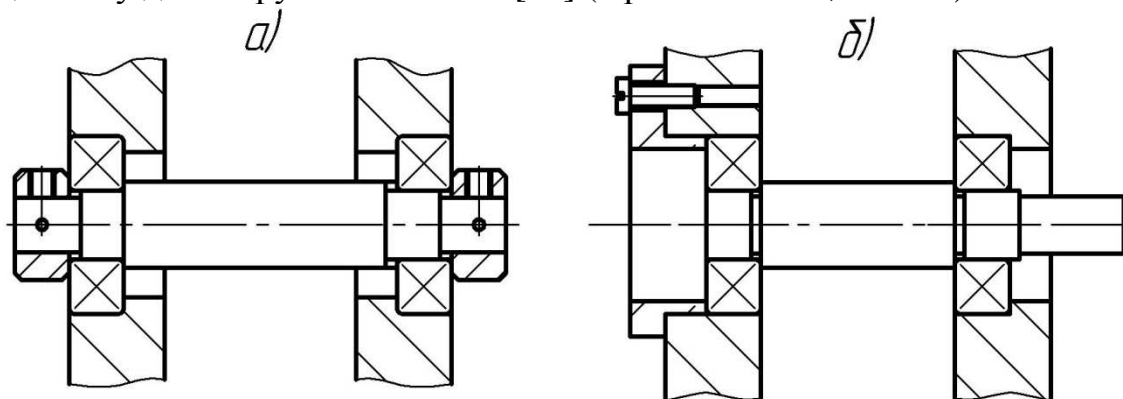


Рис. 5.5. Конструктивные схемы опор для коротких валов.

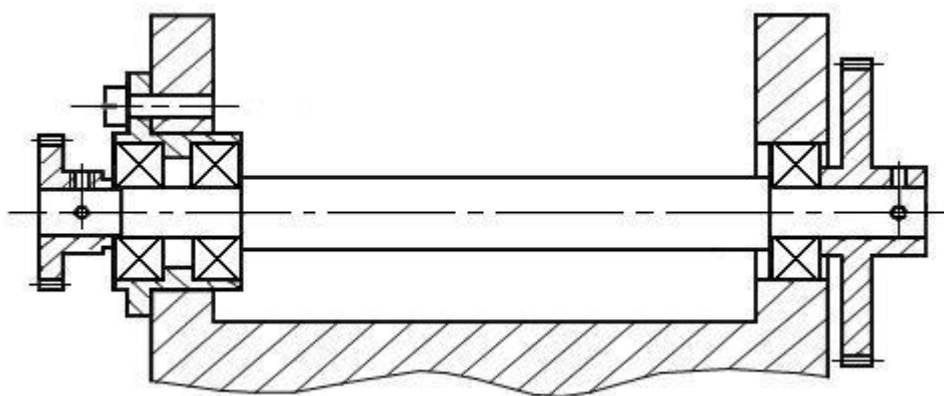


Рис. 5.6. Конструктивная схема опор для длинных валов.

Конструктивные оформления посадочных мест для установки наружного кольца подшипника качения в плате или в стенке корпуса выполняются в соответствии с рекомендациями (Прил. 1, табл. 5), при этом возможно применение крышек (Прил. 1, табл. 11). Для монтажа шарикоподшипникового узла в одной плате используются втулки с двумя гнёздами (Прил. 1, табл. 7 и табл. 8). При установке шарикоподшипников в тонкие платы используют фланцевые втулки с одним гнездом (Прил. 1, табл. 9). Размеры фланцевых крышек, используемых для осевой фиксации наружных колец подшипников в плате, приведены в Прил.1, табл. 11.

Конструктивные оформления посадочных мест для внутренних колец шарикоподшипников на валах (цапфах) приведены в Прил. 1, табл. 5. Размеры ус-

тановочных колец, используемых для осевой фиксации подшипников на валу, приведены в Прил.1, табл. 10. Примеры конструктивного оформления узлов опор приведены в Прил. 1, рис. 15 – рис. 22.

Поскольку данная работа посвящена приборным передачам, то необходимо рассмотреть способы повышения точности вращения шарикоподшипниковых узлов. Шестерня и колесо зубчатой передачи вращаются вокруг осей, которые называются рабочими осями. Положение рабочих осей зависит от классов точности подшипников и деталей подшипниковых узлов. Для обеспечения высокой точности, требуется не только установка подшипников высокого класса точности, но и конструктивное обеспечение регулировки подшипникового узла.

Для стандартных шарикоподшипников существует пять классов точности по мере увеличения точности: 0, 6, 5, 4, 2 [14].

Наружное и внутреннее кольца подшипника имеют осевой $2\Delta a$ и радиальный $2\Delta r$ зазоры (люфты), которые приводят к перекосу колец подшипника на угол γ (рис. 5.7).

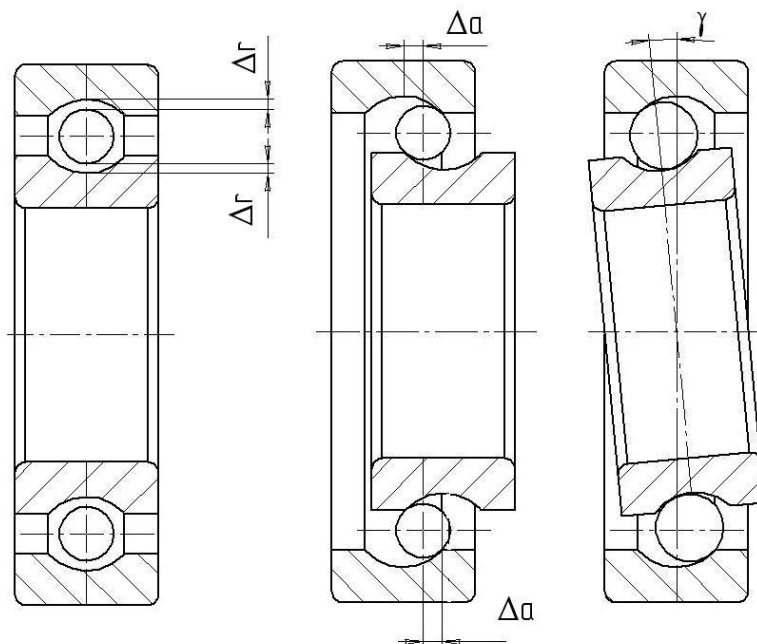


Рис. 5.7. Погрешности шарикоподшипников.

Зазоры приводят к изменению положения рабочей оси зубчатых колес.

Осевым смещением колец подшипника можно добиться уменьшения радиального зазора и перекоса.

Величина допустимых зазоров устанавливается исходя из двух требований: допустимых момента трогания и мёртвого хода. При этом применяются два варианта установки валов в подшипники качения, позволяющие повышать точность вращения. В первом – регулировка подшипников осуществляется осевым смещением внутренних колец подшипников до штифтования установочных колец (рис.5.5.а), во втором – осевым смещением наружных колец, изменяя высоту упорного буртика подшипниковой крышки (рис.5.5.б). Для обеспечения

силового замыкания упорные элементы внутреннего и наружного колец подшипника необходимо располагать с противоположных сторон (рис.5.5) .

В технических требованиях на сборочном чертеже подшипникового узла необходимо указывать информацию о регулировке подшипников, например, “осевое смещение валов должно быть в пределах $0,03 \div 0,05$ мм”.

При выборе класса точности шарикоподшипника предлагается руководствоваться следующими положениями:

1. Класс точности подшипника, степень точности колеса и качества точности сопрягаемых поверхностей должны находиться в некотором соответствии (табл. 5.1).

2. Необходимо помнить, что повышение класса точности подшипника ведёт к возрастанию его цены в несколько раз.

Таблица 5.1

Рекомендуемое соотношение степеней точности зубчатых колёс, классов точности подшипников и качеств сопрягаемых поверхностей колёс и валов.

Степень точности зубчатого колеса	5	6	7	8	9	10
Класс точности шарикоподшипника	2	4, 5	6	0	0	0
Качества точности сопрягаемых поверхностей колёс и валов	5/4	6/5	7/6	7/6	8/7	8/7

5.1.4. Детали несущей конструкции

Несущая конструкция обеспечивает взаимное расположение, фиксацию и функционирование частей механизма. Детали несущей конструкции воспринимают действующие в механизме нагрузки. Прочность, жёсткость, технологичность и точность взаимной фиксации частей механизма являются наиболее важными требованиями, которые предъявляются при конструировании таких деталей. Несущие конструкции проектируемых в настоящем задании механизмов komponуются из следующих деталей: плат, колонок, кронштейнов, мостов, фланцевых втулок и крышек.

В приборостроении для изготовления плат широко применяются листовой прокат из алюминиевых сплавов Д1Т, Д2Т, Д16Т. При выборе толщины платы следует руководствоваться размерами и конструктивными особенностями подшипниковых узлов, а также сортаментом на листы из алюминиевых сплавов [15].

Конструктивные элементы колонок и их соединений с платами приведены в Прил. 1, рис. 12 и табл. 12. Колонки изготавливаются из стальных прутков [16], используются конструкционные стали 20, 25, 30.

В случаях, когда предъявляются жёсткие требования к радиальному биению опор, возможно применение:

а) подшипниковых втулок, в которых посадочные отверстия под подшипники обрабатываются за один проход инструмента (Прил. 1, рис. 8, табл. 8 и рис. 16);

б) двух плат со сквозными посадочными отверстиями под подшипники, обрабатываемых одновременно за один проход инструмента (Прил. 1, рис. 18).

Кронштейны и мосты изготавливаются из алюминиевых сплавов конструкционных Д1Т, Д2Т, Д16Т и литейных АЛ2, АЛ8 и АЛ9 [17]. Втулки, кронштейны и мосты после регулировки положения закрепляются винтами, а затем фиксируются двумя установочными штифтами.

5.2. Компоновочный чертеж

Компоновочный чертёж передаточного механизма выполняется в соответствии с исходными данными, результатами проектировочного расчёта и выбранными конструктивными элементами. Разрабатываемая конструкция включает только одну зубчатую пару, что существенно упрощает задачу, так как отпадает вопрос компоновки ступеней редуктора в пространстве.

Прежде чем приступить к выполнению компоновки, следует внимательно изучить примеры конструкций в Приложении 2. При этом необходимо разобрать следующие вопросы: а) способы установки валов в подшипниках качения; б) конструктивные особенности крепления зубчатых колёс и колец подшипников; в) способы регулировки зазоров в подшипниках; г) виды и конструктивное оформление несущих деталей.

Разработку компоновочного чертежа рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1. Вычерчивают зубчатые колёса в соответствии с ранее определёнными размерами.

2. Наносят контуры валов, осей и опор, показывают крепление зубчатых колёс.

3. Изображают детали несущей конструкции.

Компоновочный чертёж выполняется в масштабе с соблюдением стандартов по оформлению чертежей общего вида. При изготовлении чертежа карандашом, его необходимо выполнять на миллиметровой бумаге формата А4, в случае электронного изготовления – на компьютере, в специальных пакетах прикладных программ (Компас, AutoCAD или подобных им). Избранные проекции должны дать возможность показать все конструктивные элементы механизма. После окончательного анализа и внесения исправлений компоновочный чертёж должен быть представлен на утверждение преподавателю.

5.3. Выбор посадок для сопрягаемых деталей, определение зазоров и натягов в сопряжениях

5.3.1. Основные понятия и определения

Действительный размер – размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера, наибольший и наименьший, между которыми должен находиться действительный размер детали.

Номинальный размер – размер, проставленный на чертеже и служащий началом отсчёта отклонений.

Предельное отклонение – алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Различают верхнее и нижнее отклонения.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой отсчитываются отклонения размеров при графическом изображении.

Допуск – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами.

Поле допуска – поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями.

Вал – термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей.

Отверстие – термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей.

Посадка – характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нём зазоров или натягов.

Зазор S – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг N – разность размеров отверстия и вала до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Общепринятыми являются следующие обозначения:

d, D – номинальные размеры вала и отверстия;

$d_{max}, d_{min}, D_{max}, D_{min}$ – наибольший и наименьший размеры вала, отверстия;

es, ei – верхнее и нижнее отклонение вала;

ES, EI – верхнее и нижнее отклонение отверстия;

T, Td, TD, IT – допуск, допуск размеров вала и отверстия, допуск ИСО.

В соответствии с принятыми определениями имеем:

$$es = d_{max} - d;$$

$$ei = d_{min} - d;$$

$$ES = D_{max} - D;$$

$$EI = D_{min} - D;$$

Зазор и натяг определяются по формулам:

$$S = D - d;$$

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

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

$$N = d - D$$

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

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

Средний зазор (натяг) равен:

$$S_m = 0,5(S_{max} + S_{min});$$

$$N_m = 0,5(N_{max} + N_{min});$$

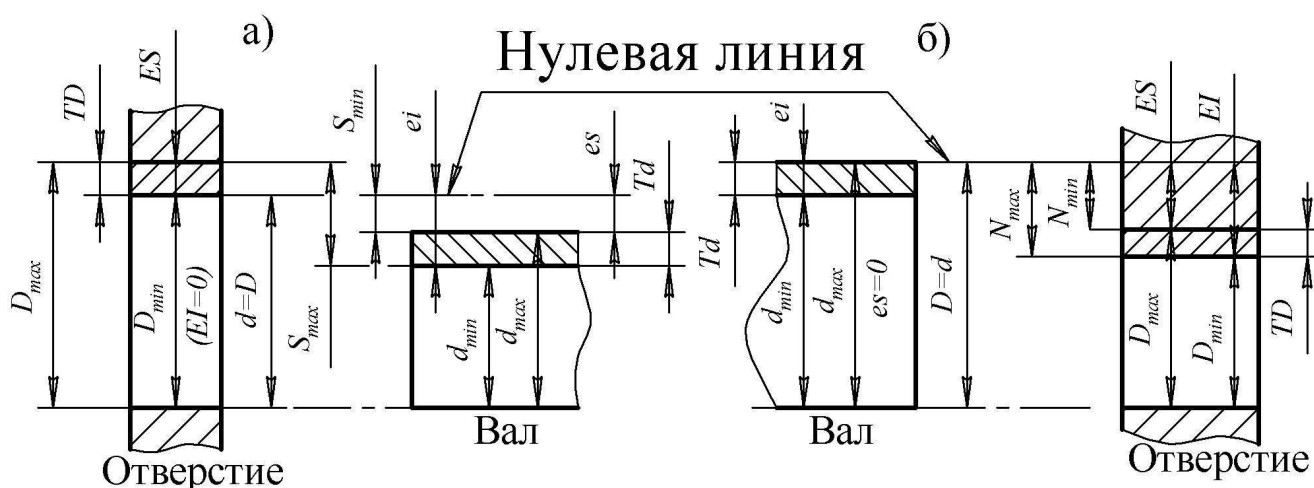


Рис. 5.8 Схема расположения полей допусков посадки:
а) с зазором, б) с натягом.

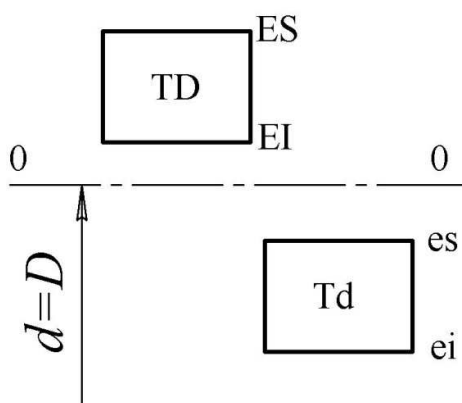


Рис. 5.9. Графическое изображение полей допусков.

В настоящем задании необходимо назначить посадки и выполнить расчёт зазоров и натягов для трёх сопряжений:

- внутреннее кольцо шарикоподшипника с валом;
- наружное кольцо шарикоподшипника с платой или втулкой;
- зубчатое колесо с валом.

5.3.2. Рекомендации по выбору посадок

В приборных неподвижных разъемных соединениях детали сопрягаются по переходным посадкам. Переходные посадки деталей обеспечивают необходимую точность и технологичность соединений. Для крепления и фиксации деталей широко используются штифтовые соединения.

Рекомендуемые посадки валов и зубчатых колёс:

$\frac{H7}{k6}, \frac{H7}{js6}$ – для зубчатых колёс 7 и 8 степеней точности;

$\frac{H8}{k7}, \frac{H8}{js7}$ – для зубчатых колёс 9 и 10 степеней точности.

Выбор посадок для подшипников качения должен обеспечить неподвижное соединение колец подшипника с валом и несущим элементом и лёгкость вращения вала (исключение деформации колец, приводящих даже к незначительному защемлению тел качения). Для установки шарикоподшипников применяют специальные подшипниковые посадки. При этом если одно из колец устанавливается с натягом, то для посадки другого кольца обычно предусматривается небольшой зазор.

Конкретный выбор посадок должен учитывать следующие условия:

1. Способ регулировки зазора в подшипниках качения (рис. 5.5 и рис. 5.6).

Для кольца, получающего смещение в процессе регулировки, целесообразно предусмотреть посадку с небольшим зазором.

2. Вид нагружения: местный, циркуляционный, колебательный (табл. 5.2.).

При местном нагружении кольцо воспринимает радиальную, постоянную по направлению нагрузку ограниченным участком дорожки качения.

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает радиальную нагрузку последовательно всеми участками дорожки качения и передает ее последовательно всей посадочной поверхности вала и корпуса.

При колебательном нагружении кольца радиальная нагрузка воспринимается последовательно точками ограниченного участка дорожки качения.

При местном нагружении кольца назначают посадку с небольшим зазором. Такая посадка способствует проворачиванию кольца, и, следовательно, более равномерному его износу.

Циркуляционно нагруженные кольца для исключения их проворота ставят с небольшим натягом.

При колебательном нагружении кольца назначают переходные посадки.

Таблица 5.2

Виды нагружения шарикоподшипников

Радиальная нагрузка, воспринимаемая шарикоподшипником	Вращающееся кольцо	Вид нагружения	
		внутреннего кольца	наружного кольца
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, меньшая по значению	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, большая по значению	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное в одном или противоположных направлениях	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращающаяся, приложенная к внутреннему кольцу		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся, приложенная к наружному кольцу		Циркуляционное	Местное

Для проектируемых в настоящем задании приборных зубчатых передач рекомендуется применять радиальные шарикоподшипники классов точности 0 и 6, посадки для которых приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Рекомендуемые поля допусков диаметров вала и отверстия корпуса для посадки шарикоподшипников (для 0 и 6 классов точности)

Вид нагружения	Поля допусков диаметров деталей	
	вала	корпуса
Местное	js6, h6, g6, f6	Js7, H7, G7, H8
Циркуляционное	k6, js6	K7, Js7
Колебательное	js6	Js7

Предельные отклонения диаметров валов и отверстий, необходимые для расчёта зазоров и натягов, а также построения полей допусков, определяются из табл. 16 и табл. 17 Приложения 1. Предельные отклонения диаметров наружного и внутреннего колец шарикоподшипников 0 и 6 классов точности приведены в табл. 18. Приложения 1.

Пример оформления графического изображения полей допусков и расчета посадок приведен на рис. 5.10.

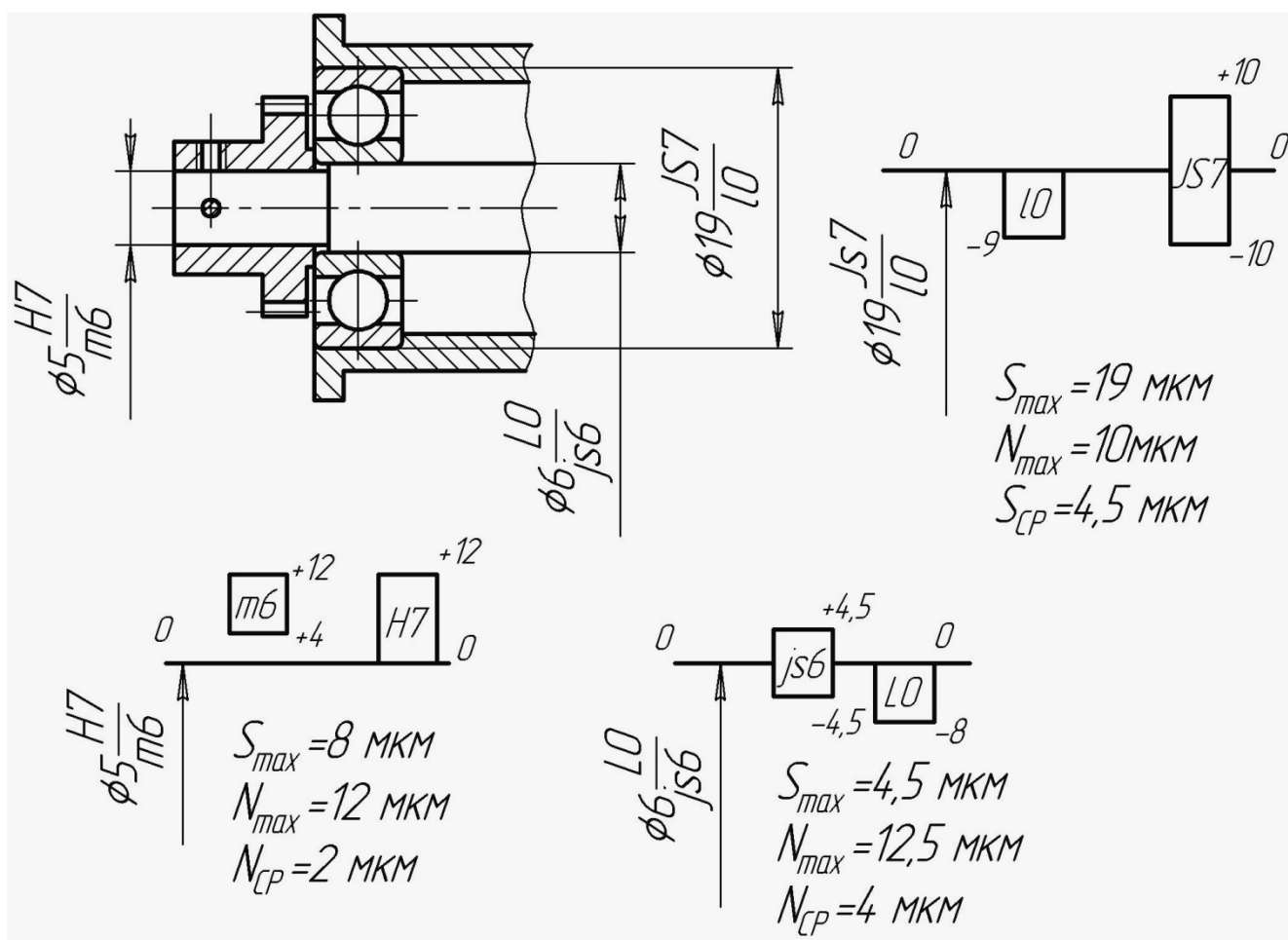


Рис. 5.10. Пример выбора посадок для сопрягаемых деталей.

6. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ

6.1. Расчет зубчатых колес на прочность

6.1.1. Виды нагружения и разрушения зубьев

Нагружение зубьев может быть статическим или циклическим.

Статическое нагружение может носить характер кратковременных значительных перегрузок и приводить к хрупкому излому зубьев или появлению остаточных деформаций.

Циклическое нагружение вызывает усталостные явления в материале зубьев и приводит при недостаточной их прочности к усталостному излому (изгибу) или к выкрашиванию поверхностного слоя от контактных напряжений.

Основным режимом нагружения зубьев всех видов передач следует считать длительно действующее циклическое нагружение. В соответствии с этим ниже приведен расчет зубьев цилиндрических передач на выносливость по напряжениям изгиба и контактным напряжениям.

Если передача по условиям работы подвержена кратковременным существенным перегрузкам, следует произвести и расчет на статический изгиб зубьев. Для этого можно воспользоваться теми же формулами, что и для расчета на изгибную выносливость, заменив в формулах максимальный длительно действующий момент на валу T_l максимальным нагрузочным моментом T_{lM} и предел выносливости материала при изгибе $\sigma_{Flim b}$ – предельным напряжением $\sigma_{Flim M}$.

Приборные зубчатые передачи часто выполняются в открытом корпусе. Открытые передачи работают в условиях полусухого или полужидкостного трения. В таких передачах происходит значительный абразивный износ активных поверхностей зубьев, который обычно опережает процесс усталостного выкрашивания. Поэтому приборные передачи рассчитываются, прежде всего, на изгиб. Однако передачи, спроектированные с учетом контактных напряжений, менее подвержены износу, так как их характеризуют меньшие величины удельных давлений, поэтому расчет приборных передач на контактную выносливость также следует считать целесообразным.

При проверочном расчете для известных размеров передачи и действующих нагрузок определяются расчетные напряжения в зубьях и сравниваются с допускаемыми.

Для нагруженных и ответственных передач проверочный расчет является обязательным. Кроме того, при проектировании малонагруженных приборных передач параметры, характеризующие прочность, часто выбираются конструктивно (без расчета), поэтому и в этом случае выполняется проверочный расчет передачи.

Ниже приводятся формулы для проверочного расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач [7]. Расчетные зависимости сопровождаются методическими указаниями по выбору численных значений параметров, необходимых для расчета передач на прочность.

6.1.2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением действующих в полюсе зацепления расчетного и допускаемого контактных напряжений:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1} \frac{u+1}{u} K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad , \quad (6.1)$$

где

σ_H – расчетное контактное напряжение, МПа,

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение передачи, которое в приближенном расчете принимают, МПа,

для $\beta = 0$ $\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2})$,

для $\beta \neq 0$ $\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HP\min}$

при выполнении условия $\sigma_{HP} < 1,25\sigma_{HP\min}$,

$\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}$ определяют по табл. 6.4;

b_w – рабочая ширина зубчатого венца, мм,

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм,

$F_{tH} = \frac{2 \cdot T_{1H}}{d_1}$ или $F_{tH} = \frac{2 \cdot T_{2H}}{d_2}$ – окружная сила на делительном цилиндре, Н;

$T_{1H} (T_{2H})$ – вращающий момент (нагрузочный момент), Н·мм,

u – передаточное число,

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства зубьев:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Для $E_1 = E_2 = E$ и $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ принимают $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$

Для стали при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $Z_E = 190$,

Z_H – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. В приближенном расчете принимают для прямых зубьев $Z_H = 2,5$, а для косых зубьев при $x_\Sigma = 0$ принимают $Z_H = 2,4$.

Для уточненных расчетов косозубых передач Z_H определяют по [7];

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. В приближенном расчете принимают для прямых зубьев $Z_\varepsilon = 0,95$; для косых зубьев $Z_\varepsilon = 0,9$, а для уточненных расчетов Z_ε определяют по [7];

Z_β – коэффициент наклона зуба, $Z_\beta = 1,0$;

K_A – коэффициент внешней динамической нагрузки, $K_A = 1,0$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1,0$, а для косозубых $K_{H\alpha} = 1,2$;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки,

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{Hv} b_w}{F_{tH} K_A} \quad , \quad (6.2)$$

$$\text{где } \omega_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (6.3)$$

где δ_H принимается из табл. 6.1, g_0 – из табл. 6.2, v – рассчитывается по формуле 6.4.

Таблица 6.1

Значение коэффициента δ_H		
Твердость поверхностей зубьев по Виккерсу	Вид зубьев	δ_H
$H_1 \leq 350 HV$ или $H_2 \leq 350 HV$	Прямые	0,06
	Косые	0,02
$H_1 > 350 HV$ и $H_2 > 350 HV$	Прямые	0,14
	Косые	0,04

Таблица 6.2

Значение коэффициента g_0					
Степень точности	5	6	7	8	9
g_0	2,8	3,8	4,7	5,6	7,3

v – окружная скорость на делительном радиусе

$$v = \frac{\pi d_i n_i}{6 \cdot 10^4}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (6.4)$$

d_i – делительный диаметр, мм, n_i – частота вращения, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$,

a_w – межосевое расстояние, мм,

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется по табл. 6.3.

Таблица 6.3

Значения коэффициентов $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$					
Расположение шестерен	Коэффициенты	ψ_{bd1}			
		0,2	0,3	0,4	0,5
Консольное	$K_{F\beta}$	1,17	1,25	1,38	1,47
	$K_{H\beta}$	1,08	1,15	1,18	1,23
Между опорами	$K_{F\beta}$	1,05	1,08	1,10	1,13
	$K_{H\beta}$	1,015	1,02	1,02	1,03

Допускаемые напряжения при расчете на контактную выносливость σ_{HP} для цилиндрических колес, изготовленных из углеродистых и легированных сталей в нормализованном или улучшенном состоянии с твердостью $H_{HB} < 350$, определяются в соответствии с формулами и числовыми рекомендациями табл. 6.4.

Таблица 6.4

Значения допускаемых контактных напряжений σ_{HP}

$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_w \cdot Z_x, \text{ МПа}$							
$\sigma_{H \lim b}$ предел контактной выносливости поверхностей зубьев при базовом числе циклов перемены напряжений $N_{H \lim}$, МПа	S_H коэффициент безопасности		Z_R коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей зубьев			Z_N коэффициент долговечности $Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}$ для постоянной нагрузки	
	$S_{H \min}$ для колес с однородной структурой металла	$S_{H \min}$ для особо ответственных передач	$R_a = 0,63 \dots 1,25$	$R_a = 1,25 \dots 2,5$	$R_z = 10 \dots 40$	$N_{H \lim}$ Базовое число циклов перемены напряжений	N_K эквивалентное число циклов перемены напряжений. При постоянной нагрузке $N_K = 60 \cdot n_1 \cdot L$, где n частота вращения шестерни, об/мин; L долговечность работы передачи в часах
$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot H_{HB} + 70$	1,1	1,25	1,0	0,95	0,9	$N_{H \lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2.4} \cdot 120 \cdot 10^6$	

Примечания:

1. При $N_K > N_{H \lim}$, принимают $Z_N = 1,0$;
при $Z_N > 2,6$, принимают $Z_N = 2,6$.
2. Коэффициенты $Z_L = Z_v = Z_x = Z_w = 1$
3. Коэффициент Z_N для переменной нагрузки определяется по [7]

6.1.3. Расчет цилиндрической зубчатой передачи на изгибную прочность

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{b m} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \leq \sigma_{FP}, \text{ МПа, где} \quad (6.5)$$

$F_{tF} = \frac{2T_{1F}}{d_1}$ или $F_{tF} = \frac{2T_{2F}}{d_2}$, Н, где T_{1F} и T_{2F} – расчетный вращающий момент соответственно на валу ведущего и ведомого колеса, d_1 и d_2 – делительные диаметры

колес, $K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}$ – коэффициент нагрузки; b – ширина зубчатого венца, мм,

m – расчетный модуль передачи, мм;

K_A – коэффициент внешней динамической нагрузки, $K_A = 1,0$.

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_w}{F_{tF} K_A}, \text{ где} \quad (6.6)$$

$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$, где $\delta_F = 0,16$ для прямозубых и $\delta_F = 0,06$ для косозубых передач;

g_0 принимается из табл. 6.2.

v – окружная скорость на делительном радиусе

$$v = \frac{\pi d_i n_i}{6 \cdot 10^4}, \frac{m}{c}, \quad (6.7)$$

d_i – делительный диаметр, мм, n_i – частота вращения, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$,

a_w – межосевое расстояние, мм,

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется по табл. 6.3.

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$, а для косозубых $K_{F\alpha} = 1,15$.

Y_{FS1} , Y_{FS2} – коэффициенты, учитывающие форму зуба и концентрацию напряжений, определяются по графику рис. 4.4 по приведенному числу зубьев z_v и коэффициенту смещения x или приближенно по формуле

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2, \quad (6.8)$$

$$\text{где } z_{vi} = \frac{z_i}{\cos(\beta)} \quad (i=1, 2) \quad (6.9)$$

Y_β – коэффициент наклона зуба, определяют из выражения

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} \quad (6.10)$$

При $\beta \geq 42^\circ$ $Y_\beta = 0,7$, для прямозубых цилиндрических колес $Y_\beta = 1$.

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для прямозубых передач принимается $Y_\varepsilon = 1$, а для косозубых – $Y_\varepsilon = 0,8$.

Коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$, учитывающие распределение нагрузки по ширине венца при твердости материала $H_{HB} < 350$, выбираются для цилиндрических колес из табл. 6.4. На величину этих коэффициентов оказывают влияние ширина зубчатого венца, расположение шестерен относительно опор, твердость материала и другие факторы.

Рабочую ширину венца цилиндрических колес b_w выражают через коэффициент ψ_{bd} :

$$\psi_{bd1} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{b_w}{m} \cdot \frac{\cos(\beta)}{z_1} \quad (6.11)$$

Значения коэффициента ψ_{bd} выбираются в следующих пределах: $0,15 \leq \psi_{bd} \leq 0,5$. Меньшие значения ψ_{bd} целесообразны при консольном и несимметричном расположении колес относительно опор.

Величина b в зубчатых механизмах с регулируемым положением колес в осевом направлении приравняется ширине венца b , задаваемой в табл. 1 Приложения 1.

Допускаемые напряжения при расчете на изгиб σ_{FP} цилиндрических зубчатых колес, изготовленных из углеродистых и легированных сталей, в нормализованном или улучшенном состоянии с твердостью $HВ \leq 350$, определяются в соответствии с формулами и числовыми значениями табл. 6.5.

Таблица 6.5

Значения допускаемых напряжений на изгиб σ_{FP}

$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_N}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta, \text{ МПа}$						
$\sigma_{F \lim b}$ предел выносливости зубьев на изгиб при базовом числе циклов перемены напряжений $N_{F \lim}$ МПа	S_F – коэффициент безопасности		Y_A коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки		Y_N коэффициент долговечности $Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_K}}$ для постоянной нагрузки	
	$S_{F \min}$ для колес с однородной структурой металла	$S_{F \min}$ для особо ответственных передач	Нереверсивная передача	Реверсивная передача	$N_{F \lim}$ базовое число циклов перемены напряжений	N_K эквивалентное число циклов перемены напряжений. При постоянной нагрузке $N_K = 60 \cdot n_1 \cdot L$, где n_1 – частота вращения шестерни об/мин; L долговечность работы передачи в часах
$1,75 \cdot H_{HB}$	2,2	2,5	1,0	0,65	$N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$	

Примечания:

1. При $N_K > N_{F \lim}$ принимают $Y_N = 1$ при $Y_N > 4$ принимают $Y_N = 4$.
2. Коэффициент $Y_A = 0,65$ соответствует случаю, когда приведенное число циклов перемены напряжений при прямом ходе и реверсе (обратном ходе) одинаковы.
3. Если приведенное число циклов при реверсе меньше, чем при прямом ходе, коэффициент Y_A следует увеличить.

4. Коэффициент Y_δ рассчитывается по формуле $Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg m$, при модулях $m \leq 1$ мм коэффициент $Y_\delta = 1$.
5. Коэффициенты $Y_R = Y_X = 1$.
6. Коэффициент Y_H при переменной нагрузке определяется по [7]

Механические характеристики материалов: предел текучести σ_T , предел прочности σ_B , твердость по шкале Бринелля HB приведены в табл. 4.2, соотношения твердостей в других единицах – на рис. 6.1.

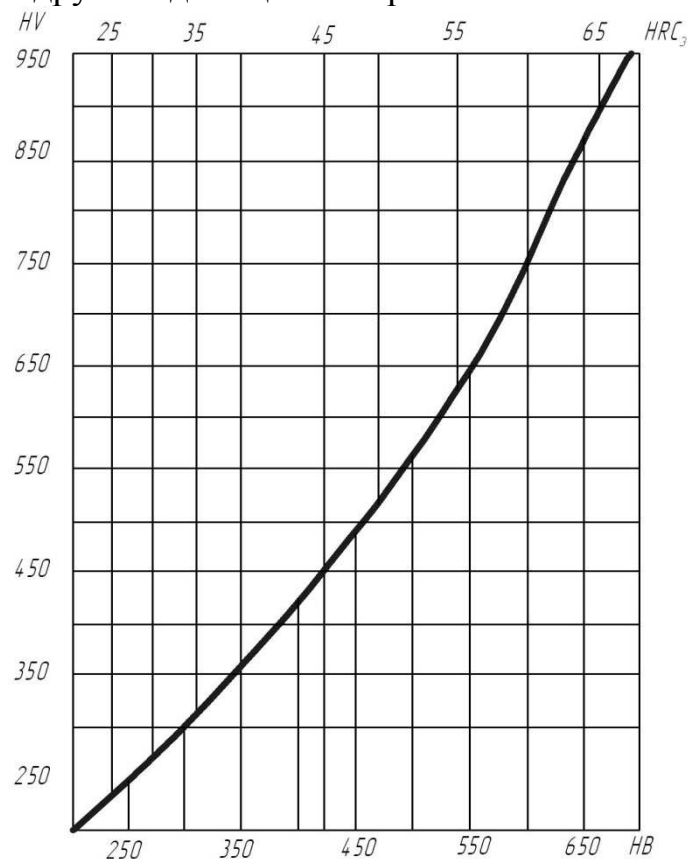


Рис. 6.1 График соотношений твердостей в единицах HB, HRCэ и HV.

Пример

Исходные данные: передача прямозубая цилиндрическая,

$m = 0,4$ мм; $z_1 = 20$, $z_2 = 50$, $u = 2,5$; $T_2 = 100$ Нмм, $n_1 = 1000$ об/мин, $L = 5000$ час.

Материал шестерни и колеса: сталь 35Х, нормализация, HB = 250. Степень точности 8G. Расположение – консольное. Передача неревверсивная. Рабочая ширина зубчатого венца $b_w = 2$ мм. Рассчитать передачу на прочность.

Расчёты.

1. Контактная выносливость.

Окружная сила на делительном цилиндре $F_{tH} = \frac{2 \cdot 100}{8 \cdot 2,5} = 10,0$ Н.

Коэффициенты: $K_A = 1$; $K_{Ha} = 1$.

Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bd1} = \frac{2}{8} = 0,25$.

$$K_{H\beta} = \frac{1,08 + 1,15}{2} = 1,115 \text{ (табл. 6.3).}$$

Коэффициент $\delta_H = 0,06$ (табл. 6.1).

Величина $g_0 = 5,6$ (табл. 6.2).

Окружная скорость на делительном цилиндре $v = \frac{\pi \cdot 8 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4} = 0,42$ м/сек.

$$\text{Величина } \omega_{Hv} = 0,06 \cdot 5,6 \cdot 0,42 \cdot \sqrt{\frac{14}{2,5}} = 0,334.$$

$$\text{Коэффициент } K_{Hv} = 1 + \frac{0,334 \cdot 2,0}{10,0 \cdot 1,0} = 1,0668.$$

Коэффициент $Z_E = 190,0$.

Коэффициент $Z_H = 2,5$.

Коэффициент $Z_\varepsilon = 0,95$.

Коэффициент $Z_\beta = 1,0$.

Рекомендации [7]

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 190,0 \cdot 2,5 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot \sqrt{\frac{10,0}{2,0 \cdot 8,0} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5} \cdot 1,0 \cdot 1,0668 \cdot 1,115 \cdot 1,0} = 460,4 \text{ МПа}$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$\sigma_{H\lim} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$$

Базовое число циклов перемены напряжений $N_{H\lim} = 30,0 \cdot 2500^{2,4} = 17067789,4$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_K = 60,0 \cdot 1000,0 \cdot 5000,0 = 300000000,0$$

Так как $N_K > N_{H\lim}$, коэффициент долговечности $Z_N = 1,0$

Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей зубьев принимаем $Z_R = 0,95$ (шероховатость $R_a = 1,25 - 2,5$)

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$

Допускаемое контактное напряжение

$$\sigma_{HP} = \frac{570,0 \cdot 1,0}{1,1} \cdot 0,95 = 492,3 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено: расчетное действующее контактное напряжение не превышает допускаемое.

2. Изгибная выносливость.

$$\text{Окружная сила на делительном цилиндре } F_{tF} = \frac{2 \cdot 100}{8 \cdot 2,5} = 10 \text{ Н}$$

Коэффициенты: $K_A = 1,0$; $K_{F\alpha} = 1,0$.

Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bd1} = \frac{2}{8} = 0,25$,

$$K_{F\beta} = \frac{1,17 + 1,25}{2} = 1,21 \text{ (табл. 6.3).}$$

Коэффициент $\delta_F = 0,16$.

Величина $g_0 = 5,6$ (табл. 6.2).

Окружная скорость на делительном цилиндре $v = \frac{\pi \cdot 8 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4} = 0,42$ м/сек.

Величина $\omega_{Fv} = 0,16 \cdot 5,6 \cdot 0,42 \cdot \sqrt{\frac{14}{2,5}} = 0,8905$.

Коэффициент $K_{Fv} = 1 + \frac{0,8905 \cdot 2,0}{10,0 \cdot 1,0} = 1,1781$.

Коэффициент $K_{F\alpha} = 1,0$.

Коэффициент нагрузки $K_F = 1,0 \cdot 1,1781 \cdot 1,21 \cdot 1,0 = 1,4255$.

Коэффициенты, учитывающие форму зуба и концентрацию напряжений $Y_{FS1} = 4,07$; $Y_{FS2} = 3,65$ (рис. 4.4).

Принимаем коэффициенты $Y_\beta = Y_\epsilon = 1,0$. Так как $Y_{FS2} < Y_{FS1}$, а материал шестерни и колеса один и тот же, рассчитывается напряжение на изгиб только для шестерни.

Расчетное действующее изгибное напряжение:

$$\sigma_F = \frac{10,0}{2,0 \cdot 0,4} \cdot 1,4255 \cdot 4,07 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 72,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение на изгиб:

$$\sigma_{F\lim b} = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент безопасности $S_F = 2,2$.

Так как $N_K > N_{F\lim}$, коэффициент долговечности $Y_N = 1,0$.

Так как передача неревверсивная, коэффициент $Y_A = 1,0$.

Принимаем коэффициенты $Y_R = Y_X = Y_\delta = 1,0$; тогда допускаемое напряжение на изгиб

$$\sigma_{FP} = \frac{437,5 \cdot 1,0}{2,2} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 199,9 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполнено: расчетное действующее напряжение на изгиб не превышает допускаемое.

6.2. Расчёт валов и осей на статическую прочность

6.2.1. Основные понятия

Проверочный расчёт вала и оси производится после разработки компоновочного чертежа. По чертежу определяются линейные размеры вала или оси и линейные размеры расположения на них деталей. При этом вал рассматривается как балка, лежащая на двух шарнирных опорах (опоры условно располагаются посередине ширины шарикоподшипников) и нагруженная сосредоточенными силами и моментами. Ось может быть на двух опорах или консольной.

Проверочный расчёт вала включает следующие этапы:

1. Определение опорных реакций при заданных расчетных нагрузках, расчет ведется исходя из условий статического равновесия вала относительно одной из шарнирных опор.

Полезно подтвердить правильность выполненных вычислений, для этого необходимо составить дополнительное уравнение статики, например, уравнение моментов, $\sum M_i = 0$ относительно второй шарнирной опоры, которое при отсутствии ошибок обратится в тождество типа $0 \equiv 0$;

2. Определение внутренних силовых факторов: перерезывающих сил Q , изгибающих M_u и крутящих M_z моментов в поперечных сечениях вала.

Для построения эпюр перерезывающих сил и изгибающих моментов вал необходимо разделить на участки, соответствующие точкам приложения сил и моментов и для каждого из них записать аналитические выражения для Q и M .

Внутренние силовые факторы определяются методом сечений:

а) **перерезывающая сила Q** численно равна алгебраической сумме всех внешних сил, действующих на одну из частей вала, слева или справа от сечения;

б) **изгибающий момент M_u** численно равен алгебраической сумме всех внешних моментов и моментов сил, действующих на одну из частей вала слева или справа от сечения;

– знаки Q и M имеют физический смысл, поэтому для них установлены следующие правила (Рис. 6.2):

– перерезывающая сила Q считается положительной, если равнодействующая внешних сил слева от сечения направлена снизу вверх, а справа от сечения – сверху вниз;

– изгибающий момент M_u считается положительным, если внешний равнодействующий момент действует на левую часть вала в направлении по часовой стрелке, а на правую часть вала – против направления хода часовой стрелки.

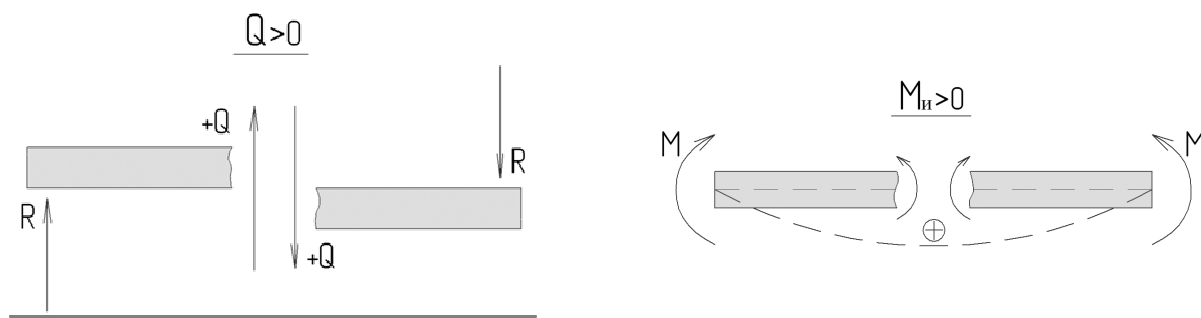


Рис.6.2. Правила знаков для силы Q и момента M_u .

Общие выводы о характере эпюр Q и M_u , позволяющие проверить правильность их построения, можно сделать на основании дифференциальной зависимости Q и M при изгибе (вторая теорема Д.И.Журавского):

$$dM/dx = Q \quad (6.12)$$

3. Определение положения опасного сечения вала по анализу эпюр моментов изгибающего M_H и крутящего M_Z .

4. Расчет сложного напряженного состояния вала в опасном сечении, вызванного одновременным действием деформаций изгиба вала в двух плоскостях и кручения.

5. Проверку прочности вала по допускаемым напряжениям.

6.2.2. Методика расчета

1. Расчетные усилия. Так как в данном задании рассматривается прямозубая цилиндрическая передача, то нормальное усилие F_n в зацеплении можно разложить по двум взаимно перпендикулярным направлениям F_r и F_t (рис.6.3).

$$F_{ri} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_i} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad F_{ti} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_i}, \quad (6.13)$$

где $M_z = T_2$ – нагрузочный момент на выходном валу, α_w – угол зацепления; m – модуль зубчатого колеса, z_i – числа зубьев колес ($i=2,3$).

Для простоты расчёта можно принять угол зацепления в паре колёс z_1, z_2 и z_3, z_4 одинаковым и равным $\alpha_w = 20^\circ$; линии центров колёс z_1, z_2 и z_3, z_4 лежат в одной плоскости YOZ.

Если на схеме зубчатое колесо z_3 не задано, то можно ограничиться определением только нормального усилия в зацеплении:

$$F_{n2} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_w} \quad (6.14)$$

Определённые по формулам (6.13) и (6.14) силы после приведения их к геометрической оси вала составляют расчётные нагрузки (эти нагрузки условно прикладываем в середине ширины зубчатого венца).

Расчётные нагрузки F_{r2} и F_{r3} вызывают изгиб вала в вертикальной плоскости (YOZ), F_{t2} и F_{t3} – изгиб вала в горизонтальной плоскости (XOZ).

2. Реакции в опорах:

а) в вертикальной плоскости (YOZ)

$$\Sigma R_z=0, \Sigma R_y=0, \Sigma M_x=0 \quad (6.15)$$

б) в горизонтальной плоскости (XOZ)

$$\Sigma R_z=0, \Sigma R_x=0, \Sigma M_y=0 \quad (6.16)$$

3. Расчетная схема: изображают вал в виде двухопорной балки, векторы внешних сил и опорных реакций в точках приложения, определяют расположение точек приложения сосредоточенных сил (размеры – по компоновочному чертежу). Разделяют вал на участки по расположению сосредоточенных сил.

4. Используя метод сечений, строят эпюры перерезывающих сил и изгибающих моментов для каждого участка:

а) в вертикальной плоскости (YOZ): Q_y, M_{uy} ,

б) в горизонтальной плоскости (XOZ): Q_x, M_{ux} .

Например, для участка 1: $Q_{1x} = \pm \sum F_{1xi}, M_{1ux} = \pm \sum F_{1xi} z_{li}$,

где F_{1xi} – силы, действующие на участке 1; $0 \leq z \leq z_{1\max}$ – границы участка 1, знаки \pm выбираются по правилам рис. 6.2.

5. Строят эпюру крутящего момента M_z .

6. По наибольшим значениям моментов M_{ux} и M_{uy} при их одновременном воздействии находят положение опасного сечения.

В опасном сечении суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}, \quad (6.17)$$

где M_{ux} и M_{uy} – изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в выбранном сечении вала.

7. По третьей теории прочности определяют сложное напряженное состояние вала в опасном сечении, вызванное одновременным действием деформации изгиба вала в двух плоскостях и деформации кручения.

$$\sigma_{\text{экв}}^{III} = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{1/2} = \frac{1}{W} (M_u^2 + M_k^2)^{1/2} \quad (6.18)$$

где $\sigma_u = M_u / W$ – нормальные напряжения деформации изгиба, $\tau_{kr} = M_k / W_p = M_k / 2W$ – касательные напряжения деформации кручения, M_k – момент кручения (нагрузочный момент T_2), $W_p = \pi d^3 / 16$ – полярный и $W = W_p / 2$ – осевой моменты сопротивления сечения вала, d – диаметр вала.

8. Проверка статической прочности вала

С целью предотвращения пластических деформаций в материале вала проверяют выполнение условия (6.19)

$$\sigma_{\text{экв}}^{III} \leq [\sigma_u], \quad (6.19)$$

Допускаемое напряжение определяют в зависимости от величины разрушающего напряжения и коэффициента запаса прочности $S_2 = 1,4 \dots 6$ и более. Для пластичных материалов в качестве разрушающего напряжения берётся предел текучести σ_T , поэтому

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{S_2} \quad (6.20)$$

При невыполнении условия (6.19) необходимо увеличить диаметр d вала при заданном допускаемом напряжении $[\sigma_u]$ или изменить марку материала вала на материал с более высокими прочностными характеристиками.

Примечание. Проверочный расчет осей на статическую прочность и изгибную жесткость – частный случай расчета вала при крутящем моменте равном нулю.

Пример

Исходные данные: передача прямозубая цилиндрическая, $\alpha_{w12} = \alpha_{w34} = 20^\circ$; линии центров колёс z_1, z_2 и z_3, z_4 лежат в одной плоскости; $m = 0,8$ мм, $z_2 = 49$, $T_2 = 500$ Н·мм, $z_3 = 24$, $S_I = 5$, продольная конструктивная схема, консольное расположение зубчатых колес на валу (рис. 6.3).

Рассчитать вал на прочность.

По компоновочному чертежу определяем: $s=5$ мм, $u=20$ мм, $v=5$ мм.

Для построения эпюр Q и M_u вал делится на 3 участка:

участок 1: $0 \leq z_1 \leq s$; участок 2: $s \leq z_2 \leq s+u$; участок 3: $s+u \leq z_3 \leq s+u+v$.

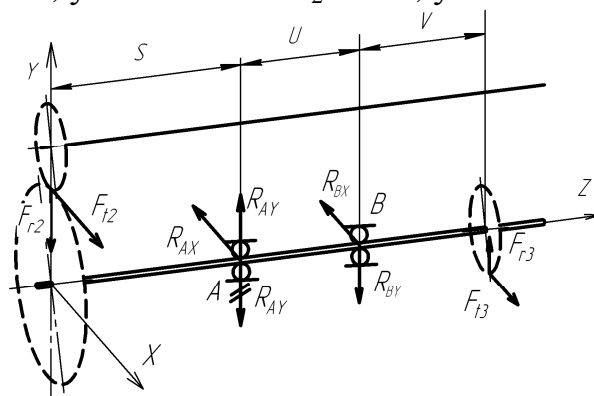


Рис. 6.3. Расчетная схема вала на прочность.

Расчет:

1. Определение действующих усилий и моментов.

Равнодействующие нормальные усилия в зацеплениях можно разложить по двум взаимно перпендикулярным направлениям F_r и F_t :

$$F_{r2} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot Z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_{r2} = \frac{2 \cdot 500}{0,8 \cdot 49} \cdot \operatorname{tg} 20,85^\circ = 9,7 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot Z_2}, \quad F_{t2} = \frac{2 \cdot 500}{0,8 \cdot 49} = 25,5 \text{ Н}$$

$$F_{r3} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot Z_3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_{r3} = \frac{2 \cdot 500}{0,8 \cdot 24} \cdot \operatorname{tg} 20,85^\circ = 19,8 \text{ Н}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot Z_3}, \quad F_{t3} = \frac{2 \cdot 500}{0,8 \cdot 24} = 52,1 \text{ Н}$$

На участке вала между колесами z_2 и z_3 приложен крутящий момент, равный нагрузочному моменту $M_K = T_2$.

2. Определение опорных реакций.

Плоскость XOZ:

$$\begin{aligned}\sum F_X &= F_{t2} - R_{AX} - R_{BX} + F_{t3} = 0 \\ \sum M_{AZ} &= -F_{t2} \cdot S - R_{BX} \cdot U + F_{t3} \cdot (U + V) = 0 \\ R_{BX} &= \frac{F_{t3} \cdot (U + V) - F_{t2} \cdot S}{U}, \quad R_{BX} = \frac{52,1 \cdot (20 + 5) - 25,5 \cdot 5}{20} = 58,8 \text{ H} \\ R_{AX} &= F_{t2} - R_{BX} + F_{t3}, \quad R_{AX} = 25,5 - 58,8 + 52,1 = 18,8 \text{ H}\end{aligned}$$

Плоскость YOZ:

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= -F_{r2} - R_{AY} - R_{BY} + F_{r3} = 0 \\ \sum M_{AZ} &= F_{r2} \cdot S - R_{BY} \cdot U + F_{r3} \cdot (U + V) = 0 \\ R_{BY} &= \frac{F_{r2} \cdot S + F_{r3} \cdot (U + V)}{U}; \quad R_{BY} = \frac{9,7 \cdot 5 + 19,8 \cdot (20 + 5)}{20} = 27,2 \text{ H} \\ R_{AY} &= -F_{r2} - R_{BY} + F_{r3}; \quad R_{AY} = -9,7 - 27,2 + 19,8 = -17,1 \text{ H}\end{aligned}$$

Если значение реакции получили со знаком минус, это означает, что выбранное направление реакции на схеме неверно и требует корректировки на противоположное. На расчётной схеме предыдущее направление зачёркиваем двумя косыми линиями и показываем истинное направление реакции с положительным значением.

По составляющим реакций опор А и В находим результирующие:

$$\begin{aligned}R_A &= \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}, \quad R_A = \sqrt{18,8^2 + (-17,1)^2} = 25,4 \text{ H} \\ R_B &= \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}, \quad R_B = \sqrt{58,8^2 + 27,2^2} = 64,8 \text{ H}\end{aligned}$$

3. Определение внутренних силовых факторов.

Для построения эпюр перерезывающих сил и изгибающих моментов необходимо для каждого участка записать аналитические выражения для Q и M .

Плоскость XOZ:

$$0 \leq z_1 \leq s$$

$$Q = F_{t2}, \quad Q_1 = 25,5 \text{ H}$$

$$M = F_{t2} \cdot Z_1, \quad M_1 = \begin{matrix} \nearrow 0 \\ \searrow 127,5 \text{ H}\cdot\text{мм} \end{matrix}$$

$$s \leq z_2 \leq s+u$$

$$Q(Z_2) = F_{t2} - R_{AX}, \quad Q(Z_2) = 25,5 - 18,8 = 6,7 \text{ H};$$

$$M(Z_2) = F_{t2} \cdot Z_2 - R_{AX} \cdot (Z_2 - S), \quad M(S) = 127,5 \text{ H}\cdot\text{мм};$$

$$M(S+U) = F_{t2} \cdot (S+U) - R_{AX} \cdot U,$$

$$M(S+U) = 25,5 \cdot (5+20) - 18,8 \cdot 20 = 261 \text{ H}\cdot\text{мм};$$

$$s+u \leq z_3 \leq s+u+v$$

$$Q(Z_3) = F_{t2} - R_{AX} - R_{BX}, \quad Q(Z_3) = 25,5 - 18,8 - 58,8 = -52,1 \text{ H};$$

$$M(Z_3) = F_{t2} \cdot Z_3 - R_{AX} \cdot (Z_3 - S) - R_{BX} \cdot (Z_3 - (S+U));$$

$$M(S+U) = 261,5 \text{ H}\cdot\text{мм};$$

$$M(S+U+V) = F_{t2} \cdot (S+U+V) - R_{AX} \cdot (U+V) - R_{BX} \cdot V$$

$$M(S+U+V) = 25,5 \cdot (5+20+5) - 18,8 \cdot (20+5) + 58,8 \cdot 5 = 0 \text{ H}\cdot\text{мм}$$

Плоскость YOZ:

$$0 \leq z_1 \leq s$$

$$\begin{aligned}
Q(Z_1) &= -F_{r2}, & Q(Z_1) &= -9,7 \text{ Н}; \\
M(Z_1) &= -F_{r2} \cdot Z_1, & M(0) &= 0 \\
M(S) &= -F_{r2} \cdot S, & M(S) &= -9,7 \cdot 5 = -48,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \\
s \leq z_2 \leq s+u & & & \\
Q(Z_2) &= -F_{r2} + R_{AY}, & Q(Z_2) &= -9,7 + 17,1 = 7,4 \text{ Н}; \\
M(Z_2) &= -F_{r2} \cdot Z_2 + R_{AY} \cdot (Z_2 - S), & M(S) &= -48,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \\
M(S+U) &= -F_{r2} \cdot (S+U) + R_{AY} \cdot U, & & \\
M(S+U) &= -9,7 \cdot (5+20) + 17,1 \cdot 20 = 99,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \\
s+u \leq z_3 \leq s+u+v & & & \\
Q(Z_3) &= -F_{r2} + R_{AY} - R_{BY}, & & \\
Q(Z_3) &= -9,7 + 17,1 - 27,2 = -19,8 \text{ Н}; & & \\
M(Z_3) &= -F_{r2} \cdot Z_3 + R_{AY} \cdot (Z_3 - S) - R_{BY} \cdot (Z_3 - (S+U)) & & \\
M(S+U) &= 99,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}; & & \\
M(S+U+V) &= -F_{r2} \cdot (S+U+V) + R_{AY} \cdot (U+V) - R_{BY} \cdot V & & \\
M(S+U+V) &= -9,7 \cdot (5+20+5) + 17,1 \cdot (20+5) - 27,2 \cdot 5 = 0 \text{ Н}. & &
\end{aligned}$$

По результатам расчетов строятся эпюры перерезывающих сил Q , изгибающих M_u и крутящего M_k моментов (рис. 6.4).

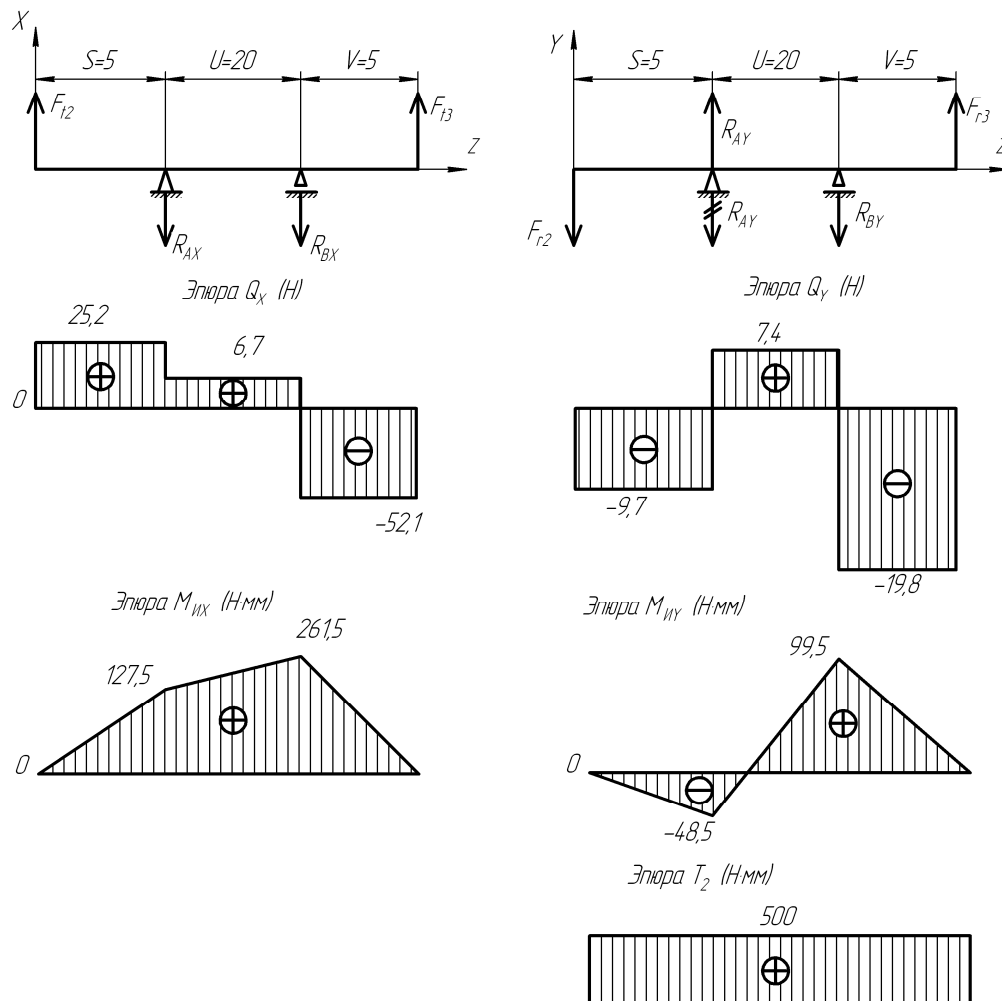


Рис. 6.4 Эпюры перерезывающих сил, изгибающих и крутящего моментов.

4. По наибольшим значениям моментов M_{ux} и M_{uy} при их одновременном воздействии находят положение опасного сечения.

5. Вычисляют эквивалентные напряжения в опасном сечении вала, вызванные совместным изгибом и кручением с учётом формулы (6.18):

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_u^2 + T_2^2}}{0,1 \cdot d^3}, \quad \sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{261,5^2 + 99,5^2 + 500^2}}{0,1 \cdot 6^3} = 26,5 \text{ МПа},$$

где M_k – момент кручения, Н·мм, d – диаметр вала в опасном сечении, мм.

6. Допускаемое напряжение определяется в зависимости от величины разрушающего напряжения и коэффициента запаса S_I ($S_I=5$).

Для пластичных материалов в качестве разрушающего напряжения принимается предел текучести σ_T (табл. 4.9).

$$[\sigma_u] = \frac{490}{5} = 98 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{экв}} < [\sigma_u]$$

Условие прочности вала выполняется.

Ось рассчитывают по этой же методике, только принимают $T_2 = 0$ и $F_t = 0$.

6.3. Расчет валов и осей на усталостную прочность

В работающих механизмах напряжения в материалах валов и осей изменяются циклично. При расчете динамической прочности валов и осей допускаемые напряжения материалов определяют с учетом режима циклов.

В неподвижных осях напряжения изменяются по отнулевому циклу.

Во вращающихся валах и осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу.

Для обеспечения работоспособности валов ПМ в условиях переменных напряжений определение допускаемых нормальных и касательных напряжений выполняется по формулам:

$$[\sigma_u] = \sigma_{\text{пред}} \cdot K_M / (K_\sigma \cdot K_T \cdot n_\sigma); \quad [\tau] = \tau_{\text{пред}} \cdot K_M / (K_\tau \cdot K_T \cdot n_\tau), \quad (6.21)$$

где $\sigma_{\text{пред}}, \tau_{\text{пред}}$ – предельные напряжения выносливости на усталость; K_M – масштабный коэффициент; K_σ, K_τ – коэффициенты концентрации напряжений; K_T – технологический коэффициент, учитывает влияние качества механической обработки поверхности; n_σ, n_τ – запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям.

Предельные напряжения выносливости на усталость зависят от материала и вида напряженного состояния и для конструкционных сталей определяются по эмпирическим зависимостям в таблице 6.6.

Таблица 6.6

Предельные напряжения выносливости на усталость $\sigma_{\text{пред}}, \tau_{\text{пред}}$

Деформация	Отнулевой цикл	Симметричный цикл
Изгиб	$\sigma_0 = 0,6 \sigma_{\sigma}$	$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_{\sigma}$
Кручение	$\tau_0 = 0,32 \sigma_{\sigma}$	$\tau_{-1} = 0,22 \sigma_{\sigma}$

В точной механике масштабный коэффициент $K_M = 0,9 \dots 1$ при диаметре валов и осей $d \leq 20$ мм ;

Технологический коэффициент:

для шлифованных деталей $K_T = 1 \dots 1,05$, для грубообработанных $K_T = 1,5 \dots 1,8$, при закалке, цементации и наклепе $K_T < 1$;

Запасы прочности n_{σ} и n_{τ} :

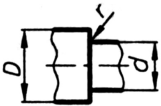
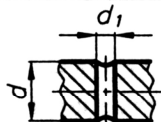
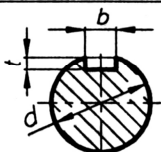
$$n_{\sigma, \tau} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3, \quad (6.22)$$

где n_1 – учитывает неточности в выборе расчетной схемы нагрузок: $n_1 = 1,1 \dots 1,5$; n_2 – поправка на отклонения, принимаемые в расчете на прочность механических характеристик материала, от действительных, $n_2 = 1,1 \dots 1,2$; n_3 – учитывает степень ответственности детали и ее влияние на общую надежность работы ПМ, $n_3 = 1 \dots 3$. Таким образом, $n_{\sigma, \tau} = 1,2 \dots 5$ и более.

Для каждого выбранного сечения вала, исходя из его конструкции, выбирается тип концентратора, коэффициенты концентрации напряжений по изгибу K_{σ} и по кручению K_{τ} (табл. 6.7).

Таблица 6.7

Коэффициенты концентрации напряжений по изгибу K_{σ} и по кручению K_{τ}

	k_{σ}		k_{τ}		Эскиз	Момент сопротивления, мм ³	
	$\sigma_{\text{в}}, \text{МПа}$					W	W_p
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000			
Галтель $D/d = 1,25...2$ при r/d 0,02 0,06 0,10	2,50	3,50	1,80	2,10		$\pi d^3/32$	$\pi d^3/16$
Поперечное отверстие при d_1/d 0,05...0,025	1,90	2,00	1,75	2,00		$\frac{\pi d^3}{32} (1,1 - 1,54 \frac{d_1}{d})$	$\frac{\pi d^3}{16} (1 - \frac{d_1}{d})$
Шпоночный паз	1,75	2,00	1,50	1,90		$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(b-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(b-t)^2}{2d}$

Пример.

Сравнить допускаемые напряжения для ступенчатого валика с галтелью при деформации изгиба в отнулевом и симметричном циклах.

Исходные данные: $D = 12,5$ мм, $d = 10$ мм, $r = 0,2$ мм, материал Сталь 30, характер обработки поверхности – тонкое шлифование.

Решение. Примем: $n_1 = 1,10$, $n_2 = 1,10$, $n_3 = 1$,
тогда $n_\sigma = 1,10 \cdot 1,10 \cdot 1 = 1,21$;
 $K_M = 0,9$, $K_\sigma = 2,50$, $K_T = 1$.

а) при отнулевом цикле напряжений

$$\sigma_{пред} = 0,6 \cdot 500 = 300 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_u] = 300 \cdot 0,9 / (2,50 \cdot 1 \cdot 1,21) = 89 \text{ МПа};$$

б) при симметричном цикле

$$\sigma_{пред} = 0,43 \cdot 500 = 215 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_u] = 215 \cdot 0,9 / (2,50 \cdot 1 \cdot 1,21) = 64 \text{ МПа}.$$

Вывод: при симметричном цикле допускаемые напряжения для данного ступенчатого валика ниже, чем при отнулевом цикле напряжений, на 28%.

При наличии концентраторов напряжений (проточки – переходы с одного диаметра оси на другой и т.д.) для их компенсации рекомендуется назначать меньшие значения $[\sigma_u]$.

При местном ослаблении оси, например, имеется шпоночный паз или отверстие под штифт, расчетный диаметр увеличивают до ближайшего большего значения из ряда размеров [12].

6.4. Расчёт радиальных шарикоподшипников на динамическую грузоподъёмность

Выход подшипников качения из строя при недостаточной контактной выносливости обусловлен появлением микротрещин и раковин на поверхностях беговых дорожек колец и тел качения. Расчёт на динамическую грузоподъёмность обеспечивает требуемую долговечность работы подшипников без признаков указанного вида разрушения при выполнении условия:

$$C_p \leq C, \quad (6.23)$$

где C_p – расчётное значение динамической грузоподъёмности, C – значение базовой динамической грузоподъёмности (табл. 8.6). Расчётное значение динамической грузоподъёмности шарикоподшипников связано с требуемой долговечностью по формуле:

$$C_p = 10^{-2} \cdot P \cdot \sqrt[3]{60 \cdot L_h \cdot n}, \quad (6.24)$$

где P – эквивалентная нагрузка, Н; L_h – требуемая долговечность, ч; n – частота вращения вала, об/мин.

Для радиальных шариковых подшипников при отсутствии осевых реакций в опорах валов эквивалентная нагрузка P определяется из выражения:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_T, \quad (6.25)$$

где: V – коэффициент вращения; F_r – радиальная нагрузка, K_B – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент.

В качестве радиальной нагрузки принимается наибольшая из результирующих реакций в опорах R_A и R_B :

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad (6.26)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} \quad (6.27)$$

В проектируемом передаточном механизме рекомендуются следующие значения коэффициентов:

$V = 1$ – при вращении внутреннего кольца подшипника,

$V = 1.3$ – при вращении наружного кольца,

$K_m = 1$ – при температуре подшипника меньше 125°C ,

$K_B = 1$ – при спокойной нагрузке, толчки отсутствуют.

При выполнении расчёта следует придерживаться последовательности:

– определить эквивалентную нагрузку P ,

– найти расчётное значение динамической грузоподъёмности C_p ,

– проверить выполнение условия (6.23), если не выполняется, то необходимо выбрать подшипник с большими размерами.

6.5. Определение параметров качества механизма

В процессе проектирования передаточных механизмов встаёт вопрос о выборе критериев, которые можно было бы использовать для последующей проверки качества сборки механизмов в процессе производства. В качестве таких критериев принимают расчётные значения мёртвых ходов и моментов трогания. Если действительные (измеренные) значения мёртвых ходов и моментов трогания не будут превосходить расчётные, то сборка передаточного механизма выполнена качественно.

6.6. Определение момента трогания

Моментом трогания механизма (статическим моментом трения) называется собственный момент трения механизма. Он характеризует качество сборки механизма: регулировку опор, зубчатых колес и их смазку. Момент трогания M_{T0} измеряется на входном валу, без приложения нагрузки на выходном валу и определяется по формуле

$$M_{T0} = M_{T01} + \frac{M_{T02}}{i_{12} \cdot \eta_{12}} \quad (6.28)$$

где M_{T01} – собственный момент трения пары шарикоподшипников на входном валу, M_{T02} – собственный момент трения пары шарикоподшипников на выходном валу, i_{12} – передаточное отношение, η_{12} – коэффициент полезного действия.

Собственный момент трения шарикоподшипника зависит от многих факторов (скорости вращения, конструкции, типоразмера, класса точности, смазки и т.д.). При выполнении инженерных расчётов собственный момент трения двух шарикоподшипников, установленных на одном валу, определяют по эмпирической формуле

$$M_{T0} = 0.03 \cdot d^2 \text{ Нмм}, \quad (6.29)$$

где; d – внутренний диаметр шарикоподшипника, мм.

Коэффициент полезного действия прямозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления η определяется из выражения

$$\eta_{12} = 1 - C \cdot f \cdot \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (6.30)$$

где C – поправочный коэффициент, учитывающий степень нагруженности передачи; f – коэффициент трения в зубчатом зацеплении; z_1 и z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого колёс соответственно.

Поправочный коэффициент C определяется по эмпирической формуле

$$C = \frac{F_n + 3}{F_n + 0,2} \quad (6.31)$$

где F_n – нормальное усилие в зацеплении зубчатых колёс, Н, определяемое из выражения

$$F_n = \frac{2 \cdot M_i}{m \cdot z_2 \cdot \cos(\alpha_w)}, \quad (6.32)$$

где M_i – момент на ведомом зубчатом колесе при отсутствии полезной нагрузки, в данном случае $M_i = M_{T02}$, m – модуль зубчатых колёс, z_2 – число зубьев ведомого колеса.

Коэффициент трения скольжения f в зависимости от условий смазки и чистоты обработки зубьев стальных зубчатых колёс следует выбирать в пределах 0,06÷0,12 (таблица 6.8). Нижний предел коэффициента трения соответствует зубчатым колёсам, работающим в условиях удовлетворительной смазки и имеющим высокую чистоту обработки зубьев. Верхний предел – для зубчатых колёс, работающих без смазки и имеющих среднюю чистоту обработки зубьев. Условия смазки должны быть указаны в технических требованиях на сборочном чертеже механизма или подшипникового узла.

Таблица 6.8

Коэффициент трения скольжения стальных зубчатых колёс

Степень точности зубчатых колёс	7	8	9
Величина коэффициента трения f	0,08	0,09	0,1

6.6.1. Точность зубчатых передач

6.6.1.1 Эксплуатационные требования к зубчатым передачам

По передаваемой мощности P зубчатые передачи классифицируются на кинематические и силовые.

Кинематическими называют зубчатые передачи, осуществляющие передачу движения практически без нагрузки или с малой нагрузкой ($P \leq 15 \text{ Вт}$). Отсчетные передачи служат для снятия отсчета в виде угла поворота с помощью датчиков различного вида (вращающие трансформаторы, сельсин-приемники, потенциометры, шкалы и др.). Отсчетные передачи также относятся к кинематическим передачам. К точности таких передач предъявляются высокие требования.

К *силовым* относят передачи, к выходному валу которых приложены значительные моменты сопротивления ($P \gg 15 \text{ Вт}$). Предъявляемые к ним высокие точностные требования имеют двойную цель: снизить динамические нагрузки на элементы самой передачи и связанные с нею части привода, чтобы предохранить их от перегрузок и гарантировать необходимую долговечность; сгладить внешние проявления неплавности передачи движения – рывки, например транспортирующих устройств, вибрации, шум и т. д.

По величине окружной скорости V зубьев передачи классифицируются на малоскоростные ($V \leq 3 \text{ м/с}$) и высокоскоростные ($V > 3 \text{ м/с}$).

К высокоскоростным зубчатым передачам предъявляются высокие требования по точности.

Приборные зубчатой передачи являются малонагруженными точным передачами, их основные эксплуатационные характеристики: кинематическая погрешность (КП) и мёртвый (свободный) ход (МХ).

В высокоскоростных силовых зубчатых передачах основной эксплуатационной характеристикой являются плавность работы, в силовых тяжело нагруженных передачах – величина пятна контакта.

Оценку точности передач обычно проводят под рабочей нагрузкой в следующих режимах работы:

1. При плавном движении ведущего звена в одном направлении;
2. При перемене направления движения ведущего звена;

Характеристикой точности работы передачи в первом режиме будет КП, во втором – МХ.

При трогании ведущего звена, ведомое звено остаётся неподвижным до тех пор, пока не будут выбраны зазоры между зубьями колёс и в опорах и не произойдут упругие деформации в элементах передачи, после этого ведомое звено начинает движение, скачком преодолевая трение.

6.6.1.2 Термины, определения и обозначения

Кинематическая погрешность зубчатой передачи – разность между действительным и расчётным (номинальным) углами поворота ведомого колеса,

при вращении ведущего колеса в одном направлении. Кинематическая погрешность выражается в линейных величинах [мм] длиной дуги делительной окружности ведомого зубчатого колеса, на которую, опирается центральный угол, соответствующий кинематической погрешности (рис. 6.5) [18, 19].

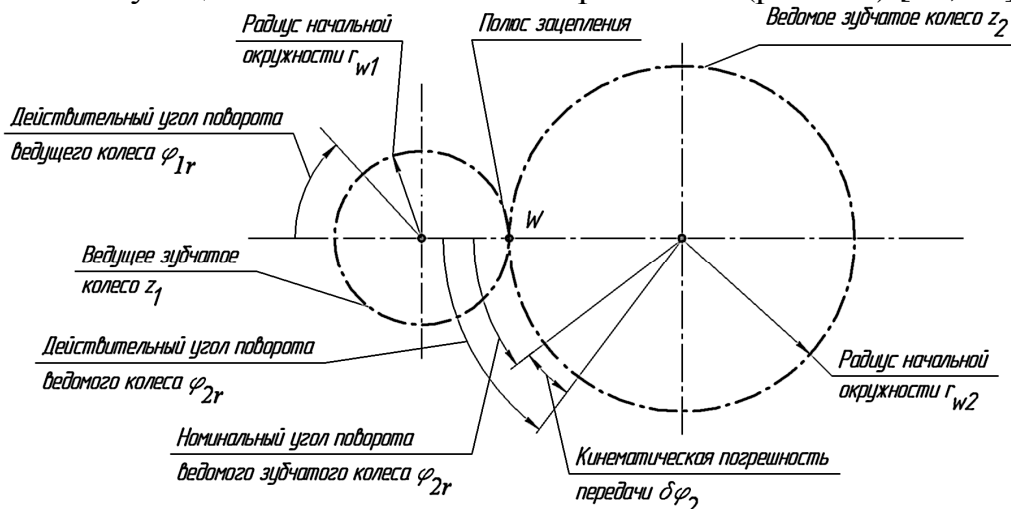


Рис 6.5. Понятие кинематической погрешности зубчатой передачи.

Когда рассматривают ошибки преобразования угловых движений, вводят понятие теоретической и реальной передач.

Теоретическая передача не имеет первичных погрешностей и воспроизводит расчетную (линейную) зависимость углов поворота ведомого и ведущего звеньев:

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{i_{12}}, \quad (6.33)$$

которая представлена на рис. 6.6, причем $i_{12} = \operatorname{tg}(\gamma)$.

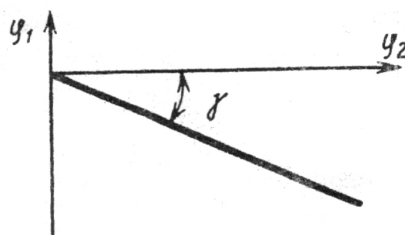


Рис. 6.6. Зависимость между углами поворота в идеальной передаче.

В реальной передаче зависимость (6.33) нарушена из-за наличия погрешностей изготовления зубчатых колес, опор вращения, корпуса, валов и других элементов передачи, погрешностей ее сборки и упругих деформаций элементов передачи, возникающих под действием передаваемой нагрузки.

Есть другое определение кинематической погрешности [20].

Кинематическая погрешность – алгебраическая разность погрешностей положения ведомого звена кинематической цепи.

Погрешность положения – разность положений ведомого звена реальной и теоретической кинематический цепей для одинаковых положений ведущего звена.

Кинематическая погрешность $\delta\varphi_2$ зубчатой передачи определяется по формуле:

$$\delta\varphi_2 = \frac{1000mz_2}{2} \cdot \frac{\pi}{180 \cdot 60} \cdot \left(\varphi_{2r} - \varphi_{1r} \frac{z_1}{z_2} \right) = 0,145 \cdot \left(\varphi_{2r} - \varphi_{1r} \frac{z_1}{z_2} \right) \cdot m \cdot z_2, \text{ мкм}, \quad (6.34)$$

где φ_{2r} – действительный угол поворота ведомого зубчатого колеса, угл. мин.; φ_{1r} – действительный угол поворота ведущего зубчатого колеса, угл. мин.; z_1, z_2 – число зубьев ведущего и ведомого колёс; m – модуль колёс, мм.

Кинематическая погрешность зубчатой передачи в угловых величинах определяется по формуле

$$\delta\varphi_2 = \varphi_{2r} - \varphi_{1r} \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad (6.35)$$

Кинематическая погрешность зубчатой передачи является функцией угла поворота ведомого колеса $\delta\varphi_2 = f(\varphi_2)$ (рис. 6.7).

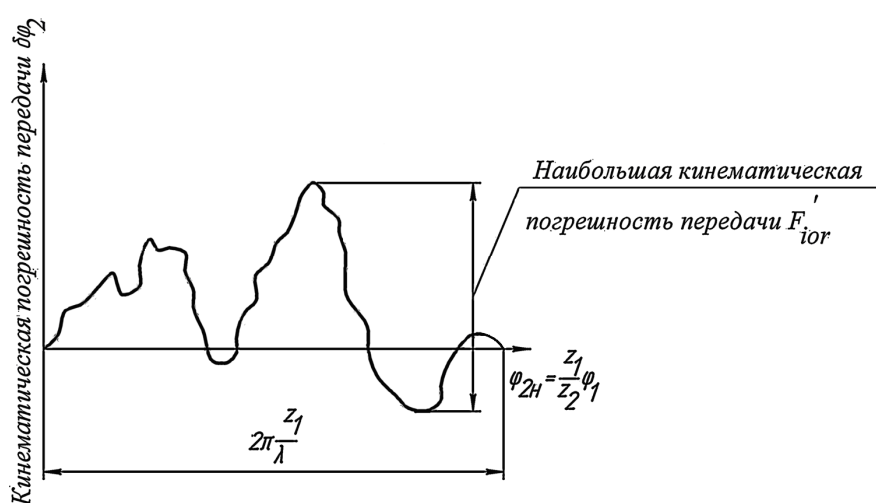


Рис. 6.7. График кинематической погрешности зубчатой передачи.

Экспериментальное определение кинематической погрешности передачи сводится к определению действительных углов поворота колёс угломерными приборами, при этом ведомое колесо нагружается моментом сопротивления.

Основной причиной появления кинематической погрешности является: монтажные эксцентриситеты колёс, ошибки профиля и шага зубьев, зазоры в подшипниках.

Кинематическая точность зубчатой передачи определяется наибольшей величиной функции кинематической погрешности.

Наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{ior} – наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности передачи $\delta\varphi_2 = f(\varphi_2)$ за период, течение которого все зубчатые колёса возвращаются в исходное положение. Период функции $\delta\varphi_2 = f(\varphi_2)$ равен $T = 2\pi \cdot z_1 / \lambda$, где λ – наибольший общий делитель для чисел зубьев z_1 и z_2 .

Наименьшие числа оборотов колёс передачи, соответствующие периоду кинематической погрешности, находятся из формул:

$$\text{для колеса } z_2 \quad n_2 = z_1 / \lambda \quad (6.36)$$

$$\text{для шестерни } z_1 \quad n_1 = z_2 / \lambda \quad (6.37)$$

Например, для $z_1 = 36$ и $z_2 = 42$ ($\lambda = 6$) $T = 2\pi \cdot 36 / 6 = 12\pi$, т. е. для оценки кинематической погрешности передачи необходимо колесо z_2 повернуть на шесть оборотов ($n_2 = 6$), шестерня z_1 при этом сделает семь оборотов ($n_1 = 7$).

Кинематическая погрешность зубчатого колеса – разность между действительным и номинальным (расчётным) углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого измерительным зубчатым колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колёс. В стандартах под измерительным колесом понимают зубчатое колесо повышенной точности, применяемое в качестве измерительного элемента для одно- и двупрофильного контроля изготавливаемых колёс.

Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса F'_{io} – наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его полного оборота.

Неплавность работы передачи характеризуется циклической погрешностью передачи.

Циклическая погрешность – составляющая кинематической погрешности передачи, многократно повторяющаяся за один оборот колеса. Погрешность появляется при пересопряжении зубьев в виде высокочастотной составляющей кинематической погрешности передачи и вызывается в основном ошибками профиля и шага (кривые II, рис.6.8).

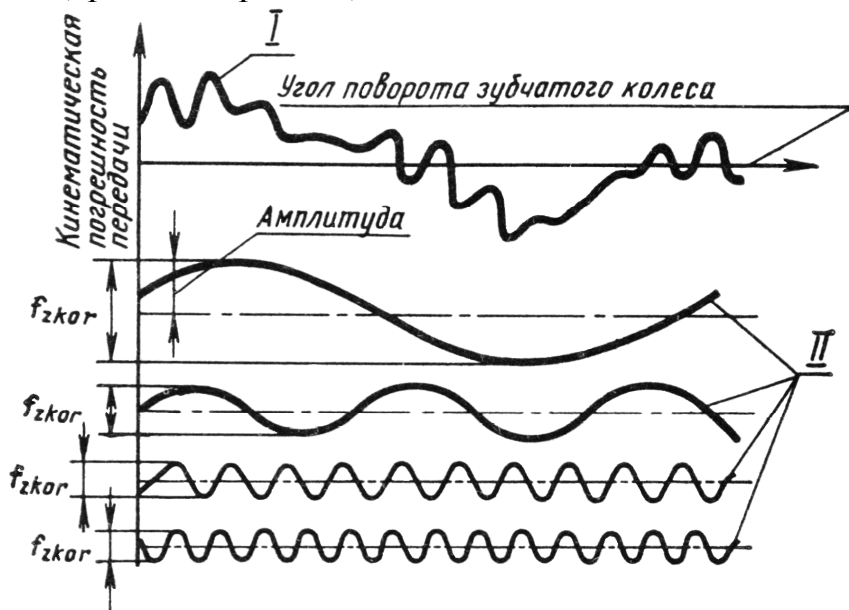


Рис.6.8. Циклическая погрешность передачи.

I – кривая кинематической передачи, II – гармонические составляющие кинематической погрешности передачи при разных значениях частоты k

Мёртвый ход зубчатой передачи – разность положений ведомого колеса для одинаковых положений ведущего при изменении направления вращения ведущего зубчатого колеса, или при изменении направления действия нагрузки, приложенной к ведомому колесу. Мертвый ход выражается в линейных величинах [мкм] длиной дуги делительной окружности ведомого зубчатого колеса,

на которую упирается центральный угол, соответствующий этому мёртвому ходу (рис. 6.9).

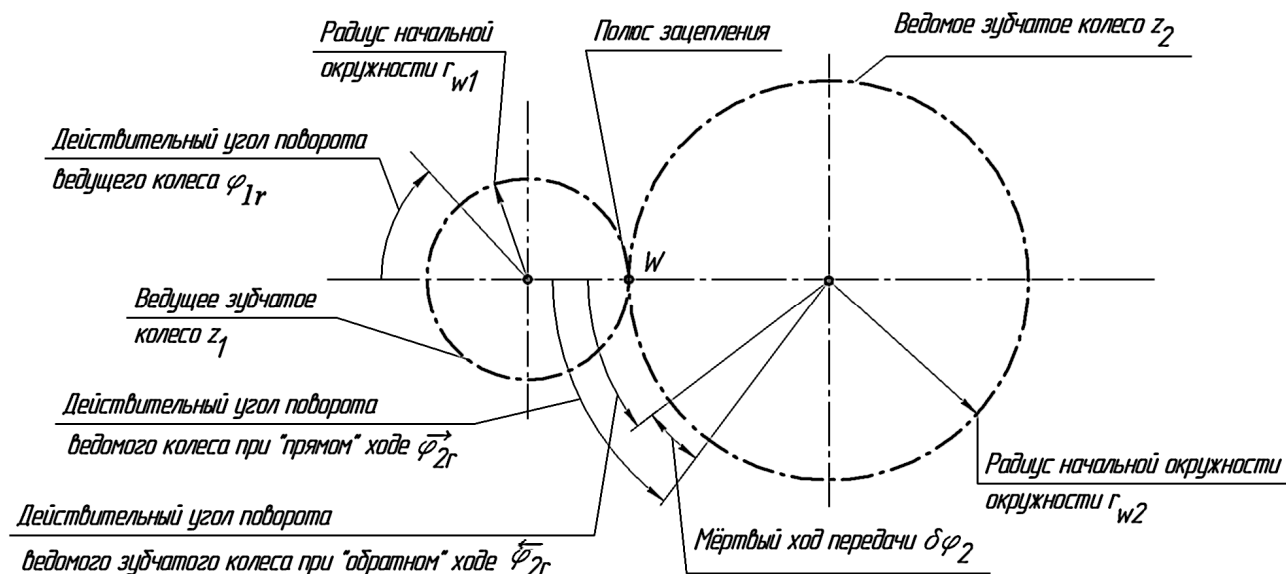


Рис. 6.9. Понятие мертвого хода зубчатой передачи.

Мёртвый ход зубчатой передачи определяется по формуле

$$j_{nr} = 0,145(\vec{\varphi}_{2r} - \bar{\varphi}_{2r}) \cdot m \cdot z_2, \text{ мкм}, \quad (6.38)$$

где $\vec{\varphi}_{2r}, \bar{\varphi}_{2r}$ – действительные углы поворота ведомого зубчатого колеса, угл. мин, определённые для одинаковых действительных углов поворота ведущего зубчатого колеса при “прямом” и “обратном” ходе соответственно, т.е. при вращении ведущего колеса в первоначально выбранном направлении и в противоположном; m – модуль колёс, мм; z_2 – число зубьев ведомого колеса.

При экспериментальном определении мёртвого хода действительные углы поворота колёс определяются угломерными приборами.

Мёртвый ход зубчатой передачи в угловых величинах определяется по формуле

$$\delta\varphi_{\text{кмх}2} = (\bar{\varphi}_{2r} - \vec{\varphi}_{2r})$$

Мёртвый ход зубчатой передачи является функцией угла поворота ведомого колеса (рис. 6.10).

Имея кинематические погрешности зубчатой передачи, определённые для “прямого” и “обратного” хода по формуле (6.33), можно вычислить мёртвый ход по формуле

$$j_{nr} = \bar{\varphi}_{2r} - \vec{\varphi}_{2r}, \text{ мкм}, \quad j = \delta\bar{\varphi}_{2r} - \delta\vec{\varphi}_{2r} \quad (6.39)$$

в которую подставляются значения кинематических погрешностей передачи для одинаковых действительных углов поворота ведущего зубчатого колеса.

В начале обратного хода, как и в начале прямого, ведущее звено передачи будет вращаться, а ведомое останется неподвижным.

Кинематические погрешности передачи в любом заданном положении ведомого звена при прямом и обратном ходе различны (рис.6.10).

Разность кинематических погрешностей передачи при прямом и обратном ходе является ее *мёртвым ходом*

$$j_{\varphi} = \delta\bar{\varphi}_{2r}(\varphi_2) - \delta\bar{\varphi}_2(\varphi_2) \quad (6.40)$$

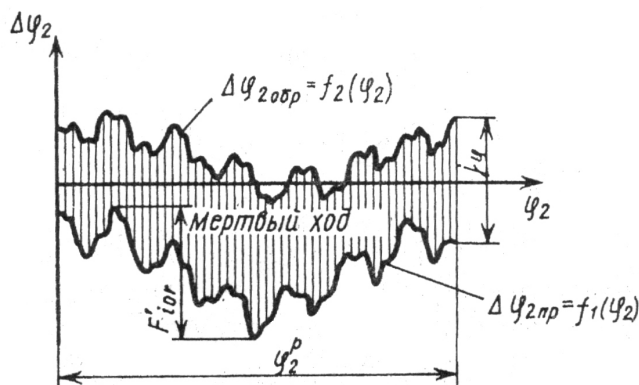


Рис. 6.10 Точностные параметры передачи.

Широко распространено и такое определение: мёртвый ход есть угол поворота ведущего звена за время покоя ведомого в процессе реверсирования звеньев.

Точность зубчатой передачи характеризуется наибольшей величиной мёртвого хода.

Различают кинематический и упругий мёртвый ход.

Кинематический мёртвый ход возникает вследствие появления нормального бокового зазора j_{nr} между зубьями колёс.

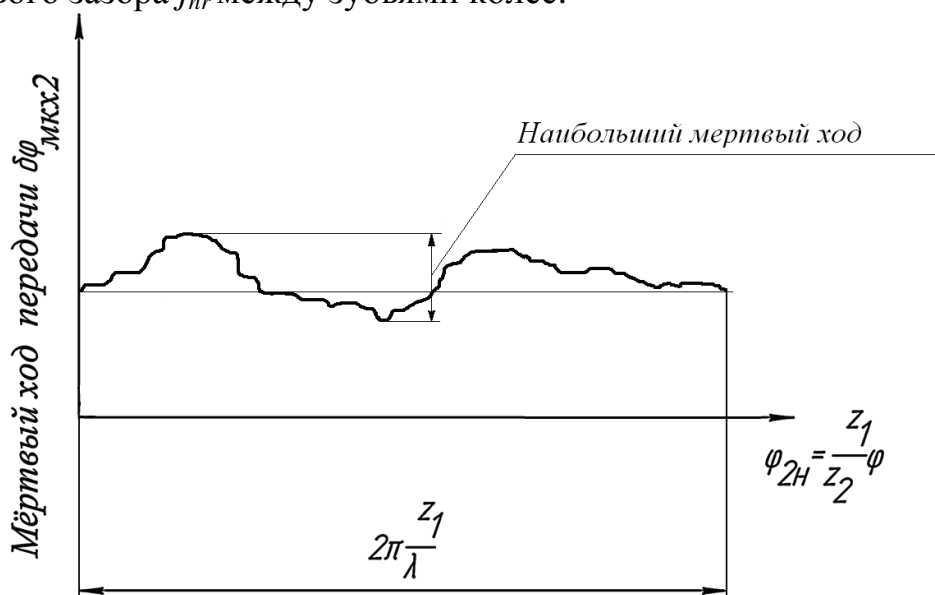


Рис. 6.11. График мертвого хода зубчатой передачи.

Погрешности в виде уменьшения толщины зубьев и увеличения межосевого расстояния по сравнению с их номинальными значениями приводят к постоянной величине бокового зазора. Этими погрешностями определяется постоянная составляющая кинематического мёртвого хода.

Такие погрешности, как эксцентриситеты колёс, ошибки профиля и шага, зазоры в подшипниках приводят к переменной величине бокового зазора (он изменяется при вращении колёс). Этими погрешностями определяется переменная составляющая кинематического мёртвого хода.

Упругий мёртвый ход передачи возникает в результате упругих деформаций валов (их изгиба и кручения), зубчатых колёс, штифтов и других элементов конструкции. Главная составляющая упругого мёртвого хода вызывается, как правило, кручением валов. При измерении мёртвого хода зубчатой передачи ведомое колесо нагружают моментом сопротивления, равным расчётному, чтобы избежать появления чрезмерных упругих деформаций.

При контроле точности зубчатых передач в качестве угломерных приборов используются различные круговые шкалы, датчики угла поворота, многогранные призмы, автоколлиматоры, квадранты, теодолиты, уровни и специальные приборы – кинематомеры.

6.6.1.3 Степени точности и виды сопряжений зубчатых передач

Стандарты на допуски зубчатых колес и передач содержат, комплексные (как правило, функциональные) показатели, характеризующие ту или иную норму точности, и совокупности (комплексы) поэлементных показателей, характеризующие отклонения размеров, отклонения форм и взаимного расположения поверхностей зубчатых колес [18, 19]. Устанавливаются 12 степеней точности передач от 1 до 12, обозначенные в порядке убывания точности. Каждая степень регламентируется нормами кинематической точности, плавности работы и пятна контакта зубьев.

Для степеней точности 1 и 2 допуски и предельные отклонения не даны, эти степени точности предусмотрены для будущего развития.

Нормы кинематической точности регламентируют наибольшую погрешность функции положения, т.е. погрешность угла поворота для зубчатого колеса – в пределах его оборота, для передачи – за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес пары (для реечных передач – при перемещении рейки на заданную длину). Значение и характер кинематических погрешностей являются определяющими для зубчатых передач точных кинематических цепей, отсчетных и делительных механизмов и планетарных передач с несколькими сателлитами. Государственные стандарты не регламентируют амплитуды гармонических составляющих различных частот, а также сдвиги фаз этих составляющих, оставляя такую возможность отраслевым стандартам, которые могут учесть конкретную технологию изготовления и эксплуатационные требования к передачам в отрасли.

Нормы плавности работы регламентируют (косвенно) циклические погрешности – составляющие полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, многократно повторяющиеся за один оборот колеса. Такие погрешности наиболее важны для точных отсчетных и делительных устройств, высокоскоростных передач, механизмов, обеспечивающих высокую плавность перемещения. Вопреки распространенному в технической литературе мнению нормы ки-

нематической точности и плавности работы не регламентируют погрешность передаточного отношения, а представляют собой лишь исходные данные для ее ориентировочного расчета. Точный расчет погрешности передаточного отношения связан с регламентацией не только амплитуд и частот гармонических составляющих кинематической погрешности, но и сдвига начальных фаз этих составляющих.

Нормы контакта зубьев определяют полноту прилегания рабочих поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче, что наиболее существенно для тяжелонагруженных передач. Определяется относительными размерами пятна контакта.

Для передач точных приборов, как правило малонагруженных, полнота прилегания рабочих поверхностей зубьев не является существенной. Ввиду малой ширины венцов зубчатых колес такой показатель, как суммарное пятно контакта, практически в точном приборостроении не применяется.

Виды сопряжений зубчатых колес в передаче определяют эксплуатационный боковой зазор между зубьями $j_{n\pi r}$, который обеспечивается преднамеренно заданным утонением зубьев колес j_{nr} и погрешностями изготовления колес и монтажа передачи k_{jr} :

$$j_{n\pi r} = j_{nr} - k_{jr}$$

В свою очередь, $j_{n\pi r}$ должен обеспечить нормальное функционирование передачи в заданных условиях, и потому

$$j_{n\pi r} = j'_{n\pi r} + j''_{n\pi r} + j'''_{n\pi r}$$

Здесь $j'_{n\pi r}$ – часть зазора, вызванная температурными деформациями зубчатых колес и корпуса передачи, причем

$$j'_{n\pi r} = (a_{\omega} \alpha_0 \Delta t_0 - r_{\omega 1} \alpha_1 \Delta t_1 - r_{\omega 2} \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha_{\omega},$$

где $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – коэффициенты линейного расширения материала корпуса, шестерни и колеса соответственно; $\Delta t_i = t_i - t_{cб}$ ($i = 0, 1, 2$); t_i – температура в период работы передачи; обычно $t_{cб}$ – температура в процессе сборки зубчатой передачи: обычно $t_{cб} = 20^{\circ}\text{C}$;

$j''_{n\pi r}$ – зазор, обеспечивающий нормальные условия смазки (в литературе имеются рекомендации по назначению этого зазора, причем его значение зависит от вида смазки, скорости вращения колес, условий эксплуатации передачи и т.д.; наиболее распространенной является следующая практическая рекомендация: $j''_{n\pi r} = (0,01 \dots 0,03)t$, причем необходим переход к большим значениям $j''_{n\pi r}$ с ростом скорости);

$j'''_{n\pi r}$ – зазор, вызванный деформациями зубьев и тела зубчатого колеса под нагрузкой; расчет этого параметра, особенно его части, связанной с деформациями тела колеса, чрезвычайно сложен и непосредственно зависит от конструктивного исполнения колеса.

Для мелко модульных передач с нерегулируемым и регулируемым расположением осей устанавливаются пять видов сопряжений D, E, F, G и H (рис. 6.6) и четыре вида допуска T_{jn} на боковой зазор: e, f, g, h [18].

Обозначения даны в порядке убывания значения бокового зазора и допуска на него (рис. 6.12).

Видам сопряжений *D* и *E* соответствует вид допуска на боковой зазор *e*, а видам сопряжения *F*, *G*, *H* – виды допусков *f*, *g*, *h* соответственно.

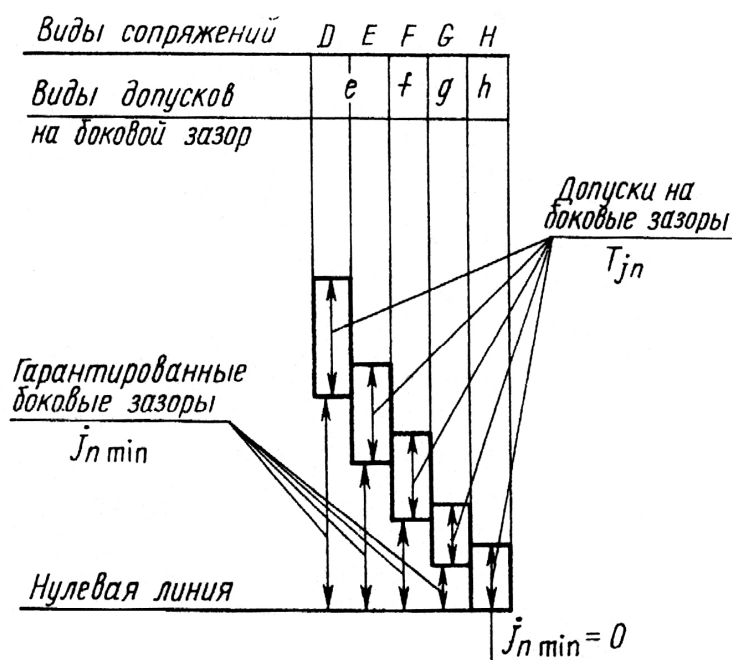


Рис. 6.12. Виды сопряжений и допусков на боковой зазор для передач с модулем $m < 1$ мм.

Для нерегулируемых передач устанавливается пять классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от II до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния. При этом класс II отклонений межосевого расстояния обеспечивает сопряжение *H*, III – *G*, IV – *F*, V – *E* и VI – *D* соответственно.

Для передач с $m \geq 1$ мм установлены шесть видов сопряжения: *H*, *E*, *D*, *C*, *B*, *A* и восемь видов допуска на боковой зазор: *h*, *d*, *c*, *b*, *a*, *x*, *y*, *z*. (рис. 6.13).

Вид допуска *h* соответствует видам сопряжения *D*, *C*, *B* и *A* соответственно, а *x*, *y*, *z* не связаны с определённым видом сопряжения (рис. 6.13), т.е. предусматривают возможное увеличение T_{jn} [19].

Точность изготовления зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора.

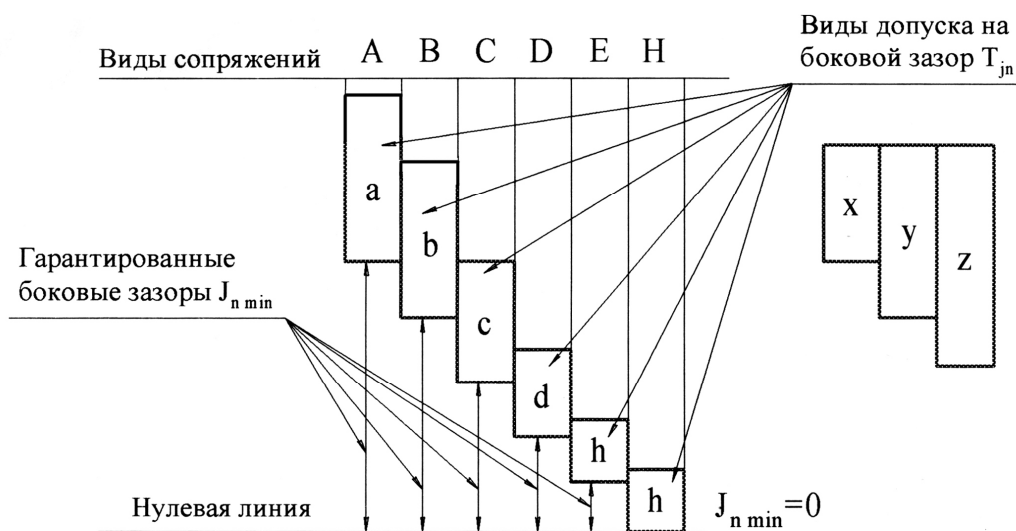


Рис. 6.13. Виды сопряжений и допусков на боковой зазор для передач с модулем $m \geq 1 \text{ мм}$

Условное обозначение точности цилиндрической передачи, например, со степенью 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения зубчатых колес G и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, а также между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния имеет вид

$$7 - G \text{ ГОСТ } 1643 - 81$$

6.6.1.4 Выбор показателей точности зубчатых передач

В зависимости от конкретных эксплуатационных требований к передаче стандартами разрешается комбинирование норм кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев из различных степеней точности.

Нормы плавности работы мелко модульных зубчатых колес и зубчатых передач могут быть не более чем на одну степень точнее или грубее норм кинематической точности.

Нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, и не более чем на одну степень точности грубее норм плавности работы передач.

Нормы кинематической точности, плавности работы и контакта в зависимости от условий работы передачи допускается назначать по правым и левым профилям из разных степеней точности, при этом снижение точностных требований к менее ответственным либо нерабочим боковым поверхностям зубьев не должно превышать двух степеней точности. Это положение стандартов, естественно, не распространяется на те нормы, которые относятся к обоим профилям зуба: радиальное биение, колебание измерительного межосевого расстояния и т.д.

При комбинировании норм различных степеней точности первая цифра обозначает степень по нормам кинематической точности, вторая – степень по нормам плавности работы, третья – по нормам контакта зубьев.

Условное обозначение точности цилиндрической передачи со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта, с видом сопряжения F и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор, а также между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния имеет вид

$$8 - 7 - 6 - F \text{ ГОСТ } 1643 - 81$$

Следует сказать, что нормы кинематической точности, нормы плавности и нормы контакта не являются независимыми, каждая из них влияет на тот или иной эксплуатационный показатель (шум, виброактивность и т. д.).

Повторим еще раз: высокая кинематическая точность нужна прежде всего отсчетным передачам, высокая плавность – высокоскоростным и силовым для уменьшения вредного влияния динамики, большое суммарное пятно контакта – силовым, тяжело нагруженным передачам.

Нормы бокового зазора в передаче устанавливают взаимосвязь между отклонениями, определяющими утонение зубьев, исходным боковым зазором и предельными отклонениями межосевого расстояния в передаче.

Утонение зубьев колес за счет суммы смещений исходного контура колес передачи должно обеспечить гарантированный минимальный боковой зазор

$j_{n \min}$ и зазор k_j , компенсирующий уменьшение зазора возможными погрешностями изготовления и монтажа (6.41).

$$E_{HS1} + E_{HS2} = (j_{n \min} + k_j) / (2 \sin \alpha_w), \quad (6.41)$$

где E_{HS1}, E_{HS2} – наименьшие смещения исходного контура шестерни z_1 и колеса z_2 .

Для передач с регулируемым расположением осей показателем, обеспечивающим гарантированный боковой зазор, является величина $j_{n \min}$. В этом случае, характерном для приборостроения, регулированием расположения осей обычно оптимизируют два показателя – боковой зазор и момент трогания (потери на трение), причем эти показатели противоречивы: чем больше зазор, тем меньше потери и выше КПД, и наоборот. Поэтому, регулируя расположение осей, стараются достигнуть оптимального значения указанных двух показателей, а не минимизировать боковой зазор.

Связь эксплуатационных характеристик и показателей точности мелко-модульных передач представлена в табл. 6.9.

Таблица 6.9

Связь эксплуатационных характеристик и показателей точности

Вид сопряжения	Вид передачи и условия её работы				
	Межосевое расстояние	Вращение	Окружная скорость, м/с	Вид передачи по условиям нагрузки	Степень точности
<i>H</i>	Регулируемое	Реверсивное	2	Ненагруженные кинематические	6, 7
<i>G</i>	–	–	2...5	Малонагруженные кинематические	6, 7, 8
<i>F</i>	Регулируемое или нерегулируемое	Реверсивное или нереверсивное	5...8	Малонагруженные кинематические	6, 7, 8
<i>E, D</i>	Нереверсивное	Нереверсивное	8	Малонагруженные кинематические	6, 7, 8

6.6.1.5 Расчёт показателей точности зубчатых передач и передаточных механизмов

Методы расчета точности механизмов, состоящих из нерегулируемых зубчатых передач, без учета упругих деформаций их элементов установлены ГОСТ 21098 – 82. Под *нерегулируемыми* понимают передачи, в конструкциях которых не предусмотрено регулирование взаимного расположения осей зубчатых колес.

Главное отличие ГОСТ 1643 – 81 и ГОСТ 9178 – 81 от ГОСТ 21098 – 82 заключается в подходе к показателям точности зубчатых колес:

1) ГОСТ 1643 – 81 и ГОСТ 9178 – 81 трактует допуски и предельные отклонения зубчатых колес относительно рабочих осей, т. е. тех осей, вокруг которых колеса вращаются в передаче после сборки, поэтому в методике расчета максимальных значений кинематической погрешности и мертвого хода передачи не учитываются погрешности монтажа.

2) ГОСТ 21098 – 82 трактует допуски и предельные отклонения зубчатых колес относительно базовых осей, указанных на чертежах колес, поэтому в методике расчета максимальных значений кинематической погрешности и мертвого хода передачи необходимо учитывать погрешности монтажа.

В стандартах ЕСКД принято правило, согласно которому на рабочих чертежах изделий указываются допуски и предельные отклонения, которым изделия должны соответствовать перед сборкой [23].

Стандарты на допуски зубчатых колес и передач устанавливают точностные требования для зубчатых колес относительно их рабочих осей в передаче

т.е. нормы, которым изделия должны соответствовать после сборки передачи. На предприятиях нормы точности, установленные, например, ГОСТ 1643–81 и ГОСТ 9178–81 для рабочих осей, проставляются на рабочих чертежах зубчатых колес относительно базовых осей. Поэтому ГОСТ 21098–82 в этой части отражает положение, сложившееся в практике.

Анализ точности имеет своей целью определение значений показателей точности механизма исходя из известных значений показателей точности составляющих звеньев.

При расчете точности применяются:

1) метод расчета на максимум-минимум, учитывающий только предельные отклонения звеньев кинематической цепи и самые неблагоприятные их сочетания;

2) вероятностный метод расчета, учитывающий законы либо характеристики распределения погрешностей звеньев цепи и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих цепь звеньев

В пособии приводится только метод расчёта на максимум – минимум.

Кинематическая погрешность передачи. Минимальное значение кинематической погрешности в мкм для зубчатых цилиндрических передач определяют по формулам:

для степеней точности 3 – 6

$$F'_{iomin} = 0,62 \cdot K_s (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (6.42)$$

для степеней точности 7, 8

$$F'_{iomin} = 0,71 \cdot K_s (F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (6.43)$$

где значение F'_i (Прил.1 табл. 20).

Максимальная кинематическая погрешность передачи, мкм,

$$F'_{iomax} = K \cdot \left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right], \quad (6.44)$$

где $E_{\Sigma M1}$ и $E_{\Sigma M2}$ – суммарные приведенные погрешности монтажа, K и K_s – коэффициенты фазовой компенсации табл. 6.10.

Таблица 6.10

Значение коэффициента фазовой компенсации K_s

Обозначение коэффициента фазовой ком- пенсации	Отношение чисел зубьев колес z_2/z_1											
	от	св.	св.	св.	св.	св.	св.	св.	св.	св.	св.	св.
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	св.
	до	до	до	до	до	до	до	до	до	до	до	6,5
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	
Значение коэффициента фазовой компенсации												
K	0,98	0,85	0,83	0,93	0,97	0,96	0,96	0,96	0,98	0,96	0,97	0,98
K_s	0,30	0,76	0,75	0,74	0,75	0,80	0,90	0,87	0,85	0,88	0,94	0,99

Примечания.

1. По известному отношению чисел зубьев колес z_2/z_1 ; ($z_2 > z_1$) выбираются коэффициенты K , K_s .

2. Для передаточных отношений, не выражаемых целым числом, в случае работы передачи в пределах больше одного оборота колеса $K \approx K_s \approx 0,98$.
3. При значительных передаточных отношениях ($i_{12} > 6,5$) и некратных числах зубьев (z_1 и z_2 не имеют общих множителей) $K_s \approx 1$.

Суммарная приведенная погрешность монтажа $E_{\Sigma M1}$ и $E_{\Sigma M2}$.

Суммарная приведенная погрешность монтажа вычисляется по формулам

$$E_{\Sigma M1} = \sqrt{\left(\frac{e_{r1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)^2 + (e_{a1} \cdot \operatorname{tg} \beta)^2},$$

$$E_{\Sigma M2} = \sqrt{\left(\frac{e_{r2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)^2 + (e_{a2} \cdot \operatorname{tg} \beta)^2},$$

где e_{r1} и e_{a1} – монтажное радиальное и осевое биения шестерни z_1 ; e_{r2} и e_{a2} – монтажное радиальное и осевое биения зубчатого колеса z_2 ; α – угол исходного профиля; β – делительный угол наклона линии зуба. Значения e_{r1} , e_{r2} , e_{a1} и e_{a2} вычисляют по формулам

$$e_r = 0,85 \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n e_i^2},$$

$$e_a = 0,85 \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^n e_j^2},$$

где e_i и e_j – соответственно допуски на погрешности, создающие первичные радиальные и осевые биения шестерни и колеса передачи (определяются на основании анализа рабочих чертежей деталей).

Значение кинематической погрешности в угловых единицах

$$\delta\varphi = 6,88 \cdot F'_{io} / d, \text{ угл. мин.} \quad (6.45)$$

где d – диаметр делительной окружности ведомого колеса, мм.

Кинематический мертвый ход зубчатой передачи.

Минимальный кинематический мертвый ход передачи

$$j_{t \min} = j_{n \min} / (\cos \alpha \cdot \cos \beta), \text{ мкм,} \quad (6.46)$$

Максимальный кинематический мертвый ход

$$j_{t \max} = 0,7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5 \cdot (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2 \cdot f_a^2 + G_{r1}^2 + G_{r2}^2}, \text{ мкм,} \quad (6.47)$$

$j_{n \min}$ – гарантированный боковой зазор (Прил.1, табл. 14);

$\pm f_a$ – предельные отклонения межосевого расстояния (Прил.1, табл. 14);

E_{HS1} и E_{HS2} – наименьшие дополнительные смещения исходного контура для шестерни z_1 и колеса z_2 (Прил.1 табл. 23);

T_H – допуск на смещение исходного контура (Прил. 1, табл. 24).

Минимальное и максимальное значения мертвого хода передач в угловых единицах

$$j_{\varphi \min} = 6,88 \cdot j_{t \min} / d_2, \text{ угл. мин.} \quad (6.48)$$

$$j_{\varphi \max} = 6,88 \cdot j_{t \max} / d_2, \text{ угл. мин.} \quad (6.49)$$

где d_2 – диаметр делительной окружности колеса z_2 .

Монтажное радиальное биение шестерни и зубчатого колеса G_r

Монтажное радиальное биение шестерни и зубчатого колеса определяется по формуле:

$$G_r = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \left(F_r + e_{\Pi} + e_B + K_{ia} \frac{a+b}{l} \right), \quad (6.50)$$

где e_{Π} – зазор в посадке колеса на вал, зависящий от конструкции соединения и используемой посадки; e_B – допуск на радиальное биение посадочной ступени вала под зубчатое колесо относительно цапфы вала (Прил. 1, табл. 19) [22], причем для гладких валов $e_B = 0$; K_{ia} – допуск на радиальное биение внутренних колец собранных шарикоподшипников (Прил.1, табл. 18) [14]; a, b, l – размеры, указанные на рис. 6.14, а) и рис. 6.14 б).

Отношение $(a+b)/l$ служит для приведения радиального биения колец подшипников к средней плоскости зубчатого венца.

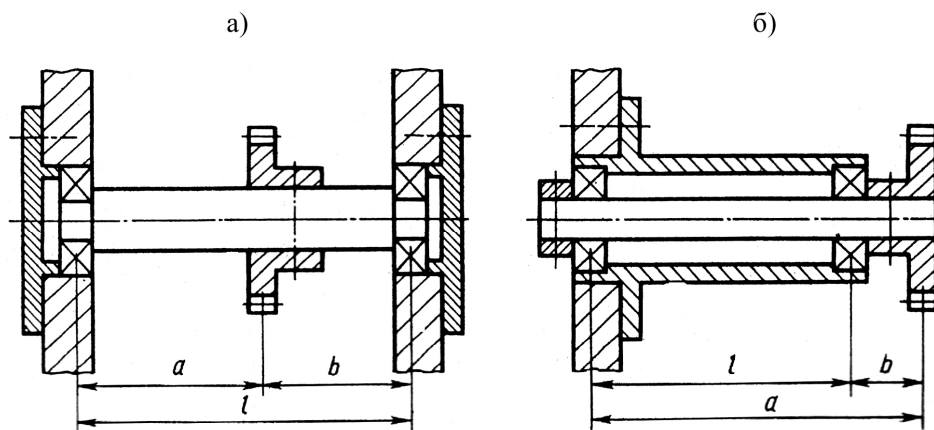


Рис. 6.14. Межопорное и консольное расположение расположения колес

Приведенные зависимости явно свидетельствуют о том, что $E_{\Sigma M}$ и G_r можно вычислить только при наличии рабочих чертежей всех деталей передаточно-го механизма.

При расчете точности в учебном задании для приборных передаточных механизмов с зубчатыми колесами в случае отсутствия рабочих чертежей всех деталей выполняется приближенный расчет, в котором принимаются $E_{\Sigma Mi} = 30$ мкм, $G_{ri} = 20$ мкм..

Расчёт упругого мёртвого хода передачи

Упругий мертвый ход возникает за счет упругих деформаций деталей передачи.

Наибольшее влияние оказывают деформации кручения валов, которые определяются по формуле

$$\delta_{\varphi y \max i} = \frac{10800 \cdot M_{\kappa i} \cdot l_i}{\pi \cdot j_{pi} \cdot G_i}, \text{ угл. мин.}, \quad (6.51)$$

где M_{ki} - крутящие моменты на валах, Н·мм; $i = 1, 2$; l_i - длины участков валов, на которых действуют крутящие моменты, мм; J_{pi} - полярный момент инерции круглого сечения, мм⁴; G_i - модули упругости второго рода, МПа (табл. 4.9).

Суммарный упругий мертвый ход передачи от двух валов

$$\delta\varphi_{y\max 12} = \frac{\delta\varphi_{y\max 1}}{i_{12}} + \delta\varphi_{y\max 2}, \quad (6.52)$$

где i_{12} - передаточное отношение.

Если в конструкции передаточного механизма используются оси, то их упругими деформациями изгиба в данном задании можно пренебречь.

Определение погрешностей многоступенчатого передаточного механизма.

Погрешность каждой передачи приводится к выходному n -му звену, будучи поделена на передаточное отношение от данной передачи до выходного звена. При наличии паразитных звеньев их следует учитывать дважды - как ведомое в паре с предыдущим и ведущее в паре с последующим звеном кинематической цепи.

Максимальная кинематическая погрешность $\delta\varphi_{\Sigma\max}$ и максимальный кинематический мертвый ход $j_{\varphi\Sigma\max}$

$$\delta\varphi_{\Sigma\max} = \frac{\delta\varphi_{\max 12}}{i_{3n}} + \frac{\delta\varphi_{\max 34}}{i_{5n}} + \dots + \delta\varphi_{\max(n-1),n}, \text{ у\%л. мин.} \quad (6.53)$$

$$j_{\varphi\Sigma\max} = \frac{j_{\varphi\max 12}}{i_{3n}} + \frac{j_{\varphi\max 34}}{i_{5n}} + \dots + j_{\varphi\max(n-1),n}, \text{ у\%л. мин.} \quad (6.54)$$

где n - номер выходного колеса z_n .

Минимальная кинематическая погрешность $\delta\varphi_{\Sigma\min}$ и минимальный кинематический мертвого ход $j_{\varphi\Sigma\min}$

$$\delta\varphi_{\Sigma\min} = \frac{\delta\varphi_{\min 12}}{i_{3n}} + \frac{\delta\varphi_{\min 34}}{i_{5n}} + \dots + \delta\varphi_{\min(n-1),n}, \text{ у\%л. мин.} \quad (6.55)$$

$$j_{\varphi\Sigma\min} = \frac{j_{\varphi\min 12}}{i_{3n}} + \frac{j_{\varphi\min 34}}{i_{5n}} + \dots + j_{\varphi\min(n-1),n}, \text{ у\%л. мин.} \quad (6.56)$$

Максимальный упругий мертвый ход $\delta\varphi_{y\Sigma\max}$

$$\delta\varphi_{y\Sigma\max} = \frac{\delta\varphi_{y\max 1}}{i_{1n}} + \frac{\delta\varphi_{y\max 2}}{i_{3n}} + \dots + \delta\varphi_{y\max p}, \text{ у\%л. мин.} \quad (6.57)$$

где n - номер зубчатого колеса, p - номер вала.

6.6.2. Конструкторско-технологические приемы обеспечения точности

В данном разделе приведен перечень конструкторских и технологических приемов, которые могут быть без расчетов использованы при конструировании

и при отработке передачи на технологичность. Указанные ниже рекомендации основаны на формульных зависимостях для таких точностных параметров как кинематическая погрешность, кинематический и упругий мертвый ход и на опыте проектировании точных зубчатых механизмов.

6.6.2.1 Уменьшение кинематической погрешности (КП)

1. Применение межопорного расположения зубчатого колеса. Для уменьшения перекоса предпочтительно применять расположение колеса между опорами. Из-за условий компоновки указанный конструктивный прием не всегда может быть применен. Например, для однолатных конструкций при валах перпендикулярных плате.

2. Уменьшение длины консоли. В случае консольного расположения колеса относительно опор зубчатый венец необходимо располагать как можно ближе к опоре. На практике данный конструкторский прием может быть реализован поджимом узкой ступицей колеса кольца подшипника, а также применением вала-шестерни или блока колес.

3. Применение посадок зубчатых колес на валах с натягом. Данный технологический прием связан с возможностями конкретного производства.

4. Применение вала-шестерни. Подобная конструкция применяется при малых диаметрах шестерни, когда шестерню нельзя сделать съемной. Ограничением является соотношение диаметров шестерни и вала не более двух, иначе деталь становится нетехнологичной. Применение вала-шестерни уменьшает консоль. При межопорном расположении из-за отсутствия ступицы позволяет уменьшить расстояние между платами. Подобную конструкцию невозможно использовать при двухсторонней консоли, если применяются цельные опоры (шарикоподшипники, опоры скольжения).

5. Применение блока зубчатых колес. Позволяет уменьшить погрешности от посадок колес, но возрастают технологические трудности изготовления.

6. Беззазорные посадки. Применение вместо цилиндрических посадок – конических позволяет исключить зазор независимо от вида сопряжения поверхностей. Применение конических посадок ограничено лишь культурой производства и сложившейся технологической практикой.

7. Применение гладких валов. Конструирование валов без ступеней позволяет устранить радиальные биения посадочных мест под опоры и колесо при обработке их с одной установки. Однако при монтаже шарикоподшипников на такие валы возникают трудности с обеспечением расчетных посадок с натягом, поскольку вначале необходимо создать посадку колеса с валом, причем с натягом.

8. Повышение класса точности подшипников. Наиболее простой и наиболее дорогостоящий путь повышения точности передачи. Ограничение – увеличение стоимости подшипника в 10 раз при переходе от 0 к 2 классу.

9. Селективная сборка подшипников. Применяется при консольном расположении колеса относительно опор. Заключается в таком расположении эксцентриситетов опор, при котором сумму их проекций на среднюю плоскость

зубчатого венца можно подобрать минимальной. Прием является очень трудоемким. Целесообразно применять при индивидуальном типе производства и в случае, когда достижение точности является главным критерием.

10. Применение составного зубчатого колеса. Зубчатое колесо выполняется в виде диска, прикрепленного к ступице винтами. Позволяет производить регулировку радиального биения зубчатого венца, после регулировки колесо штифтуется. Целесообразно применять при индивидуальном типе производства и в случае, когда достижение точности является главным критерием.

11. Применение фазовой компенсации эксцентриситетов колес передачи. При установке на валы колеса разворачиваются относительно друг друга эксцентриситетами навстречу. Ограничение – эффективное применение при передаточных отношениях меньших 5.

12. Повышение степени точности отдельно взятого колеса. Путь очевидный, но дорогостоящий. Для приборостроения оптимально назначать девятую, восьмую, седьмую или шестую степень точности для отдельно взятого зубчатого колеса в зависимости от назначения передачи.

13. Увеличение расстояния между опорами. Уменьшает перекос валов. Ограничением являются уменьшение жесткости вала и увеличение упругого мертвого хода (УМХ).

14. Уменьшение отношения величины консоли к межопорному расстоянию. Ограничением является осевые габариты передачи и возможность размещения зубчатого венца как можно ближе к опоре.

6.6.2.2 Уменьшение упругого мертвого хода (УМХ)

1. Уменьшение длины вала. Увеличивает крутильную жесткость вала.

2. Увеличение диаметра вала. Увеличивает крутильную жесткость вала, но приводит к увеличению диаметральных размеров опор и ступиц зубчатых колес, способствует применению конструкции вал-шестерня.

3. Применение односторонней консоли. Суть приема – размещение обоих колес на консоли с одной стороны, что приводит к сокращению участка вала, подвергающегося кручению. Используется, в основном, для одноплатных конструкций.

4. Применение блока колес. Конструктивный прием, позволяющий ликвидировать кручение вала. Ограничение – технологические трудности изготовления.

5. Применение ступенчатого вала. Позволяет, не уменьшая осевые размеры вала и не увеличивая посадочные диаметры опор, увеличить жесткость вала.

6. Применение вала-шестерни. Увеличивает жесткость вала.

6.6.2.3 Уменьшение кинематического мертвого хода (КМХ)

1. Применение регулируемого межосевого расстояния. Один из приемов, уменьшающих постоянную составляющую зазора в зацеплении.

2. Уменьшение зазора в опорах. Регулировка осевого смещения валов как косвенной признак минимизации радиального зазора в опорах.

3. Применение пружинных люфтовывбирающих устройств. Позволяет компенсировать как постоянную, так и переменную составляющие зазора между зубьями.

4. Применение силового замыкания зубьев.

6.6.2.4 Примеры конструкторско-технологических приёмов обеспечения точности механизмов

Одним из приёмов, позволяющим уменьшить КМХ, является применение составных зубчатых колёс с пружинным люфтовывбирающим устройством. Существует несколько типов таких колёс. Схема, поясняющая их работу, приведена на рис. 6.15. Здесь колесо 1 находится в одновременном зацеплении с колёсами 2 и 3. Колесо 2, называемое основным, жёстко связано с валом 5. Вспомогательное (поджимное) колесо 3 может свободно поворачиваться относительно вала, и связано с колесом 2 пружиной 4. Пружина, сжатая в процессе сборки, стремится повернуть колесо 3 относительно колеса 2, обеспечивая контакт зубьев этих колёс с зубьями колеса 1 в точках А и Б. При вращении вала 5 в направлении стрелки I движение колесу 1 передаётся через колесо 2 (контакт зубьев в точке А). При вращении вала 5 по стрелке II движение передаётся колесу 2, затем через пружину 4 – колесу 3, которое приводит в движение ведомое колесо 1 (контакт зубьев в точке Б).

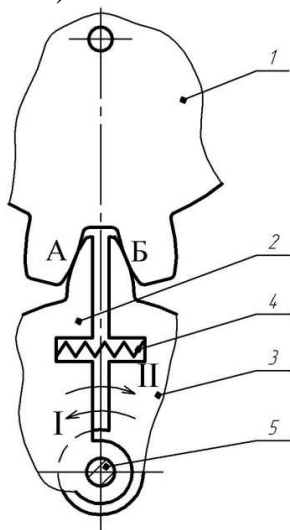


Рис. 6.15. Схема применения зубчатых колёс с пружинным люфтовывбирающим устройством.

В конструкциях составных колёс с люфтовывбирателем могут использоваться пружины растяжения, сжатия, кручения, а также прямые или изогнутые пружины изгиба. Примером одного из таких устройств является зубчатая пере-

дача, изображённая на рис. 6.16. Составное колесо состоит из двух зубчатых дисков 2 и 3 с одинаковыми параметрами зацепления.

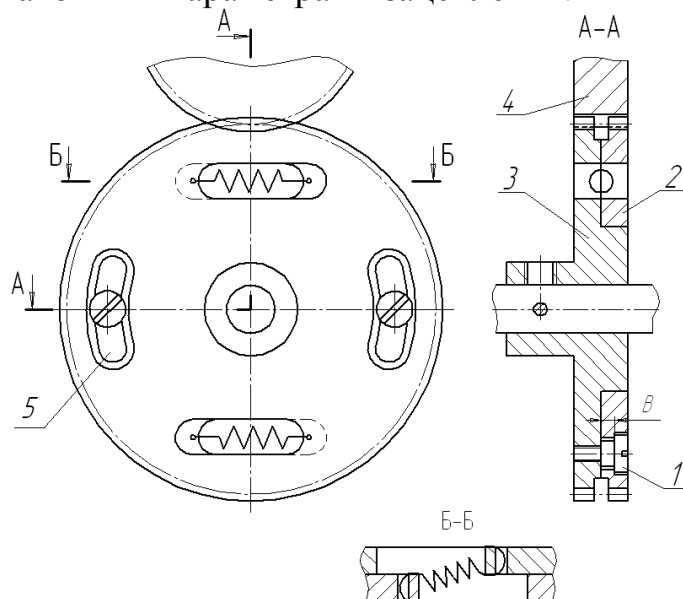


Рис. 6.16. Зубчатое колесо с люфтыбирателем.

Зубчатый диск 3 жёстко крепится на валу, а диск 2 имеет возможность свободно поворачиваться на некоторый угол, ограниченный пазми 5 и винтами 1. Пружина одним зацепом соединена с колесом 2, а другим – с колесом 3. В собранной передаче зубчатое колесо 4 находится одновременно в зацеплении с дисками 2 и 3. До сборки передачи диск 2 поворачивается относительно диска 3 на некоторый угол (соответствующий нескольким шагам), растягивая пружину, после чего вводится в зацепление с колесом 4. Под действием усилия пружины зубья дисков 2 и 3 прижимаются к разноимённым профилям зубьев колеса 4, образуя двухпрофильное зацепление. Момент, создаваемый пружинами, должен быть в 1,5...2,5 раза больше передаваемого момента. Число пружин в этой конструкции может быть выбрано в пределах 1...6, однако чаще всего устанавливаются две или три пружины. Винты 1 в этой конструкции служат для того, чтобы удерживать поджимное колесо 2 от осевого смещения. По размеру В должен быть обеспечен зазор.

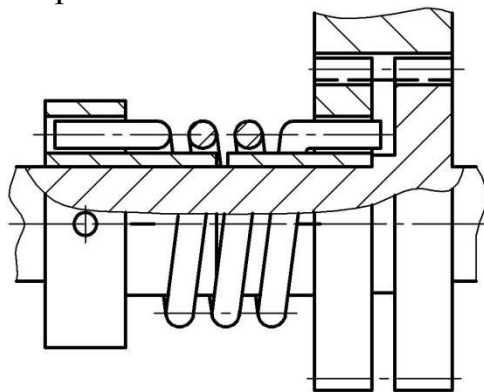


Рис. 6.17. Шестерня с люфтыбирателем.

Один из вариантов конструкции составной шестерни с пружиной кручения приведён на рис. 6.17.

Неизбежным недостатком пружинных люфтовывбирающих устройств является появление дополнительных нормальных усилий, вызванных пружинами, что увеличивает потери на трение в зацеплении.

Уменьшить кинематический мёртвый ход можно и другими способами (рис. 6.18).

Уменьшение постоянной составляющей зазора в зацеплении колёс 1 и 2 осуществляется за счёт уменьшения межосевого расстояния a путём смещения втулок 3 и 4 в пределах зазоров δ . После регулировки межосевого расстояния, втулки крепятся винтами и фиксируются установочными штифтами (на рисунке штифты не указаны).

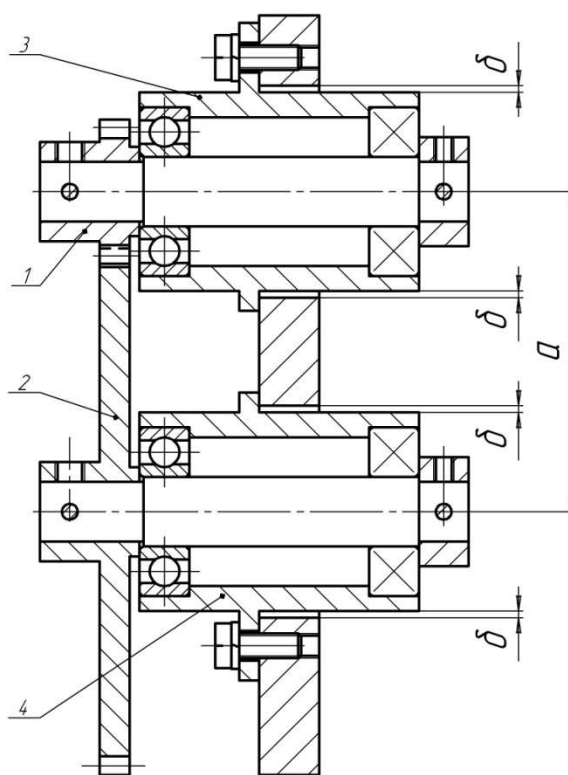


Рис. 6.18. Регулировка боковых зазоров в зубчатом зацеплении изменением межосевого расстояния.

6.6.3. Примеры расчёта параметров точности передач и механизмов

Рассмотрим ряд примеров расчета кинематической погрешности и мертвого хода передач различного вида и кинематических цепей. При этом будем использовать только метод расчета на максимум-минимум.

Пример 1.

Рассчитать кинематическую погрешность и мертвый ход цилиндрической прямозубой передачи 7–С по ГОСТ 1643–81 при следующих исходных данных: $m = 3$ мм; $z_1 = 25$; $z_2 = 90$; $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 0$. Суммарные приведенные погрешности монтажа $E_{\Sigma M1} = E_{\Sigma M2} = 20$ мкм; $G_{r1} = G_{r2} = 15$ мкм.

$F'_{i1} = 56$ мкм, $F'_{i2} = 76$ мкм, $E_{HS1} = 80$ мкм, $E_{HS2} = 140$ мкм, $T_{H1} = 100$ мкм, $T_{H2} = 120$ мкм, $f_a = 140$ мкм, $j_{n \min} = 100$ мкм.

$K = 0,96$, $K_s = 0,8$.

Рассчитываем значения кинематической погрешности по формулам (6.43) и (6.44)

$$F'_{io \min} = 0,71 \cdot 0,8 \cdot (56 + 76) = 75 \text{ мкм}$$

$$F'_{io \max} = 0,96 \cdot \left(\sqrt{56^2 + 20^2} + \sqrt{76^2 + 20^2} \right) = 132,5 \text{ мкм}$$

Рассчитываем значения мертвого хода по формулам (6.46) и (6.47)

$$j_{t \min 12} = 100 / 0,9397 = 106,5 \text{ мкм}$$

$$j_{t \max 12} = 0,7 \cdot (80 + 140) + \sqrt{0,5 \cdot (100^2 + 120^2) + 2,60^2 + 2,15^2} = 212 \text{ мкм}$$

Пример 2.

Рассчитать кинематическую погрешность и мертвый ход прямозубой передачи 6–С по ГОСТ 1643–81 при следующих исходных данных: $m = 2$ мм, $z_3 = 21$, $z_4 = 34$, $E_{\Sigma M3} = E_{\Sigma M4} = 15$ мкм, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 0$, $G_{r3} = G_{r4} = 10$ мкм.

$F'_{i3} = 36$ мкм; $F'_{i4} = 43$ мкм; $f_a = 35$ мкм; $E_{HS3} = E_{HS4} = 74$ мкм; $T_{H3} = T_{H4} = 80$ мкм; $j_{n \min} = 74$ мкм.

$K = 0,95$; $K_s = 0,6$ (табл. 6.10)

Рассчитываем значения кинематической погрешности, мкм:

$$F'_{io \min} = 0,62 \cdot 0,6 \cdot (36 + 43) = 29,2 \text{ мкм}$$

$$F'_{io \max} = 0,95 \cdot \left(\sqrt{36^2 + 15^2} + \sqrt{43^2 + 15^2} \right) = 82 \text{ мкм}$$

Рассчитываем значения мертвого хода передачи, мкм:

$$j_{t \min 34} = 74 / 0,9397 = 29,2;$$

$$j_{t \max 34} = 0,7 \cdot (74 + 74) + \sqrt{0,5 \cdot (80^2 + 80^2) + 2,35^2 + 2,10^2} = 112.$$

Пример 3.

Рассчитать кинематическую погрешность и мертвый ход механизма, состоящего из двух цилиндрических зубчатых передач, рассмотренных ранее в примерах 1 и 2. При этом учтем две возможные последовательности соединения передач.

а) Передача № 1 – вход, передача № 2 – выход (рис. 6.19, а).

В этом случае передаточное отношение

$$i_{34} = z_4 / z_3 = 34 / 21 = 1,619.$$

а)

б)

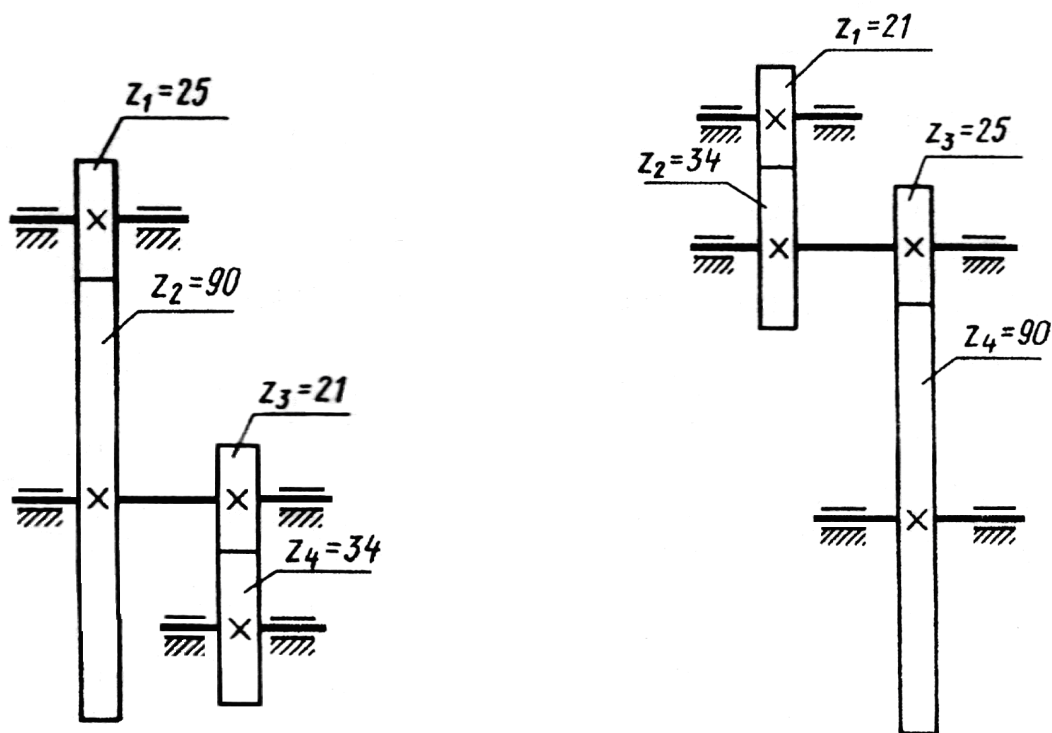


Рис. 6.19. Двухступенчатый передаточный механизм.

Значение кинематической погрешности получим из выражения (6.48), для чего переведем значения $\delta_{\varphi \max j}$ из линейных единиц в угловые по формуле $\delta_{\varphi \max 12} = 6,88 \cdot F'_{io} / d_2$, где d_2 – диаметр делительной окружности ведомого колеса: $d_2 = m z_2 = 270$ мкм; $d_4 = m z_4 = 68$ мм

$$\delta_{\varphi \max 12} = 6,88 \cdot 132,5 / 270 = 3,4 \text{ угл. мин.}$$

$$\delta_{\varphi \max 34} = 6,88 \cdot 82 / 68 = 8,4 \text{ угл. мин.}$$

Кинематическая погрешность механизма:

$$\delta_{\varphi \Sigma} = \delta_{\varphi \max 12} / i_{34} + \delta_{\varphi \max 34} = 3,4 / 1,619 + 8,4 = 10,5 \text{ угл. мин.}$$

Аналогично вычисляем мертвый ход механизма:

$$j_{\varphi \max 12} = 7,32 \cdot 204,1 / 270 = 5,5 \text{ мкм};$$

$$j_{\varphi \max 34} = 7,32 \cdot 198 / 68 = 21,3 \text{ мкм};$$

$$j_{\varphi \Sigma} = 5,5 / 1,619 + 21,3 = 24,5 \text{ мкм.}$$

б) Передача № 2 – вход, передача № 1 – выход (рис 6.14, б).

В этом случае передаточное отношение

$$i_{12} = z_2 / z_1 = 90 / 25 = 3,6$$

Кинематическая погрешность и мертвый ход механизма, угл. мин.:

$$\delta_{\varphi \Sigma} = 8,4 / 3,6 + 3,4 = 5,8 \text{ угл. мин.}$$

$$j_{\varphi \Sigma} = 21,3 / 3,6 + 5,5 = 11,5 \text{ угл. мин.}$$

7. ОФОРМЛЕНИЕ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

7.1. Общие положения

Оформленное задание должно содержать: расчётно-пояснительную записку, компоновочный и сборочный чертежи, спецификацию и рабочие чертежи деталей. Количество рабочих чертежей согласовывается с преподавателем. Все документы должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД в любой системе автоматизированного проектирования (Компас, AutoCad, SolidWorks и т.д.) и подписаны студентом.

Требования к оформлению расчётно-пояснительных записок в заданиях и в курсовом проектировании одинаковы: текстовые документы выполнять в соответствии с ГОСТ 2.105-79; печать – односторонняя, шрифт Times New Roman, 14; расчеты – в системе СИ; бумага – формат А4, номера страниц сверху посередине, начиная с цифры 2 после титульного листа. Форма титульного листа приведена в Приложении 1. После титульного листа должно находиться оглавление.

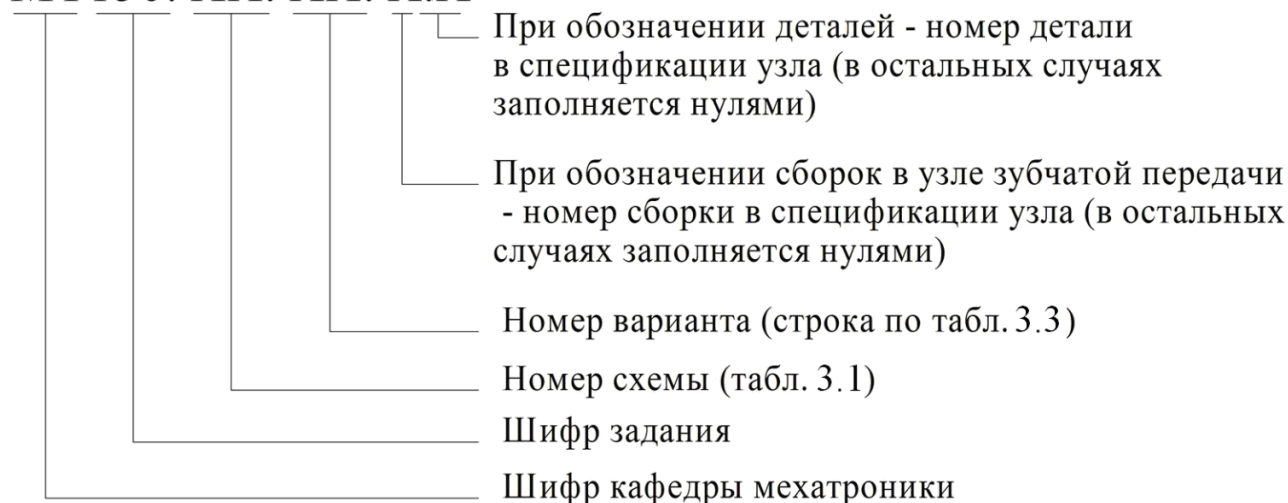
Сборочный чертёж зубчатого механизма выполняется на основании разработанного ранее и утверждённого преподавателем компоновочного чертежа, а также результатов проверочных расчётов, на бумаге формата А3. Пример оформления сборочного чертежа приведён в Приложении 2.

Если передача движения с выходного вала зубчатого механизма осуществляется через муфту, необходимо на выходном валу установить двухпальцевый поводок. Размеры поводка приведены в табл. 13 Приложения 1.

7.2. Шифр технических документов

Шифр технических документов задания должен иметь вид:

MT150. XX. XX. X.X



В конце обозначения проставляется индекс документа:

СБ – для сборочного чертежа; ПЗ – для расчётно-пояснительной записки.

8. ЛИТЕРАТУРА

1. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980.
2. Латыев С.М. Конструирование точных (оптических) приборов. Учебное пособие для вузов. «Политехника». Санкт-Петербург, 2007.
3. Справочник конструктора точного приборостроения. Под общей редакцией К.Н.Явленского, Б.П.Тимофеева, Е.Е.Чаадаевой. – Л.:Машиностроение, 1989.
4. ГОСТ 2.105 – 95 Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам.
5. ГОСТ 16531 – 83 Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.
6. ГОСТ 16532 – 83 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
7. ГОСТ 21354 – 87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
8. ГОСТ 9587 – 81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые мелкомодульные. Исходный контур.
9. ГОСТ 13755 – 81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур.
- 10.ГОСТ 19274 – 73 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии.
- 11.ГОСТ 9563 – 80 Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули.
- 12.ГОСТ 6636 – 80 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры.
- 13.ГОСТ 8338 – 75 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
- 14.ГОСТ 520 – 2002 Подшипники качения. Общие технические условия.
- 15.ГОСТ 21631 – 76 Листы из алюминия и алюминиевых сплавов. Технические условия.
- 16.ГОСТ 2590 – 88 Прокат стальной горячекатаный круглый. Сортамент.
- 17.ГОСТ 2685 – 75 Сплавы алюминиевые литейные.
- 18.ГОСТ 9178 – 81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные. Допуски.
- 19.ГОСТ 1643 – 81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
- 20.ГОСТ 21098 – 82 Цепи кинематические. Методы расчета точности.
- 21.ГОСТ 8820 – 69 Канавки для выхода шлифовального круга. Форма и размеры.
- 22.ГОСТ 24643–81 Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.

- 23.ГОСТ 2.109–73 Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам.
- 24.ГОСТ 25346–82 Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
- 25.Справочник технолога-машиностроителя. В двух томах. Т.2. Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985.

Содержание

1.	ВВЕДЕНИЕ.....	3
2.	ЭТАПЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ.....	4
3.	ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	4
4.	ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА	15
4.1.	Основные положения.....	15
4.2.	Выбор модуля зацепления.....	16
4.3.	Выбор материала для зубчатых колес.....	17
4.4.	Расчет зубчатых колес	18
4.4.1.	Расчет на контактную выносливость.....	19
4.4.2.	Расчет на выносливость зубьев при изгибе	21
4.5.	Геометрический расчет зубчатых передач	24
4.6.	Расчеты валов и осей	32
4.6.1.	Расчеты валов на статическую прочность и жесткость.....	34
4.6.2.	Расчеты осей на статическую прочность и жесткость.....	38
5.	РАЗРАБОТКА КОМПОНОВКИ	40
5.1.	Выбор размеров и формы конструктивных элементов.....	40
5.1.1.	Зубчатые колёса	40
5.1.2.	Валы и оси	41
5.1.3.	Опоры приборов	43
5.1.4.	Детали несущей конструкции	46
5.2.	Компоновочный чертеж	47
5.3.	Выбор посадок для сопрягаемых деталей, определение зазоров и натягов в сопряжениях	48
5.3.1.	Основные понятия и определения	48
5.3.2.	Рекомендации по выбору посадок	50
6.	ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ	53
6.1.	Расчет зубчатых колес на прочность	53
6.1.1.	Виды нагружения и разрушения зубьев.....	53
6.1.2.	Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность.....	54
6.1.3.	Расчет цилиндрической зубчатой передачи на изгибную прочность.....	56
6.2.	Расчёт валов и осей на статическую прочность.....	62
6.2.1.	Основные понятия	62
6.2.2.	Методика расчета.....	63
6.3.	Расчет валов и осей на усталостную прочность	68
6.4.	Расчёт радиальных шарикоподшипников на динамическую грузоподъёмность.....	70
6.5.	Определение параметров качества механизма.....	71
6.6.	Определение момента трогания	71
6.6.1.	Точность зубчатых передач	72
6.6.1.1	Эксплуатационные требования к зубчатым передачам.....	72
6.6.1.2	Термины, определения и обозначения	73

6.6.1.3	Степени точности и виды сопряжений зубчатых передач	79
6.6.1.4	Выбор показателей точности зубчатых передач	82
6.6.1.5	Расчёт показателей точности зубчатых передач и передаточных механизмов.....	84
6.6.2.	Конструкторско-технологические приемы обеспечения точности	88
6.6.2.1	Уменьшение кинематической погрешности (КП).....	89
6.6.2.2	Уменьшение упругого мертвого хода (УМХ)	90
6.6.2.3	Уменьшение кинематического мертвого хода (КМХ).....	90
6.6.2.4	Примеры конструкторско-технологических приёмов обеспечения точности механизмов	91
6.6.3.	Примеры расчёта параметров точности передач и механизмов.....	93
7.	ОФОРМЛЕНИЕ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ	96
7.1.	Общие положения	96
7.2.	Шифр технических документов	96
8.	ЛИТЕРАТУРА.....	97

Конструктивные элементы,
конструктивные схемы,
таблицы

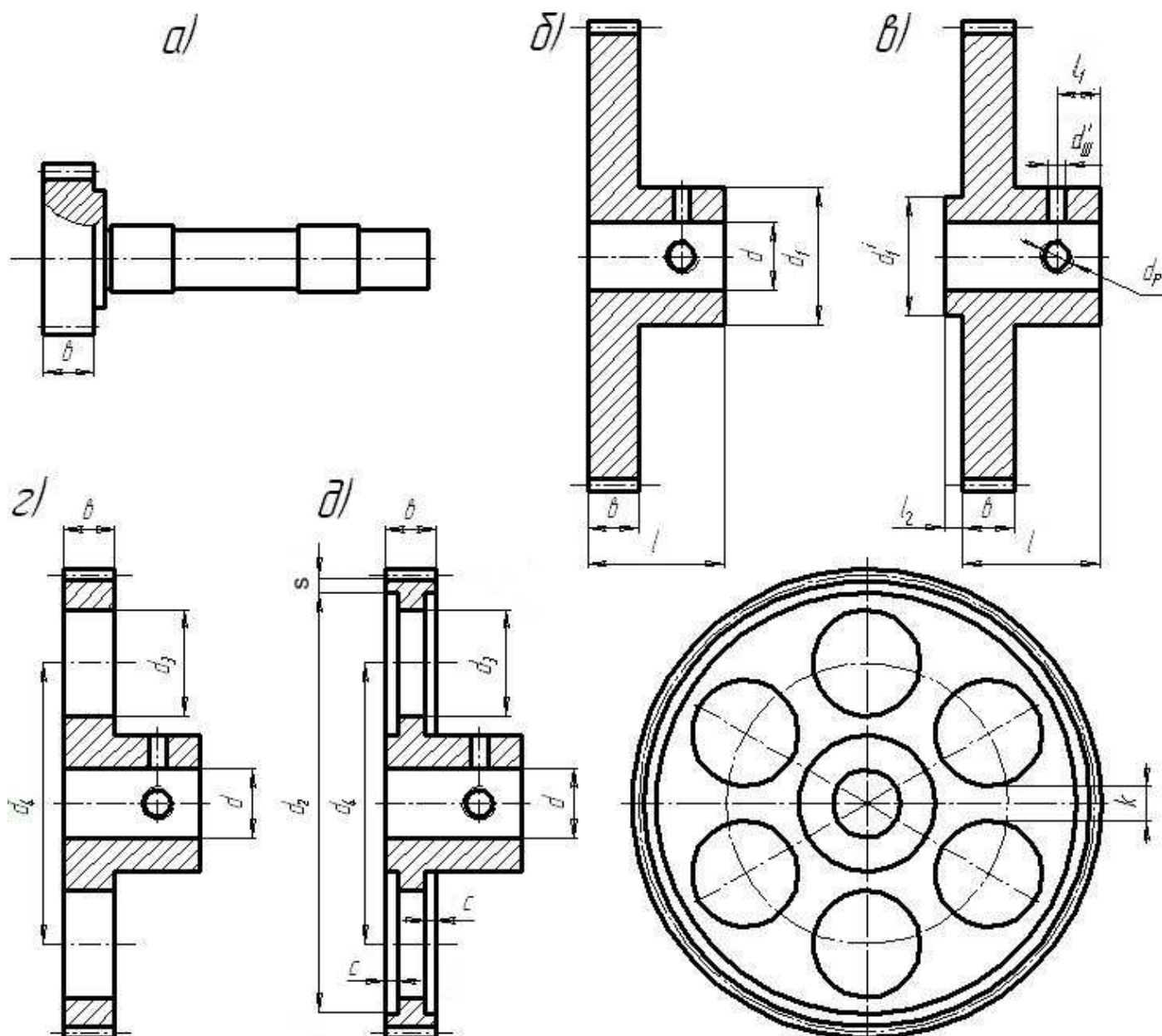


Рис 1. Типовые конструкции цилиндрических зубчатых колёс

Примечания:

1. Малая ступица диаметром d'_1 (рис. 1, в) выполняется в том случае, когда она используется в качестве упора.

2. Выточки d_2 (рис. 1, д) рекомендуются при выполнении следующих условий: $b \geq 3$ мм, $d_f - d_1 - 2S \geq 16$ мм, где d_f – диаметр впадин зубьев.

Диаметр выточки d_2 определяется из формулы $d_2 = d_f - 2 \cdot S$, где $S = 1,5(m + 1)$ мм.

3. При повышенных требованиях к малоинерционности передачи делают облегчающие отверстия рис. 1, г) и рис. 1, д). При шести облегчающих отверстиях их диаметр d_3 определяется из условий:

$$d_{3max} \leq 0,5 (d_2 - d_1 - 6) \text{ мм} \text{ – для колес с выточками;}$$

$$d_{3max} \leq 0,5 (d_f - d_1 - 3m - 5) \text{ мм} \text{ – для колес без выточек;}$$

$$d_{3min} \geq 5 \text{ мм.}$$

Таблица 1

Размеры конструктивных элементов типовых зубчатых колёс, мм.

d	d_1	d'_1	b	l	l_2	d'_{III}	d_{III}	d_P	l_1	c
3	7	6	2	7	0,5	0,6	0,8	М2	2,5	0,3
			3	8	1					0,7
4	8	7	2	7	0,5	0,8	1	М2	2,5	0,3
			3	8	1					0,7
5	9	8	2	8	0,5	1	1,2	М2	2,5	0,3
			3	9	1					0,7
6	10	9	3	9	0,5	1,3	1,6	М3	3	0,7
			4	10	1					1,2
7	12	10	3	9	0,5	1,6	2	М3	3	0,7
			4	10	1					1,2
8	14	12	3	10	0,5	1,6	2	М3	3,5	0,7
			4	12	1					1,2
9	16	13	4	12	0,5	1,6	2	М3	4	1
			5	14	1					1,5
10	18	15	4	14	0,5	2,6	3	М3	4,5	1
			5		1					1,5
12	20	17	4	16	0,5	2,6	3	М4	5	1
			5		1					1,5
14	22	19	5	18	0,5	3,6	4	М4	6	1,2
			6		1					1,8

Примечания:

1. Расчётное значение d_3 следует округлить до меньшего целого числа.При этом k в мм (рис. 1, д) в зависимости от модуля m и числа зубьев колеса z приведены ниже.

Модуль m , мм	Числа зубьев z				
		До 80	Св.80 до 125	Св.125 до 150	Св.150
	От 0,3 до 0,5	3	4	5	6
	От 0,5 до 1	5	6	7	9

2. Диаметр d_4 окружности центров облегчающих отверстий рис.1, а) и рис. 1, д) определяется из формулы $d_4 = 0,5(d_2 + d_1) + 1$ мм – для колёс с выточками; $d_4 = 0,5(d_f + d_1 - 3m - 1) + 1$ мм – для колёс без выточек;

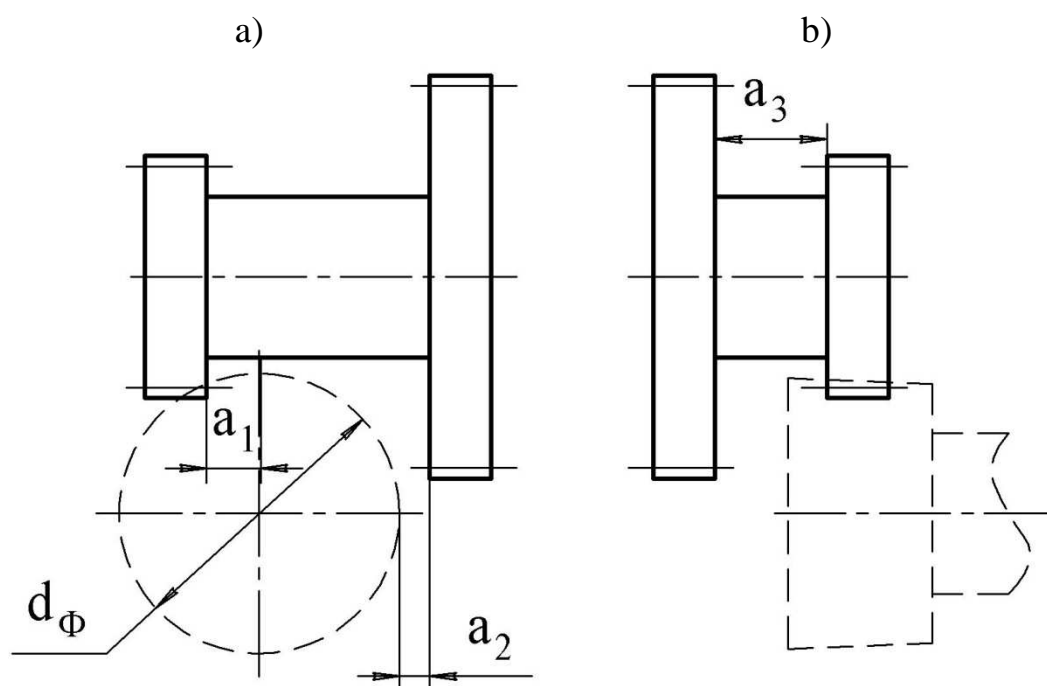


Рис 2. Схемы нарезания комбинированных колёс.

Таблица 2

Минимальные расстояния для выхода фрезы или долбяка при изготовлении комбинированных колёс (блоков колёс), мм.

Модуль зубьев, мм	Диаметр фрезы d_ϕ	Расстояние для выхода		
		фрезы		долбяка
		a_1	a_2	a_3
0,3	30	2	1	4
0,5	55	3	2	5
2,5	60	4	3	

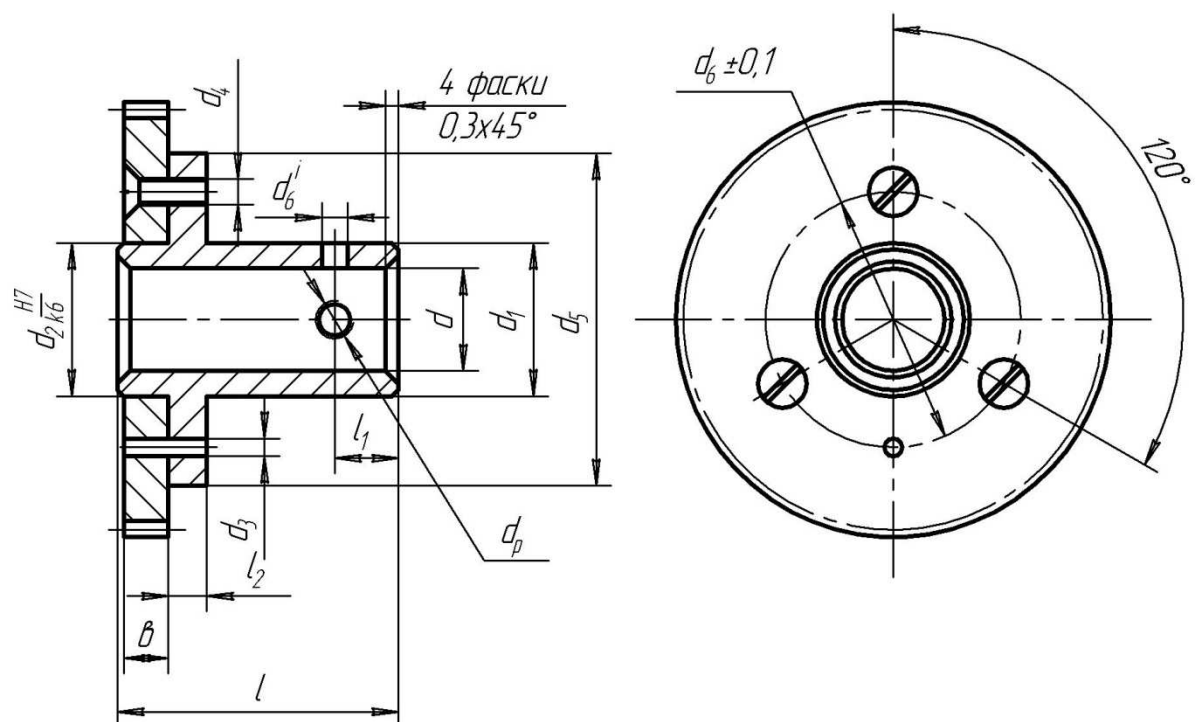


Рис. 3. Сборное колесо со ступицей

Таблица 3
Размеры конструктивных элементов соединения сборного зубчатого
колеса со ступицей, мм.

d	d_I	d_2	d'_{III}	d_{III}	d_P	d_3	d_4	d_5	d_6	ϑ	l	l_1	l_2
3	7	6	0,6	0,8	M2	1,6	M2	14	10	1;2	12	2,5	2
4	8	7	0,8	1,0				16	12			3	
5	9	8	1,0	1,2				18	14				
6	10	9	1,4	1,6	M3	2,0	M3	24	18	2;3	15	4	3
7	12	10	1,8	2,0				26	20				
8	14	12						28	22				
9	15	14						30	24			5	
10	16	14	2,8	3,0				32	26				
12	20	18											
14	22	18	3,8	4,0	M4							6	

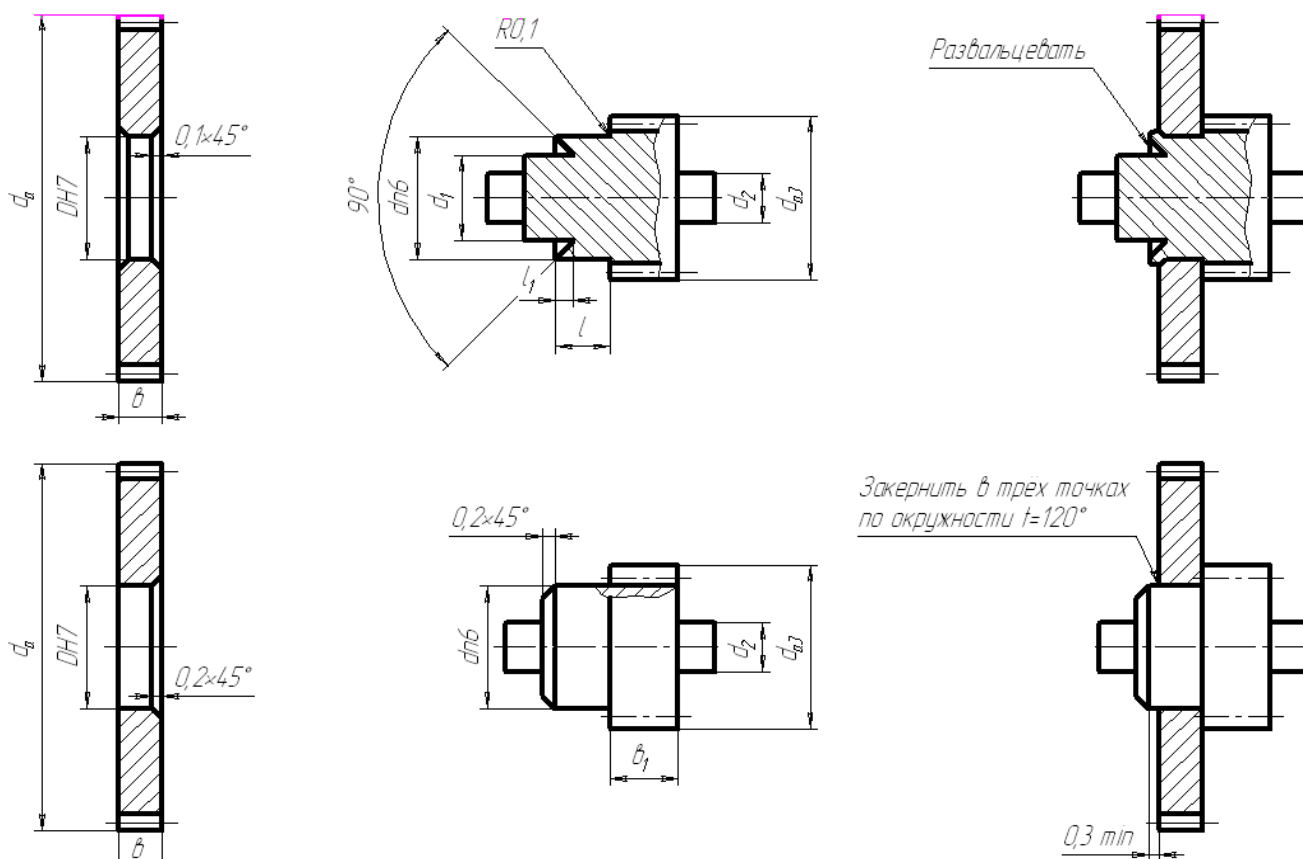


Рис. 4. Сборные зубчатые колёса.

Таблица 4

Размеры конструктивных элементов сборных зубчатых колёс, мм.

D, d	d_1	d_2	d_{a3}	d_a	b	b_1	l	l_1	$M_{кр}$ Н·мм макс. допуст.	
									Сталь ных	Брон- зовых
От 2,5 до 3	От 1,6 до 3	От 0,2 до 0,4	До 8	От 20 до 25	От 0,8 до 1,0	От 2 до 4	От 1,0 до 1,2	От 0,24 до 0,30	500	250
Св. 3 до 4	Св. 3 до 4	Св. 0,4 до 0,9	От 6 до 16	Св. 25 до 30	Св. 1,0 до 1,2	Св. 4 до 6	Св. 1,2 до 1,4	Св. 0,30 до 0,36	600	300
Св. 4 до 6	Св. 4 до 6	Св. 0,9 до 1,6		Св. 30 до 50	Св. 1,2 до 1,5	Св. 6 до 8	Св. 1,4 до 1,7	Св. 0,36 до 0,45	800	400
Св. 6 до 8	Св. 6 до 8	Св. 1,6 до 2,0	От 8 до 24	Св. 50 до 80	Св. 1,5 до 3,0	Св. 8 до 10	Св. 1,7 до 2,0	Св. 0,45 до 0,55	1000	600

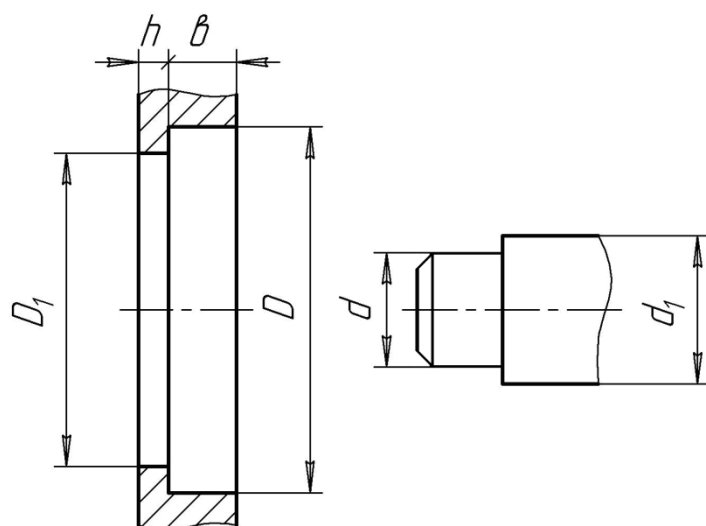


Рис. 5. Конструктивные элементы посадочных мест для подшипников качения

Таблица 5

Размеры цапф и посадочных отверстий для подшипников качения, мм.

№ подшипника	d	D	b	d_1	D_1	h
1000083	3	7	2	4,2	5,5	2
1000093	3	8	3	4,2	6,5	2
1000084	4	9	2,5	6	7,5	2
1000094	4	11	4	6	9,5	2
1000085	5	11	3	7	9,5	2
1000095	5	13	4	7	11	2
1000086	6	13	3,5	8,5	11	2
1000096	6	15	5	8,5	13	2
1000087	7	14	3,5	9,5	12	2
1000097	7	17	5	9,5	15	2
1000088	8	16	4	11	14	2,5
1000098	8	19	6	11	17	2,5
1000089	9	17	4	11	15	3
1000099	9	20	6	11	18	3
1000800	10	19	5	12	17	
1000900	10	22	6	12	19	3

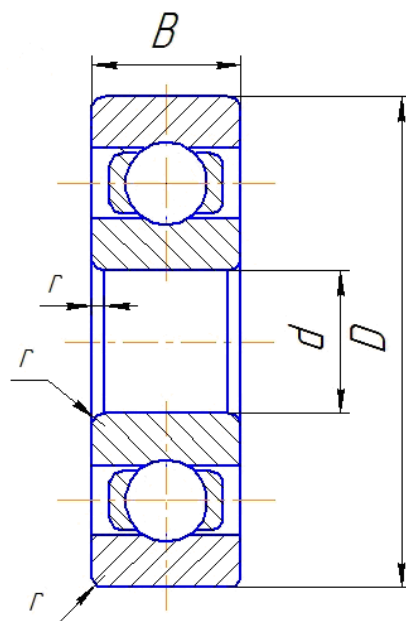


Рис. 6. Конструктивные элементы радиальных шарикоподшипников

Таблица 6
Размеры конструктивных элементов радиальных шарикоподшипников, мм [13]

№ подшип-ника	d	D	B	r_{max}	C , Н
1000083	3	7	2	0,3	392
1000093	3	8	3	0,3	560
1000084	4	9	2,5	0,3	540
1000094	4	11	4	0,3	950
1000085	5	11	3	0,3	635
1000095	5	13	4	0,3	1080
1000086	6	13	3,5	0,3	884
1000096	6	15	5	0,4	1470
1000087	7	14	3,5	0,3	956
1000097	7	17	5	0,5	2020
1000088	8	16	4	0,4	1330
1000098	8	19	6	0,5	2240
1000089	9	17	4	0,4	1430
1000099	9	20	6	0,5	2680
1000800	10	19	5	0,5	1480
1000900	10	22	6	0,5	3340

Примечание. C – динамическая грузоподъёмность шарикоподшипника.

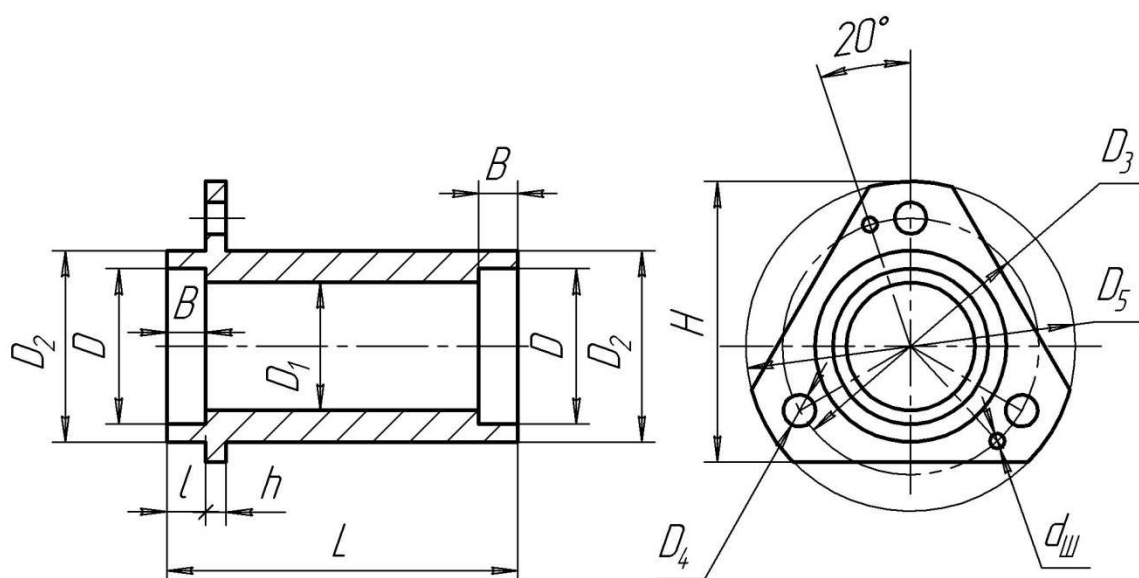


Рис. 7. Конструктивные элементы подшипниковых втулок

Таблица 7

Размеры конструктивных элементов подшипниковых втулок, мм.

D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	h	H	$d_{ш}$
7	6	10	16	2,2	22	2	17	1,2
8	6,5	10	16	2,2	22	2	17	1,2
9	7,5	12	18	2,7	24	2	20	1,2
10	8,5	12	18	2,7	24	2	20	1,2
11	9,5	13	20	2,7	26	2	22	1,2
13	11	15	22	2,7	29	2	24	1,2
14	12	17	25	3,2	32	2	27	1,2
15	13	18	25	3,2	32	2	27	1,2
16	14	19	26	3,2	34	2	28	1,2
17	15	20	29	3,2	36	2	30	1,2
19	17	22	30	3,2	38	2	32	1,6
20	18	24	32	4,3	42	3	35	1,6
22	19	26	36	4,3	46	3	38	1,6
24	20	28	38	4	48	3	40	1,6

Примечание. Размер l выбирают конструктивно. Размер L назначают в соответствии с требованиями конструкции, $L_{min}=(1,5÷2)d$, $L_{max}=(8÷10)d$, где d – диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника. Размер B выбирают равным ширине кольца шарикоподшипника.

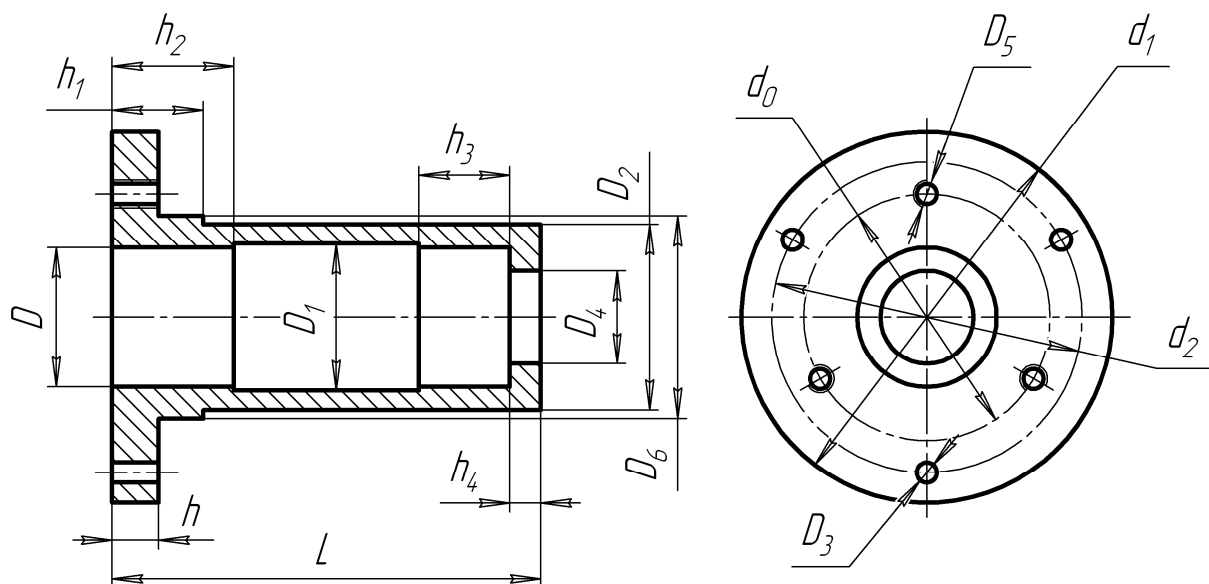


Рис. 8. Конструктивные элементы подшипниковых втулок

Таблица 8

Размеры конструктивных элементов подшипниковых втулок, мм

D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	d_0	d_1	d_2	h	h_1	h_2	h_3	h_4
7	7,2	9	2,2	5	M2	9,5	14	19	15	4	6	5	3	1,5
8	8,2	10	2,2	5	M2	10,5	14	19	15	4	6	5	3	1,5
9	9,2	11	2,7	6	M2,5	11,5	16	20	17	4	6	6	4	1,5
10	10,5	12	2,7	7	M2,5	12,5	16	20	17	4	6	6	4	1,5
11	11,5	14	2,7	8	M2,5	14,5	18	24	19	4	6	6,5	4	1,5
13	13,5	16	2,7	10	M2,5	16,5	20	27	21	4	6	7,5	5	1,5
14	14,5	17	2,7	12	M3	17,5	22	29	23	4	7	7,5	5	2
15	15,5	18	2,7	12	M3	18,5	22	29	23	4	7	7,5	5	2
16	17	20	2,7	13	M3	20,5	23	30	24	4	7	7,5	5	2
17	18	20	2,7	14	M3	20,5	24	31	25	4	7	8	5	2
19	20	22	3,2	16	M3	22,5	26	33	27	4	8	9	6	2
20	21	24	3,2	17	M4	24,5	28	36	29	6	10	9	6	2
22	22	26	3,2	19	M4	26,5	30	38	31	6	10	9	6	2,5
24	23	28	3,2	21	M4	28,5	32	40	33	6	10	10	7	2,5

Примечание. Размер L назначают в соответствии с требованиями конструкции, $L_{min}=(1,5\div 2)d$, $L_{max}=(8\div 10)d$, где d – внутренний диаметр шарикоподшипника.

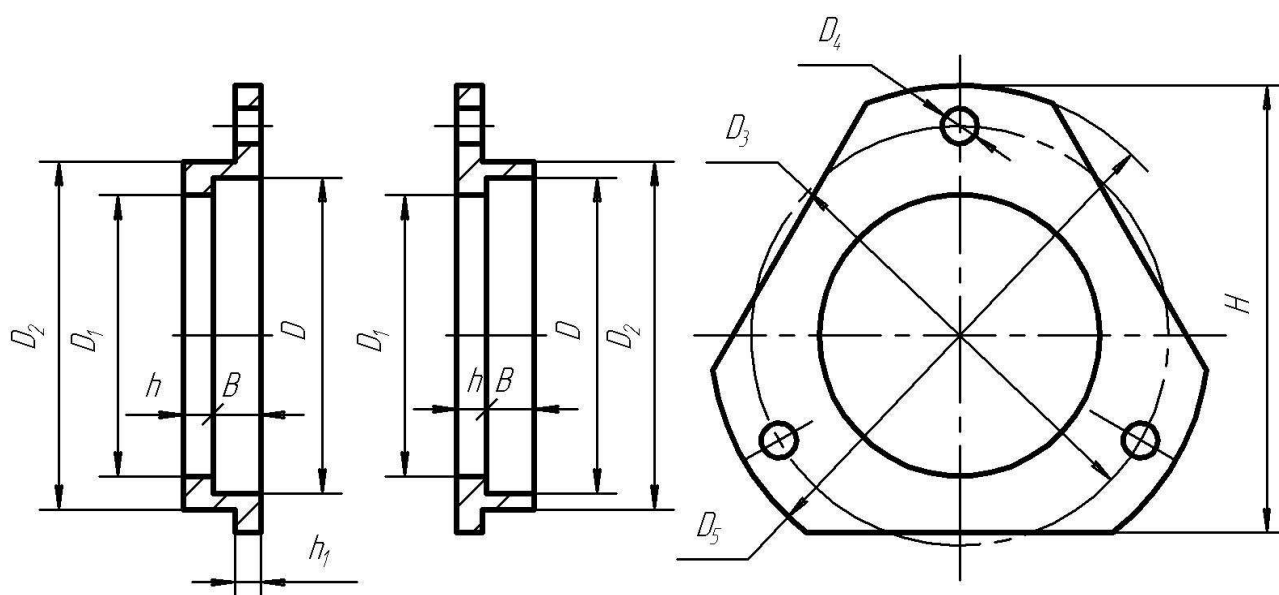


Рис. 9. Конструктивные элементы втулок с одним гнездом

Таблица 9

Размеры конструктивных элементов втулок с одним гнездом, мм.

D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	$h_1=h$	H
7	5,5	10	16	2,2	22	2	17
8	6,5	10	16	2,2	22	2	17
9	7,5	12	18	2,7	24	2	20
10	8,5	12	18	2,7	24	2	20
11	9,5	13	20	2,7	26	2	22
13	11	15	22	2,5	29	2	24
14	9,5	17	25	3,2	32	2	27
15	13	18	25	3,2	32	2	27
16	14	19	26	3,2	34	2	28
17	15	20	29	3,2	36	2	30
19	17	22	30	3,2	38	2	32
20	18	24	32	4,3	42	3	35
22	19	26	36	4,3	46	3	38
24	20	28	38	4,3	48	3	40

Примечание. Размер B выбирают равным ширине кольца шарикоподшипника.

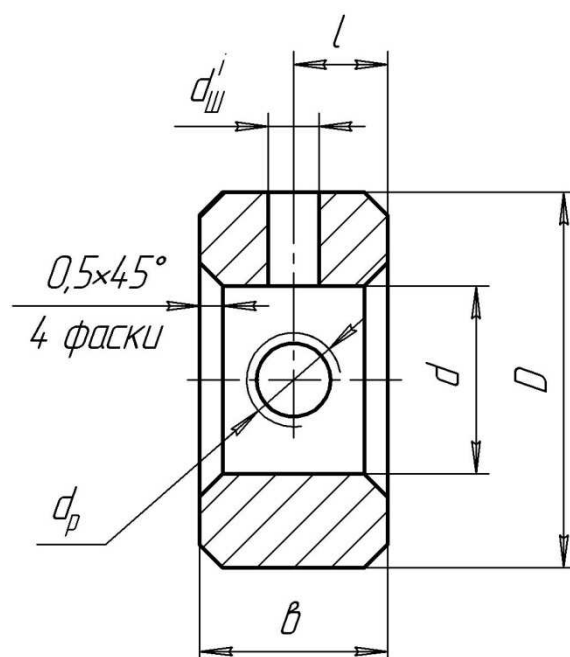


Рис. 10. Конструктивные размеры элементов установочных колец

Таблица 10

Размеры конструктивных элементов установочных колец, мм.

d	D	b	l	d_p	$d'_{ш}$
2	5	3	1,5	M1,6	0,4 H12
3	7	4	2	M2	0,6 H12
4	8	4	2	M2	0,7 H12
5	9	4	2	M2	0,8 H12
6	11	5	2,5	M3	1,3 H12
7	12	5	2,5	M3	1,6 H12
8	14	6	3	M3	1,6 H12
9	15	6	3	M3	1,6 H12
10	16	7	3,5	M3	2,0 H12

Примечание. Размер $d'_{ш}$ – диаметр предварительного сверления под штифт.

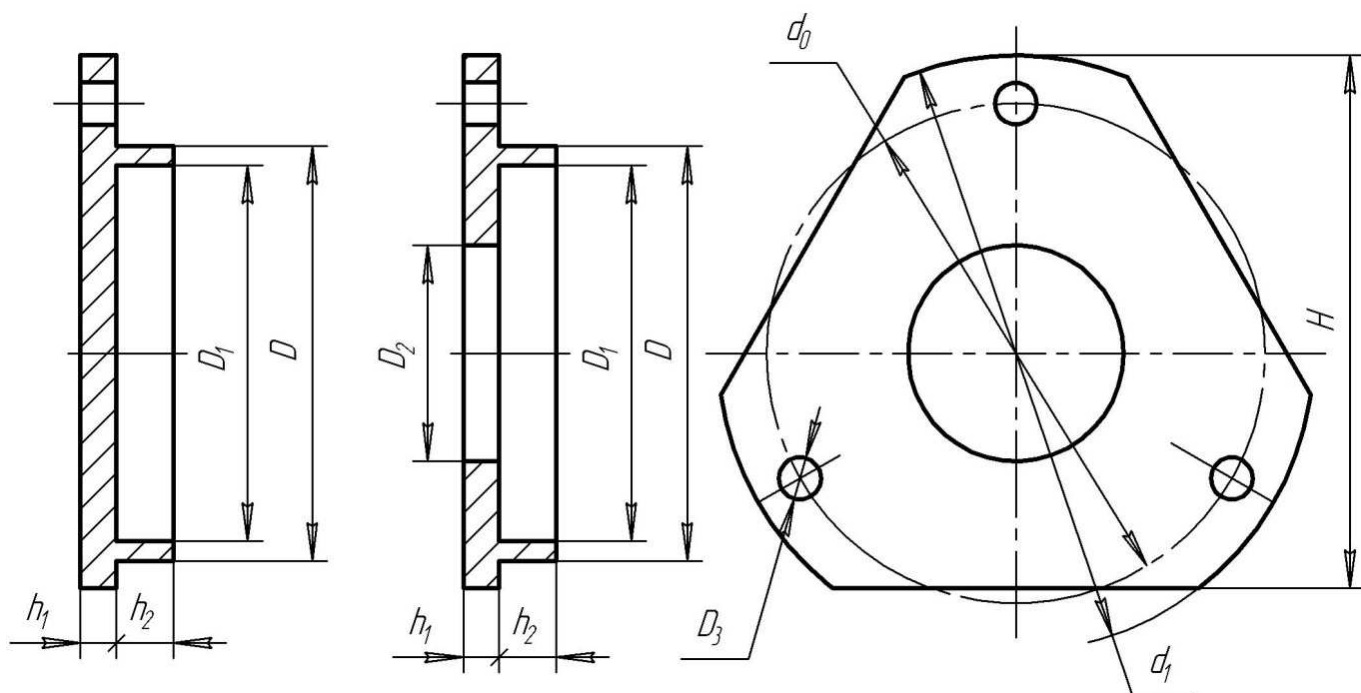


Рис. 11. Конструктивные элементы фланцевых крышек

Таблица 11

Размеры конструктивных элементов фланцевых крышек, мм

D	D_1	D_2	D_3	d_0	d_1	h_1	h_2	H
7	5,5	4,5	2,2	14	19	1,5	2	15
8	6,5	5	2,2	14	19	1,5	2	15
9	7,5	5	2,7	16	20	1,5	2	17
10	8,5	5	2,7	16	20	1,5	2	17
11	9,5	6	2,7	18	24	2	2,5	20
13	11	7	2,7	20	27	2	2,5	22
14	12	7	2,7	22	29	2	2,5	24
15	13	8	2,7	22	29	2	2,5	24
16	14	8	2,7	23	30	2	2,5	25
17	15	9	2,7	24	31	2	3	26
19	17	10	3,2	26	33	2	3	28
20	18	11	3,2	28	36	3	3	30
22	19	12	3,2	30	38	3	3	32
24	19	12	3,2	32	40	3	3	34

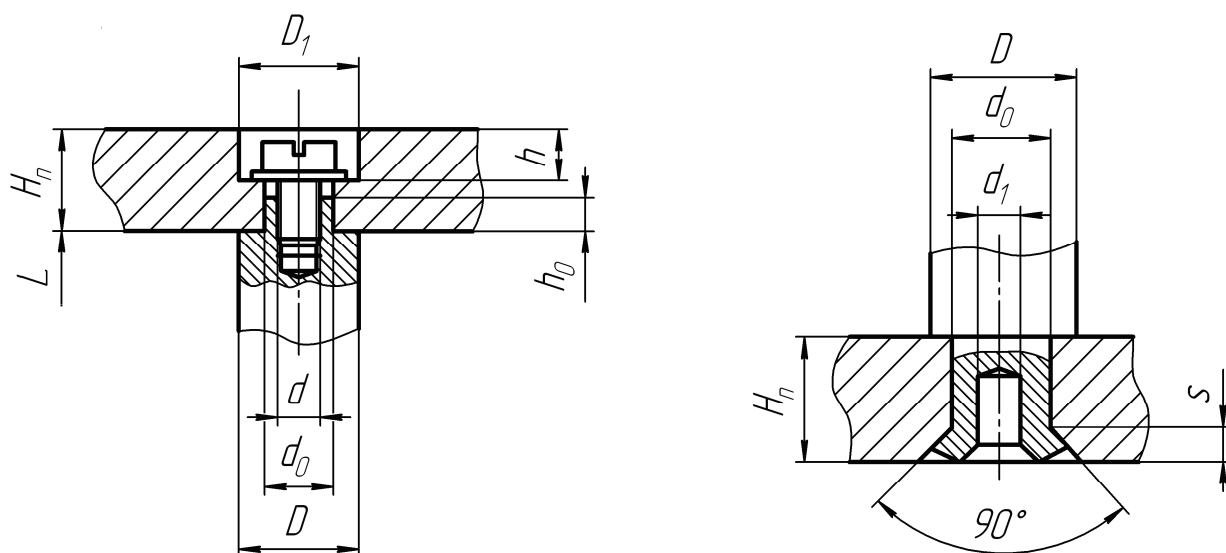


Рис. 12. Конструктивные элементы соединений плат колонками

Таблица 12

Размеры конструктивных элементов соединений плат с колонками, мм.

H_n	D	d_0	d_1	h_0	d	h	D_1	s	L_{max}
2	5	2,5	1,75	0,7	M1,6	1	5	1,2	25
3	6	3	2,25	1	M2	1,5	6	1,3	25
4	6	3	2,25	1,5	M2	2	6	1,5	25
5	7	4	3,25	2	M2,5	2,5	7	1,5	35
6	7	4	3,25	2,5	M2,5	3	7	2	35
7	8	5	4,25	2,5	M3	4	8	2	45
8	8	5	4,25	3	M3	4,5	8	2	45
9	9	6	5,25	3	M4	5,5	10	2,5	55
10	10	6	5,25	3,5	M4	6	10	2,5	55

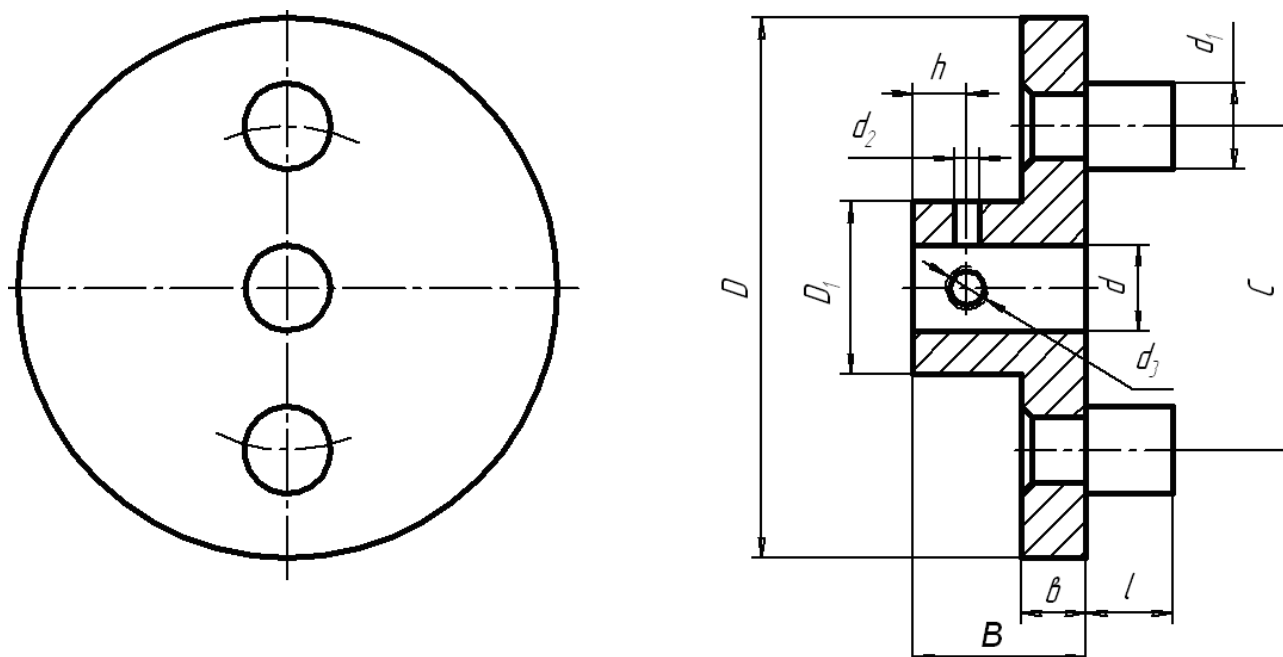


Рис. 13. Конструктивные элементы двухпальцевых полумуфт

Таблица 13

Размеры конструктивных элементов двухпальцевых полумуфт, мм.

d	D	C	D_1	B	b	d_1	l	h	d_2	d_3
3	23	15	7	7	2	4	4	3	0,7	M2
4	25	15	8	7	2	4	4	3	0,7	M2
5	25	15	9	8	2	4	4	3	0,8	M2
6	30	20	10	9	2	4	4	3	1,3	M3
8	30	20	14	12	3	5	5	4	1,6	M3
10	35	28	18	14	4	5	5	5	2,6	M3
12	35	28	20	16	4	5	5	5	2,6	M3

Примечание. Размер d_2 – диаметр предварительного сверления под штифт.

Таблица 14

Нормы бокового зазора (показатели $j_{n\ min}$, fa), мкм [18].

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_w , мм							
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250
Н	II	$j_{n\ min}$	0	0	0	0	0	0	0	0
G	III		6	8	9	11	13	15	18	20
F	IV		9	11	13	16	19	22	25	29
E	V		15	18	21	25	30	35	40	46
D	VI		22	27	33	39	46	54	63	72
Н	II	$\neq fa$	8	9	11	14	16	18	20	22
G	III		11	14	16	18	20	22	28	35
F	IV		18	22	25	32	35	45	50	55
E	V		30	36	40	50	60	70	80	90
D	VI		45	55	63	80	90	110	120	140

Таблица 15

Допуск на радиальное биение F_r для
цилиндрических зубчатых колёс, мкм [18].

Степень точности	Модуль нормальный m_n	Диаметр делительной окружности, мм						
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 125	Св.125 до 200
6	От 0,1 до 0,5	—	12	14	16	19	22	26
	Св. 0,5 до 1	—	16	18	20	22	25	30
7	От 0,1 до 0,5	16	18	20	22	26	30	36
	Св. 0,5 до 1	21	22	24	26	30	36	42
8	От 0,1 до 0,5	19	21	25	28	32	38	45
	Св. 0,5 до 1	26	28	30	34	38	45	50
9	От 0,1 до 0,5	24	26	30	36	42	48	55
	Св. 0,5 до 1	34	36	40	45	50	50	65
10	От 0,1 до 0,5	30	34	38	45	52	60	70
	Св. 0,5 до 1	42	45	50	55	60	70	80

Таблица 16

Предельные отклонения размеров, мкм [24]

Интервал диаметров, мм	отв.	поле допуск вала				отв.	поле допуск вала					отв.	вал	отв.	вал	отв.	вал
	H6	m6	k5	js5	h5	H7	n6	m6	k6	js6	h6	H8	h7	H9	h8	H11	h11
	Предельные отклонения размеров, мкм																
	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B
	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н
До 3	+6 0	+6 +2	+4 0	±2	0 - 4	+10 0	+10 +4	+8 +2	+6 0	±3	0 - 6	+14 0	0 - 10	+25 0	0 - 14	+60 0	0 - 60
Св. 3 до 6	+8 0	+9 +4	+6 +1	±2,5	0 - 5	+12 0	+16 +8	+12 +4	+9 +1	±4	0 - 8	+18 0	0 - 12	+30 0	0 - 18	+75 0	0 - 75
Св. 6 до 10	+9 0	+12 +6	+7 +1	±3	0 - 6	+15 0	+19 +10	+15 +6	+10 +1	±4,5	0 - 9	+22 0	0 - 15	+36 0	0 - 22	+90 0	0 - 90
Св. 10 до 18	+11 0	+15 +7	+9 +1	±4	0 - 8	+18 0	+23 +12	+18 +7	+12 +1	±5,5	0 - 11	+27 0	0 - 18	+43 0	0 - 27	+110 0	0 - 110
Св. 18 до 30	+13 0	+17 +8	+11 +2	±4,5	0 - 9	+21 0	+28 +15	+21 +8	+15 +2	±6,5	0 - 13	+33 0	0 - 21	+52 0	0 - 33	+130 0	0 - 130
Св. 30 до 50	+16 0	+20 +9	+13 +2	±5,5	0 - 11	+25 0	+33 +17	+25 +9	+18 +2	±8	0 - 16	+39 0	0 - 25	+62 0	0 - 39	+160 0	0 - 160

Таблица 17

Предельные отклонения размеров, мкм [24]

Интервал диаметров, мм	вал	поле допуска отверстия				вал	поле допуска отверстия				
	h5	M6	K6	JS6	H6	h6	M7	K7	JS7	H7	G7
	Предельные отклонения размеров, мкм										
	В Н	В Н	В Н	В Н	В Н	В Н	В Н	В Н	В Н	В Н	В Н
До 3	0 − 4	− 2 − 8	0 − 6	±3	+ 6 0	0 − 6	− 2 − 12	0 − 10	±5	+ 10 0	+ 12 + 2
Св. 3 до 6	0 − 5	− 1 − 9	+ 2 − 6	±4	+ 8 0	0 − 8	0 − 12	+ 3 − 9	±6	+ 12 0	+ 16 + 4
Св. 6 до 10	0 − 6	− 3 − 12	+ 2 − 7	±4,5	+ 9 0	0 − 9	0 − 15	+ 5 − 10	±7	+ 15 0	+ 20 + 5
Св. 10 до 18	0 − 8	− 4 − 15	+ 2 − 9	±5,5	+ 11 0	0 − 11	0 − 18	+ 6 − 12	±9	+ 18 0	+ 24 + 6
Св. 18 до 30	0 − 9	− 4 − 17	+ 2 − 11	±6,5	+ 13 0	0 − 13	0 − 21	+ 6 − 15	±10	+ 21 0	+ 28 + 7
Св. 30 до 50	0 − 11	− 4 − 20	+ 3 − 13	±8	+ 16 0	0 − 16	0 − 25	+ 7 − 18	±12	+ 25 0	+ 34 + 9

Таблица 18

Предельные отклонения размеров и допуски на осевые и радиальные биения
колец собранного подшипника, мкм [14]

для внутренних колец

Класс точности шарикоподшипника	Интервал посадочных диаметров d , мм	Предельные отклонения D_m		Предельные отклонения B		Осевое биение внутреннего кольца собранного подшипника S_{ia}	Радиальное биение внутреннего кольца собранного подшипника K_{ia}
		верхнее	нижнее	верхнее	нижнее		
0	Св.0,6—до 2,5	0	— 8	0	— 40	20	10
	Св.2,5—до 10				— 120		
	Св.10—до 18						
6	Св.0,6—до 2,5	0	— 7	0	— 40	16	5
	Св.2,5—до 10				— 120		6
	Св.10—до 18						7

для наружных колец

Класс точности шарикоподшипника	Интервал посадочных диаметров d , мм	Предельные отклонения d_m		Предельные отклонения B		Осевое биение наружного кольца собранного подшипника S_{ea}	Радиальное биение наружного кольца собранного подшипника K_{ea}
		верхнее	нижнее	верхнее	нижнее		
0	Св.0,6–до 2,5	0	– 8	0	– 120	20	15
	Св.2,5–до 10		– 9				
	Св.10–до 18		– 7		– 120	16	8
6	Св.2,5–до 10		– 8				9
	Св.10–до 18						

Таблица 19

Допуски радиального биения и полного радиального биения.
Допуски соосности, симметричности, пересечения осей в диаметральной выражении [22].

Интервалы номинальных размеров, мм				Степени точности															
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
				мкм												мм			
		до	3	1	1	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0	1	1
св.	3	до	10	1	2	3	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0	1	1
св.	10	до	18	1	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	1	0,8	1
св.	18	до	30	2	3	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	1	1	2
св.	30	до	50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	1	1	9
св.	50	до	120	3	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	2	3
св.	120	до	250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1	2	3
св.	250	до	400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	2	3	4
св.	400	до	630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
св.	630	до	1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	3	4	6
св.	1000	до	1600	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
св.	1600	до	2500	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2,5	4	6	10

Квалитет допуска размера	4			5			6			7			8			9			10			11			12		
Уровень геометрической точности	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Степень точности	3	2	1	4	3	2	5	4	3	6	5	4	7	6	5	8	7	6	9	8	7	10	8	8	11	10	9

Таблица 20

Допуски на кинематическую погрешность F'_i , для цилиндрических зубчатых колес, мкм [18]

Степень точности	Модуль m , мм		F'_i						
			Делительный диаметр колеса d , мм						
	св.	до	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180
6	0.3	0.5	23	24	26	29	32	37	43
	0.5	1.0	24	25	27	30	33	38	44
7	0.3	0.5	31	33	35	39	44	51	59
	0.5	1.0	32	34	36	40	45	52	60
8	0.3	0.5	43	45	49	53	61	71	81
	0.5	1.0	45	47	51	55	68	73	83

Таблица 21

Линейные размеры (диаметры, длины, высоты, глубины, уступы, расстояния между осями и др.) [12]

Нормальные линейные размеры (ряд Ra 40)								Дополнительные линейные размеры, допускаемые к применению только в технически обоснованных случаях							
1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5	1,25	1,35	1,45	1,55				
1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	1,65	1,75	1,85	1,95	2,05	2,15	2,30	
2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,9	
4,0	4,2	4,5	4,8	5,0	5,3	5,6	6,0	4,1	4,4	4,6	4,9	5,2	5,5	5,8	6,2
6,3	6,7	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	6,5	7,0	7,3	7,8	8,2	8,8	9,2	9,8
10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	10,2	10,8	11,2	11,8	12,5	13,5	14,5	15,5
16	17	18	19	20	21	22	24	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	23,0	
25	26	28	30	32	34	36	38	27	29	31	33	35	37	39	
40	42	45	48	50	53	56	60	41	44	46	49	52	55	58	62
63	67	71	75	80	85	90	95	65	70	73	78	82	88	92	98
10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	102	108	112	115	118	135	145	155
16	17	18	19	20	21	22	24	165	175	185	195	205	215	230	
25	26	28	30	32	34	36	38	270	290	310	315	330	350	370	390

Таблица 22

Размеры канавок для выхода шлифовального круга, мм [21]

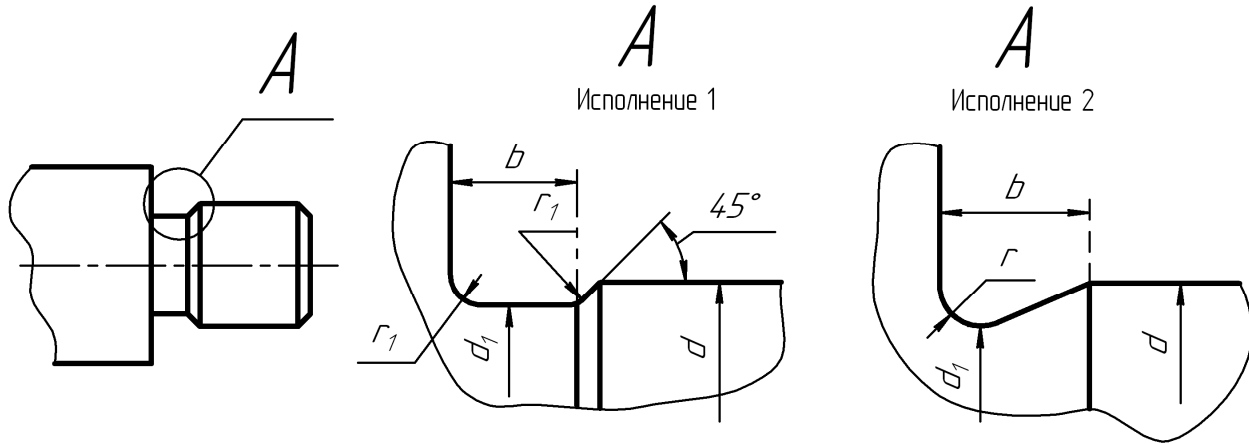
				
d	b	d_1	r	r_1
≤ 10	1,0	$d - 0,3$	0,3	0,2
	1,6		0,5	0,3
	2	$d - 0,5$		
$> 10 \dots 50$	3	1	0,5	

Таблица 23

Нормы бокового зазора показатели E_{HS} [18]

Виды сопряжений	Степень точности нормам плавности	Делительный диаметр d , мкм									
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
МКМ											
H	3-7	5	6	7	8	9	11	13	14	16	18
G	3-7	12	14	16	18	22	25	28	38	40	45
	7	16	18	20	22	26	28	30	40	40	45
	8	22	24	26	28	30	32	34	45	50	50
	3-7	18	22	26	30	35	40	45	56	60	63
F	7	22	24	28	32	36	42	48	55	60	63
	8	26	30	34	38	42	45	53	60	63	70
	9	36	40	45	48	53	55	60	63	70	75
	10	48	53	55	60	60	63	70	75	80	85
	3-7	28	32	38	45	53	60	70	80	90	100
E	8	35	40	45	50	55	63	75	85	95	105
	9	42	48	55	60	63	70	80	90	100	110
	10	55	60	63	70	75	80	90	100	105	120
	11	70	75	80	85	90	100	110	110	120	130
	12	100	105	110	118	120	125	130	130	140	150
	3-7	40	55	60	70	80	90	110	130	150	160
D	8	50	55	60	70	80	95	118	130	150	160
	9	55	60	70	80	90	100	120	130	150	160
	10	63	70	80	90	100	105	125	130	150	160
	11	80	85	95	105	110	120	140	150	170	180
	12	105	110	118	125	132	150	160	170	180	190

Таблица 24

Нормы бокового зазора (T_H – допуск на смещение исходного контура) [18]

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r															
		До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160
H	h	14	16	18	20	25	30	34	40	50	60	70	90	110	140	170	190
G	g	16	18	20	22	28	32	38	45	53	67	75	100	120	150	190	210
F	f	18	20	22	25	30	36	42	50	60	70	85	110	130	160	200	230
E, D	e	20	22	25	30	34	40	48	56	70	80	100	125	150	190	240	260

Примечание. Величина F_r принимается в соответствии с нормой кинематической точности (Прил.1, табл. 15)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ,
МЕХАНИКИ И ОПТИКИ**

Кафедра мехатроники

Расчётно-графическая работа

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

Пояснительная записка
МТ 150. XX.XX.X.X.ПЗ

Студент:	XXXXXXXX.X.X
Группа:	№ XXXX
Преподаватель:	XXXXXXXX.X.X

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
20XX

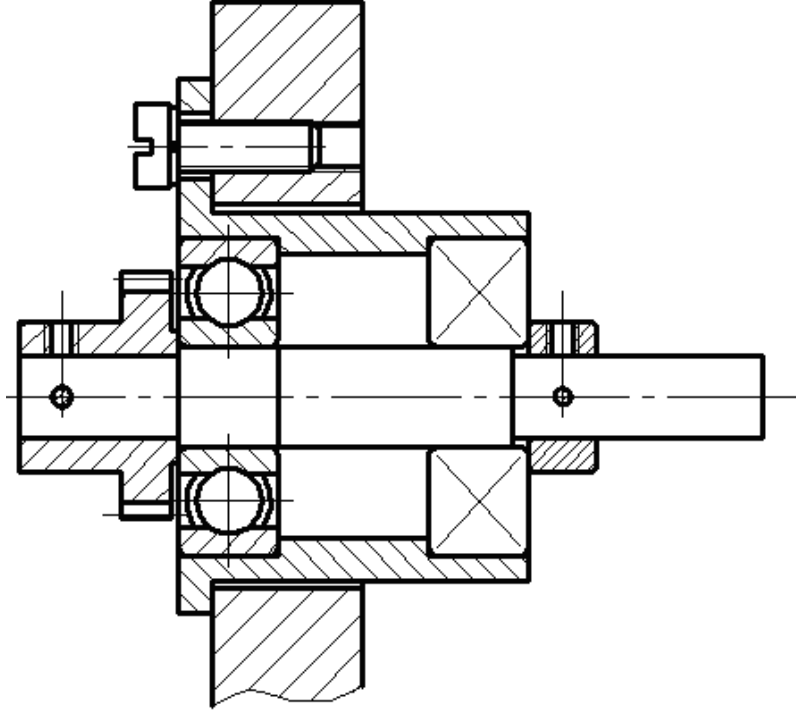
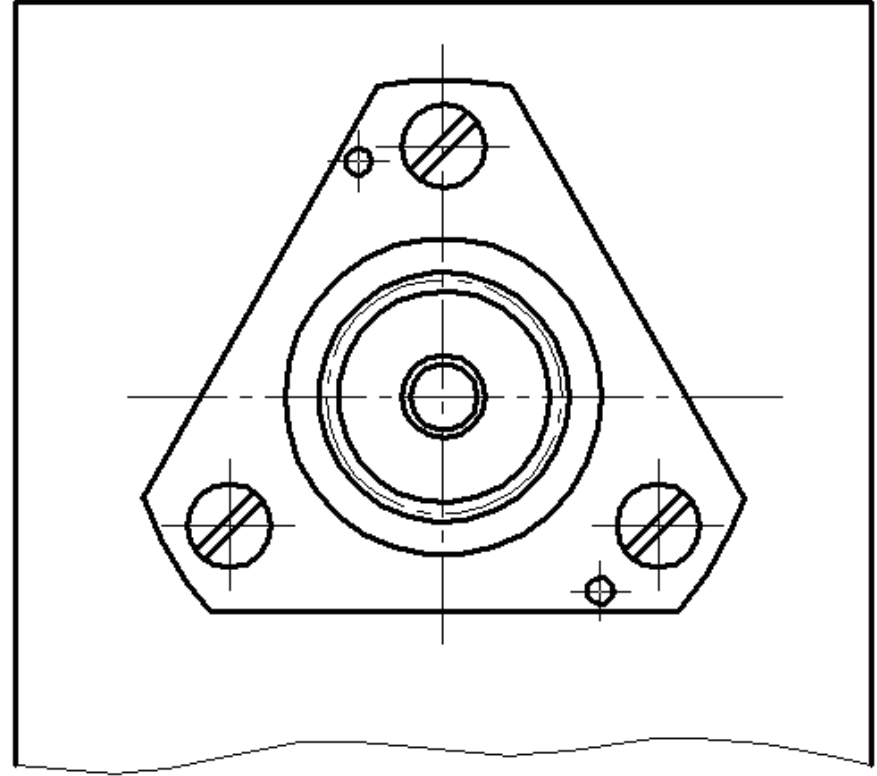


Рис. 14

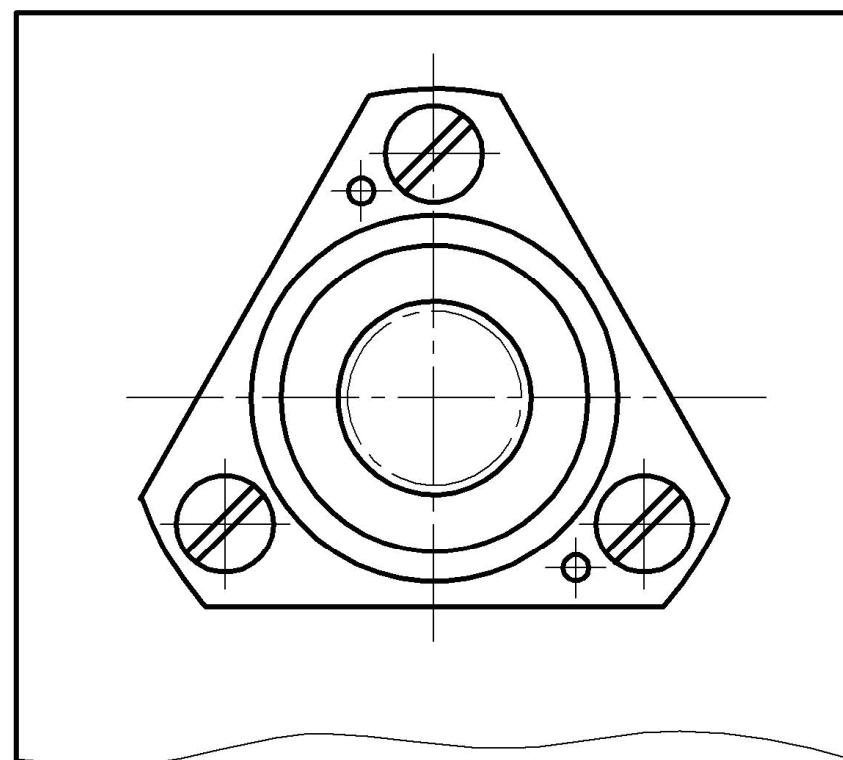
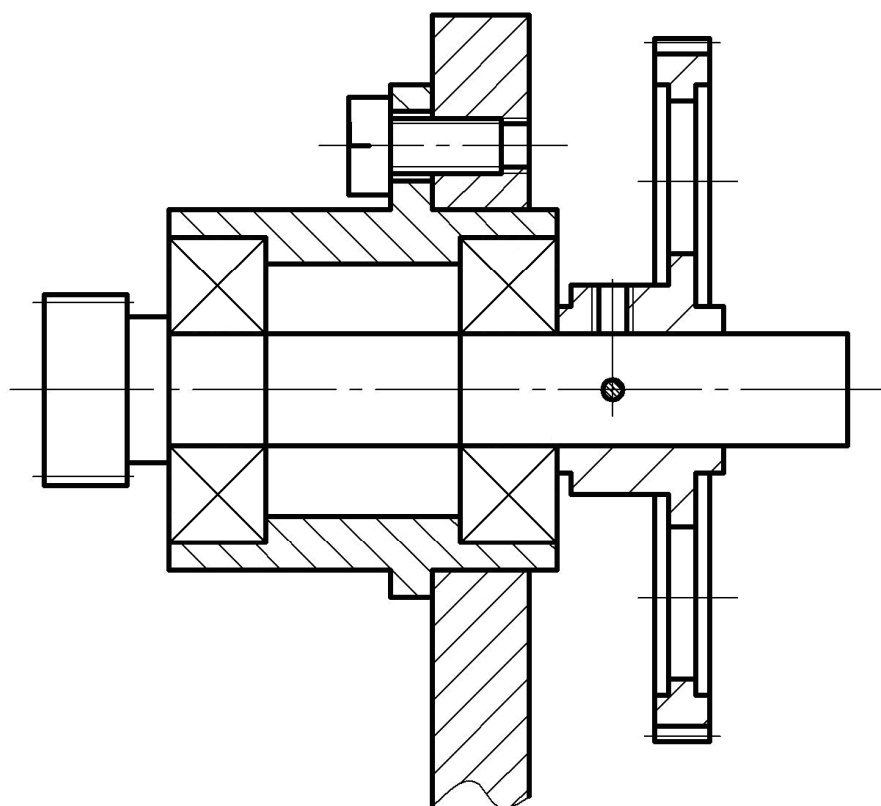


Рис. 15

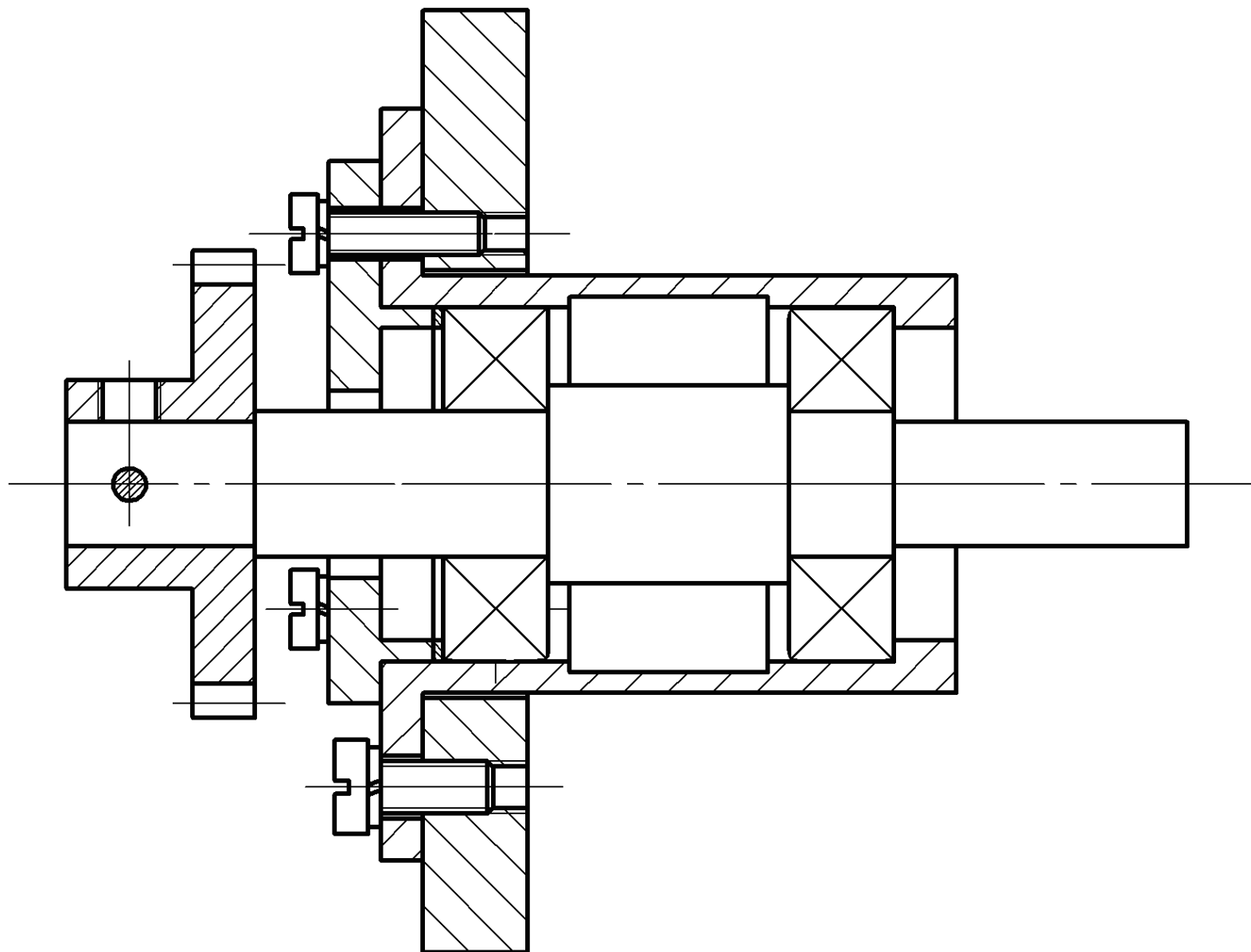


Рис. 16

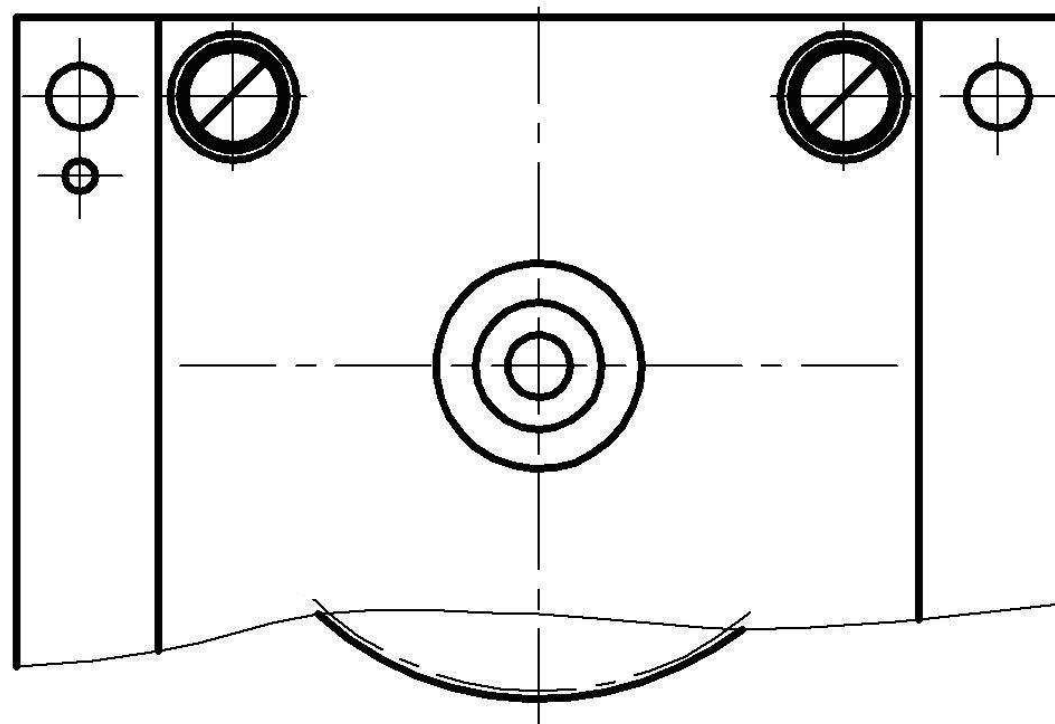
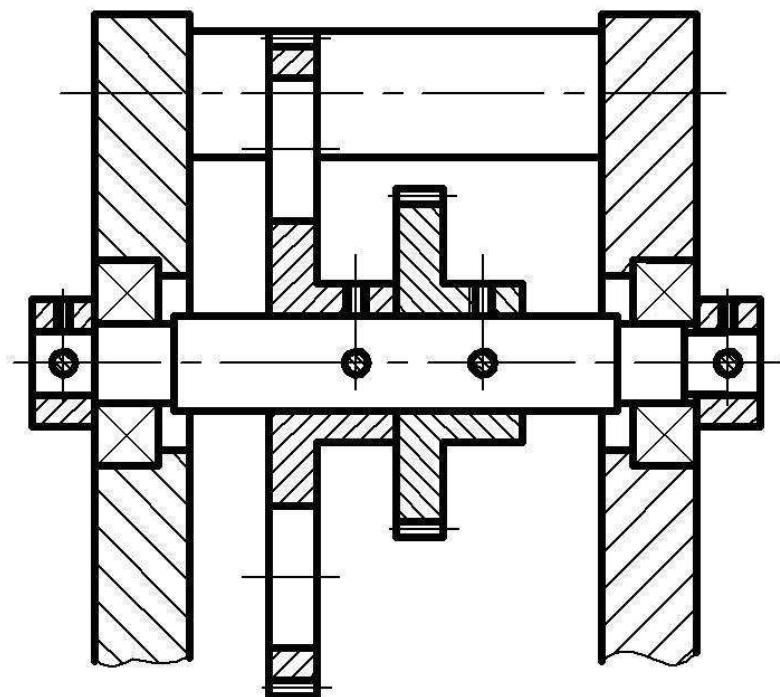


Рис. 17

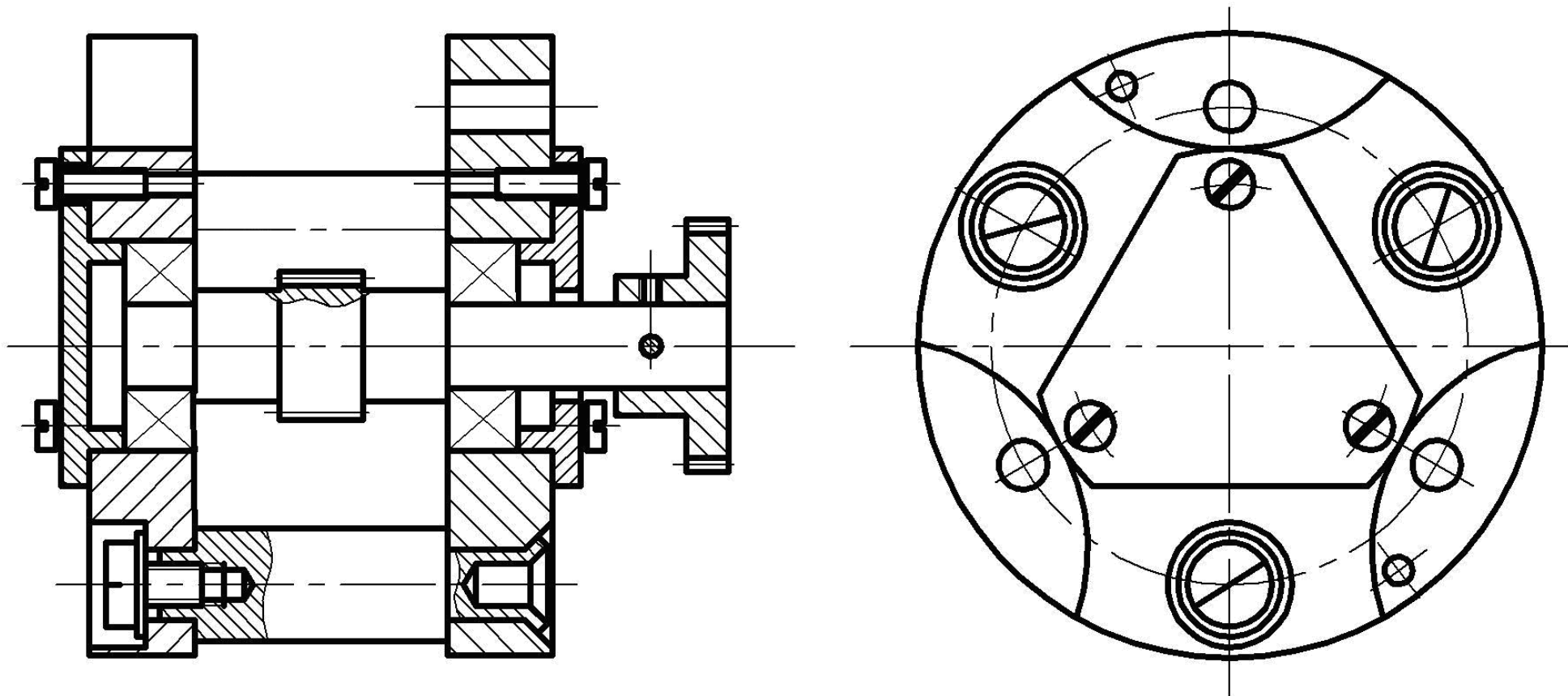


Рис. 18

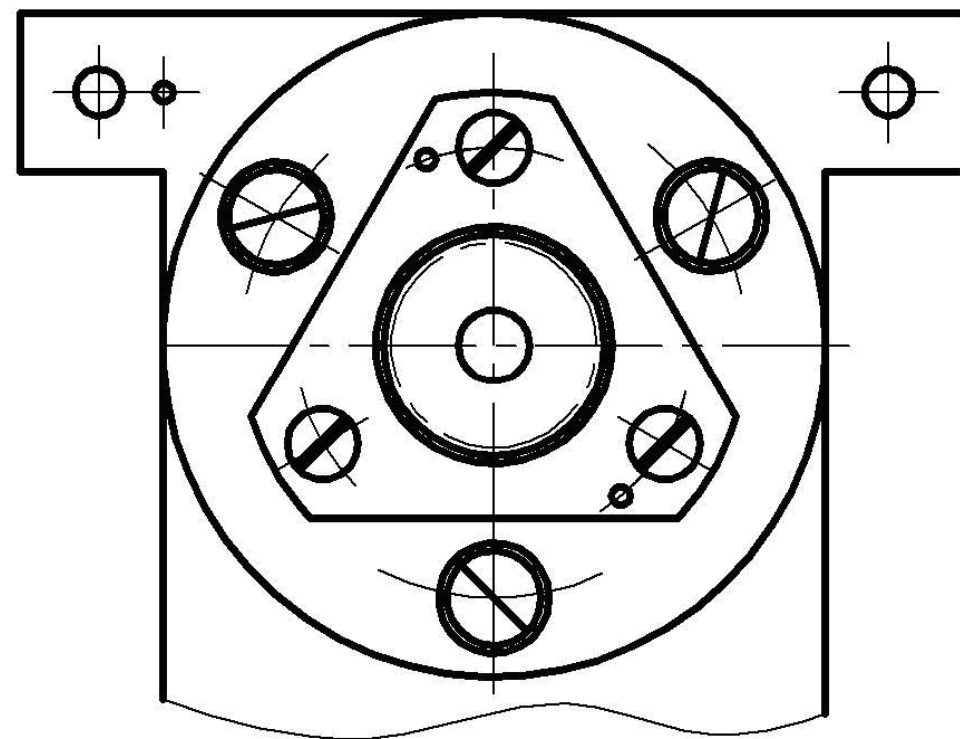
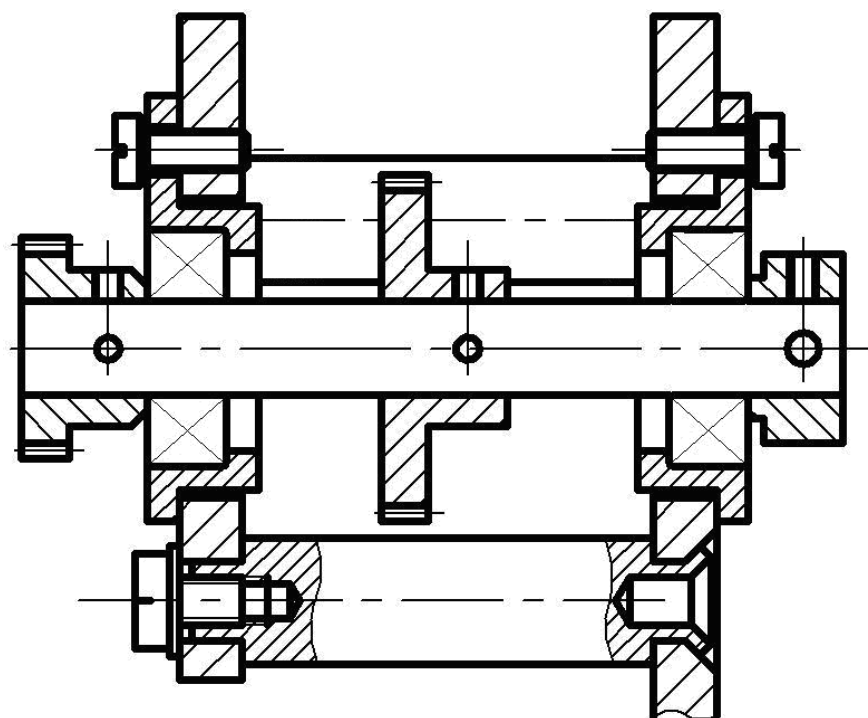
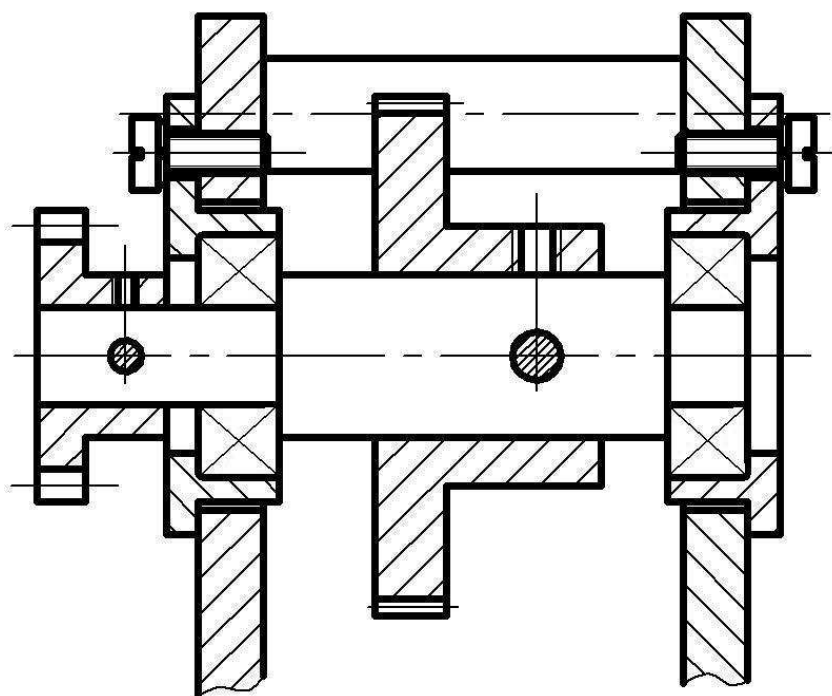
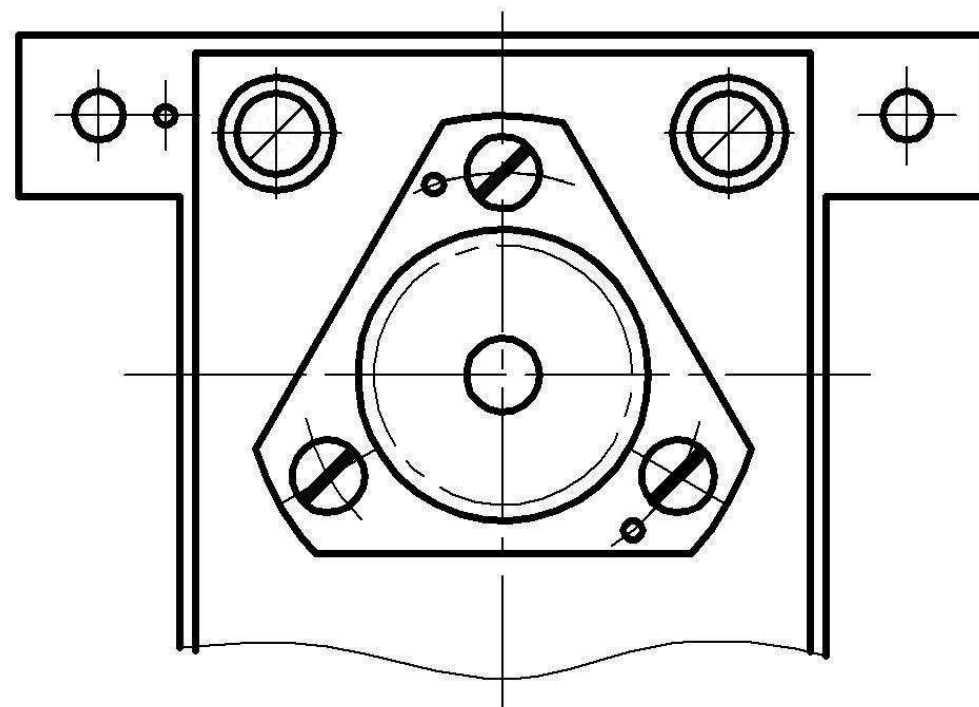


Рис. 19



133

Рис. 20

134

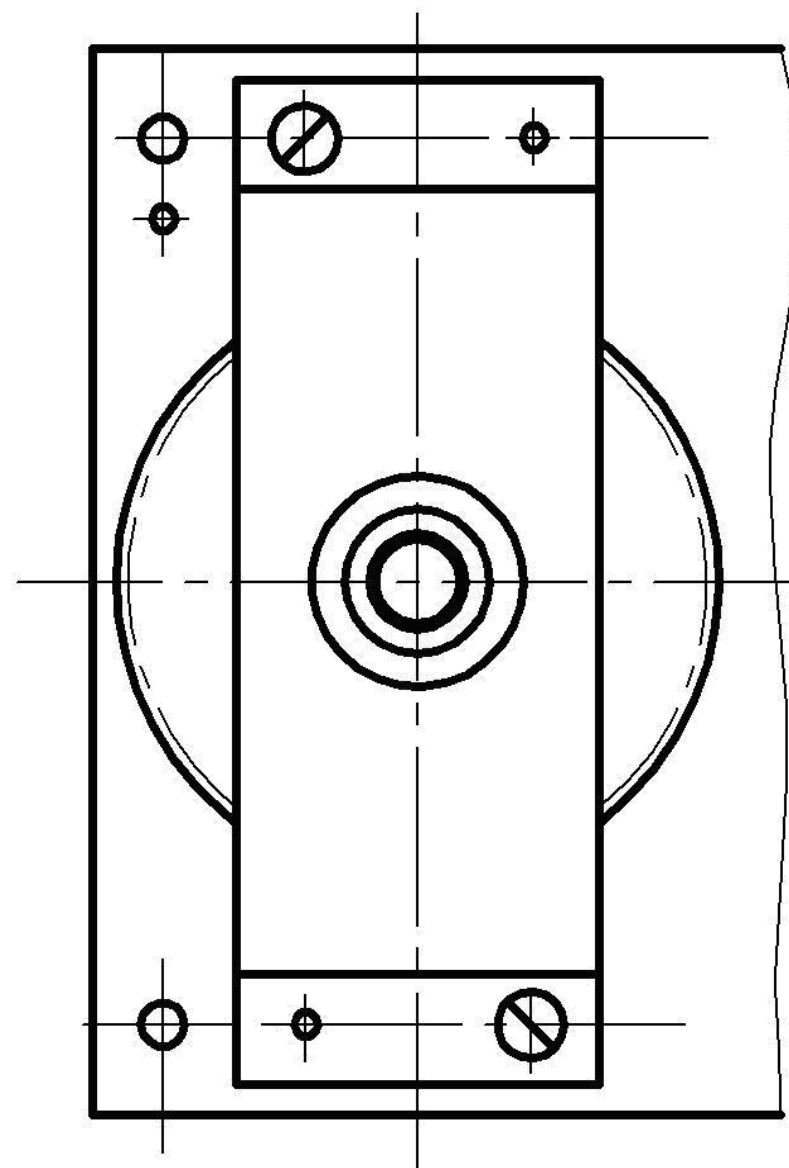
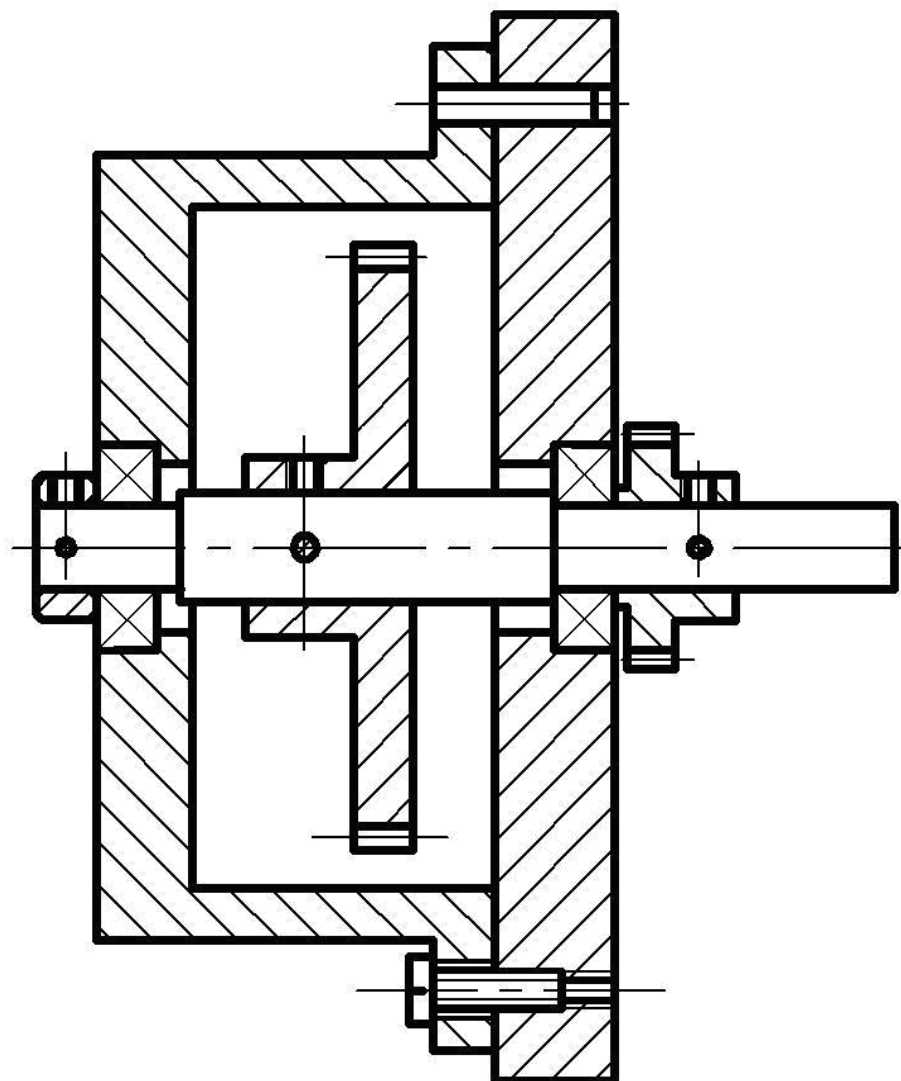


Рис. 21

135

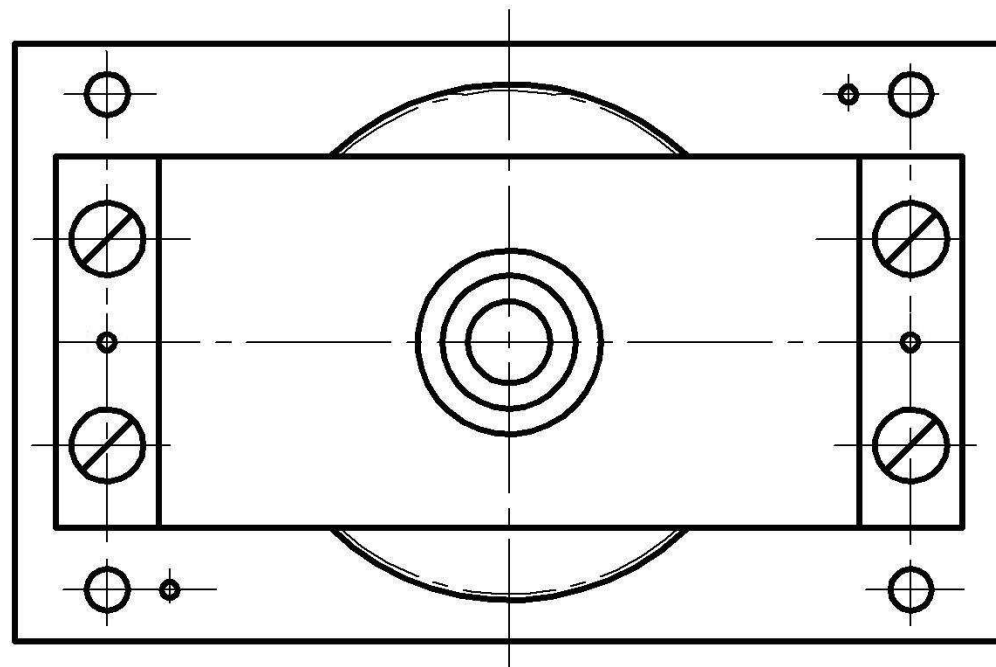
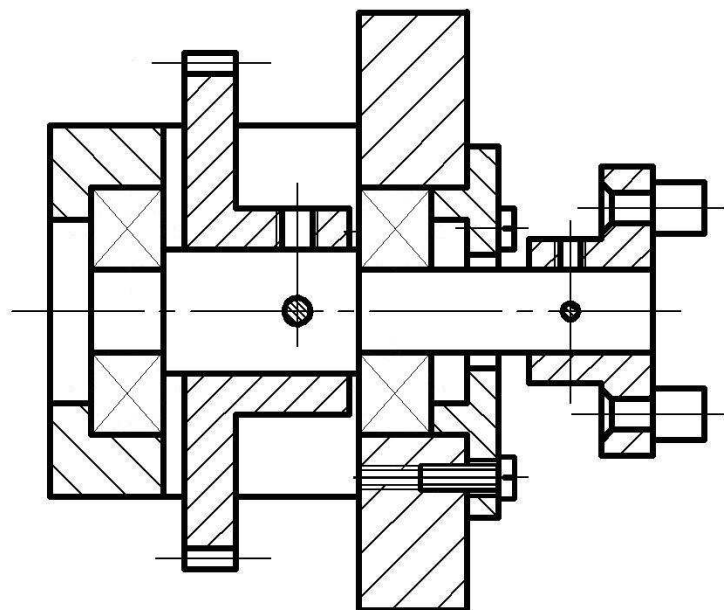


Рис. 22

Примеры выполнения сборочного чертежа и рабочих чертежей деталей

XXXXXX.XX 0511W

$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$

Модуль	m	0,7
Число зубьев	z	24
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 9587-81
Коэффициент смещения	x	-0,3
Степень точности	-	7-G
Размер по роликам	M	18,443 ^{-0,036} _{-0,070}
Диаметр ролика	D	1,302
Делительный диаметр	d	16,8

1. H12, h12, $\pm \frac{t_1}{2}$
 2. Покрытие: Хим. Окс. прм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	xxx			
Проб.	xxx			
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

MT150 XX.XXX.XXX

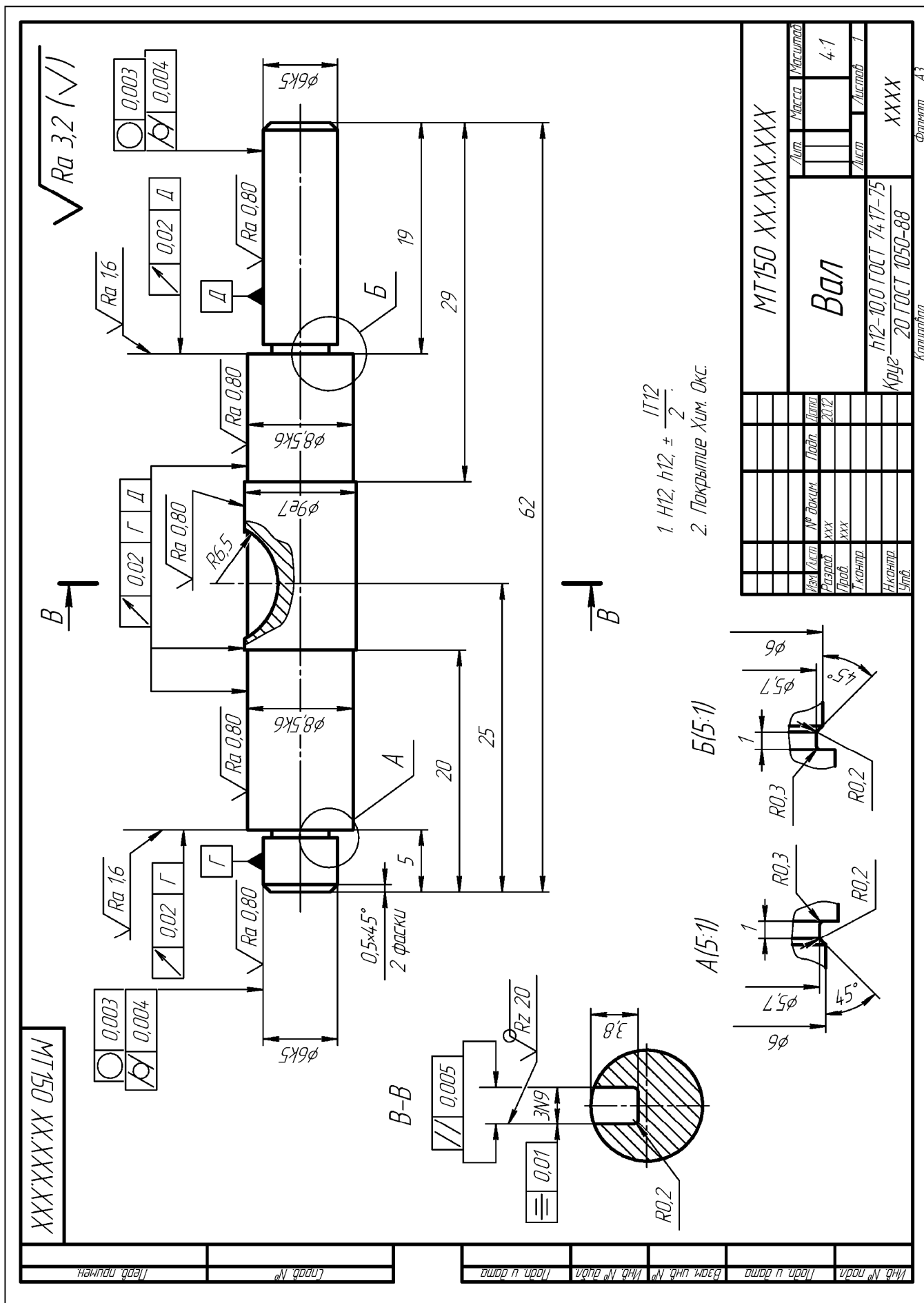
Колесо зубчатое

Сталь 40Х
ГОСТ 4543-71

Лит.	Масса	Масштаб
		4:1
Лист	Листов	1
XXXXX		

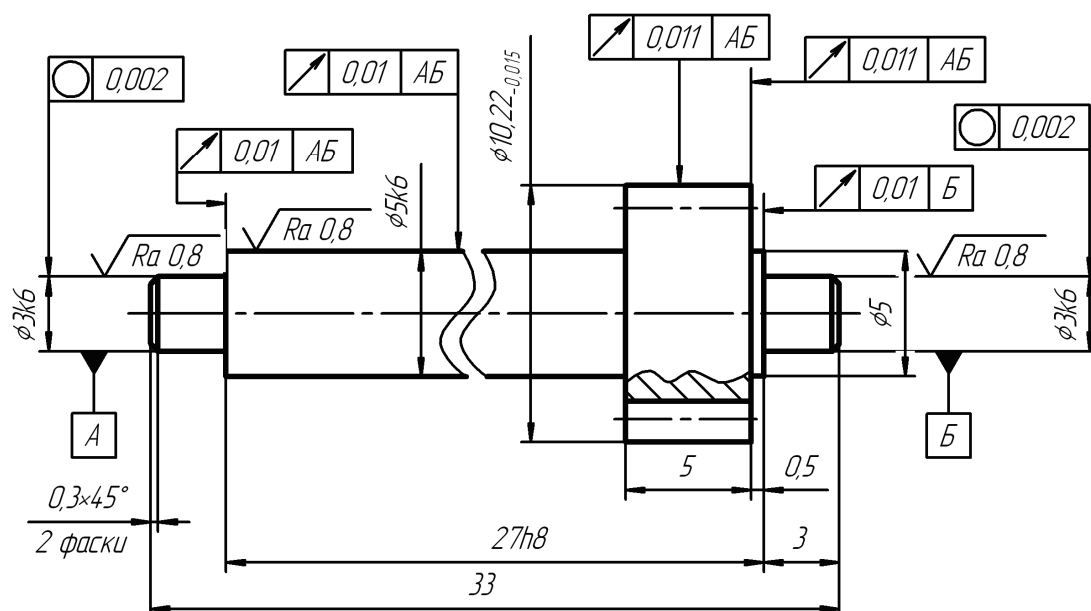
Копировал

Формат А4



$$\sqrt{Ra_{3,2}(\sqrt{ })}$$

Модуль	m	0,7
Число зубьев	z	12
Нормальный исходный контур	–	ГОСТ 9587–81
Коэффициент смещения	x	0,3
Степень точности	–	7-G
Размер по роликам	M	$10,621_{-0,048}^{+0,022}$
Диаметр ролика	D	1,302
Делительный диаметр	d	8,4


$$1. H_{12}, h_{12}, \pm \frac{t_1}{2}$$

2. Покрытие: Хим. Окс. прм.

Лист. и дата						МТ150 XX.XXX.XXX		
Инв. № лист	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Труд		
	Разраб.	xxx						
	Пров.	xxx				Лит.	Масса	Масштаб
	Т.контр.							4:1
						Лист	Листов	1
	Н.контр.					Сталь 40X		
	Упр.					ГОСТ 4543-71		
						xxx		

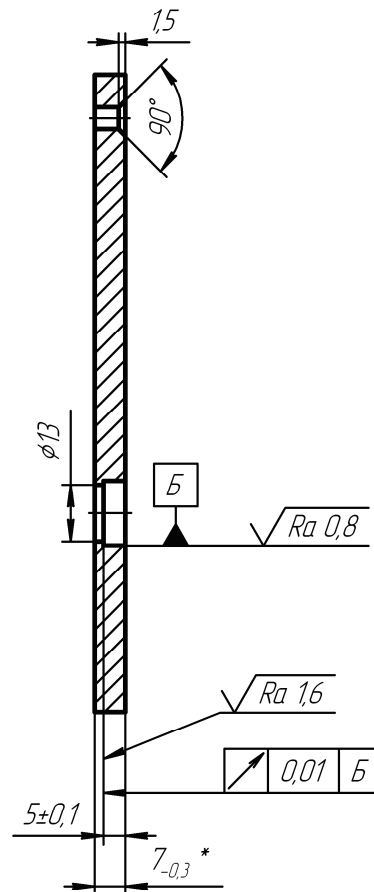
Копировал

Формат А4



$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\sqrt{1})}$

A-A



1. * Размер для справок
2. $h_{12}, H_{12}, \pm \frac{h_1}{2}$
3. Покрытие: Хим. Окс.

					MT150 XX.XXX.XXX			
					Плата	Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				1:1
Разраб.		xxx						
Проб.		xxx						
Т.контр.						Лист	Листов	1
Н.контр.					Лист Д16Т-7	XXXX		
Утв.					ГОСТ 21631-76			

Копировал

Формат А2

XXXXXXXXXX 0511W

Лист №

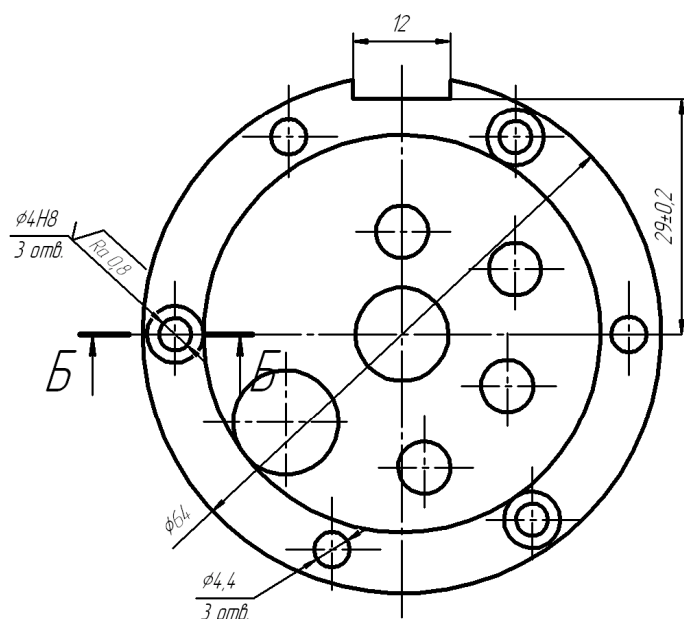
Лист №

Лист №

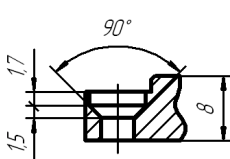
Лист №

Лист №

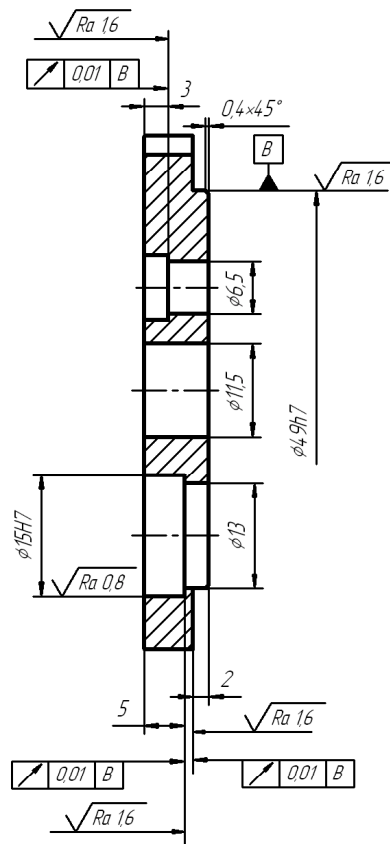
Лист №

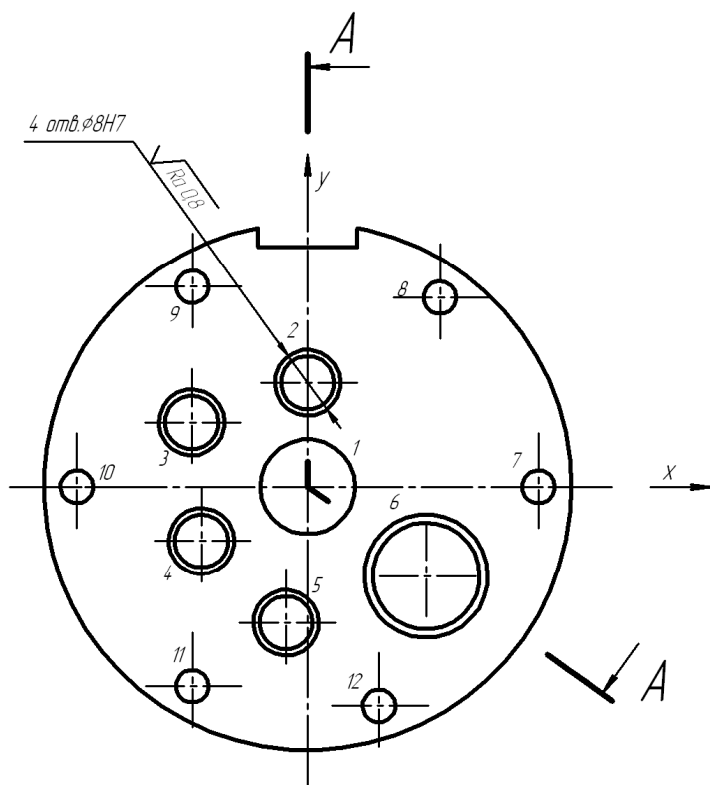


Б-Б



A-A





Отверстие	Координата x	Доп.тол. мм	Координата y	Доп.тол. мм
1	0	±0,01	0	±0,01
2	0		12,60	
3	-13,96		8,01	
4	-13,00		-6,36	
5	-2,77		-16,49	
6	14,34		-10,68	
7	28,00		0	
8	14,00		24,25	
9	-14,00		24,25	
10	-28,00		0	
11	-16,06		-22,94	
12	8,65		-26,63	

Расчетное межосевое расстояние	
$a_{1,2}$	12,60
$a_{2,3}$	14,70
$a_{3,4}$	14,40
$a_{4,5}$	14,40
$a_{5,6}$	18,00
$a_{6,7}$	18,00

1. H12, h12, $\pm \frac{t_1}{2}$

2. Покрытие: Ан. Окс.

					MT150 XX.XXX.XXX				
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	Плата нижняя	Лит	Масса	Масштаб	
Разраб.	xxx							2:1	
Проб.	xxx								
Контр.						Лист	Листов	1	
Исконтр.					Д16Т ГОСТ 21488-76	XXXX			
Утв.						Копировал Формат A4×3			

XXXXXXXXXX 0511W

Перв. полугод.

Сред. №

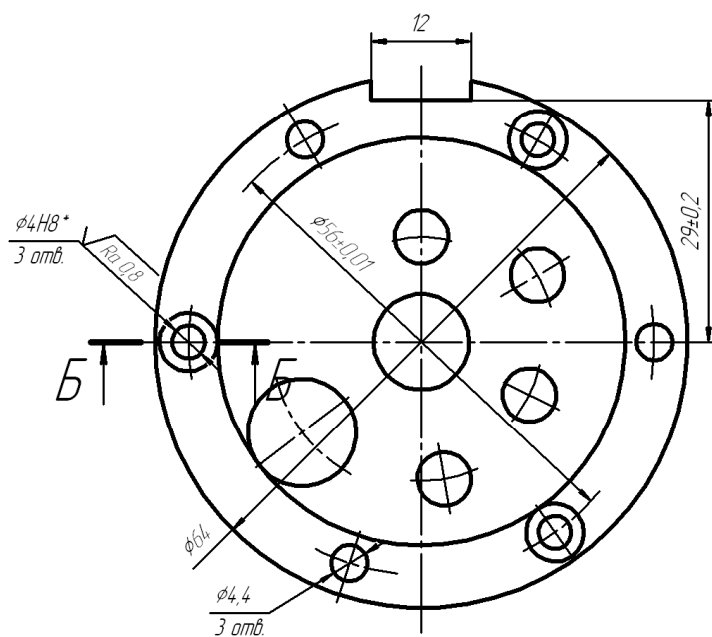
Посл. и дата

Посл. и дата

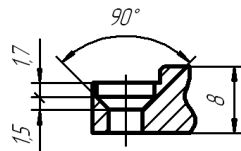
Посл. и дата

Посл. и дата

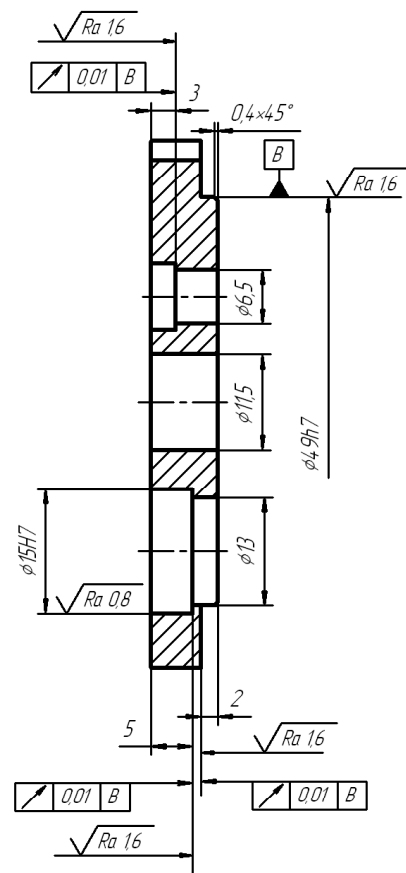
Посл. и дата



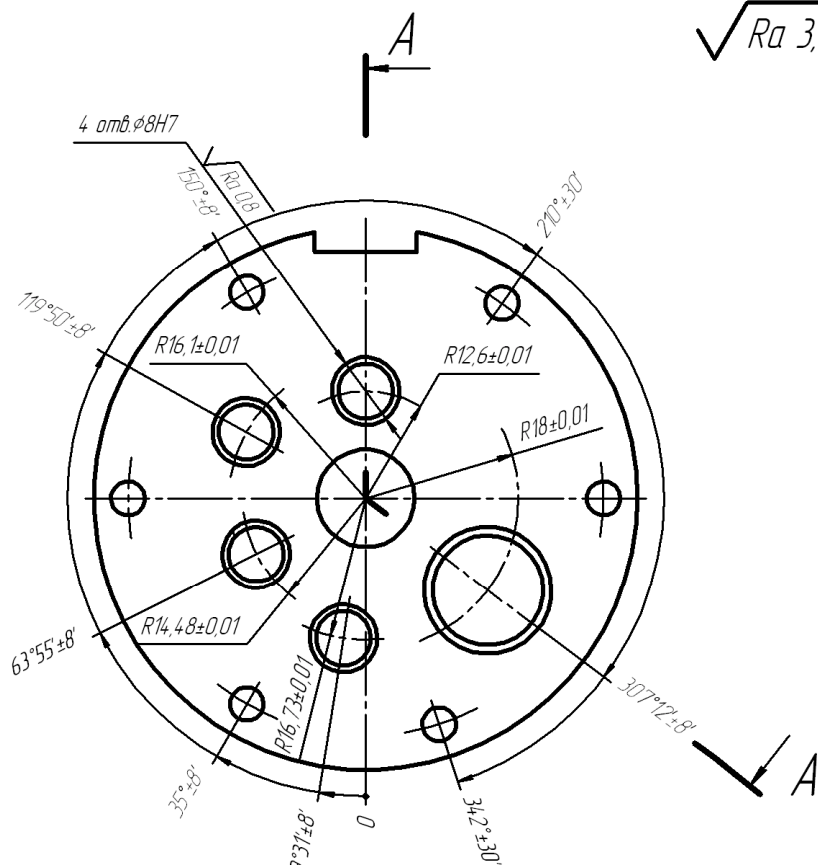
Б-Б



A-A



$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$



1. H12, h12, $\pm \frac{1}{2}$

2. Покрытие: Ан. Окс.

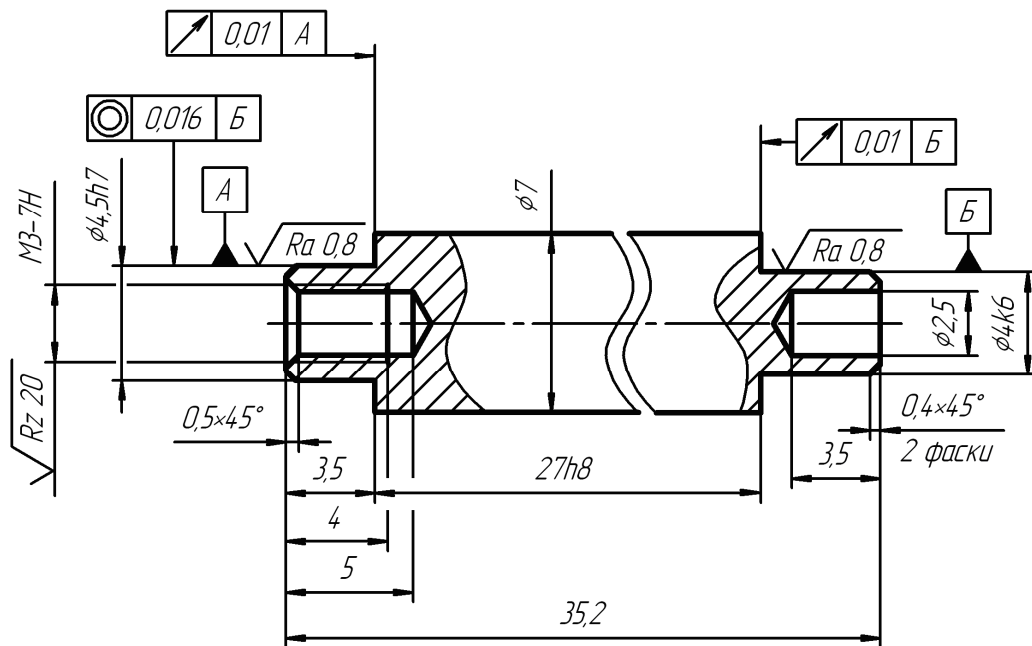
						MT150 XX.XXX.XXX			
						Плата нижняя	Лит	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата					2:1
Разраб.	XXX								
Проб.	XXX								
Т. контр.							Лист	Листов	1
Н.контр.						Д16Т ГОСТ 21488-76	XXXX		
Утв.									
						Копировал	Формат А4×3		

XXX.XXX.XX 05L1W

✓ Ra 3,2 (✓)

Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Инв. № докл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

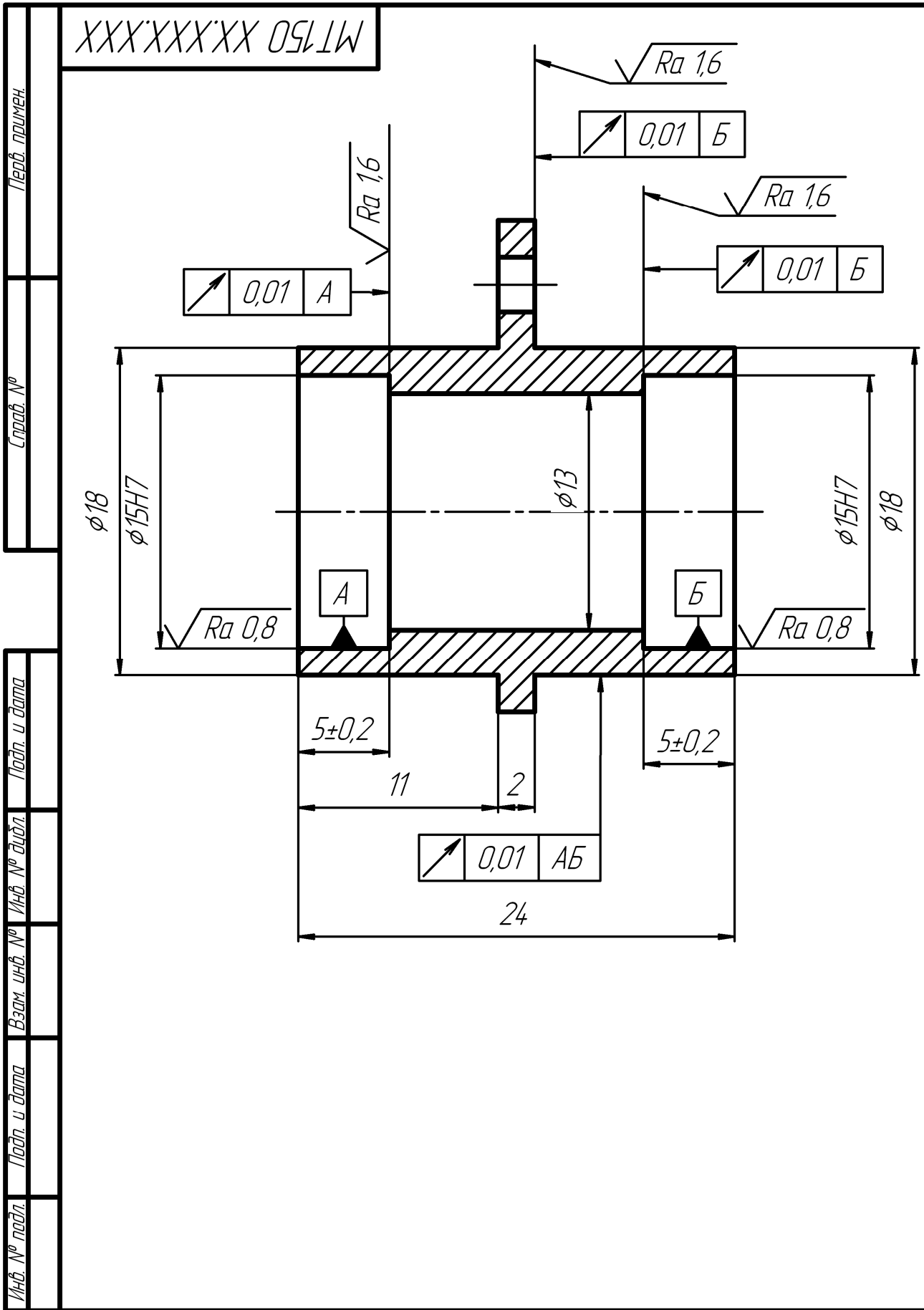
Инв. № подл.

1. H12, h12, $\pm \frac{t_1}{2}$
2. Покрытие: Хим. Окс. прм.

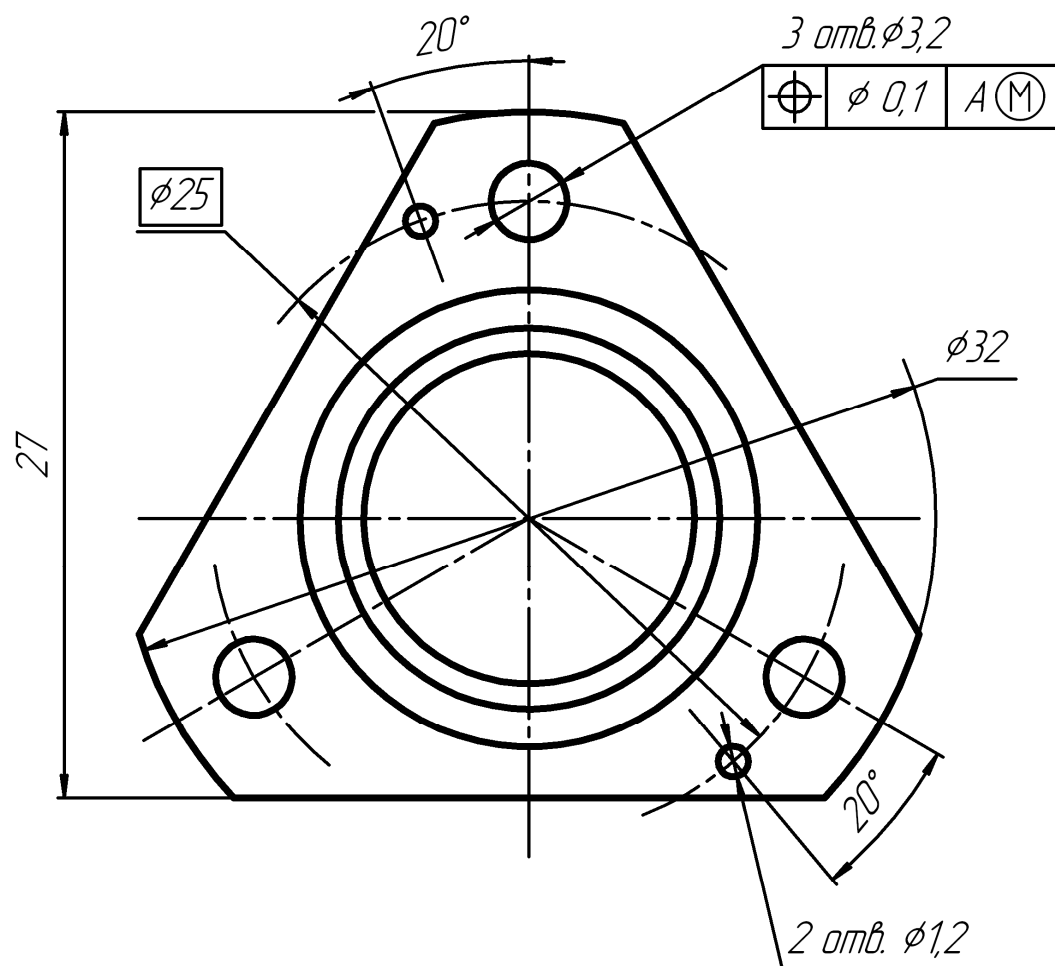
					MT150 XX.XXX.XXX						
					Колонка			Лит.	Масса	Масштаб	
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата							4:1
Разраб.	xxx										
Пров.	xxx										
Т.контр.								Лист	Листов	1	
Н.контр.					Сталь 10 ГОСТ 1050-88			XXXX			
Утв.											

Копировал

Формат А4



$\sqrt{Ra\ 3,2\ (\checkmark)}$



1. H12, h12, $\pm(IT12/2)$.
2. Покрытие Ан. окс.

					MT150 XX.XXX.XXX		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Втулка подшипниковая		
Разраб.	xxx						
Пров.	xxx						
Т.контр.							
Н.контр.					Д16Т		
Утв.					ГОСТ 21488-76		
					Лист	Масса	Масштаб
							4:1
					Лист	Листов	1
					XXXX		

Копировал

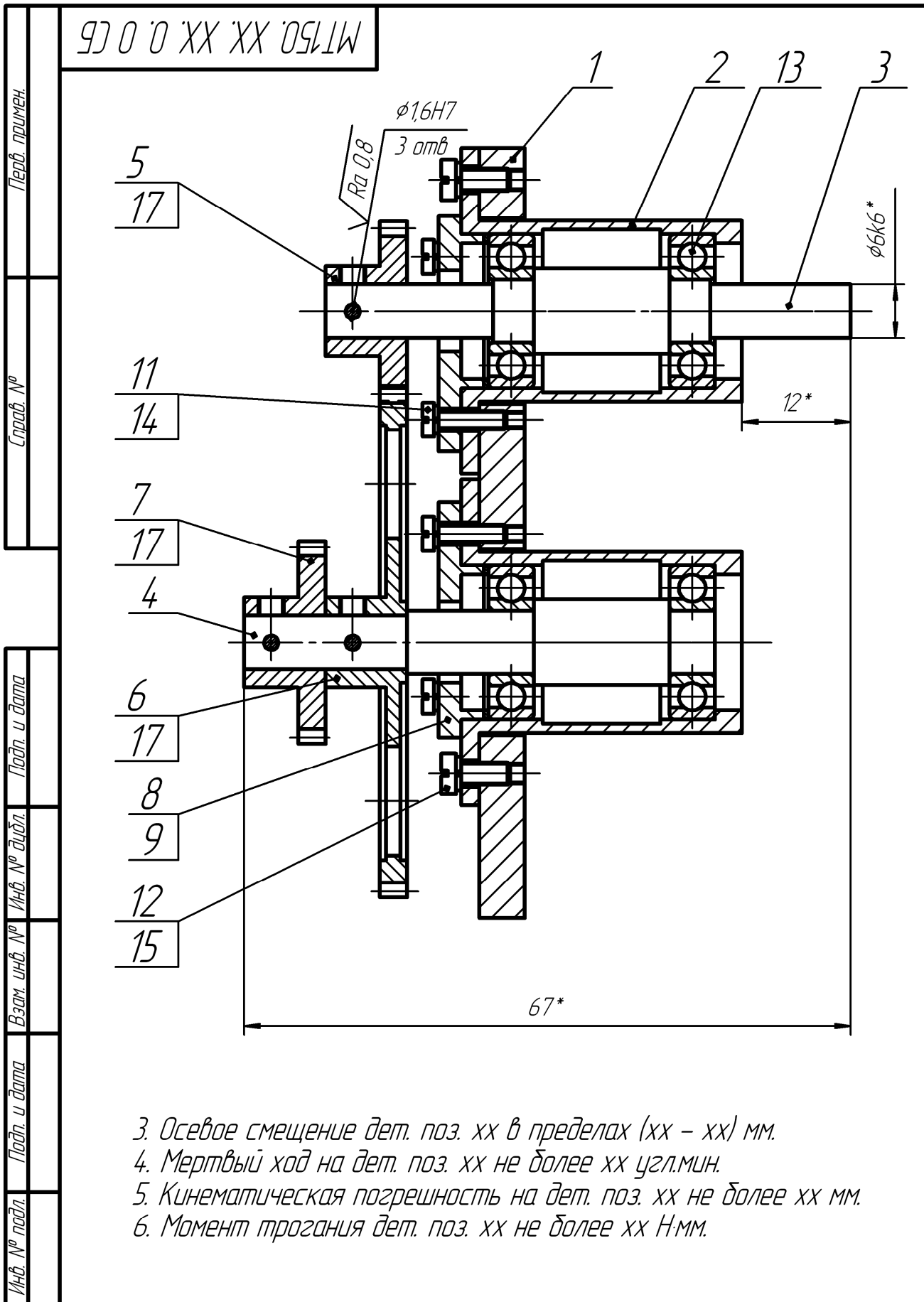
Формат А3

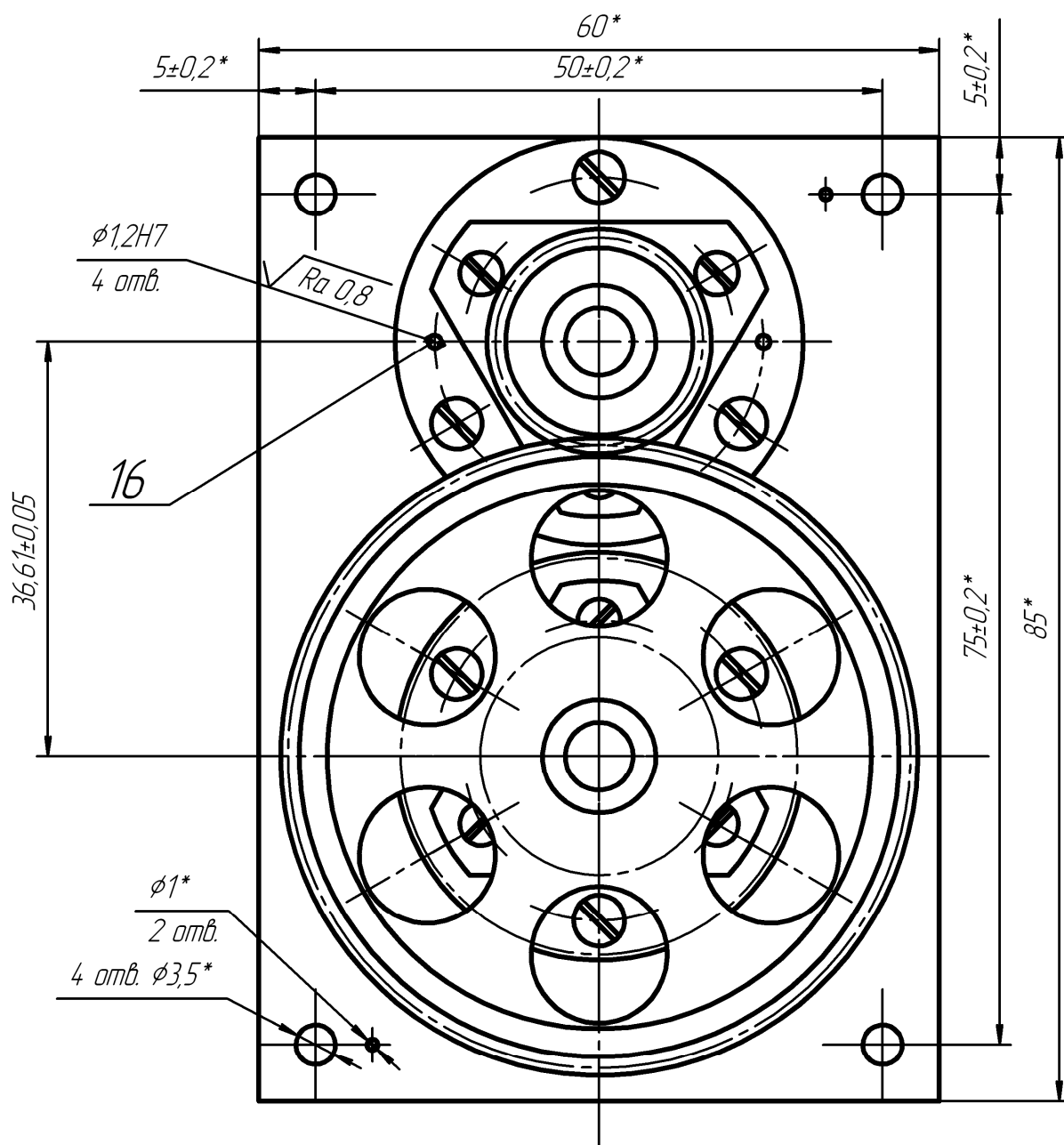
Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №					<u>Документация</u>		
				MT150. XX. XX. 0. 0 ПЗ	Пояснительная записка	1	
				MT150. XX. XX. 0. 0 СБ	Сборочный чертёж	1	
					<u>Детали</u>		
		1	MT150. XX. XX. 0. 1	Плата	1		
		2	MT150. XX. XX. 0. 2	Втулка подшипниковая	2		
		3	MT150. XX. XX. 0. 3	Вал	1		
		4	MT150. XX. XX. 0. 4	Вал	1		
		5	MT150. XX. XX. 0. 5	Колесо зубчатое	1	Z=26	
		6	MT150. XX. XX. 0. 6	Колесо зубчатое	1	Z=78	
		7	MT150. XX. XX. 0. 7	Колесо зубчатое	1	Z=30	
		8	MT150. XX. XX. 0. 8	Крышка	2		
		9	MT150. XX. XX. 0. 9	Набор прокладок	5		
Подп. и дата					<u>Стандартные изделия</u>		
					Винт ГОСТ 1491-80		
		11			В.М2-6gx8.46.016	6	
		12			В.М2,5-6gx6.46.016	6	
		13			Подшипник 1000097		
					ГОСТ 8338-75	4	
					Шайба ГОСТ 6402-70		
		14			2.65Г.05	6	
		15			2,5.65Г.05	6	
	Взам. инв. №						
Подп. и дата							
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	MT150. XX. XX. 0. 0	
	Разраб.	xxx				Лит.	Лист
	Пров.	xxx				1	2
	Н.контр.					xxxx	
	Утв.						

Механизм передаточный

Копировал

Формат А4





1. *Размеры для справок.

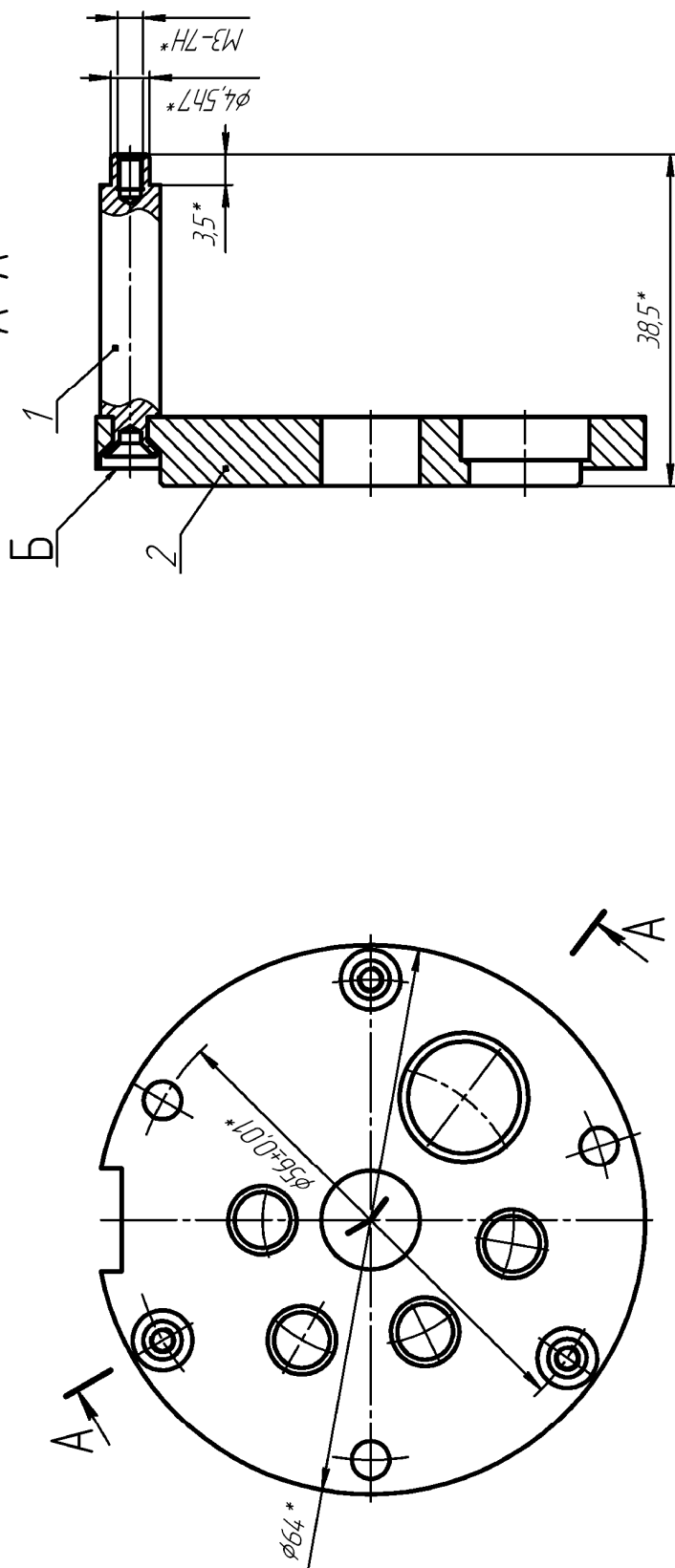
2. Подвижные соединения смазать смазкой xx ГОСТ xx.

					MT150. XX. XX. 0. 0 СБ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Механизм передаточный Сборочный чертёж	Лит.	Масса	Масштаб	
Разраб.	xxx							2:1	
Проб.	xxx								
Т.контр.						Лист	Листов		
Н.контр.						XXXX			
Утв.									

Копировал

Формат А3

MT150 XX.XXX.XXX



- 1 *Размеры для справок.
2. Не допускается выступание развальцовки за плоскость Б.

MT150 XX.XXX.XXX				Лист	Масса	Масштаб
Плата с колонками						2:1
Сборочный чертеж				Лист	Листов	1
				XXXX		

Формат А3

Копировал