Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГАОУ ВПО «Российский государственный
профессионально-педагогический университет»
Учреждение Российской академии образования «Уральское отделение»

Н. Г. Новгородова

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ДЕТАЛИ МАШИН»

Учебное пособие

Допущено Учебно-методическим объединением по профессионально-педагогическому образованию в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 050500.08 Профессиональное обучение (машиностроение и технологическое оборудование)

Екатеринбург
РГППУ
2011

УДК 621.81(075.8)
ББК К44я73–1
Н72

Новгородова Н. Г.

Н72 Курсовое проектирование по дисциплине «Детали машин»: учебное пособие / Н. Г. Новгородова. Екатеринбург: Изд-во Рос. гос. проф.-пед. ун-та, 2011. 445 с.

ISBN 978-5-8050-0419-4

В учебном пособии подробно рассмотрен каждый этап проектирования и конструирования зубчатых и червячных передач. Приведены алгоритмы расчетов деталей и узлов основных видов редукторных передач. Описана последовательность оформления сборочных и рабочих чертежей типовых редукторов, а также расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту.

Предназначено для студентов профессионально-педагогических специальностей всех форм обучения.

УДК 621.81(075.8)
ББК К44я73–1

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. С. К. Буйначев (ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б. Н. Ельцина»); канд. физ.-мат. наук, доц. А. В. Песков (ФГАОУ ВПО «Российский государственный профессионально-педагогический университет»)

ISBN 978-5-8050-0419-4

© ФГАОУ ВПО « Российский государственный профессионально-педагогический университет», 2011

© Новгородова Н. Г., 2011

Введение

Курсовой проект по дисциплине «Детали машин» состоит из двух частей: графической и текстовой.

В графическую часть проекта входят (в зависимости от специализации студентов) 2 или 3 листа:

- сборочный чертеж привода машины (1 или 2 листа формата А1, выполняют студенты механико-машиностроительных специализаций);
- сборочный чертеж редуктора (1 или 2 листа формата А1);
- деталировочные чертежи 4–5 типовых деталей редуктора (1 лист формата А1, выполняют студенты механико-машиностроительных специализаций; остальные студенты вычерчивают 2 типовые детали редукторной передачи).

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) проекта содержит основные расчеты передач, узлов и деталей привода машины. Она может включать следующие разделы:

- выбор источника энергии для привода машины;
- выбор соединительных муфт;
- расчеты передач;
- расчеты подшипников и валов редуктора;
- расчеты соединений зубчатых и червячных колес с валами редуктора;
- выбор сорта масла и способа смазки зацеплений и подшипников редуктора;
- расчеты объема и уровней смазки передач редуктора.

В структуру РПЗ входят титульный лист, содержание, основная часть, список литературы, приложения (эскизная компоновка редуктора и спецификации к сборочным чертежам).

Оформление курсового проекта следует выполнять в соответствии с требованиями к чертежам и технической документации по стандартам ЕСКД: ГОСТ 2.104–95, ГОСТ 2.105–95, ГОСТ 2.108–92 и т. д.

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Структура привода машины

Машиной называется система механизмов, предназначенных для выполнения работы в процессе преобразования энергии или в производственном процессе. В зависимости от характера рабочего процесса машины делят на четыре класса (рис. 1.1):

• *машины-двигатели*, преобразующие тот или иной вид энергии в механическую работу (электрические двигатели, двигатели внутреннего сгорания, водяные, ветровые и т. д.);

• *машины-преобразователи*, превращающие механическую работу в какой-либо другой вид энергии (электрический генератор, пневматический и гидравлический насосы и т. д.);

• *транспортные машины*, преобразующие энергию, получаемую от двигателя, в механическую работу перемещения масс (трактор, локомотив, автомобиль и т.д.);

• *производственные (технологические) машины*, использующие энергию, получаемую от двигателя, для выполнения производственных (технологических) процессов. Производственные машины изменяют свойства, форму, размеры и состояние поверхностей обрабатываемого материала.

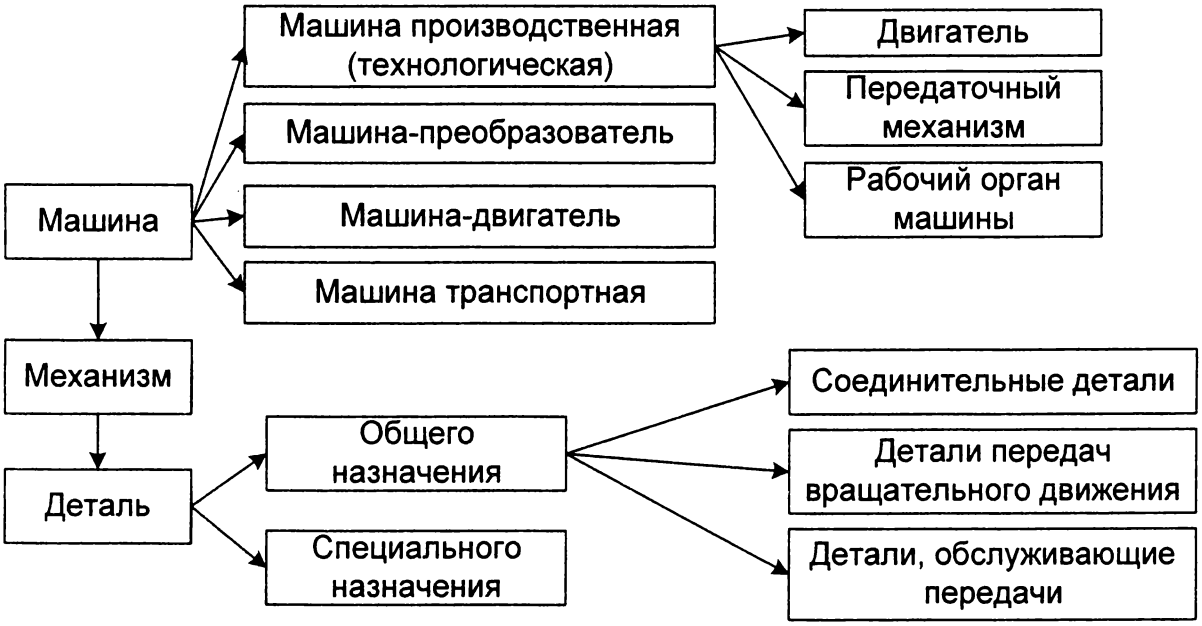


Рис. 1.1. Классификация машин

В состав любой машины входят:

• двигатель (электрический, пневматический, гидравлический, двигатель внутреннего сгорания и др.);

• передача (зубчатая, червячная, цепная, ременная, фрикционная и др.) или передаточный механизм;

• исполнительный орган (барабан грузоподъемной машины, шпиндель металлообрабатывающего станка, колесо автомобиля и др.).

1.2. Сравнительная характеристика механических передач приводов машин

Все современные электродвигатели изготовляют быстроходными с целью уменьшения их габаритных размеров, металлоемкости и стоимости. Диапазон изменения частот вращения их валов весьма узок. Поэтому непосредственное соединение электродвигателя с исполнительным органом машины осуществляют редко (привод вентиляторов, центрифуг). В подавляющем большинстве случаев приходится передавать энергию от электродвигателя к исполнительному органу машины, видоизменяя ее. Правильный выбор передачи определяет компоновку и габариты машины, ее технологические возможности, стоимость и т. д. (рис. 1.2).



Рис. 1.2. Классификация передач

Передачи одновременно могут служить:

• для преобразования скорости вращения ведомого звена при известной постоянной скорости вращения ведущего звена (зубчатые, червячные, ременные передачи и т. д.);

• преобразования вращательного движения вала двигателя в возвратно-поступательное движение (или иной вид движения) исполнительного органа (поршни, рука робота-манипулятора и т. д.);

• плавного регулирования скорости ведомого звена;

• дистанционного размещения двигателя и исполнительного органа машины.

В мире занято изготовлением редукторов более 3500 фирм и предприятий. Сравнительные данные некоторых передач приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Основные показатели передач различных типов [9, с. 45]

Передача	Межосевое расстояние, мм	Ширина колеса или шкива, мм	Масса, кг	Относительная стоимость, %
Плоскоременная	5000	350	500	106
Клиноременная	1800	130	500	100
Цепная	830	360	500	140
Зубчатая	280	160	600	165

Примечание. Сравнение ведется для электродвигателя мощностью $P_1 = 75$ кВт при окружных скоростях $V_{рем} = 24$ м/с, $V_{зуб} = 6$ м/с, $V_{цепн} = 7$ м/с, для передаточного числа $u = 4$ (1000/250). Масса передач указана с учетом валов и подшипников.

Из табл. 1.1 видно, что наиболее компактной является зубчатая передача. Широкое распространение зубчатых передач в машиностроении объясняется также их высокой долговечностью и надежностью в работе, постоянством передаточного числа. Предметом нашего изучения будут только механические передачи зацеплением: зубчатые и червячные.

1.3. Показатели передач

Основными техническими характеристиками передач являются передаваемые мощность P (кВт) и вращающий момент T (Н · м), а также

быстроходность n (об/мин). Эти параметры взаимосвязаны следующими известными показателями:

1. *КПД* (коэффициент полезного действия). Учитывая, что полезная мощность, расходуемая на выполнение основных технологических операций, меньше мощности, подаваемой двигателем, на величину потерь на трение, получим

$$\eta = \frac{P_1 - \Delta P}{P_1} = 1 - æ,$$

где η – КПД;

P_1 – мощность двигателя, кВт;

ΔP – величина потерь мощности на трение, кВт;

æ – коэффициент потерь на трение.

Значения КПД передач указаны в табл. 1.2.

Таблица 1.2

КПД передач [11, с. 7]

Передача	КПД	Передача	КПД
Зубчатая	0,96 … 0,98	Ременная	0,94…0,96
Червячная:		Цепная	0,92…0,95
при $Z_1 = 1$	0,70 … 0,80	Муфта соединительная	0,98
при $Z_1 = 2$	0,75 … 0,85	Подшипник качения	0,99
при $Z_1 = 4$	0,80… 0,90	(1 пара)	

2. *Передаточное отношение:*

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости ведущего и ведомого звеньев передачи, $с^{-1}$;

n_1, n_2 – быстроходность тех же звеньев, $мин^{-1}$.

Для понижающих (редукторных) передач $i \geqslant 1$, для повышающих (мультипликаторных) передач $i < 1$.

Для большинства передач среднее передаточное отношение называют передаточным числом и обозначают буквой «*и*». Его можно выражать и через геометрические параметры передачи.

Передаточное число зубчатых цилиндрических передач лежит в пределах от 2,5 до 8,0; конических – от 1 до 6,3; червячных – от 8 до 80; ременных – от 2 до 5 [4, с. 7].

3. *Связь вращающих моментов:*

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta,$$

где T_1, T_2 – вращающие моменты соответственно на входе и выходе передачи.

1.4. Соединительные упругие муфты

Муфтой называется устройство для соединения концов валов или для соединения валов с зубчатыми колесами, шкивами, звездочками, свободно сидящими на этих валах.

Муфты предназначены для передачи вращающего момента без изменения его величины и направления. Муфты могут допускать осевое (Δ), радиальное (Δr), угловое (Δφ) смещения осей соединяемых валов, а также комбинацию этих видов смещений (рис. 1.3).

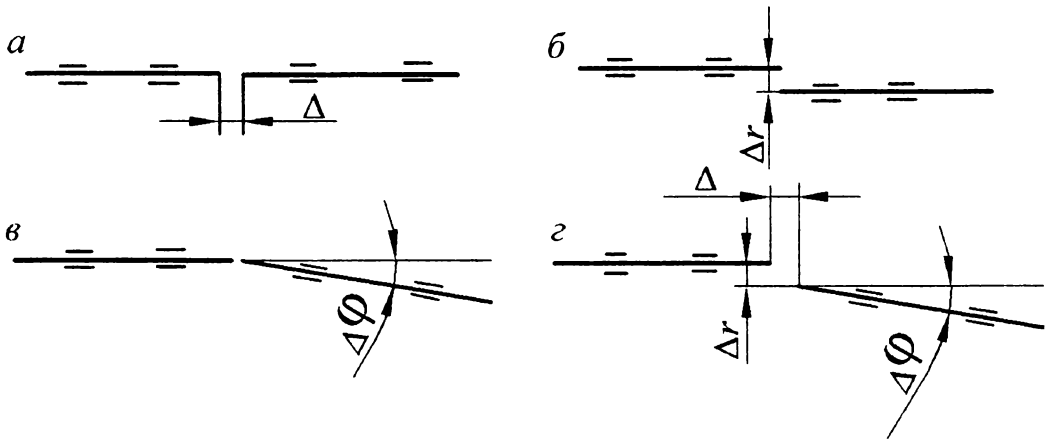


Рис. 1.3. Виды смещений осей валов, соединяемых муфтами:
а – осевое; *б* – радиальное; *в* – угловое; *г* – все виды смещений

Помимо соединения валов муфты могут дополнительно предохранять детали машин от перегрузок, вибраций, а также включать и отключать рабочий орган машины без останова двигателя.

Основной характеристикой муфты является передаваемый ею вращающий момент. Обычно типоразмер муфты выбирают по соответствующему стандарту в зависимости от условий работы машины, диаметров концов соединяемых валов и расчетного вращающего момента:

$$T_{\text{расч}} = T_{\text{ном}} \cdot K,$$

где $T_{\text{ном}}$ – номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой, Н · м;
K – коэффициент режима работы муфты: K = 1,15…3,00 (для приводов от электродвигателя) [4, с. 334].

Упругие муфты относят к постоянным муфтам. Основная часть этих муфт – упругий элемент, который передает движение от одной полумуфты к другой. Упругие муфты смягчают толчки и удары (например, при пуске или внезапном останове машины), защищают машину от резонансных явлений вследствие неравномерности вращения соединяемых муфтой валов, допускают соединение валов с перекосом осей до 2° и радиальным смещением их осей до 0,15 мм, а также с осевым смещением до 3 мм. Упругие муфты особенно эффективны в реверсивных приводах [4, с. 350].

К наиболее распространенным муфтам с несколькими упругими элементами, работающими на сжатие, относят *муфты упругие втулочно-пальцевые* (МУВП), изготавливаемые по ГОСТ 21424–93 (рис. 1.4). Они передают вращение и энергию от одного вала к другому посредством резиновых гофрированных втулок (с наружными гофрами), надетых на гладкую часть пальцев-болтов, соединяющих полумуфты. Так как эти муфты обладают большой радиальной и угловой жесткостью, то нагрузку от муфт на валы и их опоры можно не учитывать [3, с. 350]. Работа МУВП сопровождается потерями, которые оценивают КПД, равным 0,98 [4, с. 7].

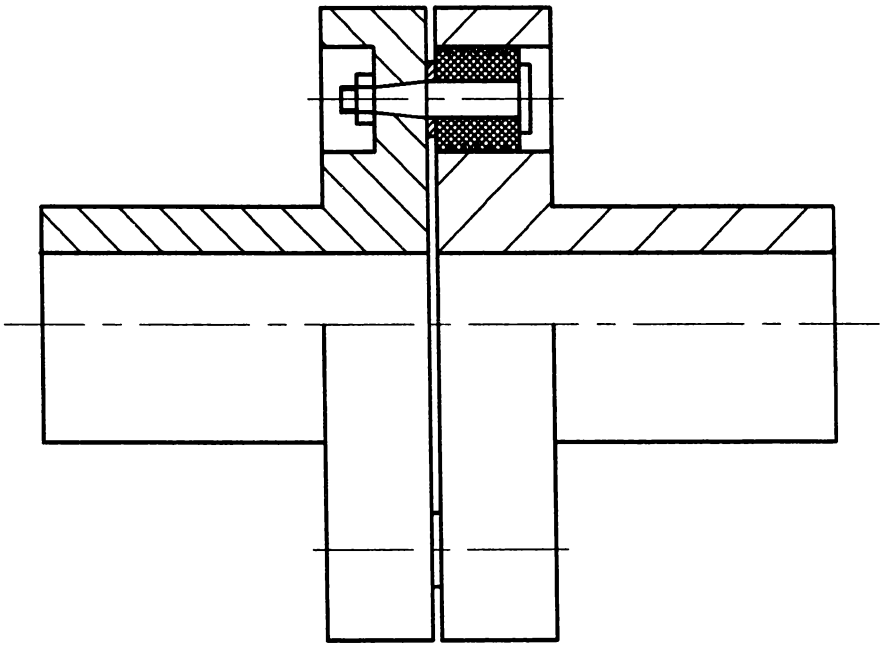


Рис. 1.4. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфты с торообразной выпуклой оболочкой, соединяющей две фланцевые полумуфты (рис. 1.5), изготавливают по ГОСТ 50892–96

и ГОСТ 20884–93. Эти муфты способны компенсировать значительные радиальные смещения осей валов – до 4 мм, осевые – до 4,5 мм и угловые перекосы до 1° [4, с. 356]. К достоинствам таких муфт также относят:

- удобство монтажа и демонтажа;
- легкость замены упругой оболочки;
- длительный срок непрерывной работы – до 2,5 лет.

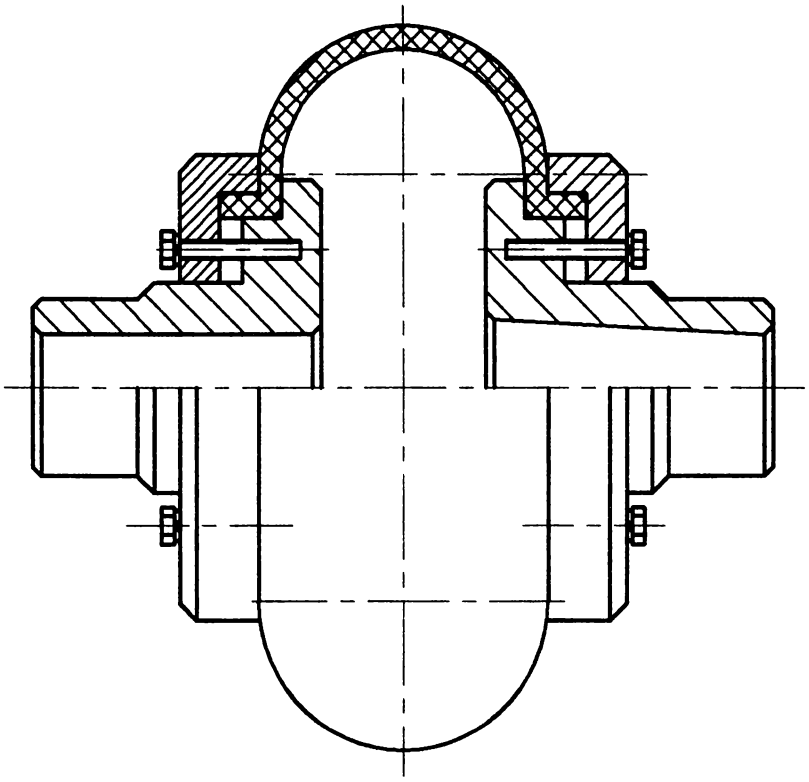


Рис. 1.5. Муфта упругая с торообразной оболочкой

Эти муфты могут быть выполнены с вогнутой оболочкой, что уменьшает их габаритные размеры. По своим свойствам они близки к вышеописанным муфтам. Даже при предельно допустимых для этих муфт смещениях радиальная сила и изгибающий момент от муфты невелики, поэтому при расчете валов и их опор нагрузками от муфт можно пренебречь [4, с. 356].

2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТЕ

2.1. Цели и задачи курсового проектирования

Наиболее трудоемкая часть самостоятельной работы студентов по дисциплине «Детали машин» – это курсовое проектирование, в ходе которого им приходится сталкиваться с необходимостью использовать большое количество источников литературы. Курсовое проектирование включено в учебный процесс с целью облегчения первого знакомства студентов с методиками прочностных и геометрических расчетов зубчатых и червячных передач согласно требованиям современных стандартов, а также с основами конструирования редукторных механических передач.

Задачами курсового проектирования являются:

- практическое изучение критериев работоспособности основных деталей, узлов, соединений и передач машин;
- ознакомление с методикой рационального выбора материалов, с методами прочностного расчета и с технологией изготовления деталей редукторных передач приводов машин;
- изучение основ конструирования узлов и деталей технологических машин;
- получение навыков постановки и решения конкретных инженерных задач.

2.2. Алгоритм проектирования редукторной передачи и привода машины

Весь объем работы можно разделить на следующие этапы:

1. Выбор источника энергии.
2. Определение основных энергокинематических параметров редуктора, согласование их с соответствующими стандартами.
3. Выбор материалов и вида термообработки для изготовления шестерен, колес, червяков.
4. Расчет, согласование со стандартами основных геометрических параметров передач редуктора.
5. Выполнение проверочных расчетов зубьев колес на усталостную прочность.
6. Эскизирование рассчитанных передач.
7. Конструирование шестерен, колес, червяков.
8. Решение вопросов смазки зацеплений и опор валов передач редуктора.

9. Выбор и проверочный расчет подшипников качения на долговечность.

10. Эскизирование подшипниковых узлов.

11. Конструирование валов передач редуктора.

12. Выбор, проверочный расчет шпонок и конструирование шпоночных соединений.

13. Уточненный расчет валов редуктора на усталостную прочность.

14. Конструирование корпусных деталей редуктора.

15. Конструирование сварной рамы (или литой плиты).

16. Вычерчивание всех сборочных и деталировочных чертежей и составление спецификаций.

17. Оформление расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту.

2.3. Выбор источника энергии привода машины

Электродвигатель выбирают по каталогам в зависимости от мощности и скорости вращения вала. Рассмотрим методику выбора электродвигателя на примере привода, представленного на рис. 2.1. Требуемую мощность на входном валу привода, т. е. мощность на валу электродвигателя, вычисляют по зависимости

$$P_{вх} = \frac{P_{вых}}{\eta_{\Sigma}},$$

где η_{Σ} – суммарный коэффициент полезного действия привода;

$P_{вых}$ – мощность на выходном валу привода, кВт.

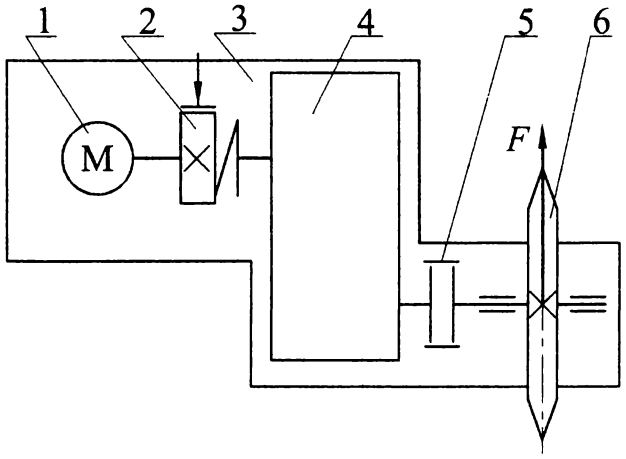


Рис. 2.1. Кинематическая схема привода конвейера:

1 – электродвигатель; *2* – муфта с колодочным тормозом; *3* – рама; *4* – редуктор двухступенчатый цилиндрический; *5* – муфта зубчатая; *6* – приводная звездочка конвейера

На рис. 2.2 приведена кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме.

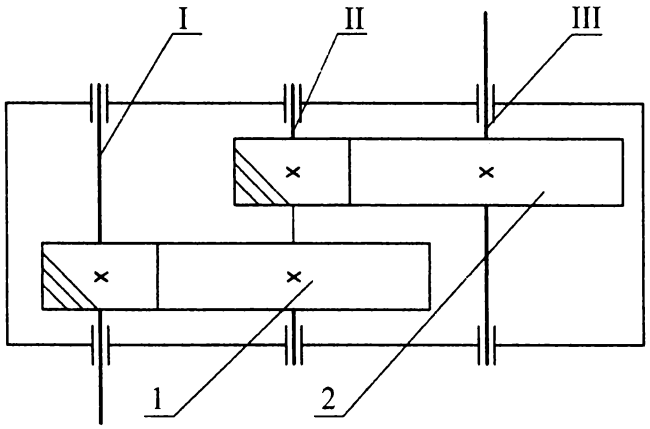


Рис. 2.2. Кинематическая схема редуктора:
I – входной вал; *II* – промежуточный вал; *III* – выходной вал;
1 – быстроходная ступень; *2* – тихоходная ступень

КПД привода, приведенного на рис. 2.1, вычисляют по формуле

$$\eta_{\Sigma} = \eta^{4}_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \eta^{2}_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{п}}$ – коэффициент полезного действия пары подшипников;

$\eta_{\text{б}}$ – коэффициент полезного действия быстроходной зубчатой передачи;

$\eta_{\text{т}}$ – коэффициент полезного действия тихоходной зубчатой передачи;

$\eta_{\text{м}}$ – коэффициент полезного действия муфты.

Частота вращения n выходного вала привода может быть определена по формулам

$$V = \omega \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow \omega \cdot \frac{2V}{D};\ \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \Rightarrow n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \Rightarrow n = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D},$$

где V – линейная скорость на приводной звездочке, м/с;

D – диаметр приводной звездочки, м;

n – частота вращения приводной звездочки, об/мин;

ω – угловая скорость приводной звездочки, рад/с.

Частоту вращения вала электродвигателя вычисляют по зависимости

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}},$$

где $u_{\text{б}}$, $u_{\text{т}}$ – соответственно передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

С целью сокращения времени на выбор электродвигателя, отвечающего требованиям исходных данных к проектированию машины, можно рассчитать максимально возможную величину частоты вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{дв max}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{б max}} \cdot u_{\text{т max}}. \qquad (2.1)$$

Значения передаточных чисел основных видов передач можно выбрать по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значения передаточных чисел передач [4, с. 7]

Вид передачи	Передаточное число	Вид передачи	Передаточное число
Зубчатая цилиндрическая:		Червячная	16,0…80,0
Быстроходная ступень	3,15…8,0	Цепная	1,5…4,0
Тихоходная ступень	2,50…6,3	Ременная	2,0…5,0
Зубчатая коническая	1,50…6,3		

Затем следует осуществить предварительный выбор нескольких электродвигателей серии 4А по ГОСТ 19523–89, частота вращения вала которых не превышает рассчитанную величину $n_{\text{дв max}}$. Эти электродвигатели должны иметь одинаковую мощность, превышающую величину, определенную по формуле (2.1). Из этих электродвигателей окончательно выбирают тот, который обеспечит минимальную погрешность по передаточному числу привода (табл. 2.2).

Для удобства анализа и окончательного выбора электродвигателя можно создать таблицу (например, по форме табл. 2.3).

Для каждого электродвигателя определяют:

- частоту вращения вала электродвигателя на холостом ходу $n_{\text{х.х}}$ и под нагрузкой $n_{\text{дв}}$;
- передаточное число редуктора: $u_{\Sigma} = \dfrac{u_{\text{дв}}}{u_{\text{вых}}}$;
- ближайшее значение стандартного передаточного числа редуктора $u_{\text{ст}}$;
- отклонение расчетного передаточного числа от стандартного значения:

$$\Delta u_{\Sigma} = \frac{\left|u_{\text{ст}} - u_{\Sigma}\right|}{u_{\text{ст}}} \cdot 100\% \leqslant \left[\Delta u_{\Sigma}\right].$$

Таблица 2.2

Двигатели закрытые обдуваемые единой серии 4А (ГОСТ 195230–89)

Мощность P, кВт	Синхронная частота вращения вала электродвигателя, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Марка	$n_{дв}$	Марка	$n_{дв}$	Марка	$n_{дв}$	Марка	$n_{дв}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,5	80*A*2	2850	80*B*4	1415	90*L*6	935	100*L*8	700
2,2	80*B*2		90*L*4	1425	100*L*6	950	112*MA*8	
3,0	90*L*2	2840	100*S*4	1435	112*MA*6	955	112*MB*8	
4,0	100*S*2	2880	100*L*4	1430	112*MB*6	950	132*S*8	720
5,5	100*L*2		112*M*4	1445	132*S*6	965	132*M*8	
7,5	112*M*2	2900	132*S*4	1455	132*M*6	970	160*S*8	730
11,0	132*M*2		132*M*4	1460	160*S*6	975	160*M*8	
15,0	160*S*2	2940	160*S*4	1465	160*M*6	975	180*M*8	730
18,5	160*M*2		160*M*4		180*M*6		–	–
22,0	180*S*2	2945	180*S*4	1470	–	–	–	–
30,0	180*M*2		180*M*4		–	–	–	–

Таблица 2.3

Результаты расчетов, необходимых для выбора электродвигателя

Параметр	Результаты вычислений		
Марка электродвигателя			
Частота вращения вала на холостом ходу $n_{х.х}$, об/мин			
Частота вращения вала под нагрузкой $n_{дв}$, об/мин			
Фактическое передаточное число редуктора u_{Σ}			
Стандартное передаточное число редуктора $u_{ст}$			
Отклонение от стандартного значения Δu_{Σ}			

Электродвигатель выбран правильно, если выполнено условие

$$\Delta u_{\Sigma} < [\Delta u_{\Sigma}],$$

где $[\Delta u_{\Sigma}]$ – допустимое отклонение передаточного числа от стандартного.

Для червячной и цилиндрической передач $[\Delta u_{\Sigma}] = 4\%$, для конической передачи $[\Delta u_{\Sigma}] = 2{,}5\%$.

По табл. 2.3 легко выделить тот из предварительно выбранных электродвигателей, у которого наименьшая погрешность по передаточному числу привода. Его и следует выбрать для привода проектируемой машины.

Затем по ГОСТ 19523–89 надо выбрать и выписать габаритные размеры электродвигателя и диаметр его вала $d_{дв}$ (прил. 1). Эти размеры помогут спроектировать редуктор, сопоставимый по габаритным размерам с электродвигателем, и правильно выбрать упругую муфту для соединения электродвигателя с первым валом редуктора.

Итак, источник энергии для привода проектируемой машины выбран. Передаточное число редуктора вычислено и согласовано со стандартом.

Остается принять решение: с каким значением передаточного числа будет проектироваться редуктор – со стандартным или с фактическим.

Следует иметь в виду, что на стадии проектирования редукторной передачи возможно изменение значения фактического передаточного числа при округлении чисел зубьев колес до целого значения.

Если решено проектировать редуктор со стандартным передаточным числом u_{Σ}, то его разбивку по ступеням редуктора производят согласно рекомендациям соответствующего стандарта (табл. 2.4–2.7):

- на передаточное число быстроходной ступени $u_{б}$;
- на передаточное число тихоходной ступени редуктора $u_{т}$.

Таблица 2.4

Распределение общего передаточного числа двухступенчатого цилиндрического редуктора по ступеням (ГОСТ 2185–66)

Параметр	Значения параметра													
$u_{ред}$	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
$u_{б}$	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,15	3,55	4	4,5	4,5	5	5,6	6,3	
$u_{т}$	4,0					4,5				5,0				5,6

Таблица 2.5

Распределение общего передаточного числа двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора по ступеням (ГОСТ 2185–66)

Параметр	Значения параметра													
$u_{ред}$	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
$u_{б}$	2,5	2,8	3,15	2,8	3,15	3,55	4,0	4	4,5	4,5	5	5	5	5,6
$u_{т}$	3,15			4,0				4,5		5		5,6	6,3	

Таблица 2.6

Распределение общего передаточного числа коническо-цилиндрического редуктора по ступеням (ГОСТ 12289–76)

Параметр	Значения параметра														
$u_{ред}$	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
$u_б$	2	2	2,24	2,5	2,8	2,8	3,15	3,55	3,55	4	4,5	4	4,5	5	5
$u_т$	3,55	4				4,5			5			6,3			7,1

Таблица 2.7

Стандартные передаточные числа одноступенчатых червячных редукторов (ГОСТ 2144–93)

Ряд	Значения передаточных чисел										
1	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	31,5	40,0	50,0	63,0	80,0
2	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	28,0	35,5	45,0	56,0	71,0	–

Примечание. Первый ряд более предпочтителен.

После выбора электродвигателя следует рассчитать энергокинематические параметры редуктора. Расчет мощностей, передаваемых валами редуктора, выполняют по зависимостям

$$P_1 = P_{дв} \cdot \eta_м \cdot \eta_п;\ P_2 = P_1 \cdot \eta_б \cdot \eta_п;\ P_3 = P_2 \cdot \eta_т \cdot \eta_п.$$

Расчет мощности на первом валу можно выполнять:

- по номинальной мощности электродвигателя, что позволит увеличить запас прочности деталей механизмов привода (если по исходным данным нагрузка, действующая на привод, статическая, то расчет по мощности, превышающей требуемую, увеличит запас прочности проектируемого редуктора);
- по требуемой мощности электродвигателя (но следует иметь в виду, что ее величина рассчитана по усредненным значениям КПД передач привода).

Расчет частот вращения валов редуктора выполняют по формулам

$$n_1 = n_{дв};\ n_2 = \frac{n_1}{u_б};\ n_3 = \frac{n_2}{u_т}.$$

Крутящие моменты, передаваемые валами редуктора, можно определить по зависимости

$$T_1 = \frac{9550 \cdot P_i}{n_i}.$$

На данном этапе проектирования диаметры концов валов редуктора вычисляют исходя из прочности валов на чистое кручение:

$$d_{в_i} \geqslant \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_i \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}, \qquad (2.2)$$

где $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение кручения, $[\tau_{кр}] = 15...25$ МПа [8, с. 161].

Результаты вычислений удобно свести в таблицу, аналогичную табл. 2.8.

Таблица 2.8

Энергокинематические параметры редуктора

Вал	u_i	P_i, кВт	n_i, об/мин	T_i, Нм	$d_{в_i}$, мм
1					
2					
3					

После заполнения табл. 2.8 надо сделать выводы, подводящие промежуточные итоги проделанной работы. Например: «Итак, для привода конвейера выбран электродвигатель марки 4А112М6 ГОСТ 19523–89; рассчитано, согласовано со стандартом и разбито по ступеням передаточное число редуктора; вычислены основные энергокинематические параметры редуктора (см. табл. 2.8)».

2.4. Выбор упругой муфты для соединения электродвигателя с редуктором

Для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора рекомендуют применять упругие муфты, смягчающие динамику при запуске электродвигателя. Чаще всего используют муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424–93. (Для соединения тихоходного вала редуктора с валом исполнительного органа применяют муфту того типа, который задан кинематической схемой привода.)

Стандартом допускается для передачи одного номинального вращающего момента использование полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий. Более того, одна полумуфта может иметь отверстие цилиндрической формы, а другая полумуфта – отверстие конической формы.

Поскольку электродвигатель – стандартное изделие, то размер диаметра его вала является определяющим при выборе муфты. Диаметр хвостовика вала редуктора, рассчитанный по (2.2), следует согласовать с диаметром вала электродвигателя по выбранной стандартной муфте. Например, для передачи вращающего момента, равного 200 Н·м, можно выбрать муфту, состоящую из полумуфты с цилиндрическим отверстием диаметром 32 мм и полумуфты с коническим отверстием наибольшим диаметром 38 мм. Обозначение такой муфты: МУВП 200–32–I.1–38–II.2–У3 ГОСТ 21424–93.

Как правило, при эксплуатации машины приходится демонтировать полумуфту с хвостовика вала редуктора, а не с вала электродвигателя. Чтобы сохранить плотность посадки полумуфты на вал редуктора, хвостовик вала выполняют конической формы.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

3.1. Обзор и сравнительная характеристика схем цилиндрических двухступенчатых редукторов, применяемых в курсовом проектировании

Цилиндрическая передача состоит из шестерни (ведущего элемента передачи) и колеса (ведомого). Цилиндрическое прямозубое колесо – это цилиндр, на внешней поверхности которого нарезаны зубья эвольвентного профиля, образующая которых параллельна оси колеса (рис. 3.1, *а*). Эти колеса просты в изготовлении, но плохо работают при окружных скоростях в зацеплении более 3 м/с. Поэтому при таком уровне окружных скоростей следует или повышать степень точности изготовления передачи, или использовать косозубые колеса.

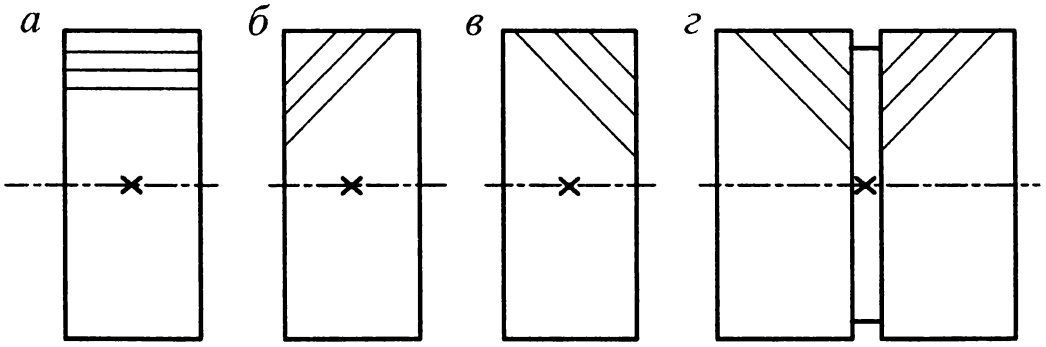


Рис. 3.1. Кинематические схемы зубчатых цилиндрических колес:
а – прямозубого; *б* – косозубого правого; *в* – косозубого левого; *г* – шевронного

Косозубое колесо имеет зубья, образующая которых наклонена к оси колеса под некоторым углом β. В зависимости от направления наклона зуба различают правые и левые косозубые колеса (рис. 3.1, *б*, *в*). Благодаря наклону зубьев в зацеплении участвуют одновременно несколько пар зубьев, повышается плавность работы и нагрузочная способность передачи. Зубья входят в зацепление постепенно от одного торца к другому. В начальный момент вся нагрузка приходится на один торец, что может вызвать скол части зуба. Наклонное расположение зубьев приводит также к образованию осевой составляющей силы нормального давления на зуб, которая передается на опоры вала и может усложнить их конструкцию. Вели-

чина осевой силы тем больше, чем больше угол наклона зуба. Именно поэтому ГОСТ 2185–66 рекомендует ограничивать величину угла β до 18°.

Если совместить по торцам правое и левое косозубые колеса, то получится шевронное колесо (рис. 3.1, *г*). В шевронной передаче нет осевых нагрузок на вал и его опоры, поэтому допускается угол наклона зуба к оси колеса от 25° до 40°. Эта передача обладает наибольшей нагрузочной способностью из всех зубчатых передач.

Теоретически осевые составляющие сил нормального давления на зубья полушевронов взаимно уравновешиваются и на вал не передаются. Практически из-за неточностей изготовления и монтажа передачи для самоустановки зубьев шестерни по зубьям колеса приходится выполнять один из валов передачи «плавающим», т. е. имеющим свободу перемещений в обоих осевых направлениях.

Если шевронная передача одноступенчатая, то плавающим делают ведущий вал, так как он имеет меньшую массу. Если шевронная передача входит в состав двухступенчатого редуктора, то плавающим выполняют промежуточный вал, поскольку он не связан муфтами с другими валами привода.

Наиболее распространена *развернутая схема* двухступенчатых цилиндрических редукторов (рис. 3.2, *а*). В этом случае ступени расположены последовательно одна за другой.

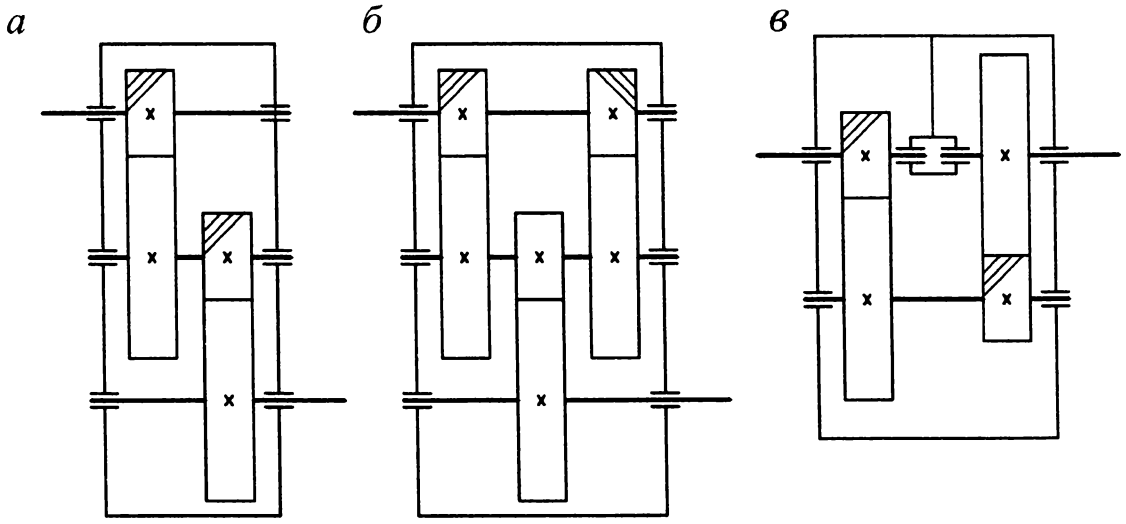


Рис. 3.2. Схемы цилиндрических двухступенчатых редукторов:
а – развернутая; *б* – с раздвоенной быстроходной ступенью; *в* – соосная

Основной недостаток развернутой схемы редуктора – несимметричное расположение колес относительно опор валов, что приводит к неравномерности нагрузки на зубья колес. Как правило, быстроходную ступень в редукторе выполняют косозубой (или шевронной) с целью повышения плавности зацепления. В зависимости от назначения проектируемого редуктора тихоходная ступень может быть выполнена косозубой, шевронной или прямозубой.

Редукторные передачи с *раздвоенной ступенью* (первой или второй) лишены этого недостатка: все колеса такого редуктора расположены симметрично относительно опор валов (рис. 3.2, *б*). Раздвоенная косозубая ступень по сути является шевронной. Другая ступень в редукторе может быть как прямозубой, так и косозубой. Основное достоинство такой схемы состоит в том, что валы раздвоенной ступени на большей части своей длины нагружены половиной крутящего момента и, следовательно, могут иметь меньший диаметр. Основной недостаток этой схемы – необходимость плавающего вала для самоустановки зубьев шестерен относительно зубьев колес.

Соосная схема редуктора имеет меньшие габаритные размеры по длине (рис. 3.2, *в*). Основное достоинство этой схемы заключается в том, что оси первого и третьего валов редуктора расположены на одной прямой. Это упрощает сборку привода машины. Основной недостаток данной схемы – наличие внутри корпуса редуктора опоры для подшипников соосных валов, что усложняет механическую обработку корпусных деталей редуктора, монтаж и эксплуатацию передачи (к соосной опоре затруднен доступ и для профилактического осмотра, и для смазывания).

3.2. Алгоритм проектирования цилиндрических зубчатых передач

В проектировании цилиндрических зубчатых передач можно выделить следующие этапы:

1. Выбор материалов и вида термообработки для изготовления шестерни и колеса передачи.

2. Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба.

3. Назначение степени точности изготовления передачи.

4. Вычисление расчетного крутящего момента.

5. Определение межосевого расстояния передачи исходя из условия контактной прочности зубьев колеса.

6. Согласование межосевого расстояния с ГОСТ 2185–66.

7. Расчет основных геометрических и кинематических параметров передачи.

8. Уточнение по величине фактической окружной скорости в зацеплении степени точности изготовления передачи и величины расчетного крутящего момента.

9. Проверочный расчет зубьев шестерни и колеса на усталостную прочность.

10. Выполнение эскизной компоновки рассчитанной передачи.

11. Конструирование шестерни и колеса.

12. Выбор подшипников для опор валов передачи.

13. Проверочный расчет выбранных подшипников, по результатам которого осуществляется конструирование опорных узлов валов передачи.

14. Выбор сорта и способа смазки зацеплений и подшипников. Вычисление требуемого объема масляной ванны и уровней масла в редукторе.

15. Конструирование и проверка на усталостную прочность валов редуктора.

16. Конструирование корпусных деталей передачи.

17. Выбор стандартных фланцевых крышек и уплотнений для подшипников, а также необходимого для сборки редуктора крепежа.

18. Вычерчивание редуктора в трех проекциях.

19. Назначение допусков и посадок. Нанесение всех необходимых для сборочного чертежа размеров и надписей (технические требования и техническая характеристика).

20. Составление спецификации редуктора. Нанесение позиций спецификации на чертеже. Завершение оформления чертежа.

3.3. Выбор материалов и видов термообработки для изготовления зубчатых цилиндрических колес

Проектирование зубчатых передач начинают с выбора материалов и назначения термической обработки (ТО) их зубьев. Без ТО механические характеристики всех сталей примерно одинаковы, поэтому применение легированных сталей без ТО нерационально [5, с. 132].

Поскольку основной критерий работоспособности редукторных зубчатых передач – усталостная прочность поверхностей зубьев по контактным напряжениям, то правильный выбор материалов и вида термообработки для изготовления пары колес является определяющим.

При расчетах зубчатых передач (цилиндрических и конических) следует иметь в виду, что твердость поверхностей зубьев шестерни ($НВ_1$) должна быть выше, чем у зубьев колеса ($НВ_2$), так как каждый зуб шестерни попадает под нагрузку в передаточное число раз чаще зуба колеса. В то же время, чем тверже поверхность зубьев, тем они прочнее, тем меньшие габаритные размеры имеет передача.

Объемную закалку зубьев не следует применять (особенно для косозубых колес), так как она приводит к короблению зубьев и изменению структуры материала – снижению его пластичности.

Поверхностное упрочнение зубьев следует применять только при необходимости значительного уменьшения габаритных размеров редуктора. При поверхностной термической и химико-термической обработке (ХТО) зубьев механические характеристики сердцевины зуба определяет предшествующая термическая обработка (чаще всего это улучшение).

Следует иметь в виду, что поверхностная ХТО зубьев уменьшает габаритные размеры передачи в несколько раз. Например, использование цементации зубьев повышает допускаемые контактные напряжения в 2 раза, а массу передачи уменьшает в 4 раза [4, с. 12]. Стремление снизить размеры колес может вызвать в дальнейшем сложности в конструировании опорных узлов валов передачи.

На практике в основном применяют следующие сочетания материалов и термической обработки [5, с. 133]:

I – марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ; термообработка также одинакова; твердость колеса $НВ_2 = 235…262$ НВ; твердость шестерни $НВ_1 = 269…302$ НВ;

II – марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х, 40ХН, 35ХМ; термообработка колеса – улучшение, твердость $НВ_2 = 235…262$ НВ; термообработка шерстерни – улучшение и последующая закалка токами высокой частоты (ТВЧ), твердость зависит от марки стали (табл. 3.1);

III – марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х, 40ХН и 35ХМ; термообработка также одинакова – улучшение и последующая закалка ТВЧ; твердость зависит от марки стали (см. табл. 3.1);

IV – марки сталей и термообработка различны: марки сталей для колеса: 40Х, 40ХН, 35ХМ, термообработка – улучшение и последующая закалка ТВЧ, твердость зависит от марки стали (см. табл. 3.1); марки сталей для шестерни: 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, термообработка – улучшение с последующей цементацией и закалкой, твердость HB_1 = 56…63 HRC;

V – марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХН3А; термообработка также одинакова – улучшение, цементация и закалка; твердость до 56…63 HRC.

Таблица 3.1

Рекомендуемые сочетания материалов зубчатых колес [7, с. 16]

Шестерня		Колесо		Область применения
Марка стали	Термообработка	Марка стали	Термообработка	
40 45	Нормализация, улучшение до 350 НВ, объемная закалка, закалка ТВЧ свыше 350 НВ	35	Нормализация, улучшение до 350 НВ, объемная закалка, закалка ТВЧ свыше 350 НВ	Большинство металлургических, подъемно-транспортных машин и машин непрерывного транспорта
50		35		
35ХМ 40Х45Х		50		
20Х40ХН 35ХГС		20Х 35ХМ 40ХН		
12ХН3А 20ХНМ 40ХНМА 16ХГТ	Улучшение, цементация и азотирование свыше 350 НВ	20Х 12ХН3А 18ХГТ 20ХНМ	Улучшение, цементация и закалка свыше 350 НВ	Особо ответственные и быстроходные передачи станков и транспортных машин

Наряду с цементацией возможно применение нитроцементации (твердость поверхности до 56…63 HRC; стали марок 25ХГМ, 30ХГТ) и азотирования (твердость поверхности до 58…67 HRC; стали марок 38Х2МЮА, 40ХНМА). При этих видах ХТО образуется тонкий поверхностный упрочненный слой [4, с. 12].

Стали I и II групп позволяют производить чистовое нарезание зубьев после термообработки, что дает возможность получить высокую точность зубьев без применения дорогостоящих отделочных операций. Зубчатые колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при ударных нагрузках, но обладают ограниченной нагрузочной способностью. Поэтому их применяют в мало- и средненагруженных передачах. Область применения улучшенных зубчатых колес сокращается [4, с. 11].

Для лучшей приработки зубьев колес рекомендуют назначать материал шестерни и колеса с соотношением твердости

$$\overline{HB}_1 = \overline{HB}_2 + (20...70),$$

где $\overline{HB}_1$ – среднее значение твердости зуба шестерни;

$\overline{HB}_2$ – среднее значение твердости зуба колеса [7, с. 16].

Необходимую разность твердости материалов зубчатых колес можно получить, варьируя марки сталей и термообработку для шестерни и колеса (см. табл. 3.1 и 3.2). Механические характеристики и поверхностная твердость зубьев зависят от размеров заготовок (рис. 3.3) и термообработки (табл. 3.2).

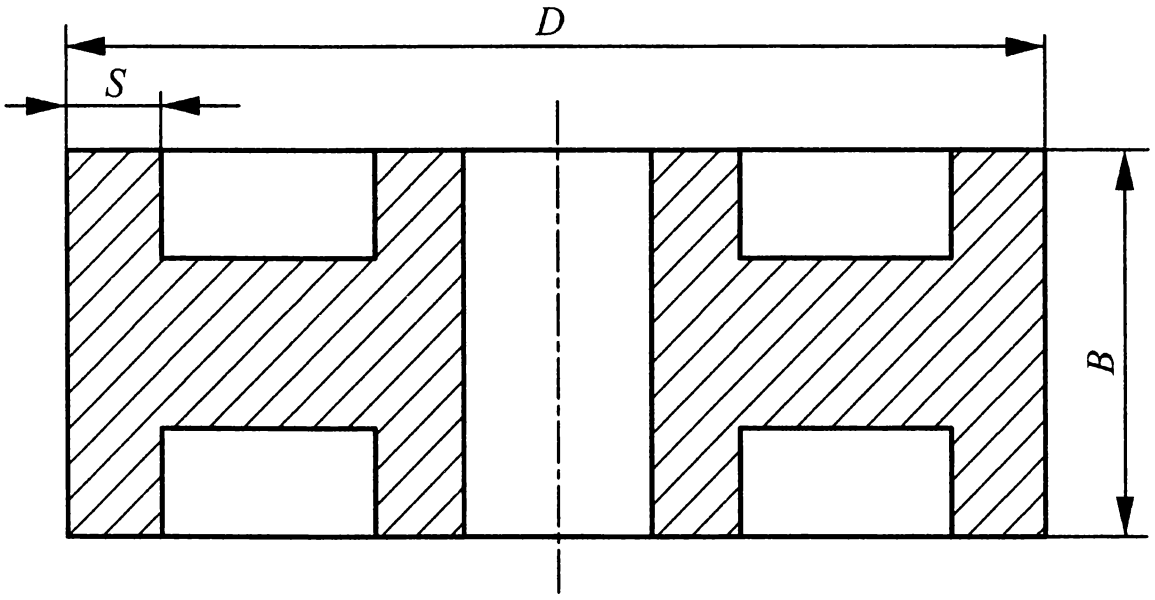


Рис. 3.3. Заготовка зубчатого цилиндрического колеса:
B – ширина; *D* – диаметр; *S* – толщина венца

Размеры заготовок колес вычисляют по следующим эмпирическим зависимостям [5, с. 132]:

$$D = d_a + 6 \text{ мм},$$

$$S = 8 \cdot m \text{ или } S = 0{,}5 \cdot b_w,$$

где d_a – диаметр выступов зубчатого колеса, мм;

m – модуль зубьев, мм;

b_w – ширина зубчатого венца, мм.

Таблица 3.2

Механические свойства сталей [4, с. 12; 5, с. 133]

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	σ_{-1}, МПа
		D	*S*	сердцевины	поверхностная			
35	Н	125	80	140 … 187 НВ	140 … 187 НВ	470	235	–
	У	80	50	195 … 212 НВ	195 … 212 НВ	685	345	
40	Н	125	80	152 … 207 НВ	152 … 207 НВ	490	245	–
	У	80	50	187 … 217 НВ	187 … 217 НВ	580	340	
45	Н	125	80	235 … 262 НВ	235 … 262 НВ	780	540	335
	У	80	50	269 … 302 НВ	269 … 302 НВ	890	650	380
50	Н	125	80	180 … 229 НВ	180 … 229 НВ	590	300	–
	У	80	50	228 … 255 НВ	228 … 255 НВ	735	520	
	ТВЧ	200	125	228 … 255 НВ	40 … 66 HRC	735	520	
35Х	Н	125	80	190 … 220 НВ	190 … 220 НВ	685	440	–
	У	80	50	200 … 220 НВ	200 … 220 НВ	735	490	
40Х	Н	200	125	200 … 230 НВ	200 … 230 НВ	685	440	340
	У	315	200	235 … 262 НВ	235 … 262 НВ	790	640	375
	У	200	125	269 … 302 НВ	269 … 302 НВ	920	750	420
	У+ТВЧ	200	125	269 … 302 НВ	48 … 53 HRC	920	750	420
45Х	У	125	80	230 … 280 НВ	230 … 280 НВ	640	835	–
40ХН, 35ХМ	У	315	200	235 … 262 НВ	235 … 262 НВ	800	630	380
	У	200	125	269 … 302 НВ	269 … 302 НВ	920	750	420
	У+ТВЧ	200	125	269 … 302 НВ	48 … 53 HRC	920	750	420
40ХНМА, 38Х2МЮА	У +азотирование	125	80	269 … 302 НВ	50 … 56 HRC	980	780	440
20Х, 80ХГТ, 20ХН2М	У + цементация, закалка	200	125	300 … 400 НВ	56 … 60 HRC	1000	800	450

Примечание. Приняты обозначения: Н – нормализация, У – улучшение, ТВЧ – закалка токами высокой частоты.

3.4. Точность зубчатых цилиндрических колес

ГОСТ 1643–81 устанавливает 12 степеней точности изготовления цилиндрических колес и передач. В общем машиностроении используют степени точности 6, 7, 8 и 9 (расположены в порядке снижения точности).

Этот стандарт регламентирует шесть видов сопряжения зубчатых колес в передаче, характеризуемых величиной бокового зазора между зубьями колес в зацеплении. На боковой зазор назначают допуск, обозначаемый буквами *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *H* (в порядке уменьшения величины бокового зазора).

Степень точности изготовления колес и передачи назначают в зависимости от окружной скорости в зацеплении (табл. 3.3). Норма бокового зазора в зацеплении определяется условиями эксплуатации передачи. Например, при реверсивной работе передачи боковой зазор следует делать минимальным, чтобы избежать динамики в работе передачи.

Таблица 3.3

Степень точности зубчатых передач [5, с. 126]

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности			
		6	7	8	9
		Допустимая окружная скорость в зацеплении, м/с			
Цилиндрическая	Прямые	20	12	6	3,0
	Косые	30	20	10	5,0
Коническая	Прямые	12	8	4	1,5
	Круговые	20	10	7	3,0

Вместе с тем, чем больше скорость в зацеплении, тем выше степень точности изготовления передачи и тем меньше боковой зазор в зацеплении, например: 8–*C* ГОСТ 1643–81 или 7–*D* ГОСТ 1643–81.

3.5. Проектный расчет зубчатых цилиндрических передач

При работе зубчатой передачи на боковых поверхностях зубьев сопряженных колес возникают силы нормального давления F_n, направленные по линии зацепления (рис. 3.4). Силами трения F_f, возникающими за счет относительного скольжения зубьев в зацеплении, пренебрегают, так как они малы.

Силу нормального давления на зуб колеса F_{n2} можно разложить на составляющие: окружную F_{t2}, направленную по касательной к делительной окружности; радиальную F_{r2}, направленную по радиусу колеса к его центру. Величины этих составляющих:

$$F_{t2} = \frac{T_2}{0{,}5d_{w2}}, \quad F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_w,$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н ·мм;

d_{w2} – начальный диаметр колеса, мм;

α_w – угол зацепления, равный 20°.

Силы, действующие на зуб шестерни, равны силам, действующим на зуб колеса, но противоположны по направлению ω.

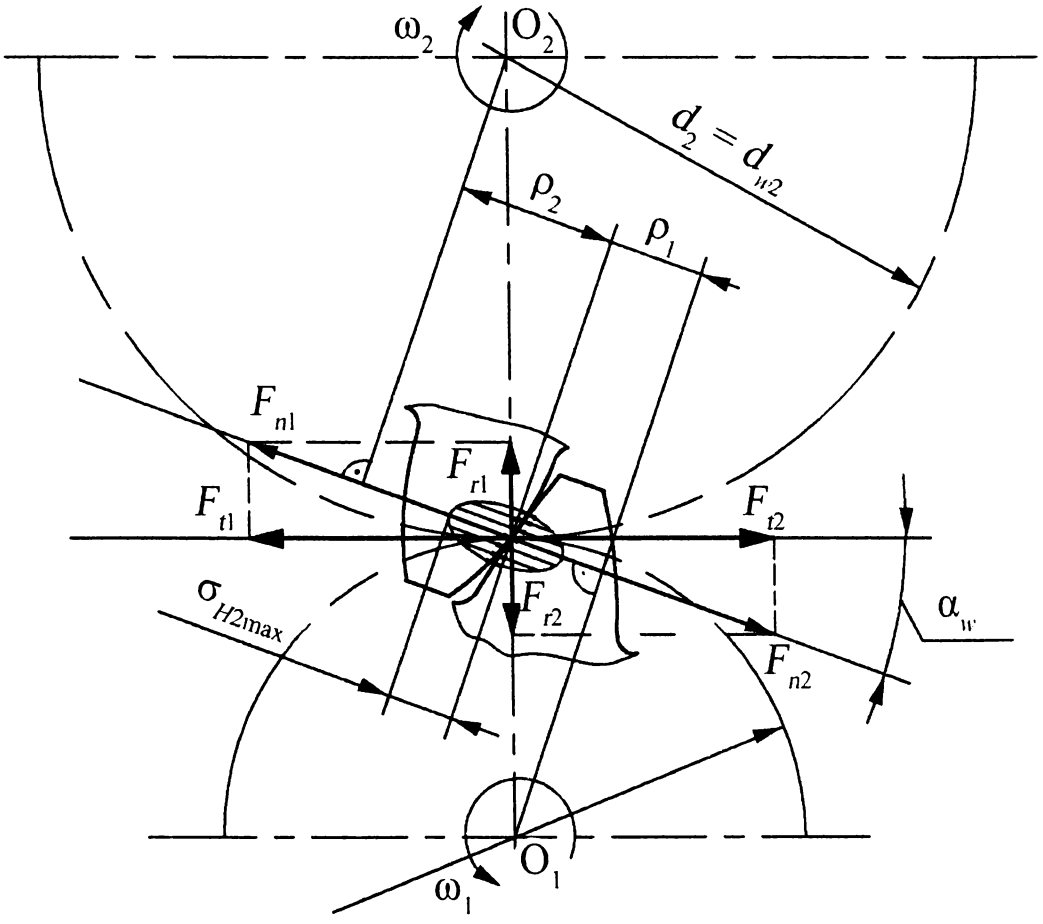


Рис. 3.4. Силы, возникающие в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

ГОСТ 21354–87 регламентирует расчет на усталостную прочность зубьев эвольвентных закрытых передач стальными колесами с модулем не

менее 1,00 мм. При расчетах зубчатых передач необходимо иметь в виду следующее:

• на стадии проектного расчета передачи (определение межосевого расстояния) следует назначать 7-ю или 8-ю степень точности изготовления передач, так как 9-ю степень точности в редукторных зубчатых передачах не рекомендуют применять;

• в случае, если проверочный расчет по контактным напряжениям покажет запас прочности зубьев более 10%, то проще всего уменьшить коэффициент ширины до его предыдущего значения в стандартном ряду коэффициентов; если запас прочности зубьев превысит 15%, то следует перейти к предыдущему значению межосевого расстояния передачи по стандартному ряду [4, с. 24];

• современные технологии изготовления зубчатых колес требуют, чтобы запас прочности зубьев по контактным напряжениям σ_H и по напряжениям изгиба σ_F не превышал 15%. Поскольку основной вид разрушения редукторной передачи – это усталостное выкрашивание контактных поверхностей зубьев (Питтинг-процесс), то необходимо стремиться к выполнению требований стандарта по отношению к контактной прочности зубьев. При этом запас прочности зубьев по напряжениям изгиба может быть и больше 15%.

Основная причина разрушения зубьев закрытых (редукторных) передач – усталостное выкрашивание боковых поверхностей под действием контактных напряжений σ_H (см. рис. 3.4). Поэтому проектный расчет зубчатой передачи выполняют по условию ограничения контактных напряжений: $\sigma_H \leqslant \sigma_{HP2}$.

Итак, основную геометрическую характеристику зубчатой цилиндрической передачи – межосевое расстояние a_w – определяют из условия контактной прочности зубьев

$$a_w = K_a(u + 1)\sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\psi_{ba} \cdot u \cdot \sigma^2_{HP2}}}, \qquad (3.1)$$

где K_a – коэффициент межосевого расстояния (для прямозубых передач $K_a = 450$, для косозубых и шевронных передач $K_a = 410$) [5, с. 153];

T_{1H} – расчетный вращающий момент на шестерне;

Ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию (табл. 3.4);

σ_{HP2} – допускаемые контактные напряжения материала колеса.

Таблица 3.4

Значения коэффициентов ширины Ψ_{ba} [7, с. 20]

Вид передачи	Значения Ψ_{ba} в передаче		
	прямозубой или косозубой	шевронной	раздвоенной шевронной
Цилиндрическая	0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5	0,5; 0,63; 0,8; 1,0	0,25 и 0,315
Коническая	0,25 … 0,30	–	–

Расчетный вращающий момент на шестерне вычисляют по формуле

$$T_{1H} = T_1 \cdot K_H,$$

где T_1 – номинальный вращающий момент на шестерне (при расчете раздвоенной ступени следует подставлять $0{,}5T_1$), Н·мм;

K_H – расчетный коэффициент нагрузки на зуб.

Расчетный коэффициент нагрузки на зуб определяют по зависимости

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (при постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$, при переменной нагрузке значения коэффициента можно выбрать по табл. 3.5);

K_{Hv} – коэффициент внутренней динамичности (табл. 3.6).

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ вычисляют по зависимостям [5, с. 140]:

• для прямозубых передач:

$$K_{H\alpha} = 1 + 0{,}06\,(n_{ст} - 5); \qquad (3.2)$$

• для косозубых и шевронных передач:

$$K_{H\alpha} = 1 + C\,(n_{ст} - 5),$$

где $n_{ст}$ – степень точности (табл. 3.6);

C – расчетный коэффициент.

При твердости зубьев шестерни и колеса более 350 НВ расчетный коэффициент $C = 0{,}15$; при твердости зубьев менее 350 НВ (или при $НВ_1 > 350$, а $НВ_2 < 350$) $C = 0{,}25$.

Таблица 3.5

Значения коэффициента $K_{H\beta}$ [12, с. 32]

Расположение зубчатых колес относительно опор	Значения $K_{H\beta}$ при поверхностной твердости зубьев	
	⩽ 350 НВ	> 350 НВ
Симметричное	1,00...1,15	1,05...1,25
Несимметричное	1,10...1,25	1,15...1,35
Консольное	1,20...1,35	1,25...1,45

Таблица 3.6

Значение коэффициентов динамичности K_{Hv} и K_{Fv} [7, с. 21]

Степень точности	Окружная скорость в зацеплении, м/с			K_{Hv}, K_{Fv}
	Передача цилиндрическая		Передача коническая прямозубая	
	прямозубая	косозубая		
6	До 15	До 30	Св. 5	1,0
7	До 10	До 15	До 5	1,2
8	До 6	До 10	До 2	1,4

Примечания:

1. Для редукторов общего назначения не рекомендуется принимать передачи 9-й степени точности.

2. В таблице приведены значения коэффициента динамичности для расчета зубьев на изгиб K_{Fv}.

Каждый зуб колеса попадает в зацепление в передаточное число раз реже зубьев шестерни, поэтому поверхностная прочность зубьев колеса ниже. Следовательно, разрушение поверхности зуба колеса более вероятно, нежели зуба шестерни. Именно поэтому межосевое расстояние вычисляют исходя из контактной прочности зуба колеса.

Допускаемые контактные напряжения для зуба колеса

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H_{\lim b}}}{[S_H]} \cdot Z_H \cdot Z_R \cdot Z_V, \qquad (3.3)$$

где $\sigma_{H_{\lim b}}$ – предел контактной выносливости (табл. 3.7);

$[S_H]$ – коэффициент запаса контактной прочности зубьев (для поверхностно упрочненных зубьев $[S_H] = 1{,}2$; для зубчатых колес с однородной структурой $[S_H] = 1{,}1$ [5, с. 146]);

Z_H – коэффициент долговечности;

Z_R – коэффициент шероховатости, учитывающий влияние шероховатости сопряженных профилей зубьев ($Z_R = 1{,}00$ при $Ra = 0{,}63\ldots1{,}25$ мкм, $Z_R = 0{,}95$ при $Ra = 1{,}25\ldots2{,}50$ мкм, $Z_R = 0{,}90$ при $Ra = 2{,}50\ldots10{,}00$ мкм);

Z_V – коэффициент динамичности, учитывающий влияние окружной скорости в зацеплении зубчатых колес (табл. 3.8).

Таблица 3.7

Значения $\sigma_{H_{limb}}$, соответствующие базовому числу циклов N_{HG} [5, с. 145]

Способ термообработки и ХТО	Средняя поверхностная твердость	Сталь	$\sigma_{H_{limb}}$, МПа
Улучшение	< 350 НВ	Углеродистая, легированная	2 НВ + 70
Закалка ТВЧ	40…56 HRC		17 HRC + 200
Цементация и закалка	56…65 HRC	Легированная	23 HRC
Азотирование	52…62 HRC		1050

Таблица 3.8

Значения коэффициента динамичности Z_V [5, с. 146]

Средняя поверхностная твердость зубьев	Значения Z_V при скорости v			
	5 м /с	10 м /с	15 м /с	20 м /с
< 350 НВ	1,000	1,065	1,110	1,150
> 45 HRC	1,000	1,035	1,060	1,075

Коэффициент долговечности Z_N вычисляют по следующей зависимости [5, с. 145]:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

где N_{HE} – фактическое число циклов нагружения зубьев;

N_{HG} – базовое число циклов нагружения зубьев (табл. 3.9).

Для металла с однородной структурой (нормализованного, улучшенного) принимают $Z_N = 1{,}0\ldots2{,}6$; для поверхностно упрочненного металла принимают $Z_N = 1{,}0\ldots1{,}8$ [5, с. 145].

Фактическое число циклов нагружения зубьев определяют по формуле

$$N_{HE} = (t \cdot k_{год} \cdot 365 \cdot k_{сут} \cdot 24) \cdot 60 \cdot n, \qquad (3.4)$$

где t – срок службы передачи, лет;

$k_{год}$ – коэффициент использования передачи в году;

$k_{сут}$ – коэффициент использования передачи в сутки;

n – частота вращения шестерни (колеса).

Если фактическое число циклов нагружения зубьев превышает базовое число циклов (т. е. при $N_{HE} > N_{HG}$), то принимают коэффициент $Z_N = 1{,}0$.

Таблица 3.9

Базовое число циклов нагружения зубьев [5, с.145]

Средняя поверхностная твердость зубьев	HB	<200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC	–	27	33	39	43	48	53	56	60
N_{HG}, млн циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	82	98	108

Вычисленное по (3.1) межосевое расстояние согласовывают с ближайшим стандартным значением (табл. 3.10).

Таблица 3.10

Межосевое расстояние зубчатых цилиндрических передач по ГОСТ 2185–66

Ряд	Значения a_w									
I	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
II	90	112	140	180	225	280	355	450	660	710

Примечание. Первый ряд предпочтительнее.

Модуль передачи m_n выбирают из стандартных значений (табл. 3.11), входящих в диапазон:

$$m_n = (0{,}01 \ldots 0{,}02) \cdot a_w.$$

Таблица 3.11

Модули зубчатых передач по ГОСТ 9563–60

Ряд	Значения m								
I	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
II	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Примечание. Первый ряд предпочтительнее.

Суммарное число зубьев передачи Z_Σ, число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 определяют по (3.4). Числа зубьев необходимо округлять до целых чисел.

$$Z_\Sigma = (2\,a_w \cos\beta) / m_n; \quad Z_1 = Z_\Sigma / (u + 1); \quad Z_2 = Z_\Sigma - Z_1.$$

Для косозубой передачи угол наклона зубьев β предварительно принимают равным 10°. Для раздвоенной шевронной и шевронной передач значение угла β выбирают из диапазона 25…40°.

По округленным значениям чисел зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 уточняют фактическое передаточное число $u_{факт}$ и его отклонение от стандартного значения Δu:

$$u_{факт} = \frac{Z_2}{Z_1}; \; \Delta u = \frac{|u_{стд} - u_{факт}|}{u_{стд}} \cdot 100\% \leqslant [\Delta u]. \qquad (3.5)$$

Числа зубьев шестерни и колеса вычислены правильно, если условие (3.5) справедливо. Согласно ГОСТ 2185–66 $[\Delta u] = 2{,}5\%$ при $u \leqslant 4{,}5$ и соответственно $[\Delta u] = 4\%$ при $u > 4{,}5$.

После расчета чисел зубьев шестерни и колеса уточняют величину угла β. Вычисление cos β выполняют с точностью до пяти цифр после запятой.

$$\cos\beta = \frac{Z_\Sigma \cdot m_n}{2a_w}.$$

Делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 находят по зависимостям

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos\beta}; \quad d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos\beta}. \qquad (3.6)$$

Для прямозубой передачи $\cos\beta = 1{,}0$.

После округления чисел зубьев до целого и уточнения cos β проверяют межосевое расстояние передачи:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \qquad (3.7)$$

Если межосевое расстояние, вычисленное по (3.7), получилось равным стандартному значению без округления, то это означает, что делительные диаметры рассчитаны правильно и можно продолжить расчет гео-

метрических параметров шестерни и колеса. В противном случае необходимо уточнить значение cos β и повторить расчеты по (3.6) и (3.7).

Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса определяют по формулам

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса находят следующим образом:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m_n; \quad d_{f2} = d_2 - 2{,}5m_n.$$

Ширину зубчатого венца колеса вычисляют по формуле

$$b_{w2} = \Psi_{ba} a_w. \tag{3.8}$$

При расчете раздвоенной шевронной передачи следует помнить, что вращающий момент с одного вала на другой передается с помощью двух пар колес. Следовательно, рассчитанная по (3.8) величина b_{w2} – это ширина зубчатого венца каждого из двух колес ступени (если расчет межосевого расстояния был выполнен по (3.1) и при этом были приняты $0{,}5T_1$ и $\Psi_{ba} = 0{,}25$).

При монтаже передачи возможен относительный осевой сдвиг зубьев шестерни и колеса. Чтобы гарантированно обеспечить длину контактных поверхностей зубьев, заложенную в формуле (3.1), шестерню изготавливают большей ширины, чем колесо:

$$b_{w1} = b_{w2} + (3\ldots5) \text{ мм}.$$

Рассчитанные величины b_{w1} и b_{w2} необходимо округлить до ближайшего значения по нормальным линейным размерам согласно ГОСТ 6636–69 (прил. 2).

3.6. Проверочные расчеты зубчатых цилиндрических передач

После конструирования передачи зубья колеса проверяют по контактным напряжениям, действующим на их боковые поверхности (см. рис. 3.4). Зубья шестерни или колеса проверяют на усталостную прочность по напряжениям изгиба σ_F, действующим в поперечном сечении зуба у его основания.

3.6.1. Проверочный расчет зубьев цилиндрических колес по контактным напряжениям

Поскольку контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев шестерни и колеса равны (согласно третьему закону Ньютона), а контактная прочность зубьев колеса меньше, то именно зубья колеса подвергают проверочному расчету на контактную выносливость по следующему условию:

$$\sigma_H \leqslant \sigma_{HP2}, \quad \sigma_H = \frac{Z_H(u+1)}{a_w}\sqrt{\frac{T_{1H}(u+1)}{b_{w2}\cdot u}} \leqslant \sigma_{HP2}, \tag{3.9}$$

где Z_H – расчетный коэффициент (для прямозубых колес $Z_H = 9600$, для косозубых и шевронных колес $Z_H = 8400$ [5, с. 153]);

u – передаточное число ступени редуктора;

a_w – межосевое расстояние передачи, мм;

b_{w2} – ширина зубчатого венца колеса, мм;

σ_H – фактические контактные напряжения, возникающие на рабочих поверхностях зубьев под действием внешних сил, МПа;

σ_{HP2} – допускаемые контактные напряжения для материала зубьев колеса, МПа.

Расчет выполняют при допущениях:

- зацепление зубьев происходит в полюсе;
- в зацеплении участвует одна пара зубьев.

В (3.9) следует использовать уточненное значение расчетного вращающего момента, нагружающего шестерню: $T_{1H} = T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$.

Уточнение расчетных коэффициентов выполняют по значению фактической окружной скорости в зацеплении колес:

$$v_{\text{факт}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

По величине фактической окружной скорости в зацеплении колес уточняют степень точности изготовления передачи (см. табл. 3.4), а затем – значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ (табл. 3.12), $K_{H\beta}$ (формула (3.10)), K_{Hv} (табл. 3.15).

Уточненную величину коэффициента $K_{H\beta}$ вычисляют по следующей формуле [4, с. 19]:

$$K_{H\beta} = 1 + (K^0_{H\beta} - 1) \cdot K_w, \tag{3.10}$$

где $K^0_{H\beta}$ – коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине зуба в начальный период работы передачи (табл. 3.13);

K_w – коэффициент, учитывающий приработку зубьев (табл. 3.14).

Значения коэффициента $K^0_{H\beta}$ выбирают в зависимости от схемы передачи, поверхностной твердости зубьев и величины коэффициента ширины зубчатого венца по делительному диаметру $\psi_{bd} = 0{,}5\ \psi_{ba}(u + 1)$ [5, с. 140].

Таблица 3.12

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных цилиндрических колес и для кривозубых конических колес [8, с. 39]

Степень точности передачи	Значения $K_{H\alpha}$ при фактической окружной скорости в зацеплении, м/с				
	до 1	до 5	до 10	до 15	до 20
6	1,00	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,10	1,16	–	–	–

Примечание. Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1{,}00$.

Таблица 3.13

Значения коэффициента $K^0_{H\beta}$ [5, с. 141]

Расположение шестерни относительно опор	Поверхностная твердость зубьев	Значения $K^0_{H\beta}$ при величине ψ_{bd}					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры – шарикоподшипники	⩽ 350 НВ	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	> 350 НВ	1,22	1,44	–	–	–	–
Консольное, опоры – роликоподшипники	⩽ 350 НВ	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	> 350 НВ	1,08	1,23	1,43	–	–	–
Симметричное	⩽ 350 НВ	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	> 350 НВ	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несимметричное	⩽ 350 НВ	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	> 350 НВ	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	–

Таблица 3.14

Значения коэффициента K_w [5, с. 141]

Поверхностная твердость зубьев	Значения K_w при величине скорости в зацеплении V, м/с			
	2	5	10	15
250 НВ	0,38	0,44	0,49	0,54
350 НВ	0,59	0,62	0,67	0,69
45 HRC	0,70	0,73	0,76	0,78
50 HRC	0,76	0,78	0,80	0,81
60 HRC	0,80	0,82	0,84	0,85

Внутренняя динамика передачи связана с ударами зубьев на входе в зацепление. Она определяется ошибками окружного шага при нарезании зубьев и ошибками монтажа передачи. Эти ошибки малы и компенсируются деформациями зубьев: зацепление происходит, но с ударом. При расчетах зубчатых передач эту динамику учитывают, используя коэффициент динамичности K_{Hv}. Его величина зависит от степени точности изготовления и монтажа передачи, окружной скорости в зацеплении и поверхностной твердости зубьев колес (см. табл. 3.15).

Таблица 3.15

Значения коэффициента K_{Hv} [5, с. 142]

Степень точности	Поверхностная твердость зубьев	Значения K_{Hv} при величине скорости в зацеплении V, м/с				
		1,0	3,0	5,0	8,0	10,0
7	> 350 НВ	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
	⩽ 350 НВ	1,04/1,07	1,12/1,06	1,20/1,08	1,32/1,13	1,40/1,16
8	> 350 НВ	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12
	⩽ 350 НВ	1,05/1,02	1,15/1,06	1,24/1,10	1,38/1,15	1,48/1,19

Примечание. В числителе указаны значения для прямозубых, а в знаменателе – для косозубых передач.

Качество проектирования передачи можно оценить путем вычисления относительного расхождения фактических и допускаемых контактных напряжений:

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP2} - \sigma_H|}{\sigma_{HP2}} \cdot 100\%,$$

где σ_H – фактические контактные напряжения, вычисленные по (3.9);

σ_{HP2} – допускаемые контактные напряжения материала колеса, вычисленные по (3.2).

Если запас прочности зубьев колеса по контактным напряжениям не превышает 15% или перегрузка зубьев не более 5%, то рассчитанные геометрические параметры передачи следует считать окончательными и не подвергать изменениям [4, с. 24].

Если же запас прочности зубьев по контактным напряжениям более 15%, то нужно или уменьшить длину зуба (т. е. уменьшить коэффициент Ψ_{ba}), или выбрать ближайшее предыдущее значение межосевого рас-

стояния передачи по ГОСТ 2185–66, или заменить материалы и термообработку шестерни и колеса с целью понижения поверхностной прочности их зубьев [5, с. 159]. Затем расчет следует повторить.

При перегрузке зубьев колеса более чем на 5% необходимо принять одну из следующих мер (приведены в порядке усиления действия):

• увеличить длину зуба колеса, т. е. применить следующий коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию Ψ_{ba};

• перейти к большему межосевому расстоянию передачи из стандартного ряда по ГОСТ 2185–66;

• заменить материалы и термообработку шестерни и колеса с целью повышения поверхностной прочности их зубьев.

После этого расчет следует повторить.

3.6.2. Проверочный расчет зубьев цилиндрических колес на выносливость по напряжениям изгиба

Под действием силы нормального давления в сечении основания зуба возникают напряжения изгиба. Наибольшую величину они будут иметь, если нагрузку приложить к вершине зуба (рис. 3.5).

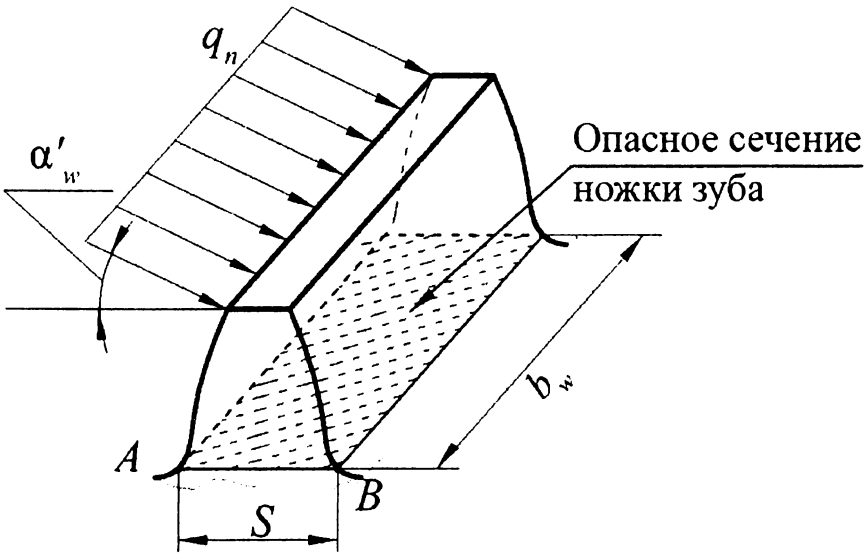


Рис. 3.5. К расчету зуба на изгиб

Поскольку материалы и термообработка зубьев шестерни и колеса различны, то предварительно следует выяснить, чей зуб надлежит проверять на выносливость по напряжениям изгиба.

С этой целью вычисляют соотношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$ для зуба шестерни и зуба колеса. Если соотношения $\frac{\sigma_{FPi}}{Y_{Fi}}$ для зубьев шестерни и колеса примерно одинаковы, то это означает, что материалы и термообработка назначены рационально. Условие равной прочности зубьев шестерни и колеса по напряжениям изгиба имеет вид

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} \approx \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}},$$

где σ_{FP1}, σ_{FP2} – допускаемые напряжения изгиба материала шестерни и колеса соответственно;

Y_{F1}, Y_{F2} – коэффициент формы зуба шестерни и колеса соответственно (табл. 3.16).

Таблица 3.16

Эквивалентное число зубьев колес Z_{vi}
и коэффициент формы зуба колеса Y_F [5, с.155]

Параметр	Передача цилиндрическая								
	прямозубая		косозубая			шевронная			
Z_{vi}	17	20	25	30	40	60	80	100	Св.100
Y_F	4,25	4,08	3,91	3,80	3,70	3,62	3,60	3,59	3,59

Примечание. Коэффициент Y_F приведен для некорригированных колес ($x_1 = 0, x_2 = 0$).

Вместе с тем расчету следует подвергать то колесо, для которого соотношение $\frac{\sigma_{FPi}}{Y_{Fi}}$ меньше.

Эквивалентное число зубьев рассчитывают по формуле

$$Z_{vi} = \frac{Z_i}{\cos\beta},$$

где Z_i – фактическое число зубьев шестерни или колеса (для шестерни $i = 1$, для колеса $i = 2$);

β – угол наклона зубьев к оси колеса.

Эквивалентное число зубьев колес Z_{vi} и коэффициент формы зуба Y_F корригированного колеса назначают по справочному учебно-методическому пособию «Детали машин. Проектирование» [6, с. 155].

Расчет зубьев на прочность по напряжениям изгиба выполняют по такой зависимости:

$$\sigma_{Fi} = \frac{2 \cdot T_{Fi} \cdot Y_{Fi} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{b_{wi} \cdot Z_i \cdot m^2_n} \leqslant \sigma_{FPi}, \qquad (3.11)$$

где Y_{Fi} – коэффициент формы зуба (см. табл. 3.16);

T_{Fi} – расчетный вращающий момент, Н·мм;

Y_β – коэффициент наклона зуба (для прямозубых колес $Y_\beta = 1{,}0$; для косозубых и шевронных колес $Y_\beta = 1 - \beta/100^\circ$ при условии, что $Y_\beta > 0{,}7$ [4, с. 25]);

Y_ε – коэффициент перекрытия зубьев (для прямозубых колес $Y_\varepsilon = 1$; для косозубых и шевронных колес $Y_\varepsilon = 0{,}8$ при 5–7-й степенях точности передачи, $Y_\varepsilon = 0{,}9$ при 8-й и 9-й степенях точности [5, с. 155]);

b_{wi} – длина зуба, мм;

m_n – модуль зуба, мм.

Расчет по (3.11) выполняют при следующих допущениях:

- в зацеплении участвует одна пара зубьев;
- зуб рассматривают как консольную балку, защемленную одним концом. За опасное сечение зуба принимают сечение его основания в зоне наибольшей концентрации напряжений (см. рис. 3.5).

В формуле (3.11) используют уточненные значения расчетного вращающего момента

$$T_{Fi} = T_i \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями ($K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$ (см. табл. 3.12));

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба ($K_{F\beta} = (K_{H\beta})^G$, для прямозубых, косозубых или шевронных колес $G = 0{,}85\ldots0{,}97$ [5, с. 143]);

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику передачи (табл. 3.17).

Допускаемые напряжения изгиба материала колеса определяют аналогично допускаемому контактному напряжению:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F_{\lim b}} \cdot Y_A \cdot Y_R \cdot Y_N / [S_F],$$

где $\sigma_{F_{\lim b}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжения (табл. 3.18);

Y_N – коэффициент долговечности; $Y_N = 1{,}0$ при $N \geqslant N_0$ (N_0 – базовое число циклов нагружения зубьев, $N_0 = 4 \cdot 10^6$);

Y_A – коэффициент вида нагрузки (при реверсивной нагрузке $Y_A = 0{,}8\ldots0{,}9$; при одностороннем действии нагрузки на зуб $Y_A = 1{,}0$ [5, с. 147]);

Y_R – коэффициент шероховатости ($Y_R = 1{,}0$ при $Ra > 40$ мкм; $Y_R = 1{,}05\ldots 1{,}20$ при $Ra < 40$ мкм [5, с. 147]);

$[S_F]$ – коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба, выбираемый в зависимости от технологии изготовления зубчатых колес и степени ответственности передач: $[S_F] = 1{,}4\ldots2{,}2$ (для цементированных колес $[S_F] = 1{,}5$; для передач общего назначения $[S_F] = 1{,}7$ [4, с. 15]).

Таблица 3.17

Значения коэффициента K_{Fv} [12, с. 43]

Степень точности	Поверхностная твердость зубьев	Значения K_{Fv} при окружной скорости в зацеплении, м/с		
		3	3–8	8–12,5
7	⩽ 350 НВ	1,15 / 1,00	1,35 / 1,00	1,45 / 1,20
	> 350 НВ	1,15 / 1,00	1,25 / 1,00	1,35 / 1,10
8	⩽ 350 НВ	1,25 / 1,10	1,45 / 1,30	– / 1,40
	> 350 НВ	1,20 / 1,10	1,35 / 1,20	– / 1,30

Примечание. В числителе указаны значения коэффициента K_{Fv} для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых.

Таблица 3.18

Значения $\sigma_{F_{limb}}$, соответствующие базовому числу циклов N_{FG} [5, с. 147]

Вид термообработки	Твердость сердцевины зубьев	Марка стали	$\sigma_{F_{limb}}$, МПа
Улучшение	180…350 НВ	45, 35ХМ, 40Х, 40ХН	1,75НВ*
Закалка ТВЧ по всему контуру ($m \geqslant 3$мм)	27…35 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	600…700
Закалка ТВЧ сквозная ($m < 3$ мм)	48…53 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	500…600
Азотирование	52…62 HRC	40ХНМА	12 HRC* + 290
Цементация	56…63 HRC	20Х, 20ХНМ, 18ХГТ	850…950

Примечание. НВ*, HRC* – средние значения твердости сердцевины зубьев.

Фактическое число циклов нагружения зубьев N определяют по зависимости (3.3). Коэффициент долговечности Y_N вычисляют по следующей формуле [4, с. 15]:

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_0}{N}},$$

где N – фактическое число циклов нагружения зубьев;

N_0 – базовое число циклов нагружения зубьев;

q – показатель степени корня (для улучшенных зубчатых колес $q = 9$; для закаленных и поверхностно упрочненных зубчатых колес $q = 6$).

Прочность зуба количественно можно оценить путем вычисления относительного расхождения фактических и допускаемых напряжений изгиба:

$$\Delta\sigma_F = \frac{|\sigma_{FP} - \sigma_F|}{\sigma_{FP}} \cdot 100\%.$$

Поскольку основная причина разрушения закрытых передач – усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, то допустимо превышение запаса прочности зубьев по напряжениям изгиба более 15%.

Итак, нагрузочная способность большинства закрытых зубчатых передач ограничивается контактной прочностью зубьев, а не изгибной [4, с. 159].

Если зуб перегружен, т. е. $\sigma_F > \sigma_{FP}$ более чем на 5%, то следует:

- увеличить длину зуба, т. е. принять больший коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию ψ_{ba};
- перейти к большему стандартному значению модуля, соответственно изменяя числа зубьев шестерни и колеса.

Затем необходимо повторить проверочный расчет зубьев на изгиб.

При этом межосевое расстояние передачи не следует изменять, чтобы не нарушилась контактная прочность передачи.

3.7. Эскизирование зубчатых цилиндрических передач

С целью дальнейшего проектирования редуктора – выбора и расчета валов и опорных узлов – необходимо выполнить эскизную компоновку рассчитанной зубчатой цилиндрической передачи. Эскизировать передачу удобнее всего на миллиметровой бумаге формата А1 или А2 (в зависимости от выбранного масштаба) в виде разреза по плоскости стыка крышки и корпуса редуктора.

Формат листа разделить по высоте пополам и провести горизонтальную штриховую тонкую линию построения (ТЛП) – ось симметрии корпуса редуктора по ширине.

Для *развернутой схемы передачи и схемы с раздвоенной ступенью* сделать отступ от левой кромки формата на 150 мм, провести вертикальную осевую линию – ось первого быстроходного вала редуктора (рис. 3.6). На расстоянии, равном межосевому расстоянию первой ступени a_{w1}, провести вторую вертикальную осевую линию – ось промежуточного вала редуктора. Затем на расстоянии, равном межосевому расстоянию второй ступени a_{w2}, провести третью вертикальную осевую линию – ось тихоходного вала редуктора.

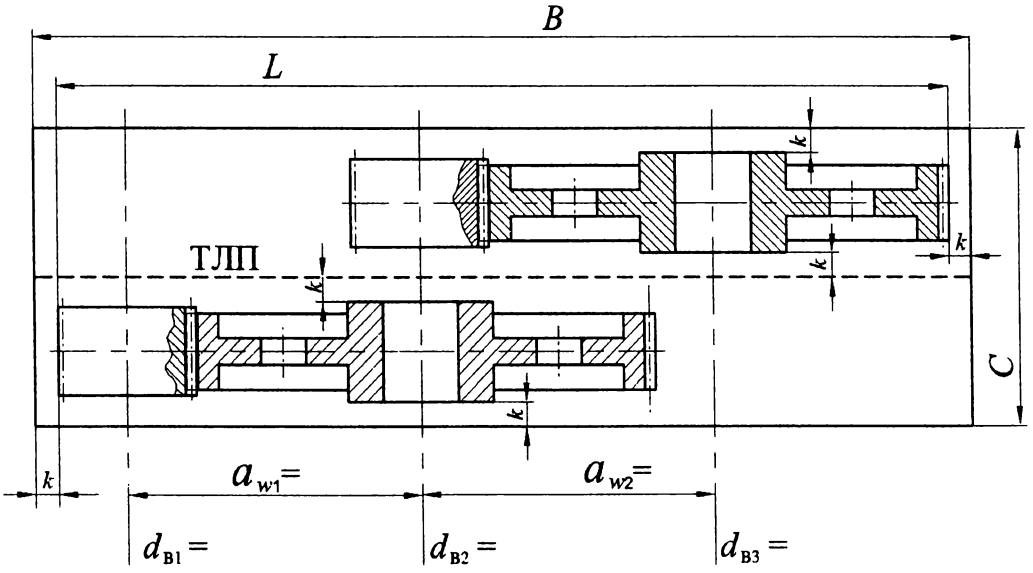


Рис. 3.6. Первый этап эскизной компоновки двухступенчатого редуктора:
a_{w1}, a_{w2} – межосевые расстояния ступеней редуктора; $d_{в1}$, $d_{в2}$, $d_{в3}$ – обозначения диаметров валов редуктора; B, C – длина и ширина днища картера редуктора; L – габаритная длина передач

Для *развернутой схемы передачи* от горизонтальной ТЛП отложить вниз размер k, провести новую ТЛП, затем от нее отложить вниз отрезок длиной, равной ширине шестерни b_{w1}, и провести еще одну горизонтальную ТЛП. От оси первого вала редуктора вправо и влево отложить по $0{,}5d_1$ и провести вертикальные осевые линии в пределах ширины шестерни – получился делительный цилиндр шестерни. Добавив в обе стороны к делительному цилиндру по высоте головки зуба ($h_a = m$), построить цилиндр выступов шестерни (рис. 3.7). Отступив внутрь (относительно делительного цилиндра) по высоте ножки зуба ($h_f = 1{,}25m$), построить цилиндр впадин. Если шестерня сконструирована заодно с валом, то необходимо выполнить вырыв по ее зубу (рис. 3.7).

Аналогично следует построить делительный цилиндр, цилиндры впадин и выступов колеса.

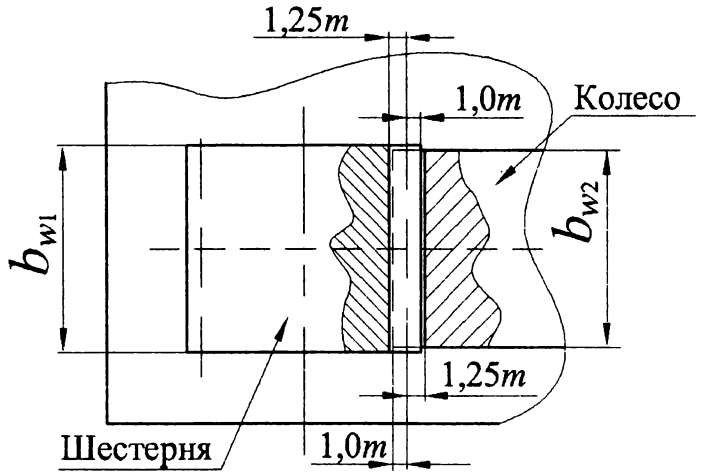


Рис. 3.7. Зацепление цилиндрических колес:
b_{w1} – ширина шестерни; m – модуль

Для *схемы с раздвоенной ступенью* построения следующие: от горизонтальной ТЛП отложить вверх и вниз размер $M = 0{,}5b_{w1} + 10$ мм и провести горизонтальные ТЛП – это зарезервированное расстояние для шестерни второй ступени (рис. 3.8). Затем построить шестерни и колеса первой ступени редуктора точно так же, как и для развернутой схемы редуктора.

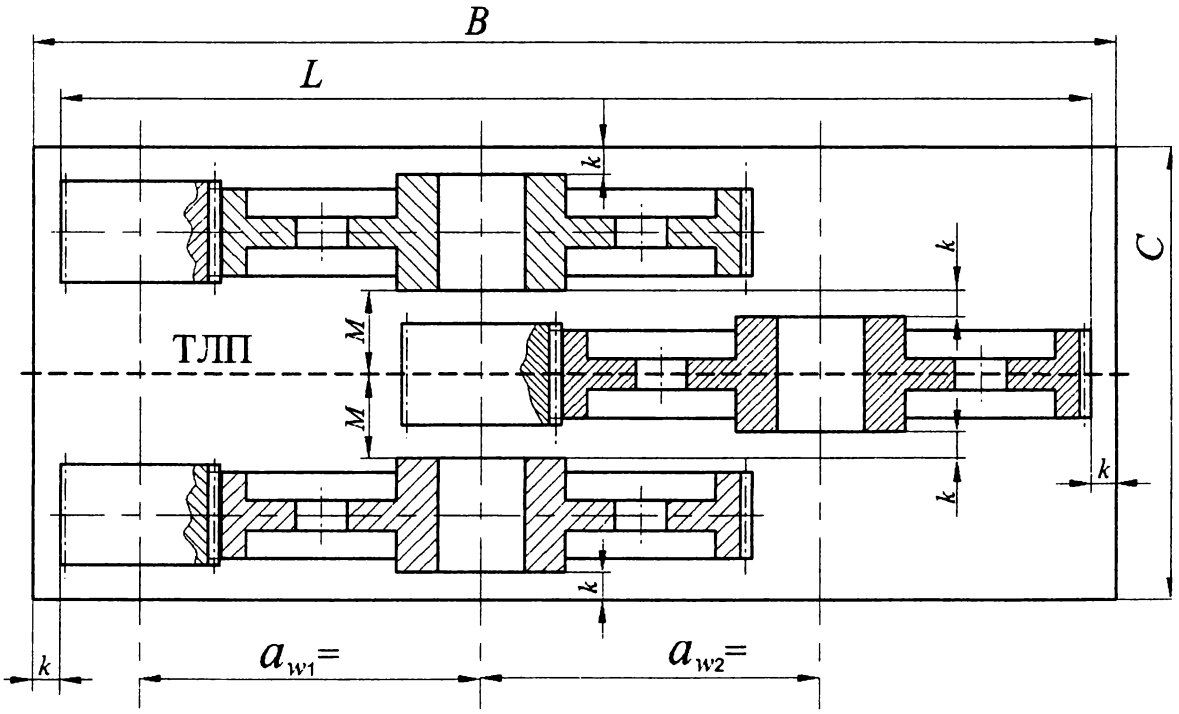


Рис. 3.8. Эскизная компоновка цилиндрического редуктора с раздвоенной первой ступенью

Для *эскизирования соосной схемы передач* надо поделить пополам формат листа по ширине и провести вертикальную ТЛП. От этой линии вправо и влево отложить по $0{,}5\alpha_w$ (рис. 3.9) и провести вертикальные осевые линии – оси валов передач редуктора: слева – осевую линию первого (входного) и третьего (выходного) соосных валов редуктора; справа – осевую линию промежуточного вала редуктора. После проведения осевых линий валов редуктора вертикальную линию построения надо удалить.

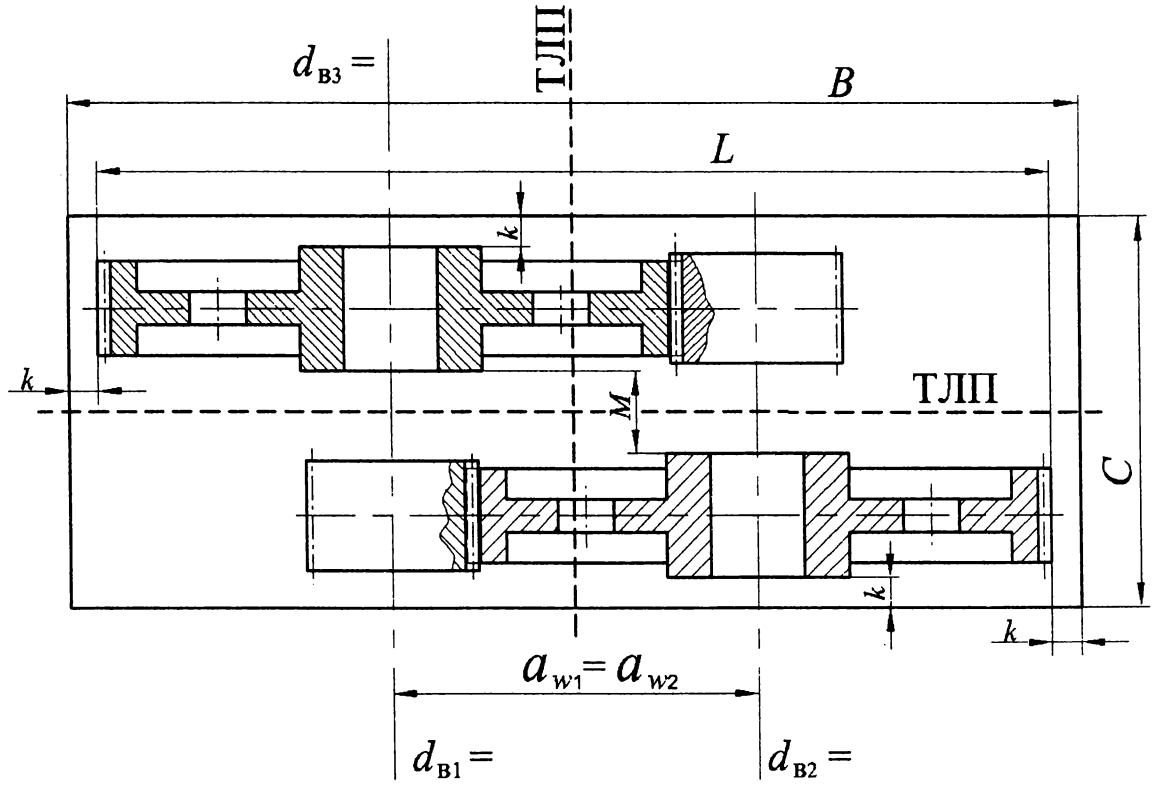


Рис. 3.9. Эскизная компоновка цилиндрического соосного редуктора

Отличительная особенность соосного редуктора – наличие внутри корпуса редуктора опоры, общей для подшипников входного и выходного валов. Поэтому ступени редуктора следует эскизировать на расстоянии M друг от друга [4, с. 49]:

$$M = B_1 + B_2 + 3k,$$

где B_1, B_2 – соответственно ширина подшипника входного и выходного валов редуктора (рис. 3.10).

Для эскизирования передач редуктора следует поделить формат листа миллиметровой бумаги пополам по высоте и провести горизонтальную

ТЛП. От нее отложить вверх и вниз расстояния, равные 0,5M (см. рис. 3.9). Через конечные точки отрезка длиной M провести горизонтальные тонкие линии, от которых выполнить построение:

• первой ступени редуктора (вниз от ТЛП): построить шестерню и колесо;

• второй ступени редуктора (вверх от ТЛП): построить шестерню и колесо, но шестерню поместить на ось промежуточного вала, а колесо – на ось выходного вала, соосного с входным валом редуктора (см. рис. 3.9).

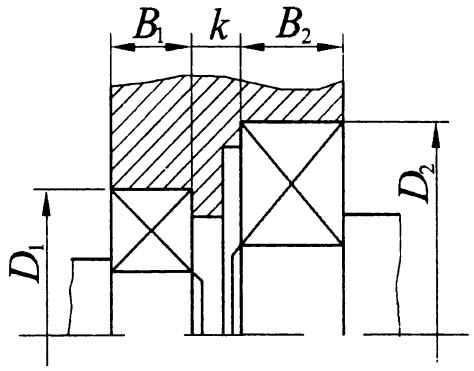


Рис. 3.10. Эскиз соосной опоры цилиндрического редуктора

Завершить первый этап эскизирования передач редуктора следует построением внутренней стенки корпуса редуктора. Для этого на расстоянии k = (10...15) мм от внешних контуров шестерен и колес провести линию внутренней стенки корпуса редуктора шириной C и длиной B (см. рис. 3.6, 3.8 и 3.9).

3.8. Выбор способа и сорта смазки зубчатых цилиндрических передач

Наиболее широко применяемым способом смазки редукторных передач является картерный способ: в корпус редуктора заливают масло так, чтобы колеса передач были в него погружены. При окружных скоростях в зацеплениях колес передач от 1 до 12 м/с разбрызгиваемым маслом смазываются подшипниковые узлы. При этом масло попадает на внутреннюю стенку крышки редуктора, стекает по ней, проникая в подшипники опор валов, и возвращается в картер редуктора.

При окружных скоростях в зацеплениях колес свыше 12 м/с масло сбрасывается с зубьев центробежными силами, зацепление работает в ус-

ловиях недостаточной смазки, а подшипникам смазки не достается вообще. При этом рекомендуется использовать централизованную систему смазки, в которой она подается раздельно в каждый узел трения редуктора. Применение централизованной системы смазки дорогостояще.

При окружных скоростях в зацеплениях колес менее 1 м/с зацепления колес смазываются надежно, но колеса не разбрызгивают масло и подшипники приходится смазывать раздельно консистентной смазкой. В этом случае подшипники изолируют от колес передачи мазеудерживающими кольцами (на эскизной компоновке следует зарезервировать места для установки этих колец – по 10...15 мм от внутренней стенки корпуса в сторону опор валов).

При жидкой смазке передач двухступенчатого цилиндрического редуктора достаточно погрузить в масляную ванну зубчатое колесо тихоходной ступени, если окружная скорость в зацеплении не менее 1 м/с [4, с. 200]. Глубина погружения колеса в масло не должна превышать 0,25 радиуса колеса [6, с. 244].

При скорости в зацеплении тихоходной ступени менее 1 м/с в масляную ванну погружают колеса обеих ступеней редуктора. Глубина погружения в масло колеса быстроходной ступени должна быть не более $4{,}5m$, а колеса тихоходной ступени – не более 0,25 его радиуса [6, с. 244].

Разделение передаточного числа редуктора между ступенями следует выполнять так, чтобы диаметры колес обеих ступеней были примерно одинаковы, что облегчит решение вопросов смазки зацеплений. Если диаметры колес очень разнятся, то нужно погрузить в масляную ванну колесо тихоходной ступени, а для смазывания зацепления быстроходной ступени применить специальную смазывающую шестерню. Ее изготавливают из неметалла, она имеет тот же модуль, что и колесо. Под нее внутри корпуса редуктора делают прилив, в который устанавливают консольно ось шестерни.

Объем масляной ванны (л) вычисляют по следующей зависимости [6, с. 244]:

$$V = (0{,}3...0{,}8) \cdot P_1, \qquad (3.12)$$

где P_1 – мощность на входном валу редуктора, кВт.

По формуле (3.12) рассчитывают минимально необходимый и максимально допустимый объемы масляной ванны. По эскизной компоновке определяют площадь дна картера: $S = B \cdot C$ (см. рис. 3.6).

Уровни масла вычисляют по зависимостям

$$h_{\min} = 0{,}3P_1 / S; \quad h_{\max} = 0{,}8\, P_1 / S.$$

Днище картера корпуса редуктора располагают на расстоянии b_0 от цилиндра выступов зубьев тихоходного колеса. Размер b_0 вычисляют по следующей формуле [4, с. 48]:

$$b_0 \geqslant 3(\sqrt[3]{L} + 3),$$

где L – габаритная длина передач редуктора, мм (см. рис. 3.6).

Контроль уровней масла в картере редуктора осуществляют с помощью маслоуказателей. Самый простой способ контроля уровней масла заключается в применении двух стандартных пробок. Возможно использование одной пробки, устанавливаемой по верхнему уровню масла (рис. 3.11). Рационально применение трех пробок одновременно: на корпусе редуктора выполняют прилив, на котором и располагают все три пробки. Две верхние пробки позволяют контролировать уровни масла, а нижняя пробка закрывает отверстие, через которое сливают отработанное масло (см. рис. 3.9). Размеры пробок приведены в табл. 3.19 [4, с. 205].

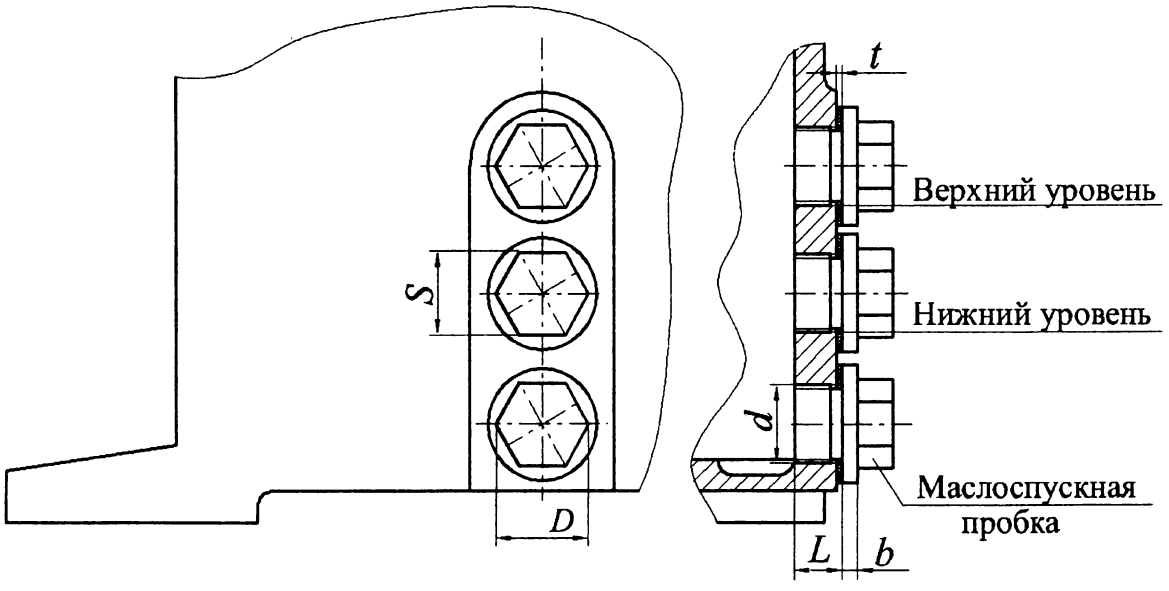


Рис. 3.11. Пример использования пробок в качестве маслоуказателей

Маслоспускные пробки с цилиндрической резьбой не создают достаточно надежного уплотнения, поэтому под головку пробки устанавливают уплотняющую прокладку из фибры, алюминия, паронита или маслобензо-

стойкой резины [4, с. 205]. Пробки с конической резьбой обеспечивают герметичность соединения и прокладок не требуют.

Таблица 3.19

Размеры пробок, мм

Резьба	*d*	*D*	*S*	*L*	*b*	*t*
Цилиндрическая резьба						
М16×1,5–8*g*	16,0	25,00	21,9	24,0	3,0	3
М20×1,5–8*g*	20,0	30,00	25,4	25,0	4,0	3
Коническая резьба						
К 1/2"	21,2	21,54	–	13,5	8,1	–
К 3/4"	26,6	26,89	–	14,0	8,6	–

Примечание. Обозначения параметров даны в соответствии с рис. 3.11.

Если объем масляной ванны и уровни масла не позволяют использовать пробки (разница в уровнях масла мала), то применяют жезловой маслоуказатель (рис. 3.12). Он является сборочной единицей, так как может быть изготовлен, например, из пробки и стержня, соединенных между собой сварным швом.

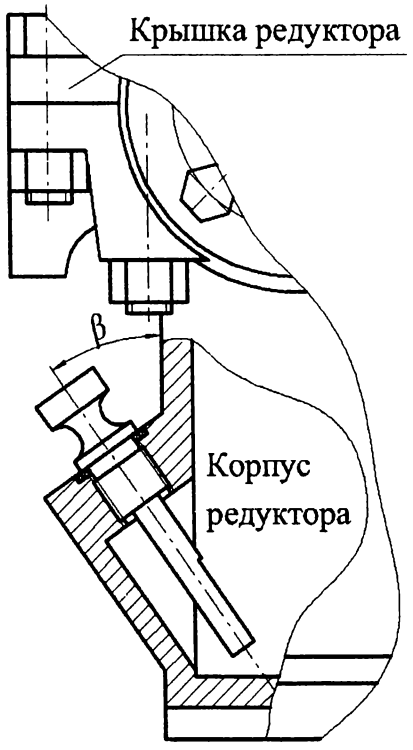


Рис. 3.12. Жезловой маслоуказатель

Угол наклона прилива к стенке корпуса редуктора определяется местоположением маслоуказателя. Угол наклона должен обеспечивать возможность ввинчивания маслоуказателя в прилив и контроль уровней масла в картере редуктора.

Расположение прилива под углом β к стенке корпуса редуктора вызывает некоторые технологические трудности при изготовлении формы литого корпуса и сверлении отверстия под маслоуказатель (величина угла β определяется возможностью установки маслоуказателя в отверстие прилива). Поэтому установка маслоуказателя вертикально упрощает изготовление корпуса в целом. Для этого на крышке редуктора выполняют прилив, в котором сверлят отверстие и нарезают резьбу под маслоуказатель[1].

Выбор марки масла основан на практическом опыте эксплуатации редукторных передач. Он зависит как от величины окружной скорости в зацеплении, так и от уровня контактных напряжений в зоне зацепления зубьев. Чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла; чем больше контактные напряжения в зацеплении, тем больше должна быть вязкость масла.

Выбор марки масла осуществляют в два этапа: сначала по величине фактических контактных напряжений в зацеплении колес выбирают вязкость масла (табл. 3.20), а затем по вязкости масла – его марку (табл. 3.21).

Таблица 3.20

Кинематическая вязкость масла для зубчатых передач при 40 °С [4, с. 200]

Контактные напряжения σ_H, МПа	Кинематическая вязкость масла, мм^2/с, при окружной скорости в зацеплении, м/с		
	до 2	2…5	св. 5
До 600	34	28	22
600…1000	60	50	40
1000…1200	70	60	50

Таблица 3.21

Выбор марки масла [4, с. 200]

Параметр	Значения параметра			
Вязкость масла, мм^2/с	19…25	29…35	41…51	61…75
Марка масла	И-Л-А-22	И-Г-А-32	И-Г-А-46	И-Г-А-68

[1] Другие виды маслоуказателей рассмотрены в специальной литературе [4, 12].

Принято считать, что при окружной скорости в зацеплении тихоходной ступени более 1 м/с достаточно погрузить в масляную ванну только тихоходное колесо.

При окружной скорости менее 1 м/с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней редуктора. Минимальный уровень погружения колес в масло равен двум модулям зацепления (но не менее 10 мм), а максимальный уровень достигает 0,25 диаметра колеса тихоходной ступени [4, с. 200].

Маркировка индустриальных масел состоит из четырех частей:

- 1-я часть: И – индустриальное;
- 2-я часть – назначение масла: Г – для гидравлических систем, Т – для тяжелонагруженных узлов;
- 3-я часть – эксплуатационные свойства: А – масло без присадок; С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками; Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками;
- 4-я часть – класс кинематической вязкости (среднее значение вязкости см. в табл. 3.21).

3.9. Конструирование зубчатых цилиндрических передач

3.9.1. Конструирование цилиндрических шестерен

После эскизирования передачи на миллиметровой бумаге следует приступить к конструированию шестерни и колеса. Шестерни проектируют в двух вариантах:

1) вместе с валом (вал-шестерня);

2) отдельно от вала (насадная шестерня).

Заодно с валом шестерню конструируют при выполнении следующего условия [6, с. 139]:

$$d_a < 2d_в,$$

где d_a – диаметр окружности выступов шестерни, мм;

$d_в$ – диаметр вала под шестерней, мм.

Рекомендуемый минимальный размер одной ступени на валу (для осевой фиксации насаживаемой детали) равен в среднем 4...5 мм [3, с. 137]. Поэтому диаметр вала под шестерней получается увеличенным на 10 мм (по отношению к диаметру хвостовика), так как необходима одна ступень для осевой фиксации полумуфты на хвостовике вала, а вторая ступень – для осевой фиксации подшипника (рис. 3.13).

Конструкции вала-шестерни могут быть разнообразными в зависимости от соотношения диаметра выступов d_a и диаметра вала под подшипниками $d_{пк}$. Описание конструкций быстроходных валов приведено в учебном пособии «Конструирование узлов и деталей машин» [4].

Насадные шестерни (рис. 3.14) изготавливают из прутков (проката). Толщину обода h шестерни назначают в зависимости от величины модуля (табл. 3.22).

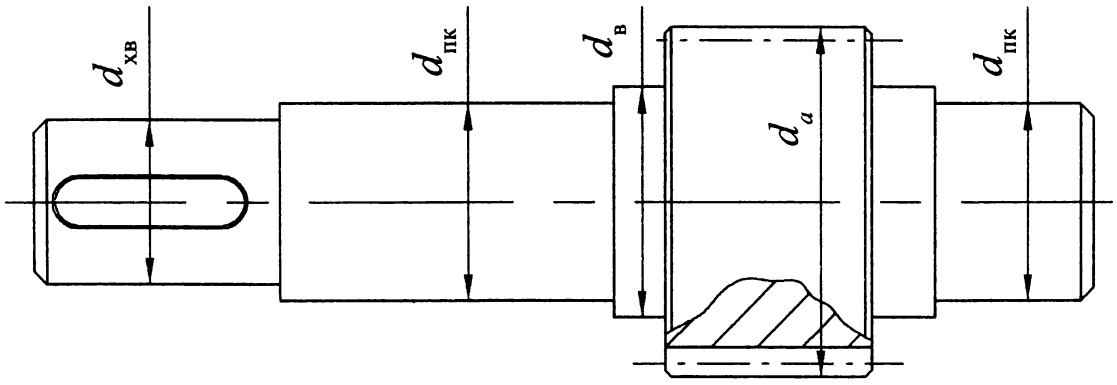


Рис. 3.13. Вал-шестерня

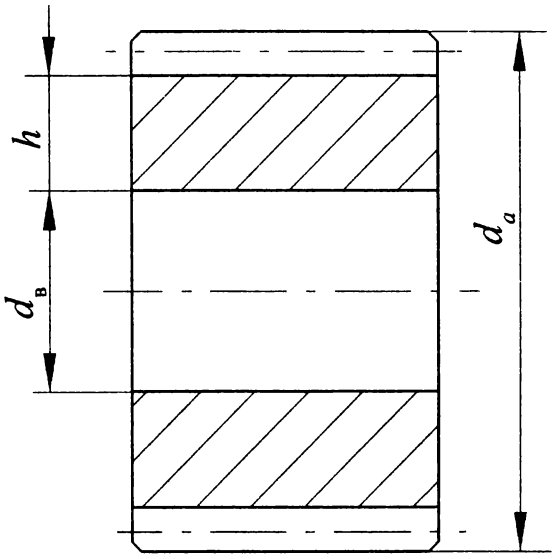


Рис. 3.14. Насадная шестерня

Таблица 3.22

Толщина обода шестерни [6, с. 139]

m, мм	h, мм	m, мм	h, мм
1,5	4,0m	4,0	3,0m
2,0	3,8m	5,0	2,8m
2,5	3,5m	6,0	2,5m
3,0	3,3m	–	–

На торцах зубьев шестерни снимают фаски размером $f = (0{,}5\ldots0{,}6)m$. Внутренний посадочный цилиндр диаметром $d_в$ обрабатывают с полем допуска *H*7. Шероховатость этой поверхности *Ra* 3,2 [6, с. 139].

3.9.2. Конструирование цилиндрических колес

Цилиндрические колеса бывают кованые, штампованные, сварные и литые. При диаметрах колес менее 200 мм их изготовляют из прутка, при бóльших диаметрах заготовки получают свободной ковкой. Колесо состоит из зубчатого венца, ступицы, которой оно насаживается на вал, и диска, соединяющего зубчатый венец со ступицей (рис. 3.15).

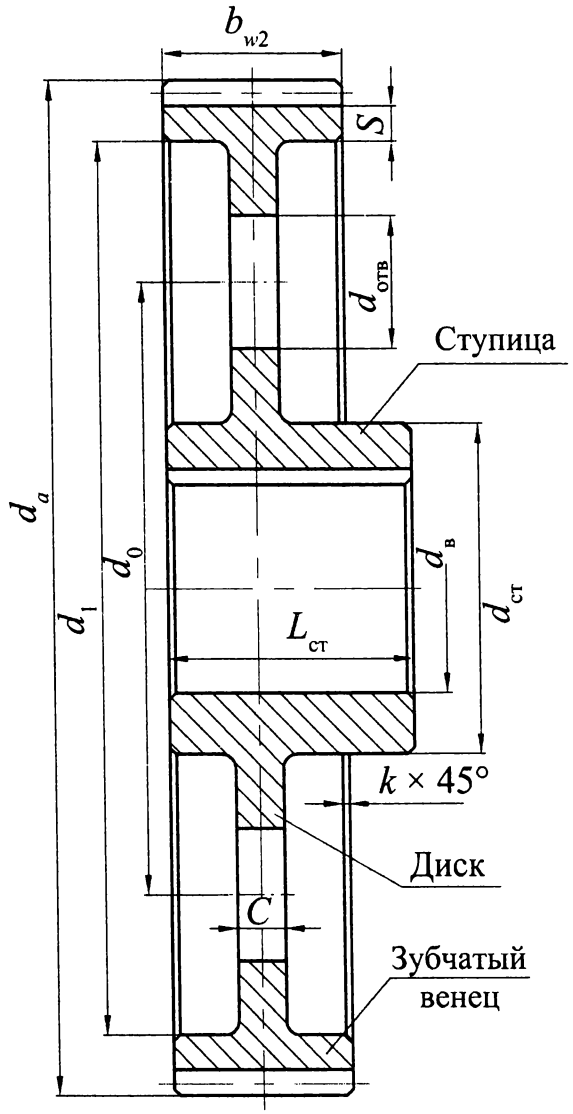


Рис. 3.15. Зубчатое штампованное колесо

Длину ступицы колеса выполняют либо равной ширине зубчатого венца, либо большей длины, причем выступающей в сторону одного торца.

Редко (в одноступенчатых редукторах) ступицу делают симметрично выступающей в обе стороны.

Диаметр и длину ступицы вычисляют в функции посадочного диаметра вала $d_в$. Наружный диаметр стальной ступицы $d_{ст} = 1{,}5d_в$, чугунной ступицы $d_{ст} = 1{,}6d_в$; длина ступицы $L_{ст} = (0{,}8\ldots1{,}5)d_в$. Чаще всего ступицу конструируют длиной $L_{ст} = (1{,}0\ldots1{,}2)d_в$ [4, с. 68].

Толщину диска C рассчитывают по формуле $C = (0{,}35\ldots0{,}40)b_{w2}$ [6, с. 139]. Толщину обода зубчатого венца определяют через модуль и ширину зубчатого венца: $S = 2{,}2m + 0{,}05b_{w2}$ [4, с. 68].

Диаметр окружности, на которой расположены центры отверстий в диске колеса, вычисляют по зависимости $d_{отв} = (d_1 - d_{ст})/2$.

Для облегчения колеса в его диске делают 4…6 отверстий, диаметр которых определяют по следующей формуле [6, с. 139]:

$$d_{отв} = (0{,}35\ldots0{,}40) \cdot (d_1 - d_{ст}).$$

Шевронные зубчатые колеса отличаются от прямозубых и косозубых увеличенной шириной, так как минимальный коэффициент ширины зубчатого венца равен $\psi_{ba} = 0{,}5$. Между полушевронами выполняют канавку для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья (рис. 3.16). Ширина этой канавки a определяется диаметром фрезы и зависит от модуля зубьев (табл. 3.23). Глубина канавки составляет $h = 2{,}5m$.

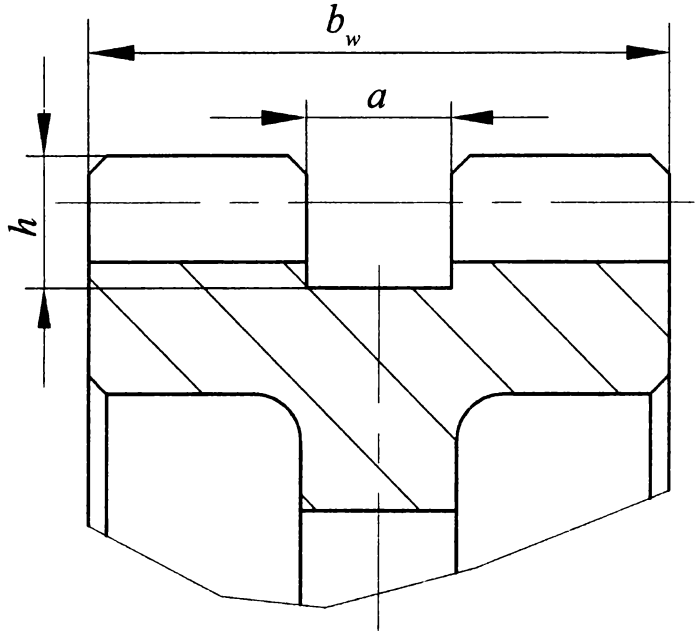


Рис. 3.16. Канавка на зубчатом венце шевронного колеса

На торцах зубчатого венца цилиндрического колеса снимают фаски размером $k = (0{,}5...0{,}6)\,m$ под углом 45° для колес прямозубых, косозубых и шевронных при НВ < 350; под углом 15...20° для косозубых и шевронных колес при НВ > 350 [4, с. 68].

Таблица 3.23

Ширина канавки между полушевронами [4, с. 71]

Параметр	Значения параметра									
m, мм	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0
a, мм	32	38	42	48	53	60	67	75	85	100

Острые кромки на торцах ступицы притупляют фасками, размеры которых зависят от величины посадочного диаметра ступицы $d_в$ (табл. 3.24).

Таблица 3.24

Размеры фасок на ступице зубчатого колеса [4, с. 69]

Параметр	Значения параметра						
$d_в$, мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250
f, мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Штампованные и кованые колеса изготовляют при величине диаметра выступов не более 500 мм. При размерах колес свыше 500 мм их делают сварными или литыми [4, с. 68–70; 6, с. 138–139].

3.10. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей зубчатого цилиндрического колеса

Технологию изготовления цилиндрических зубчатых колес можно представить в виде следующих укрупненных операций:

1) штампованную или кованую заготовку подвергают механической обработке по одному торцу;

2) растачивают посадочный цилиндр ступицы (поле допуска $H7$) и механически обрабатывают наружную поверхность цилиндра выступов (поле допуска $h8$);

3) механически обрабатывают другой торец колеса;

4) обработанную таким образом заготовку надевают на оправку и нарезают зубья.

Нарезание зубьев цилиндрических колес внешнего зацепления осуществляют с помощью червячных фрез и долбяков методом обкатки. Нарезание зубьев по этому методу основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент, а другим – заготовка колеса.

В качестве основной базы при изготовлении зубчатого цилиндрического колеса принимают ось посадочного цилиндра ступицы, так как длина ступицы $l > 0{,}8d_в$ [4, с. 63]. На посадочный цилиндр назначают допуск формы – допуск цилиндричности, равный половине допуска на размер [4, с. 394].

До нарезания зубьев заготовку колеса механически обрабатывают по цилиндру выступов с допуском на радиальное биение относительно основной базы (табл. 3.25).

Таблица 3.25

Радиальное биение на диаметр выступов d_a [6, с. 140]

Степень точности	Радиальное биение, мкм, при диаметре d_a, мм						
	$\leqslant 50$	$\leqslant 80$	$\leqslant 120$	$\leqslant 200$	$\leqslant 320$	$\leqslant 500$	$\leqslant 800$
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

На оба торца зубчатого венца и на оба торца ступицы назначают допуски на торцевое биение. Величину допуска назначают с учетом степени точности изготовления и размеров колеса (см. табл. 3.25).

Примеры нанесения допусков формы и расположения поверхностей на чертеж зубчатого цилиндрического колеса приведены на рис. 3.17. Если колесо не имеет плоскости симметрии по зубчатому венцу, то допуск на торцевое биение ставят с обеих сторон и на зубчатый венец, и на ступицу колеса (рис. 3.17, *а*). Если же колесо симметричное, то допуск на торцевое биение наносят один раз, но так, чтобы линия стрелки-указателя допуска являлась продолжением размерной линии (рис. 3.17, *б*).

На цилиндр выступов зубчатого венца колеса проставляют допуск на радиальное биение. Величину этого допуска следует выбирать по табл. 3.26

в зависимости от степени точности изготовления передачи и диаметра заготовки колеса.

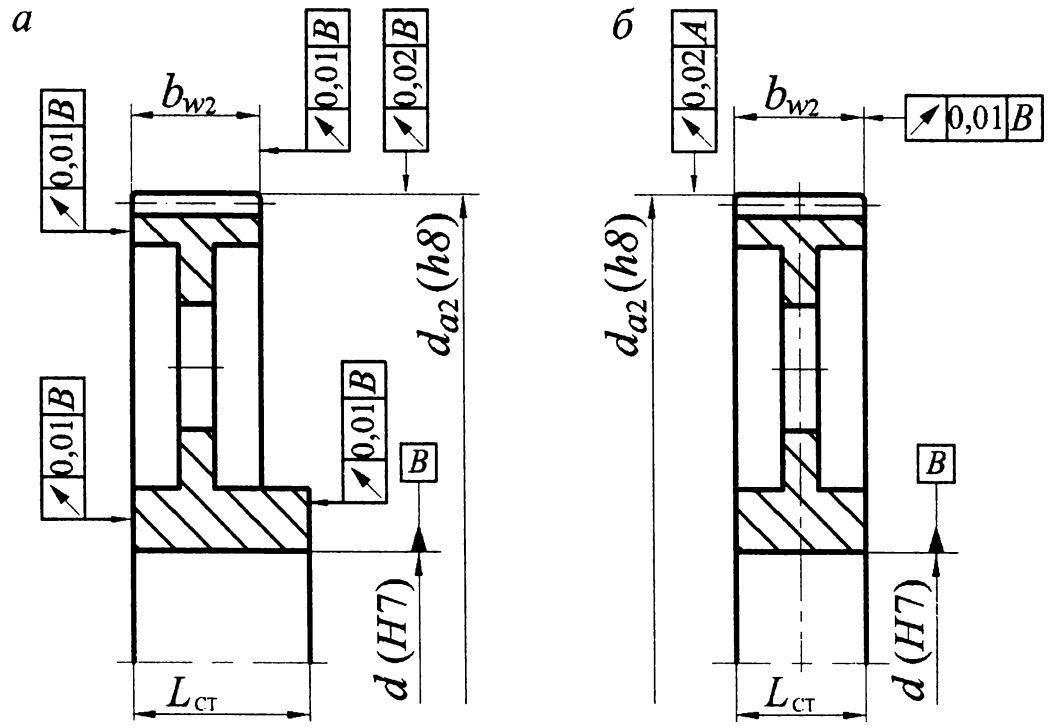


Рис. 3.17. Нанесение допусков расположения на поверхности цилиндрических зубчатых колес: несимметричного (*а*) и симметричного (*б*)

Таблица 3.26

Торцевое биение зубчатого венца и ступицы цилиндрического колеса [6, с. 140]

Степень точности	Торцевое биение, мкм				
	венца колеса d = 100 мм шириной b_w		ступицы ($L_{ст} \leqslant d_в$) при $d_в$		
	до 55 мм	55…100 мм	до 50 мм	до 80 мм	св. 80 мм
6	17	9	20	30	40
7	21	11	20	30	40
8	26	14	30	40	50
9	34	18	30	40	50

Примечания:

1. При делительном диаметре колеса d, отличном от 100 мм, табличное значение допуска на торцевое биение зубчатого венца следует поделить на 100 и умножить на величину делительного диаметра.

2. При длине ступицы $L_{ст} > d_в$ величину допуска на торцевое биение ступицы следует увеличить на 40…50%.

На посадочный внутренний цилиндр ступицы колеса проставляют допуск цилиндричности и допуск на размер. Ось этого цилиндра принимают за основную базу при изготовлении и монтаже колеса и присваивают ей имя, например обозначают буквой В (см. рис. 3.17).

Шероховатость поверхностей цилиндрического колеса назначают в зависимости от точности изготовления его поверхностей по ГОСТ 2789–73:

• базовый цилиндр ступицы – *Ra* 1,6…3,2 мкм при диаметре до 80 мм и *Ra* 3,2…6,3 мкм при диаметре свыше 80 мм;

• торцы зубчатого венца, ступицы и зубьев – в соответствии со степенью точности изготовления передачи (табл. 3.27);

• остальные поверхности – *Ra* 6,3…2,5 мкм.

Таблица 3.27

Шероховатость зубчатого цилиндрического колеса *Ra* [6, с. 140]

Поверхность колеса	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
Боковая поверхность зубьев	0,8	0,8…1,6	1,6…3,2	3,2…6,3
Цилиндр вершин зубьев	1,6	1,6…3,2	3,2…6,3	6,3…12,5
Торцы зубчатого венца	1,6	1,6	3,2	3,2…6,3
Торцы ступицы	1,6	3,2	3,2	6,3

На чертежах шероховатость поверхностей деталей проставляют в соответствии с ГОСТ 3.309–73 (с изменением от 28.05.2002). Если конструктор регламентирует способ обработки поверхности колеса по данному чертежу, то используется знак шероховатости с треугольником (рис. 3.18, *а*). Если какую-то поверхность по данному чертежу не обрабатывают, то знак шероховатости содержит окружность, помещенную в угол знака (рис. 3.18, *б*).

Наиболее предпочтительным является знак в виде математического корня квадратного (рис. 3.18, *в*). Этот знак шероховатости проставляют, если конструктор не регламентирует вид обработки поверхности детали.

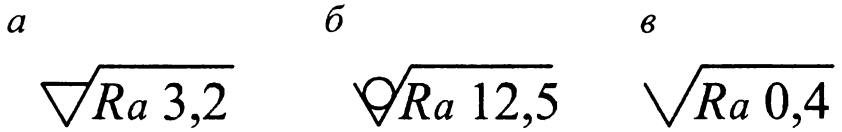


Рис. 3.18. Обозначение шероховатости на чертежах

3.11. Пример оформления чертежа зубчатого цилиндрического колеса

В зависимости от размеров колеса выбирают формат чертежа (лучше всего – масштаб 1 : 1). Прежде чем начать чертить колесо, следует распланировать поле формата:

• вычертить рамку формата, отчертить основную надпись (185 × 55 мм) в правом нижнем углу формата;

• зарезервировать место над основной надписью для технических требований шириной 185 мм, высотой примерно 80 мм;

• оставить место для угловой надписи (14 × 70 мм) в левом верхнем углу формата;

• вычертить угловую таблицу параметров (110 × 120 мм) в верхнем правом углу формата.

И только после этого следует оценить оставшееся поле формата и правильно расположить чертеж зубчатого цилиндрического колеса. Колесо вычерчивают в одной проекции – в виде осевого разреза (рис. 3.19).

На чертеже колеса проставляют размеры в следующем порядке:

1) габаритные размеры;

2) размеры посадочного места: внутренний диаметр с допуском на размер, ширину и наружный диаметр ступицы;

3) размеры зубчатого венца: диаметры выступов и впадин, ширину зубчатого венца;

4) размеры диска колеса: диаметр центров отверстий в диске колеса, число и диаметр отверстий в диске колеса, толщину диска колеса.

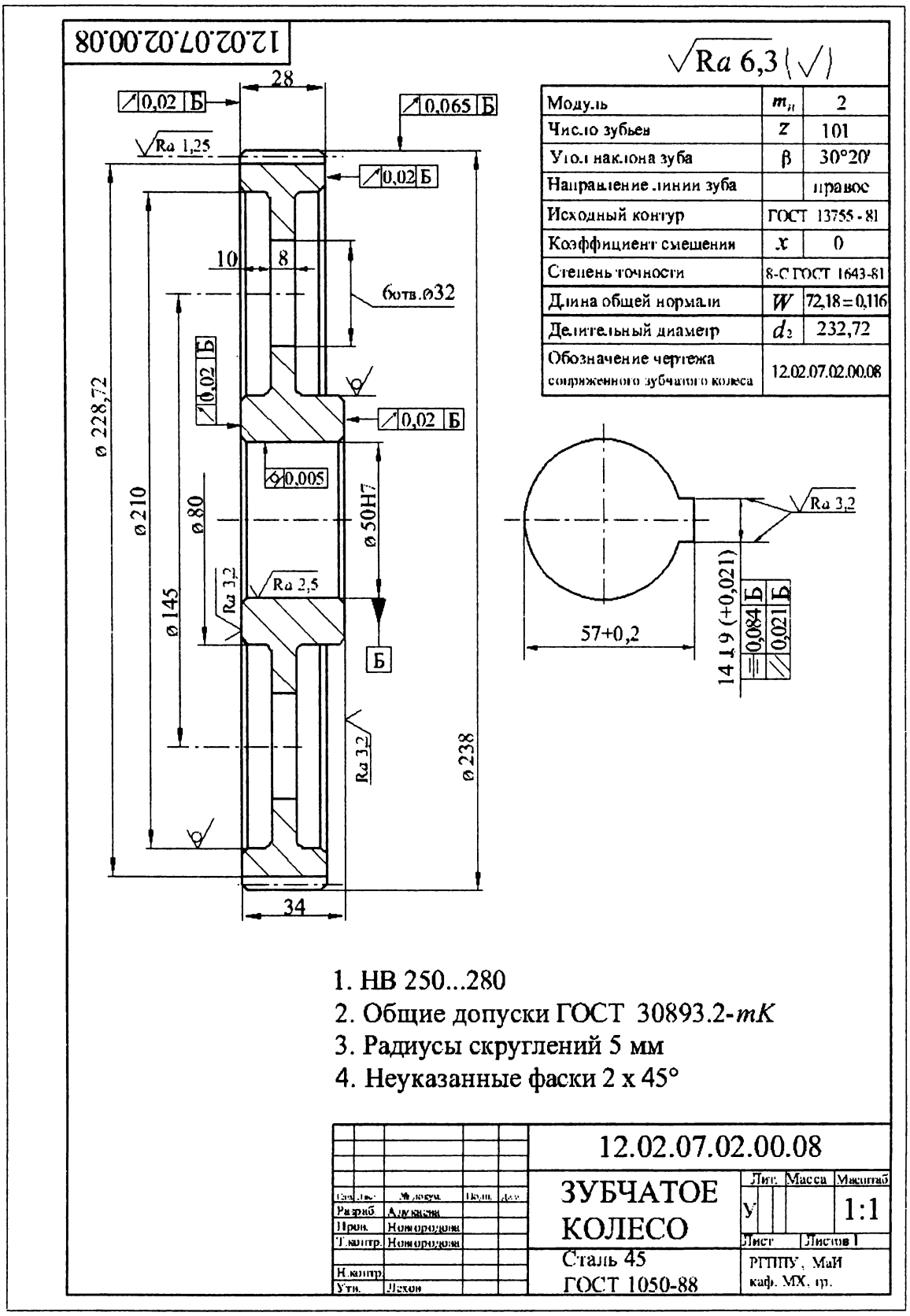
Затем на чертеж наносят обозначение основной базы – оси посадочного цилиндра ступицы, а также допуски формы и расположения поверхностей колеса:

• допуск цилиндричности на внутренний посадочный диаметр;

• допуск радиального биения на цилиндр выступов зубьев;

• допуски торцевого биения относительно базы колеса на торцевые поверхности зубчатого венца и ступицы (см. рис. 3.19).

В последнюю очередь проставляют обозначения параметров шероховатости поверхностей колеса.



Модуль	m_n	2
Число зубьев	z	101
Угол наклона зуба	β	30°20′
Направление линии зуба		правое
Исходный контур	ГОСТ 13755 - 81	
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности	8-С ГОСТ 1643-81	
Длина общей нормали	W	72,18 = 0,116
Делительный диаметр	d_2	232,72
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса	12.02.07.02.00.08	

Рис. 3.19. Пример чертежа зубчатого цилиндрического колеса

Важным этапом работы над чертежом является заполнение угловой таблицы параметров зубчатого венца. Эта таблица состоит из трех частей, отделенных друг от друга сплошной основной линией (рис. 3.20).



Рис. 3.20. Угловые таблицы параметров для изготовления зубчатых цилиндрических колес:
а – прямозубого; *б* – косозубого

В первой части таблицы приводят данные для нарезания зубьев:

- модуль;
- число зубьев;
- угол наклона (для прямозубых колес этой строки в таблице нет);
- направление линии зуба: правое, левое, шевронное (для прямозубых колес этой строки в таблице нет);
- нормальный исходный контур по ГОСТ 13755–81;
- коэффициент смещения исходного контура;
- степень точности и вид сопряжения по ГОСТ 1643–81.

Во второй части таблицы указывают данные для контроля норм точности изготовления, например длину общей нормали.

В третью часть таблицы вносят справочные данные:

- делительный диаметр колеса;
- обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса (шестерни) по спецификации.

На поле формата вычерчивают профиль посадочного цилиндра ступицы колеса вместо второй проекции колеса (рис. 3.21). На нем проставляют два размера: габаритный размер с учетом глубины шпоночного паза – A и размер ширины шпоночного паза $в$. На размер A назначают положительное отклонение (табл. 3.28) в зависимости от высоты шпонки h [1, с. 719].

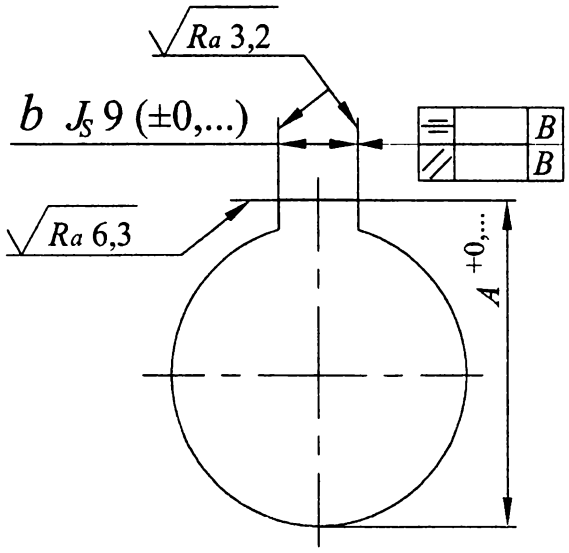


Рис. 3.21. Профиль посадочного цилиндра ступицы

Таблица 3.28

Отклонения на габаритный размер A [6, с. 125]

Высота шпонки h, мм	Отклонение на размер A, мм
2…6	+0,1
7…16	+0,2
18…50	+0,3

На ширину шпоночного паза назначают допуск в зависимости от плотности посадки ступицы на вал. В редукторных передачах чаще всего используют нормальное и плотное соединения, поэтому и допуск на ширину паза назначают *Js*9 и *P*9 соответственно (табл. 3.29).

На боковые грани паза ступицы назначают допуск параллельности t_{II} и допуск симметричности $t_{=}$ (см. рис. 3.21). Эти допуски вычисляют по величине допуска на размер ширины паза b. Допуск параллельности равен удвоенному допуску на размер ширины паза: $t_{II} = 2t_{в}$. Допуск симметричности паза равен половине допуска на размер его ширины: $t_{=} = 0{,}5t_{в}$

[2, с. 330]. Например, при ширине паза 14 мм и поле допуска *Js*9 отклонения на размер будут ± 0,021 мм (см. табл. 3.29), а допуск на ширину паза – 0,042 мм.

Таблица 3.29

Размеры шпоночных соединений [6, с. 125]

Диаметр вала $d_в$, мм	Размеры шпонки		Размеры шпоночного паза, мм					
			Допуск и отклонения на ширину паза			Глубина паза		Радиус закругления, мм
	b, мм	h, мм	Соединение нормальное		Соединение плотное	вала	ступицы	
			*N*9	*Js*9	*P*9	t_1	t_2	r
17...22	6	6	–0,030	±0,015	–0,012 –0,042	3,5	2,8	0,16...0,25
22...30	8	7	–0,036	±0,018	–0,015	4,0	3,3	
30...38	10	8			–0,051	5,0	3,3	0,25...0,40
38...44	12	8	–0,043	±0,021	–0,018			
44...50	14	9			–0,061	5,5	3,8	
50...58	16	10				6,0	4,3	
58...65	18	11				7,0	4,4	
65...75	20	12	–0,052	±0,026	–0,022	7,5	4,9	0,40...0,60
75...85	22	14			–0,074	9,0	5,4	
85...95	25	14				9,0	5,4	
95...110	28	16				10,0	6,4	
110...130	32	18	–0,062	±0,031	–0,026	11,0	7,4	
130...150	36	20			–0,088	12,0	8,4	0,70...1,00

Если боковые грани паза в ступице не будут параллельны плоскости симметрии паза, то установить ступицу на шпонку, т.е собрать соединение, станет невозможно. Поэтому допуск параллельности боковых граней плоскости симметрии паза равен половине допуска на размер ширины паза:

$$t_{II} = 0{,}5t_в = 0{,}5 \cdot 0{,}042 = 0{,}021 \text{ мм}.$$

Ширина шпоночного паза в ступице (с учетом допуска на размер) больше, чем ширина шпонки. Поэтому допуск симметричности паза в ступице принимают равным удвоенному допуску на размер ширины паза:

$$t_= = 2t_в = 2 \cdot 0{,}042 = 0{,}084 \text{ мм}.$$

Шероховатость боковых граней паза – *Ra* 3,2. Глубина паза в ступице t_2 больше высоты шпонки, выступающей над валом. Поэтому на дно паза назначают шероховатость *Ra* 6,3 или грубее.

Непосредственно над основной надписью на чертеже, но не ближе 10 мм к ней (правый нижний угол формата) располагают технические требования к изготовлению колеса. Согласно ГОСТ 2.105–95 заголовок «Технические требования» не пишут, шрифт – не менее 3,5 мм. Ширина поля технических требований равна 185 мм.

Примерная структура технических требований к изготовлению цилиндрического колеса:

1. 280 … 300 НВ (указывают твердость рабочих поверхностей зубьев).

2. Радиусы закруглений 5 мм (имеются в виду те радиусы, которые не указаны на чертеже).

3. Точность зубчатого колеса по ГОСТ 1643–81 (указывают стандарт, регламентирующий степень точности изготовления передачи).

4. Общие допуски ГОСТ 30893.2–*mK* (*m* – средний класс точности общих допусков линейных размеров, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2).

3.12. Расчет длины общей нормали

Длина общей нормали – это длина прямой, касательной к основной окружности двух разноименных профилей нескольких охватываемых зубьев Z_W.

Номинальная длина общей нормали:

• для прямозубых колес внешнего зацепления

$$W^* = (W' + 0{,}684x) \cdot m; \tag{3.13}$$

• для косозубых колес внешнего зацепления

$$W^* = (W' + W_y + 0{,}684x) \cdot m, \tag{3.14}$$

где W' – длина общей нормали при $m = 1$ мм для числа зубьев Z_W;

x – коэффициент смещения исходного контура;

W_y – поправка длины общей нормали.

Охватываемое число зубьев и W' при измерении длины общей нормали зависят от числа зубьев колеса и могут быть определены по табл. 3.30.

В таблицу параметров заносят действительную длину общей нормали с отклонением:

$$W = (W^* - E_{W\,ms}). \qquad (3.15)$$

где $E_{W\,ms}$ – наименьшее отклонение средней длины общей нормали, мм.

Таблица 3.30

Длина общей нормали W' цилиндрических колес при $x = 0$, $m = 1$ мм, $\alpha = 20^\circ$ [6, с. 133]

Z	Z_W	W'	Z	Z_W	W'	Z	Z_W	W'
17		7,6184	44		16,8530	71		26,0875
18		7,6324	45		16,8670	72		26,1015
19		7,6464	46		16,8810	73		26,1165
20		7,6604	47		16,8950	74		26,1295
21	3	7,6744	48	6	16,9090	75	9	26,1435
22		7,6884	49		16,9230	76		26,1575
23		7,7024	50		16,9370	77		26,1755
24		7,7165	51		16,9510	78		26,1855
25		7,7305	52		16,9650	79		26,1995
26		10,6966	53		19,9311	80		29,1657
27		10,7106	54		19,9452	81		29,1797
28		10,7246	55		19,9592	82		29,1937
29		10,7386	56	7	19,9732	83		29,2077
30	4	10,7526	57		19,9872	84	10	29,2217
31		10,7666	58		20,0012	85		29,2357
32		10,7806	59		20,0152	86		29,2497
33		10,7946	60		20,0292	87		29,2637
34		10,8086	61		20,0432	88		29,2777
35		13,7748	62		23,0093	89		32,2438
36		13,7888	63		23,0233	90		32,2558
37		13,8028	64		23,0373	91		32,2718
38		13,8168	65	8	23,0513	92		32,2858
39	5	13,8308	66		23,0653	93	11	32,2998
40		13,8448	67		23,0794	94		32,3139
41		13,8588	68		23,0934	95		32,3279
42		13,8728	69		23,1074	96		32,3419
43		13,8868	70		23,1214	97		32,3559

Величина $E_{W\,ms}$ определяется двумя слагаемыми: $E_{W\,ms} = E_1 + E_2$. Первое слагаемое зависит от диаметра колеса, степени точности изготовления колеса

и передачи, вида сопряжения колес (табл. 3.31); второе слагаемое – от величины допуска на радиальное биение зубчатого венца (табл. 3.32 и 3.33).

Таблица 3.31

Первое слагаемое E_1 наименьшего отклонения средней длины общей нормали [6, с. 133]

Степень точности	Вид сопряжения	Величина E_1, мкм, при делительном диаметре колеса, мм						
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
6	*D*	30	35	40	50	55	60	70
7		35	40	50	55	60	70	70
8		40	50	50	60	70	70	80
6	*C*	50	60	70	80	90	100	110
7		55	70	70	80	100	110	120
8		60	80	80	100	110	120	140
9		70	80	100	110	120	140	140
6	*B*	80	100	110	120	140	160	180
7		100	110	120	140	180	180	200
8		100	110	140	140	180	200	200
9		110	120	140	160	200	200	250

Таблица 3.32

Второе слагаемое E_2 наименьшего отклонения средней длины общей нормали в зависимости от допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r [6, с. 133]

F_r, мкм	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 до 200
E_2, мкм	7	9	11	14	18	22	25	35	45

Таблица 3.33

Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r, мкм [6, с.133]

Модуль, мм	Степень точности изготовления колеса								
	7			8			9		
	Делительный диаметр колеса, мм								
	⩽ 125	>125 ⩽400	>400 ⩽ 800	⩽ 125	>125 ⩽400	>400 ⩽ 800	⩽ 125	>125 ⩽400	>400 ⩽ 800
1,0…3,5	36	50	63	45	63	80	71	80	100
3,5…6,3	40	56	71	50	71	90	80	100	112
6,3…10,0	45	63	80	56	80	100	90	112	125

Величину действительной длины общей нормали, вычисленную по (3.12), заносят в угловую таблицу параметров с допуском T_{Wm}, который зависит от вида сопряжения, допуска на боковой зазор зубьев и допуска на радиальное биение зубчатого венца (табл. 3.34). Этот допуск записывают со знаком «минус».

Таблица 3.34

Допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm}, мкм [6, с. 133]

Вид сопряжения	Допуск на боковой зазор	Значение T_{Wm} при допуске на радиальное биение зубчатого венца, F_r, мкм							
		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
D	*d*	35	40	40	40	60	70	80	100
C	*c*	45	50	60	70	90	110	120	140
B	*b*	55	60	70	100	100	120	140	200

Пример 1

Рассчитаем длину общей нормали для прямозубого колеса внешнего зацепления с числом зубьев $Z = 42$, модулем $m = 5$ мм, без смещения исходного контура ($x = 0$), изготовленного по степени точности 8-*C*.

Последовательность расчета:

1) находим делительный диаметр колеса: $d = mZ = 210$ мм;

2) определяем по табл. 3.30 охватываемое число зубьев: $Z_W = 5$;

3) находим по табл. 3.30 длину общей нормали при $m = 1$ мм: $W' = 13{,}8728$ мм;

4) номинальную длину общей нормали вычисляем по формуле (3.13):

$$W^* = (W' + 0{,}684x) \cdot m = (13{,}8728 + 0{,}684 \cdot 0) \cdot 5 = 69{,}364 \text{ мм};$$

5) выбираем из табл. 3.32 первое слагаемое: $E_1 = 0{,}100$ мм;

6) определяем по табл. 3.33 допуск на радиальное биение: $F_r = 71$ мкм;

7) находим по табл. 3.32 второе слагаемое: $E_2 = 0{,}018$ мм при $F_r = 71$ мкм;

8) вычисляем наименьшее отклонение средней длины общей нормали:

$$E_{Wms} = E_1 + E_2 = 0{,}100 + 0{,}018 = 0{,}118 \text{ мм};$$

9) действительную длину общей нормали рассчитываем по формуле (3.15):

$$W = (W^* - E_{W\,ms}) = 69{,}364 - 0{,}118 = 69{,}25 \text{ мм};$$

10) выбираем по табл. 3.34 допуск на среднюю длину общей нормали: $T_{Wm} = 0{,}090$ мм.

Таким образом, во вторую часть таблицы параметров на чертеже цилиндрического прямозубого колеса запишем: «Длина общей нормали $W = 69{,}25_{-0{,}09}$».

Примечание. Для косозубых и шевронных колес при вычислении длины общей нормали по (3.14) и (3.15) используют те же таблицы, что и для прямозубых колес, но расчет проводят для условного числа зубьев Z_y и вводят поправку длины общей нормали W_y.

Условное число зубьев вычисляют по зависимости $Z_y = Z \cdot k$, где k – коэффициент, зависящий от угла наклона зубьев (табл. 3.35).

Как правило, условное число зубьев получается не целым, поэтому в расчет вводят поправку: $W_y = 0{,}0149(Z_y - Z^*)$, где Z^* – целая часть условного числа зубьев.

В остальном расчет длины общей нормали и допуска на ее величину для косозубых и шевронных колес не отличается от расчета для прямозубых колес.

Пример 2

Вычислим длину общей нормали для косозубого цилиндрического колеса внешнего зацепления с числом зубьев $Z = 42$, модулем $m = 5$ мм, без смещения исходного контура ($x = 0$), изготовленного по степени точности 8–*С*. Угол наклона зуба к оси колеса $\beta = 14° 22'$.

Последовательность расчета:

1) находим делительный диаметр колеса: $d = m \cdot Z/\cos\beta = 5 \cdot 42/\cos 14°22' = 216{,}78$ мм;

2) определяем согласно табл. 3.35 коэффициент $k = 1{,}0948$ и рассчитываем условное число зубьев: $Z_y = k \cdot Z = 1{,}0948 \cdot 42 = 45{,}98$;

3) выбираем из табл. 3.30 охватываемое число зубьев $Z_W = 6$ и длину общей нормали $W' = 16{,}8670$ мм при $m = 1$ мм;

4) вычисляем поправку:

$$W_y = 0{,}0149(Z_y - Z^*) = 0{,}0149 \cdot (45{,}98 - 45) = 0{,}0146 \text{ мм};$$

5) номинальную длину общей нормали рассчитываем по формуле (3.14):

$$W^* = (W' + W_y + 0{,}684x) \cdot m = (16{,}8670 + 0{,}0146 + 0) \cdot 5 = 84{,}408 \text{ мм};$$

6) находим по табл. 3.31 первое слагаемое: $E_1 = 0{,}100$ мм;

7) определяем по табл. 3.33 допуск на радиальное биение: $F_r = 71$ мкм;

8) находим по табл. 3.32 второе слагаемое: $E_2 = 0{,}018$ мм при $F_r = 71$ мкм;

9) вычисляем наименьшее отклонение средней длины общей нормали:

$$E_{W\,ms} = E_1 + E_2 = 0{,}100 + 0{,}018 = 0{,}118 \text{ мм};$$

10) действительную длину общей нормали рассчитываем по (3.14):

$$W = (W^* - E_{W\,ms}) = (84{,}408 - 0{,}118) = 84{,}39 \text{ мм};$$

11) допуск на среднюю длину общей нормали выбираем по табл. 3.34: $T_{Wm} = 0{,}090$ мм.

Таблица 3.35

Значения коэффициента k [6, с. 134]

β	k	β	k	β	k
8°	1,0288	13°	1,0768	18°	1,1536
8°20'	1,0309	13°20'	1,0810	18°20'	1,1598
8°40'	1,0333	13°40'	1,0853	18°40'	1,1665
9°	1,0359	14°	1,0896	19°	1,1730
9°20'	1,0388	14°20'	1,0943	19°20'	1,1797
9°40'	1,0415	14°40'	1,0991	19°40'	1,1866
10°	1,0446	15°	1,1039	20°	1,1936
10°20'	1,0477	15°20'	1,1088	20°20'	1,2010
10°40'	1,0508	15°40'	1,1139	20°40'	1,2084
11°	1,0543	16°	1,1192	21°	1,2160
11°20'	1,0577	16°20'	1,1244	21°20'	1,2239
11°40'	1,0613	16°40'	1,1300	21°40'	1,2319
12°	1,0652	17°	1,1358	22°	1,2401
12°20'	1,0688	17°20'	1,1415	22°20'	1,2485
12°40'	1,0728	17°40'	1,1475	22°40'	1,2570

Таким образом, во вторую часть таблицы параметров на чертеже цилиндрического косозубого (или шевронного) колеса запишем: «Длина общей нормали $W = 84{,}39_{-0{,}09}$».

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

4.1. Основные сведения о зубчатых конических передачах

Оси зубчатых конических колес в редукторных передачах пересекаются под углом 90°. При окружных скоростях в зацеплении до 5 м/с (по делительной окружности среднего диаметра) наиболее распространены передачи с коническими прямозубыми колесами. При более высоких скоростях применяют кривозубые передачи, имеющие конические колеса с круговыми зубьями [12, с. 13].

В конической передаче, как и в цилиндрической, можно определить поверхность, на которой скорость относительного скольжения зубьев равна нулю (начальную поверхность). Так как оси колес пересекаются, то начальные поверхности являются конусами. В конических передачах угловая коррекция зубьев не применяется, поэтому начальные и делительные конусы всегда совпадают. Углы делительных конусов обозначаются так: δ_1 – для шестерни и δ_2 – для колеса. В ортогональной передаче (рис. 4.1) межосевой угол равен

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90°.$$

Основные параметры конических передач приведены в ГОСТ 12289–76. Геометрия конических прямозубых колес регламентирована ГОСТ 19624–74, а колес с круговыми зубьями – ГОСТ 19326–73. Соотношение основных параметров передачи может быть представлено следующими зависимостями (см. рис. 4.1):

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{u}; \quad \operatorname{tg}\delta_2 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = u,$$

где d_1, d_2 – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

Z_1, Z_2 – число зубьев шестерни и колеса соответственно;

δ_1, δ_2 – углы делительных конусов шестерни и колеса;

u – передаточное число.

Колеса с круговыми зубьями при одной и той же ширине зубчатого венца, равных модулях, одинаковых материалах и термообработке обеспечивают высокую плавность работы передачи и обладают большей нагрузочной способностью, чем прямозубые. Конические колеса нарезают методом обкатки. Нарезание кругового зуба осуществляют резцовыми головками. Угол наклона зуба в середине зубчатого венца равен 35°. Сопряженные колеса с круговыми зубьями имеют разное направление зубьев. Если смотреть со стороны вершины конуса, то шестерня – с правым зубом, а колесо – с левым.

Вполне понятно, что поскольку колесо коническое, то шаг зубьев (и соответственно модуль) может быть измерен по любому сечению зуба вдоль образующей конуса. Таким образом, одно и то же колесо может иметь бесчисленное множество модулей.

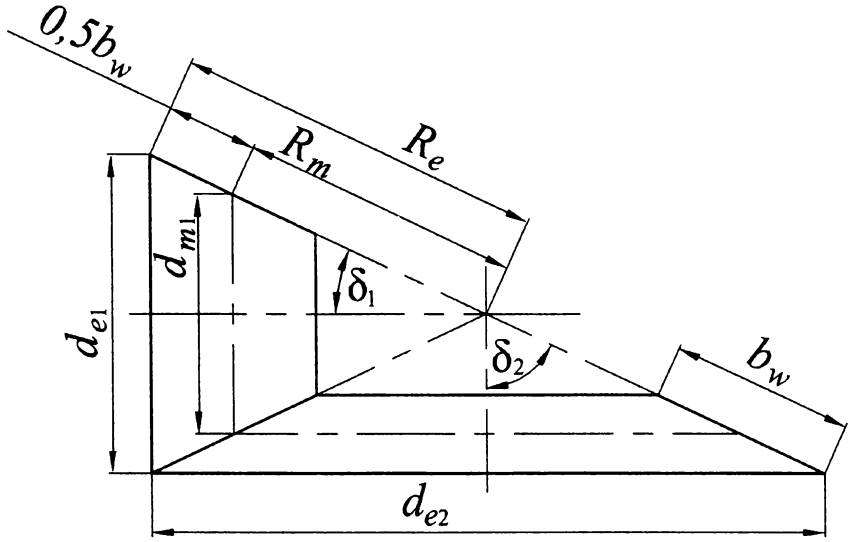


Рис. 4.1. Схема конической передачи

С целью удобства настройки режущего инструмента при изготовлении конических колес, а также контроля качества выполнения их размеров принято считать базовым внешний торец колеса. Соответственно этому внешний окружной модуль m_{te} и внешний делительный диаметр d_e приняты за основные параметры передачи и стандартизованы.

В расчетах передач на прочность используют средний модуль m_m (чаще его обозначают просто буквой m). Следует отметить, что в расчетах одновременно оба модуля округлять до стандартных величин нельзя. Округляют лишь тот модуль, величина которого ближе к стандартной, а другой модуль вычисляют с точностью до сотых долей миллиметра.

4.2. Алгоритм проектирования зубчатых конических передач

В проектировании зубчатых конических передач можно выделить следующие этапы:

1. Выбор материалов и вида термообработки для изготовления шестерни и колеса передачи.

2. Вычисление допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба для материалов шестерни и колеса.

3. Назначение степени точности изготовления передачи.

4. Определение расчетного крутящего момента.

5. Вычисление внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} исходя из условия контактной прочности его зубьев.

6. Расчет и согласование размера внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} с ГОСТ 12289–76.

7. Расчет основных геометрических и кинематических параметров передачи.

8. Уточнение по величине фактической окружной скорости в зацеплении степени точности изготовления передачи и величины расчетного крутящего момента.

9. Проведение проверочных расчетов зубьев шестерни и колеса на усталостную и изгибную прочность.

10. Выполнение эскизной компоновки рассчитанной передачи.

11. Конструирование шестерни и колеса.

12. Выбор подшипников для опор валов передачи.

13. Проведение проверочного расчета выбранных подшипников. Конструирование по его результатам опорных узлов валов передачи.

14. Выбор сорта и способа смазки зацеплений и подшипников. Вычисление требуемого объема масляной ванны и уровней масла в редукторе.

15. Конструирование и проверка на усталостную прочность валов редуктора.

16. Проектирование корпусных деталей передачи.

17. Выбор стандартных фланцевых крышек и уплотнений для подшипников, а также крепежа, необходимого для сборки редуктора.

18. Вычерчивание редуктора в трех проекциях.

19. Назначение допусков и посадок. Нанесение всех необходимых для сборочного чертежа размеров и надписей (технических требований и технической характеристики).

20. Составление спецификации редуктора. Указание позиций спецификации на чертеже. Завершение оформления чертежа.

4.3. Выбор материалов и видов термообработки для изготовления зубчатых конических колес

Зубчатые конические колеса отличаются от цилиндрических только тем, что зубья эвольвентного профиля нарезаны на внешней поверхности

конуса, а не цилиндра. Поэтому выбор материалов и видов термообработки для изготовления конических колес можно осуществлять по рекомендациям, изложенным в п. 3.3.

4.4. Точность зубчатых конических передач

ГОСТ 1758–81 устанавливает 12 степеней точности изготовления зубчатых конических передач, обозначаемых цифрами в порядке убывания точности. Для степеней точности 1, 2, 3 допуски и предельные отклонения в стандарте не даны, так как эти степени точности предусмотрены стандартом для будущего развития машиностроения.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач ГОСТ 1758–81 регламентирует три нормы точности:

- кинематическую;
- плавности работы;
- контакта зубьев конических колес в передаче.

В стандарте регламентированы шесть видов сопряжений колес в передаче, обозначаемых в порядке убывания гарантированного бокового зазора буквами *A*, *B*, *C*, *D*, *E* и *H*. Сопряжение вида *B* обеспечивает минимальную величину бокового зазора, при которой исключается возможность заклинивания стальной (или чугунной) передачи при ее нагреве.

Точность изготовления конической передачи задают степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора. Например, если коническую передачу изготовляют по 7-й степени точности (по всем трем нормам) и норма бокового зазора в зацеплении регламентирована полем допуска *C*, то обозначение будет записано так: 7–*C* ГОСТ 1758–81.

Степень точности изготовления колес и передачи назначают в зависимости от окружной скорости в зацеплении (см. табл. 3.3). Норма бокового зазора в зацеплении определяется условиями эксплуатации передачи. Например, при реверсивной работе передачи боковой зазор следует делать минимальным, чтобы избежать динамики в работе передачи. Однако, чем больше скорость в зацеплении, тем выше степень точности изготовления передачи и тем меньше должен быть назначен боковой зазор в зацеплении.

4.5. Силы в зацеплении зубчатой конической передачи

Для удобства анализа и ведения инженерных расчетов конической передачи силу нормального давления на зуб F_n можно разложить на три составляющие (рис. 4.2):

• радиальную силу F_r, направленную по радиусу от точки зацепления к оси колеса (шестерни);

• окружную силу F_t, направленную по касательной к средней делительной окружности колеса (шестерни) навстречу направлению вращающего момента;

• осевую силу F_a, направленную вдоль оси колеса (шестерни) от вершины конуса к его основанию.

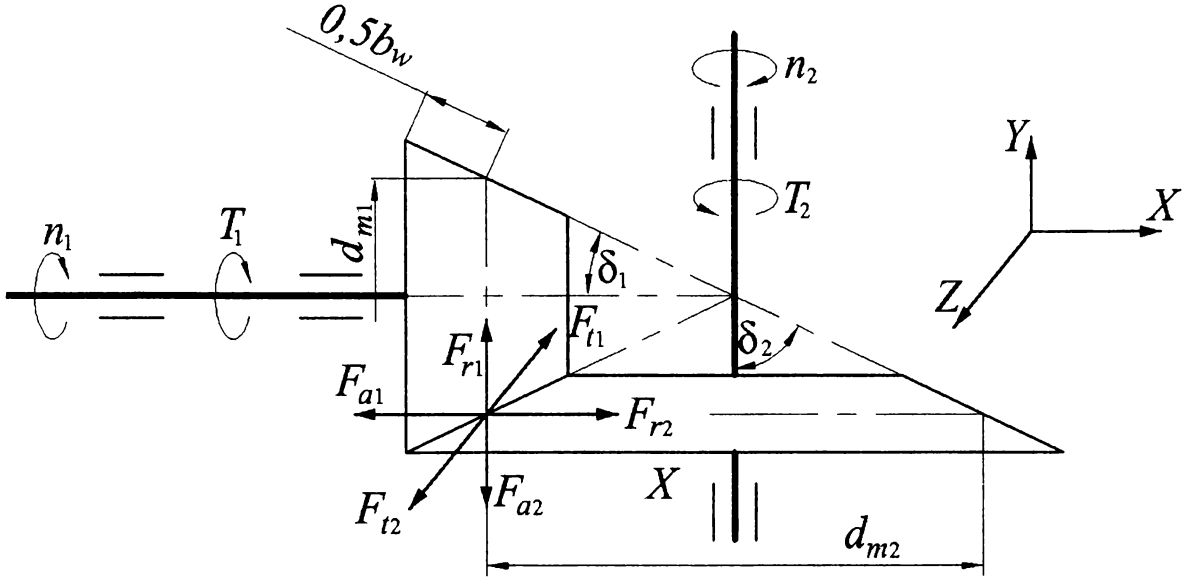


Рис. 4.2. Силы в зацеплении конической передачи

Направление окружной силы, действующей на зуб колеса, совпадает с направлением его вращения, а окружная сила, действующая на зуб шестерни, направлена навстречу ее вращению.

Соотношение сил в зацеплении конической передачи таково:

$$F_{t1} = -F_{t2}; \quad F_{r1} = -F_{a2}; \quad F_{a1} = -F_{r2}.$$

Составляющие силы нормального давления на зуб шестерни прямозубой конической передачи вычисляют по следующим зависимостям [5, с. 182]:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1};$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \mathrm{tg}\alpha_w \cdot \cos\delta_1;$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \mathrm{tg}\alpha_w \cdot \sin\delta_1.$$

Расчет сил в зацеплении конической передачи с круговым зубом приведен в учебнике «Детали машин» [5, с. 183].

4.6. Проектный расчет зубчатых конических передач

Экспериментально установлено, что нагрузочная способность конической передачи ниже нагрузочной способности цилиндрической. Поэтому в расчетные формулы конических передач вводят коэффициент, учитывающий снижение их нагрузочной способности по сравнению с равнопрочными цилиндрическими: $\vartheta = 0{,}85$ [5, с. 184].

Главная геометрическая характеристика конической передачи, определяющая ее габаритные размеры, – это внешний делительный диаметр колеса d_{e2} (рис. 4.3).

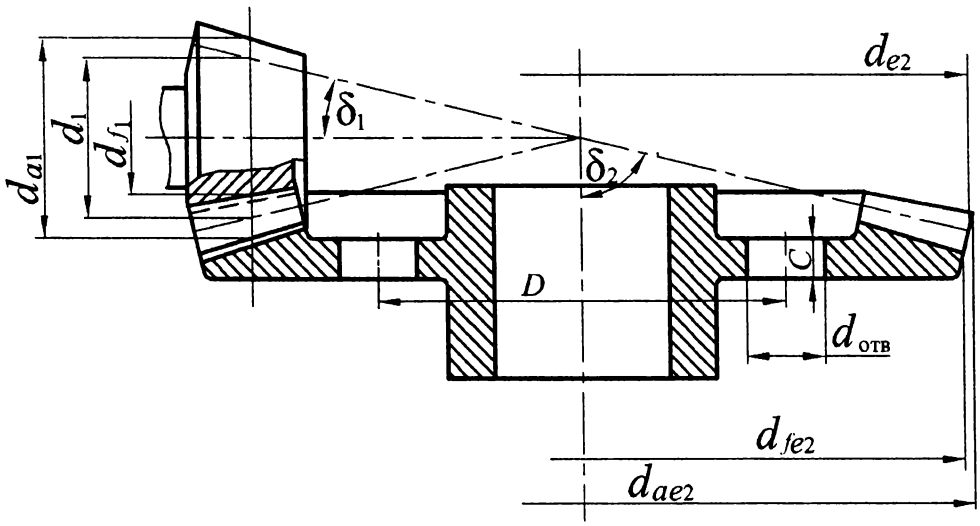


Рис. 4.3. Геометрия конической передачи

Поскольку основная причина разрушения зубьев закрытых передач – усталостное поверхностное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев (Питтинг-процесс), то внешний делительный диаметр колеса d_{e2} рассчитывают из условия контактной прочности зубьев колеса.

$$d_{e2} \geqslant 165 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H \cdot u^2}{\sigma^2_{HP2} \cdot \vartheta_H}},$$

где T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н · мм;

σ_{HP2} – допускаемые контактные напряжения материала колеса, МПа;

K_H – расчетный коэффициент нагрузки; $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$ (см. табл. 3.5 и 3.6);

ϑ_H – коэффициент вида колеса (для прямозубых колес $\vartheta_H = 0{,}85$; для колес с круговыми зубьями см. значения в табл. 4.1);

u – передаточное число.

Вычисленное значение внешнего делительного диаметра колеса следует согласовать со стандартным значением по ГОСТ 12289–76. Фактическое значение d_{e2} не должно отличаться от стандартного более чем на 2% (табл. 4.2).

Допускаемые напряжения могут быть вычислены по формуле (3.2).

Таблица 4.1

Значения коэффициентов ϑ_H и ϑ_F для конических передач с круговыми зубьями [5, с. 184]

Твердость зубьев		ϑ_H	ϑ_F
шестерни	колеса		
$\leqslant 350$	$\leqslant 350$	$1{,}22 + 0{,}21u$	$0{,}94 + 0{,}08u$
$\geqslant 45$	$\leqslant 350$	$1{,}13 + 0{,}13u$	$0{,}85 + 0{,}04u$
$\geqslant 45$	$\geqslant 45$	$0{,}81 + 0{,}15u$	$0{,}65 + 0{,}14u$

Таблица 4.2

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} по ГОСТ 12289–76

Ряд	Значения d_{e2}										
1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2	56	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560

Примечание. Значения 1-го ряда предпочтительнее.

Ширина зубчатого венца шестерни равна ширине зубчатого венца колеса ($b_{w1} = b_{w2} = b_w$) и определяется коэффициентом K_{bR}:

$$b_w = K_{bR} \cdot R_e, \qquad (4.1)$$

где K_{bR} – коэффициент ширины зубчатого венца по внешнему конусному расстоянию. При проектировании редукторов с параметрами по ГОСТ 12289–76 принимают $K_{bR} = 0{,}285$ [12, с. 49].

Ширину зубчатого венца колеса, вычисленную по (4.1), следует округлить до ближайшего большего значения по ГОСТ 6636–69 (см. прил. 2).

Число зубьев шестерни можно выбрать из диапазона $Z_1 = 18 \ldots 22$ или вычислить по следующей зависимости [12, с. 49]:

$$Z_1 \approx 17 \cdot \cos\delta_1 \cdot \cos^3\beta,$$

где β – угол наклона зуба (для прямозубого колеса $\beta = 0°$, для колеса с круговым зубом $\beta = 25 \ldots 40°$).

Число зубьев колеса вычисляют по формуле $Z_2 = Z_1 \cdot u$.

Вычисленные числа зубьев округляют до целых чисел. Затем уточняют передаточное число передачи $u_{факт}$ и его отклонение от стандартного значения $u_{стд}$:

$$u_{факт} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad \Delta u = \frac{u_{стд} - u_{факт}}{u_{стд}} \cdot 100\% \leqslant [\Delta u],$$

где $[\Delta u]$ – допустимая погрешность передаточного числа, $[\Delta u] = 3\%$ [11].

После согласования передаточного числа со стандартным значением следует выбрать, с каким передаточным числом проектировать передачу – со стандартным или с фактическим.

Внешний окружной модуль вычисляют по зависимости

$$m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2}.$$

Внешнее конусное расстояние рассчитывают по формуле

$$R_e = \frac{0{,}5 \cdot d_{e2}}{\sin\delta_2},$$

где δ_2 – угол делительного конуса колеса, $\delta_2 = \operatorname{arctg} u$.

Среднее конусное расстояние находят по формуле

$$R = R_e - 0{,}5b_w.$$

Средний окружной модуль вычисляют по зависимости

$$m = \frac{m_e \cdot R}{R_e}.$$

Внимание! Следует округлять до стандартного значения только один из модулей: m или m_e. Округляют тот модуль, который ближе к стандартному значению (см. табл. 3.11). Остальные геометрические параметры шестерни и колеса вычисляют по расчетным зависимостям (табл. 4.3) [12, с. 50] [1].

Таблица 4.3

Геометрические параметры конических прямозубых колес по ГОСТ 19325–73 и ГОСТ 19624–74 при $\delta_1 + \delta_2 = 90°$ и $\alpha = 20°$

Параметр	Обозначение	Формула
Средний делительный диаметр	d_i	$d_i = m \cdot Z_i$
Угол делительного конуса	δ_i	$\delta_2 = \text{arctg}\, u$; $\delta_1 = 90° - \delta_2$
Внешняя высота зуба	h_e	$h_e = 2{,}2 \cdot m_e$
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	$h_{ae} = m_e$
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	$h_{fe} = 1{,}2 \cdot m_e$
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{aei}	$d_{ae_i} = d_{e_i} + 2 \cdot m_e \cdot \cos\delta_i$
Внешний диаметр впадин зубьев	d_{fei}	$d_{fe_i} = d_{e_i} - 2{,}4 \cdot m_e \cdot \cos\delta_i$

4.7. Проверочные расчеты зубчатых конических передач

Площади поперечных сечений зубьев конических колес и величина удельной силы нормального давления на зуб пропорциональны расстояниям от вершины делительного конуса до рассматриваемых сечений. Следовательно, прочностной расчет зубьев конических колес можно производить практически по любому поперечному сечению зубьев. Однако общепринято выполнять расчеты зубьев конических колес по среднему (по длине зуба) сечению. Расчетным является средний модуль.

4.7.1. Проверочный расчет зубьев конических колес по контактным напряжениям

В силовых передачах зубья шестерни чаще попадают в зацепление (в передаточное число раз), чем зубья колеса. Поэтому материал и термо-

[1] Расчет геометрии конической передачи с круговыми зубьями рассмотрен в учебном пособии «Курсовое проектирование деталей машин» [12, с. 52].

обработку шестерни назначают так, чтобы ее зубья имели большее допускаемое контактное напряжение σ_{HP1}, чем зубья колеса σ_{HP2}.

Поскольку контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев шестерни и колеса равны, а контактная прочность зубьев колеса меньше, то именно зубья колеса подвергают проверочному расчету на контактную выносливость по следующему условию [5, с. 184]:

$$\sigma_H \leqslant \sigma_{HP2},$$

или

$$\sigma_H = 6{,}7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{d^3_{e1} \cdot u \cdot \vartheta_H}} \leqslant \sigma_{HP2},$$

где d_{e1} – внешний делительный диаметр шестерни, мм;

T_1 – вращающий момент на шестерне, Н · м;

K_H – коэффициент нагрузки (см. табл. 3.12–3.15);

ϑ_H – коэффициент вида колеса (для прямозубых колес $\vartheta_H = 0{,}85$; для колес с круговыми зубьями значения ϑ_H см. в табл. 4.1).

Коэффициент нагрузки K_H выбирают после уточнения степени точности изготовления передачи по табл. 3.3 в зависимости от фактической окружной скорости в зацеплении колес:

$$V_{\text{факт}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000},$$

где d_1 – средний делительный диаметр шестерни, мм;

n_1 – частота вращения шестерни, об/мин.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба $K_{H\beta}$ вычисляют по формуле (3.10), коэффициент динамичности K_{Hv} определяют по табл. 3.15, а коэффициент распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися парами зубьев $K_{H\alpha}$ – по табл. 4.4.

Качество проектирования передачи можно оценить путем вычисления относительного расхождения фактических и допускаемых контактных напряжений:

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP2} - \sigma_H|}{\sigma_{HP2}} \cdot 100\%.$$

Если запас прочности зубьев колеса по контактным напряжениям не превышает 15% или перегрузка зубьев составляет не более 5%, то рассчитанные геометрические параметры передачи следует считать окончательными и не подвергать изменениям [4, с. 24].

Таблица 4.4

Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}^{*}$ [6, с. 53]

Окружная скорость в зацеплении передачи, м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,30
Св.10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

* $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зацепляющими зубьями.

Если же запас прочности зубьев по контактным напряжениям более 15%, то следует:

1) либо выбрать ближайшее предыдущее значение d_{e2} по ГОСТ 12289–76;

2) либо заменить материалы и термообработку шестерни и колеса с целью понижения поверхностной прочности их зубьев.

Затем расчет повторить.

При перегрузке зубьев колеса более чем на 5% необходимо принять одну из следующих мер, приведенных в порядке усиления их действия:

- перейти к следующему стандартному значению внешнего делительного диаметра колеса d_{e2};
- увеличить длину зуба колеса b_w соответственно новому значению d_{e2};
- заменить материалы и термообработку шестерни и колеса с целью повышения прочности их зубьев.

После этого расчет повторить.

4.7.2. Проверочный расчет зубьев конических колес по напряжениям изгиба

Поскольку материалы и термообработка зубьев шестерни и колеса различны, то следует выяснить, чей зуб надлежит проверять на выносли-

вость по напряжениям изгиба. С этой целью вычисляют соотношение допускаемого напряжения изгиба σ_{FP} и коэффициента формы зуба Y_F для зуба шестерни и зуба колеса.

Если соотношения $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$ для зубьев шестерни и колеса примерно одинаковы, то это означает, что материалы и термообработка назначены рационально. Таким образом, условие равной прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса имеет следующий вид [5, с. 156]:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} \approx \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}},$$

где σ_{FP1}, σ_{FP2} – допускаемые напряжения изгиба для материала шестерни и колеса соответственно;

Y_{F1}, Y_{F2} – коэффициенты формы зуба соответственно шестерни и колеса.

Проверочному расчету на изгиб подвергают ножку зуба того колеса, для которого соотношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$ меньше. Расчет выполняют по следующей зависимости [5, с.155]:

$$\sigma_{Fi} = Y_{Fi}\frac{2 \cdot T_{Fi} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{b_{wi} \cdot Z_i \cdot m^2{}_n} \leqslant \sigma_{FPi},$$

где Y_{Fi} – коэффициент формы зуба (см. табл. 3.16);

T_{Fi} – расчетный вращающий момент, Н · мм;

Y_β – коэффициент наклона зуба (для прямозубых колес $Y_\beta = 1{,}0$; для косозубых и шевронных колес $Y_\beta = 1 - \beta/100^\circ$ при условии, что $Y_\beta > 0{,}7$) [4, с. 25];

Y_ε – коэффициент перекрытия зубьев (для прямозубых колес $Y_\varepsilon = 1$; для косозубых и шевронных колес $Y_\varepsilon = 0{,}8$ при 5–7-й степенях точности передачи, $Y_\varepsilon = 0{,}9$ при 8-й и 9-й степенях точности [5, с. 155]);

σ_{FP} – допускаемые напряжения изгиба, МПа (см. формулу (3.11) и табл. 3.18).

Расчетный вращающий момент вычисляют по зависимости

$$T_{Fi} = T_i \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями (см. табл. 4.4);

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (для прямозубых колес $K_{F\beta} = K_{H\beta}{}^{G}$ при $G = 0{,}85...0{,}97$ (меньшие значения – для узких колес), для колес с круговыми зубьями $K_{F\beta}{}^{*} = \sqrt{K_{F\beta}}$, но не менее 1,15 [5, с. 186]);

K_{Fv} – коэффициент внутренней динамической нагрузки (для колес с круговыми зубьями выбирают по тем же таблицам, что и для косозубых цилиндрических колес (см. табл. 3.17); для прямозубых конических колес коэффициент K_{Fv} выбирают так же, но с понижением степени точности на единицу [5, с. 185]).

Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по табл. 3.16 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса или шестерни. Эквивалентное число зубьев конического прямозубого колеса определяют по зависимости

$$Z_{Vi} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i}.$$

Эквивалентное число зубьев конического колеса с круговыми зубьями вычисляют по формуле

$$Z_{Vi} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i \cdot \cos^3 \beta}.$$

Количественно прочность зуба на изгиб можно оценить путем вычисления относительного расхождения фактических и допускаемых напряжений:

$$\Delta\sigma_F = \frac{|\sigma_{FP} - \sigma_F|}{\sigma_{FP}} \cdot 100\%.$$

Поскольку основная причина разрушения закрытых передач – это усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, то допустимо превышение запаса прочности зубьев по напряжениям изгиба более 15%. Итак, нагрузочная способность большинства закрытых зубчатых передач ограничивается контактной, а не изгибной прочностью зубьев [5, с. 159].

Если зуб перегружен, т. е. $\sigma_F > \sigma_{FP}$, более чем на 5%, то следует перейти к большему стандартному значению модуля m_e. При этом внешнее конусное расстояние передачи R_e и внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} не нужно изменять, чтобы не нарушилась контактная прочность зубьев. После внесения изменений проверочный расчет зубьев на изгиб необходимо повторить.

4.8. Эскизирование зубчатых конических передач

С целью дальнейшего проектирования редуктора – выбора и расчета валов и опорных узлов – необходимо выполнить эскизную компоновку рассчитанной зубчатой конической передачи. Эскизировать передачу удобнее всего на миллиметровой бумаге формата А1 или А2 (в зависимости от выбранного масштаба) в виде разреза по плоскости стыка крышки и корпуса редуктора. При конструировании коническо-цилиндрического редуктора следует стремиться к проектированию корпуса редуктора, симметричного относительно оси конической шестерни, что упростит отливку и, следовательно, удешевит ее.

Формат листа разделить по высоте пополам и провести горизонтальную осевую линию – ось конической шестерни. От левой границы формата отмерить примерно 1/3 его длины (250…280 мм), провести вертикальную осевую линию – ось конического колеса. Полученная точка пересечения – это вершины делительных конусов шестерни и колеса (точка А на рис. 4.4).

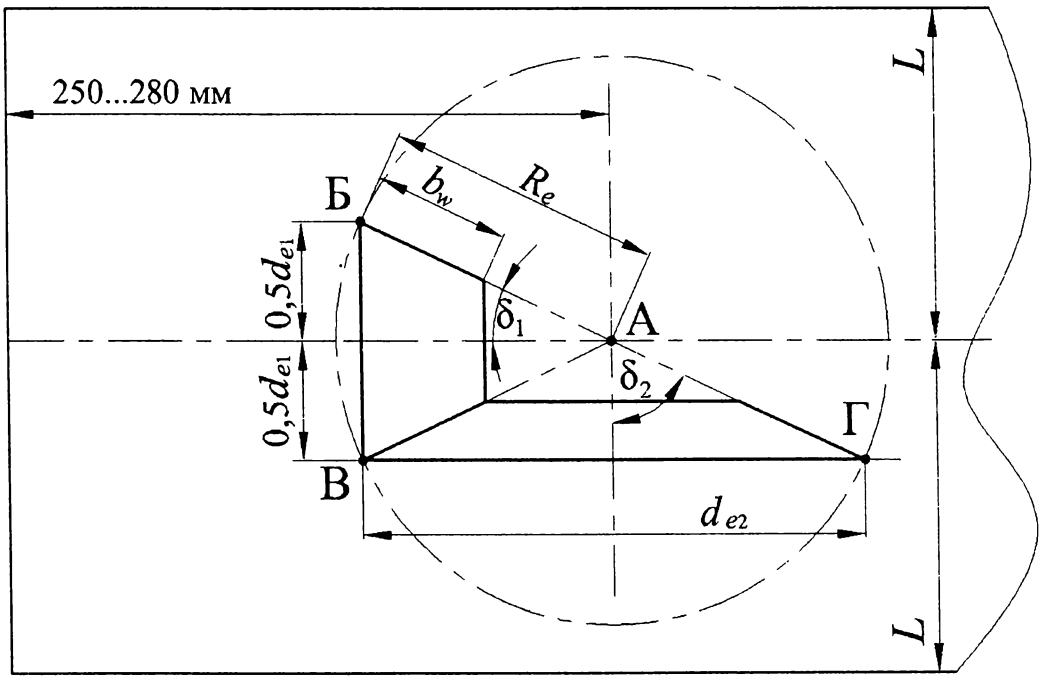


Рис. 4.4. Эскизная компоновка конической передачи

Из точки А провести окружность радиусом, равным внешнему конусному расстоянию R_e. От оси шестерни вверх и вниз отложить по $0{,}5 \cdot d_{e1}$ и провести горизонтальные линии. Полученные точки пересечения этих линий с окружностью радиуса R_e обозначить буквами, например: Б, В, Г. Делительные конусы шестерни и колеса построить, соединив точки Б, В, Г

с точкой А. Отрезки АБ, АВ и АГ провести штрихпунктирными линиями – это образующие делительных конусов шестерни и колеса.

Провести через точки Б и В линии, перпендикулярные отрезкам АБ и АВ (рис. 4.5). Отложить на перпендикуляре от точки Б вверх расстояние, равное высоте головки зуба по внешнему торцу шестерни, т. е. $h_{ae} = m_e$. Вниз отмерить расстояние, равное высоте ножки зуба по внешнему торцу шестерни, т. е. $h_{fe} = 1{,}2m_e$.

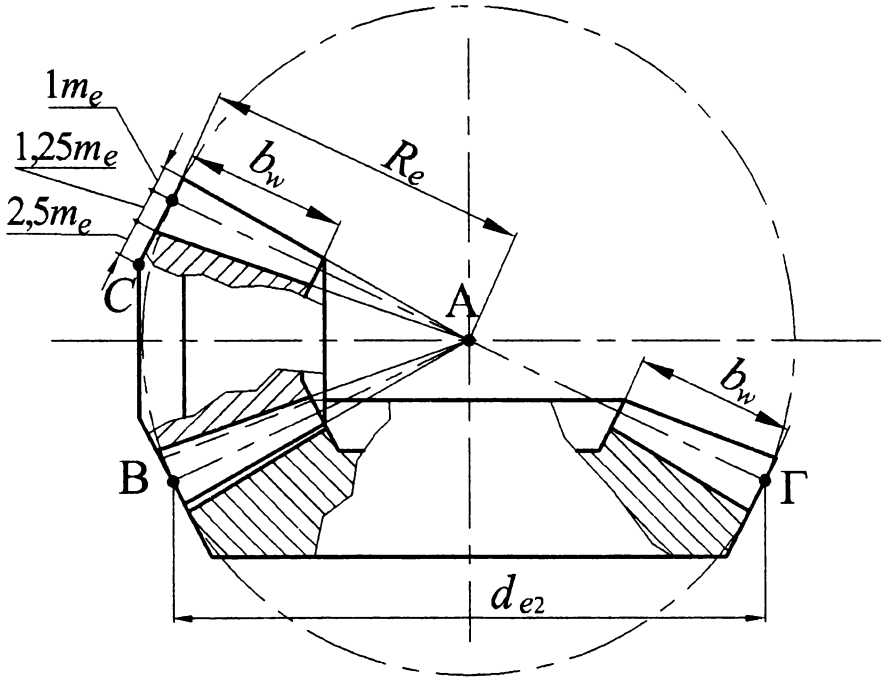


Рис. 4.5. Построение зубьев и зацепления в конической передаче

Для формирования торца зубчатого венца от ножки зуба отступить вниз на расстояние, равное $2{,}5m_e + 2$ мм [4, с. 75], и отметить точку *С* (см. рис. 4.5).

Полученные на внешнем торце точки соединить с вершиной конуса. Получатся контуры вершин и впадин зубьев шестерни. От внешнего торца зуба отложить длину зуба b_w по образующей делительного конуса (в сторону его вершины). Завершить построение зуба шестерни, проведя через эту точку линию, перпендикулярную образующей делительного конуса.

Точно так же построить зуб шестерни относительно точки В и зуб колеса относительно точки Г (см. рис. 4.5).

Поскольку высота ножки зуба больше высоты головки зуба на $0{,}2m_e$, то зацепление следует построить так, чтобы зуб шестерни был расположен перед зубом колеса.

4.9. Выбор способа и сорта смазки зубчатых конических передач

Поскольку коническая передача так же, как и цилиндрическая, является зубчатой, то и выбор сорта и способа смазки зацеплений выполняют аналогично (см. п. 3.9). Принципиальное отличие состоит только в том, что зуб конического колеса должен быть погружен в масло на всю длину, т. е. на всю ширину зубчатого венца [4, с. 200]. Уровень масла, обеспечивающий полное погружение зуба колеса в масляную ванну, является минимальным.

4.10. Конструирование зубчатых конических передач

4.10.1. Конструирование конических шестерен

После эскизирования передачи на миллиметровой бумаге следует приступить к конструированию шестерни и колеса.

Шестерни конструируют либо вместе с валом, как вал-шестерню, либо отдельно от вала, как насадную шестерню. Как одно целое с валом коническую шестерню конструируют при соблюдении следующего условия [6, с. 145]:

$$d_{ae} \leqslant 2d_{\text{пк}},$$

где d_{ae} – внешний диаметр окружности выступов шестерни, мм;

$d_{\text{пк}}$ – диаметр вала под подшипником, мм.

Рекомендуемый минимальный размер одной ступени на валу (для осевой фиксации насаживаемой детали) равен 4...5 мм [3, с. 137]. Поэтому диаметр вала под подшипником получается увеличенным на 10 мм (по отношению к диаметру хвостовика), так как необходима одна ступень для осевой фиксации полумуфты на хвостовике вала, а вторая ступень – для осевой фиксации подшипника шлицевой гайкой (рис. 4.6).

Размер торца зубчатого венца, необходимого для нарезания зубьев, вычисляют по зависимости $S = (2{,}5...3{,}5)m \geqslant 10$ мм [6, с. 145].

Внешние углы зубьев притупляют фаской, равной примерно $0{,}5m$, обрабатывая шестерни по внешнему диаметру d_{ae} параллельно оси вала [4, с. 75].

Жесткость и точность вала-шестерни выше, чем у вала и насадной шестерни, а стоимость ниже. Поэтому все шестерни в редукторных двухступенчатых передачах выполняют как одно целое с валами.

Насадные шестерни применяют, когда по условиям эксплуатации необходима, например, осевая подвижность шестерни по валу (рис. 4.7).

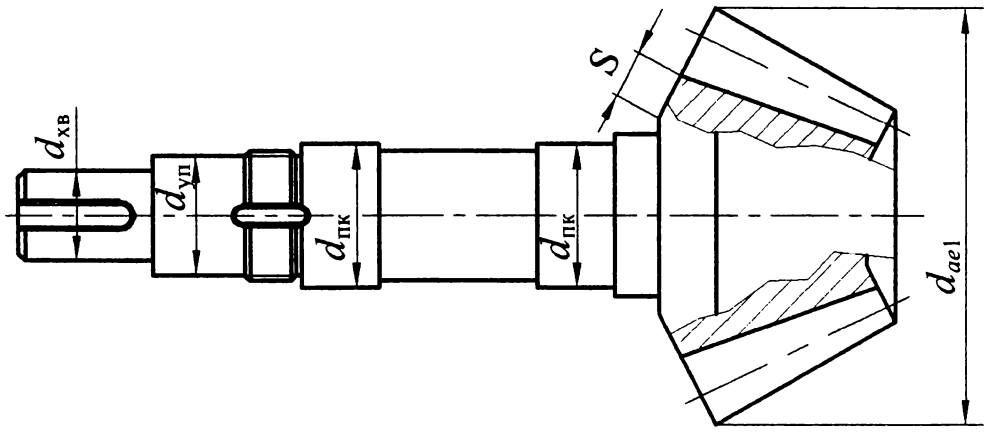


Рис. 4.6. Конический вал-шестерня

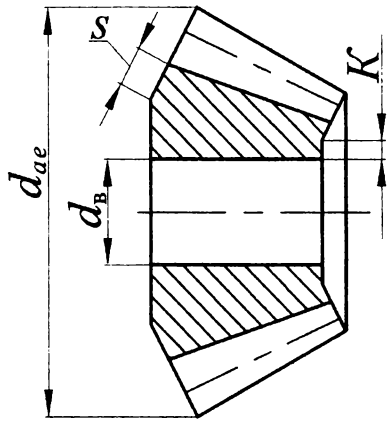


Рис. 4.7. Насадная коническая шестерня

Размер K назначают в зависимости от величины внешнего торцевого модуля m_e (табл. 4.5).

Таблица 4.5

Размер K [6, с. 139]

m_e	K	m_e	K
1,5	4,0m	3,0	3,3m
2,0	3,8m	4,0	3,0m
2,5	3,5m	5,0	2,8m

Конические шестерни устанавливают на валы чаще всего с помощью призматических шпонок. Конструктивное оформление посадочного

цилиндра насадной шестерни такое же, как и цилиндрического колеса (см. п. 3.11).

4.10.2. Конструирование зубчатых конических колес

Зубчатые конические колеса бывают штампованными, коваными (при внешнем диаметре выступов $d_{ae2} \leqslant 500$ мм), литыми и сборными (при внешнем диаметре $d_{ae2} \geqslant 300$ мм). Сборные колеса также используют с целью экономии дорогостоящих сталей [6, с. 145].

Пример конструкции конического колеса, изготовляемого в условиях единичного и мелкосерийного производства, показан на рис. 4.8, *а*. Отличительные признаки таких колес – малые радиусы переходных участков ступицы, диска и зубчатого венца. С целью уменьшения объема точной механической обработки на торце диска выполняют выточки глубиной 1...2 мм (см. рис. 4.8, *а*).

В условиях крупносерийного производства штампованные и кованые колеса изготовляют с радиусами скруглений переходных участков не менее 20 мм (рис. 4.8, *б*), что обеспечивает улучшенные условия пластической деформации металла при штамповке [4, с. 69].

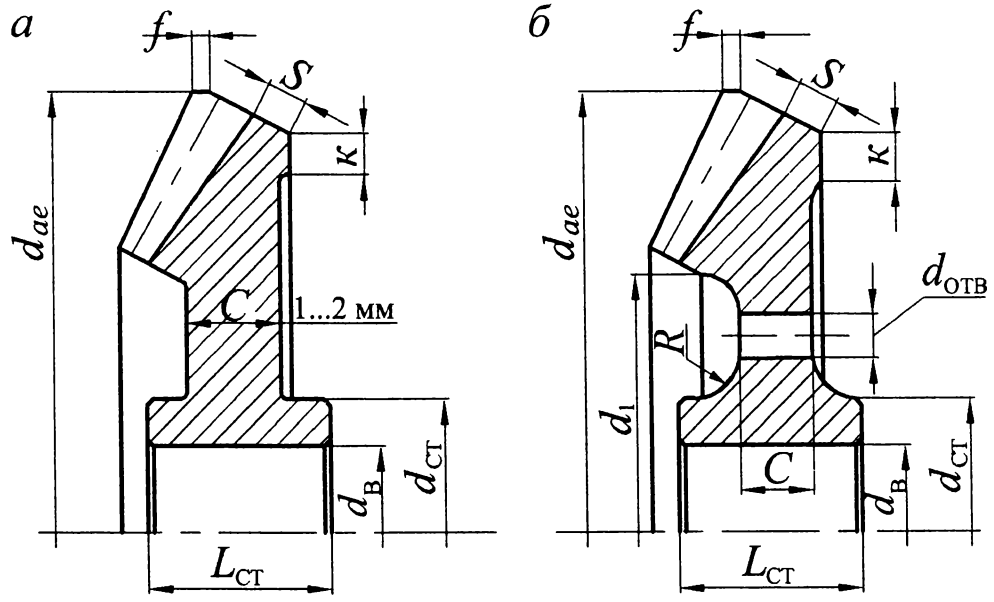


Рис. 4.8. Примеры конструкции кованых и штампованных колес:
а – мелкосерийного производства; *б* – крупносерийного

Независимо от способа изготовления конических колес внешние углы зубьев притупляют фаской $f = 0{,}5m_{te}$, при этом колеса по внешнему диаметру вершин зубьев обрабатывают параллельно оси колеса (см. рис. 4.8). Толщину зубчатого венца принимают равной $S = 2{,}5m_{te} + 2$ мм [4, с. 75].

Торец зубчатого венца шириной $K = S$ используют для установки заготовки при нарезании зубьев.

Чаще всего ступицу конструируют длиной $L_{ст} = (1{,}2\ldots1{,}4) \cdot d_в$ [4, с. 74].

Толщину диска выполняют равной $C = (0{,}15\ldots0{,}30) \cdot b_{w2}$ [6, с. 145].

Для облегчения колеса в его диске делают 4…6 отверстий диаметром $d_{отв} = (0{,}35\ldots0{,}40)(d_1 - d_{ст})$ [6, с. 139].

Диаметр окружности, на которой расположены центры отверстий в диске колеса, вычисляют по формуле $d_0 = (d_1 + d_{ст})/2$.

Конструирование литых и сборных колес описано в учебном пособии «Конструирование узлов и деталей машин» [4, с. 76], а также в справочном учебно-методическом пособии «Детали машин. Проектирование» [6, с. 144].

4.11. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей зубчатых конических колес

Технологию изготовления зубчатых конических колес можно представить в виде следующих укрупненных операций:

- штампованную или кованую заготовку подвергают механической обработке по заднему торцу зубчатого венца (большее основание конуса);
- механически обрабатывают торцевую и наружную поверхности ступицы (поле допуска *h*8);
- растачивают посадочный цилиндр ступицы (поле допуска *H*6 или *H*7);
- обработанную таким образом заготовку надевают на оправку (ось заготовки вертикальна) и нарезают зубья.

Метод обкатки в основном применяют для нарезания зубьев конических колес внешнего зацепления с помощью червячных фрез. Нарезание зубьев по этому методу основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент, а другим – заготовка колеса. Нарезание круговых зубьев производят резцовой головкой.

Базовыми поверхностями при нарезании зубьев являются посадочный цилиндр ступицы и торцевая поверхность зубчатого венца (торцевая поверхность большего основания конуса заготовки). В зависимости от вида используемых приспособлений базовой поверхностью может служить

и наружный цилиндр ступицы (рис. 4.9). На рисунке все базовые поверхности показаны усиленной по толщине линией.

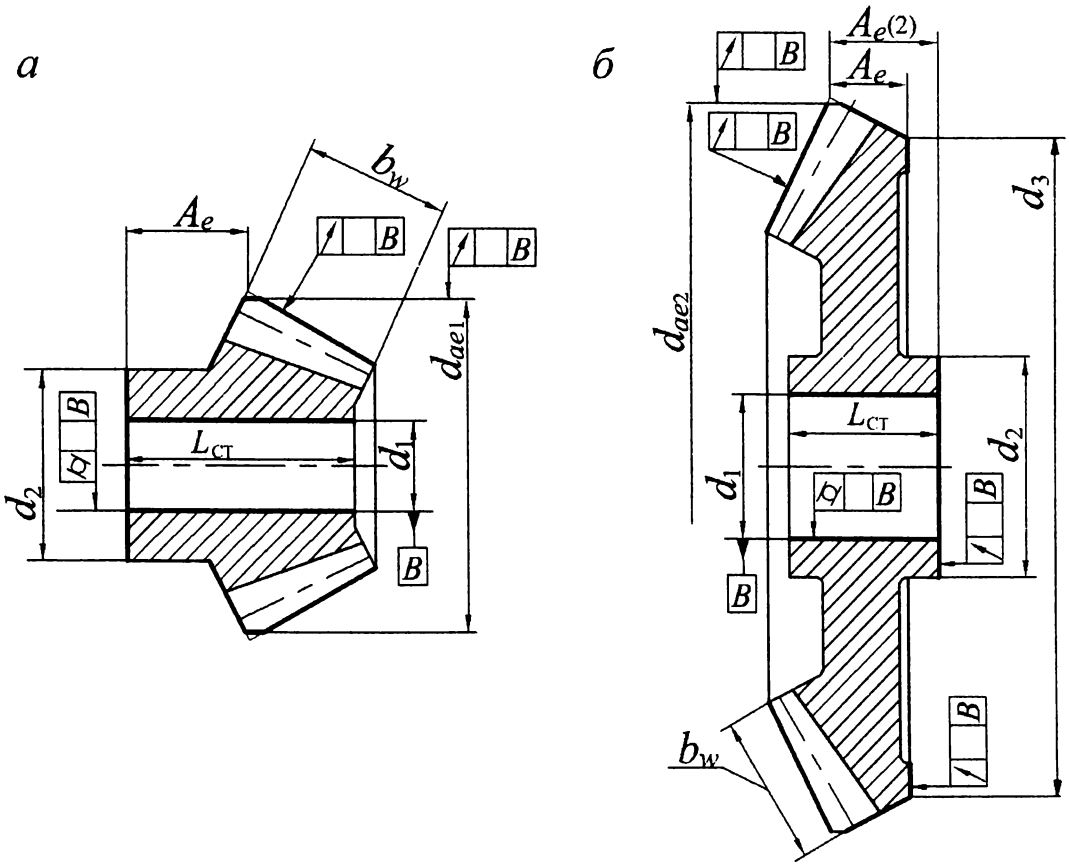


Рис. 4.9. Базовые поверхности для изготовления:
а – зубчатой конической шестерни; *б* – зубчатого конического колеса

В качестве основной базы при изготовлении зубчатого конического колеса принимают ось посадочного цилиндра ступицы, так как ступицу, как правило, конструируют длиной $L_{ст} > 0{,}8d_в$ [4, с. 74]. На посадочный цилиндр назначают допуск формы – допуск цилиндричности, равный половине допуска на размер [4, с. 394] (см. рис. 4.9).

До нарезания зубьев заготовку колеса механически обрабатывают по конусу выступов с допуском на радиальное биение относительно основной базы (табл. 4.6).

Таблица 4.6

Допуск на радиальное биение конуса вершин зубьев [6, с. 147]

Параметр	Значения параметра			
Диаметр базового торца d_3, мм	До 100	100…150	150…250	Св. 250
Допуск на радиальное биение, мкм	30	40	50	60

Заготовку обрабатывают по базовым поверхностям ступицы и базовой торцевой поверхности колеса диаметром d_3 (см. рис. 4.9, *б*) с допусками, указанными в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Допуски на расположение базовых поверхностей заготовок конических колес [6, с. 147]

Параметр	Значения параметра			
Диаметр базового торца d_3, мм	До 100	100…150	150…250	Св. 250
Допуск на радиальное биение цилиндра диаметром d_{ae}, мкм	25	38	50	60
Допуск на торцевое биение ступицы колеса, мкм	15	25	35	45
Допуск на торцевое биение базовой поверхности диаметром d_3, мкм	10…15	15…25	25…35	35…45

Аналогичные допуски для заготовок конических шестерен (см. рис. 4.9, *а*) приведены в табл. 4.8.

Таблица 4.8

Допуски поверхностей заготовок конических шестерен [6, с. 147]

Параметр	Значения параметра			
Диаметр базового цилиндра ступицы d_1, мм	До 100	100…150	150…250	Св. 250
Допуск на радиальное биение цилиндра диаметром d_{ae}, мкм	25	38	50	75
Допуск на торцевое биение ступицы, мкм	15	25	35	45

На деталировочном чертеже зубчатого конического колеса (шестерни) размеры базовых поверхностей, используемые для нарезания зубьев, проставляют с определенной заданной точностью (см. рис. 4.9 и табл. 4.9).

Шероховатость поверхностей конического колеса назначают в зависимости от точности изготовления его поверхностей согласно ГОСТ 1758–81 (табл. 4.10):

- базовый цилиндр ступицы обрабатывают с *Ra* 1,6…3,2 мкм при диаметре до 80 мм и с *Ra* 3,2…6,3 мкм при диаметре свыше 80 мм;
- торцы зубчатого венца, ступицы и зубья – в соответствии со степенью точности изготовления передачи (см. табл. 3.23);
- остальные поверхности – с *Ra* 6,3…12,5 мкм.

Шероховатость одного класса для большинства поверхностей детали указывают в правом верхнем углу формата (рис. 4.10).

Таблица 4.9

Точность заготовок конических колес [6, с. 147]

Параметр	Значения параметра	
Модуль нормальный m_n, мм	1…8	Св. 8
Допуск внутреннего посадочного цилиндра ступицы d_1	*H*6 или *H*7	
Отклонение наружного диаметра вершин зубьев d_{ae}, мкм	0 –150	0 –250
Отклонение высоты конуса внешнего диаметра вершин зубьев A_e, мкм	0 –80	0 –100
Отклонение длины ступицы $L_{ст}$, мкм	0 –250	
Отклонение ширины зубчатого венца b_w, мкм	0 –250	
Отклонение угла конуса вершин зубьев δ_a, мин	+10' –5"	+5' –3'
Отклонение угла дополнительного конуса (90° – δ_a), мин	+30' –30'	+15' –15'

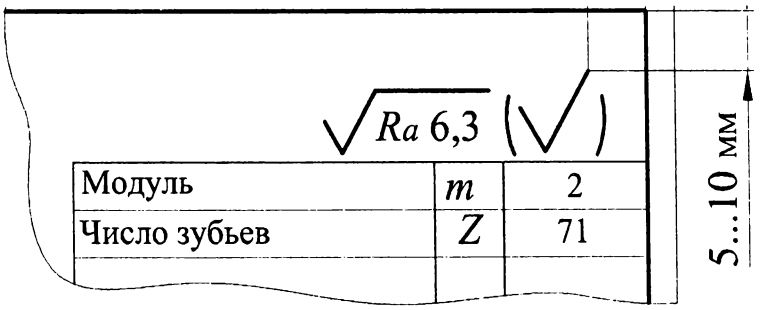


Рис. 4.10. Обозначение шероховатости остальных поверхностей на чертежах деталей

Таблица 4.10

Шероховатость зубчатого конического колеса *Ra* [6, с. 146]

Поверхность колеса	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
Боковая поверхность зубьев	1,6	3,2	3,2…6,3	6,3
Поверхности вершин зубьев и внешнего дополнительного конуса	3,2	3,2	3,2	6,3
Торцы ступицы	1,6	1,6	3,2	3,2
Поверхности установочных баз и остальные обрабатываемые поверхности	6,3			

На чертежах шероховатость поверхностей деталей проставляют в соответствии с ГОСТ 3.309–73 (с изменениями от 28.05.2002 г.). Если конструктор регламентирует способ обработки поверхности колеса по данному чертежу, то использует знак шероховатости с треугольником (см. рис. 3.18, *а*).

Если какую-то поверхность по данному чертежу не обрабатывают, то знак шероховатости содержит окружность, помещенную в угол знака (см. рис. 3.18, *б*).

Наиболее предпочтительным является знак в виде математического квадратного корня (см. рис. 3.18, *в*). Этот знак шероховатости также проставляют, если конструктор не регламентирует вид обработки поверхности детали.

4.12. Пример оформления чертежа зубчатого конического колеса

Формат чертежа выбирают в зависимости от размеров колеса, например А3 (лучше вычерчивать колесо в масштабе 1:1). Прежде чем начать чертить колесо, следует распланировать поле формата:

1) вычертить рамку формата, отчертить основную надпись (185 × 55 мм) в правом нижнем углу формата;

2) зарезервировать место над основной надписью для технических требований шириной 185 мм, высотой примерно 80 мм;

3) оставить место для угловой надписи (14 × 70 мм) в левом верхнем углу формата;

4) вычертить угловую таблицу параметров (110 × 120 мм) в верхнем правом углу формата.

И только после этого следует оценить оставшееся поле формата и правильно расположить чертеж зубчатого конического колеса. Колесо вычерчивают в одной проекции – в виде осевого разреза (рис. 4.11).

Вместо второй проекции вычерчивают профиль посадочного места ступицы (см. рис. 3.21). На него проставляют два размера: габаритный размер с учетом глубины шпоночного паза A и размер ширины шпоночного паза *в*. На размер A назначают положительное отклонение (см. табл. 3.28). На ширину шпоночного паза назначают допуск в зависимости от плотности посадки ступицы на вал. В редукторных передачах чаще всего используют нормальное и плотное соединения, поэтому и допуск на ширину паза назначают *Js*9 или *P*9 соответственно. Отклонения на ширину паза приведены в табл. 3.28. Класс шероховатости поверхностей шпоночного паза указан на рис. 3.18.

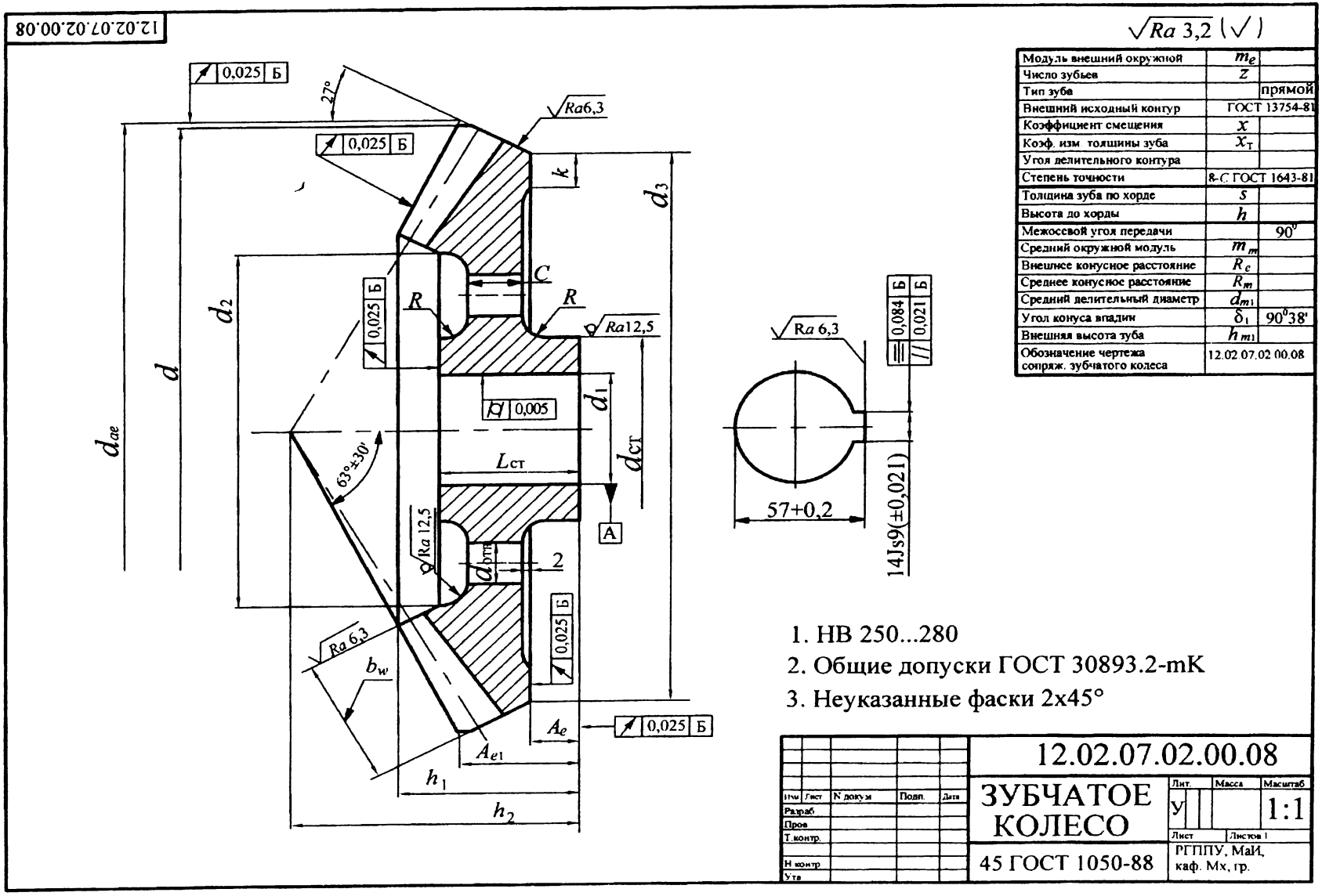


Рис. 4.11. Пример деталировочного чертежа зубчатого конического колеса с прямыми зубьями

На чертеже колеса проставляют размеры в следующем порядке:

• габаритные размеры: внешний диаметр вершин зубьев d_{ae}, внешнее конусное расстояние R_e, расстояние от торца ступицы до вершины конуса;

• размеры посадочного места: внутренний диаметр с допуском на размер, ширину и наружный диаметр ступицы;

• размеры зубчатого венца: ширину венца b_w, угол конуса вершин зубьев δ_a (штрихпунктирные линии – образующие делительного конуса и конуса впадин зубьев для простановки шероховатости боковых поверхностей зубьев и впадин зубьев соответственно);

• размеры диска колеса: толщину диска C, диаметр и число отверстий в диске колеса, диаметр центров отверстий в диске колеса.

Затем на чертеж наносят обозначение основной базы – ось посадочного цилиндра ступицы B и допуски формы и расположения поверхностей колеса (см. рис. 4.9 и 4.11):

• допуск цилиндричности на внутренний посадочный диаметр ступицы;

• допуск радиального биения на цилиндр выступов зубьев по d_{ae} и на конус вершин зубьев;

• допуски торцевого биения относительно базы колеса на торцевые поверхности ступицы и зубчатого венца (по d_3).

Примечание. Величины допусков и отклонений на все базовые поверхности для нарезания зубьев приведены в табл. 4.9; на конус вершин зубьев – в табл. 4.6; на ступицу, внешний диаметр вершин зубьев и зубчатый венец – в табл. 4.7; на базовые поверхности шестерни – в табл. 4.8.

В последнюю очередь на чертеже колеса проставляют обозначения параметров шероховатости его поверхностей (см. п. 3.10).

Важным этапом работы над чертежом является заполнение угловой таблицы параметров зубчатого венца. Она состоит из трех частей, отделенных друг от друга сплошной основной линией. Структура таблиц параметров для колес с прямыми и круговыми зубьями дана в табл. 4.11.

В первой части таблицы располагают основные параметры для нарезания зубьев колес.

Вторую часть таблицы параметров заполняют по одному из двух вариантов:

1) толщина зуба по хорде S_e и высота зуба до нее h_e;

2) внешняя постоянная хорда зуба S^*_{ce} и высота зуба до внешней постоянной хорды h^*_{ce}.

В третьей части таблицы приводят обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса (шестерни) по спецификации.

Угловые таблицы параметров конических колес должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 2.405–75.

Таблица 4.11

Структура угловых таблиц параметров для нарезания зубьев конических колес с прямыми и круговыми зубьями

Часть таблицы	Прямые зубья	Круговые зубья
1-я	Внешний окружной модуль	Средний нормальный модуль
	Число зубьев	Число зубьев
	Тип зуба	Тип зуба
	Внешний исходный контур по ГОСТ 13754–81	Осевая форма зуба по ГОСТ 19325–73
	Коэффициент смещения	Угол наклона
	Коэффициент изменения толщины зуба	Направление линии зуба
	Угол делительного конуса	Средний нормальный исходный контур по ГОСТ 16202–81
	Степень точности по ГОСТ 1643–81	Коэффициент смещения
		Коэффициент изменения толщины зуба
		Угол делительного конуса
		Номинальный диаметр зуборезной головки
		Степень точности по ГОСТ 1643–81
2-я	Толщина зуба по хорде	Толщина зуба по хорде
	Высота до хорды	Высота сверх хорды
3-я	Межосевой угол передачи	Межосевой угол передачи
	Средний окружной модуль	Внешний окружной модуль
	Внешнее конусное расстояние	Внешнее конусное расстояние
	Среднее конусное расстояние	Среднее конусное расстояние
	Средний делительный диаметр	Средний делительный диаметр
	Угол конуса впадин	Угол конуса впадин
	Внешняя высота зуба	Внешняя высота зуба
	Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса	Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса

Непосредственно над основной надписью на чертеже, но не ближе 10 мм к ней (правый нижний угол формата) располагают технические требования к изготовлению колеса. Согласно ГОСТ 2.105–95 заголовок «Технические требования» не пишут, шрифт – не менее 3,5 мм.

Примерная структура технических требований к изготовлению конического зубчатого колеса:

1. 280… 300 НВ (указывают твердость рабочих поверхностей зубьев).

2. Радиусы закруглений 5 мм (имеются в виду те радиусы, которые не указаны на чертеже).

3. Точность зубчатого колеса по ГОСТ 1758–81 (указывают стандарт, регламентирующий степень точности изготовления передачи).

4. Общие допуски ГОСТ 30893.2–*mK* (*m* – средний класс точности общих допусков линейных размеров, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2).

4.13. Расчет внешней делительной толщины зуба по хорде и высоты зуба до хорды

Внешняя делительная хорда – это отрезок прямой, соединяющий точки пересечения делительной окружности с разноименными профилями зуба конического колеса по внешнему торцу колеса (рис. 4.12).

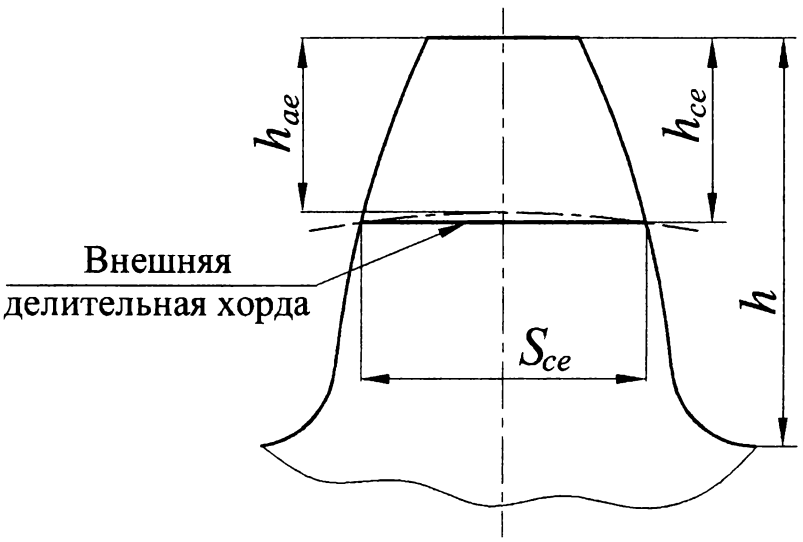


Рис. 4.12. К расчету внешней делительной толщины зуба конического колеса

Вариант 1. Внешнюю делительную толщину зуба по хорде вычисляют по следующей зависимости [6, с. 143]:

$$S^*_e = \frac{d_e}{\cos\delta} \cdot \sin\psi_e,$$

где d_e – внешний делительный диаметр колеса (шестерни);

δ – угол делительного конуса колеса (шестерни);

ψ_e – половина внешней угловой толщины зуба.

Высоту зуба до внешней делительной хорды определяют по формуле [6, с. 143]:

$$h^*_{ae} = h_{ae} + 0{,}25 \cdot S_e \cdot \psi_e,$$

где h_{ae} – внешняя высота головки зуба, мм;

S_e – внешняя окружная толщина зуба, мм.

Половину внешней угловой толщины зуба ψ_e вычисляют по следующей зависимости [6, с. 142]:

$$\psi_e = (S_e \cos\delta)/d_e.$$

Вариант 2. Длину внешней постоянной хорды зуба определяют по зависимости [1, с. 447]:

$$S^*_{ce} = S_e \cos^3\alpha, \qquad (4.2)$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20°$.

Высоту до внешней постоянной хорды зуба вычисляют следующим образом [1, с. 447]:

$$h^*_{ce} = h_{ae} - 0{,}25 S_e \sin 2\alpha. \qquad (4.3)$$

Внешнюю окружную толщину зуба, входящую в формулы (4.2) и (4.3), определяют по зависимости [1, с. 444]:

$$S_e = 0{,}5\ \pi\ m_e,$$

где m_e – внешний окружной модуль зубьев, мм.

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

5.1. Основные сведения о червячных передачах

Червячные передачи широко применяют в приводах подъемно-транспортных машин, станков, автомобилей и других машин при необходимости снижения скорости и передачи движения между скрещивающимися валами, чаще всего под углом 90°. Из всех передач зацеплением, применяемых у нас в промышленности, 10% составляют червячные. Выпуск червячных редукторов в отечественном машиностроении составляет 47%.

Червячная передача относится к числу зубчато-винтовых, движение в ней осуществляется по принципу винтовой пары: за счет скольжения витков червяка по зубьям колеса.

Червяк – это винт с трапецеидальной резьбой (или близкой к ней по форме). *Червячное колесо* – косозубое цилиндрическое колесо, имеющее вогнутый зубчатый венец, позволяющий охватывать червяк на дуге с центральным углом 2β (рис. 5.1). Угол подъема винтовой линии червяка равен углу наклона зубьев червячного колеса.

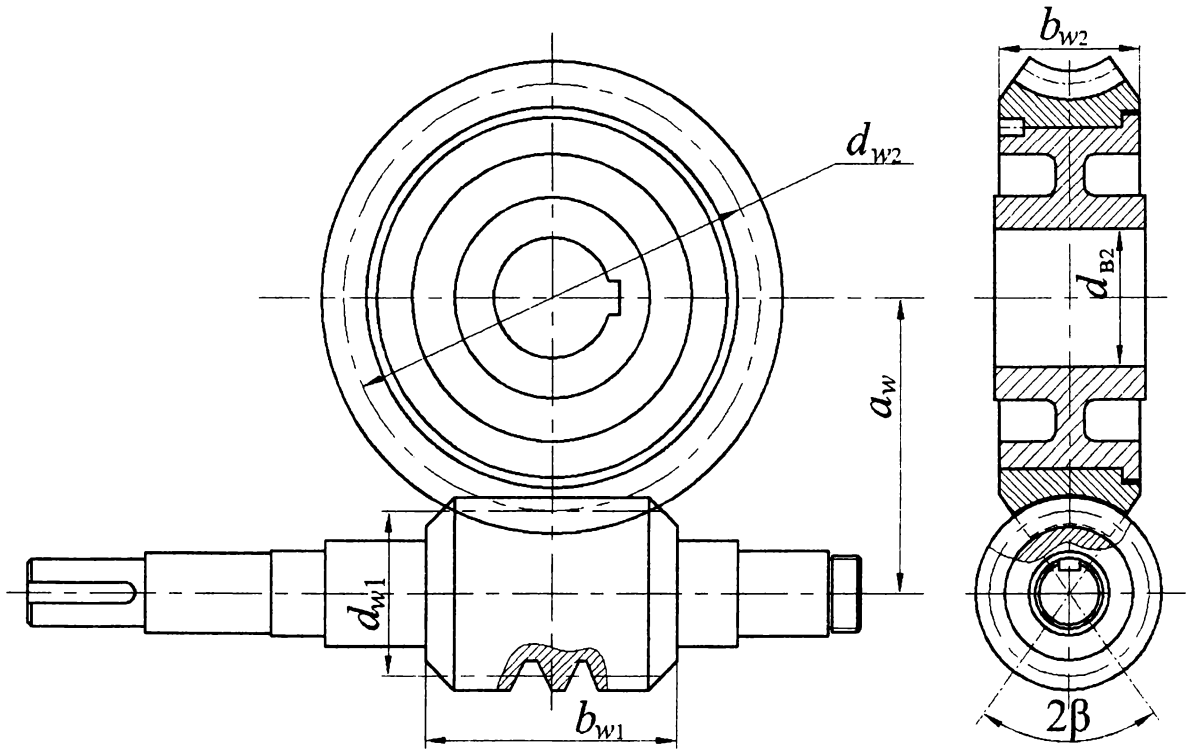


Рис. 5.1. Червячная цилиндрическая передача

Достоинствами червячных передач являются:

• возможность реализации больших передаточных чисел. Для одноступенчатой червячной передачи $u_{min} = 8$ (для зубчатой цилиндрической передачи это максимально применимое передаточное число);

• самоторможение;

• высокая нагрузочная способность;

• плавность и бесшумность работы.

К недостаткам червячных передач относят:

• низкий КПД (вследствие относительного скольжения витков червяка и зубьев колеса в передаче значительные потери на трение);

• необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов для изготовления колеса (с целью снижения коэффициента трения);

• наличие больших осевых нагрузок на опоры червяка при ограниченном диаметре цапф. Это приводит к тому, что габариты подшипниковых узлов определяют размеры всей конструкции узла червяка.

Червячные передачи в зависимости от формы исходного тела червяка подразделяют на несколько групп. Под исходным телом червяка понимают тело, ограниченное поверхностью, в которую вырождаются витки при стремлении их высоты к нулю. Итак, различают:

• собственно *червячные передачи* (исходное тело червяка – цилиндр). Иначе эти передачи называют червячными цилиндрическими (см. рис. 5.1);

• *глобоидные передачи с вогнутым червяком* (рис. 5.2, *а*). Исходное тело червяка – вогнутый тороид. Особенность этой передачи состоит в том, что не только колесо охватывает червяк на дуге 2β (см. рис. 5.1), но и червяк охватывает колесо на дуге с центральным углом φ (см. рис. 5.2, *а*). Это улучшает условия контакта и повышает нагрузочную способность передачи примерно в 1,5 раза по сравнению с цилиндрической червячной передачей, поскольку все витки червяка одновременно участвуют в передаче нагрузки и движения. Глобоидная передача сложна в изготовлении, сборке и очень чувствительна к осевому смещению червяка;

• *спироидные передачи* – передачи с цилиндрическим червяком и плоским червячным колесом, зубья которого в пределах ширины зубчатого венца располагаются по спирали (рис. 5.2, *б*). Особенность этих передач состоит в том, что зона зацепления смещена от межосевой линии вдоль осей червяка и колеса, что создает благоприятные условия контакта в пе-

редаче, облегчает сборку и регулировку зацепления. Эта передача нашла применение в приводах танков.

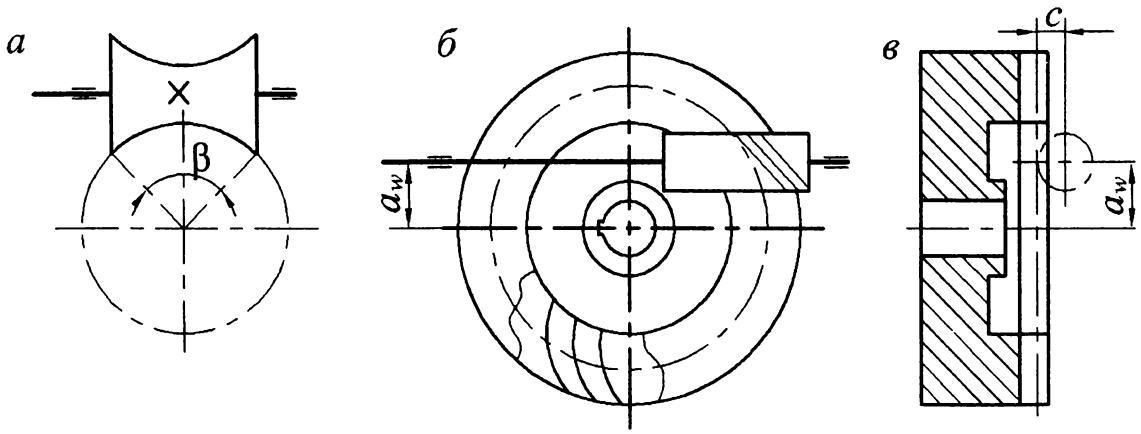


Рис. 5.2. Кинематические схемы червячных передач:
а – глобоидной; *б*, *в* – спироидной

Из рассмотренных передач наиболее компактной (при одинаковой передаваемой мощности) является спироидная, а наиболее распространенной – червячная цилиндрическая передача.

В зависимости от профиля витков различают:

• архимедов червяк *ZA*, имеющий в осевом сечении (главном сечении передачи) трапецеидальный профиль витков;

• конволютный червяк *ZN*, имеющий прямолинейные очертания впадин в нормальном сечении витков;

• эвольвентный червяк *ZJ*, имеющий эвольвентный профиль витка в торцовом сечении червяка; представляет собой косозубое колесо с малым числом зубьев.

Работоспособность червячной передачи определяется твердостью и шероховатостью боковых поверхностей витков червяка. Поэтому после нарезания витков их подвергают термообработке, а затем шлифуют или полируют.

Поскольку для шлифования архимедовых и конволютных червяков требуются фасонные шлифовальные круги сложной формы, то эти червяки нашли применение только в тихоходных и малонагруженных передачах [5, с. 213].

Наиболее технологичными являются эвольвентные червяки, рабочие поверхности которых с высокой точностью шлифуют конусными кругами. Эти червяки считают перспективными, их чаще применяют в силовых передачах.

Основными способами изготовления червяков являются:

1) нарезание резцом на токарно-винторезном станке (точность высокая, но малая производительность);

2) нарезание фрезой (способ более производительный).

Зубья червячного колеса нарезают чаще всего червячными фрезами методом обкатки.

Характерными особенностями работы червячных передач по сравнению с зубчатыми являются значительные скорости относительного скольжения V_s витков червяка по зубьям колеса и неблагоприятное направление вектора V_s относительно линии контакта. Вектор скорости V_s направлен по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка, его величину определяют из параллелограмма скоростей (рис. 5.3):

$$V_s = \frac{V_1}{\cos\psi} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{\cos\psi} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot \cos\psi}, \qquad (5.1)$$

где V_1 – окружная скорость червяка, м/с;

ω_1 – угловая скорость червяка, рад$^{-1}$;

d_1 – делительный диаметр червяка, мм;

Ψ – угол подъема винтовой линии червяка;

n_1 – частота вращения червяка, об/мин.

Как следует из (5.1), скорость скольжения всегда больше окружной скорости червяка. Вектор скорости относительного скольжения лежит в плоскости контакта витков и зубьев. Передача движения за счет скольжения приводит к тому, что смазка с контактных поверхностей выдавливается, потери на трение возрастают (см. рис. 5.3).

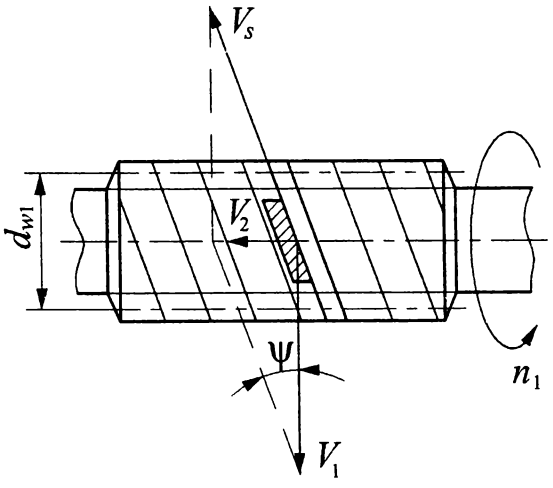


Рис. 5.3. Соотношение скоростей в зацеплении червячной пары:

V_1, V_2 – векторы линейных скоростей червяка и колеса;

V_s – вектор скорости скольжения зубьев колеса по витку червяка

Повышенное скольжение в передаче способствует заеданию и изнашиванию зубьев колеса. Поэтому червячная передача имеет низкий КПД, определяемый по зависимости

$$\eta = \frac{0{,}95\,\mathrm{tg}\psi}{\mathrm{tg}(\psi + \gamma')}, \qquad (5.2)$$

где γ' – приведенный угол трения, $\gamma' = \mathrm{arctg}\, f'$ (f' – приведенный коэффициент трения);

Ψ – угол подъема винтовой линии червяка, $\mathrm{tg}\Psi = Z_1/q$ (Z_1 – число заходов червяка; q – коэффициент диаметра червяка);

0,95 – множитель, учитывающий потери на перемешивание смазки.

Из формулы (5.2) видно, что КПД растет с увеличением делительного угла подъема винтовой линии Ψ, т. е. с увеличением числа заходов червяка Z_1.

Одновременно увеличение угла подъема винтовой линии червяка Ψ вызывает увеличение габаритов и стоимости передачи.

Весьма важной кинематической характеристикой передачи является *передаточное число*. На примере червячной передачи с однозаходным червяком проще всего уяснить, как следует определять передаточное число.

Итак, за один полный оборот червяка его виток переместится в осевом направлении на величину осевого шага

$$p_s = \pi \cdot m_s,$$

где m_s – осевой модуль червяка.

Поскольку осевой модуль червяка и окружной модуль колеса равны между собой: $m_s = m_t$, то это означает, что колесо повернется на один окружной шаг ($p_t = \pi \cdot m_t$), т. е. на один зуб.

За один полный оборот колеса червяк сделает столько оборотов, сколько зубьев у колеса. Таким образом, передаточное число червячной передачи определяют по соотношению

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_1}{d_2 \cdot \mathrm{tg}\psi},$$

где Z_1 – число заходов червяка;

Z_2 – число зубьев колеса;

n_1, n_2 – частота вращения соответственно червяка и колеса, об/мин;

ω_1, ω_2 – угловая скорость соответственно червяка и колеса, рад$^{-1}$;

d_1, d_2 – делительный диаметр соответственно червяка и колеса, мм.

Между передаточным числом и числом заходов червяка существует зависимость (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Зависимость передаточного числа от Z_1 [5, с. 219]

Параметр	Значения параметра		
Число заходов червяка Z_1	4	2	1
Передаточное число u	8…14	Св.14…30	Св. 30

5.2. Алгоритм проектирования червячных цилиндрических передач

В проектировании червячных цилиндрических передач выделяют следующие этапы:

1. Определение скорости относительного скольжения витков червяка по зубьям колеса.

2. Выбор материала и вида термообработки для изготовления зубьев червячного колеса в зависимости от величины скорости скольжения.

3. Вычисление допускаемых контактных напряжений и напряжения изгиба для материала зубьев колеса.

4. Назначение степени точности изготовления передачи.

5. Вычисление расчетного крутящего момента.

6. Определение межосевого расстояния передачи исходя из условия контактной прочности зубьев колеса.

7. Согласование межосевого расстояния с ГОСТ 2144–93.

8. Выбор по ГОСТ 2144–93 в зависимости от межосевого расстояния и передаточного числа: числа заходов червяка Z_1, числа зубьев колеса Z_2, модуля m_s, коэффициента диаметра червяка q и коэффициента смещения исходного контура червяка x_1.

9. Расчет основных геометрических и кинематических параметров передачи.

10. Уточнение степени точности изготовления передачи и величины расчетного вращающего момента по величине фактической скорости скольжения в зацеплении. (При существенном отличии величины скорости скольжения V_s от предварительно вычисленной выбирают новую марку материала для зубьев колеса, а затем вычисляют для него допускаемые контактные и изгибные напряжения.)

11. Проведение проверочных расчетов зубьев колеса без замены их материала. Если запас прочности зубьев колеса по контактным напряжениям не превышает 15%, то материал не заменяют на новый. Если фактические контактные напряжения превышают допускаемые более чем на 5%, то следует заменить материал на новый (см. п. 10) и увеличить межосевое расстояние передачи.

12. Выполнение эскизной компоновки рассчитанной передачи.

13. Конструирование червяка и колеса.

14. Выбор подшипников для опор валов передачи.

15. Проведение проверочного расчета выбранных подшипников и конструирование по его результатам опорных узлов валов передачи.

16. Выбор сорта и способа смазки зацеплений и подшипников. Вычисление требуемого объема масляной ванны и уровня масла в редукторе.

17. Конструирование и проверка на усталостную прочность валов редуктора.

18. Проведение проверочного теплового расчета передачи.

19. Проектирование корпусных деталей передачи.

20. Выбор стандартных фланцевых крышек и уплотнения для подшипников, а также всего необходимого для сборки редуктора крепежа.

21. Вычерчивание редуктора в 2–3 проекциях.

22. Назначение допусков и посадок. Нанесение всех необходимых для сборочного чертежа размеров и надписей (технические требования и техническая характеристика).

23. Составление спецификации редуктора. Нанесение позиций спецификации на чертеже. Завершение оформления чертежа.

5.3. Выбор материалов и видов термообработки для изготовления червяков и червячных колес

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса. Он может претерпевать все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах.

Наиболее опасно для колес, изготовленных из твердых материалов (безоловянных бронз и чугунов), *заедание*, так как в этом случае происходят значительные повреждения контактных поверхностей и последующее быстрое изнашивание зубьев частицами материала колеса, приварившимися к виткам червяка.

В передачах с колесами из мягких материалов (оловянных и противозадирных бронз) наиболее опасно *усталостное выкрашивание* боковых поверхностей зубьев колеса.

Износ зубьев очень зависит от смазки; он увеличивается при неточном монтаже передачи и повышенной шероховатости витков червяка, поэтому шероховатость витков должна быть не более *Ra* 1,00 мкм.

Пластическое течение зубьев колес имеет место при длительной работе передачи с перегрузками.

Излом зубьев колеса происходит крайне редко и главным образом вследствие ошибок изготовления или монтажа.

Значительное скольжение в червячной передаче повышает износ зубьев колеса и увеличивает склонность передачи к заеданию. Именно этим обусловлены использование дорогостоящих антифрикционных материалов и ограничение области применения червячных редукторов по передаваемым мощностям до 50 кВт (при больших мощностях потери на нагрев передачи достигают 25…40%). Для обеспечения наименьших потерь мощности и наилучших условий приработки материалы червячной пары назначают антифрикционными, т. е. обеспечивающими минимальный коэффициент трения: сталь – бронза и сталь – чугун.

Материал червяка. Поскольку червяк испытывает большее число циклов нагружения, чем червячное колесо, а также из-за высоких требований к жесткости его изготавливают из цементируемых высокопрочных марок стали 20Х, 14ХФ, 12ХН3А, 18ХГТ с твердостью рабочих поверхностей после закалки 56…63 HRC.

Для передач, работающих с большими перерывами и редко испытывающих максимальные нагрузки, червяки изготовляют из среднеуглеродистых конструкционных сталей марок 45, 50 или 40Х, 40ХН, 35ХГСА. Витки червяков поверхностно или объемно закаляют до 45…53 HRC с последующим шлифованием или полированием витков с *Ra* 0,04…1,60 мкм [6, с. 152].

Хорошие результаты дает использование стали 25ХГМ с нитроцементацией, позволяющей поднять нагрузочную способность передачи на 25…30%, а также применение азотируемых сталей 38ХМЮА и 38Х2Ю для червяков, не требующих шлифования [9, с. 236].

Материал зубьев колеса. Материал зубьев червячного колеса выбирают в зависимости от скорости относительного скольжения в передаче V_s.

Все материалы, применяемые для изготовления зубчатых венцов червячных колес, можно условно разделить на три группы по мере убывания их антизадирных и антифрикционных свойств:

• *Группа I.* Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянно-фосфористые бронзы БрО10Н1Ф1, Бр010Ф1 и оловянно-цинковые БрО5Ц5С5. Эти бронзы используют в длительно работающих силовых передачах при $V_s = 5...25$ м/с [5, с. 220]. Они имеют невысокую прочность, весьма дороги и дефицитны, что повышает общую стоимость передачи.

• *Группа II.* Безоловянные бронзы БрА10Ж4Н4Л, БрА9ЖЗЛ и латуни ЛАЖМц 66–6–3–2 используют при скоростях скольжения до 5 м/с [5, с. 220]. Наиболее часто применяют бронзу БрА9ЖЗЛ, обладающую высокой прочностью. Поскольку у нее пониженные антизадирные свойства, то ее используют в паре с закаленными (более 45 HRC) шлифованными и полированными червяками.

• *Группа III.* При малых скоростях скольжения (V_s до 2 м/с) и незначительной мощности (до 1 кВт) червячные колеса выполняют из серого чугуна СЧ15 и СЧ20.

С целью экономии дефицитных бронз из них изготавливают только бандаж, т. е. зубчатый венец (см. рис. 5.1). В настоящее время на стадии освоения экономична технология плазменного напыления тончайшего слоя бронзы на стальную поверхность зубьев колеса.

Итак, выбор материала колеса начинают с расчета величины скорости относительного скольжения [5, с. 221]:

$$V_s = \frac{4{,}5 \cdot n_1}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где n_1 – частота вращения червяка, об/мин;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Допускаемые контактные напряжения для материалов группы I вычисляют с учетом коэффициента долговечности:

$$\sigma_{HP2} = (0{,}75...0{,}90) \cdot C_v \cdot K_{HL} \cdot \sigma_{HP0},$$

где C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса (табл. 5.2);

K_{HL} – коэффициент долговечности (вычисляют по формуле (5.3));

σ_{HP0} – допускаемые контактные напряжения при базовом числе циклов нагружения, МПа.

Таблица 5.2

Коэффициент интенсивности изнашивания C_v [4, с. 34]

Параметр	Значения параметра			
V_s, м/с	5	6	7	⩾8
C_v	0,95	0,88	0,83	0,8

Коэффициент долговечности определяют по зависимости

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \leqslant 1{,}15, \qquad (5.3)$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи, $N_{HE} = K_{HE} \cdot N$;

K_{HE} – коэффициент эквивалентности (табл. 5.3).

Суммарное число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы вычисляют по формуле

$$N = 60 \cdot n_2 \cdot L_h,$$

где L_h – время работы передачи, ч;

n_2 – частота вращения колеса, об/мин.

Если в результате расчета будет получено эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ [4, с. 33].

Таблица 5.3

Коэффициенты эквивалентности K_{HE} и K_{FE} [4, с. 34]

Режим нагружения		Коэффициенты эквивалентности	
Обозначение	Название	K_{HE}	K_{FE}
0	Постоянный	1,000	1,000
1	Тяжелый	0,416	0,200
2	Средний равновероятностный	0,200	0,100
3	Средний нормальный	0,121	0,040
4	Легкий	0,081	0,016
5	Особо легкий	0,034	0,004

Допускаемые контактные напряжения для материалов групп II и III вычисляют согласно зависимостям, приведенным в табл. 5.4, т. е. исходя из условия сопротивления заеданию. Срок службы передачи при этом не важен.

Таблица 5.4

Механические свойства материалов червячных колес [4, с. 33]

Группа	V_s, м/с	Материал колеса	Способ отливки	Механические свойства		σ_{HP2}, МПа
				$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	
I	< 25	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	Для витков с HRC ⩾ 45 $\sigma_{HP2}=0{,}75 \cdot C_v \cdot K_{HL} \cdot \sigma_в$ Для витков с НВ <350 $\sigma_{HP2}=0{,}9 \cdot C_v \cdot K_{HL} \cdot \sigma_в$
	< 12	БрО10Ф1	К	245	195	
			П	215	135	
	< 8	БрО5Ц5С5	К	200	90	
			П	145	80	
II	< 5	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	Для витков с HRC ⩾ 45 $\sigma_{HP2}=\sigma_{HP0} - 25V_s$, где σ_{HP0} = 300 МПа Для витков с НВ ⩽ 350 σ_{HP0} = 250 МПа
			К	650	430	
		БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
			П	450	300	
		БрА9Ж3Л	Ц	500	200	
			К	490	195	
			П	390	195	
	< 4	ЛАЖМц66–6–3–2	Ц	500	330	
			К	450	295	
			П	400	260	
III	< 2	СЧ15	П	355	–	175–35V_s
		СЧ20	П	315	–	

Примечание. Способы отливки: Ц – центробежное литье; К – отливка в кокиль; П – отливка в песок (используют в единичном производстве).

5.4. Точность червячных цилиндрических передач

ГОСТ 3675–81 устанавливает 12 степеней точности изготовления цилиндрических червячных передач (закрытых и открытых) с архимедовыми (*ZA*), эвольвентными (*ZJ*) и конволютными (*ZK*) червяками. В общем машиностроении используют передачи 6–9-й степеней точности (в порядке снижения точности).

Для червяков, червячных колес и червячных передач каждой степени точности устанавливают нормы:

- кинематической точности;
- плавности работы;
- контакта зубьев и витков.

Степень точности передачи определяется по элементу с наиболее низкими показателями точности. Пример обозначения точности червячной передачи со степенью точности 7 по всем трем нормам: 7–*C* ГОСТ 3675–81.

Этот стандарт регламентирует шесть видов сопряжения червяка с червячным колесом в передаче, характеризуемых величиной бокового зазора между витками червяка и зубьями колеса в зацеплении. На боковой зазор назначают допуск, обозначаемый буквами *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *H* (в порядке уменьшения величины бокового зазора).

Допустимо комбинирование норм точности. Ниже приведен пример обозначения точности червячной передачи со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта витков червяка и зубьев колеса, с видом сопряжения червяка и червячного колеса *B* и видом допуска на боковой зазор *a*: 8–7–6–*B a* ГОСТ 3675–81.

Степень точности изготовления червяка, червячного колеса и передачи назначают в зависимости от скорости относительного скольжения в зацеплении (табл. 5.5). Норма бокового зазора в зацеплении определяется условиями эксплуатации передачи. Например, при реверсивной работе передачи боковой зазор следует делать минимальным, чтобы избежать внутренней динамики в передаче при ее работе.

Таблица 5.5

Степень точности изготовления червячной передачи [5, с. 218]

Параметр	Значения параметра		
V_s, м/с	До 2	До 5	До 10
Степень точности	9	8	7

Чем больше скорость скольжения витков червяка относительно зубьев колеса, тем выше должна быть степень точности изготовления передачи (см. табл. 5.5).

5.5. Силы в зацеплении цилиндрических червячных передач

При подаче вращающего момента на вал червяка в зацеплении возникают усилия, действующие по нормали к контактным поверхностям витков червяка и зубьев червячного колеса. Эти усилия передаются на опорные узлы валов, вызывают деформации изгиба, внецентренного сжатия и кручения валов, а также обусловливают прогибы валов и связанное с этим нарушение зацепления.

Долговечность работы червячной передачи определяется режимом эксплуатации, величиной и направлением действующих нагрузок. В приработанной передаче усилие со стороны червяка воспринимают одновременно несколько зубьев колеса.

Для упрощения расчетов силу нормального давления на виток червяка F_{n1} рассматривают как сосредоточенную и приложенную в полюсе зацепления. Эта сила направлена по нормали к рабочей поверхности витка (рис. 5.4). На зуб колеса действует равное, но противоположно направленное усилие F_{n2}.

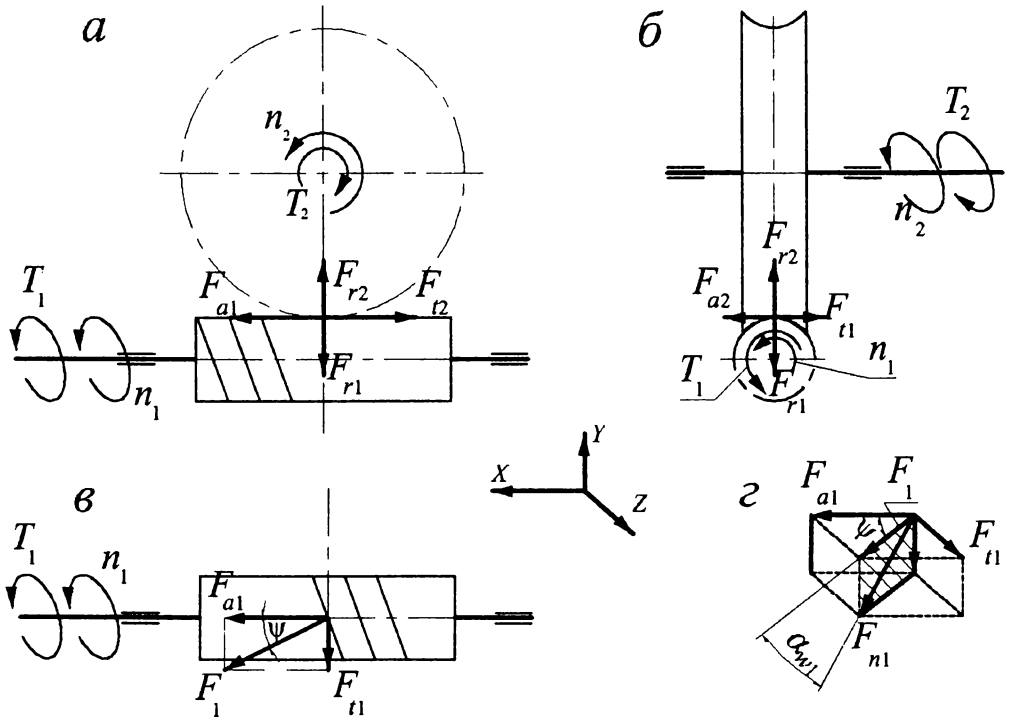


Рис. 5.4. Схема сил, действующих в зацеплении червячной цилиндрической передачи

Поскольку червяк – это ведущий элемент передачи, то и направление вращающего момента на его валу T_1 совпадает с направлением вращения червяка n_1.

Сила нормального давления может быть разложена на три взаимно перпендикулярные составляющие, направленные вдоль осей координат, совпадающих с осями передачи. Этим составляющим присваивают те же индексы и названия, что и в зубчатых передачах: F_t – окружная, F_a – осевая и F_r – радиальная (или распорная) силы.

Усилия F_a и F_r действуют в диаметральных плоскостях червяка и червячного колеса (см. рис. 5.4), поэтому они не создают вращающих моментов вокруг осей колеса и червяка. Следовательно, момент сил на червяке полностью расходуется на преодоление окружного усилия F_{t1} на плече, равном половине его делительного диаметра: $F_{t1} = 2T_1/d_{w1}$, а усилие F_{t2} на плече $0{,}5d_{w2}$ уравновешивает действие момента сопротивления T_2: $F_{t2} = 2T_2/d_{w2}$.

Из рис. 5.4 видно следующее:

• окружная сила на колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1}:

$$F_{t2} = -F_{a2} = 2T_2/d_{w2};$$

• окружная сила на червяке F_{t1} численно равна осевой силе на колесе F_{a2}:

$$F_{t1} = -F_{a2} = 2T_1/d_{w1};$$

• радиальная сила на колесе F_{r2} численно равна радиальной силе на червяке F_{r1}:

$$F_{r2} = -F_{r1} = F_{t2} \cdot \mathrm{tg}\alpha.$$

Здесь T_1, T_2 – вращающие моменты на червяке и червячном колесе; d_{w1}, d_{w2} – начальные диаметры червяка и колеса; α – угол профиля зуба червячного колеса.

Направления осевых сил зависят от направления вращения и направления витков червяка (правое или левое).

Радиальные силы всегда направлены по радиусу к центру червяка и колеса соответственно.

Направление окружной силы, действующей на зуб колеса, всегда совпадает с направлением вращения колеса.

Окружная сила, действующая на виток червяка, всегда направлена навстречу его вращению.

5.6. Проектный расчет червячной цилиндрической передачи

В червячных передачах наряду с выкрашиванием поверхностей зубьев колеса велика опасность заедания. Оба вида разрушения зависят от величины контактных напряжений. Именно поэтому для всех типов червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, определяющим размеры передачи.

Главной геометрической характеристикой червячной передачи является ее межосевое расстояние. Материал зубьев червячного колеса обладает меньшей контактной прочностью, нежели материал витков червяка, поэтому межосевое расстояние передачи определяют, исходя из контактной выносливости зубьев колеса [5, с. 226]:

$$a_w \geqslant 61\sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{\sigma^2_{HP2}}}, \qquad (5.4)$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм;

σ_{HP2} – допускаемые контактные напряжения материала зубьев колеса, Н/мм^2 (при расположении червяка вне масляной ванны, например при верхнем расположении червяка, значения σ_{HP2} уменьшают на 15% [5, с. 223]);

K_H – расчетный коэффициент нагрузки на зубья червячного колеса.

$$K_H = K_{H\beta}K_{Hv}.$$

Здесь $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (см. табл. 3.5); K_{Hv} – коэффициент внутренней динамики передачи (табл. 5.6).

Степень точности изготовления передачи на стадии проектного расчета (определения межосевого расстояния) назначают по табл. 5.5.

Таблица 5.6

Коэффициенты динамичности нагрузки K_{Hv} и K_{Fv} [12, с. 65]

Степень точности	Скорость относительного скольжения V_s, м/с			
	< 1,5	от 1,5 до 3,0	от 3,0 до 7,5	от 7,5 до 12,0
6	–	–	1,00	1,10
7	1,00	1,00	1,10	1,20
8	1,15	1,25	1,40	–
9	1,25	–	–	–

Значение межосевого расстояния, рассчитанное по (5.4), округляют до ближайшего стандартного значения (табл. 5.7).

Таблица 5.7

Значения межосевого расстояния червячной передачи по ГОСТ 2144–93

Ряд	Значения									
1	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

Примечание. Значения 1-го ряда предпочтительнее.

После округления межосевого расстояния до стандартного значения необходимо выбрать по ГОСТ 2144–93 (прил. 3) следующие *основные параметры передачи*:

- модуль m;
- коэффициент диаметра червяка q;
- число заходов червяка Z_1;
- число зубьев колеса Z_2;
- коэффициент смещения исходного контура червяка x_1.

Геометрические размеры червячной передачи с архимедовым червяком вычисляют по зависимостям, приведенным в табл. 5.8 [5, с. 215], а с эвольвентным червяком – по зависимостям, представленным в табл. 5.9 [6, с. 150].

Таблица 5.8

Геометрические параметры червячных передач с архимедовым червяком Z_A

Параметр	Червяк	Колесо
Делительный диаметр	$d_1 = m \cdot q$	$d_2 = m \cdot Z_2$
Начальный диаметр	$d_{w1} = m \cdot (q + 2x_1)$	$d_{w2} = m \cdot Z_2 = d_2$
Диаметр выступов	$d_{a1} = d_{w1} + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$
Диаметр впадин	$d_{f1} = d_{w1} - 2{,}4m$	$d_{f2} = d_2 - 2{,}4m$
Высота головки	$h_{a1} = m^*$	$h_{a2} = m^{**}$
Высота ножки	$h_{f1} = 1{,}2m^*$	$h_{f2} = 1{,}2m^{**}$
Угол подъема линии витка на начальном цилиндре	$\mathrm{tg}\psi = \dfrac{Z_1}{q + 2x_1}$	–
Угол подъема линии витка на делительном цилиндре	$\mathrm{tg}\psi = \dfrac{Z_1}{q}$	–

* Параметр витка червяка.

** Параметр зуба колеса.

Червячные передачи со смещением исходного контура изготавливают с целью согласования межосевого расстояния со стандартным (или заданным) значением. Коэффициент смещения инструмента x вычисляют по следующей зависимости [5, с. 215]:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5 \cdot (q + Z_2),$$

где a_w – межосевое расстояние передачи, мм;

m – модуль, мм;

q – коэффициент диаметра червяка;

Z_2 – число зубьев колеса.

Таблица 5.9

Геометрические параметры червячных передач с эвольвентным червяком Z_J

Параметр	Червяк	Колесо
Делительный диаметр	$d_1 = m \cdot q$	$d_2 = m \cdot Z_2$
Начальный диаметр	$d_{w1} = m \cdot (q + 2x_1)$	$d_{w2} = m \cdot Z_2 = d_2$
Диаметр выступов	$d_{a1} = d_{w1} + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x_2)$
Диаметр впадин	$d_{f1} = d_{w1} - 2{,}4m$	$d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1{,}2 - x_2)$
Высота головки	$h_{a1} = m^*$	$h_{a2} = m^{**}$
Высота ножки	$h_{f1} = m \cdot (1 + 0{,}2\cos\psi)^*$	$h_{f2} = 1{,}2m^{**}$
Угол подъема линии витка на начальном цилиндре	$\operatorname{tg}\psi_w = \frac{m \cdot Z_1}{d_{1w}}$	–
Угол подъема линии витка на делительном цилиндре	$\operatorname{tg}\psi = \frac{Z_1}{q}$	–
Основной диаметр	$d_{b1} = \frac{m \cdot Z_1}{\operatorname{tg}\psi_b}$	–
Основной угол подъема	$\cos\psi_b = \cos\alpha \cdot \cos\psi$	–

* Параметр витка червяка.

** Параметр зуба колеса.

Значения коэффициента смещения инструмента выбирают по условию не подрезания и не заострения зубьев колеса в пределах $0 \leqslant x \leqslant 1$ [6, с. 215]. Предпочтительно положительное смещение, так как при этом увеличивается запас прочности зубьев колеса.

Формулы для вычисления длины нарезанной части червяка b_1, ширины зубчатого венца колеса b_2 и наибольшего диаметра колеса d_{aM2}

в зависимости от коэффициента смещения инструмента приведены в табл. 5.10.

Для шлифуемых червяков длину нарезанной части b_{w1}, вычисленную по зависимостям, приведенным в табл. 5.10, увеличивают [6, с. 55]:

- на 25 мм при модуле $m < 10$ мм;
- на 35...40 мм при модуле $m = 10...16$ мм;
- на 50 мм при модуле $m > 16$ мм.

Таблица 5.10

Параметры червяка и колеса корригированной передачи [6, с. 55]

Коэффициент смещения инструмента x	Число заходов червяка Z_1		
	$Z_1 = 1$	$Z_1 = 2$	$Z_1 = 4$
+1,0	$b_1 \geqslant (12 + 0{,}10 \cdot Z_2) \cdot m$		$b_1 \geqslant (13{,}0 + 0{,}10 \cdot Z_2) \cdot m$
+0,5	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}10 \cdot Z_2) \cdot m$		$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}10 \cdot Z_2) \cdot m$
0	$b_1 \geqslant (11 + 0{,}06 \cdot Z_2) \cdot m$		$b_1 \geqslant (12{,}5 + 0{,}09 \cdot Z_2) \cdot m$
–0,5	$b_1 \geqslant (8 + 0{,}06 \cdot Z_2) \cdot m$		$b_1 \geqslant (9{,}5 + 0{,}09 \cdot Z_2) \cdot m$
–1,0	$b_1 \geqslant (10{,}5 + Z_1) \cdot m$		
d_{aM2}	$\geqslant d_{a2} + 2m$	$\geqslant d_{a2} + 1{,}5\,m$	$\geqslant d_{a2} + m$
b_2	$\leqslant 0{,}75 d_{a1}$		$\leqslant 0{,}67 \cdot d_{a1}$

После вычисления ширины зубчатого венца колеса b_2 и длины нарезанной части червяка b_1 их следует округлить по нормальным рядам чисел согласно ГОСТ 6636–69 (см. прил. 2).

5.7. Проверочные расчеты червячных цилиндрических передач

Червяки выполняют в виде валов-винтов, поэтому их проверяют на усталостную прочность и изгибную жесткость. Поскольку червячное колесо – это видоизмененное цилиндрическое зубчатое колесо, то после расчета геометрии передачи зубья колеса проверяют на усталостную прочность по контактным и изгибным напряжениям. Неблагоприятное направление вектора скорости относительного скольжения приводит к выдавливанию смазки с контактных поверхностей витков и зубьев, что

вызывает нагрев передачи. Поэтому передачу проверяют на нагрев по окончании конструирования (табл. 5.11).

Таблица 5.11

Структура расчетов червячных передач

Расчеты червяка	Расчеты зубьев колеса	Расчет передачи
На изгибную жесткость $y \leqslant [y]$ (проверочный)	По контактным напряжениям $\sigma_H \leqslant \sigma_{HP2}$ (проектный)	Тепловой расчет $t^\circ \leqslant [t^\circ]$ (проверочный)
На усталостную прочность $S \geqslant [S]$ (проверочный)	По напряжениям изгиба $\sigma_F \leqslant \sigma_{FP2}$ (проверочный)	

При расчетах червячной передачи надо иметь в виду следующее:

• материал зубьев червячного колеса выбирают в зависимости от скорости относительного скольжения в передаче V_s;

• в случае, если значение фактической скорости скольжения V_s (после вычисления межосевого расстояния и геометрии передачи) получится существенно отличным от предварительно вычисленного значения (на стадии выбора материала зубьев колеса), следует сделать себе заметку «необходимо заменить материал колеса на...» и продолжить расчеты передачи с прежним материалом зубьев колеса. И только если проверочный расчет зубьев колеса по контактным напряжениям покажет перегрузку зубьев более 5%, то надо заменить материал зубьев колеса на более прочный (см. заметку) и повторить расчет зубьев на контактную прочность;

• если проверочный расчет по контактным напряжениям покажет запас прочности более 15%, то необходимо заменить материал зубьев колеса на менее прочный (но из той же группы материалов, что и заменяемый материал) и повторить проверочный расчет;

• если запас прочности зубьев колеса по контактным напряжениям превысит 30%, то следует перейти к предыдущему стандартному значению межосевого расстояния передачи и повторить проверочный расчет зубьев.

5.7.1. Проверочные расчеты зубьев червячного колеса по контактным напряжениям

В червячных передачах менее прочным является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся

в зубчатых передачах, т. е. усталостное выкрашивание поверхностей зубьев (для мягких материалов) и заедание (для твердых бронз). Поскольку прочность зубьев колеса ниже, чем прочность витков червяка, то проверять следует именно зубья по таким зависимостям:

$$\sigma_H \leqslant \sigma_{HP2},$$

или

$$\sigma_H = \frac{480}{d_{w2}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{d_{w1}}} \leqslant \sigma_{HP2}, \qquad (5.5)$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм;

d_{w1} и d_{w2} – начальные (делительные) диаметры червяка и колеса, мм;

σ_H, σ_{HP2} – фактическое и допускаемое контактные напряжения материала червячного колеса, Н/мм^2;

K_H – расчетный коэффициент нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$.

Расчетные коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяют по следующей формуле [4, с. 38]:

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 + (\frac{Z_2}{\theta})^3 \cdot (1 - \chi),$$

где θ – коэффициент деформации червяка (табл. 5.12);

χ – вспомогательный коэффициент (табл. 5.13).

Таблица 5.12

Коэффициент деформации червяка θ [4, с. 38]

Z_1	Значения θ при коэффициенте диаметра червяка q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Таблица 5.13

Коэффициент режима эксплуатации передачи χ [4, с. 38]

Параметр	Значения параметра					
Режим эксплуатации	0	I	II	III	IV	V
Коэффициент χ	1,00	0,77	0,50	0,50	0,38	0,31

При постоянной нагрузке на передачу $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1{,}0$ [8, с. 35].

Расчетный коэффициент внутренней динамики передачи K_{HV} (после проектирования ее геометрии) необходимо уточнить, поскольку он зависит от скорости скольжения, степени точности изготовления передачи и вида ее нагружения.

Степень точности изготовления передачи определяют по величине скорости относительного скольжения (см. табл. 5.5). Уточненное значение скорости скольжения витков и зубьев в зацеплении находят по формуле

$$V_s = \frac{V_1}{\cos\psi},$$

где V_1 – окружная скорость червяка, м/с;

ψ – угол подъема винтовой линии червяка.

Окружные скорости червяка V_1 и колеса V_2 вычисляют по формулам

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \; V_2 = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000},$$

где d_{w1}, d_{w2} – начальные диаметры червяка и колеса, мм;

n_1, n_2 – частота вращения червяка и колеса соответственно, об/мин.

При обычной точности изготовления передачи и жестком червяке коэффициент внутренней динамики передачи имеет следующие значения [5, с. 226]:

- $K_{Hv} = 1{,}0$, если окружная скорость колеса $V_2 \leqslant 3$ м/с;
- K_{Hv} приравнивают к коэффициенту K_{Hv} для цилиндрических косозубых колес той же степени точности (см. табл. 3.15), если окружная скорость колеса $V_2 > 3$ м/с.

Качество проектирования передачи можно оценить путем вычисления относительного расхождения фактических и допускаемых контактных напряжений:

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\%,$$

где σ_H – фактические контактные напряжения, рассчитанные по (5.5);

σ_{HP2} – допускаемые контактные напряжения материала колеса, вычисленные по зависимостям, приведенным в табл. 5.4.

Результаты проверочного расчета зубьев червячного колеса на контактную выносливость следует считать приемлемыми, если запас прочно-

сти зубьев $\sigma_H < \sigma_{HP2}$ не превышает 15% или перегрузка зубьев $\sigma_H > \sigma_{HP2}$ не более 5% [5, с. 228].

При выполнении этих условий рассчитанные геометрические параметры передачи следует считать окончательными и не подвергать изменениям.

Если же запас прочности зубьев по контактным напряжениям более 15%, то надо выбрать ближайшее предыдущее значение межосевого расстояния передачи по ГОСТ 2144–93 или заменить материал зубьев колеса на менее прочный (по табл. 5.4, в пределах одной группы материалов) и расчет повторить.

При перегрузке зубьев колеса более чем на 5% необходимо применить одну из следующих мер (приведены в порядке усиления действия):

- перейти к следующему значению межосевого расстояния передачи из стандартного ряда по ГОСТ 2144–93;
- заменить материал зубьев колеса на более прочный (по табл. 5.4, в пределах одной группы материалов).

После этого расчет повторить.

5.7.2. Проверочный расчет зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба

Червячное колесо – это косозубое цилиндрическое колесо, имеющее вогнутый зубчатый венец и наклон зубьев под углом, равным углу подъема витков червяка. Благодаря вогнутой форме зубчатого венца червячного колеса прочность ножки зуба по напряжениям изгиба в среднем на 30% выше, чем прочность ножки зуба цилиндрического косозубого колеса [5, с. 226].

Расчет зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба носит проверочный характер. Его выполняют по зависимости

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{2T_2 \cdot K_F \cdot \cos\psi_w}{1{,}3 \cdot Z_2 \cdot m^3 \cdot (q + 2x_1)} \leqslant \sigma_{FP2},$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н · мм;

Z_2 – число зубьев колеса;

m – модуль, мм;

q – коэффициент диаметра червяка;

x_1 – коэффициент смещения червяка;

ψ_w – угол подъема винтовой линии червяка по начальному цилиндру;

σ_F, σ_{FP2} – фактические и допускаемые напряжения изгиба, МПа;

Y_F – коэффициент формы зуба;

K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = K_H$ [5, с. 226].

Коэффициент формы зуба Y_F выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев (табл. 5.14). По аналогии с цилиндрическим зубчатым колесом для червячного колеса эквивалентное число зубьев вычисляют по формуле $Z_{2v} = Z_2 / \cos^3\psi_w$ [5, с. 226].

Таблица 5.14

Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F [5, с. 226]

Параметр	Значения параметра											
Z_{2v}	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Известно, что изгибная прочность зубьев червячного колеса определяется материалом зубьев, сроком службы передачи и характером нагрузки на передачу.

Расчетные зависимости для определения величины допускаемых напряжений изгиба приведены в табл. 5.15.

Таблица 5.15

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP2} [5, с. 223]

Материал зубьев колеса	Нереверсивная передача (зубья работают одной стороной)	Реверсивная передача (зубья работают обеими сторонами)
Бронза, латунь (материалы I и II групп)	$\sigma_{FP2} = (0{,}08\sigma_в + 0{,}25\sigma_т)K_{FL}$	$\sigma_{FP2} = 0{,}16\sigma_в \cdot K_{FL}$
Чугуны	$\sigma_{FP2} = 0{,}22 \cdot \sigma_{в.и} \cdot K_{FL}$	$\sigma_{FP2} = 0{,}175 \cdot \sigma_{в.и} \cdot K_{FL}$

Примечание. Обозначения: $\sigma_в$ – предел временного сопротивления разрыву; $\sigma_{в.и}$ – предел временного сопротивления изгибу; $\sigma_т$ – предел текучести; K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб.

Прочность зуба количественно можно оценить путем вычисления относительного расхождения фактических и допускаемых напряжений изгиба:

$$\Delta\sigma_F = \frac{|\sigma_{FP2} - \sigma_F|}{\sigma_{FP2}} \cdot 100\%,$$

где σ_F, σ_{FP2} – фактические и допускаемые напряжения изгиба, МПа.

Фактические напряжения изгиба в сечении ножки зуба червячного колеса, размеры которого определены из расчета на контактную выносливость, обычно оказываются значительно ниже допускаемых.

Поскольку основная причина разрушения червячных передач – это заедание или усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса, то допустимо превышение запаса прочности зубьев по напряжениям изгиба сверх 15%.

5.7.3. Проверочный расчет червяка на изгибную жесткость

В процессе передачи вращающего момента с червяка на колесо в зацеплении возникают усилия, действующие по нормали к контактным поверхностям витков и зубьев. Эти усилия передаются на опорные узлы валов, вызывают деформации изгиба, внецентренного сжатия и кручения валов. Такое нагружение может вызвать недопустимые по величине прогибы валов, что, в свою очередь, может привести к нарушениям зацепления и выходу из строя передачи.

Поэтому расчет валов на жесткость выполняют в тех случаях, когда деформация изгиба существенно влияет на работоспособность передачи. Наклон упругой линии вала вызывает перекос колес, насаженных на вал, концентрацию нагрузки по длине зубьев, повышенный местный износ или даже излом зуба. Наклон упругой линии вала к его геометрической оси может вызвать в подшипниках опор повышенное сопротивление вращению, нагрев и защемление тел качения, а также привести к возникновению кромочных давлений и излому колец подшипников.

Поскольку в червячных передачах вал колеса тихоходный и расстояние между опорами мало, то вал на жесткость не проверяют.

Передачу при сборке регулируют по пятну контакта, чтобы снизить концентрацию нагрузки по длине зуба.

Червяк выполняют как одно целое с валом. Червяк – быстроходный вал; расстояние между опорами, как правило, равно наибольшему диаметру колеса. На опоры червяка действуют значительные нагрузки (например, осевая сила, равная окружной силе, действующей на колесо). Все это приводит к необходимости проверочного расчета червяка на изгибную жесткость.

Изгиб вала вызывают две составляющие усилия нормального давления на виток: окружная составляющая и радиальная. Осевая составляющая вызывает напряжения сжатия и растяжения в материале червяка.

Условие изгибной жесткости червяка имеет следующий вид [6, с. 54]:

$$y \leqslant [y], \text{ или } y \geqslant \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J} \leqslant [y],$$

где y, $[y]$ – фактическая и допустимая стрела прогиба упругой линии червяка, мм; $[y] = (0{,}005 \ldots 0{,}010) \cdot m$, мм;

F_{t1}, F_{r1} – окружная и радиальная силы, действующие на виток червяка, Н;

L – фактическое расстояние между опорами червяка, мм;

E – модуль Юнга, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

J – расчетный момент инерции сечения червяка, мм^4 [6, с. 54].

Расчетный момент инерции сечения червяка вычисляют по зависимости

$$J = J_f \cdot \varphi,$$

где J_f – момент инерции сечения червяка по цилиндру впадин витков, $J_f = (\pi \cdot d_{f1}^4)/64$, мм^4;

φ – коэффициент, учитывающий геометрические размеры червяка, $\varphi = 0{,}4 + 0{,}6 \cdot (d_{a1}/d_{f1})$.

Проверочный расчет червяка на усталостную прочность выполняют так же, как расчет валов (см. п. 10.2.3).

5.7.4. Тепловой расчет червячных передач

При работе червячной передачи выделяется большое количество теплоты. Большая часть подаваемой в редуктор мощности теряется на трение в зацеплении и в подшипниках, на перемешивание и разбрызгивание масла. Тепло, выделяемое передачей, нагревает масло, детали передачи, стенки корпуса, через которые тепло и отводится в окружающую среду. Отвод тепла в червячном редукторе весьма важен. Если отвод тепла недостаточен, то передача может перегреться, в результате чего резко снижается вязкость масла, появляется опасность заедания. Это может привести передачу к неработоспособному состоянию.

Тепловой расчет червячного редуктора выполняют по условию теплового баланса, т. е. равенства количества теплоты, выделяемой при работе передачи, и количества теплоты, отводимой от корпуса редуктора в окружающую среду.

Условие отсутствия перегрева передачи можно записать следующим образом [5, с. 229]:

$$t_м = \frac{t_в + 10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1}{K_т \cdot A \cdot (1+\lambda)} \leqslant [t_м], \qquad (5.6)$$

где $t_м$, $[t_м]$ – фактическая и допустимая температура масла в картере редуктора, $[t_м] = 60...70$ °С [6, с. 54];

$t_в$ – температура окружающего воздуха (обычно принимают $t_в = 20$ °С);

η – уточненное значение КПД передачи (см. (5.7));

P_1 – мощность на червяке, кВт;

$K_т$ – коэффициент теплопередачи, характеризующий тепловой поток, передаваемый в секунду 1 м^2 поверхности корпуса редуктора при перепаде температур в 1 °С; для чугунных корпусов $K_т = 13...18$ Вт/(м^2 · °С);

A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора (без площади днища), м^2 (табл. 5.16);

λ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от днища корпуса редуктора; $\lambda = 0{,}1...0{,}3$ при установке редуктора на металлическую плиту или раму, $\lambda = 0$ при установке редуктора на бетонный фундамент.

Таблица 5.16

Площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора в зависимости от межосевого расстояния передачи [4, с. 40]

Параметр	Значения параметра									
a, мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A, м^2	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,10	1,34

Уточненное значение КПД червячной передачи вычисляют после расчета ее геометрических параметров:

$$\eta = \operatorname{tg} \psi_w / \operatorname{tg} (\psi_w + \rho'), \qquad (5.7)$$

где ρ' – угол трения (табл. 5.17);

ψ_w – угол подъема винтовой линии червяка по начальному цилиндру.

Таблица 5.17

Значения угла трения ρ' в зависимости от скорости скольжения V_s [5, с. 229]

V_s, м/с	ρ′	V_s, м/с	ρ′	V_s, м/с	ρ′
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7,0	1°00'...1°30'
1,5	2°20'...2°50'	3,0	1°30'...2°00'	10,0	0°55'...1°20'
2,0	2°00'...2°30'	4,0	1°20'...1°40'	15,0	0°50'...1°10'

При необходимости принудительного охлаждения корпуса редуктора расчетная формула (5.6) примет вид

$$t_м = t_в + \frac{10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1}{(0{,}7 \cdot K_т + 0{,}3 \cdot K_в) \cdot A} \leqslant [t_м], \qquad (5.8)$$

где $K_в$ – коэффициент теплоотдачи при обдуве вентилятором (табл. 5.18).

Таблица 5.18

Значения коэффициента теплоотдачи при обдуве вентилятором [5, с. 230]

Параметр	Значения параметра			
n_1, об/мин	750	1000	1500	3000
$K_в$, Вт/(м^2 · °С)	18	21	29	40

Если условие $t_м \leqslant [t_м]$ не выполнено, то необходимо принять следующие меры (указаны в порядке усиления):

• увеличить теплоотдающую поверхность корпуса редуктора, сделав его ребристым (в расчет закладывают только 50% поверхности ребер в связи с теплообменом между ними). Ребра располагают вертикально, по направлению естественной циркуляции окружающего воздуха;

• применить принудительное охлаждение вентилятором. Вал червяка изготавливают с двумя хвостовиками, на один из которых устанавливают вентилятор, а на второй – соединительную полумуфту. Ребра на корпусе в этом случае выполняют горизонтальными для облегчения обдува корпуса вентилятором. Расчет передачи на нагрев выполняют по (5.8);

• использовать водяное охлаждение масла в картере редуктора. На днище корпуса редуктора укладывают медный змеевик, через который пропускают водопроводную холодную воду;

• ввести в состав привода циркуляционную систему смазки передачи. Этот способ самый эффективный, но и самый дорогостоящий.

5.8. Эскизирование червячной передачи

С целью дальнейшего проектирования редуктора – выбора и расчета валов и опорных узлов – необходимо выполнить эскизную компоновку рассчитанной червячной передачи. Эскизировать передачу удобнее всего на миллиметровой бумаге формата А1 или А2 (в зависимости от выбранного масштаба) в двух проекциях:

• главный вид (рис. 5.5, *а*);

• вид сбоку (поперечный разрез червяка, рис. 5.5, *б*).

Главный вид. Формат разделить пополам по высоте и провести горизонтальную тонкую линию построения, затем поделить пополам по ширине и провести вертикальную ТЛП. На пересечении тонких линий получим центр червячного колеса.

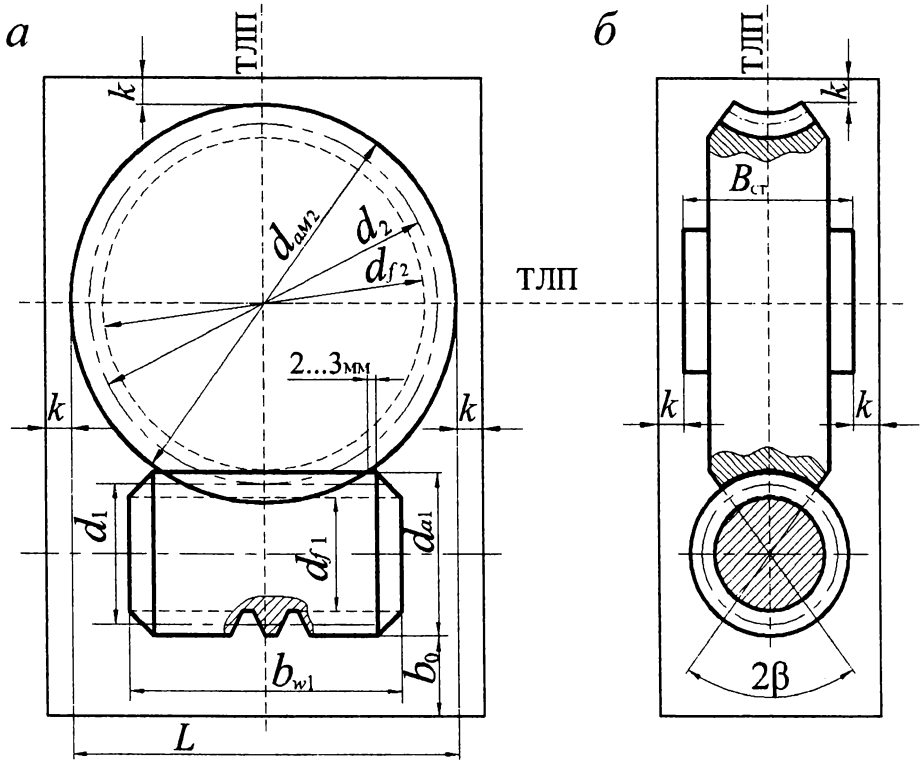


Рис. 5.5. Эскизирование червячной передачи:
а – главный вид; *б* – вид сбоку

От горизонтальной ТЛП отложить расстояние, равное межосевому, в направлении:

- вниз, если червяк расположен снизу относительно колеса;
- вверх, если червяк расположен над колесом.

Провести осевую линию червяка. Построить червяк по его геометрическим параметрам. Сначала отложить вверх и вниз от осевой линии червяка расстояния, равные половине его делительного диаметра (если нет высотной коррекции, т.е при $x_1 = 0$) или половине начального диаметра (если есть высотная коррекция).

Затем аналогично построить цилиндры выступов и впадин. Длину червяка отложить симметрично относительно вертикальной ТЛП. Необходимо иметь в виду, что вычисленное значение длины нарезанной части червяка b_1 (см. табл. 5.10) – это минимальное значение. Конструктивное увели-

чение длины нарезанной части червяка следует производить до стандартных величин (см. прил. 2). Минимальное удлинение за пределы наибольшего диаметра червячного колеса d_{aM2} составляет 2...3 мм (см. рис. 5.5).

При эскизировании узла червяка следует стремиться к минимально возможному расстоянию между его опорами, так как это гарантирует его жесткость и простоту конструкции опор червяка.

Червячное колесо начинают эскизировать, вычертив делительную окружность штрихпунктирной линией, а наибольший диаметр d_{aM2} – сплошной основной линией.

На расстоянии $k = 10...15$ мм от наибольшего диаметра колеса d_{aM2} и цилиндра выступов червяка (при верхнем его расположении) проводят линии внутренней стенки корпуса и крышки редуктора. Если червяк расположен снизу, то от его делительного цилиндра делают отступ $b_0 = 40...45$ мм и проводят линию дна картера корпуса редуктора (см. рис. 5.5, *а*).

Вид сбоку. В проекционной связи с главным видом провести осевые линии червяка и колеса. Вычертить поперечное сечение червяка (см. рис. 5.5, *б*). Затем вычертить зубчатый венец колеса по рассчитанным геометрическим параметрам. Зуб колеса вычертить как расположенный за витком червяка – дугу вершины зуба выполнить невидимой штриховой линией.

Из центра червяка провести два луча с центральным углом, равным углу охвата червяка колесом 2β (см. рис. 5.5, *б*). Ширину зубчатого венца червячного колеса отложить симметрично относительно вертикальной ТЛП, совпадающей с плоскостью симметрии колеса. Линию внутренней стенки корпуса и крышки редуктора лучше вычертить после окончания конструирования червячного колеса на расстоянии $k = 10...15$ мм от ступицы колеса. Горизонтальные линии внутренней стенки крышки и днища корпуса редуктора следует провести, используя проекционные связи с главным видом эскизной компоновки червячной передачи.

5.9. Выбор способа и сорта смазки червячной передачи

Смазывание червячных передач применяют для уменьшения изнашивания зубьев колес, отвода тепла и продуктов износа от контактирующих поверхностей. Уровни, объем и марку масла для червячных передач выбирают так же, как и для зубчатых цилиндрических передач. Отличие состоит в том, что для червячных передач эти параметры выбирают по величине скорости относительного скольжения витков и зубьев.

При скоростях скольжения в зацеплениях передач от 1 до 12 м/с разбрызгиваемым маслом смазываются подшипниковые узлы обоих валов передачи. При этом масло попадает на внутреннюю стенку крышки редуктора, стекает по ней, проникая в подшипники опор валов, затем возвращается в картер редуктора.

Глубину погружения в масло деталей червячного редуктора принимают:

- при верхнем расположении червяка $h_м = 2m...0{,}25d_{a2}$ [4, с. 202];
- при нижнем расположении червяка $h_м = 2m...4m$ [2, с. 152].

При кратковременном режиме эксплуатации передачи указанных выше уровней масла может оказаться недостаточно. В этом случае следует повысить уровень масла до зацепления, т. е. червяк и его подшипники оказываются полностью погруженными в масло.

При продолжительном режиме работы передачи (или большой частоте вращения червяка – более 3000 об/мин) с целью уменьшения потерь мощности на перемешивание масла его уровень понижают до центра нижнего тела качения подшипника.

В случае, когда размеры подшипников много больше размеров червяка (при его нижнем расположении), уровень масла должен быть не выше центра нижнего тела качения подшипника. На вал червяка устанавливают брызговики, которые и подают масло в зацепление передачи. Брызговики – это цельные или разъемные кольца с несколькими лопастями (рис. 5.6).

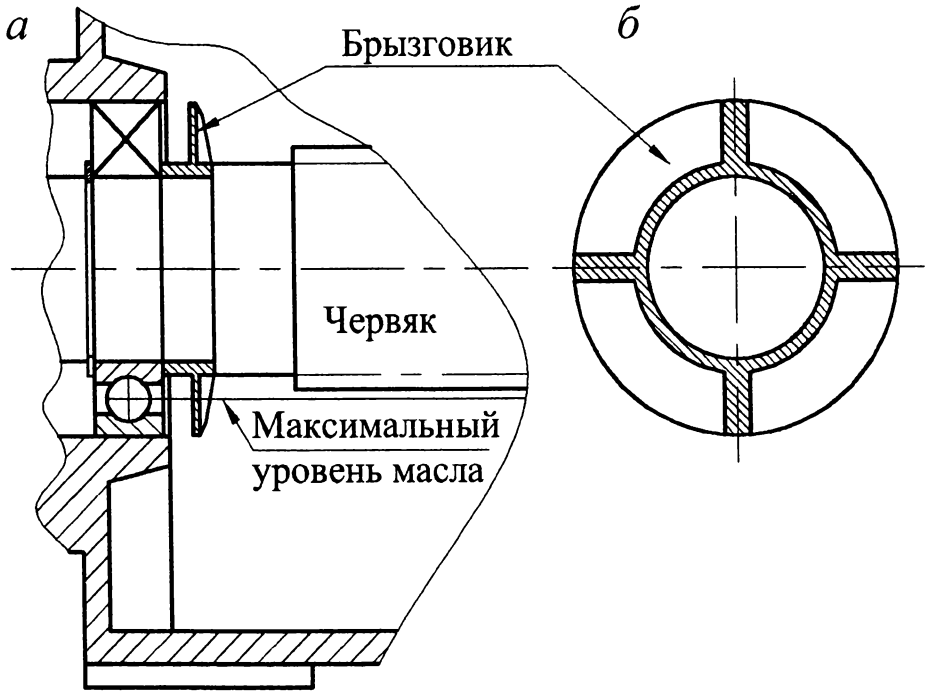


Рис. 5.6. Установка брызговика в опорный узел червяка

Выбор марки масла основан на практическом опыте эксплуатации редукторных передач и зависит как от величины скорости относительного скольжения в зацеплении, так и от уровня контактных напряжений:

- чем выше скорость скольжения, тем меньше должна быть вязкость масла;
- чем больше контактные напряжения в зацеплении, тем больше должна быть вязкость масла.

Выбор марки масла осуществляют в два этапа: сначала выбирают вязкость масла (см. табл. 3.20) по величине фактических контактных напряжений в зацеплении червяка и колеса, а затем по вязкости масла выбирают его марку (см. табл. 3.21).

При скоростях относительного скольжения в червячных передачах менее 1 м/с для нормальной работы зацепления смазки достаточно, но колеса масло не разбрызгивают. Поэтому подшипники изолируют от червяка и колеса мазеудерживающими кольцами и смазывают консистентной смазкой. На эскизной компоновке следует зарезервировать места для установки этих колец – по 10...15 мм от внутренней стенки корпуса в направлении опор валов.

При скоростях относительного скольжения свыше 12,5 м/с масло сбрасывается с зубьев червячного колеса центробежными силами, зацепление работает в условиях недостаточной смазки, а подшипникам смазки не достается вообще. При этом рекомендуется использовать централизованную систему смазки, в которой смазка подается раздельно в каждый узел трения редуктора. Применение централизованной системы смазывания ведет к еще большему удорожанию редуктора.

При длительной работе передачи из-за трения в зацеплении внутри корпуса редуктора воздух нагревается и повышается давление. Если не предпринять никаких мер, то через уплотнения и стыки деталей редуктора начнет просачиваться масло. Чтобы предотвратить эти нежелательные явления, используют отдушину, через которую избыток воздуха выпускается в окружающую среду и давление выравнивается. Отдушину устанавливают на крышке редуктора, в верхней ее части. Наиболее простые конструкции отдушин показаны на рис. 5.7 [4, с. 208].

Как правило, отдушину присоединяют к крышке смотрового люка редуктора. Отдушина может быть приварена к смотровой крышке (см. рис. 5.7, *а*) или привинчена к ней (см. рис. 5.7, *б*).

Контроль уровней масла и слив отработанного масла из картера редуктора осуществляют путем использования маслоуказателей и маслоспускных пробок (см. п. 3.8).

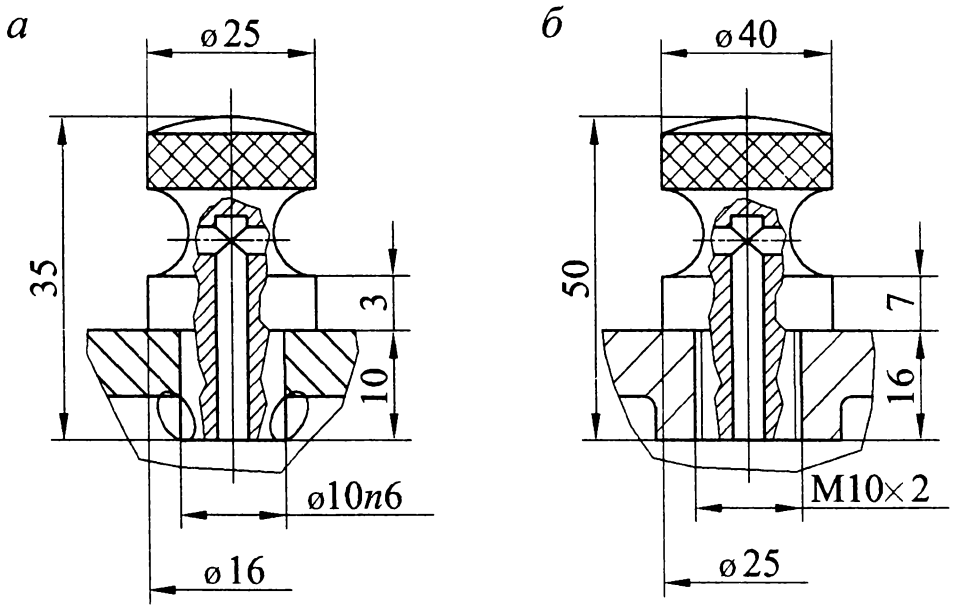


Рис. 5.7. Отдушины для червячного редуктора

Поскольку при эксплуатации червячной передачи необходим постоянный контроль состояния поверхностей зубьев червячного колеса, то очень удобно совместить смотровую крышку и маслоуказатель (рис. 5.8).

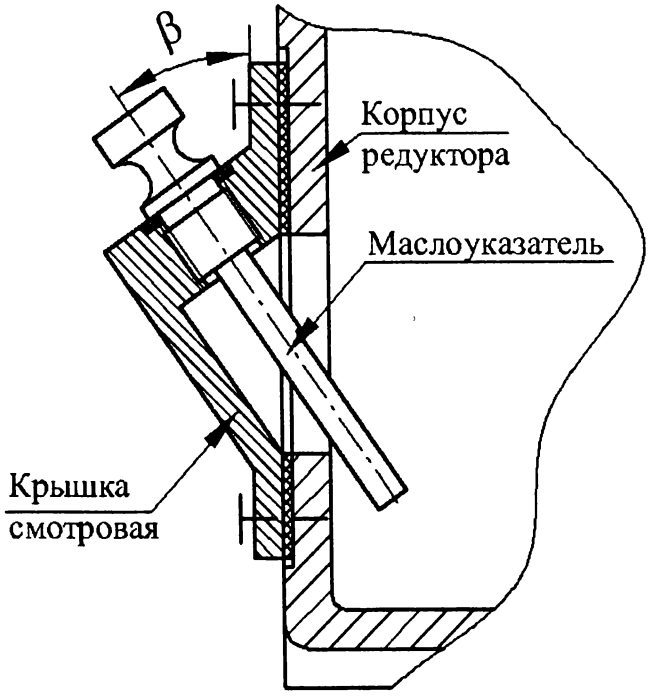


Рис. 5.8. Смотровая крышка с маслоуказателем

Такое конструктивное решение хорошо еще и тем, что изготовить прилив для маслоуказателя под некоторым углом α к плоскости смотровой крышки проще, чем к корпусу редуктора.

5.10. Конструирование червяков

Червяки изготовляют из сталей 45 или 40Х с термообработкой витков до твердости их поверхностей ⩾ 45HRC. Чаще всего червяки выполняют заодно с валами.

Диаметры червяка известны из расчета геометрии. Длину нарезанной части и расстояние между опорами червяка L_2 (рис. 5.9) принимают равной длине L по эскизной компоновке передачи (см. рис. 5.5).

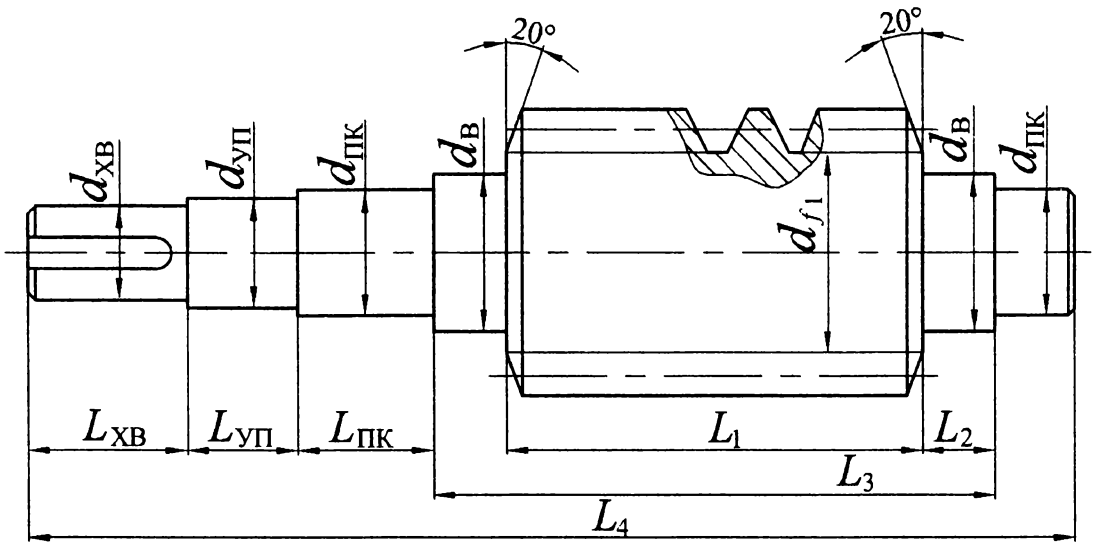


Рис. 5.9. Предварительная конструкция червяка

Сначала конструируют нарезанную часть червяка: от цилиндра выступов снимают фаску с обоих торцов под углом 20° размером 0,8m [4, с. 81]. Диаметры соседних участков $d_в$ должны обеспечивать свободный выход режущего инструмента при нарезании витков червяка и демонтаж подшипников с вала.

Размеры хвостового участка вала зависят от длины $L_{хв}$ и диаметра $d_{хв}$ посадочного места полумуфты, соединяющей червяк с электродвигателем. Их выбирают по соответствующему стандарту на упругие муфты.

Диаметр вала под уплотнение $d_{уп}$ назначают на 4...5 мм больше, чем под полумуфту, чтобы образовать ступень на валу для упора насаживаемой на хвостовик полумуфты. Длину этого участка предварительно можно

принять равной $L_{уп} = 1{,}5d_{уп}$. Уточнение длины $L_{уп}$ возможно только после конструирования корпусных деталей редуктора.

Участки вала под подшипники выполняют длиной $L_{пк} = B_{пк} + (2...3)$ мм для снятия фаски. Конструирование всех остальных участков вала-червяка определяется диаметром вала под подшипники его опор. Поэтому окончательное конструирование вала-червяка возможно только после проверочного расчета подшипников червяка на долговечность. Методика конструирования ступеней червяка та же, что при конструировании хвостовика.

5.11. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей червяка

Червяки можно изготавливать несколькими способами в зависимости от назначенной конструктором основной базы и технологического оборудования (конструкторская база может не совпадать с технологической базой):

1) основная база – ось центров (рис. 5.10);

2) основная база – оси шеек под подшипники (рис. 5.11).

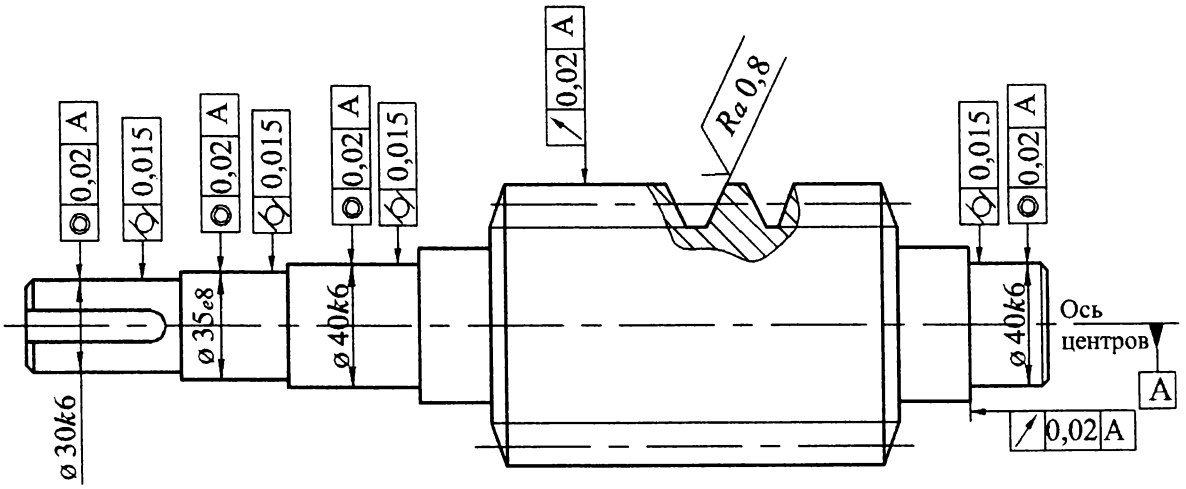


Рис. 5.10. Допуски формы и расположения посадочных поверхностей червяка, если основная база – ось центров

Если *основная база червяка – ось центров*, то технологию изготовления червяка можно представить в виде следующих укрупненных операций:

- заготовку (круглый прокат) подвергают механической обработке по торцам;
- изготовляют центровые отверстия и зажимают заготовку в центрах;

• механически обрабатывают участок будущих витков по цилиндру выступов с шероховатостью *Ra* 3,2 (поле допуска *h*7). Допуск на радиальное биение на цилиндр выступов определяется степенью точности изготовления червяка и размером делительного диаметра (табл. 5.19);

• нарезают витки согласно таблице параметров, приведенной на чертеже червяка;

• обрабатывают остальные поверхности червяка согласно чертежу. Допуски формы и расположения проставляют только на посадочные поверхности в полном соответствии с ГОСТ 24642–81.

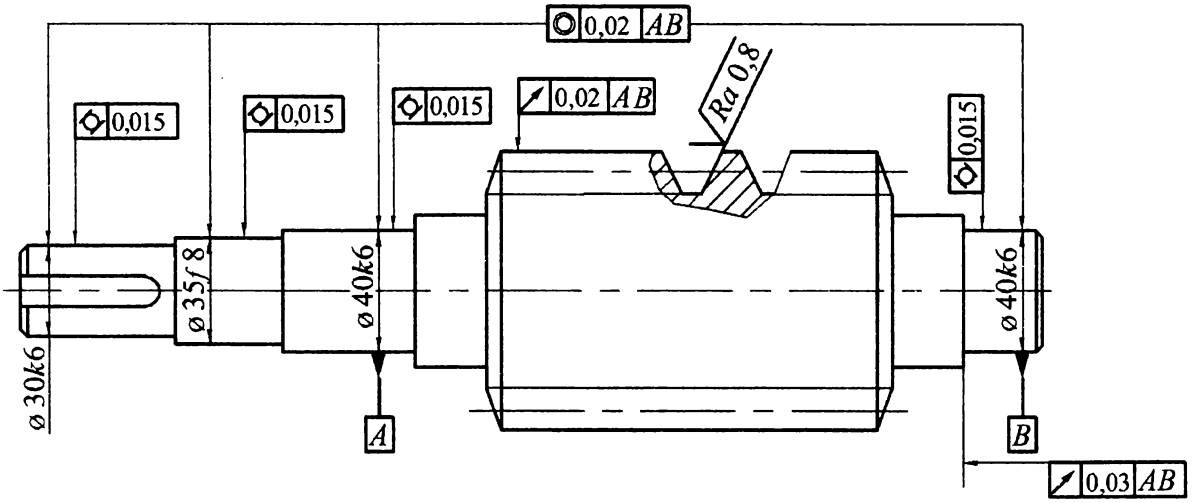


Рис. 5.11. Расстановка допусков формы и расположения посадочных поверхностей червяка, если основная база – ось шеек под подшипники

Таблица 5.19

Допуски на радиальное биение заготовки червяка [6, с. 152]

Степень точности	Радиальное биение, мкм, при делительном диаметре червяка d_1, мм					
	⩽ 30	⩽ 50	⩽ 80	⩽ 120	⩽ 180	⩽ 250
6	12	13	14	16	18	22
7	17	18	20	22	25	30
8	21	22	25	28	32	38
9	26	28	32	36	40	48

Если *основная база червяка – оси шеек под подшипники*, то укрупненная технология изготовления червяка следующая (см. рис. 5.11):

• заготовку (круглый прокат) подвергают механической обработке по торцам;

• изготовляют шейки вала-червяка под подшипники с полем допуска на размер *k*6, зажимая вал в центрах. Допуск цилиндричности выбирают в зависимости от посадочного диаметра подшипника (табл. 5.20). Допуск на радиальное биение (соосности) равен половине допуска цилиндричности;

• затем вал-червяк устанавливают в приспособление по шейкам под подшипники (с заданной конструктором соосностью);

• механически обрабатывают участок будущих витков по цилиндру выступов с шероховатостью *Ra* 3,2 (поле допуска *h*7). Допуск на радиальное биение на цилиндр выступов определяется степенью точности изготовления червяка и размером делительного диаметра (см. табл. 5.19);

• нарезают витки согласно таблице параметров, приведенной на чертеже червяка;

• обрабатывают остальные поверхности червяка согласно чертежу.

Допуски формы и расположения (табл. 5.20 и 5.21) проставляют только на посадочные поверхности и в полном соответствии с ГОСТ 24642–81.

Таблица 5.20

Допуски цилиндричности шеек вала под подшипники по ГОСТ 3325–85

Интервалы посадочных диаметров, мм	Допуски цилиндричности посадочных поверхностей, сопряженных с подшипниками, мкм	
	валов	корпусов
Св. 18 до 30	3,5	5,0
Св. 30 до 50	4,0	6,0
Св. 50 до 80	5,0	7,5
Св. 80 до 120	6,0	9,0
Св. 120 до 180	6,0	10,0
Св. 180 до 250	7,0	11,5

Таблица 5.21

Допуски на торцевое биение заплечиков валов для подшипников [6, с. 103]

Интервалы посадочных диаметров, мм	Допуски торцевого биения посадочных поверхностей, сопряженных с подшипниками класса точности 0, мкм	
	валов	корпусов
Св. 18 до 30	21	33
Св. 30 до 50	25	39
Св. 50 до 80	30	46
Св. 80 до 120	35	54
Св. 120 до 180	40	63
Св. 180 до 250	46	72

Шероховатость поверхностей витков в зависимости от степени точности изготовления приведена в табл. 5.22.

Таблица 5.22

Шероховатость поверхностей витков *Ra* [6, с. 152]

Поверхность	*Ra* при степени точности червячной передачи			
	6	7	8	9
Рабочие поверхности витков	0,4…0,8		0,8…1,6	
Цилиндр выступов	1,6	1,6…3,2	3,2	

Концевой участок вала (под полумуфту) обрабатывают с шероховатостью *Ra* 3,2; поля допусков: *k*6, *m*6, *n*6 – в порядке увеличения натяга.

Шероховатость участка вала под уплотнение – *Ra* 0,1…0,2 [6, с. 69]; поля допусков: *d*9, *e*9, *f*9 [4, с. 395].

Шероховатость посадочного цилиндра шейки вала под подшипник – *Ra* 1,6 (при $d_{пк} < 80$ мм) или *Ra* 3,2 (при $d_{пк} \geqslant 80$ мм) [6, с. 102]. Торцевые поверхности вала, соприкасающиеся с подшипниками, обрабатывают с той же шероховатостью или на один класс ниже.

На остальные (свободные) поверхности устанавливают шероховатость *Ra* 6,3. Допуски на размеры, а также допуски формы и расположения этих поверхностей не назначают.

На чертежах шероховатость поверхностей деталей проставляют в соответствии с ГОСТ 3.309–73 (с изменениями от 28.05.2002 г.). Если конструктор регламентирует способ обработки поверхности колеса по данному чертежу, то используется знак шероховатости с треугольником (см. рис. 3.18, *а*). Если какая-то поверхность по данному чертежу не обрабатывается, то знак шероховатости содержит окружность, помещенную в угол знака (см. рис. 3.18, *б*).

Наиболее предпочтительным является знак в виде математического корня квадратного (см. рис. 3.18, в). Этот знак шероховатости проставляют, если конструктор не регламентирует вид обработки поверхности детали.

Шероховатость одного класса большинства поверхностей червяка проставляют в правом верхнем углу формата (см. рис. 4.10).

Непосредственно над основной надписью на чертеже, но не ближе 10 мм к ней (правый нижний угол формата) располагают технические требования к изготовлению червяка. Согласно ГОСТ 2.105–95 заголовок «Тех-

нические требования» не пишут, шрифт – не менее 3,5 мм. Ширина поля технических требований составляет 185 мм.

Примерная структура технических требований к изготовлению червяков:

1. 220…240 НВ (указывают твердость ненарезанной части червяка и его сердцевины):

• витки – *h* 1,0…1,5; 50…52 HRC (это означает, что рабочие поверхности на глубине 1,0…1,5 мкм должны иметь твердость 50…52 HRC);

• ∅ 55 *k*6 – *h* 0,3…0,4; 45…48 HRC (имеется в виду, что поверхности шеек под подшипники диаметром 55 мм с полем допуска *k*6 должны иметь твердость 45…48 HRC на глубине 0,3…0,4 мкм).

2. Рабочую поверхность витков полировать.

3. Радиусы закруглений 5 мм (имеются в виду те радиусы, которые не указаны на чертеже).

4. Точность червяка по ГОСТ 3675–81 (указывают стандарт, регламентирующий степень точности изготовления передачи).

5. Обработка в центрах. Отв. центр. *B* 6,3 по ГОСТ 14043–74 с двух сторон. (Если основной базой червяка назначены оси шеек под подшипники, то этого технического требования на чертеже не будет. Отверстия изготавливают по стандарту и поэтому вычерчивать их не надо.)

6. Общие допуски ГОСТ 30893.2–*mK* (*m* – класс точности «средний» общих допусков линейных размеров, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2).

Размеры центровых отверстий приведены в прил. 12, а вид центровых отверстий формы *B* и *F* – на рис. 5.12.

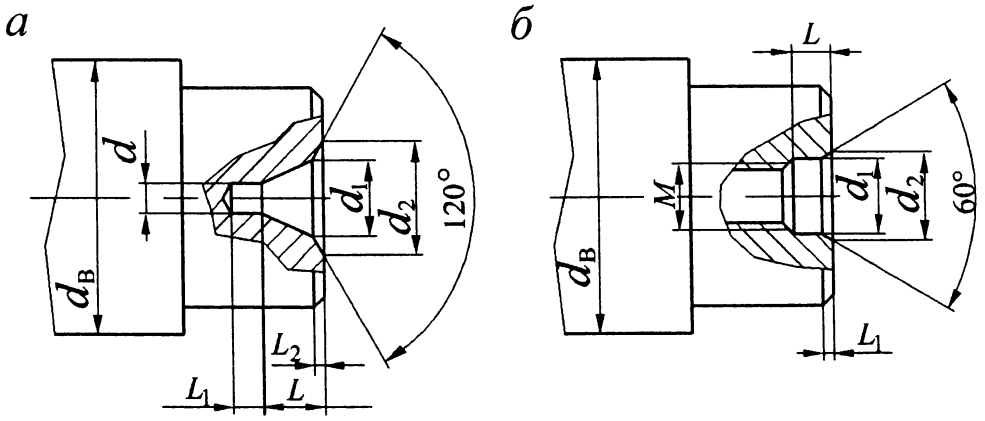


Рис. 5.12. Отверстия центровые:
а – форма *B*; *б* – форма *F*

Центровые отверстия формы *B* применяют в случаях, когда центровые отверстия являются базой для многократного использования, а также в случаях, когда они сохраняются в готовых изделиях.

Условное обозначение центровых отверстий следует выбирать по столбцу *d* (табл. 5.23). Пример обозначения центрового отверстия формы *B* диаметром 4,0 мм: Отв. центр. *B*4 ГОСТ 14034–74.

Таблица 5.23

Размеры центровых отверстий формы *B*

$d_в$, мм	d, мм	d_1, мм	d_2, мм	L, мм	L_1, мм	L_2, мм
20	3,15	6,7	10,0	4,03	3,9	0,9
30	4,00	8,5	12,5	5,06	5,0	1,2
40	(5,00)	10,6	16,0	6,41	6,3	1,6
60	6,30	13,2	18,0	7,36	8,0	1,8
80	(8,00)	17,0	22,4	9,35	10,1	2,0
100	10,00	21,2	28,0	11,70	12,8	2,5
120	12,00	25,4	33,0	13,80	14,6	3,0

Центровые отверстия формы *F* применяют для монтажных работ, например для крепления торцевых шайб, а также для транспортирования, хранения и термообработки валов в вертикальном положении.

Условное обозначение этих отверстий следует выбирать по столбцу М (табл. 5.24). Пример обозначения центрового отверстия формы *F* с резьбой М10: Отв. центр. *F* М10 ГОСТ 14034–74.

Таблица 5.24

Размеры центровых отверстий формы *F*

$d_в$, мм	М	d_1, мм	d_2, мм	L, мм	L_1, мм
20	М8	8,4	12,5	7,0	3,5
25	М10	11,0	15,6	9,0	4,0
32	М12	13,0	18,0	10,0	4,3
40	М16	17,0	22,8	11,0	5,0
63	М20	21,0	28,0	12,5	6,0
100	М24	25,0	36,0	14,0	9,5
160	М30	31,0	44,8	18,0	12,0

5.12. Пример оформления чертежа червяка

В зависимости от размеров червяка выбирают формат чертежа, например А3 (рекомендуется масштаб 1:1). Вначале следует распланировать поле формата:

1) вычертить рамку формата, отчертить основную надпись (185 × 55 мм) в его правом нижнем углу;

2) зарезервировать место над основной надписью для технических требований шириной 185 мм и высотой примерно 80 мм;

3) выполнить угловую надпись (14 × 70 мм) в левом верхнем углу формата;

4) оставить место для угловой таблицы параметров (110 × 120 мм) в верхнем правом углу формата.

И только после этого оценить оставшееся поле формата и правильно расположить чертеж червяка. Червяк вычерчивают в одной проекции, так как он представляет собой вал (рис. 5.13).

На чертеже червяка проставляют размеры (снизу от его осевой линии) в следующем порядке (см. рис. 5.9):

- габаритный размер длины L_3;
- размеры посадочных диаметров хвостовика $d_{хв}$, под уплотнение $d_{уп}$ и под подшипники $d_{пк}$ с указанием полей допусков на размеры;
- длину нарезанной части червяка L_1, диаметр цилиндра выступов d_{a1} с полем допуска $h7$ (проставить на чертеже в виде отклонения), диаметр цилиндра впадин d_{f1} без поля допуска (диаметр делительного цилиндра d_1 записывают в таблицу параметров);
- размеры вдоль оси червяка (проставляют как свободные размеры): сначала указывают длину участка вала между подшипниками L_2, далее привязывают этот размер к заплечику вала под один из подшипников $L_{пк}$, затем проставляют длину участка вала под уплотнение $L_{уп}$ и длину хвостовика $L_{хв}$;
- размер длины шпоночного паза от торца до окончания паза (если паз выходит на торец вала) или размер длины паза и расстояние от паза до торца вала;
- количество и размеры фаски (если они все одинаковы, их указывают в одном месте или проставляют размеры каждой фаски отдельно).

Важным этапом работы над чертежом является заполнение угловой таблицы параметров червяка. Эта таблица состоит из трех частей, отделенных друг от друга сплошной основной линией (рис. 5.14).

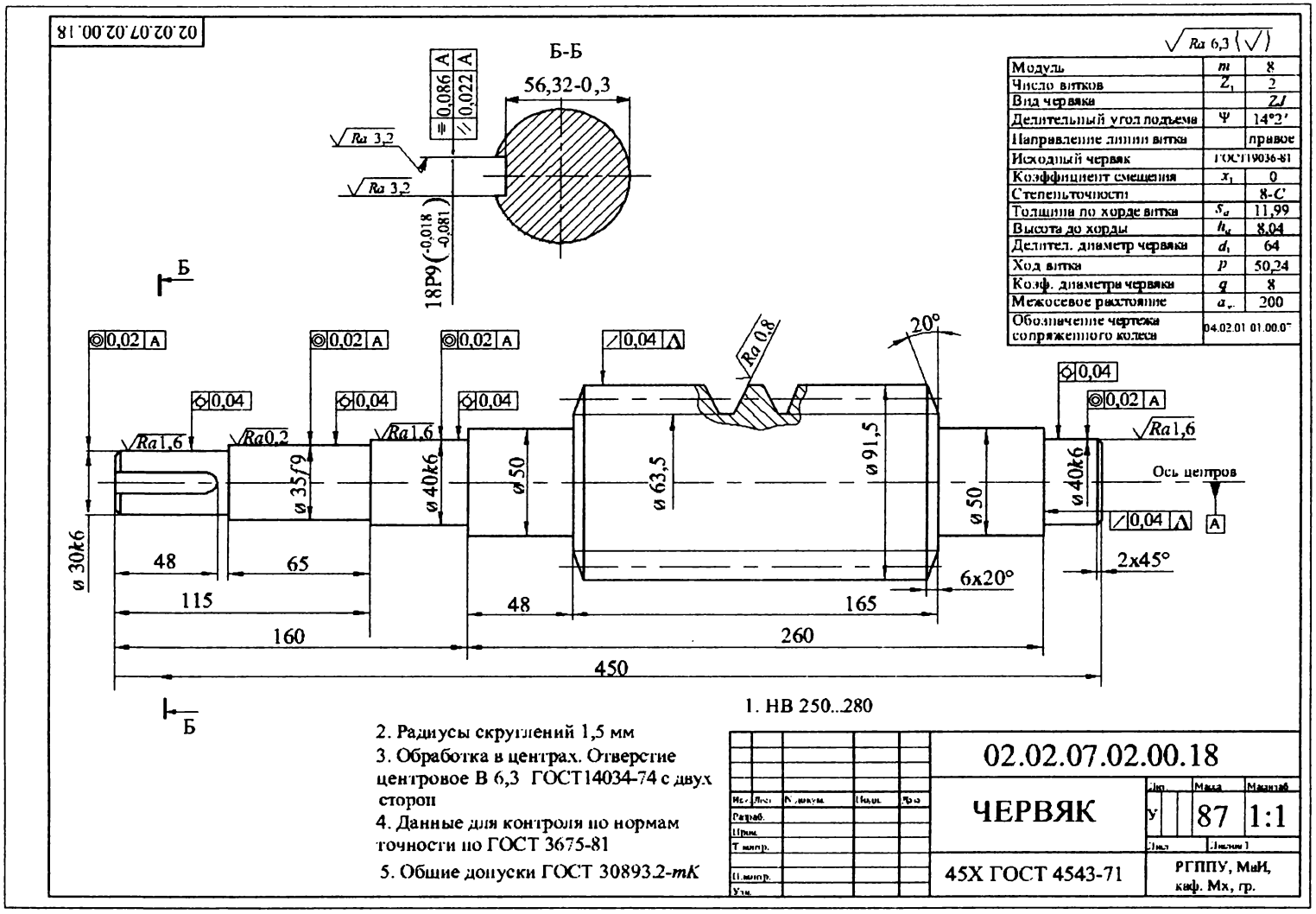


Рис. 5.13. Пример чертежа червяка

В первой части таблицы приводят данные для нарезания зубьев:

- модуль m;
- число витков Z_1 (число заходов);
- вид червяка (например, *ZJ*);
- делительный угол подъема γ;
- направление линии витка (правое или левое);
- исходный червяк по ГОСТ 19036–81;
- коэффициент смещения x;
- степень точности (например: 7–*C* ГОСТ 3675–81).

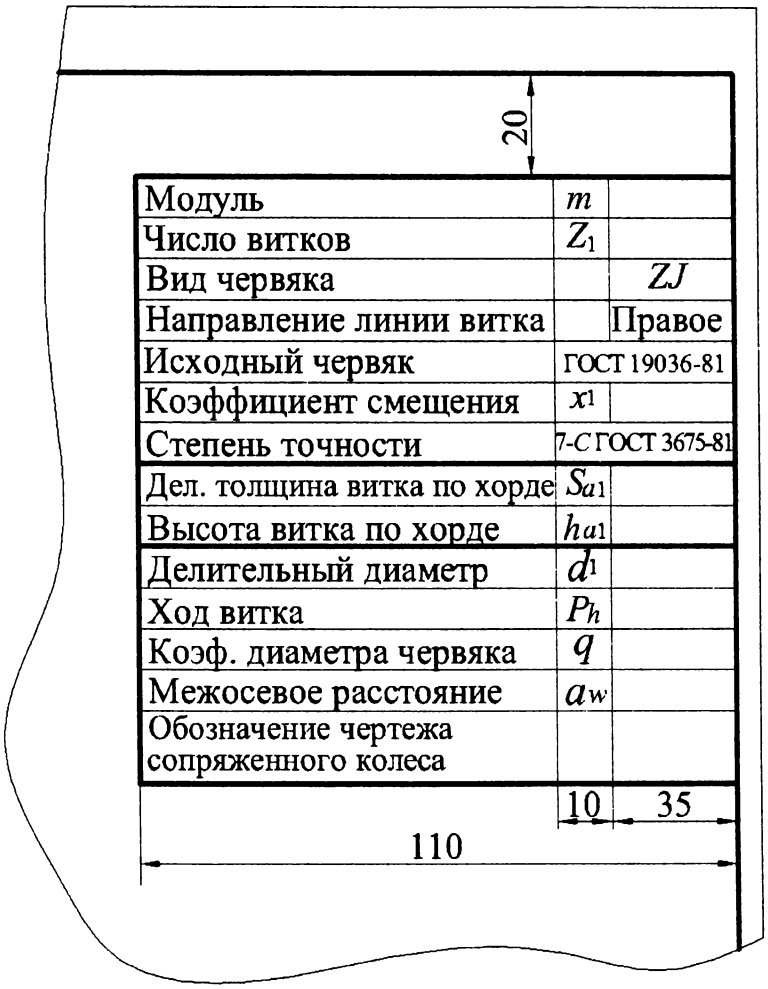


Рис. 5.14. Угловая таблица параметров для изготовления червяка

Во вторую часть таблицы вносят данные для контроля норм точности изготовления, например делительную толщину витка по хорде S_{a1} и высоту до хорды h_{a1}.

В третьей части таблицы приводят справочные данные, например делительный диаметр червяка, ход витка, коэффициент диаметра червяка,

межосевое расстояние и обозначение чертежа сопряженного червячного колеса (см. рис. 5.14).

Затем на чертеж наносят обозначение основной базы червяка – оси центров А (см. рис. 5.10) или осей шеек под подшипники АБ (см. рис. 5.11), допуски формы и расположения поверхностей червяка (сверху относительно его осевой линии):

• на оси шеек под подшипники – допуск соосности, равный половине допуска цилиндричности, выбранного по табл. 5.20 (если основная база АБ);

• на все посадочные цилиндры – допуски цилиндричности, не превышающие половины допуска на размер диаметра участка вала [6, с. 69];

• на все посадочные цилиндры – допуски соосности с основной базой по табл. 5.25 (обозначения этих допусков нельзя объединять с обозначениями допусков цилиндричности);

• на заплечики вала под подшипники относительно основной базы червяка – допуски на торцевое биение, если длина участка менее $0{,}8d_{пк}$ (выбирают по табл. 5.21).

Таблица 5.25

Допуски соосности посадочных поверхностей червяка [4, с. 398]

Интервал размеров, мм	Допуск соосности, мкм, при степени точности передачи			
	6	7	8	9
Св. 18 до 30	16	25	40	60
Св. 30 до 50	20	30	50	80
Св. 50 до 120	25	40	60	100
Св. 120 до 250	30	50	80	120
Св. 250 до 400	40	60	100	160

Допуски формы и расположения на посадочные поверхности червяка наносят в соответствии с ГОСТ 2.308–79.

Допуск соосности ставят на ось. При этом стрелка на конце линии-выноски, исходящей из прямоугольника обозначения допуска, должна стыковаться со стрелкой размерной линии.

Допуск формы ставят на поверхность и указывают стрелкой со стороны подвода контролирующего инструмента. На чертеже стрелку на конце линии-выноски, исходящей из прямоугольника обозначения допуска, не стыкуют со стрелкой размерной линии.

На поле формата вычерчивают сечение хвостовика без шпонки (рис. 5.15). На сечении вала проставляют два размера:

- присоединительный размер с учетом шпоночного паза *C*;
- размер ширины шпоночного паза *в*.

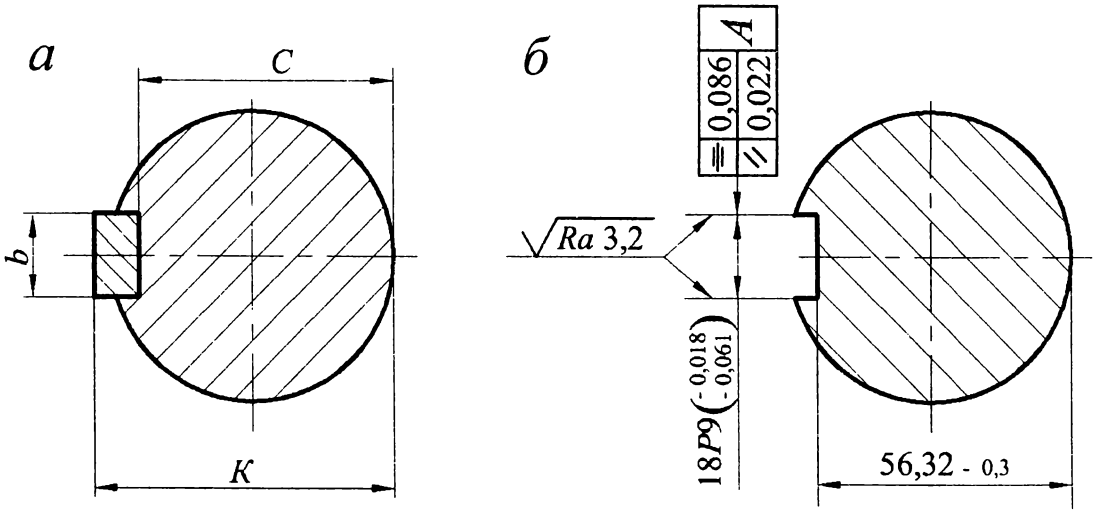


Рис. 5.15. Сечения хвостовика червяка:
а – со шпонкой; *б* – без шпонки

На размер *C* назначают отрицательное отклонение (см. табл. 3.28).

На ширину шпоночного паза *b* назначают допуск в зависимости от плотности посадки полумуфты на вал. В редукторных передачах чаще всего используют нормальное и плотное соединения, поэтому и допуск на ширину паза вала назначают *N*9 или *P*9 соответственно. Отклонения на ширину паза приведены в табл. 3.28.

Если размер сечения вала вместе со шпонкой больше, чем посадочный размер подшипника: $K \geqslant d_{пк}$ (рис. 5.15, *а*), то надеть подшипник на вал через вставленную в паз хвостовика шпонку не удастся. В этом случае на ширину паза вала назначают поле допуска *N*9 и сборку узла вала-червяка выполняют в следующем порядке: сначала надевают подшипник на вал, затем подшипниковую крышку с манжетным уплотнением и наконец вставляют шпонку в паз хвостовика червяка. Демонтаж осуществляют в обратном порядке. Посадка такой шпонки в паз вала – переходная. Эту шпонку называют *закладной*.

Если же соотношение размеров таково: $K < d_{пк}$, то на ширину паза вала под шпонку назначают поле допуска *P*9. Эту шпонку называют *врезной*, так как ее соединение с валом неразъемное.

Допуски параллельности и симметричности боковых граней шпоночного паза относительно оси вала вычисляют точно так же, как и для посадочного места цилиндрического колеса (см. п. 3.11). Шероховатость боковых граней и дна шпоночного паза назначают согласно рекомендациям, изложенным в п. 3.12.

Непосредственно над основной надписью на формате чертежа, но не ближе 10 мм к ней (правый нижний угол формата) располагают технические требования к изготовлению червяка. Согласно ГОСТ 2.105–95 заголовок «Технические требования» не пишут, шрифт – не менее 3,5 мм. Ширина поля технических требований равна 185 мм.

Примерная структура технических требований к изготовлению червяка:

1. НВ 250...280.
2. Обработка в центрах. Отв. центр. *В* 6,3 ГОСТ 14034–74 с двух сторон.
3. Концы витков толщиной до 5 мм срезать и притупить.
4. Рабочую поверхность витков полировать.
5. Точность червяка – ГОСТ 3675–81 (указывают стандарт, регламентирующий степень точности изготовления передачи).
6. Общие допуски ГОСТ 30893.2–*mK* (*m* – средний класс точности общих допусков линейных размеров, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2).
7. Радиусы закруглений 5 мм (относится только к тем радиусам, которые не указаны на чертеже).

5.13. Расчет делительной толщины витка червяка по хорде и высоты витка до хорды

Внешняя делительная хорда – это отрезок прямой, соединяющий точки пересечения делительной окружности с разноименными профилями витка червяка (рис. 5.16).

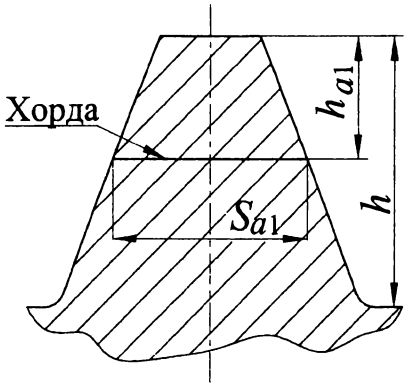


Рис. 5.16. К расчету делительной толщины витка червяка

Номинальную делительную толщину витка червяка по хорде S^*_{a1} вычисляют по зависимости

$$S^*_{a1} = S \cdot m \cdot \cos\gamma,$$

где S – коэффициент расчетной толщины витка, $S = 0{,}5\pi$ [6, с. 136].

Фактическую делительную толщину витка по хорде рассчитывают по следующей зависимости [6, с. 136]:

$$S_{a1} = (S^*_{a1} - E_{ss}) - T_s, \qquad (5.9)$$

где E_{ss} – наименьшее отклонение толщины витка червяка, мм;

T_s – допуск на толщину витка червяка по хорде (табл. 5.28).

Наименьшее отклонение толщины витка червяка равно

$$E_{ss} = E_{s1} + E_{s2},$$

где E_{s1} – первое слагаемое, зависящее от межосевого расстояния передачи и вида сопряжения (табл. 5.26);

E_{s2} – второе слагаемое, зависящее от межосевого расстояния и степени точности передачи (табл. 5.27).

Таблица 5.26

Первое слагаемое E_{s1} наименьшего отклонения толщины витка червяка [1, с. 585]

Вид сопряжения	E_{s1}, мкм, при межосевом расстоянии передачи, мм						
	80	> 80 ⩽ 120	> 120 ⩽ 180	> 180 ⩽ 250	> 250 ⩽ 315	> 315 ⩽ 400	400 ⩽ 500
E	32	38	42	48	56	60	67
D	48	56	67	75	85	95	105
C	80	95	105	120	130	140	160
B	130	150	170	200	220	240	260
A	200	220	260	300	340	380	420

Допуск на толщину витка червяка T_s (см. табл. 5.28) выбирают в зависимости от величины допуска на радиальное биение витков f_r:

$$f_r = A \cdot d_1 + C,$$

где A, C – коэффициенты, зависящие от степени точности передачи (табл. 5.29);

d_1 – делительный диаметр червяка, мм.

Таблица 5.27

Второе слагаемое E_{s2} наименьшего отклонения толщины витка червяка [1, с. 586]

Степень точности	Модуль, мм	E_{s2}, мкм, при межосевом расстоянии передачи, мм						
		⩽ 80	> 80 ⩽ 120	> 120 ⩽ 180	> 180 ⩽ 250	> 250 ⩽ 315	> 315 ⩽ 400	400 ⩽ 500
7	1,0…3,5	60	63	71	75	80	85	90
	3,5…6,3	63	67	75	80	85	90	95
	6,3…10,0	–	–	85	90	95	100	105
	10…16	–	–	–	100	105	110	120
8	1,0…3,5	90	100	110	120	130	140	150
	3,5…6,3	100	110	120	130	140	140	150
	6,3…10,0	–	–	130	140	150	160	160
	10…16	–	–	–	160	170	180	180
9	1,0…3,5	150	160	180	190	210	220	240
	3,5…6,3	160	180	190	210	220	240	250
	6,3…10,0	–	–	210	220	240	250	260
	10…16	–	–	–	260	280	280	300

Таблица 5.28

Допуск на толщину витка по хорде T_s [6, с. 137]

Допуск на боковой зазор	T_s, мкм, при допуске на радиальное биение витков червяка f_r, мкм								
	> 16 ⩽ 20	> 20 ⩽ 25	> 25 ⩽ 32	> 32 ⩽ 40	> 40 ⩽ 50	> 50 ⩽ 60	> 60 ⩽ 80	> 80 ⩽ 100	100 ⩽ 125
h	28	32	38	42	50	60	70	90	110
d	36	42	48	55	65	75	90	110	130
c	45	52	60	70	80	95	110	140	170
b	58	65	75	85	100	120	130	170	200
a	75	85	95	110	130	150	180	220	260

Таблица 5.29

Значения коэффициентов A и C [6, с. 137]

Степень точности	Коэффициент A	Коэффициент C
7	0,070	15,0
8	0,110	23,8
9	0,174	37,6

Высота витка до хорды h_{a1} – это высота витка до горизонтальной линии, совпадающей с хордой (см. рис. 5.16); толщина витка, измеренная вдоль этой линии, равна межвитковой впадине.

Высоту витка до хорды определяют по следующей формуле [6, с. 136]:

$$h_{a1} = m + 0{,}5 \cdot S^*_{a1} \cdot \mathrm{tg}[0{,}5 \arcsin (S^*_{a1} \cdot \mathrm{tg}^2 \cdot \frac{\gamma}{d_1})].$$

Пример

Произвести расчет h_{a1} и S_{a1} при исходных данных: модуль зацепления $m = 8$ мм, делительный диаметр червяка $d_1 = 64$ мм, межосевое расстояние передачи $a_w = 200$ мм, степень точности 7–*C*, угол подъема винтовой линии червяка $\gamma = 14°02'10''$.

Последовательность расчета:

1. Номинальная делительная толщина витка:

$$S^*_{a1} = S \cdot m \cdot \cos\gamma = 0{,}5\,\pi \cdot 8 \cdot \cos 14°02' = 12{,}195 \text{ мм}.$$

2. Первое слагаемое $E_{s1} = 0{,}12$ мм, так как вид сопряжения – *C* и межосевое расстояние $a_w = 200$ мм (см. табл. 5.26).

3. Аналогично второе слагаемое $E_{s2} = 0{,}09$ мм, так как степень точности – 7, межосевое расстояние $a_w = 200$ мм и модуль $m = 8$ мм (см. табл. 5.27).

4. Наименьшее отклонение толщины витка червяка:

$$E_s = E_{s1} + E_{s2} = 0{,}12 + 0{,}09 = 0{,}21 \text{ мм}.$$

5. В соответствии с 7-й степенью точности передачи коэффициент $A = 0{,}07$, коэффициент $C = 15{,}0$ (см. табл. 5.29).

6. Допуск на радиальное биение витков червяка:

$$f_r = A \cdot d_1 + C = 0{,}07 \cdot 64 + 15{,}0 = 19{,}48 \text{ мм}.$$

7. Допуск на толщину витка по хорде $T_s = 0{,}045$ мм при допуске на боковой зазор *c* и допуске на радиальное биение витков червяка $f_r = 19{,}48$ мм (см. табл. 5.28).

8. Фактическая величина делительной толщины витка по хорде согласно формуле (5.9):

$$S_{a1} = (S^*_{a1} - E_{ss}) - T_s = (12{,}195 - 0{,}21) - 0{,}045 = 11{,}99 - 0{,}045 \text{ мм}.$$

9. Высота витка до хорды:

$$h_{a1} = m + 0{,}5 \cdot S^*_{a1} \cdot \mathrm{tg}[0{,}5 \arcsin (S^*_{a1} \cdot \mathrm{tg}^2 (\gamma / d_1))] = 8 + 0{,}5 \cdot 12{,}195 \times$$
$$\times \mathrm{tg}[0{,}5 \arcsin(12{,}195 \cdot \mathrm{tg}^2 (14^\circ 02' / 64))] = 8 + 6{,}098 \cdot \mathrm{tg}[0{,}5 \arcsin 0{,}762] =$$
$$= 8{,}062 \text{ мм}.$$

5.14. Конструирование червячных колес

Материал зубьев червячного колеса должен обладать антифрикционными свойствами, так как движение передается за счет скольжения витков червяка по зубьям колеса. Причем, чем больше скорость относительного скольжения, тем дороже бронза.

С целью экономии дорогостоящих цветных металлов червячные колеса делают составными: центральную часть колеса изготавливают из серого чугуна или стали, а зубчатый венец – из цветного металла (рис. 5.17).

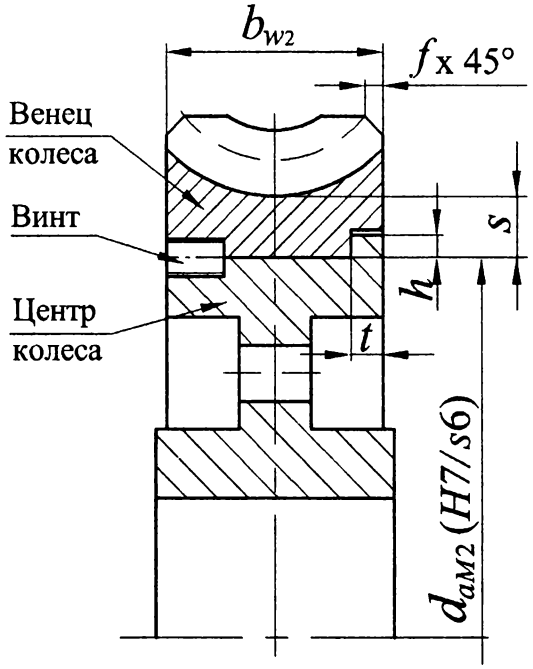


Рис. 5.17. Конструкция червячного колеса, собираемого с помощью посадки с гарантированным натягом

В условиях мелкосерийного и единичного производства соединение венца с центром колеса выполняют по посадке с гарантированным натягом.

В массовом производстве экономически выгоднее соединять зубчатые венцы с центральными частями колес центробежным литьем. При этом снижаются требования к точности изготовления центра колеса (он

может быть изготовлен обработкой резанием или литьем) и не требуется пресс для насадки венца на центр колеса. Технология изготовления такова: разогретый до 700...800 °С центр колеса закладывают в металлическую форму, подогревают ее до 150...200 °С и заливают жидкую бронзу. После затвердевания бронзы между венцом и центром возникает натяг.

Независимо от способа сборки червячного колеса соединение венца с центром должно обеспечивать передачу значительного вращающего момента и сравнительно небольшого осевого усилия.

На рис. 5.17 показана конструкция колеса, изготавливаемого в условиях мелкосерийного производства (диаметр колеса – не более 300 мм). Червячные колеса этой конструкции могут быть успешно применены в нереверсивных передачах, когда колесо вращается в одном направлении и осевая нагрузка, действующая на зуб колеса, не меняет своего направления.

Колесо должно быть так установлено на вал, чтобы осевая сила была направлена на бортик высотой h и шириной t (см. рис. 5.17). Бортик на центре колеса можно и не выполнять, но в этом случае посадка венца на центр колеса должна быть плотнее. Бортик конструируют в функции ширины зубчатого венца b_{w2} [6, с. 151]:

$$h = (0{,}25...0{,}40) \cdot b_{w2}\,;\; t = 0{,}1 \cdot b_{w2}.$$

Минимальную толщину зубчатого венца S вычисляют в зависимости от модуля m зацепления (табл. 5.30).

Таблица 5.30

Толщина зубчатого венца червячного колеса [6, с. 151]

Параметр	Значения параметра						
m, мм	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	$\geqslant 6{,}0$
S, мм	$3{,}5m$	$3{,}2m$	$3{,}0m$	$2{,}8m$	$2{,}5m$	$2{,}4m$	$2{,}1m$

После посадки венца-бандажа на центр колеса для исключения относительного проворачивания и повышения надежности соединения в стык венца и центра колеса (диаметр d_{aM2}) устанавливают три винта под углом 120°. После завинчивания головки винтов спиливают. Размеры винтов вычисляют в функции толщины зубчатого венца [6, с. 151]:

$$d_в = (0{,}6...0{,}7) \cdot S;\; L_в = (2...3) \cdot d_в.$$

Размер фаски на зубчатом венце также зависит от величины модуля зацепления m [4, с. 79]:

$$f = 0{,}5m.$$

Остальные размеры червячного колеса вычисляют точно так же, как и цилиндрического зубчатого колеса (см. п. 3.9).

Плотность посадки зубчатого венца на центр колеса зависит от величины передаваемых нагрузок: чем больше нагрузки, чем больше натяг. Соотношение полей допусков может быть таким: *H*7/*n*6, *H*7/*p*6, *H*7/*r*6, *H*7/*s*6 (в порядке увеличения натяга).

5.15. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей червячного колеса

Технология изготовления червячных колес определяется способом соединения венца с центром колеса.

1-й способ. Если венец надевают на центр колеса с помощью посадки с натягом, но без нагрева венца (или охлаждения центра), т. е. без использования температурной сборки, то технология сборки следующая:

1) штампованную или кованую заготовку подвергают механической обработке по торцам;

2) растачивают посадочный цилиндр ступицы (поле допуска *H*7) и механически обрабатывают наружную поверхность цилиндра, сопряженного с венцом (поля допусков в зависимости от плотности посадки *n*6 или *p*6);

3) заготовку устанавливают на калиброванный вал и с помощью пресса надевают венец на центр колеса (до упора в бортик центра колеса, если он есть);

4) механически обрабатывают торцы и наружную поверхность венца колеса (по диаметру выступов d_{a2} поле допуска *h*8);

5) обработанную таким образом заготовку надевают на оправку и нарезают зубья.

2-й способ. Если используют температурную сборку червячного колеса (центробежное литье или значительные натяги), то сначала надевают венец на центр колеса, а затем осуществляют механическую обработку колеса в такой последовательности:

1) штампованную или кованую заготовку подвергают механической обработке по торцам венца и ступицы;

2) растачивают посадочный цилиндр ступицы (поле допуска *H*7);

3) механически обрабатывают торцы и наружную поверхность венца колеса (по диаметру выступов d_{a2} поле допуска $h8$);

4) обработанную таким образом заготовку надевают на оправку и нарезают зубья.

Для нарезания зубьев червячных колес внешнего зацепления в основном применяется метод обкатки с помощью червячных фрез, представляющих собой точную копию червяков, с которыми будут зацепляться червячные колеса в редукторах. В процессе нарезания зубьев заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, которое имеют червяк и колесо в работающей передаче.

В качестве основной базы при изготовлении червячного колеса принимают ось посадочного цилиндра ступицы, так как длина ступицы $l > 0{,}8d_в$ [4, с. 63].

Принимать поверхность посадочного цилиндра отверстия в ступице в качестве базовой нельзя, так как она имеет погрешность формы. На посадочный цилиндр колеса проставляют допуск цилиндричности, равный половине допуска на размер [4, с. 394].

До нарезания зубьев заготовку колеса механически обрабатывают по цилиндру выступов с допуском радиального биения относительно основной базы (табл. 5.31).

Примеры нанесения допусков формы и расположения поверхностей на чертеж червячного колеса приведены на рис. 5.18.

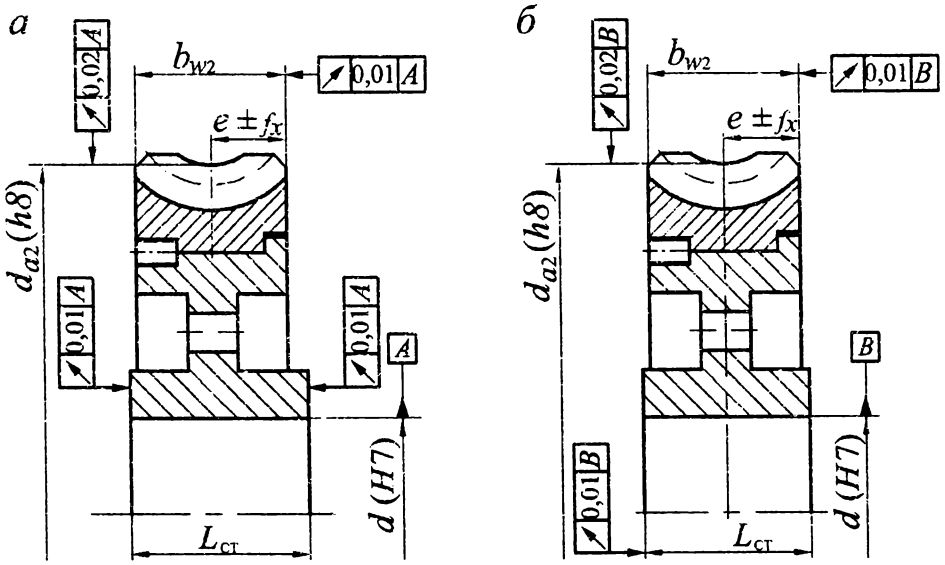


Рис. 5.18. Нанесение допусков расположения на поверхности червячного колеса:

а – при несимметричной ступице колеса; *б* – при симметричной ступице

Если колесо не имеет плоскости симметрии (несимметричная ступица), то допуск на торцевое биение на зубчатый венец и на ступицу колеса ставят с обеих сторон (рис. 5.18, *а*).

Если же колесо симметричное, то допуск на торцевое биение проставляют с одной стороны (на венец и ступицу), но так, чтобы линия стрелки-указателя допуска являлась продолжением размерной линии (рис. 5.18, *б*).

На цилиндр выступов венца червячного колеса проставляют допуск на радиальное биение. Величину допуска следует выбирать по табл. 5.31 в зависимости от степени точности изготовления передачи и диаметра заготовки колеса.

На оба торца зубчатого венца и на оба торца ступицы назначают допуски на торцевое биение. Величину допуска определяют с учетом степени точности изготовления и размеров колеса (табл. 5.32).

Таблица 5.31

Допуски на радиальное биение заготовок червячных колес по d_a венца [6, с. 153]

Степень точности	Допуск на радиальное биение, мкм, при величине делительного диаметра d_2, мм						
	$\leqslant 50$	$\leqslant 80$	$\leqslant 120$	$\leqslant 200$	$\leqslant 320$	$\leqslant 500$	$\leqslant 800$
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

Таблица 5.32

Допуски на торцевое биение зубчатого венца и ступицы червячного колеса [6, с. 140]

Степень точности	Допуск на торцевое биение, мкм				
	венца колеса d_2 = 100 мм шириной b_2		ступицы ($l_{ст} \leqslant d_в$) при диаметре сопряженного вала $d_в$		
	до 55 мм	55...100 мм	до 50 мм	до 80 мм	св. 80 мм
6	17	9	20	30	40
7	21	11	20	30	40
8	26	14	30	40	50
9	34	18	30	40	50

Примечания:

1. При делительном диаметре колеса d_2, отличном от 100 мм, табличное значение допуска на торцевое биение зубчатого венца следует поделить на 100 и умножить на величину фактического делительного диаметра.

2. При длине ступицы $l_{ст} > d_в$ величину допуска на торцевое биение ступицы следует увеличить на 40...50%.

На чертеже колеса обязательно численно проставляют предельное смещение средней плоскости в передаче $\pm f_x$ (см. рис. 5.18). Величину этого показателя выбирают по табл. 5.33 в зависимости от степени точности и межосевого расстояния передачи.

На посадочный внутренний цилиндр ступицы колеса проставляют допуск цилиндричности и допуск на размер. Ось этого цилиндра принимают за основную базу при изготовлении и монтаже колеса и присваивают ей имя, например обозначают буквой *B* (см. рис. 5.18).

Шероховатость поверхностей червячного колеса назначают в зависимости от точности изготовления его поверхностей согласно ГОСТ 3675–81:

- базовый цилиндр ступицы обрабатывают с *Ra* 1,6... 3,2 мкм при диаметре до 80 мм и *Ra* 3,2...6,3 мкм при диаметре свыше 80 мм;
- торцы зубчатого венца, ступицы и зубья – в соответствии со степенью точности изготовления передачи (табл. 5.34);
- остальные поверхности – с *Ra* 12,5 мкм (нерабочие поверхности оставляют механически необработанными).

Таблица 5.33

Показатель f_x [1, с. 583]

Степень точности	f_x при межосевом расстоянии передачи a_w, мм						
	< 80	⩾ 80 < 120	⩾ 120 < 180	⩾ 180 < 250	⩾ 250 < 315	⩾ 315 < 400	⩾ 400 < 500
6	22	25	28	32	36	40	42
7	34	40	45	50	56	60	67
8	53	63	71	80	90	100	105
9	85	100	110	130	140	150	160

Таблица 5.34

Шероховатость поверхностей червячного колеса *Ra* [6, с. 153]

Поверхность колеса	*Ra* при степени точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
Боковая поверхность зубьев	1,6		3,2	6,3
По диаметру d_{f2}	6,3			
По диаметру d_{a2}	3,2			
По диаметру d_{aM2}	3,2			
Торцы зубчатого венца	3,2			3,2...6,3
Торцы ступицы	3,2			6,3

На чертежах шероховатость поверхностей деталей проставляют в соответствии с ГОСТ 3.309–73 (с изменениями от 28.05.2002 г.). Если конструктор регламентирует способ обработки поверхности колеса по данному чертежу, то используется знак шероховатости с треугольником (см. рис. 3.18, *а*).

Если какая-то поверхность по данному чертежу не обрабатывается, то знак шероховатости содержит окружность, помещенную в угол знака (см. рис. 3.18, *б*).

Наиболее предпочтительным является знак в виде математического корня квадратного (см. рис. 3.18, *в*). Этот знак шероховатости проставляют, если конструктор не регламентирует вид обработки поверхности детали.

Непосредственно над основной надписью на чертеже, но не ближе 10 мм к ней (правый нижний угол формата) располагают технические требования к изготовлению червячного колеса. Согласно ГОСТ 2.105–95 заголовок «Технические требования» не пишут, шрифт – не менее 3,5 мм. Ширина поля технических требований составляет 185 мм.

Примерная структура технических требований к изготовлению червячных колес холодной сборки:

1. Отверстия под винты М12 (поз. 3) сверлить и нарезать после установки венца на центр колеса (имеются в виду установочные винты по посадочной поверхности венца и центра колеса).

2. Винты М12 × 40 затянуть до упора, спилить и раскернить.

3. Радиусы закруглений 5 мм (имеются в виду те радиусы, которые не указаны на чертеже).

4. Точность червячного колеса по ГОСТ 3675–81 (указывают стандарт, регламентирующий степень точности изготовления передачи).

5. Общие допуски ГОСТ 30893.2–*mK* (*m* – средний класс точности общих допусков линейных размеров, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2).

5.16. Пример оформления чертежа червячного колеса

Чертеж червячного колеса чаще всего является сборочным, так как колесо состоит из центра и венца. Иногда, при малых диаметрах червячных колес ($d_{aM2} < 80$ мм), их выполняют из одного материала: цветного или чугуна (в тихоходных передачах при $V_s < 2$ м/с).

В зависимости от размеров колеса выбирают формат чертежа (рекомендуется масштаб 1 : 1). Прежде всего следует распланировать поле формата:

1) вычертить рамку формата, отчертить основную надпись (185 × 55 мм) в его правом нижнем углу;

2) зарезервировать место над основной надписью для технических требований шириной 185 мм, высотой примерно 80 мм;

3) выполнить угловую надпись (14 × 70 мм) в левом верхнем углу формата;

4) оставить место для угловой таблицы параметров (110 × 120 мм) в верхнем правом углу формата.

И только после этого следует оценить оставшееся поле формата и правильно расположить чертеж червячного колеса. Колесо вычерчивают в одной проекции – в виде осевого разреза (рис. 5.19 и 5.20). Размеры и допуски формы и расположения поверхностей червячного колеса проставляют на его чертеже в зависимости от технологии сборки колеса.

Вариант А. «Холодная» сборка червячного колеса. Венец надевают на центр колеса без нагрева или охлаждения соединяемых деталей. При этом центр колеса поступает на место сборки уже после чистовой механической обработки. В этом случае на чертеже колеса размеры проставляют в следующем порядке (см. рис. 5.19):

- габаритные размеры – диаметр d_{aM2} и длину ступицы;
- размеры посадочного места – внутренний диаметр ступицы с допуском на размер (в буквенном обозначении);
- размеры зубчатого венца: диаметры выступов d_{a2} и впадин d_{f2}, ширину венца b_{w2}, размер предельного смещения средней плоскости в передаче с параметром f_x;
- диаметр сопряженной цилиндрической поверхности венца и центра с буквенным обозначением посадки.

Затем на чертеж наносят обозначение основной базы – оси посадочного цилиндра ступицы B, допуски формы и расположения поверхностей колеса (см. рис. 5.19):

- на цилиндр диаметром d_{a2} – допуск на радиальное биение;
- на торцевые поверхности зубчатого венца – допуски на торцевое биение относительно базы колеса.

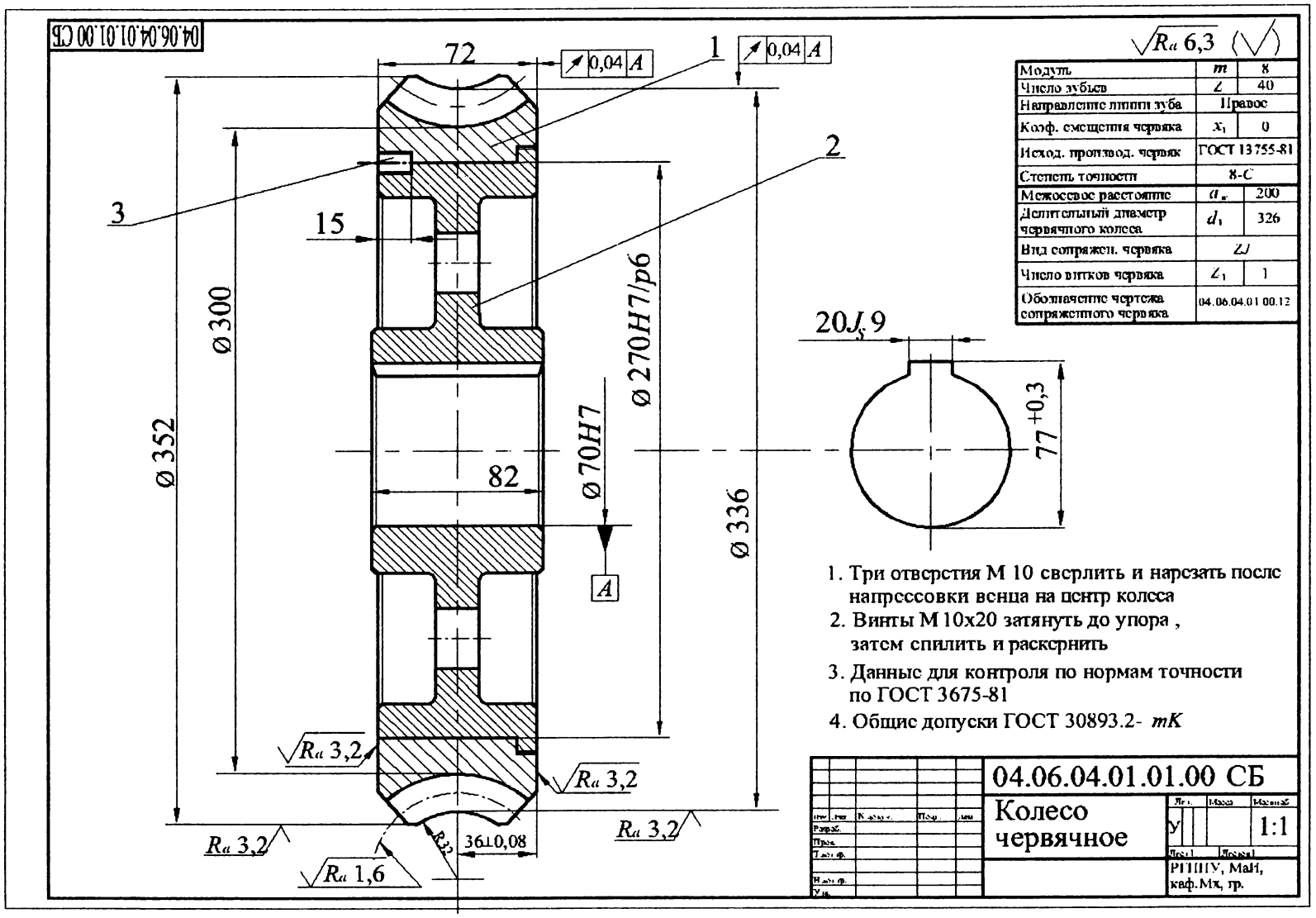
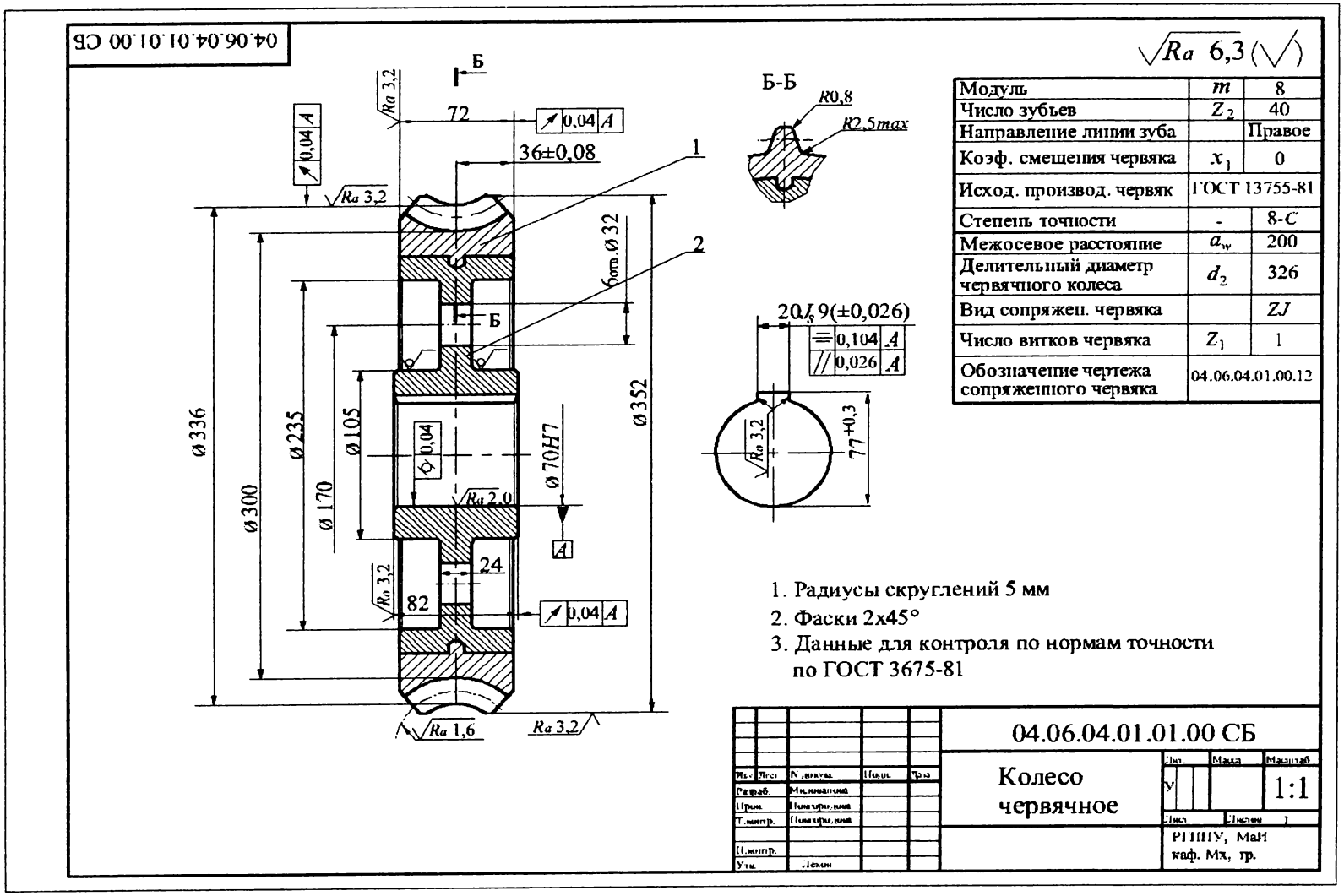


Рис. 5.19. Пример сборочного чертежа червячного колеса «холодной» сборки:

1 – зубчатый венец; *2* –центр колеса; *3* – винт



Модуль	m	8
Число зубьев	Z_2	40
Направление линии зуба		Правое
Коэф. смещения червяка	x_1	0
Исход. производ. червяк	ГОСТ 13755-81	
Степень точности	-	8-*C*
Межосевое расстояние	a_w	200
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	326
Вид сопряжен. червяка		*ZJ*
Число витков червяка	Z_1	1
Обозначение чертежа сопряженного червяка	04.06.04.01.00.12	

Рис. 5.20. Пример сборочного чертежа червячного колеса «температурной» сборки:

1 – зубчатый венец; *2* – центр колеса

В завершение на чертеже колеса проставляют обозначения параметров шероховатости его поверхностей (см. табл. 5.34).

Вариант Б. «Температурная» сборка червячного колеса. Венец «надевают» на центр колеса путем центробежного литья. Технология сборки в этом случае такова: центр колеса, прошедший черновую обработку, нагревают до 700…800 °С и помещают в центрифугу, нагретую до 150…200 °С. Затем заливают в форму жидкую бронзу или латунь.

После затвердевания венца сборное колесо отправляют на механическую обработку (согласно требованиям чертежа): обрабатывают торцы ступицы, растачивают внутренний посадочный цилиндр ступицы и изготавливают шпоночный паз. Затем механически обрабатывают венец колеса: торцы, поверхности диаметрами d_{aM2} и d_{a2}. И наконец, нарезают зубья в соответствии с параметрами угловой таблицы на чертеже.

В этом случае на чертеже колеса проставляют размеры в следующем порядке (см. рис. 5.20):

- габаритные размеры – диаметр d_{aM2} и длина ступицы;
- размеры посадочного места – внутренний диаметр ступицы с допуском на размер (в буквенном обозначении) и наружный диаметр ступицы;
- размеры зубчатого венца – диаметры выступов d_{a2} и впадин d_{f2}, ширину венца b_{w2}, размер предельного смещения средней плоскости в передаче с параметром f_x;
- размеры диска колеса – толщину диска C, диаметр и число отверстий в диске колеса, диаметр центров отверстий в диске колеса.

Затем наносят на чертеж обозначение основной базы – оси посадочного цилиндра ступицы B (см. рис. 5.20) и допуски формы и расположения поверхностей колеса:

- на внутренний посадочный диаметр – допуск цилиндричности;
- на цилиндр выступов диаметром d_{a2} – допуск на радиальное биение;
- на торцевые поверхности зубчатого венца и ступицы – допуски на торцевое биение относительно базы колеса.

В последнюю очередь на чертеже колеса проставляют обозначения параметров шероховатости его поверхностей (см. табл. 5.34).

Важный этап работы над чертежом червячного колеса – заполнение угловой таблицы параметров зубчатого венца в соответствии с ГОСТ 2.406–76. Эта таблица состоит из двух частей, отделенных друг от друга сплошной основной линией (рис. 5.21).

В первой части таблицы приводят данные для нарезания зубьев:

- модуль m;
- число зубьев Z_2;
- направление линии зуба – правое или левое;
- коэффициент смещения x_2;
- исходный производный червяк по ГОСТ 19036–81;
- степень точности по ГОСТ 3675–81.

Вторую часть таблицы параметров заполняют так:

- межосевое расстояние a_w;
- делительный диаметр d_2;
- вид сопряженного червяка: *ZA*, *ZJ*, *ZK*;
- обозначение чертежа сопряженного червяка.

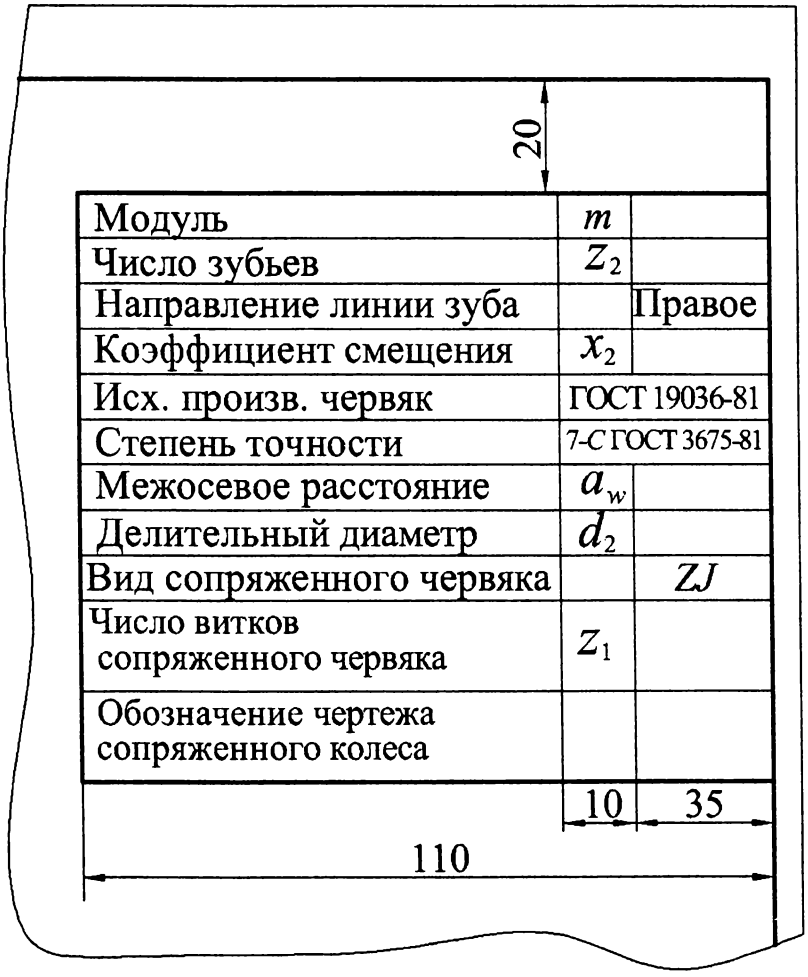


Рис. 5.21. Структура угловой таблицы параметров для нарезания зубьев червячного колеса по ГОСТ 2.406–76

Вместо второй проекции колеса на поле формата вычерчивают профиль посадочного цилиндра ступицы колеса (см. рис. 3.21). На него проставляют два размера: габаритный размер с учетом глубины шпоночного паза *C* и размер ширины шпоночного паза *в*. На размер *C* назначают положительное отклонение (см. табл. 3.28).

На ширину шпоночного паза назначают допуск в зависимости от плотности посадки ступицы на вал. В редукторных передачах чаще всего используют нормальное и плотное соединения, поэтому и допуск на ширину паза назначают *Js*9 и *P*9 соответственно. Отклонения на ширину паза приведены в табл. 3.28.

6. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Для опор валов редукторных передач используют подшипники качения. Подшипник качения (рис. 6.1) состоит:

• из двух колец: наружного *1* и внутреннего *2* (наружное кольцо устанавливают в корпус, а внутреннее – на вал);

• тел качения *3* – шариков или роликов, катящихся по беговым дорожкам колец подшипника;

• сепаратора *4* – специальной детали, удерживающей тела качения на равных постоянных расстояниях одно от другого.

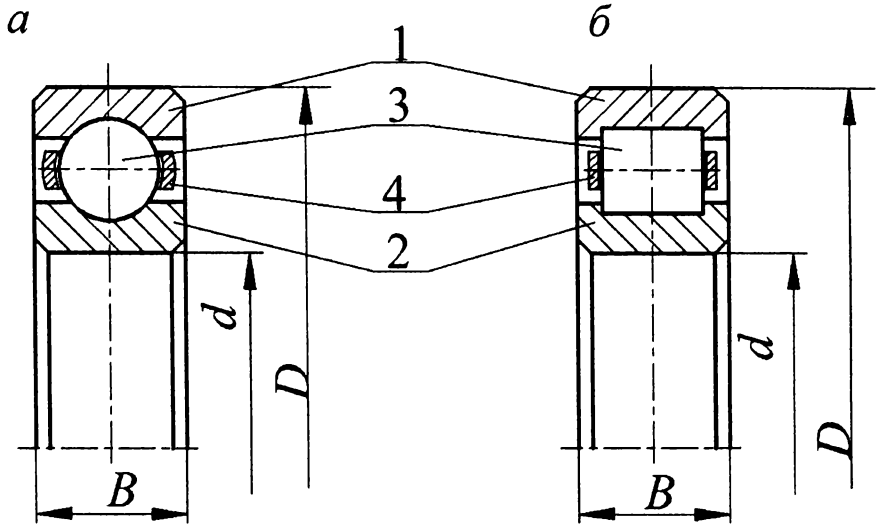


Рис. 6.1. Устройство радиальных подшипников качения:
а – шарикового; *б* – роликового

ГОСТ 3478–79 устанавливает в качестве основных параметров подшипников качения следующие (см. рис. 6.1):

• d – внутренний посадочный диаметр;

• D – наружный посадочный диаметр;

• B – ширина колец;

• r – размер фасок на кольцах подшипника.

Широкое использование подшипников качения в различных отраслях промышленности объясняется их достоинствами:

• низкие потери на трение: в подшипниках качения они в 5…10 раз меньше, чем в подшипниках скольжения;

• малый расход смазки: для стабильной работы подшипника качения требуется несколько капель масла на дорожках качения его колец;

• централизованное массовое производство, что гарантирует высокую степень взаимозаменяемости при эксплуатации и ремонте: облегчает монтаж и демонтаж опорных узлов машин.

К недостаткам подшипников качения следует отнести:

• ограниченную возможность работы при больших угловых скоростях (свыше 2000 об/мин) и тяжелых нагрузках (близких к их грузоподъемности);

• высокую чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам.

Ролики, используемые в качестве тел качения, могут быть цилиндрические короткие и длинные, витые, игольчатые, конические и бочкообразные.

Условные обозначения подшипников качения установлены ГОСТ 3189–89. Отечественная промышленность выпускает подшипники качения с некоторым шагом по внутреннему посадочному диаметру. Например, для подшипников с внутренним диаметром $d = 20...110$ мм две последние цифры в условном обозначении представляют собой частное от деления внутреннего посадочного диаметра подшипника на 5. При диаметре d свыше 110 мм, но менее 200 мм внутренний посадочный диаметр подшипника делят на 10 мм и т. д. согласно требованиям стандарта.

Третья цифра справа в условном обозначении – серия подшипника по наружному посадочному диаметру D (табл. 6.1). Например, подшипник № 203 – подшипник легкой серии диаметров.

Четвертая цифра справа – тип подшипника. Для используемых в курсовом проектировании подшипников цифры означают:

0 – радиальный шариковый однорядный (в обозначении не пишется);

1 – радиальный шариковый двухрядный сферический;

2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;

6 – шариковый радиально-упорный;

7 – роликовый конический (или радиально-упорный).

ГОСТ 520–2002 устанавливает пять классов точности изготовления подшипников качения. Классы точности изготовления подшипников характеризуются точностью основных размеров, формы, взаимного расположения поверхностей колец и точностью вращения.

Класс точности указывают (через тире) перед цифрами условного обозначения подшипника:

0 – нормальная точность (в условном обозначении не пишут);

6 – повышенная;

5 – высокая;

4 – прецизионная;

2 – сверхпрецизионная.

Чем выше класс точности, тем дороже подшипник. Так, например, подшипник сверхпрецизионного класса точности дороже подшипника нормального класса точности в 10 раз [9, с. 50].

Примеры условных обозначений подшипников качения:

№ 7208 – подшипник роликовый конический (цифра 7) нормального класса точности (в обозначении не указан) легкой серии по наружному диаметру (цифра 2) с внутренним посадочным диаметром 40 мм (08 × 5 мм);

№ 6–405 – подшипник шариковый радиальный (четвертая цифра справа 0, он не пишется) 6-го класса точности (цифра 6, записана через тире) тяжелой серии по наружному диаметру (цифра 4) с внутренним посадочным диаметром 25 мм (05 × 5 мм).

Подшипники качения могут быть классифицированы по многим признакам: характеру воспринимаемых нагрузок, числу рядов и форме тел качения, габаритным размерам и т. д. (см. табл. 6.1).

Таблица 6.1

Классификация подшипников качения по ГОСТ 3395–89

Характер нагрузки на подшипник	Число рядов тел качения	Форма тел качения	Перекос колец	Габаритные размеры	
				Ширина *B*	Диаметр *D*
Радиальные Радиально-упорные Упорные Упорно-радиальные	Однорядные Двухрядные Четырехрядные	Шариковые Роликовые: • цилиндрические; • конические; • бочкообразные	Самоустанавливающиеся (сферические) Несамоустанавливающиеся	0 – особо узкие 1 – узкие 2 – нормальные 3 – широкие 4 – особо широкие	0 – сверхлегкие 1 – особо легкие 2 – легкие 3 – средние 4 – тяжелые

Причин разрушения подшипников качения много. Основными причинами потери работоспособности подшипников опор валов редукторов, электродвигателей, металлорежущих станков и других технологических машин являются:

1. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец в виде раковин или отслаивания (шелушения)

вследствие циклического контактного нагружения. Причина – длительная работа; признаки – стук и вибрация.

2. Задиры рабочих поверхностей качения. Причины – недостаточная смазка или неправильный монтаж (слишком маленькие зазоры в подшипнике).

3. Раскалывание колец и тел качения. Причины – перекосы при монтаже или большие динамические нагрузки.

4. Разрушение сепараторов. Причина – действие центробежных сил (удары со стороны тел качения). Это основной вид разрушения быстроходных подшипников.

5. Абразивный износ. Причина – плохая изоляция подшипника (строительные, дорожные, сельскохозяйственные машины, ткацкие станки и др.).

Подшипники качения изготавливают из высокоуглеродистых (1,0…1,2% С) хромистых сталей типа ШХ. Цифровое обозначение в марке стали указывает среднее содержание хрома в десятых долях процента. Тела качения подшипников делают из сталей ШХ6, ШХ9 и ШХ15.

Кольца подшипников изготовляют из сталей Ш5, ШХ9 и Ш5СГ по следующей технологии. Нагретые до температуры закалки 820–870 °С кольца охлаждают в индустриальных маслах И20, И12, ИС20, ИС12 при температуре 30–60 °С. После закалки кольца промывают в 3–5%-м содовом растворе (70–90 °С) и подвергают отпуску (не позднее 3 ч после закалки) при 150–160 °С в течение 1,5–2 ч. Эта термообработка придает твердость рабочим поверхностям тел качения и колец подшипника до 62…66 HRC [9, с. 53].

Подшипники, работающие в агрессивных средах, изготовляют из коррозионно-стойкой стали мартенситного класса типа 95Х18 (1% С; 1,8% $C_г$; < 0,7% Mn и Si). Эти подшипники закаляют в масле, разогретом до температуры t = 1000…1070 °С, затем подвергают отпуску при температуре t = 150…160 °С до твердости 60…62 HRC [9, с. 54].

Сепараторы подшипников подвержены интенсивному изнашиванию из-за трения скольжения с телами качения и кольцами подшипников, поэтому их изготовляют из антифрикционных материалов, например в массовом производстве – штамповкой из мягкой углеродистой стали.

Массивные сепараторы быстроходных подшипников (частота вращения $n \geqslant 2000$ об/мин) делают из текстолита, фторопласта, дюралюминия, латуни и бронзы (материалы приведены в порядке увеличения быстроходности подшипника) [9, с. 54].

6.1. Вычерчивание внутренней геометрии подшипников

На сборочных чертежах допустимо вычерчивать подшипники качения упрощенно (без сепараторов и фасок на кольцах подшипников). Однако пропорции в размерах и форме деталей подшипников необходимо соблюдать. На рис. 6.2 представлены упрощенные чертежи основных типов подшипников, используемых в редукторных передачах курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» [4, с. 161]. К ним относят:

- шариковый радиальный однорядный подшипник (см. рис. 6.2, *а*);
- шариковый радиально-упорный (см. рис. 6.2, *б*);
- роликовый радиальный с двухсторонним скосом кромок на наружном кольце (см. рис. 6.2, *в*);
- конический, или роликовый радиально-упорный (см. рис. 6.2, *г*).

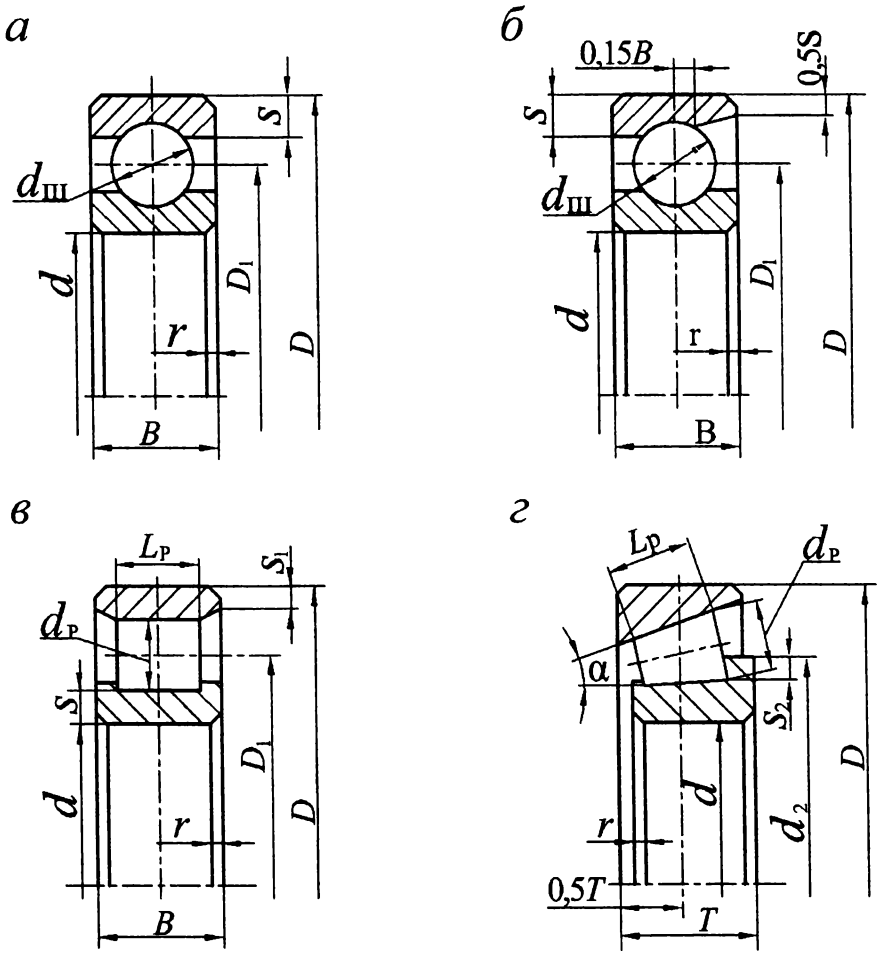


Рис. 6.2. Основные размеры некоторых типов подшипников:
а – шарикового радиального; *б* – шарикового радиально-упорного; *в* – роликового радиального; *г* – роликового радиально-упорного

Расчет параметров, необходимых для правильного вычерчивания внутренней геометрии подшипников, выполняют по следующим зависимостям:

1) диаметр шарика: $d_ш = 0{,}32 \cdot (D - d)$;

2) диаметр ролика: $d_р = 0{,}28 \cdot (D - d)$;

3) длина ролика: $L_р = (1{,}7 \ldots 1{,}9) \cdot d_р$;

4) толщина кольца подшипника: $S = 0{,}15 \cdot (D - d)$;

5) толщина кольца подшипника со скосом кромок: $S_1 = 0{,}1 \cdot (D - d)$;

6) глубина установки ролика в кольцо подшипника: $S_2 = 0{,}1 \cdot (D - d)$;

7) диаметр окружности по центрам тел качения: $D_1 = 0{,}5 \cdot (D + d)$;

8) наибольший диаметр внутреннего кольца конического подшипника: $d_2 = d + 0{,}25 \cdot (D - d)$.

Радиально-упорный шариковый подшипник предназначен для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Он обладает большей грузоподъемностью по сравнению с шариковым радиальным подшипником того же типоразмера в среднем в 2,7 раза.

6.2. Обзор схем установки подшипников на валы редукторных передач

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала все опоры разделяют на фиксирующие и плавающие.

Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях и воспринимает не только радиальную, но и осевую нагрузку любого знака. *Плавающая опора* не ограничивает осевого перемещения вала и воспринимает только радиальные усилия. На рис. 6.3 показаны все возможные схемы установки подшипников на валы редукторных передач.

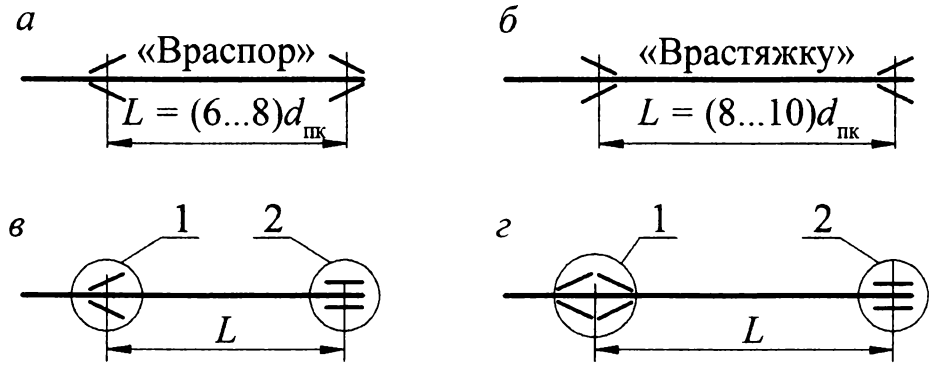


Рис. 6.3. Схемы установки подшипников на валы передач:
а, б – для коротких валов; *в, г* – для длинных валов; *1* – фиксирующая опора; *2* – плавающая опора

Схемы *а* и *б* применяют для коротких валов, расстояние между опорами которых не превышает 350 мм (см. рис. 6.3). Обе опоры таких валов являются фиксирующими, причем в каждой опоре ограничение осевых перемещений вала происходит только в одном направлении. Каждая из опор воспринимает радиальную силу любого знака и осевую силу только одного направления.

Схема «враспор» может быть использована при расстоянии между опорами вала не более $(6...8)d_{пк}$. Чтобы не происходило защемления вала в опорах, предусматривают при сборке узла вала осевой зазор между подшипником и фланцевой крышкой подшипника размером 0,2...0,5 мм [4, с. 52]. При большем расстоянии между опорами температурные деформации вала могут существенно уменьшить зазоры в подшипниках и вызвать заклинивание тел качения.

Схема «врастяжку» позволяет использовать валы с расстоянием между опорами не более $(8...10)d_{пк}$. При большем расстоянии между опорами температурные деформации вала могут существенно увеличить зазоры в подшипниках и привести к невозможности их эксплуатации.

Схемы *в* и *г* опор валов (см. рис. 6.3) используют при любом расстоянии между опорами. Схему *в* применяют в тех случаях, когда осевая нагрузка, действующая на вал, не меняет своего направления: в коробках передач, редукторах и для приводных валов ленточных и цепных конвейеров.

Если же передача реверсивная или заранее не известно, какое направление имеет осевая сила, действующая на вал, то используют схему *г*.

Фиксирующая опора способна воспринимать осевую силу любого знака. Эту схему опор широко применяют для входных валов зубчатых конических и червячных передач.

В некоторых конструкциях используют так называемые плавающие валы, обе опоры которых не фиксируют вал в осевых направлениях. Подшипники плавающих опор можно нагружать только радиальными силами, так как эти подшипники не воспринимают осевых сил.

Регулирование зазоров в подшипниках, установленных по схемам *а*, *б* и *г*, происходит за счет перемещений внутренних или наружных колец подшипников [4, с. 140].

Регулирования зазоров в подшипниках, установленных по схеме *в*, не требуется [4, с. 139].

6.3. Выбор типа подшипника для опор вала в зависимости от условий их нагружения

Тип подшипника надлежит выбирать в зависимости от вида нагрузок на опору вала. Предпочтение следует отдавать радиальному однорядному шарикоподшипнику, наиболее широко применяемому в машиностроении и способному воспринимать радиальную и осевую нагрузки одновременно.

Самым распространенным является шариковый радиальный однорядный подшипник в связи с тем, что он может воспринимать наряду с радиальной нагрузкой еще и осевую силу. Величина осевой нагрузки не должна превышать 70% от неиспользуемой радиальной силы. Например, если подшипник имеет грузоподъемность (предельную нагрузку) 256 кН и его нагрузили радиальной силой в 156 кН, то у него есть резерв в 100 кН. Такой подшипник можно «догрузить» осевой силой, не превышающей 70 кН, т. е. 70% от 100 кН. Именно благодаря этой способности шариковый радиальный подшипник широко применяют в опорах валов технологических машин.

Серия подшипника. Предварительно следует выбирать подшипник легкой серии (серии по наружному диаметру). В силовых передачах, редукторах не следует применять подшипники особо легкой серии.

Размеры подшипника определяют по каталогу в зависимости от рассчитанного внутреннего посадочного диаметра $d_{пк}$. Величину этого диаметра получают из ориентировочного расчета вала и уточняют после выбора соединительной упругой муфты.

Если концевой участок первого вала редуктора имеет коническую форму, то $d_{пк}$ равен диаметру вала под полумуфтой. Если же этот участок вала сконструирован цилиндрическим, то $d_{пк}$ необходимо увеличить на 5 мм с целью образования ступени на валу для осевой фиксации полумуфты.

Эскизирование подшипника. После выбора подшипников их габаритные контуры нужно нанести на эскизную компоновку редуктора (на миллиметровой бумаге) по одному из следующих вариантов:

1) если окружная скорость в зацеплении колес больше (или равна) 1 м/с, то она достаточна для разбрызгивания масла колесом. В этом случае подшипники смазываются тем же маслом, что и зацепление. Габаритные контуры подшипника следует наносить на эскизную компоновку, начиная от линии внутренней стенки корпуса редуктора;

2) если окружная скорость в зацеплении меньше 1 м/с, то зубчатое колесо, окунаясь в масляную ванну, не будет разбрызгивать масло. При этом каждый подшипник необходимо изолировать от зубчатых колес мазеудерживающим кольцом и смазывать консистентной смазкой. На эскизной компоновке от линии внутренней стенки корпуса редуктора следует отложить 10...15 мм (для мазеудерживающего кольца), а затем нанести габаритные контуры подшипника.

При выборе фиксирующей и плавающей опор придерживаются следующих рекомендаций [4, с. 51]:

1) надлежит выбирать ту схему установки подшипников на вал, которая обеспечит примерно равное нагружение его опор. Например, если левая опора нагружена меньшей радиальной силой, то надо применить такую конструкцию опор вала, чтобы осевая сила была направлена в сторону левой опоры. Тогда правую опору вала необходимо сделать плавающей;

2) при действии на опоры вала только радиальных нагрузок в качестве плавающей опоры выбирают менее нагруженную опору. Это объясняется тем, что при температурных колебаниях плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала относительно корпуса редуктора. Это перемещение может происходить под рабочей нагрузкой, что приведет к износу поверхности отверстия корпуса редуктора;

3) фиксирующую опору (см. рис. 6.3, *в* и *г*) выполняют со стороны хвостовика вала, если он соединяется с другим валом упругой муфтой.

Опоры конических шестерен и червяков нагружены радиальными и значительными осевыми силами, поэтому выбор схемы установки подшипников на эти валы зависит от расстояния между опорами вала L:

• Короткие валы монтируют на радиально-упорных шариковых или роликовых подшипниках, устанавливаемых «враспор» (см. рис. 6.3, *а*). Такая конструкция опорных узлов допустима при величине угла контакта подшипника до 12° и расстоянии между опорами вала не более [9, с. 65]

$$L = C\sqrt{d_{\text{пк}}}, \qquad (6.1)$$

где C – коэффициент, установленный эмпирически (для опорных узлов валов на шариковых радиально-упорных подшипниках $C = 35$ мм$^{1/2}$; для узлов на радиально-упорных роликоподшипниках $C = 50$ мм$^{1/2}$);
$d_{\text{пк}}$ – диаметр вала под подшипником, мм.

Осевой зазор в таких узлах регулируют при сборке тонкими металлическими прокладками, устанавливаемыми между корпусом редуктора и фланцем подшипниковой крышки (каждая прокладка имеет толщину 0,05…0,50 мм).

• Длинные валы, имеющие расстояние между опорами более рассчитанного по (6.1), устанавливают на подшипниках по схемам *в* и *г* (см. рис. 6.3). При этом одну опору выполняют фиксирующей (например, два радиально-упорных подшипника «враспор»), а другую – плавающей (см. рис. 6.3).

В редукторах с цилиндрическими шевронными колесами (или с раздвоенными косозубыми ступенями) один из валов передачи делают плавающим, а другой вал устанавливают на фиксирующих опорах. Если редуктор одноступенчатый, то плавающим делают быстроходный (входной) вал редуктора, поскольку он обладает меньшей массой. Тихоходный (выходной) вал устанавливают на фиксирующих опорах по схеме «враспор».

Для плавающей опоры можно использовать подшипники следующих типов (см. рис. 6.3):

• шариковый радиальный однорядный;

• роликовый радиальный однорядный с двухсторонним скосом кромок одного из колец подшипника;

• роликовый радиальный однорядный с односторонним скосом кромки одного из колец подшипника;

• шариковый радиальный двухрядный сферический;

• роликовый радиальный двухрядный сферический.

Подшипник плавающей опоры закрепляют по валу с обеих сторон, а по корпусу оставляют свободным. Со стороны подшипниковой крышки предусматривают осевой зазор $A = (0{,}5…0{,}8)$ мм, а со стороны колес передач наружное кольцо не закрепляют в осевом направлении [4, с. 143].

Подшипник роликовый радиальный однорядный с двухсторонним скосом кромок одного из колец стопорят с обеих сторон и по валу, и по корпусу редуктора (рис. 6.4, *г* и *е*).

Для фиксирующей опоры можно использовать подшипники:

• шариковый радиальный однорядный;

• шариковый радиально-упорный;

• роликовый радиальный однорядный;

• роликовый радиально-упорный;

• шариковый радиальный двухрядный сферический;
• роликовый радиальный двухрядный сферический.

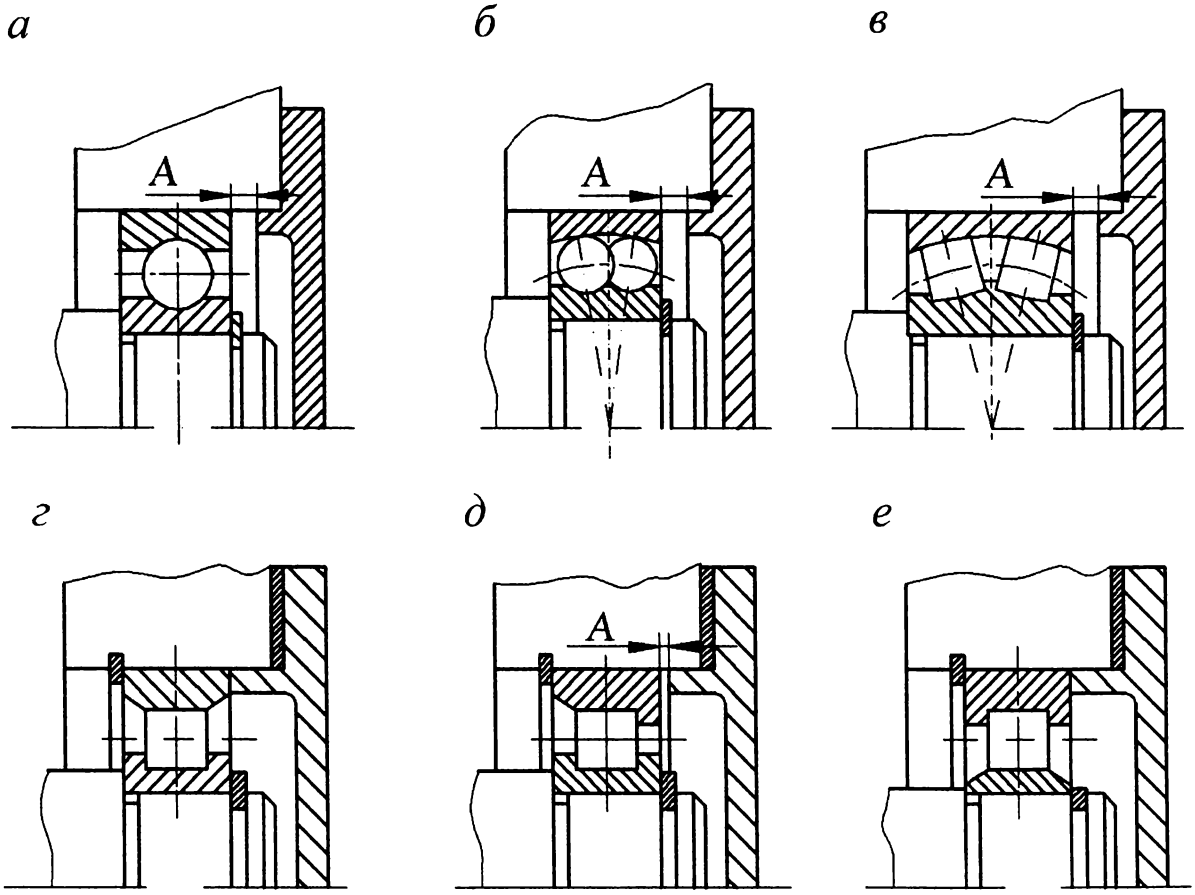


Рис. 6.4. Конструкции плавающей опоры вала:
а – на шариковом радиальном однорядном подшипнике; *б* – на шарикоподшипнике радиальном сферическом двухрядном; *в* – на роликоподшипнике радиальном сферическом двухрядном; *г*, *д* и *е* – на роликовых радиальных подшипниках с короткими цилиндрическими роликами

Конструкция обеих опор вала по схеме «враспор» одинакова (см. рис. 6.3, *а*). Подшипники опор фиксируют в осевом направлении по валу упором в заплечик внутреннего кольца подшипника, а с другой стороны – упором наружного кольца в торец фланцевой крышки (рис. 6.5).

Регулирование зазоров в подшипниках таких опор осуществляют набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых между фланцем крышки подшипника и корпусом редуктора (см. рис. 6.5). Набор прокладок можно установить под фланец одной крышки. При необходимости регули-

рования осевого положения вала этот набор разделяют на две части и перераспределяют под фланцы обеих подшипниковых крышек.

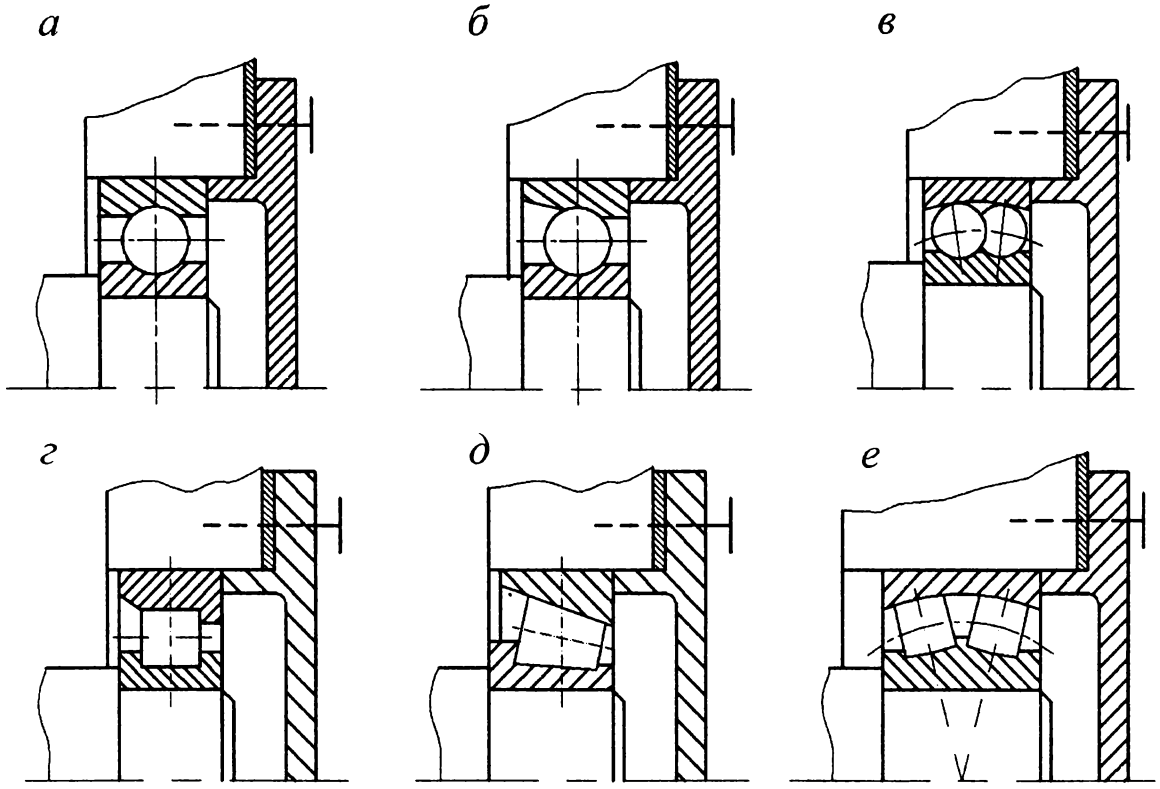


Рис. 6.5. Примеры конструкции опоры вала по схеме «враспор»:
а, *б*, *в* – на шариковых подшипниках; *г*, *д*, *е* – на роликовых подшипниках

При осевом фиксировании валов по схеме «врастяжку» (см. рис. 6.3, *б*) обе опоры вала конструируют одинаково (рис. 6.6).

Регулирование зазоров в подшипниках при использовании схемы «врастяжку» выполняют осевым перемещением внутренних колец подшипников по валу посредством шлицевых гаек (см. рис. 6.6). Ослабления натяга в посадках подшипников на валы не требуется. Для регулирования зазоров в подшипниках опор вала достаточно одной шлицевой гайки; для регулирования осевого положения вала необходимо применение двух шлицевых гаек: по одной в каждой опоре.

При использовании схемы «врастяжку» для упора наружного кольца подшипника необходимо наличие борта на корпусе редуктора (см. рис. 6.6, *а*, *б*, *в*, *д*), что делает невозможным расточку отверстий под подшипники «напроход». В этом случае точность соосности расточек под подшипники вала снижается. Устранить этот недостаток можно, если наружное кольцо

подшипника стопорить разрезным кольцом (см. рис. 6.6, *в*) или применить подшипник специальной конструкции: с бортом на наружном кольце (см. рис. 6.6, *г*). В этом случае оба отверстия в корпусе редуктора под опоры вала растачивают с одной установки инструмента, что повышает точность соосности отверстий.

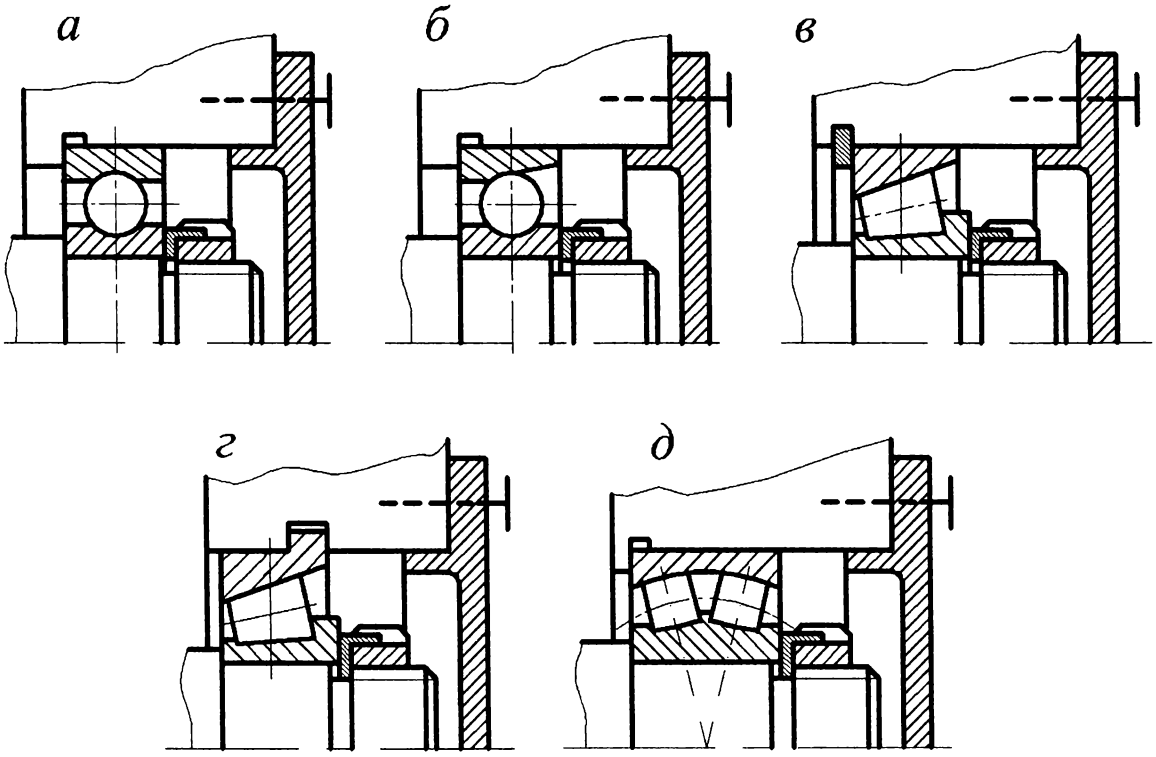


Рис. 6.6. Примеры конструкции опоры вала по схеме «врастяжку»

В фиксирующей опоре (см. рис. 6.3, *в*) внутреннее и наружное кольца подшипника закрепляют по валу и по корпусу редуктора с обеих сторон [4, с. 134].

При установке подшипника на вал по схеме *в* в фиксирующей опоре применяют следующие типы подшипников (рис. 6.7):

- шариковый радиальный однорядный;
- роликовый радиальный однорядный;
- шариковый радиальный двухрядный сферический;
- роликовый радиальный двухрядный сферический.

В такой опоре наружное кольцо подшипника стопорят с обеих сторон по корпусу редуктора, а внутреннее кольцо закрепляют по валу также с двух сторон (см. рис. 6.7).

Регулирование осевых зазоров в подшипниках этих фиксирующих опор осуществляют набором тонких металлических прокладок, расположенных между фланцем крышки подшипника и корпусом редуктора.

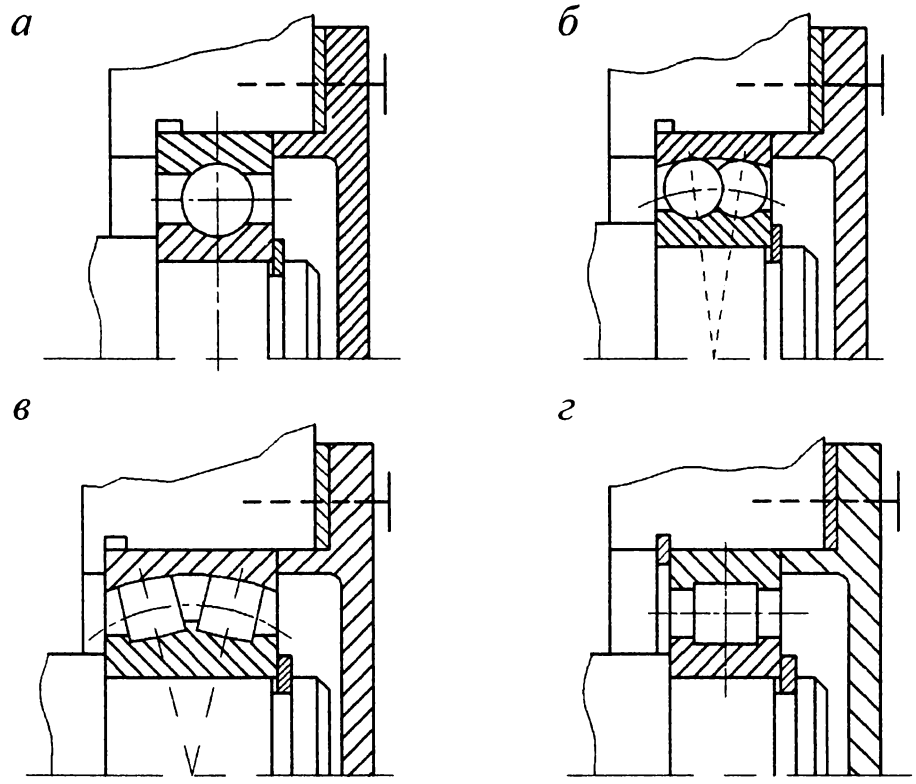


Рис. 6.7. Примеры конструкции фиксирующей опоры длинного вала на одном радиальном подшипнике:
а – шариковом однорядном; *б* – шариковом двухрядном;
в – роликовом двухрядном; *г* – роликовом однорядном

Регулирование осевого положения вала, установленного на подшипниках по схеме *в*, не выполняют, так как вал длинный ($L > 350$ мм) и в работающем редукторе его температурные деформации компенсируются перемещениями плавающей опоры.

В фиксирующую опору длинного вала по схеме *г* (см. рис. 6.3) устанавливают два подшипника, закрепляя оба кольца каждого из них с обеих сторон по валу и по корпусу редуктора (рис. 6.8).

Осевую фиксацию внутренних колец подшипников по валу осуществляют с одной стороны упором в заплечик на валу, а с другой стороны – либо торцевой шайбой (см. рис. 6.8, *б*, *в*, *д*) или разрезным кольцом, либо шлицевой гайкой (см. рис. 6.8, *а*, *г*).

Стопорение шлицевой гайкой лучше всего применять в случае, когда помимо задачи осевого фиксирования подшипника по валу дополнительно решается задача регулирования зазоров в подшипниках.

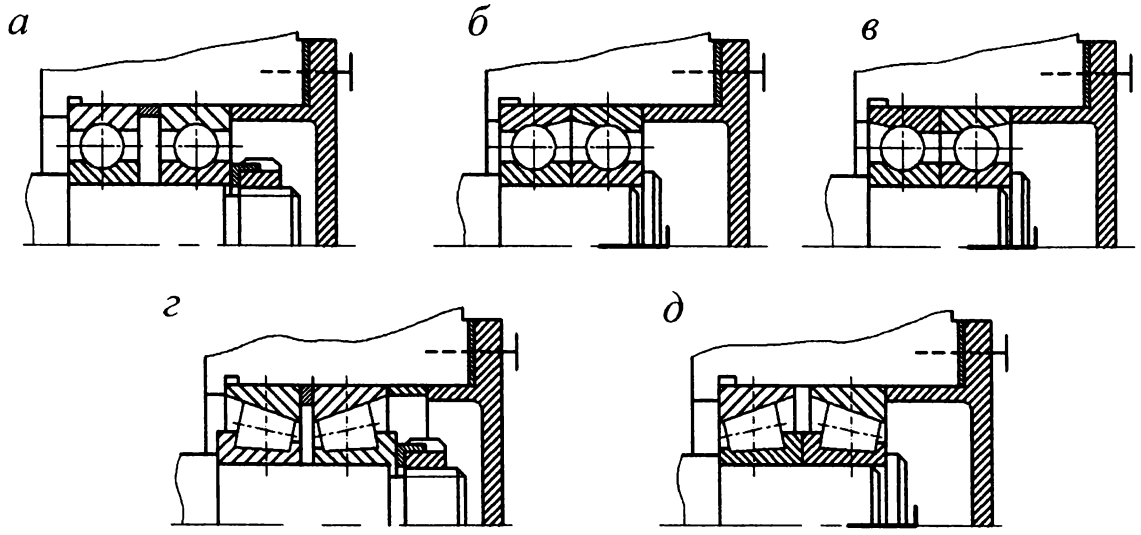


Рис. 6.8. Конструкции фиксирующей опоры длинного вала на двух подшипниках:
а – шариковых радиальных однорядных; *б*, *в* – шариковых радиально-упорных; *г*, *д* – роликовых радиально-упорных

По корпусу наружные кольца подшипников фиксируют упором в борт корпуса (с одной стороны) и в торец фланцевой крышки (с другой стороны). Чтобы повысить точность соосности расточек под подшипники обеих опор вала, необходимо установить в корпус стакан с бортом для упора подшипника или закрепить наружное кольцо подшипника разрезным кольцом. При этом расточки под обе опоры вала выполняют с одной стороны «напроход».

Размеры наиболее применимых в курсовом проектировании подшипников качения даны в прил. 4.

6.4. Крепление подшипников на валу и в корпусе редуктора

При установке (или демонтаже) подшипников на вал и в корпус редукторных передач необходимо осевое усилие прикладывать к тому кольцу, которое посажено с натягом. Недопустимо усилие монтажа (или демонтажа) передавать через тела качения. Это может вызвать пластические

деформации на дорожках и телах качения подшипника или же его разрушение.

Чаще всего в редукторных передачах подшипники устанавливают на валы по посадке с натягом, а в корпуса – по посадке с зазором. Поэтому необходимо предусмотреть возможность:

• монтажа подшипника на вал, для чего следует сконструировать на валу ступень для упора внутреннего кольца подшипника $d_1 = d + 2t$ (рис. 6.9);

• демонтажа подшипника с вала; в этом случае диаметр d_1 ступени на валу надо сделать на величину $\Delta d = d_2 - d_1$ меньше диаметра d_2.

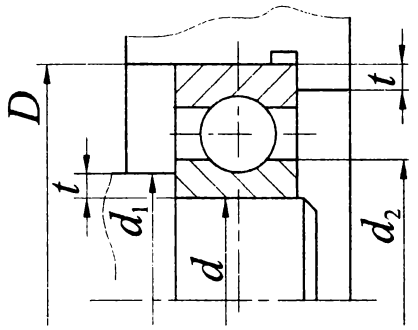


Рис. 6.9. Высота заплечика на валу для монтажа и демонтажа подшипника

Величина t зависит от фаски на кольце подшипника r (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Высота заплечика на валу и в корпусе для монтажа и демонтажа подшипников в зависимости от фаски на его кольцах [4, с. 133]

Параметр	Значения параметра							
Фаска r, мм	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Высота заплечика t, мм	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

При демонтаже подшипника из корпуса его захватывают за наружное кольцо, а при снятии с вала – за внутреннее кольцо.

Зависимость высоты заплечиков на валу и в корпусе от посадочного диаметра вала приведена в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Высота заплечика на валу и в корпусе для монтажа и демонтажа подшипников в зависимости от диаметра вала [4, с. 134]

Параметр	Значения параметра		
Диаметр вала $d_в$, мм	До 15	Св. 15 до 50	Св. 50 до 100
Высота заплечика t, мм	1,0	2,0	3,5

Крепление подшипников на валах можно осуществлять:

1) концевой шайбой, изготовленной по ГОСТ 14734–69 (рис. 6.10, *а, б*);

2) кольцом пружинным упорным плоским наружным эксцентрическим, изготовленным по ГОСТ 13942–86 (рис. 6.10, *в*);

3) гайкой круглой шлицевой класса точности А по ГОСТ 11871–88 и шайбой стопорной многолапчатой типа Н по ГОСТ 11872–89 (рис. 6.10, *г*).

Просто и надежно крепление подшипников на валу концевой шайбой (см. рис. 6.10, *б, в, г*). Этот способ применяют для глухих опор вала, т. е. для концевых участков вала. Концевую шайбу к валу крепят винтом, который ввинчивают в центровое отверстие вала, а от проворачивания относительно вала фиксируют штифтом (см. рис. 6.10, *а*). Чтобы исключить дисбаланс узла при высоких частотах вращения валов, концевые шайбы центрируют по валу (см. рис. 6.10, *б*) или по внутреннему посадочному диаметру подшипника. Размеры концевых шайб приведены в ГОСТ 14734–69 и в прил. 5.

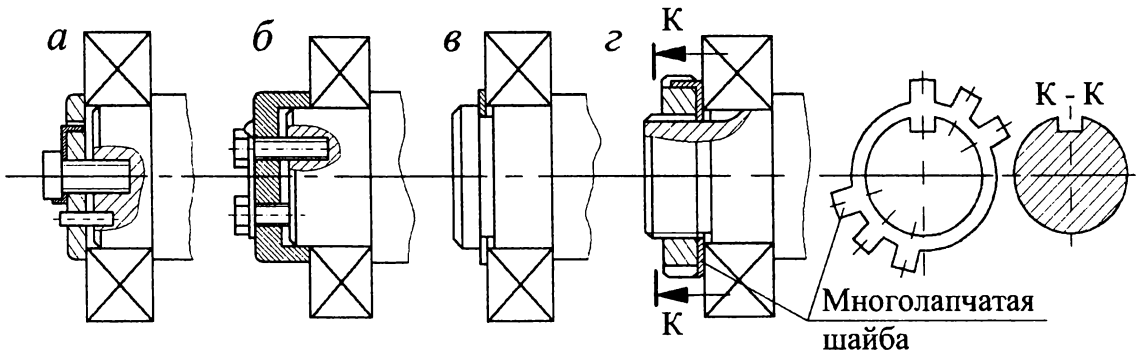


Рис. 6.10. Способы крепления подшипников на валу

Все более расширяется применение пружинных упорных плоских колец для осевой фиксации подшипников на валах (рис. 6.11). Кольца изготавливают по ГОСТ 13942–86. Размеры колец и канавок под них на валах приведены в прил. 6.

Ширина паза C под кольцо K больше его толщины S (см. рис. 6.11). Допуск на ширину B внутреннего кольца подшипника нулевого класса точности весьма велик. Так, например, для подшипников с внутренним посадочным диаметром от 50 до 80 мм этот допуск равен 0,15 мм.

Поэтому при монтаже подшипника на вал между кольцом подшипника и разрезным кольцом образуется зазор, равный $Z = H - (B + S)$. Наличие этого зазора является недостатком данного способа стопорения подшипника.

Величина зазора Z зависит от допуска на ширину подшипника B. Устранить зазор Z можно, установив компенсаторное кольцо постоянной ширины (в виде плоской шайбы) между разрезным кольцом и внутренним кольцом подшипника.

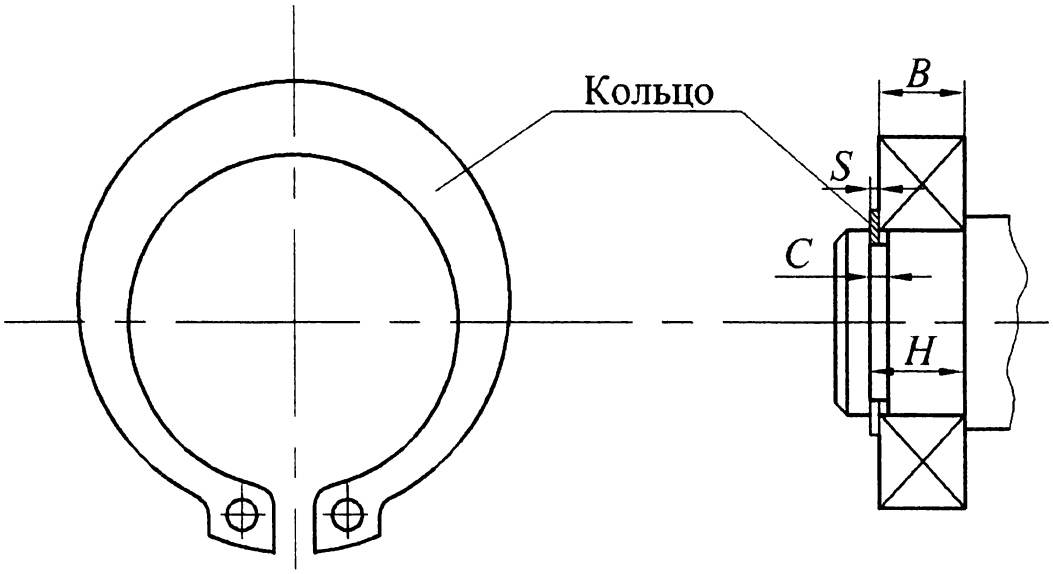


Рис. 6.11. Крепление подшипника на валу
пружинным упорным плоским кольцом

Надежное крепление подшипника осуществляют круглой шлицевой гайкой. От самоотвинчивания ее стопорят многолапчатой шайбой (см. рис. 6.10, *г*). Внутренняя лапка шайбы входит в специальный паз вала, одну или две наружные лапки отгибают в пазы гайки, а остальные – на внешнюю поверхность гайки. Таким образом, гайка будет надежно зафиксирована от самоотвинчивания. Размеры всех деталей соединения и пазов вала приведены в прил. 7.

Наиболее часто применяемые способы осевой фиксации наружных колец подшипников в корпусах редукторных передач показаны на рис. 6.12. Широко используют надежный и простой способ стопорения подшипника с одной стороны заплечиком в корпусе, а с другой стороны подшипниковой крышкой (рис. 6.12, *а*). Однако при этом невозможна обработка отверстий под подшипники в корпусе редуктора «напроход», а следовательно, точность соосности расточек под подшипники вала снижается.

Этого недостатка лишен способ стопорения наружного кольца подшипника разрезным пружинным упорным плоским кольцом (рис. 6.12, *б*).

Пружинные кольца изготавливают по ГОСТ 13943–86. Размеры этих колец приведены в прил. 8.

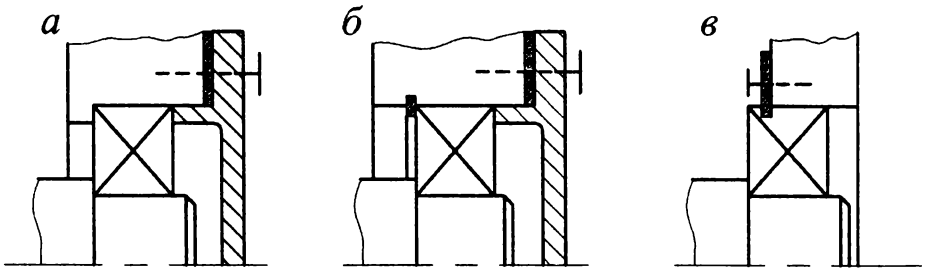


Рис. 6.12. Способы крепления подшипников в корпус редуктора

Наиболее просто крепить подшипники, имеющие канавки на наружном кольце (рис. 6.12, *в*). В канавку устанавливают два полукольца, которые затем привинчивают к корпусу редуктора винтами.

6.5. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов редукторных передач

При изготовлении подшипников зазоры между телами качения и кольцами подшипника создают при сборке на заводе-изготовителе. Изменение осевых зазоров в подшипнике неизбежно вызывает изменение радиальных зазоров в нем.

Конструирование опор вала по схеме «враспор» требует регулирования осевых зазоров набором тонких металлических прокладок, располагаемых между фланцем подшипниковой крышки и корпусом редуктора (см. рис. 6.5). Каждая прокладка имеет толщину менее 0,1 мм.

Применение схемы «врастяжку» предполагает осевое регулирование зазоров в подшипниках обеих опор осевым перемещением внутренних колец подшипников шлицевыми гайками (см. рис. 6.6). Точность регулирования зависит от точности изготовления резьбы на валу.

При установке вала на подшипниках по схеме, приведенной на рис. 6.3, *в*, регулирование осевых зазоров в подшипнике фиксирующей опоры не производят (осевой зазор создают при сборке подшипника на заводе-изготовителе), а также потому, что вторая опора вала – плавающая.

Использование схемы опор, показанной на рис. 6.8, требует регулирования осевых зазоров в фиксирующей опоре. Это регулирование осуществляют двумя методами:

1) осевым перемещением наружных колец подшипников;

2) осевым перемещением внутренних колец подшипников.

Осевое положение наружных колец подшипников регулируют набором тонких металлических прокладок (толщина каждой прокладки менее 0,1 мм), устанавливаемых под фланец подшипниковой крышки, или специальным нажимным винтом с резьбой мелкого шага, ввинчиваемым в подшипниковую крышку [4, с. 141].

Осевое регулирование зазоров в подшипниках за счет перемещения их внутренних колец выполняют путем использования шлицевых гаек или торцевых шайб.

6.6. Алгоритм составления расчетной схемы подшипников вала редуктора

При составлении расчетной схемы необходимо выполнить следующее:

1. Нанести на эскизную компоновку передачи подшипники качения, выбранные в зависимости от условий работы редуктора (см. п. 6.3). Вычертить подшипники условно, т. е. без вычерчивания их внутренней геометрии. При окружной скорости в зацеплении более 1 м/с контуры подшипника отчертить сразу же от линии внутренней стенки корпуса редуктора (рис. 6.13, *а*). Если же окружная скорость в зацеплении менее 1 м/с, то подшипники вычертить, отступив 10...15 мм от линии внутренней стенки корпуса редуктора, т. е. оставив место под мазеудерживающие кольца (рис. 6.13, *б*).

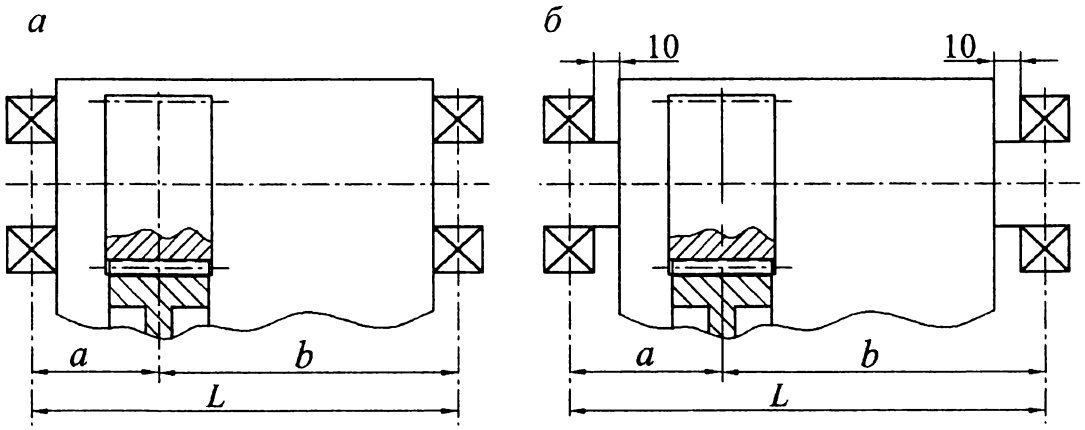


Рис. 6.13. Эскизирование опор валов

2. Определить, где будет находиться точка приложения опорных реакций в каждой опоре вала. Если подшипники радиальные, то ширину подшипника разделить пополам, провести тонкую вертикальную линию. На пересечении этой линии с осевой линией вала получится точка прило-

жения реакций в опоре. Если выбраны радиально-упорные подшипники, то точки приложения опорных реактивных сил будут смещены относительно торцов подшипников на величину k (рис. 6.14). Величину смещения точки приложения опорной реакции относительно кольца подшипника k вычисляют по зависимостям [4, с. 111]:

• для шарикового радиально-упорного подшипника

$$k = 0{,}5 \cdot [B + 0{,}5(d + D) \cdot \mathrm{tg}\alpha];$$

• для роликового радиально-упорного подшипника

$$k = 0{,}5 \cdot [\mathrm{T} + (d + D) \cdot e\,/3].$$

3. Измерить расстояния от точек приложения опорных реакций до точки зацепления колеса и шестерни: a, b, L (см. рис. 6.13).

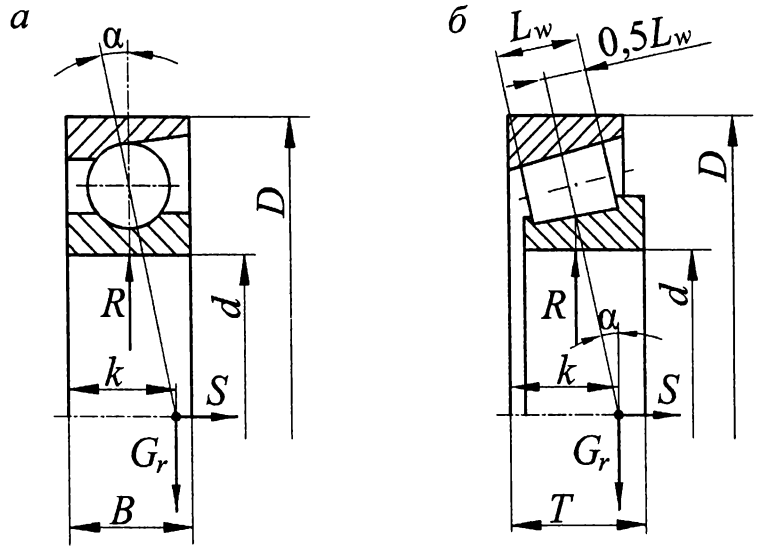


Рис. 6.14. К определению точки приложения опорной реакции в радиально-упорных подшипниках

Следует иметь в виду, что из-за геометрических особенностей в радиально-упорном подшипнике, нагруженном радиальной силой R, возникает осевая составляющая S (см. рис. 6.14). Например, в шариковом радиально-упорном подшипнике внутреннее кольцо контактирует с шариком в точке, совпадающей с плоскостью симметрии подшипника, а наружное кольцо имеет односторонний скос кромки. Из-за скоса кромки контакт наружного кольца с шариком происходит в точке, лежащей на линии, проходящей через середину дуги контакта. Эта линия наклонена к оси симметрии подшипника под углом контакта α (см. рис. 6.14, *а*). Поэтому сила R меняет свое направ-

ление (отклоняется от вертикального) и действует на наружное кольцо подшипника под углом контакта α. Опорную радиальную реакцию R можно разложить на две составляющие: радиальную G_r и осевую S.

Роликовый радиально-упорный подшипник имеет конический ролик, поэтому контактные поверхности ролика с кольцами подшипника обеспечивают передачу радиальной реакции R под углом контакта α к вертикали (см. рис. 6.14, *б*).

Осевую составляющую S радиальной нагрузки на опору вала определяют по зависимостям [11, с. 113]:

• для шарикового радиально-упорного подшипника

$$S = e \cdot R; \tag{6.2}$$

• для роликового радиально-упорного подшипника:

$$S = 0{,}83 \cdot e \cdot R, \tag{6.3}$$

где e – коэффициент осевого нагружения (табл. 6.5).

4. Вычертить кинематическую схему узла вала. Преобразовать эскизную компоновку узла каждого вала в кинематическую схему. Например, для ведущего вала (рис. 6.15):

• показать направление вращения вала n_1 и вращающий момент T_1;

• приложить к точке зацепления все составляющие силы нормального давления на зуб шестерни: окружную F_t, радиальную F_r и осевую F_a. Точка зацепления расположена на делительном цилиндре посередине ширины зубчатого венца шестерни (колеса);

• приложить к опорам вала реактивные силы, соответствующие силам в зацеплении.

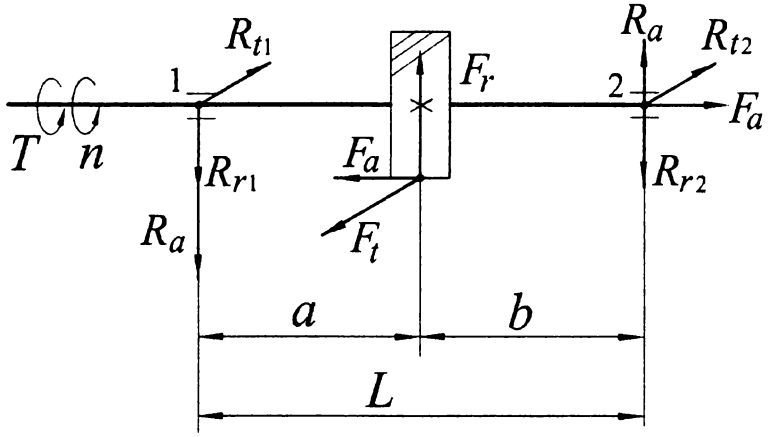


Рис. 6.15. Расчетная схема опор вала редуктора

На этом составление расчетной схемы вала для проверки долговечности выбранных подшипников завершено. После составления расчетной схемы приступают к определению опорных реакций, выявлению наиболее нагруженной опоры и расчету подшипника этой опоры на долговечность.

6.7. Алгоритм расчета опорных реакций валов редукторов

Цель расчета опорных реакций – определение наиболее нагруженной опоры и выполнение проверочного расчета на долговечность выбранного подшипника.

Опорные реакции проще вычислять от каждой составляющей силы нормального давления на зуб, а затем суммировать их в каждой опоре. В этом случае вероятность ошибки намного ниже. Последовательность расчета следующая:

1. *Определение реакций в опорах вала от окружной силы* F_t. Записывают уравнение равновесия моментов относительно опоры 1 (см. рис. 6.15):

$$\Sigma M_1 = 0; \quad F_t \cdot a - R_{t2} \cdot (a + b) = 0.$$

Отсюда реакция от силы F_t в опоре 2

$$R_{t2} = F_t \cdot a/(a + b).$$

Реакцию в опоре 1 вычисляют из условия равновесия сил:

$$\Sigma F_y = 0; \quad F_t - R_{t1} - R_{t2} = 0; \; R_{t1} = F_t - R_{t2}.$$

2. *Определение реакций в опорах вала от радиальной силы* F_r. Используют те же уравнения равновесия и получают

$$\Sigma M_1 = 0; \quad F_r \cdot a - R_{r2} \cdot (a + b) = 0; \quad R_{r2} = F_r \cdot a/(a + b).$$

3. *Определение реакций в опорах вала от осевой силы* F_a. Опорные реакции численно равны, т. е. $R_{a1} = R_{a2} = R_a$. Они образуют пару сил с плечом, равным расстоянию между опорами L (см. рис. 6.15). Эта пара сил уравновешивает пару сил F_a с плечом, равным половине делительного диаметра шестерни (или колеса). Уравнение равновесия моментов относительно опоры 1 имеет вид

$$\Sigma M_1 = 0; \quad F_a \cdot d/2 - R_a \cdot L = 0,$$

отсюда

$$R_a = F_a \cdot d/(2L).$$

4. *Расчет суммарных радиальных опорных реакций.* Расчет выполняют по зависимостям

$$R_1 = \sqrt{(R_{r1} + R_a)^2 + R^2_{t1}}\,; \quad R_2 = \sqrt{(R_{r2} - R_a)^2 + R^2_{t2}}.$$

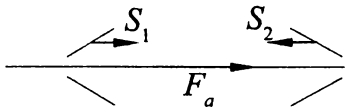
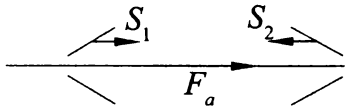
5. *Расчет суммарных осевых опорных реакций.* Расчет производят в зависимости от типа подшипника. Если подшипник радиальный, то осевая опорная реакция равна осевой силе, действующей на вал. Если же подшипник радиально-упорный, то осевые нагрузки вычисляют по формулам, представленным в табл. 6.4.

6. *Вычисление эквивалентных нагрузок на каждую опору вала.* Если осевая сила на вал отсутствует или она незначительна, т. е. $(P_a/R_\Sigma) < e$, то эквивалентную нагрузку на опору вала рассчитывают по формуле

$$P_E = X \cdot V \cdot R_r \cdot K_б \cdot K_т.$$

Таблица 6.4

Формулы для расчета осевых нагрузок на опоры валов [4, с. 114]

Схема нагружения опор вала	Соотношение сил	Осевые реакции опор вала
 $Fa > S_2 > S_1$	$S_1 \geqslant S_2$ или $S_2 > S_1$ и $F_a > (S_2 - S_1)$	$P_{a1} = S_1$, $P_{a2} = S_1 + F_a$
 $S_2 > Fa > S_1$	$S_1 \leqslant S_2$ или $F_a \leqslant (S_2 - S_1)$	$P_{a1} = S_2 - F_a$, $P_{a2} = S_2$

Если же соотношение осевой и радиальной нагрузок, действующих на опору вала, больше коэффициента осевого нагружения, т. е. $(P_a/R_\Sigma) \geqslant e$, то эквивалентную нагрузку вычисляют по формуле

$$P_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot P_a) \cdot K_б \cdot K_т,$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки на опору (табл. 6.5);

V – коэффициент, учитывающий вращение колец подшипника; $V = 1$ при вращении внутреннего кольца и $V = 1{,}2$ при вращении наружного кольца [4, с. 117];

$K_б$ – коэффициент безопасности, учитывающий характер внешней нагрузки (табл. 6.6);

$K_т$ – коэффициент, учитывающий влияние температуры на работоспособность подшипника (табл. 6.7).

Таблица 6.5

Значения коэффициентов X и Y [6, с. 87]

Вид подшипника		$\frac{F_2}{C_0}$	e	Подшипник однорядный				Подшипник двухрядный			
				$\frac{P_a}{V \cdot R_r} \leqslant e$		$\frac{P_a}{V \cdot R_r} > e$		$\frac{P_a}{V \cdot R_r} \leqslant e$		$\frac{P_a}{V \cdot R_r} > e$	
				X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Шариковый радиальный		0,014	0,19	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30
		0,028	0,22				1,99				1,99
		0,056	0,26				1,71				1,71
		0,084	0,28				1,55				1,55
		0,110	0,30				1,45				1,45
		0,170	0,34				1,31				1,31
		0,280	0,38				1,15				1,15
		0,420	0,42				1,04				1,04
		0,560	0,44				1,00				1,00
Шариковый радиально-упорный	α=12°	0,014	0,30			0,45	1,81		2,08	0,74	2,94
		0,029	0,34				1,62		1,84		2,63
		0,057	0,37				1,46		1,69		2,37
		0,086	0,41				1,34		1,52		2,18
		0,110	0,45				1,22		1,39		1,98
		0,170	0,48				1,13		1,30		1,84
		0,290	0,52				1,04		1,20		1,69
		0,430	0,54				1,01		1,16		1,64
		0,570	0,54				1,00		1,16		1,62
	α=15°	0,015	0,38			0,44	1,47		1,65	0,72	2,39
		0,029	0,40				0,40		1,57		2,28
		0,058	0,43				1,30		1,46		2,11
		0,087	0,46				1,23		1,38		2,00
		0,120	0,47				1,19		1,34		1,93
		0,170	0,50				1,12		1,26		1,82
		0,290	0,55				1,02		1,14		1,66
		0,440	0,56				1,00		1,12		1,63
		0,580	0,56				1,00		1,12		1,63
	α=26°	–	068			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41
	α=36°		0,95			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07
	α=40°		1,14			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93
Роликовый конический			1,5tgα			0,40	0,40ctgα		0,45ctgα	0,67	0,67ctgα
Шариковый сферический			1,5tgα			0,40	0,40ctgα		0,42ctgα	0,65	0,65ctgα
Роликовый сферический			1,5tgα		0,42ctgα	0,67	0,67ctgα		–	–	–

Таблица 6.6

Значения коэффициента безопасности $K_б$ [6, с. 87]

Характер внешней нагрузки	$K_б$
Спокойная нагрузка, без толчков (механизмы с ручным приводом)	1,0
Нагрузка с легкими толчками, кратковременные перегрузки до 125% (металлорежущие станки, механизмы подъема кранов)	1,0...1,2
Нагрузка с умеренными толчками, кратковременные перегрузки до 150% (зубчатые передачи, редукторы всех типов)	1,2...1,8
Нагрузка со значительными толчками, кратковременные перегрузки до 200% (дробилки, кривошипно-шатунные механизмы, копры)	1,8...2,5
Нагрузка с сильными толчками, кратковременные перегрузки до 300% (тяжелые ковочные машины, конвейеры блюмингов и слябингов)	2,5...3,5

Таблица 6.7

Значения температурного коэффициента $K_т$ [6, с. 87]

Параметр	Значения параметра			
Температура	$\leqslant 150°$	$\leqslant 200°$	$\leqslant 250°$	$\leqslant 300°$
$K_т$	1,00	1,25	1,40	0,60

После вычисления эквивалентных нагрузок на каждую опору вала производят их численное сравнение. Дальнейший проверочный расчет выбранных подшипников на долговечность выполняют для наиболее нагруженной опоры.

6.8. Проверочный расчет подшипников на долговечность

После вычисления опорных реакций делают проверочный расчет выбранных подшипников на долговечность, т. е. определяют, сколько часов выдержит подшипник при воздействии на него эквивалентной нагрузки P_E и заданной частоте вращения n (рис. 6.16).

Условие пригодности подшипника по долговечности имеет вид

$$L_{sah} \leqslant [L_{sah}], \tag{6.4}$$

где L_{sah} – фактическая долговечность подшипника, ч;

$[L_{sah}]$ – допускаемая долговечность подшипника, ч.

В зависимости от условий эксплуатации допускаемую долговечность выбирают из диапазона $[L_{sah}] = 4000 – 100000$ ч [5, с. 343].

Фактическую долговечность подшипника рассчитывают по следующей зависимости [5, с. 343]:

$$L_{sah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_E}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n},$$

где C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъемность, кН;

n – частота вращения кольца подшипника, об/мин;

m – показатель степени (для шариковых подшипников $m = 3$, для роликовых подшипников $m = 10/3$);

a_1 – коэффициент надежности (табл. 6.8);

a_{23} – коэффициент, учитывающий специфические условия эксплуатации подшипника, например перекосы колец, вид плавки металла деталей подшипника (табл. 6.9).

Таблица 6.8

Значения коэффициента надежности a_1 [4, с. 119]

Параметр	Значения параметра					
Вероятность безотказной работы, %	90	95	96	97	98	99
Обозначение ресурса долговечности	L_{10ah}	L_{5ah}	L_{4ah}	L_{3ah}	L_{2ah}	L_{1ah}
Коэффициент надежности a_1	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Таблица 6.9

Значения коэффициента a_{23} [5, с. 343]

Тип подшипника	Коэффициент a_{23}
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7…0,8
Роликоподшипники конические	0,6…0,7
Роликоподшипники цилиндрические, шарикоподшипники сферические	0,5…0,6
Роликоподшипники двухрядные и сферические	0,3…0,4

При установке в фиксирующей опоре двух одинаковых радиально-упорных однорядных подшипников их рассматривают как один двухрядный подшипник (см. рис. 6.3, *г*). В этом случае в расчетную зависимость определения ресурса долговечности подшипников подставляют [5, с. 347]:

- для шарикоподшипников $C_{r\Sigma} = 1{,}625\ C_r$, где C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъемность одного подшипника;
- для роликоподшипников $C_{r\Sigma} = 1{,}714\ C_r$.

В расчетные формулы эквивалентной нагрузки на опору P_E для этих подшипников подставляют значения коэффициентов X и Y, выбранные по табл. 6.5 для двухрядных подшипников. Конструирование сдвоенной опоры на радиальных подшипниках нерационально.

Если расчетная долговечность подшипника удовлетворяет условию (6.4), то это означает, что подшипник выбран верно, и можно приступать к конструированию опорного узла вала.

На рис. 6.16 приведен графический алгоритм проверочного расчета подшипника на долговечность под действием на него эквивалентной нагрузки P_E.

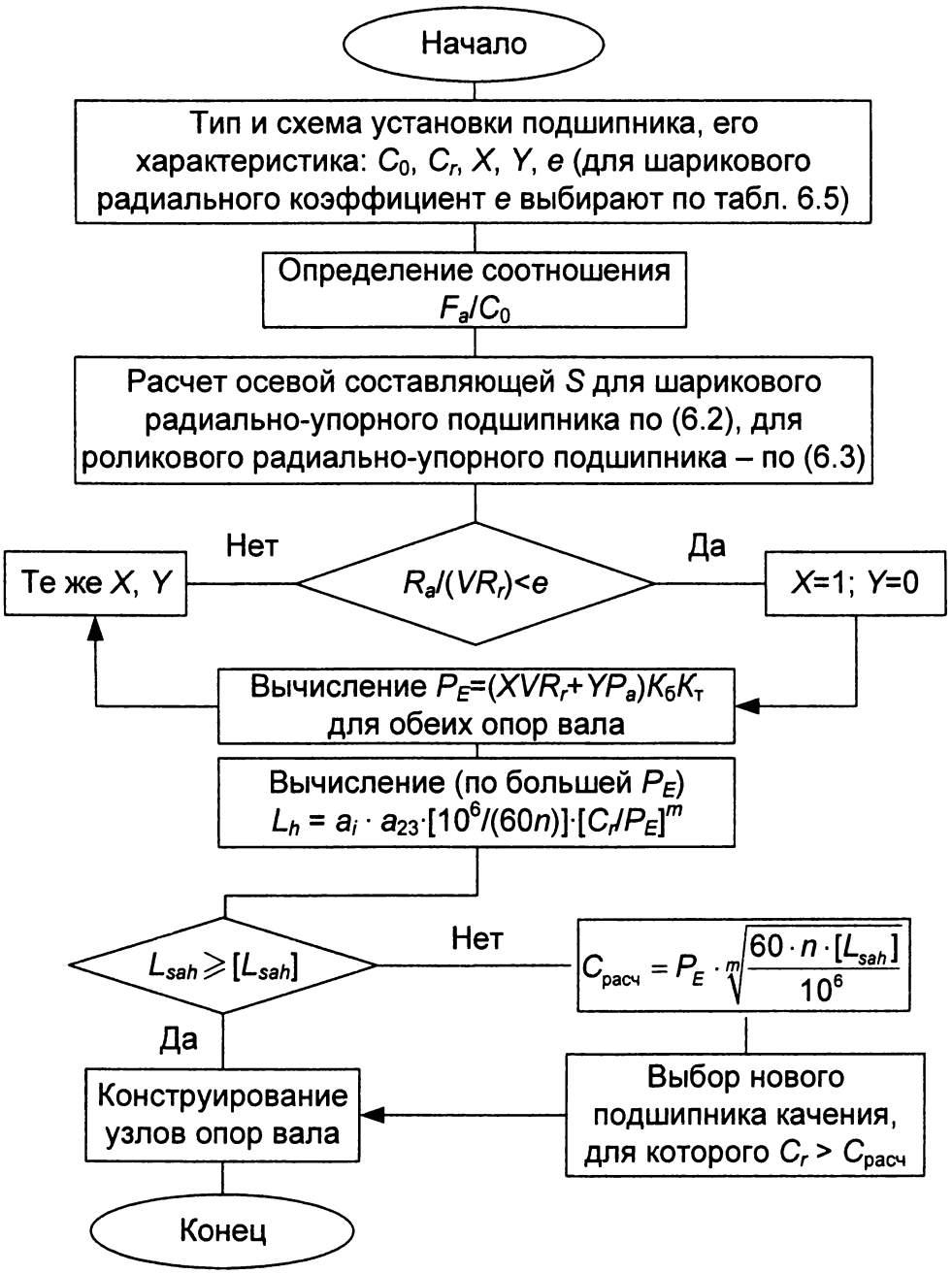


Рис. 6.16. Алгоритм расчетов подшипников опор вала редуктора

Если расчетная долговечность подшипника превышает наибольшую допускаемую долговечность, то это означает, что подшипник выбран неверно: он недогружен и поэтому слишком долговечен. В этом случае надо выбрать новый подшипник:

• либо более легкой серии по диаметру D или по ширине B (при этом конструкция вала не изменится);

• либо с меньшим внутренним посадочным диаметром $d_{пк}$. В этом случае в конструкцию вала придется внести изменения.

Если расчетная долговечность подшипника меньше 10000 ч, то это означает, что подшипник также выбран неверно. Он перегружен и поэтому недостаточно долговечен. В этом случае необходимо выбрать новый подшипник, обладающий большей базовой динамической грузоподъемностью, т. е. подшипник:

• либо более тяжелой серии по диаметру D или по ширине B (конструкция вала при этом не изменится);

• либо большего внутреннего посадочного диаметра $d_{пк}$. В этом случае в конструкцию вала вносят изменения.

После выбора нового подшипника (особенно радиально-упорного) его проверяют на долговечность по формуле (6.4), используя характеристики вновь выбранного подшипника.

Чтобы сократить время на выбор нового подшипника требуемой долговечности, лучше выполнить (после первой неудачной попытки) проектный расчет подшипника, т. е. рассчитать его базовую динамическую грузоподъемность по заданной долговечности и эквивалентной нагрузке на опору вала:

$$C_r \geqslant P_E \sqrt[m]{\frac{60 \cdot n \cdot [L_{sah}]}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}}.$$

По этой грузоподъемности необходимо выбрать из каталога новый подшипник и проверить его на долговечность при заданных условиях эксплуатации. В менее нагруженную опору вала устанавливают такой же подшипник, чтобы упростить и удешевить изготовление корпусных деталей редуктора.

После осуществления правильного выбора подшипника следует перейти к конструированию опорного узла вала.

6.9. Выбор способа смазки подшипников опорных узлов валов редукторных передач

С целью увеличения долговечности, защиты от коррозии и охлаждения подшипников применяют жидкие и консистентные смазки. Жидкая смазка более эффективно снижает потери на трение и охлаждает подшипники. Смазочный материал для высокоскоростных подшипников должен обладать малой вязкостью и способностью образовывать на металлических поверхностях прочные молекулярные пленки. Особое значение имеет термостабильность масла, т. е. устойчивость смазочных свойств при увеличении рабочей температуры опорного узла вала. По типу и условиям работы подшипниковые смазки могут быть разделены на три группы (табл. 6.10).

Таблица 6.10

Виды смазки подшипниковых узлов

Смазочные материалы	Условия применения
Жидкие	При окружной скорости колес $V \geqslant 1$ м/с применяют картерный способ смазки, т. е. разбрызгиванием масла зубчатыми колесами редуктора При $V \geqslant 15$ м/с используют циркуляционную систему смазки
Консистентные	При окружной скорости колес $V < 1$ м/с или в труднодоступных опорных узлах валов редукторных передач
Твердые (сухие)	При высоких температурах (до 300 °С – коллоидальный графит) или при работе передачи в вакууме (дисульфид молибдена)

Быстроходные опоры обычно смазывают тонко распыленным маслом, так называемым «масляным туманом», т. е. тем же маслом, что и зацепления редукторных передач (см. пп. 3.9, 4.9, 5.9).

Для нормальной работы подшипника достаточно нескольких капель масла для смазывания дорожек качения, потому что при соприкосновении с воздухом масло быстро окисляется. Нерастворимые продукты окисления вызывают его загустевание и образуют плотные отложения на дорожках качения, что приводит к закоксовыванию подшипников и их разрушению.

При $V > 12$ м/с используют циркуляционную систему смазки, в которой масло подается непосредственно в зацепления колес передач и в подшипники через сопла под давлением 0,5…1,0 МПа. Масло подают в тонко распыленном виде непосредственно на поверхности качения в строго до-

зированных количествах. Избыток масла, а также застойные явления в виде скопления масла на рабочих поверхностях (особенно в беговых канавках наружных колец) вызывают перегрев и приводят к быстрому разрушению подшипников.

В некоторых случаях подшипники погружают в масло до центра нижнего шарика (или ролика), например подшипники в опорах червяка при его нижнем расположении в передаче [4, с. 212]. При необходимости уровень масла может быть и выше. В этом случае подшипник защищают от избытка масла, изолируя его лабиринтными уплотнениями, и смазывают капельным способом.

Для смазки опор валов, далеко расположенных от уровня масла в редукторе (например, опоры червячного колеса или конической шестерни), предусматривают при $V \geqslant 1$ м/с:

• канавку на плоскости разъема корпуса редуктора и скос кромки на внутренней поверхности крышки редуктора [4, с. 203]. По скосу крышки масло стекает в канавку на корпусе редуктора, по которой затем и поступает к подшипнику;

• ребра на внутренней стенке крышки редуктора, направленные к подшипнику; по ним масло, разбрызгиваемое колесами передачи, стекает в подшипник [4, с. 203].

Для смазки подшипников, работающих в условиях умеренных температур (до 200 °С), применяют минеральные масла тонкой очистки с противоокислительными, антифрикционными и антикоррозионными присадками.

При более высоких температурах (до 350 °С) используют синтетические фторуглеродные, полифенилэфирные и парафиновые смазочные материалы.

Консистентные мази применяют при температуре узла до 100 °С и окружной скорости в зацеплении передачи $V < 1$ м/с (или для смазывания подшипников, доступ к которым затруднен). Мазь закладывают в опорный узел вала, заполняя от 1/3 до 2/3 свободного пространства. Узел изолируют манжетными, войлочными или щелевыми уплотнениями (рис. 6.17). Размеры манжетных уплотнений приведены в прил. 9.

На корпусе редуктора предусматривают прилив для установки пресс-масленки, через которую посредством шприца периодически пополняют мазь в подшипниковом узле (см. рис. 6.17, *б*). Если этого не предусмот-

реть, то для пополнения мази придется разбирать опорный узел: отворачивать винты крепления фланцевой крышки и вынимать ее из расточки корпуса, а затем вновь устанавливать на место. При этом регулировка зазоров в подшипнике будет другой.

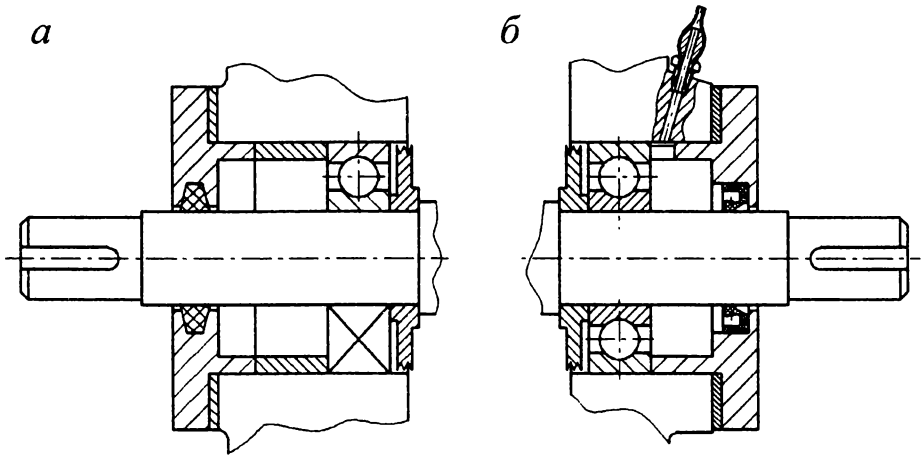


Рис. 6.17. Изоляция опорного узла вала (при смазывании подшипников густой мазью) мазеудерживающим кольцом и войлочным уплотнением (*а*) или манжетным уплотнением (*б*)

Пресс-масленки могут быть с гладким цилиндрическим корпусом, устанавливаемым по посадке в корпус редуктора, – типа *Y* под запрессовку по ГОСТ 19853–81 (рис. 6.18) и с наружной резьбой, вворачиваемые в корпус редуктора, – типа I по ГОСТ 19853–81 (рис. 6.19). Размеры пресс-масленок приведены в табл. 6.11 и 6.12.

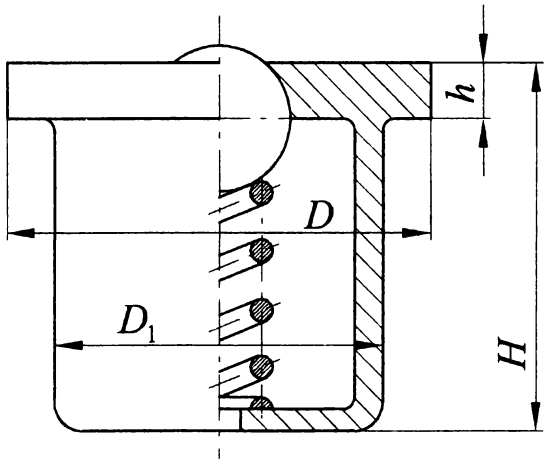


Рис. 6.18. Пресс-масленка типа *Y* под запрессовку

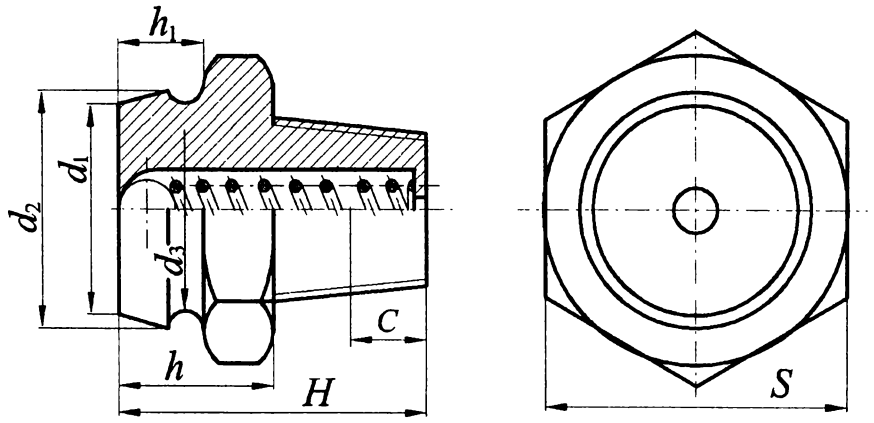


Рис. 6.19. Пресс-масленка типа I с наружной конической резьбой

Таблица 6.11

Размеры пресс-масленок типа *Y* [10, с. 26]

Номер масленки	*H*	*D*	D_1	*h*
1	6	8	6	1,0
2	12	12	10	1,5
3	20	18	16	2,0
4	30	28	25	3,5

Примечание. Условное обозначение масленки с бортом на корпусе: Масленка *Y* – 3Б ГОСТ 19853–81.

Таблица 6.12

Пресс-масленки типа I [10, с. 26]

Параметр	Группы масленок				
	А		Б		В
Номер масленки	1	2	1	2	1
Параметры резьбы	Дюймовая		Коническая К1/4		Цилиндрическая М10×1
	К1/8"	К1/4"			
H	18	28	13	18	18
h	10	16	8		10
h_1	7	11,5	6		7
d_1	4,5	5,2	4,5		4,5
d_2	6,7	10	6,7		6,7
d_3	6,8	8	5,8		5,8
S	12	14	8		12
C	4,6	5,1	2	4	–
α	48°	60°	48°		48°

Примечание. Условное обозначение пресс-масленки типа I с конической резьбой: Масленка I – Б2 ГОСТ 19853–81.

Из пластичных мазей наиболее широко применяются ЦИАТИМ-201 и Литол-24 (табл. 6.13). Для подачи густой смазки в подшипниковый узел удобно использовать пресс-масленки, через которые пополняют смазку специальным шприцем.

Таблица 6.13

Пластичные смазочные материалы [4, с. 488]

Обозначение	Нормативно-техническая документация
ЦИАТИМ-201	ГОСТ 6267–74
ЦИАТИМ-221	ГОСТ 9433–80
ОКБ-122-7	ГОСТ 18179–72
ВНИИ НП-207	ГОСТ 19774–74
ВНИИ НП-242	ГОСТ 20421–75
Литол-24	ГОСТ 21150–87
Униол-2	ГОСТ 23510–79
ВНИИ НП-231	ОСТ 38.0113–76
ВНИИ НП-273	ТУ 38.101476–74

Значительно упрощает конструкцию опорных узлов валов использование подшипников качения закрытого типа с двусторонними уплотнениями (например, шариковые радиальные подшипники типа 180000 ГОСТ 8882–75). В эти подшипники мазь закладывают на заводе-изготовителе, и она сохраняется в течение всего срока службы подшипника [4, с. 205].

6.10. Выбор вида уплотнений подшипников опорных узлов редукторных передач

Для защиты подшипников от попадания пыли и влаги из окружающей среды, а также для предотвращения вытекания масла из опорного узла вала редуктора используют различные уплотнения (табл. 6.14).

По принципу действия уплотнения делят:

• на *контактные*, применяемые при низких и средних окружных скоростях валов. Они обеспечивают защиту подшипниковых узлов благодаря плотному контакту с поверхностями валов. Это манжетные, войлочные, металлические и пластмассовые кольца (рис. 6.20);

• *бесконтактные*, используемые в неограниченном диапазоне окружных скоростей валов. Это щелевые и лабиринтные уплотнения, обеспечивающие защиту подшипникового узла благодаря сопротивлению протеканию жидкой смазки через узкие щели (рис. 6.21);

• *комбинированные*, сочетающие различные уплотнения, основанные на двух или более принципах уплотнения, например щелевое и лабиринтное.

Таблица 6.14

Основные виды уплотнений опорных узлов валов редукторов [4, с. 208]

Вид уплотнения	Окружная скорость вала	Область применения	Шероховатость вала
Манжетные	$V < 20$ м/с	При жидкой и пластичной смазке узла	$Ra \geqslant 0{,}32$ мкм
Щелевые	$V < 5$ м/с	В основном при пластичной смазке узла, реже – при жидкой смазке	$Ra \geqslant 0{,}80$ мкм
Лабиринтные	$V < 30$ м/с	При любой смазке узла	$Ra \geqslant 0{,}32$ мкм
Комбинированные	$V \geqslant 0{,}5$ м/с	При необходимости достижения одновременно нескольких целей	$Ra \geqslant 0{,}32$ мкм

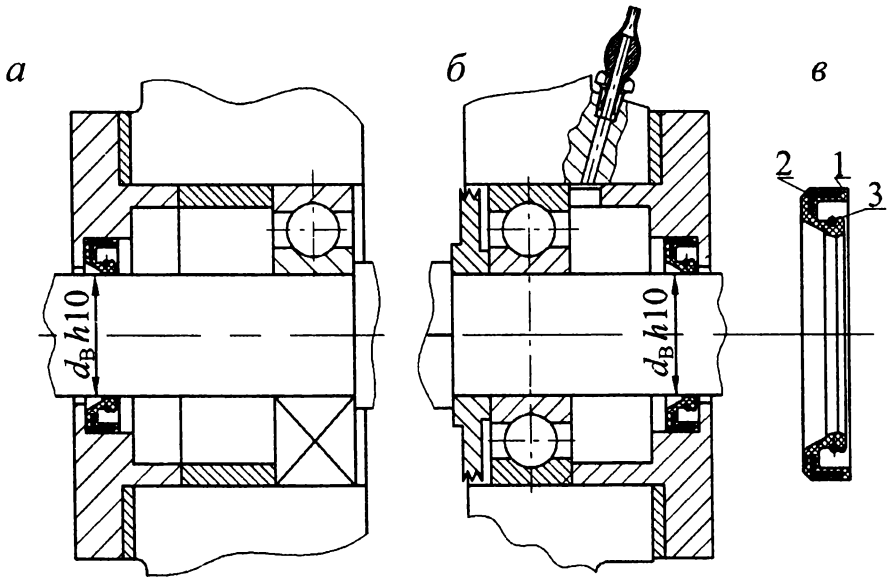


Рис. 6.20. Манжетные уплотнения опорных узлов валов:
а – при смазывании подшипника жидким маслом; *б* – при смазывании консистентной мазью; *в* – конструкция манжетного уплотнения

Наиболее распространены манжетные уплотнения. Они универсальны и стандартизированы (см. прил. 9). Чаще всего манжета состоит из корпуса *1*, изготовленного из маслобензостойкой резины, каркаса *2* и браслетной пружины *3* (см. рис. 6.20). Манжету армируют стальным каркасом Г-образной формы в поперечном сечении (рис. 6.20, *в*) для придания ей жесткости и обеспечения плотности посадки манжеты в паз подшипнико-

вой крышки. Браслетная пружина заставляет манжету плотно прилегать к поверхности вала.

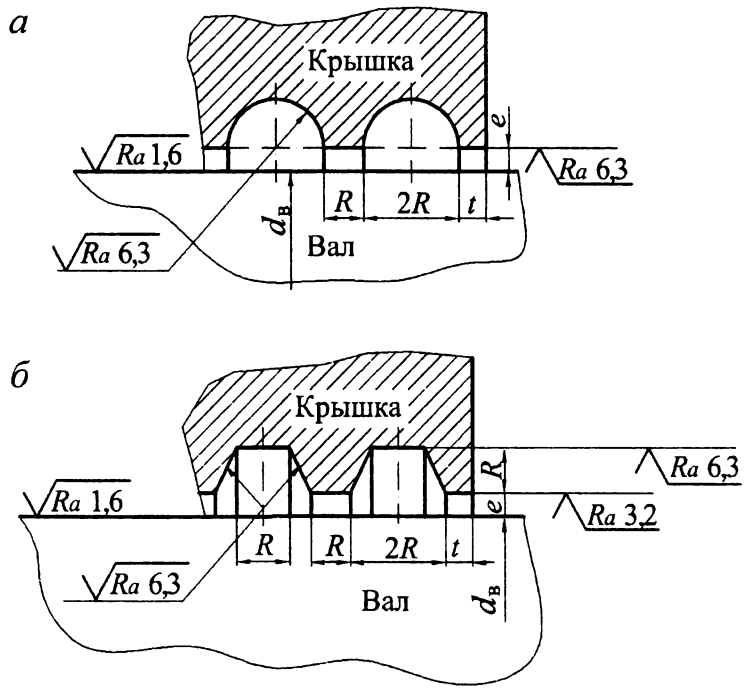


Рис. 6.21. Профили канавок щелевых уплотнений:
а – полукруглый; *б* – трапецеидальный

При смазывании опорного узла вала жидкой смазкой манжету устанавливают открытой стороной внутрь корпуса редуктора (рис. 6.20, *а*). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ масла.

При смазывании опорного узла консистентной мазью манжету разворачивают на 180° (рис. 6.20, *б*) чтобы не повредить ее, так как внутри узла может быть создано повышенное давление (если мазь подают с помощью шприца).

Если окружная скорость вала в месте установки манжеты более 4 м/с, то поверхность вала шлифуют до *Ra* 0,2. При окружной скорости свыше 8 м/с поверхность вала еще и упрочняют до твердости HRC $\geqslant$ 45 [4, с. 209]. В обоих случаях назначают допуск на вал под манжету *h*10 [6, с. 120].

При консистентной смазке опорных узлов валов можно использовать щелевые уплотнения. Уплотнение опорного узла осуществляется за счет заполнения консистентной смазкой зазора-щели между валом и отверстием в подшипниковой крышке, а также канавки, нарезанной в крышке по винтовой линии (рис. 6.21). Эти уплотнения не обеспечивают полной герметизации опорного узла вала. Поэтому их следует сочетать с другими видами уплотнений.

Размеры и число канавок в щелевом уплотнении зависят от диаметра вала (табл. 6.15).

Таблица 6.15

Рекомендуемые размеры канавок щелевых уплотнений [6, с. 123]

Параметр	Значения параметра		
Диаметр вала $d_в$, мм	$10 \leqslant d_в < 50$	$50 \leqslant d_в < 85$	$85 \leqslant d_в < 100$
Зазор e, мм	0,2	0,3	0,4
Размер R, мм	1,5	2,0	2,0
Число канавок	3	4	5

Если для опорного узла вала используют консистентную смазку, то узел изолируют от передач редуктора мазеудерживающим кольцом (рис. 6.22).

Мазеудерживающие кольца нестандартны, их конструируют по месту, например $C = 6...9$ мм; $t = 2...3$ мм [6, с. 123].

Мазеудерживающее кольцо устанавливают на вал по посадке с гарантированным зазором.

Поскольку на размер вала в месте установки подшипника назначают поле допуска *k*6, *m*6 или *n*6, обеспечить посадку кольца на вал с гарантированным зазором можно, если назначить на размер кольца поле допуска *D*8, *E*8 или *F*8.

Таким образом, кольцо будет посажено на вал, например, по посадке Ø 45 *E*8/*k*6. В корпус редуктора кольцо следует устанавливать так, как показано на рис. 6.22.

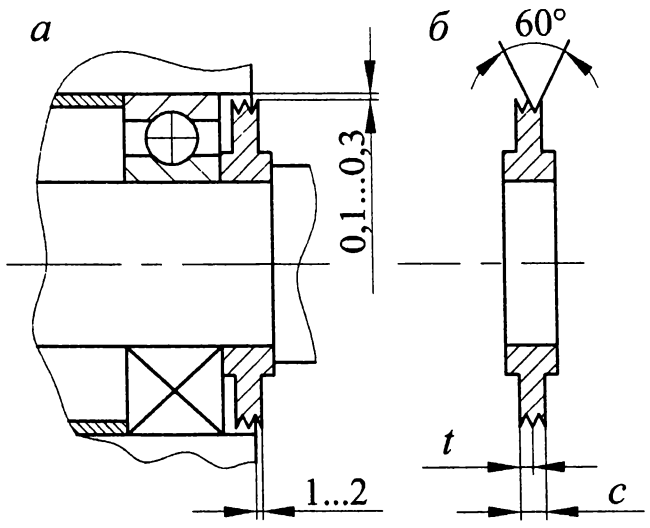


Рис. 6.22. Изолирование опорного узла вала мазеудерживающим кольцом:
а – установка кольца в опорный узел вала; *б* – конструкция кольца

6.11. Выбор посадок подшипников качения на валы и в корпуса редукторных передач. Обозначение посадок подшипников на чертежах

При выборе посадок колец подшипников на вал или в корпус редуктора учитывают:

- вращается или не вращается кольцо подшипника относительно действующей на него радиальной нагрузки;
- вид действующей на подшипник нагрузки (местная, циркуляционная или колебательная);
- режим эксплуатации подшипника.

Различают три вида нагружения колец подшипников [4, с. 130]:

1) *местное* – кольцо неподвижно относительно радиальной нагрузки, действующей на него (например, наружное кольцо подшипника в опоре вала редуктора);

2) *циркуляционное* – кольцо вращается относительно действующей на него радиальной нагрузки (например, внутреннее кольцо подшипника в опоре вала редуктора);

3) *колебательное* – действующая на кольцо подшипника радиальная нагрузка колеблется на определенном его участке и не совершает полного оборота.

Посадки вращающихся колец подшипников выполняют с гарантированным натягом с целью исключения их проворачивания относительно сопряженной детали (вала или корпуса). Поля допусков сопряженных валов в этом случае назначают *k*6, *m*6, *n*6, а для корпусов – *K*7, *M*7, *N*7 (в порядке увеличения натяга).

Посадки невращающихся колец подшипников назначают с гарантированным зазором для обеспечения возможности регулирования осевых зазоров в подшипниках и компенсации температурных удлинений валов. Поля допусков сопряженных валов в этом случае назначают j_S6, *h*6, *g*6, а для корпусов – J_S7, *H*7, *G*7 (в порядке увеличения зазора).

Схема расположения полей допусков колец подшипников и сопряженных с ними валов и корпусов редукторных передач приведена на рис. 6.23 [4, с. 130].

При назначении полей допусков на сопряженные с подшипником поверхности валов и корпусов редукторов следует придерживаться рекомендаций, приведенных в табл. 6.16 и 6.17. Допуски назначают в зависимости от вида и величины нагрузки на кольцо подшипника, а также от условий эксплуатации узла [4, с. 131].

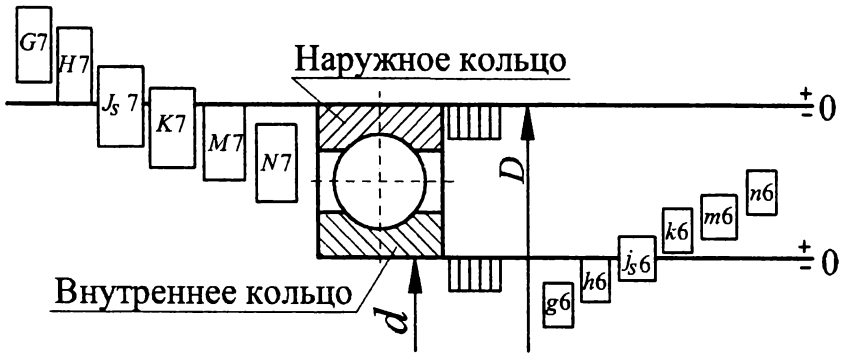


Рис. 6.23. Схема расположения полей допусков колец подшипника и сопряженных с ним валов и корпусов редукторов

Таблица 6.16

Поля допусков посадочных поверхностей валов под подшипники по ГОСТ 3325–85

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Подшипник	
		шарико-вый	роли-ковый
Местное	Требуется перемещение внутреннего кольца по валу; $P_E \leqslant 0{,}07C_r$	*g*6	
	Не требуется перемещение внутреннего кольца по валу; $0{,}07C_r < P_E \leqslant 0{,}15C_r$	*h*6	
Циркуляционное	Высокие требования к точности хода; $P_E \leqslant 0{,}07C_r$	j_S5	*k*5
	$0{,}07C_r < P_E \leqslant 0{,}15C_r$	j_S6, *k*6	*k*6, *m*6
	Ударные нагрузки; $P_E > 0{,}15C_r$	–	*n*6
Колебательное	$0{,}07C_r < P_E \leqslant 0{,}15C_r$	*k*6	*m*6
	Ударные нагрузки; $P_E > 0{,}15C_r$	–	*n*6

ГОСТ 3325–85 регламентирует обозначение посадок подшипников на валы и в корпуса передач на чертежах. Поля допусков на отверстие внутреннего кольца подшипника в зависимости от класса точности под-

шипника обозначают следующим образом: *L*0, *L*6, *L*5, *L*4, *L*2; поля допусков на наружный диаметр подшипника – аналогично: *l*0, *l*6, *l*5, *l*4, *l*2.

Таблица 6.17

Поля допусков посадочных поверхностей корпусов под подшипники по ГОСТ 3325–85

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска отверстия в корпусе
Местное	Наружное кольцо имеет возможность осевого перемещения; $P_E \leqslant 0{,}07C_r$	*H*7
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении; $0{,}07C_r < P_E \leqslant 0{,}15C_r$	*N*7
Колебательное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении; $0{,}07C_r < P_E \leqslant 0{,}15C_r$	*K*7
	Наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении; высокая точность хода; $P_E > 0{,}15C_r$	*H*6

Например, обозначение посадки подшипника на вал диаметром 55 мм – ∅ 55*L*0/*k*6, в корпус редуктора – ∅ 150*H*7/*l*0. На сборочных чертежах подшипниковых узлов допускается указывать только поле допуска поверхности сопряженной с подшипником детали, например: на вал – ∅ 55*k*6, на отверстие в корпусе редуктора – ∅ 150*H*7.

6.12. Шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей валов и корпусов, сопряженных с подшипниками качения

Шероховатость сопряженных с подшипником поверхностей назначают согласно ГОСТ 2789–73. Рекомендации по назначению параметров шероховатости приведены в табл. 6.18.

На поверхности валов и корпусов редукторных передач, сопряженные с подшипниками качения, устанавливают согласно ГОСТ 3325–85:

• *допуски цилиндричности* (табл. 6.19);

• *допуски соосности* шеек вала под подшипники (численно допуск соосности равен 0,25 допуска цилиндричности) [6, с. 69];

• *допуски на торцевое биение* заплечиков валов и корпусов в местах установки подшипников (табл. 6.20).

Таблица 6.18

Шероховатость поверхностей валов и корпусов передач, сопряженных с подшипниками качения [6, с. 102]

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Параметр шероховатости *Ra*, мкм, при внутреннем диаметре подшипника	
		до 80 мм	св. 80 до 500 мм
Валов	0	1,6	3,2
	6 и 5	0,8	1,6
Отверстий корпусов (из стали и чугуна)	0	1,6/3,2	3,2/6,3
	6 и 5	0,8/1,6	1,6/3,2
Торцовых поверхностей валов и корпусов	0	3,2	3,2
	6 и 5	1,6	3,2

Таблица 6.19

Допуски цилиндричности для валов и корпусов, сопряженных с подшипниками классов точности 0 и 6 [6, с. 103]

Интервалы диаметров *d* и *D*, мм	Допуски цилиндричности, мкм	
	валов (осей)	отверстий корпусов
Св. 18 до 30	7,0	10,0
Св. 30 до 50	8,0	12,0
Св. 50 до 80	10,0	15,0
Св. 80 до 120	12,0	18,0
Св. 120 до 180	12,0	20,0
Св. 180 до 250	14,0	23,0

Таблица 6.20

Допуски на торцевое биение заплечиков на валах и в корпусах, сопряженных с подшипниками классов точности 0 и 6 [6, с. 103]

Интервалы диаметров *d* и *D*, мм	Допуски на торцевое биение, мкм			
	валов (осей)		отверстий корпусов	
	Класс точности			
	0	6	0	6
Св. 18 до 30	21	13	33	21
Св. 30 до 50	25	16	39	25
Св. 50 до 80	30	19	46	30
Св. 80 до 120	35	22	54	35
Св. 120 до 180	40	25	63	40
Св. 180 до 250	46	29	72	46

Допуск на торцевое биение проставляют, если длина участка вала l мала, т. е. $l < 0{,}8d_в$ ($d_в$ – диаметр вала). В этом случае подшипник насаживают на вал, центрируя по торцу заплечика, на который назначают допуск на торцевое биение (рис. 6.24, *а*).

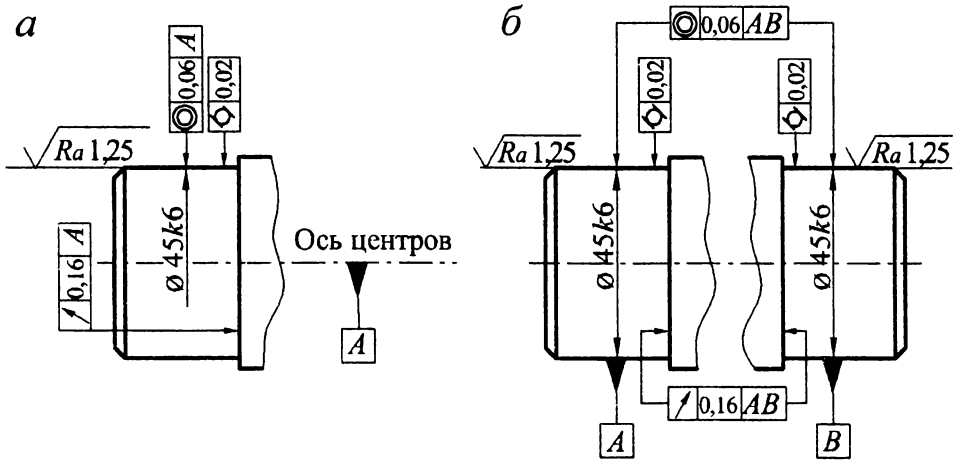


Рис. 6.24. Пример обозначения допусков формы и расположения поверхностей вала под подшипники

Если же длина участка вала достаточна для центрирования насаживаемого на него подшипника ($l \geqslant 0{,}8d_в$), то допуск на торцевое биение на чертеже не проставляют.

Допуски цилиндричности, соосности и допуск на торцевое биение выбирают в зависимости от назначенной конструктором основной базы вала. Например, если основная база вала – оси шеек под подшипники, то допуски соосности и на торцевое биение назначают относительно общей базы *AB* (рис. 6.24, *б*).

7. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

7.1. Обзор возможных схем установки подшипников на валы цилиндрических передач

На рис. 7.1 приведены кинематические схемы редукторных двухступенчатых передач, наиболее часто применяемые в курсовом проектировании по дисциплине «Детали машин». В *развернутой схеме передач* (рис. 7.1, *а*) все зубчатые колеса установлены относительно опор несимметрично, что приводит к неравномерности нагружения подшипников одного и того же вала. В *редукторе с раздвоенной шевронной ступенью* (рис. 7.1, *б*) подшипники опор каждого вала нагружены одинаково, так как все колеса расположены относительно опор валов симметрично. Если вторая ступень является прямозубой, то осевые нагрузки на опоры всех валов редуктора отсутствуют. В *соосной схеме передач* (рис. 7.1, *в*) зубчатые колеса на входном и выходном валах установлены симметрично относительно опор. Однако использование косозубых передач приводит к неравному нагружению опор каждого вала. Уменьшить осевую силу, действующую на опоры промежуточного вала в соосном редукторе, можно, поместив на него колеса с одинаковым направлением зубьев (оба с правым или левым наклоном зубьев).

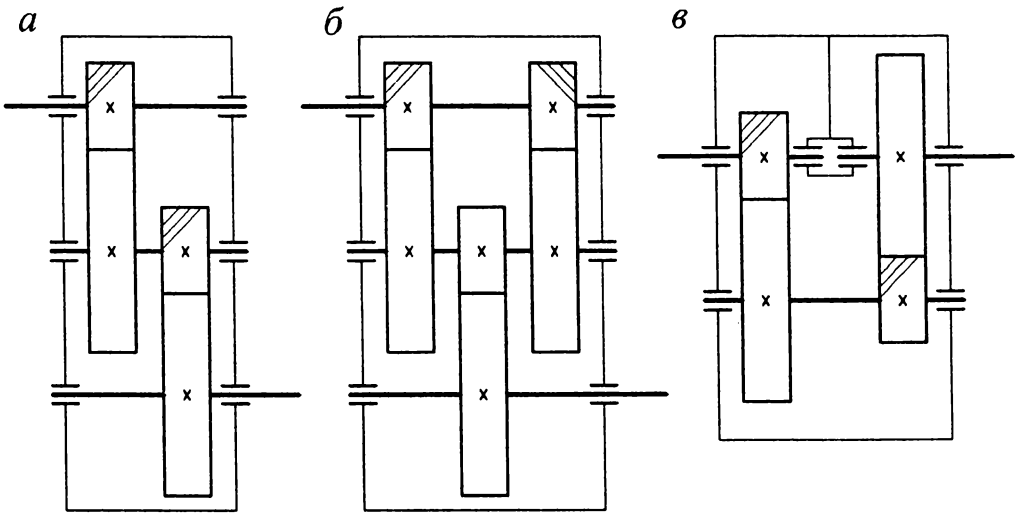


Рис. 7.1. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов:
а – развернутая; *б* – с раздвоенной шевронной первой ступенью; *в* – соосная

Как правило, валы в рассматриваемых передачах являются короткими, т. е. расстояние между их опорами не превышает 350 мм. Поэтому подшипники в опорах валов устанавливают по схеме «враспор» (см. рис. 7.1, *а*, *в*).

Раздвоенная шевронная ступень требует свободы осевых перемещений одного из валов. Такие валы называют *плавающими*. Если вторая ступень прямозубая, то плавающим выполняют промежуточный вал, поскольку обе его опоры являются еще и глухими (ни с чем в осевом направлении не соединяемыми). Если вторая ступень косозубая, то входной вал редуктора выполняют плавающим, поскольку он имеет наименьшую массу.

Возможен вариант, когда вторая ступень шевронная. В этом случае плавающими делают входной и выходной валы редуктора, а промежуточный вал фиксируют в обоих осевых направлениях.

7.2. Типы подшипников качения для фиксирующих и плавающих опор валов цилиндрических передач. Конструкция и смазывание опор

При выборе типа подшипника для фиксирующих и плавающих опор валов редукторных передач в зависимости от условий эксплуатации следует ориентироваться на рекомендации, приведенные в п. 6.3.

Примеры конструкций фиксирующей опоры по схеме «враспор» с использованием одного подшипника показаны на рис. 6.5. Наиболее широко применяются конструкции, показанные на рис. 6.4, *а*, *б, д*. Обе опоры конструируют одинаково, расточки под подшипники в корпусе редуктора растачивают с одной стороны, напроход. Никакого крепления подшипников по корпусу редуктора не требуется.

Таким образом, эти конструкции фиксирующих опор достаточно просты и технологичны, они обеспечивают высокую точность установки валов передач в корпуса редукторов. Компенсацию погрешностей изготовления всех деталей узлов валов и регулирование осевых зазоров в подшипниках осуществляют за счет комплекта тонких металлических прокладок, которые устанавливают под фланцы подшипниковых крышек (см. рис. 6.5).

Плавающие валы в редукторных передачах с раздвоенной шевронной ступенью (см. рис. 7.1, *б*) чаще всего конструируют на опорах, в которых установлены радиальные однорядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами, так как они наиболее чувствительны к осевым перемещениям вала (см. рис. 6.4, *г*, *д*).

Из-за погрешности углового расположения зубьев в полушевронах осевые силы, действующие на них, не равны друг другу. Поэтому появляется неуравновешенная осевая нагрузка на вал, которая стремится сдвинуть вал вдоль его оси. Если позволяют опоры вала, то он перемещается в такое положение, при котором в зацепление входят зубья обоих полушевронов, а осевые силы, возникающие в зацеплениях, уравновешены. Осевая фиксация вала в этом случае осуществляется не в опорах вала, а в зацеплениях полушевронов [4, с. 154].

На рис. 6.3 показаны примеры конструкций плавающих опор валов. Наибольшее распространение получила конструкция плавающей опоры, в которой оба кольца подшипника зафиксированы с обеих сторон, как по валу, так и по корпусу редуктора (см. рис. 6.4, *г*). Осевое плавание вала происходит за счет перемещения внутреннего кольца подшипника вместе с роликами относительно наружного кольца, имеющего двухсторонние скосы кромок. Сила, необходимая для осевого перемещения вала, очень мала, что является основным достоинством этой конструкции опоры.

Конструирование плавающих опор на радиальных подшипниках с короткими роликами и двухсторонними скосами на одном из колец подшипника (см. рис. 6.4, *г*) имеет два существенных недостатка:

1) эти подшипники требуют очень высокой точности соосности посадочных поверхностей вала и корпуса: угол перекоса осей не более 2′;

2) осевое положение валов зависит от осевого положения зацепляющихся зубчатых колес, установленных на них. Из-за погрешности изготовления зубьев колес и всех деталей узла вала (вдоль его оси) осевое положение колес носит случайный характер и имеет большой разброс по величине.

Эти недостатки вызывают необходимость существенно повышать точность изготовления всех деталей передачи, что приводит к удорожанию ее стоимости.

Снизить влияние погрешностей изготовления всех деталей узла вала (вдоль его оси) на осевое положение колес можно путем использования радиальных подшипников с короткими роликами и с односторонними бортами на одном из колец (см. рис. 6.4, *д*).

В такой опоре осевое перемещение подшипника внутрь корпуса ограничено бортами обоих наружных колец подшипников, а в сторону крышек – величиной зазоров A. В зависимости от размеров и точности изготовления деталей узла величину зазора назначают $A = 0{,}5\ldots0{,}8$ мм [4, с. 155].

В начальный момент осевого перемещения вала подшипники смещаются в сторону крышек на некоторую величину (в пределах зазоров A) и в последующем остаются в этом положении.

Достоинствами этой конструкции плавающей опоры являются:

- легкое плавание вала под действием малой осевой силы;
- возможность изготовления линейных размеров всех деталей узла (в направлении оси вала) по свободным допускам.

Недостаток этой конструкции, как и предыдущей, состоит в необходимости обеспечения очень высокой точности соосности посадочных поверхностей вала и корпуса, сопряженных с подшипниками.

Всех перечисленных выше недостатков лишена конструкция плавающей опоры на шариковом радиальном однорядном подшипнике (см. рис. 6.4, *а*) либо на двухрядных сферических шариковых или роликовых подшипниках (см. рис. 6.4, *б*, *в*). В таких опорах внутреннее кольцо подшипника фиксируют с двух сторон по валу, а наружное кольцо оставляют свободным в осевом направлении по корпусу редуктора.

В этих опорах плавание вала происходит относительно неподвижного наружного кольца, если величина перемещения вала меньше осевого зазора подшипника. Иначе возможно плавание вала вместе с подшипником относительно расточки в корпусе редуктора. Для такого перемещения подшипника необходимо большее осевое усилие, чем при использовании роликового подшипника.

Достоинства этой конструкции плавающей опоры:

- возможность ее применения для нежестких валов;
- возможность снижения точности соосности посадочных мест вала и корпуса под подшипники.

Недостатком является износ поверхностей расточек в корпусе редуктора из-за трения скольжения подшипников при осевом плавании вместе с валом. Поэтому применять эту конструкцию следует для той опоры вала, на которую действует меньшая радиальная реакция, так как она и будет порождать силу трения скольжения при перемещении подшипника относительно расточки в корпусе редуктора.

Достоинствами соосного редуктора являются:

- соосность входного и выходного валов;
- симметричное расположение зубчатых колес относительно опор входного и выходного валов;
- меньшая длина редуктора по сравнению с развернутой схемой.

Основной недостаток этой схемы редуктора – наличие соосной опоры внутри корпуса редуктора, доступ к которой возможен только при демонтаже крышки редуктора. Внутри корпуса редуктора выполняют прилив, в котором и располагают два разных по габаритам подшипника: один из них насажен на быстроходный вал редуктора, а второй – на тихоходный вал.

Каждый из валов фиксируют подшипниками, установленными по схеме «враспор». Возможные конструкции соосной опоры приведены на рис. 7.2.

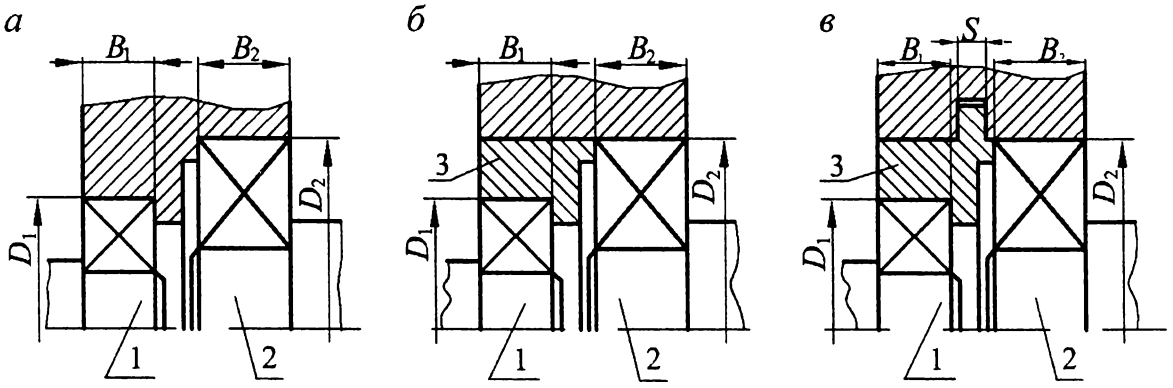


Рис. 7.2. Конструкции соосной опоры цилиндрического редуктора:
1 – входной вал; *2* – выходной вал; *3* – стакан

Наивысшую точность установки подшипников достигают при обработке отверстий под подшипники входного (быстроходного) и выходного (тихоходного) валов с двух сторон (рис. 7.2, *а*). Для осевой фиксации наружных колец обоих подшипников в приливе соосной опоры выполняют заплечики, что еще более усложняет механическую обработку расточек под подшипники.

Упростить расточку отверстий под подшипники можно, если применить в соосной опоре стакан *3* (рис. 7.2, *б*), имеющий тот же наружный диаметр, что и больший из подшипников. Однако конструкция стакана приводит к тому, что оба вала образуют единую систему. Осевые нагрузки, приложенные к входному валу редуктора, передаются на выходной вал, и наоборот. Расчет подшипников соосных валов усложняется. В таком редукторе приходится регулировать зазоры сразу в четырех подшипниках.

Вариант соосной опоры, показанной на рис. 7.2, *в*, лишен недостатков вышерассмотренных конструкций. Стакан, установленный в соосной опоре, имеет на наружной поверхности кольцевой выступ. С помощью

этого выступа стакан фиксируется в корпусе и крышке соосной опоры. По ширине выступа назначают посадку с соотношением полей допусков $H11/h11$.

В таком редукторе прилив под соосную опору выполняют разъемным. Он состоит из корпуса, отлитого вместе с корпусом редуктора, и съемной крышки. Крышку соосной опоры центрируют относительно корпуса двумя штифтами и закрепляют двумя шпильками. Использование шпилек позволяет не вывинчивать их из корпуса редуктора при демонтаже опорного узла. Применение же винтов вместо шпилек нецелесообразно, так как многократная переборка соединения приведет к износу резьбы и образованию значительных зазоров в соединении крышки и корпуса соосной опоры. В конечном счете это может вызвать разрушение подшипников и зубчатых передач редуктора, т. е. сократит срок службы передачи в целом.

Подшипник, имеющий меньшие габаритные размеры, устанавливают в стакан *3* (см. рис. 7.2, *в*), который, в свою очередь, ставят в корпус редуктора по посадке с гарантированным зазором (соотношение полей допусков $H7/J_S6$). Оба подшипника соосной опоры упираются в торцевые поверхности заплечиков стакана, поэтому точность изготовления стакана должна быть очень высокой.

Итак, при выборе варианта конструкции соосной опоры следует иметь в виду следующее:

• наивысшую точность установки подшипников обеспечивает конструкция, выполненная согласно рис. 7.2, *а*, так как в опоре нет дополнительной детали со своими погрешностями изготовления и монтажа;

• если нет осевых нагрузок, то следует применять стакан без наружного кольцевого выступа. Эта конструкция опоры самая простая и экономичная;

• при наличии осевых нагрузок (или при использовании радиально-упорных подшипников) следует предпочесть конструкцию опоры, представленную на рис. 7.2, *в*. Наличие кольцевого выступа на наружной поверхности стакана позволяет передавать осевые нагрузки, действующие на валы, непосредственно на корпус редуктора.

В радиально-упорных подшипниках под действием радиальных нагрузок возникают осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники, поэтому целесообразно использование конструкции соосной опоры, показанной на рис. 7.2, *в*.

7.3. Выбор способа и сорта смазки подшипников опорных узлов валов зубчатых цилиндрических передач

При окружных скоростях в зацеплениях колес цилиндрических зубчатых передач не менее 1 м/с подшипниковые узлы смазываются разбрызгиваемым маслом [4, с. 202]. Масло попадает на внутреннюю стенку крышки редуктора, стекает по ней, проникая в подшипники опор валов. Возвращается масло в картер редуктора через сквозные отверстия, выполненные в расточках корпуса под подшипники.

Иногда для обеспечения надежного смазывания зацеплений приходится значительно поднимать уровень масла в картере редуктора. При этом подшипники быстроходной шестерни оказываются погруженными в масло.

При окружных скоростях в зацеплениях колес свыше 12 м/с масло сбрасывается с зубьев колес центробежными силами и подшипникам смазки не достается вообще. В этом случае используют централизованную систему смазки, в которой смазка подается раздельно в каждый узел трения редуктора. Применение централизованной системы смазки весьма дорогостояще.

Если подшипники смазывают за счет разбрызгивания масла колесами передач редуктора, то выбор марки масла основан на практическом опыте эксплуатации редукторных передач (см. табл. 3.20 и 3.21).

Если же окружные скорости в зацеплениях передач редуктора малы (меньше 1 м/с), то подшипниковые узлы изолируют от колес передач мазеудерживающими кольцами (см. рис. 6.22) и подшипники приходится смазывать консистентной смазкой. Чаще всего применяют ЦИАТИМ-201, Литол-24 и Униол-2 (см. табл. 6.13).

7.4. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов зубчатых цилиндрических передач

На рис. 7.3 приведен пример конструкции узла входного вала зубчатой цилиндрической передачи с обозначением звеньев сборочной размерной цепи:

• S – замыкающее звено цепи, т. е. осевой зазор обоих подшипников опор вала;

• A – увеличивающие размеры, т. е. размеры, с ростом которых увеличивается размер замыкающего звена цепи S;

• C – уменьшающие размеры, т. е. размеры с уменьшением которых уменьшается величина замыкающего звена цепи S;

• K – компенсаторное звено цепи, т. е. суммарная толщина набора тонких металлических прокладок (в расчете принимают $K = K1 + K2$). Этим набором прокладок компенсируют погрешности изготовления осевых размеров всех деталей узла вала.

Как видно из рис. 7.3, величина осевых зазоров в подшипниках зависит от точности как размеров вала и корпуса, так и размеров насаживаемых на вал деталей. В результате расчета размерной цепи определяют точность линейных размеров всех деталей узла, а также количество и размеры регулировочных прокладок компенсаторного звена цепи[1].

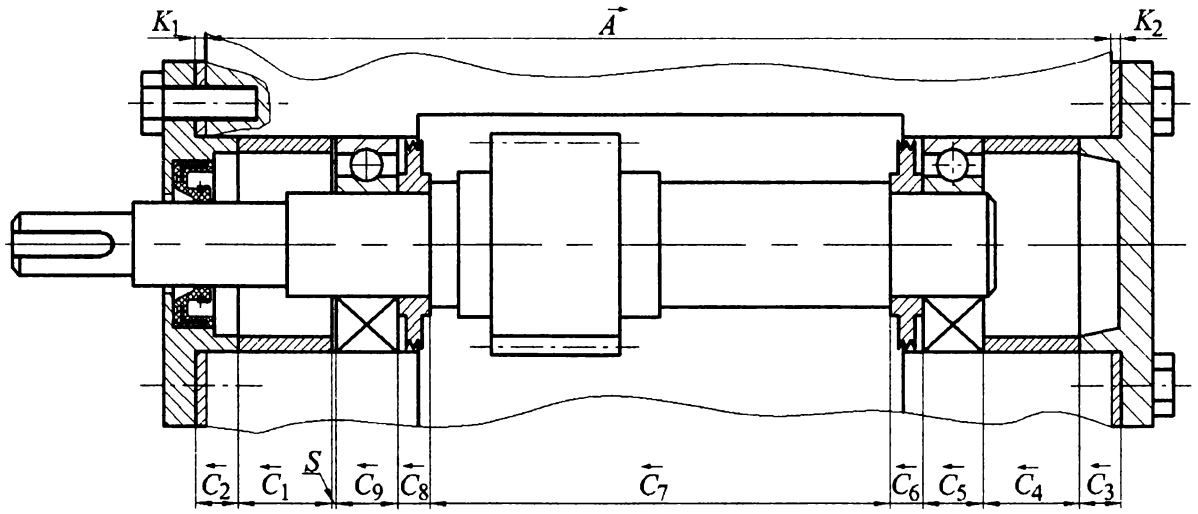


Рис. 7.3. Сборочная размерная цепь для регулирования осевых зазоров в подшипниках опор валов

На чертежах деталей обязательно проставляют размеры, входящие в размерную цепь, с теми отклонениями, которые получены в результате расчета размерной цепи.

Осевое регулирование зазоров в подшипниках за счет перемещения их внутренних колец выполняют путем использования шлицевых гаек или торцевых шайб.

---

[1] Методику расчета размерных цепей см., напр.: Допуски и посадки: в 2 т. / В. Д. Мягков [и др.]. Л., 2001. Т. 2.

7.5. Регулирование по пятну контакта зубчатых цилиндрических редукторных передач

На стадии изготовления зубчатые цилиндрические колеса контролируют по показателям, определяющим правильность зацепления:

- по толщине зуба;
- окружному шагу;
- радиальному биению зубчатого венца;
- углу наклона зуба и др.

Готовое колесо подвергают комплексной проверке точности зацепления с эталонной шестерней согласно ГОСТ 1643–81 по нормам:

- кинематической точности;
- плавности работы;
- контакта зубьев колес в передаче.

Однако следует иметь в виду, что полный контроль точности изготовления зубчатого колеса не определяет работоспособность колеса в передаче. На долговечность передачи влияет точность монтажа и изготовления деталей, сопряженных с колесом. Вместе с тем работа передачи при полной нагрузке оказывает существенное влияние на точность зацепления зубьев колес из-за упругих деформаций вала и его опор.

Регулирование зацепления зубчатых цилиндрических передач осуществляют индивидуальным подбором пары «шестерня – колесо». Поэтому очень важно еще на стадии проектирования правильно назначить степень точности изготовления передачи.

Качество монтажа зубчатой цилиндрической передачи проверяют по пятну контакта зубьев, соответствующему степени точности изготовления передачи. Для этого на боковую поверхность нескольких зубьев шестерни наносят специальную краску. После вхождения в зацепление с зубьями колеса на них остаются отпечатки – пятна контакта (рис. 7.4). Проверка точности сборки передачи является полноценной и достоверной только в том случае, если проверку выполняют при нагрузке, близкой к рабочей.

Численно пятно контакта определяют:

- по длине зуба:

$$\frac{a-c}{b_w} \cdot 100\%;$$

• по высоте зуба:

$$\frac{h}{H} \cdot 100\%,$$

где a – суммарная длина пятен контакта, мм;

c – длина разрыва пятна контакта (учитывают только при $c \geqslant m$; здесь m – модуль колеса), мм;

b_w – ширина зубчатого венца колеса, мм;

h – наибольшая высота пятна контакта, мм;

H – высота зуба, мм.

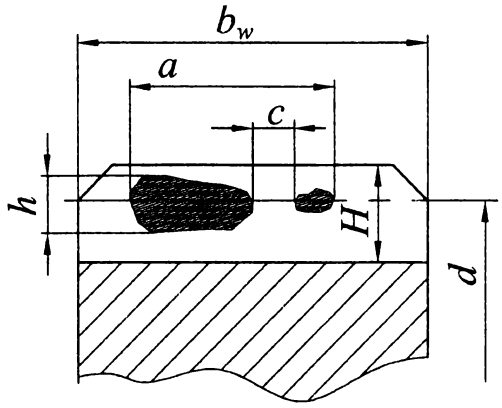


Рис. 7.4. Пятна контакта зубьев цилиндрического колеса

Нормы контакта зубьев по их высоте и длине в зависимости от степени точности передачи приведены в табл. 7.1.

Следует иметь в виду, что для закрытых зубчатых передач не назначают 9-ю степень точности изготовления.

Таблица 7.1

Нормы контакта зубьев в цилиндрической передаче, % [1, с. 409]

Параметр	Нормы контакта зубьев при степени точности		
	7	8	9
По высоте пятна контакта	45	40	30
По длине пятна контакта	60	50	40

По расположению пятна контакта можно судить о погрешностях изготовления и монтажа передачи (рис. 7.5):

• смещение пятна к вершине зуба свидетельствует об увеличенном межосевом расстоянии (или об уменьшенном диаметре начального цилиндра колеса);

• смещение пятна к ножке зуба означает, что межосевое расстояние уменьшено (или что увеличен диаметр начального цилиндра колеса);

• смещение пятна к торцу зуба показывает, что оси шестерни и колеса перекошены.

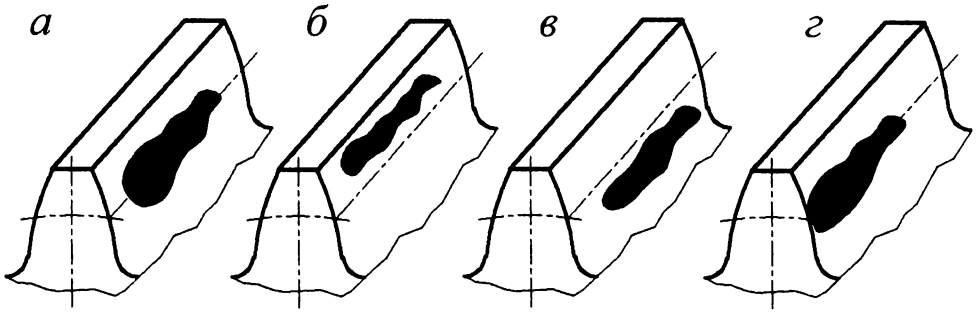


Рис. 7.5. Смещение пятен контакта относительно линии зацепления:
а – правильное положение пятна контакта; *б* – смещение выше делительного цилиндра; *в* – смещение ниже делительного цилиндра; *г* – смещение к одному торцу зубчатого венца колеса

С целью компенсации погрешностей изготовления и монтажа зубчатой цилиндрической передачи зубья шестерни делают длиннее зубьев сопряженного колеса. Чаще всего рабочие поверхности зубьев шестерни обладают большей твердостью, чем зубья колеса. Чтобы избежать неравномерного изнашивания менее прочных зубьев колеса, ширину шестерни выполняют такой, чтобы ее зубья перекрывали зубья колеса с обоих торцов.

Разницу длин зубьев шестерни b_{w1} и колеса b_{w2} определяют путем расчета размерной цепи узла вала. Примерную ширину шестерни в зависимости от ширины зубчатого венца колеса можно выбирать по табл. 7.2 [4, с. 103].

Таблица 7.2

Соотношение длин зубьев шестерни и колеса цилиндрической передачи

Параметр	Значения параметра			
b_{w2}, мм	< 30	30…50	50…80	80…100
b_{w1}	$1{,}08b_{w2}$	$1{,}07b_{w2}$	$1{,}06b_{w2}$	$1{,}05b_{w2}$

8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ВАЛОВ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

8.1. Обзор возможных схем установки подшипников на валы зубчатых конических передач

Особенностью зубчатой конической передачи можно считать то, что входной вал – двухконсольный. Недостаток консольного расположения шестерни – концентрация нагрузки по длине зуба. Чем короче вал, тем меньше концентрация нагрузки по длине зуба и угол закручивания поперечного сечения вала.

Чаще всего шестерню выполняют заодно с валом. В передаче с круговым зубом направление зуба шестерни назначают совпадающим с направлением вращения вала. В этом случае осевая сила, действующая на зуб шестерни, будет направлена от вершины конуса к его основанию.

Опоры вала-шестерни могут быть сконструированы по одной из схем, показанных на рис. 8.1.

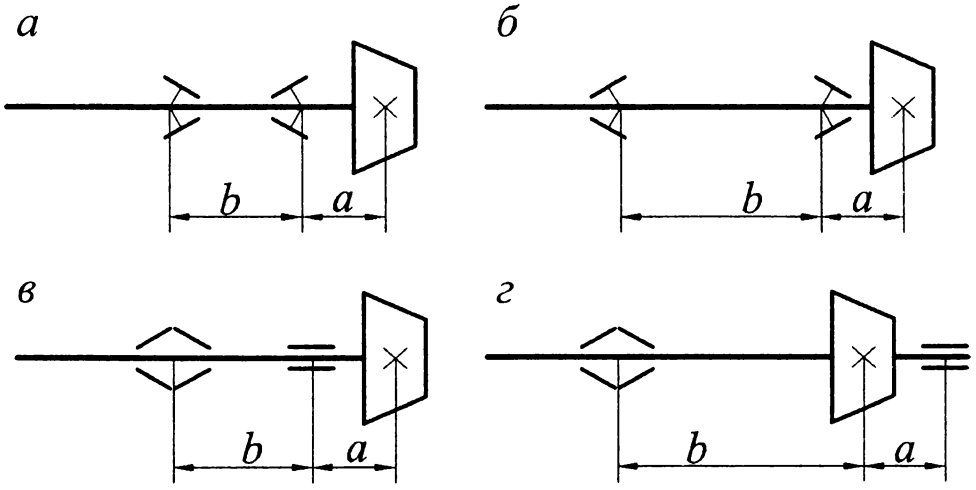


Рис. 8.1. Схемы установки подшипников на вал конической шестерни:
а – «врастяжку»; *б* – «враспор»; *в* – комбинированная, консольное расположение шестерни; *г* – комбинированная, расположение шестерни между опорами

Самый короткий и жесткий вал получается, если его опоры конструируют по схеме «врастяжку» (рис. 8.1, *а*). Размер консоли *а* – это расстояние между точкой приложения сил в зацеплении зубьев шестерни и колеса (середина длины зуба) и точкой приложения опорной реакции

к подшипнику. Длину консоли измеряют по эскизной компоновке передачи. Размер b вычисляют по одной из зависимостей [4, с. 150]:

$$b = 2{,}5a \text{ или } b = 0{,}6l. \qquad (8.1)$$

Вал конструируют, выбирая большее значение b из вычисленных по (8.1). Диаметр вала под подшипник назначают $d_{пк} \geqslant 1{,}3a$ [4, с. 150].

Чтобы убедиться в правильности выбора подшипников для опор ведущего вала конической передачи, составляют расчетную схему узла вала на основе эскизной компоновки передачи на миллиметровой бумаге.

Из расчетной схемы вала конической шестерни с установкой подшипников «врастяжку» (рис. 8.2) видно, что реактивные радиальные нагрузки на ближний к шестерне подшипник (опора 2) больше, чем на второй (опора 1).

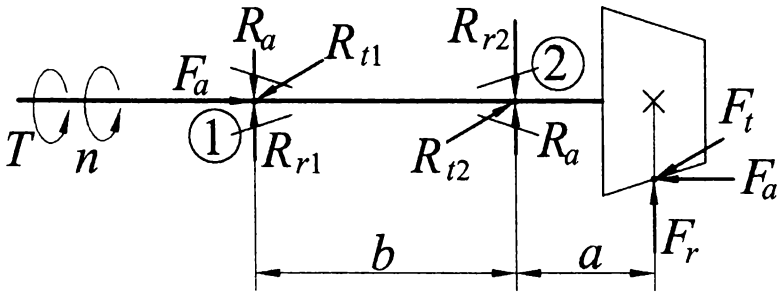


Рис. 8.2. Схема нагружения опор конической шестерни при установке подшипников на вал «врастяжку»

Схема опор «врастяжку» позволяет осевой силой нагрузить подшипник опоры 1. Таким образом, оба подшипника нагружены примерно одинаково:

1) опора 1 менее нагружена радиально, но воспринимает всю осевую силу, действующую на вал;

2) опора 2 испытывает большую радиальную реактивную нагрузку, так как расположена ближе к шестерне и не нагружена осевой силой.

Достаточно проста схема установки подшипников на ведущий вал конической передачи «враспор» (рис. 8.1, *б*), но эта схема по сравнению со схемой «врастяжку» имеет несколько существенных недостатков:

- вал получается значительно большей длины даже при условии соблюдения жесткости вала и соотношения между размерами a и b (см. (8.1));
- нагружение опор существенно различается: опора 1 испытывает меньшие радиальные силы, чем опора 2. Подшипник опоры 2 нагружен

большей радиальной силой (см. рис. 8.2) и воспринимает всю осевую нагрузку, действующую на вал.

Применение схемы «враспор» иногда вызывает необходимость установки в опоры вала различных по типу и размерам подшипников. В настоящее время применять схему «враспор» в силовых передачах не рекомендуют [4, с. 151].

Использование комбинированной схемы опор конической шестерни позволяет изготавливать вал большей длины (рис. 8.1, *в*). При этом подшипник плавающей опоры устанавливают непосредственно в расточку корпуса редуктора, а оба подшипника фиксирующей опоры ставят в стакан, который затем помещают в расточку корпуса редуктора. Такая конструкция опор позволяет повысить точность радиального положения шестерни [4, с. 151].

Установка подшипников на быстроходный вал конической передачи, несомненно, повышает жесткость вала и существенно снижает концентрацию нагрузки по длине зуба шестерни (рис. 8.1, *г*). Однако выполнение опор вала по этой схеме приводит к значительному усложнению конструкции конического колеса, сопряженного с шестерней, и корпусных деталей редуктора [4, с. 150]. Поэтому данную схему опор применяют очень редко.

8.2. Типы подшипников качения для фиксирующих и плавающих опор валов зубчатых конических передач

Для фиксирующих опор быстроходного вала конических передач применяют радиально-упорные конические подшипники, так как они в сравнении с шариковыми подшипниками обладают рядом достоинств [4, с. 150]:

- имеют бóльшую грузоподъемность;
- обеспечивают бóльшую жесткость опор вала;
- имеют более низкую стоимость.

При частоте вращения вала более 1500 об/мин роликовым подшипникам предпочитают шариковые радиально-упорные с целью снижения потерь на трение и повышения точности вращения вала [4, с. 150].

В плавающие опоры вала устанавливают радиальные однорядные шариковые и роликовые подшипники: тип подшипника определяется величиной нагрузки на плавающую опору.

8.3. Выбор сорта и способа смазки подшипников опор валов зубчатых конических передач

При окружных скоростях в зацеплениях колес зубчатых конических передач не менее 1 м/с подшипниковые узлы смазываются разбрызгиваемым маслом [4, с. 202]. Масло попадает на внутреннюю стенку крышки редуктора, стекает по ней, проникая в подшипники опор валов. Возвращается масло в картер редуктора через сквозные отверстия, выполненные в расточках корпуса под подшипники.

Для обеспечения надежного смазывания зацеплений конических передач уровень масла в картере редуктора должен быть таким, чтобы зубья колеса были погружены в него по всей своей длине (это минимально допустимый уровень масла). При этом подшипники шестерни оказываются расположенными много выше уровня масла. В этом случае на плоскости стыка корпуса редуктора фрезеруют неглубокую канавку, а на крышке редуктора делают скос таким образом, чтобы масло, стекая по внутренней стенке крышки редуктора, попадало в канавку (рис. 8.3).

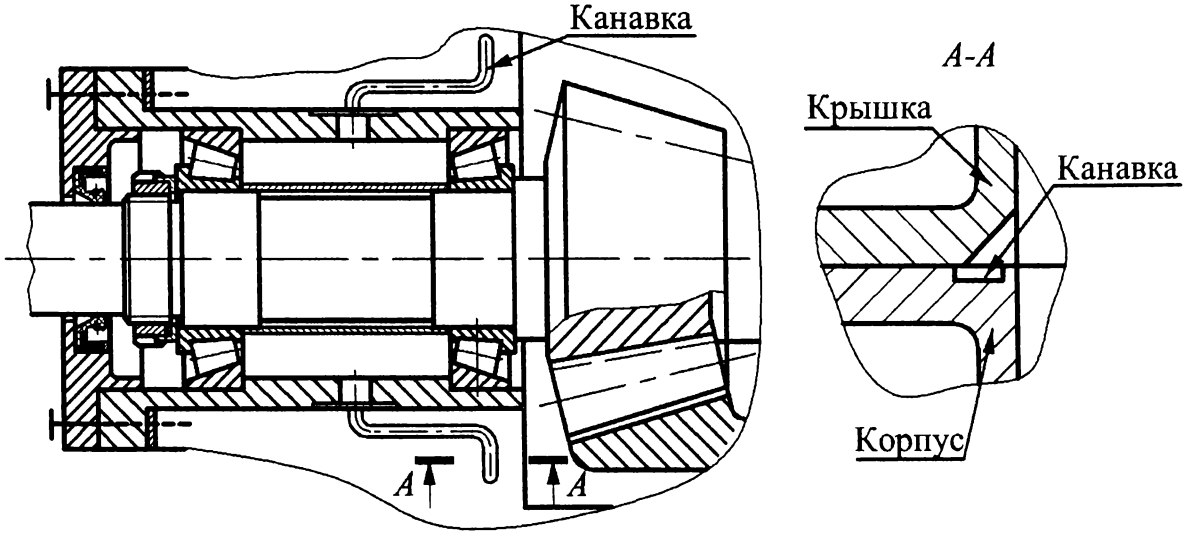


Рис. 8.3. Конструктивные элементы на корпусных деталях редуктора для смазывания опор конической шестерни

Для того чтобы скапливаемое в канавках масло попадало в подшипники, в стакане сделаны 2–4 сквозных отверстия, а на наружной цилиндрической поверхности стакана – центрирующие проточки глубиной 2–3 мм [3, с. 152].

При смазывании подшипников передачи за счет разбрызгивания колесом сорт масла выбирают, опираясь на практический опыт эксплуатации редукторных передач (см. табл. 3.20 и 3.21).

Если же окружная скорость в зацеплении конической передачи меньше 1м/с, то подшипниковые узлы обоих валов изолируют от шестерни и колеса передачи мазеудерживающими кольцами (см. рис. 6.22) и подшипники приходится смазывать консистентной смазкой. Чаще всего применяют ЦИАТИМ-201, Литол-24 и Униол-2 (см. табл. 6.13). Способ подачи смазки в подшипниковый узел шестерни тот же, что и при смазывании жидкой смазкой (см. рис. 8.3). Для пополнения консистентной смазки в опорных узлах вала колеса лучше предусмотреть установку пресс-масленок (см. рис. 6.18 и табл. 6.11, 6.12).

При окружных скоростях в зацеплениях колес свыше 12 м/с масло сбрасывается с зубьев колеса центробежными силами и подшипникам смазки не достается вообще. В этом случае используют централизованную систему смазки, в которой смазка подается раздельно в каждый узел трения редуктора. Применение централизованной системы смазки очень дорогостояще.

8.4. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов зубчатых конических передач

При установке подшипников на входной вал конической передачи по схеме «врастяжку» регулирование зазоров в подшипниках осуществляют шлицевой гайкой (см. рис. 8.3).

Регулирование зазоров в подшипниках фиксирующих опор конической шестерни осуществляют набором тонких металлических прокладок *2*, расположенных между фланцем стакана и фланцем крышки подшипника, а регулирование осевого положения вала – набором тонких металлических прокладок *1* (рис. 8.4).

На рис 8.5 приведен пример конструкции узла входного вала зубчатой конической передачи с обозначением сборочной размерной цепи:

- S – замыкающее звено цепи, т. е. осевой зазор обоих подшипников вала;
- A – увеличивающий размер цепи, с ростом которого увеличивается размер замыкающего звена цепи S;

• C – уменьшающие размеры цепи, с увеличением которых уменьшается величина замыкающего звена цепи S;

• K – компенсаторное звено цепи, т. е. суммарная толщина набора тонких металлических прокладок, расположенных между фланцем стакана и фланцем корпуса редуктора. Этим набором прокладок компенсируют погрешности изготовления осевых размеров всех деталей узла вала. Регулирование осевых зазоров в подшипниках ведущего вала конической передачи осуществляется шлицевой гайкой.

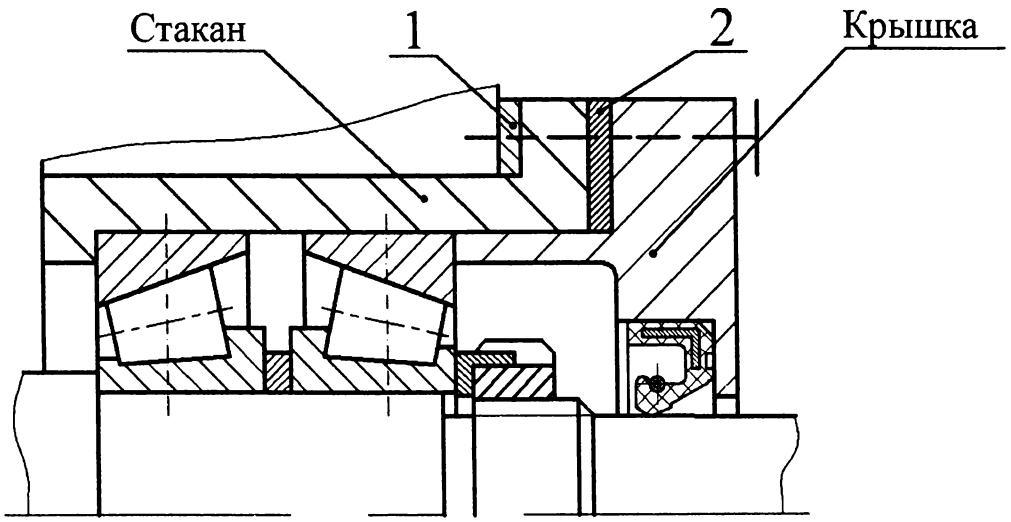


Рис. 8.4. Регулирование зазоров в подшипниках фиксирующей опоры

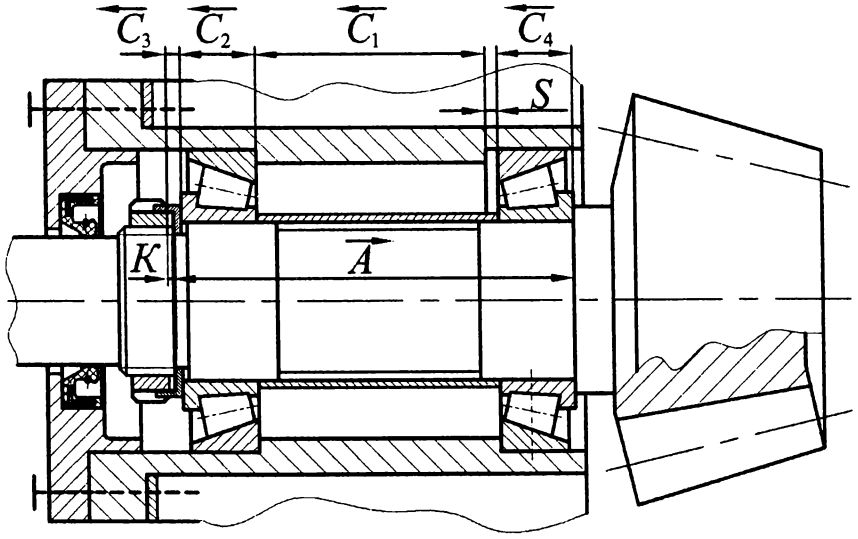


Рис. 8.5. Сборочная размерная цепь для регулирования осевых зазоров в подшипниках опор конического вала-шестерни

В результате расчета размерной цепи определяют величину осевого перемещения шлицевой гайки[1]. С учетом шага резьбы вычисляют, на какой угол следует повернуть гайку. Затем гайку стопорят многолапчатой шайбой. Эта шайба имеет одну лапку по внутреннему диаметру (она центрируется по пазу вала) и 6 лапок по внешнему диаметру (они отгибаются в пазы и на наружную поверхность гайки).

На чертежах деталей обязательно проставляют размеры, входящие в размерную цепь, с теми отклонениями, которые получены в результате расчета размерной цепи.

8.5. Регулирование по пятну контакта зубчатых конических передач

В зубчатых конических передачах погрешности изготовления приводят:

- к погрешностям относительного осевого положения шестерни и колеса;
- несовпадению вершин конусов шестерни и колеса;
- погрешностям межосевого угла передачи.

Готовое коническое колесо подвергают комплексной проверке точности зацепления с эталонной шестерней согласно ГОСТ 1758–81 по нормам:

- кинематической точности;
- плавности работы;
- контакта зубьев колес в передаче.

Однако следует иметь в виду, что даже полный контроль точности изготовления зубчатого конического колеса не определяет его работоспособность в передаче. На долговечность передачи влияет точность монтажа и изготовления деталей, сопряженных с шестерней и колесом. Вместе с тем работа передачи при полной нагрузке оказывает существенное влияние на точность зацепления зубьев колес из-за упругих деформаций валов и их опор.

Качество монтажа зубчатой цилиндрической передачи проверяют по пятну контакта зубьев, соответствующему степени точности изготовления передачи. Для этого на боковую поверхность нескольких зубьев шестерни наносят специальную краску. После вхождения в зацепление с зубьями колеса на них остаются отпечатки – пятна контакта (рис. 8.6). Проверка точ-

[1] Методику расчета размерных цепей см., напр.: Допуски и посадки. Т. 2.

ности сборки передачи является полноценной и достоверной только в том случае, если ее выполняют при нагрузке, близкой по величине к рабочей.

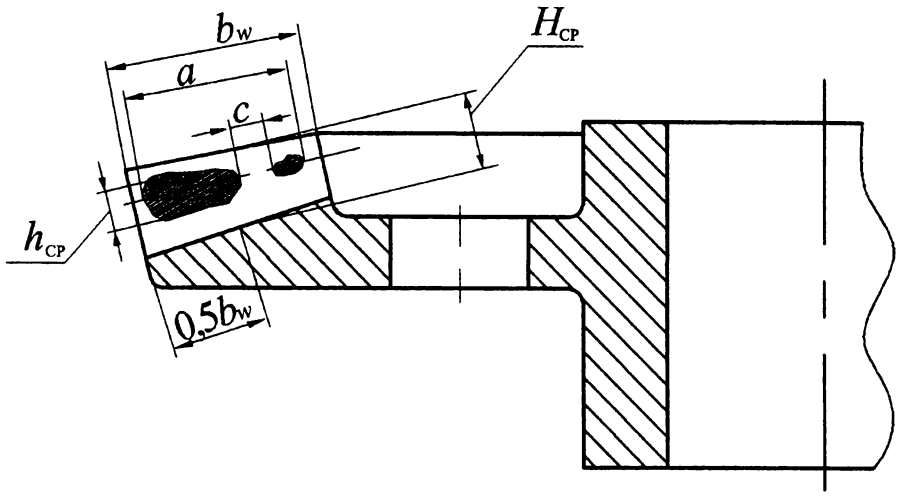


Рис. 8.6. К определению размеров пятна контакта на зубе конического колеса

Численно пятно контакта определяют:

• по длине зуба:

$$\frac{a-c}{b_w} \cdot 100\%,$$

где a – суммарная длина пятен контакта на одном зубе колеса, мм;

c – длина разрыва пятна контакта (учитывают только при $c \geqslant m$; m – модуль колеса), мм;

b_w – ширина зубчатого венца колеса, мм;

• по высоте зуба:

$$\frac{h_{cp}}{H_{cp}} \cdot 100\%,$$

где h_{cp} – средняя высота пятна контакта, мм;

H_{cp} – средняя высота зуба, мм.

Нормы контакта в зацеплении конической передачи по высоте и длине зубьев в зависимости от степени точности приведены в таблице.

Возможны различные погрешности расположения шестерни и колеса в конической передаче и соответствующего расположения пятна контакта на зубе колеса (рис. 8.7). Передача смонтирована правильно, если пятна контакта расположены посередине длины и высоты зубьев (рис. 8.7, *а*). На рисунке стрелками обозначено направление перемещения

шестерни и колеса с целью возвращения пятна контакта зубьев в положение «посередине зуба». Недопустимо расположение пятен контакта ближе к внутреннему торцу, где зубья имеют меньшие размеры (рис. 8.7, *б*).

Нормы контакта зубьев в конической передаче, % [1, с. 494]

Параметр	Нормы контакта зубьев при степени точности	
	6–7	8–9
По высоте пятна контакта	65	55
По длине пятна контакта	60	50

Примечание. Для закрытых зубчатых передач 9-ю степень точности изготовления не назначают.

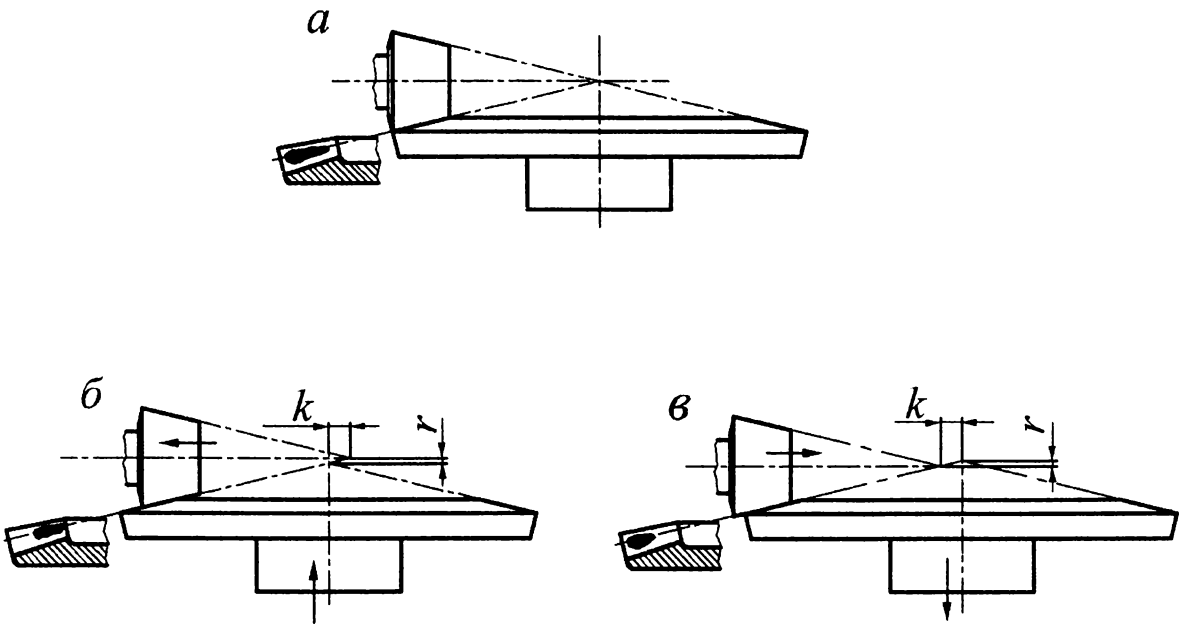


Рис. 8.7. Погрешности расположения
шестерни и колеса в конической передаче:
а – правильное положение пятна контакта; *б* – смещение к внутреннему торцу колеса;
в – смещение к внешнему торцу

С целью обеспечения долговечной работы конической передачи следует предусмотреть на стадии конструирования двухстороннюю осевую фиксацию валов, что обеспечит полноценное регулирование зацепления по пятну контакта.

Регулирование зацепления зубчатых конических передач осуществляют:

1) либо перемещением вала вместе с насаженными на него колесами;

2) либо перемещением колеса относительно неподвижного вала.

При регулировании зацепления по первому способу шестерню и колесо перемещают за счет наборов тонких металлических прокладок. Подшипники входного вала конического редуктора, как правило, устанавливают в стакан. Под фланец стакана устанавливают набор тонких металлических прокладок, суммарную толщину которого определяют путем расчета размерной цепи на совпадение вершин конусов в передаче.

Для регулирования осевых зазоров подшипников вала колеса также составляют и рассчитывают размерную цепь. В результате расчета определяют толщину набора прокладок. При сборке конической передачи этот набор прокладок перераспределяют между опорами таким образом, чтобы отрегулировать зацепление по пятну контакта. Поскольку суммарная толщина набора не меняется, то и дополнительного регулирования зазоров в подшипниках не требуется.

9. КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ВАЛОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

9.1. Обзор возможных схем установки подшипников на валы червячных передач

Червячные передачи могут быть классифицированы по расположению червяка относительно колеса: с верхним, нижним и боковым расположением. В курсовом проектировании чаще всего проектируют червячные редукторы с верхним и нижним расположением червяка. В таких редукторах схема расположения подшипников на ведомых валах – «враспор» (см. п. 6.3). Опоры червяка могут быть сконструированы на двух радиально-упорных подшипниках по схеме «враспор» (рис. 9.1, *а*) или на трех подшипниках по схеме, показанной на рис. 9.1, *б*.

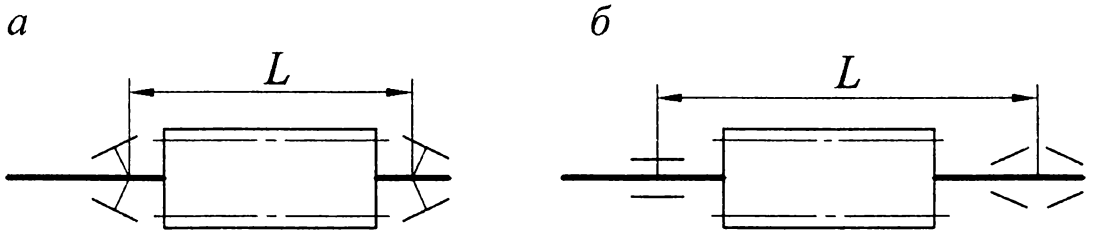


Рис. 9.1. Схемы установки подшипников на вал червяка:
а – «враспор»; *б* – с разными видами опор

Двухстороннее фиксирование червяка от осевых перемещений по схеме «враспор» применяют для коротких валов. Такая конструкция опорных узлов допустима при величине угла контакта подшипника до 18° [4, с. 152] и расстоянии между опорами вала не более [8, с. 65]

$$[L] = C \cdot \sqrt{d_{пк}}, \qquad (9.1)$$

где C – коэффициент, установленный эмпирически ($C = 35$ мм$^{1/2}$ для опор валов на шариковых радиально-упорных подшипниках; $C = 50$ мм$^{1/2}$ для опор на радиально-упорных роликоподшипниках);

$d_{пк}$ – диаметр вала под подшипником, мм.

При расстоянии между опорами червяка больше величины $[L]$, рассчитанной по (9.1), конструируют одну опору плавающей, а другую – фиксирующей (см. рис. 9.1, *б*). Типы подшипников и примеры конструкции плавающей опоры вала приведены на рис. 6.3.

Фиксирующую опору червяка выполняют на двух радиально-упорных подшипниках. При длительной и непрерывной работе передачи используют шариковые радиально-упорные подшипники с целью снижения потерь мощности на трение (см. рис. 6.8, *б*). Поскольку на червяк действует значительная осевая сила, то шариковые подшипники могут иметь большие габаритные размеры. В этом случае им предпочитают роликовые радиально-упорные подшипники как более грузоподъемные (см. рис. 6.8, *д*).

9.2. Типы подшипников качения для фиксирующих и плавающих опор валов червячных передач. Конструкция и смазывание опор

При выборе типа подшипника для фиксирующих и плавающих опор валов редукторных передач в зависимости от условий эксплуатации следует придерживаться рекомендаций, приведенных в п. 6.3.

Примеры конструкций фиксирующей опоры по схеме «враспор» с использованием одного подшипника показаны на рис. 6.5. Наиболее применимыми являются конструкции, когда обе опоры вала одинаковы, когда отверстия под подшипники в корпусе редуктора растачивают с одной стороны и напроход (см. рис. 6.5, *а*, *б*, *д*). Крепления подшипников в корпусе редуктора не требуется.

Таким образом, эти конструкции фиксирующих опор достаточно просты и технологичны, они обеспечивают высокую точность установки валов передач в корпус редуктора. Компенсацию погрешностей изготовления всех деталей в узлах валов и регулирование осевых зазоров в подшипниках осуществляют за счет комплекта тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланцы подшипниковых крышек (см. рис. 6.5).

Плавающую опору червяка чаще всего конструируют на шариковом радиальном однорядном подшипнике (см. рис. 6.4, *а*). В такой опоре внутреннее кольцо подшипника фиксируют с двух сторон по валу, а наружное кольцо оставляют свободным в осевом направлении по корпусу редуктора. Плавание вала происходит вместе с подшипником относительно расточки в корпусе редуктора. Достоинства этой конструкции плавающей опоры:

- возможность ее применения для нежестких валов;
- возможность понижения допусков соосности посадочных мест вала и корпуса под подшипники.

Недостатком является износ поверхностей расточек в корпусе редуктора из-за трения скольжения подшипника при его осевом перемещении вместе с валом. Поэтому применять эту конструкцию следует для той опоры червяка, на которую действует меньшая радиальная реакция, так как она и будет порождать силу трения скольжения при перемещении подшипника относительно расточки в корпусе редуктора.

Выбор и способ смазки подшипников червячной передачи подробно рассмотрены в п. 5.9.

9.3. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов червячных передач

На рис. 9.2 приведен пример конструкции узла входного вала червячной цилиндрической передачи с обозначением сборочной размерной цепи:

- S – замыкающее звено цепи, т. е. осевой зазор обоих подшипников вала;
- A – увеличивающий размер, с ростом которого увеличивается размер замыкающего звена цепи S;
- C – уменьшающие размеры, с увеличением которых уменьшается величина замыкающего звена цепи S;
- K – компенсаторное звено цепи, т. е. суммарная толщина набора тонких металлических прокладок. Этим набором прокладок компенсируют погрешности изготовления осевых размеров всех деталей узла червячного вала.

Как видно из рис. 9.2, величина осевых зазоров в подшипниках зависит от точности изготовления как размеров вала и корпуса, так и размеров насаживаемых на вал деталей. В результате расчета размерной цепи[1] определяют точность изготовления линейных размеров всех деталей узла, а также количество и размеры регулировочных прокладок компенсаторного звена цепи. Окончательную суммарную толщину набора прокладок определяют при монтаже узла червячного вала. Прокладки устанавливают под фланцы подшипниковых крышек и перераспределяют (по

[1] Методику расчета размерных цепей см., напр.: Допуски и посадки. Т. 2.

опорам вала) в процессе регулирования передачи по пятну контакта (см. п. 9.4).

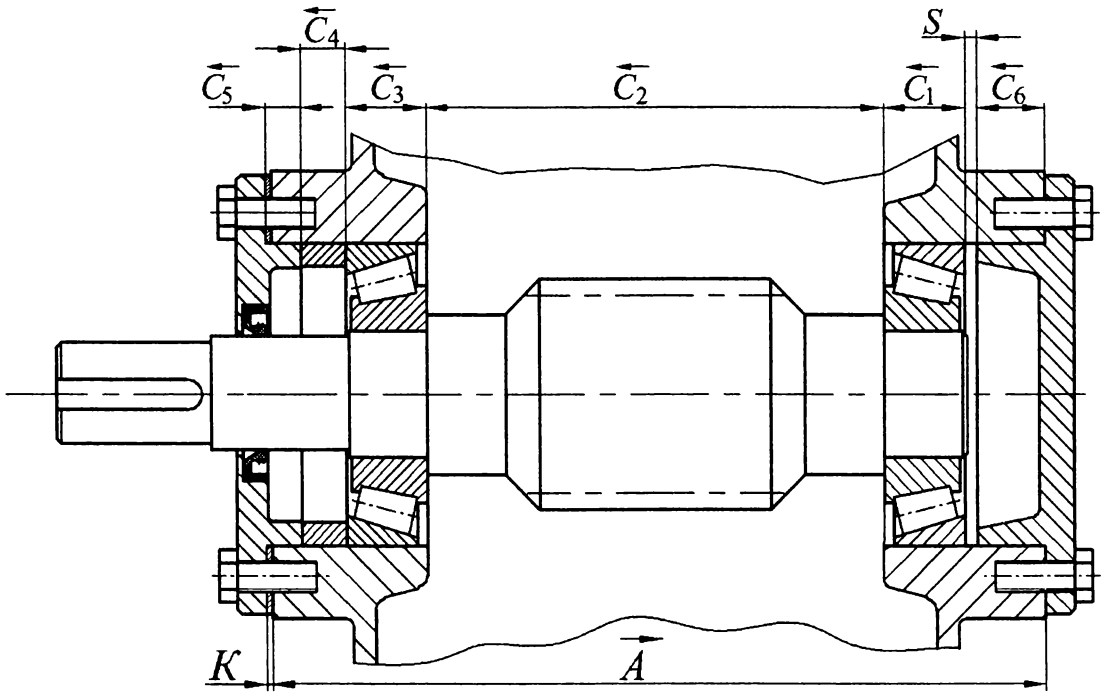


Рис. 9.2. Сборочная размерная цепь для регулирования осевых зазоров в подшипниках опор червяка

На чертежах деталей узла вала обязательно проставляют размеры, входящие в размерную цепь, с теми отклонениями, которые получены в результате расчета размерной цепи.

9.4. Регулирование червячных передач по пятну контакта

ГОСТ 3675–81 распространяется на червячные цилиндрические передачи с межосевым углом 90° и модулем от 1 до 25 мм, с делительным диаметром червяка до 450 мм и делительным диаметром колеса до 6300 мм.

Стандарт устанавливает 12 степеней точности изготовления червячных передач: высокоскоростные передачи изготавливают по 3–6-й степеням точности, а силовые передачи – по 7–9-й. Для червяков, червячных колес и червячных передач каждой степени точности устанавливаются нормы [1, с. 570]:

- кинематической точности;
- плавности работы;
- контакта зубьев и витков.

Для кинематических червячных передач наиболее важна проверка по нормам кинематической точности и плавности работы.

Для силовых передач наиболее важно расположение пятен контакта на зубьях колеса. Поэтому для этих передач суммарное пятно контакта является главным показателем, определяющим контакт зубьев червячного колеса с витками червяка в передаче.

На стадии изготовления червячные цилиндрические колеса и червяки подвергают комплексной или поэлементной проверке точности по соответствующим показателям. Однако следует иметь в виду, что даже полный контроль точности изготовления червячного колеса и червяка не определяет их работоспособности в передаче.

На долговечность передачи существенно влияют следующие факторы:

- точность монтажа и изготовления деталей, сопряженных с колесом и червяком;
- упругие деформации деталей и опорных узлов передачи при работе под полной нагрузкой;
- уменьшение бокового зазора в зацеплении и зазоров в подшипниках опор валов при нагреве передачи.

Поскольку червячные передачи более чувствительны к погрешностям монтажа, нежели цилиндрические зубчатые передачи, то допуски на межосевые расстояния и положение средней плоскости зубчатого венца колеса относительно оси червяка назначают жестче (табл. 9.1, 9.2).

Таблица 9.1

Предельные отклонения межосевого расстояния в передаче $\pm f_a$ [1, с. 582]

Степень точности	$\pm f_a$ при межосевом расстоянии a_w, мм					
	до 80	св. 80 до 120	св.120 до 180	св. 180 до 250	св.250 до 315	св. 315 до 400
7	45	50	60	67	75	80
8	71	80	90	105	110	125
9	110	130	150	160	180	200

Таблица 9.2

Предельное смещение средней плоскости в передаче $\pm f_x$ [1, с. 582]

Степень точности	$\pm f_x$ при межосевом расстоянии a_w, мм					
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
7	34	40	45	50	56	60
8	53	63	71	80	90	100
9	85	100	110	130	140	150

Правильный контакт витков червяка с зубьями колеса получают, если точно выдержаны межосевое расстояние и угол между осями червяка и колеса, обеспечиваемые точностью изготовления, а также если точно совмещена средняя плоскость зубчатого венца колеса с осью червяка [4, с. 104].

Качество монтажа червячной цилиндрической передачи проверяют по пятну контакта витков червяка и зубьев колеса, соответствующему степени точности изготовления передачи (табл. 9.3). Для этого на боковую поверхность нескольких витков червяка наносят специальную краску. После вхождения в зацепление с зубьями колеса на них остаются отпечатки – пятна контакта (рис. 9.3). Проверка точности сборки передачи является полноценной и достоверной только в том случае, если ее выполняют при нагрузке, близкой к рабочей.

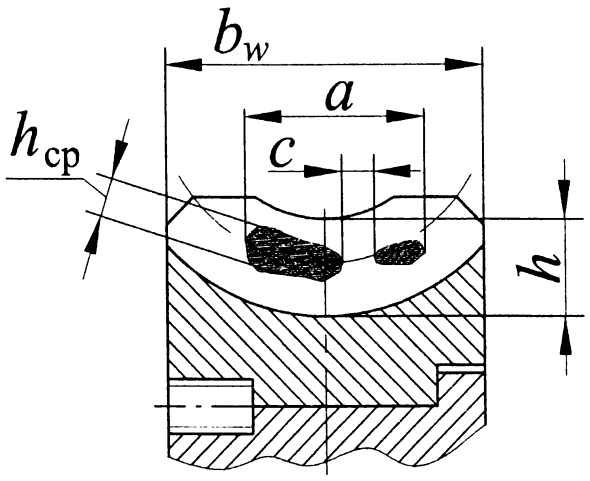


Рис. 9.3. Пятна контакта на зубьях червячного колеса

Численно пятно контакта определяют:

• по длине зуба:

$$\frac{a-c}{b_w}\cdot 100\%,$$

где a – суммарная длина пятен контакта, мм;

c – длина разрыва пятна контакта (учитывают только при $c \geqslant m$; m – модуль колеса), мм;

b_w – ширина зубчатого венца в среднем его сечении, мм;

• по высоте зуба:

$$\frac{h_{ср}}{h}\cdot 100\%,$$

где h – высота зуба колеса в среднем сечении, мм;

$h_{ср}$ – средняя высота наибольшего по площади пятна контакта, мм.

Нормы контакта в червячной передаче назначают в соответствии со степенью точности ее изготовления и монтажа (см. табл. 9.3).

Таблица 9.3

Суммарное пятно контакта [1, с. 584]

Степень точности	Относительные размеры суммарного пятна и отклонение контакта, %	
	по высоте зубьев	по длине зубьев
7	65_{-10}	60_{-10}
8	55_{-15}	50_{-15}
9		

Регулирование передачи по пятну контакта и осевых зазоров в подшипниках осуществляют одним и тем же набором тонких металлических прокладок. В процессе регулирования подшипников определяют суммарную толщину набора прокладок для каждого вала передачи. Положение червячного колеса относительно оси червяка регулируют только после завершения регулирования осевых зазоров в подшипниках обоих валов передачи.

По расположению пятна контакта можно судить о погрешностях монтажа передачи (рис. 9.4). Для правильного расположения колеса относительно червяка следует смещать вал колеса в направлении пятна контакта (на рис 9.4 направления смещения показаны стрелками).

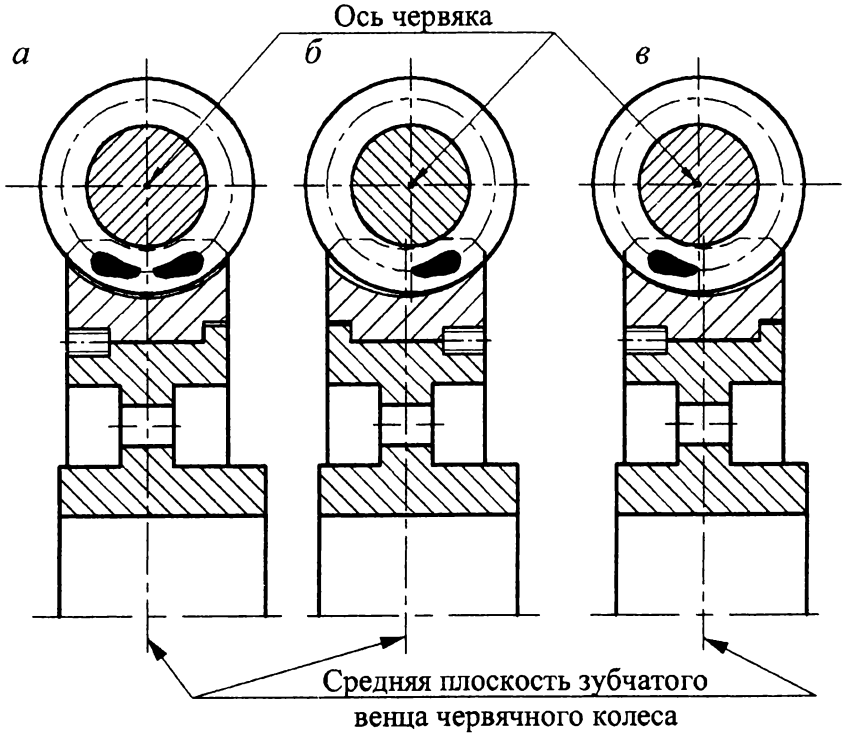


Рис. 9.4. Возможные варианты расположения пятна контакта на зубьях червячного колеса:

а – правильное; *б* – смещение вправо; *в* – смещение влево

Как правило, подшипники вала червячного колеса устанавливают по схеме «враспор», поэтому регулирование положения червячного колеса относительно оси червяка выполняют в такой последовательности:

- вынимают все регулировочные прокладки из-под фланцев подшипниковых крышек;
- смещают вал с колесом до упора зубьев колеса в витки червяка, например влево;
- измеряют зазор между корпусом редуктора и фланцем подшипниковой крышки, например левой (с помощью щупа);
- смещают вал с колесом до упора зубьев колеса в витки червяка, например вправо;
- измеряют зазор между корпусом редуктора и фланцем той же подшипниковой крышки;
- под фланец этой подшипниковой крышки устанавливают набор прокладок, по толщине равный среднеарифметическому значению измеренных зазоров;
- под фланец другой подшипниковой крышки устанавливают остальные прокладки.

10. ВАЛЫ РЕДУКТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

10.1. Материалы и технология изготовления

Выбор материала, вида термической и химико-термической обработки вала определяется конструкцией вала и его опор, нагружением и условиями эксплуатации. Основными материалами для изготовления валов являются углеродистые и легированные стали. В общем машиностроении чаще всего применяют среднеуглеродистую сталь 45 и легированную сталь 40Х с соответствующей термической обработкой. Для высоконапряженных валов ответственных машин используют такие легированные стали, как 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА.

При повышенных требованиях к металлоемкости машины валы могут быть изготовлены из титановых сплавов ВТ3-1, ВТ6 и ВТ9. Быстроходные валы-шестерни, требующие высокой поверхностной твердости, выполняют из цементируемых сталей марок 20Х, 18ХГТ12ХН3А или азотируемых сталей типа 38МЮА (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Механические характеристики материалов валов [4, с. 185]

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ, не менее	Механические характеристики, Мпа					Коэффициент ψ_τ
			$\sigma_в$	$\sigma_т$	$\tau_т$	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст. 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	$\leqslant 120$	240	780	540	290	360	200	0,09
45	$\leqslant 80$	270	900	650	390	410	230	0,10
40Х	$\leqslant 200$	240	790	640	380	370	210	0,09
40Х	$\leqslant 120$	270	900	750	450	410	240	0,10
40ХН	$\leqslant 200$	270	920	750	450	420	230	0,10
20Х	$\leqslant 120$	197	650	400	240	310	170	0,07
12ХН3А	$\leqslant 120$	260	950	700	490	430	240	0,10
18ХГТ	$\leqslant 60$	330	1150	950	660	500	280	0,12

Для изготовления коленчатых и тяжелых валов применяют не только стали, но и высокопрочные (с шаровидным графитом) и модифицированные чугуны. Чугунные валы обладают меньшей прочностью, но более совершенными формами (особенно коленчатые). Валы из чугуна менее чувствительны

к смещению опор благодаря меньшему модулю упругости, чем у стали. Чугунные валы обладают повышенной демпфирующей способностью.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, для валов большего диаметра и фасонных валов – поковки. Валы подвергают токарной обработке и последующему шлифованию посадочных мест, высоконапряженные валы шлифуют по всей длине. Торцы валов выполняют с фасками для облегчения посадки насаживаемых деталей и во избежание повреждения рук рабочих.

10.2. Нагружение, разрушение и расчеты валов редукторных передач

Валы относят к числу наиболее ответственных деталей машин. Валы испытывают напряжения изгиба, кручения, растяжения и сжатия. Существенное изменение формы вала в результате его радиальной податливости или действия колебаний, а тем более разрушение вала приводят к выходу из строя всей машины. Поэтому к валам предъявляют высокие требования как по точности изготовления и монтажа, так и по прочности, жесткости, устойчивости к колебаниям. Все расчеты валов могут быть разделены, например, на три группы (рис. 10.1).

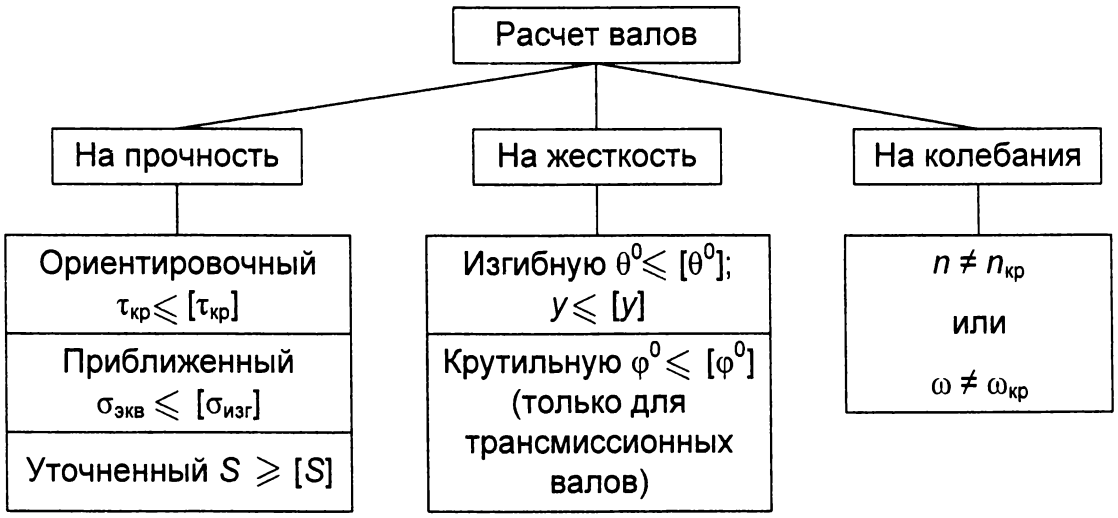


Рис. 10.1. Классификация расчетов валов передач

Основными критериями работоспособности валов являются:

1) сопротивление усталости, которое оценивают коэффициентом запаса прочности S;

2) жесткость, контролируемая прогибом вала y в местах посадок на него деталей, а также углом наклона θ или углом закручивания φ сечений вала.

Расчеты на прочность для всех валов обязательны. Следует иметь в виду, что ориентировочный и приближенный расчеты валов на прочность являются проектными, а уточненный расчет – проверочным.

Расчеты валов на жесткость чаще всего носят вспомогательный характер. Вместе с тем для некоторых типов передач расчеты валов на жесткость могут иметь первостепенную важность. Например, в червячной передаче расчет червяка на изгибную жесткость обязателен.

10.2.1. Ориентировочный расчет валов на прочность

Когда специалист приступает к конструированию вала, ему, как правило, известен только крутящий момент, нагружающий вал (или он может быть легко рассчитан по мощности, передаваемой валом, и его частоте вращения). Именно поэтому предварительное (первоначальное) определение диаметра вала, необходимое для эскизирования, расчетов и конструирования узла, производят из условия прочности вала на кручение:

$$\tau_{кр} \leqslant [\tau_{кр}], \text{ или } \quad \tau_{кр} = \frac{T}{W_\rho} = \frac{T}{(\pi \cdot d_в^3)/16} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_в^3} \leqslant [\tau_{кр}], \qquad (10.1)$$

где T – крутящий момент, Н·мм;

W_ρ – полярный момент сопротивления сечения вала, мм^3;

$d_в$ – диаметр вала в расчетном сечении, мм;

$[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение на кручение (для стальных валов $[\tau_{кр}] = 14...20$ МПа [4, с. 312].

Из (10.1) можно получить зависимость для расчета диаметра вала:

$$d_в \geqslant \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}.$$

Полученное значение диаметра вала округляют до ближайшего стандартного по нормальным рядам чисел (см. прил. 2). Затем приступают к эскизированию узла вала.

10.2.2. Приближенный расчет валов на прочность

Приближенный расчет вала не является обязательным и в учебной литературе практически не описан. Необходимость данного расчета определяется:

- повышенной степенью ответственности проектируемой машины;
- неясностью пути дальнейшего конструирования вала. Например, предстоит решить вопрос: «Каким будет вал: гладким или ступенчатым?»

либо «До какой величины можно уменьшить ориентировочно рассчитанный диаметр вала?».

В процессе предварительного эскизирования узла вала определяют точки приложения внешних и опорных нагрузок на вал, строят эпюры изгибающих и крутящего моментов. Затем приступают к приближенному расчету вала на совместное действие изгиба и кручения.

Внешние нагрузки, действующие на вал в разных плоскостях, раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости. При этом принимают допущения:

- силы можно считать действующими в одной плоскости, если они расположены в плоскостях под углом до 30°;
- при отклонениях сил от координатных плоскостей на угол не более 15° их можно совмещать с этими координатными плоскостями [8, с. 17].

Результирующий максимальный изгибающий момент определяют путем геометрического сложения изгибающих моментов, действующих во взаимно перпендикулярных координатных плоскостях:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Максимальный эквивалентный момент в наиболее нагруженном сечении вала может быть определен, например, по энергетической теории прочности (при соотношении $\tau_т / \sigma_т = 0{,}58$):

$$M_{экв} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0{,}75T^2}.$$

Необходимый диаметр вала в его наиболее нагруженном сечении определяют из условия прочности вала на изгиб:

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{экв}}{W_x} = \frac{M_{экв}}{(\pi \cdot d_в^3)/32} = \frac{32 \cdot M_{экв}}{\pi \cdot d_в^3} \leqslant [\sigma_{изг}], \qquad (10.2)$$

отсюда

$$d_в \geqslant \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{экв}}{\pi \cdot [\sigma_{изг}]}}. \qquad (10.3)$$

В расчетных формулах (10.2) и (10.3) величину допускаемого напряжения изгиба следует выбирать по табл. 10.1 в зависимости от марки стали, из которой изготовлен вал.

После определения минимально возможной величины диаметра вала в самом нагруженном его сечении производят корректировку конструкции всего вала или отдельных его участков.

Наилучшие результаты в конструировании узла можно получить, если провести одновременно два проектных расчета:

- приближенный расчет вала на прочность;
- проектный расчет подшипников этого вала.

Затем приступают к проверочному расчету вала на усталостную прочность.

10.2.3. Уточненный расчет валов на усталостную прочность

Уточненный расчет на сопротивление усталости выполняют после окончательного конструирования вала. Этот расчет носит проверочный характер и отражает влияние:

1) различия в характере циклов нормальных $\sigma_{изг}$ и касательных $\tau_{кр}$ напряжений;

2) силы концентраторов напряжений;

3) абсолютных размеров и шероховатости поверхностей участков вала в проверяемых сечениях;

4) механических свойств материала вала.

Общепринято вести расчеты валов на усталостную прочность при следующих допущениях [4, с. 190]:

- напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, для которого

$$\sigma_a = \sigma_{max} = M_\Sigma / W_x \text{ и } \sigma_m = 0;$$

- напряжения кручения изменяются по отнулевому циклу, для которого

$$\tau_m = \tau_a = 0{,}5\tau_{max} = 0{,}5T/W_\rho.$$

В ответственных и высокоточных передачах валы подвергают расчетам на усталостную прочность по всем сечениям, имеющим концентраторы напряжений.

Валы редукторных передач средней точности рассчитывают на усталостную прочность в наиболее опасных сечениях по совместному действию

нормальных и касательных напряжений. Как правило, при расчете любого вала редуктора проверяют два наиболее опасных сечения, например:

• входной вал: сечение хвостовика вала (концентратор – шпоночный паз) и сечение под шестерней (концентратор – зубья вала-шестерни или шпоночный паз, если шестерня съемная);

• промежуточный вал: сечение под колесом (концентратор – шпоночный паз) и сечение под шестерней (концентратор – зубья вала-шестерни или шпоночный паз, если шестерня съемная);

• выходной вал: сечение под колесом (концентратор – шпоночный паз) и сечение хвостовика (концентратор – шпоночный паз).

Условие обеспечения усталостной прочности имеет вид

$$S \geqslant [S], \tag{10.4}$$

где S – расчетный (фактический) коэффициент запаса прочности вала в проверяемом сечении;

$[S]$ – минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности, $[S] = 1{,}5\ldots2{,}5$ [4, с. 190].

При высокой точности расчетов или высокой ответственности машины принимают $[S] = 1{,}3\ldots 1{,}5$. В этом случае обязательно выполнение расчета вала на жесткость.

Итак, расчетный коэффициент запаса прочности вала в опасном сечении определяют по зависимости

$$S_{\text{в}} \geqslant \frac{S_\sigma + S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^{\,2} + S_\tau^{\,2}}}, \tag{10.5}$$

где S_σ, S_τ – коэффициенты запаса прочности вала при действии напряжений изгиба и кручения соответственно.

Коэффициенты запаса прочности S_σ, S_τ вычисляют по формулам

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma\text{д}} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \; S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau\text{д}} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \sigma_m}, \tag{10.6}$$

где σ_{-1},τ_{-1} – пределы выносливости материала вала соответственно при изгибе и кручении, МПа;

σ_a, τ_a – амплитудные значения напряжений при изгибе и кручении соответственно, МПа;

σ_m, τ_m – средние значения напряжений при изгибе и кручении соответственно, МПа;

$K_{\sigma д}$, $K_{\tau д}$ – коэффициенты снижения предела выносливости вала, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении;

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала вала к асимметрии цикла напряжений при изгибе и кручении соответственно.

Соотношение коэффициентов чувствительности к асимметрии цикла таково: $\psi_\tau \approx 0{,}5\psi_\sigma$. Для поверхностно не упрочненных сталей коэффициент ψ_τ не превышает 0,1 (см. табл. 10.1). При поверхностном упрочнении вала коэффициенты чувствительности ψ_σ, ψ_τ значительно выше. В частности, для цементированных сталей $\psi_\sigma = 0{,}5\ldots0{,}6$.

Коэффициенты $K_{\sigma д}$ и $K_{\tau д}$ вычисляют по следующим зависимостям [6, с. 77]:

$$K_{\sigma д} = \left(\frac{k_\sigma}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1\right) \cdot \frac{1}{k_v}, \quad K_{\tau д} = \left(\frac{k_\tau}{k_d} + \frac{1}{k_F} - 1\right) \cdot \frac{1}{k_v}, \qquad (10.7)$$

где k_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 10.2);

k_σ – коэффициент концентрации напряжений по изгибу (табл. 10.3);

k_τ – коэффициент концентрации напряжений по кручению (см. табл. 10.3);

k_F – коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности вала (табл. 10.4);

k_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 10.5).

Таблица 10.2

Значения коэффициента k_d [4, с. 191]

Напряженное состояние и материал	k_d при диаметре вала, мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб, сталь углеродистая	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Кручение (любая сталь), изгиб (сталь легированная)	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 10.3

Коэффициенты концентрации напряжений k_σ и k_τ [6, с. 78]

Концентратор	k_σ при $\sigma_в$, Мпа		k_τ при $\sigma_в$, Мпа		Момент сопротивления осевой W_x	Момент сопротивления полярный W_ρ
	до 700	до 1000	до 700	до 1000		
Галтель D/d = 1,25…2,00:						
при r/d = 0,02	2,50	3,50	1,80	2,10	$\pi \cdot d_в^3/32$	$\pi \cdot d_в^3/16$
при r/d = 0,06	1,85	2,00	1,40	1,53		
при r/d = 0,10	1,60	1,64	1,25	1,35		
Выточка радиусом r:						
при r/d = 0,02	1,90	2,35	1,40	1,70	$\pi \cdot d_в^3/32$	$\pi \cdot d_в^3/16$
при r/d = 0,06	1,80	2,00	1,35	1,65		
при r/d = 0,10	1,70	1,85	1,25	1,50		
Шпоночный паз	1,75	2,00	1,50	1,90	$\frac{\pi \cdot d_в^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (b-t)^2}{2 \cdot d_в}$	$\frac{\pi \cdot d_в^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (b-t)^2}{2 \cdot d_в}$
Шлицы прямобочные	1,60	1,75	2,45	2,80	$\xi \cdot \pi \cdot d_в^3/32$	$\xi \cdot \pi \cdot d_в^3/16$
Шлицы эвольвентные, валы-шестерни	1,60	1,75	1,50	1,60	$\pi \cdot d^3/32$	$\pi \cdot d^3/16$
Витки червяка	2,30	2,50	1,70	1,90	$\pi \cdot d_f^3/32$	$\pi \cdot d_f^3/16$
Резьба	1,80	2,40	1,20	1,50	$\pi \cdot d_1^3/32$	$\pi \cdot d_1^3/16$

Примечания:

1. Коэффициент ξ = 1,125 для шлицев легкой серии; ξ = 1,205 для шлицев средней серии; ξ = 1,265 для шлицев тяжелой серии.

2. Обозначения в формулах: $d_в$ – внутренний диаметр (для прямобочных шлицев), d – делительный диаметр (для эвольвентных шлицев и валов-шестерен).

Таблица 10.4

Коэффициент k_F [4, с. 191]

Вид механической обработки	R_a, мкм	$k_{F\sigma}$ при $\sigma_в$, Мпа		$k_{F\tau}$ при $\sigma_в$, Мпа	
		$\leqslant 700$	> 700	$\leqslant 700$	> 700
Шлифование тонкое	До 0,2	1,00	1,00	1,00	1,00
Обтачивание тонкое	0,2…0,8	0,99…0,93	0,99…0,91	0,99…0,96	0,99…0,95
Шлифование чистовое	0,8…1,6	0,93…0,89	0,91…0,86	0,96…0,94	0,95…0,92
Обтачивание чистовое	1,6…3,2	0,89…0,86	0,86…0,82	0,94…0,92	0,92…0,89

Для проведения уточненного расчета вала необходимо составить расчетную схему узла вала. Чтобы составить расчетную схему, например, узла первого вала редуктора, надо (рис. 10.2):

• изобразить эскиз вала-шестерни (без подшипников или показать их тонкими линиями);

• вычертить ниже кинематическую схему узла вала (в проекционной связи с эскизом);

• показать все силы, приложенные к шестерне. Силу нормального давления на зуб шестерни F_n для удобства анализа и расчета разложить на три взаимно перпендикулярные составляющие: окружную F_t, радиальную F_r и осевую F_a. Затем приложить эти силы к шестерне в точке зацепления;

• приложить опорные реакции со стороны вала к подшипникам;

• проставить и обозначить на кинематической схеме вала расстояния между опорами вала и от точки зацепления до одной из опор вала;

• построить эпюры крутящего и изгибающих моментов, нагружающих вал.

Таблица 10.5

Коэффициент k_v [4, с. 191]

Вид упрочнения поверхности вала	Значения k_v при		
	$K_\sigma = 1{,}0$	$K_\sigma = 1{,}1 \ldots 1{,}5$	$K_\sigma \geqslant 1{,}8$
Закалка ТВЧ	1,30…1,60	1,6…1,7	2,4…2,8
Азотирование	1,15…1,25	1,3…1,9	2,0…3,0
Накатка роликом	1,20…1,40	1,5…1,7	1,8…2,2
Дробеструйный наклеп	1,10…1,30	1,4…1,5	1,6…2,5
Без упрочнения	1,00	1,00	1,00

На эскизе вала надо обозначить все сечения с концентраторами напряжений. Затем следует провести анализ этих сечений, в результате чего выявить два наиболее опасных сечения. Именно эти сечения и следует подвергнуть уточненному расчету на усталостную прочность по (10.4).

Из рис. 10.2 видно, что наиболее опасными сечениями являются:

• сечение А–А как наиболее ослабленное. Вал в этом сечении имеет наименьший диаметр. Нагрузка – крутящий момент. Концентратор напряжений – шпоночный паз;

• сечение Б–Б как наиболее нагруженное. В этом сечении наибольший крутящий момент и максимальные значения изгибающих моментов от всех трех составляющих силы нормального давления на зуб. Концентрато-

ром напряжений являются зубья шестерни. Расчетный диаметр вала в этом сечении – диаметр впадин шестерни.

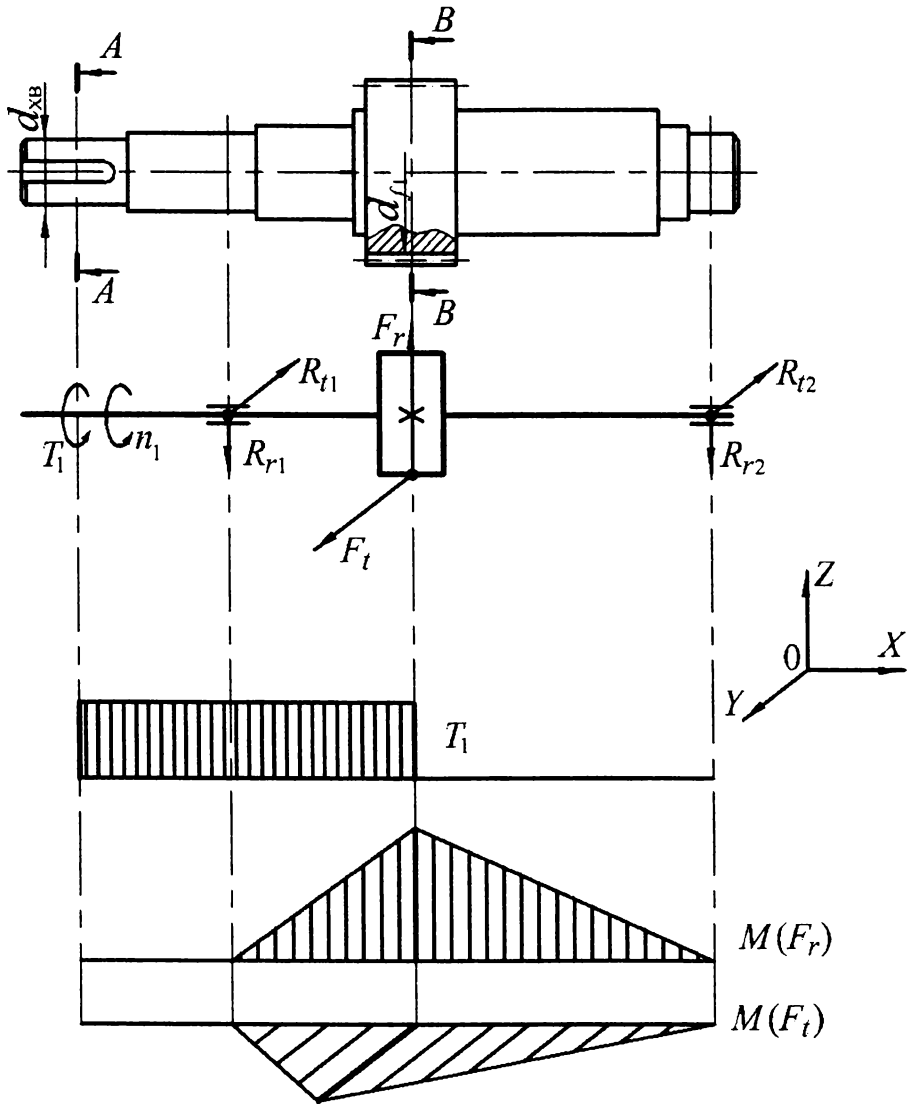


Рис. 10.2. Расчетная схема быстроходного вала цилиндрической прямозубой передачи

Если в результате расчета получено, что вал в этих двух сечениях имеет достаточный коэффициент запаса усталостной прочности, то в остальных сечениях его проверять не надо, так как диаметр вала в них больше, чем в сечении А–А, а нагрузка меньше, чем в сечении В–В.

Расчет вала в сечении А–А. В сечении вал нагружен только крутящим моментом, следовательно, расчет проводят согласно (10.4), но по касательным напряжениям:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geqslant [S].$$

Расчет вала в сечении В–В. В сечении действует крутящий момент и максимальные изгибающие моменты в двух координатных плоскостях, следовательно, расчет проводят согласно (10.4) – (10.7). Входящие в них коэффициенты выбирают по табл. 10.2 – 10.5. Амплитудные и средние значения напряжений вычисляют по зависимостям

$$\sigma_a = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W_x}; \quad \sigma_a = 0; \quad \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2W_\rho}.$$

Если в результате расчета будет установлено, что усталостная прочность вала в каком-либо его сечении недостаточна, то необходимо принять следующие конструктивные или технологические меры (расположены по мере усиления их действия):

1) повысить поверхностную прочность вала за счет термической обработки или наклепа;

2) конструктивно ослабить силу концентратора, например увеличить радиус галтели;

3) заменить материал вала на более прочный;

4) увеличить абсолютные размеры сечения вала.

Наиболее эффективно поверхностное упрочнение пластическим деформированием (обкатка роликом, обдувка дробью и т. п.) или физическими методами (лучом лазера, ионной бомбардировкой и др.) зон концентрации напряжений: проточек, шпоночных пазов, галтелей и др.

10.3. Расчеты валов редукторных передач на жесткость

Расчет вала на жесткость обязателен только для особо точных машин, когда деформации вала существенно влияют на работу сопряженных с ним деталей. Например, недопустимый прогиб вала может вызвать:

- относительный перекос зубчатых колес, что, в свою очередь, может привести к поломке зубьев из-за усиления концентрации нагрузки по длине зуба;
- защемление тел качения подшипников в результате чрезмерного угла наклона цапф вала и др.

Расчет на жесткость для валов зубчатых передач носит вспомогательный характер: его выполняют, только если в каком-либо сечении вал имеет

коэффициент запаса прочности менее 1,5. Для червячных передач расчет червяка на изгибную жесткость обязателен. Его проводят по условию

$$y \leqslant [y],$$

где y – максимальный прогиб упругой линии вала (рис. 10.3);

$[y]$ – допустимый прогиб упругой линии вала; для червяка $[y] \leqslant 0{,}008 \cdot m$ (m – модуль зацепления) [5, с. 316].

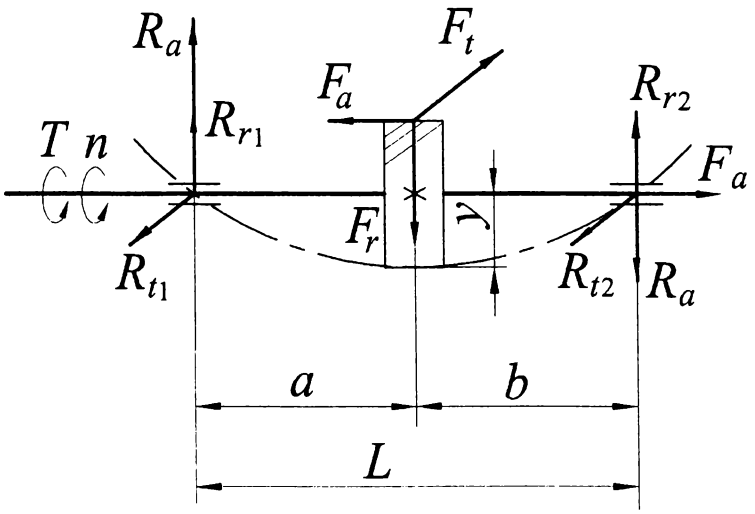


Рис. 10.3. Схема вала для расчета на изгибную жесткость

Величину максимального прогиба упругой линии вала можно вычислить по формуле

$$y = \frac{(F_д + 0{,}5 \cdot F_в) \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J}, \qquad (10.8)$$

где $F_д$, $F_в$ – вес деталей, насаженных на вал, и вала, Н;

L – расстояние между опорами вала, мм;

E – модуль Юнга, $E = 2{,}15 \cdot 10^5$ МПа;

J – момент инерции сечения вала, $J = (\pi \cdot d_в^4)/64$, мм^4.

В случае недостаточной жесткости вала-червяка необходимо принять следующие меры:

- уменьшить расстояние между опорами вала;
- увеличить диаметр вала.

Уменьшение расстояния между опорами вала – весьма существенная мера, так как этот параметр возводится в куб (см. (10.8)). Увеличение диа-

метра червяка в самом нагруженном сечении возможно только после перерасчета заново параметров передачи. Это является крайней конструктивной мерой.

10.4. Конструирование валов редукторных передач

Валы проектируют после окончания расчетов и конструирования передач и подшипников опорных узлов. В процессе конструирования валов осуществляют:

- разработку технологии изготовления вала;
- согласование размеров участков вала с размерами насаживаемых на него деталей;
- обеспечение надежности базирования деталей на валу;
- выбор типа соединения «вал – ступица» для посадки колеса на вал и передачи вращающего момента;
- выбор варианта осевой фиксации по валу сопряженных с ним деталей;
- выбор способа расположения подшипников в опорах вала и регулирования зазоров в них;
- выбор конструкции уплотнений опорных узлов вала.

Входной и выходной валы редуктора имеют хвостовики или концевые участки, которые используют для насаживания на них полумуфт, шкивов ременных передач или звездочек цепных передач. Все эти детали устанавливают на валы по переходным посадкам, так как в процессе эксплуатации машины эти узлы подлежат многократным переборкам.

Хвостовики могут иметь как цилиндрическую, так и коническую форму. Если хвостовик вала имеет цилиндрическую форму, то после нескольких переборок соединения плотность посадки уменьшается. Напротив, конический хвостовик обеспечивает точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и демонтажа узла, а также заданную плотность посадки за счет продвижения ступицы по валу в осевом направлении (в сторону большего основания конуса) при повторных сборках узла.

При наличии на хвостовике концевого участка с наружной метрической резьбой (для крепления полумуфты торцевой шайбой и гайкой) его отделяют проточкой по ГОСТ 10549–80 (табл. 10.3).

Хвостовики валов изготавливают по соответствующему стандарту: цилиндрические хвостовики – по ГОСТ 12080–66 (прил. 10), а конические хвостовики – по ГОСТ 12081–72 (прил. 11).

10.4.1. Обзор концентраторов напряжений на валах

Концентратором напряжений является любое изменение формы вала. Для осевой фиксации насаживаемых на вал деталей выполняют ступени, проточки и резьбу. Для передачи вращающего момента применяют шпоночные, шлицевые, штифтовые и винтовые соединения, которые вызывают необходимость ослабления вала, в виде шпоночных пазов, сквозных отверстий или отверстий с резьбой в радиальном направлении относительно оси вала.

При изготовлении резьбового или шлифованного участка на валу необходима канавка (проточка) для выхода инструмента (рис. 10.4, 10.5). Размеры проточки, разделяющей резьбовой и гладкий участки вала, указаны в табл. 10.6. Канавки для выхода шлифовального круга могут иметь различную форму (рис. 10.5); размеры канавок указаны в табл. 10.7.

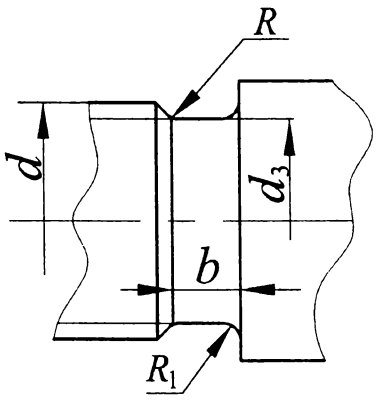


Рис. 10.4. Проточка на концевом участке вала

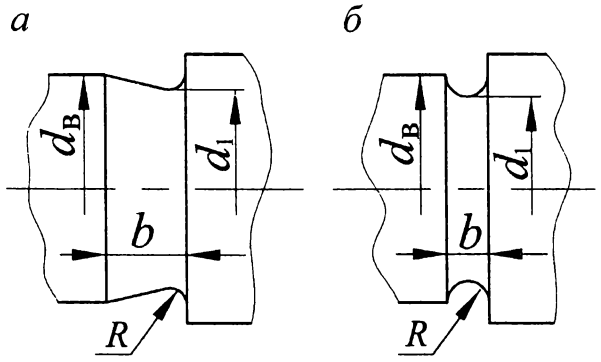


Рис. 10.5. Канавки для выхода шлифовального круга:
а – с конусом; *б* – круглая

Канавки на валах – это сильные концентраторы напряжений, поэтому их не следует выполнять на участках вала, испытывающих значительные нагрузки. В этих местах лучше использовать плавное сопряжение со-

седних участков ступени вала, т. е. выполнять галтель (рис. 10.6). Причем, чем больше радиус сопряжения, тем меньше концентрация напряжений. Наиболее распространена галтель постоянного радиуса (рис. 10.6, *а*).

Таблица 10.6

Проточки на концевых участках валов по ГОСТ 10549 – 80, мм

Шаг резьбы	b	R	R_1	d_3
1,00	3	1,0	0,5	$d-1,5$
1,25	4			$d-1,8$
1,50				$d-2,2$
1,75				$d-2,5$
2,00	5	1,6		$d-3,0$
2,50	6		1,0	$d-3,5$
3,00				$d-4,5$

Таблица 10.7

Канавки для выхода шлифовального круга, мм [5, с. 74]

$d_в$	b	d_1	R
10...50	3,0	$d_{в-0,5}$	1,0
50...100	5,0	$d_{в-1,0}$	1,6
Св.100	8,0		2,0
	10,0		3,0

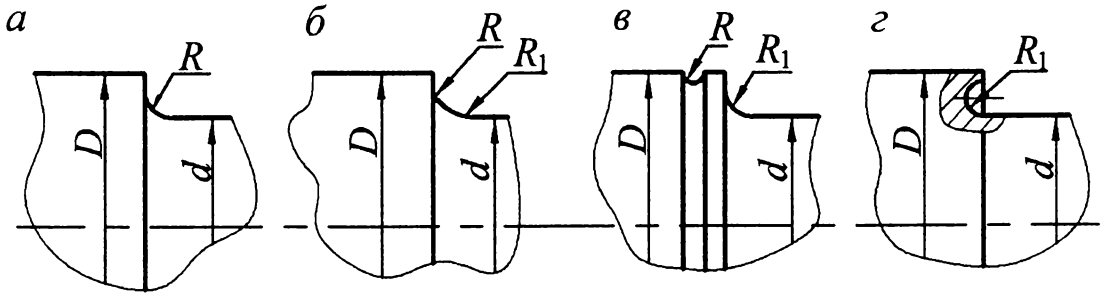


Рис.10.6. Разновидности галтелей на валах:
а – с одним радиусом; *б* – с двумя радиусами; *в* – с разгружающей проточкой; *г* – с поднутрением

В наиболее напряженных местах возможно оформление галтели двумя радиусами (рис. 10.6, *б*). Заметно снижает концентрацию напряжений ступени вала выполнение рядом с галтелью разгружающей проточки (рис. 10.6, *в*) или оформление галтели с поднутрением (рис. 10.6, *г*). Разгружающие канавки на валу рядом со ступенью, на которую посажена сту-

пица с гарантированным натягом, уменьшают концентрацию напряжений на поверхности вала от посадки.

Итак, ступени на валах выполняют:

• для создания торцевой поверхности с целью осевой фиксации насаживаемой на вал детали;

• для приближения формы вала к форме балки равного сопротивления изгибу, т. е. тела вращения, образующая которого – кубический параболоид.

Размеры ступени и радиус галтели определяются величиной фаски насаживаемой детали (рис. 10.7). Так, например, в зависимости от меньшего диаметра ступени вала d назначают высоту заплечика t, размер фаски на посадочном цилиндре ступицы f, радиус скругления r под кольцо подшипника (табл. 10.8).

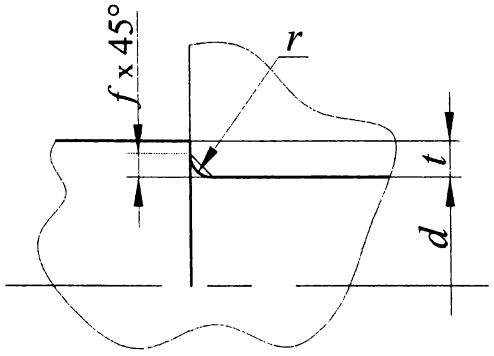


Рис. 10.7. Размеры ступени на валу

Таблица 10.8

Размеры ступени на валу, мм [4, с. 46]

d	r	f	t
17...22	1,5	1,0	3,0
24...30	2,0	1,0	3,5
32...38	2,5	1,2	3,5
40...44	2,5	1,2	3,5
45...50	3,0	1,6	4,0
52...58	3,0	2,0	4,5
60...65	3,5	2,0	4,6
67...75	3,5	2,5	5,1
80...85	3,5	2,5	5,6
90...95	4,0	3,0	6,5

Примечание. В таблице приведена приближенная величина размера r. Размер r должен быть меньше координаты фаски кольца подшипника. Точное значение координаты фаски кольца подшипника – в соответствующем стандарте на подшипники.

Размеры радиусов галтелей на промежуточных участках валов можно назначать в зависимости от меньшего диаметра ступени (табл. 10.9).

Таблица 10.9

Размеры радиусов галтелей на промежуточных участках валов, мм [4, с.178]

Размер	Значения			
Диаметр меньшей ступени	20…28	32…45	50…70	80…100
Радиус галтели	1,6	2,0	2,5	3,0

Примечание. Остальные размеры ступени следует выбирать по табл. 10.8.

Для повышения технологичности процесса изготовления вала следует принимать одинаковыми:

- радиусы галтелей;
- размеры фасок;
- размеры канавок для выхода инструмента.

Для передачи вращающего момента в редукторных передачах, используемых в общем машиностроении, применяют соединение вала со ступицей с помощью призматической шпонки. Шпоночный паз, получаемый дисковой фрезой, вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем обработанный концевой фрезой.

Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их располагают на одной образующей и выполняют одной ширины, выбранной по меньшему диаметру вала.

Шлицевое соединение «вал – ступица» меньше снижает сопротивление усталости вала, чем шпоночное. Его применяют в передачах крупносерийного производства. Эвольвентные шлицы более технологичны, чем прямобочные, и вызывают меньшую концентрацию напряжений.

Для уменьшения номенклатуры шлицевых фрез, сокращения времени на их переустановку размеры зубьев на разных участках вала принимают по возможности одинаковыми (по меньшему диаметру).

10.4.2. Конструирование входных валов редукторов

Входные или быстроходные валы в редукторах, как правило, изготавливают в виде валов-шестерен. В зубчатых цилиндрических передачах входные валы имеют (рис. 10.8):

- концевой участок (хвостовик) диаметром $d_{хв}$;
- участок под уплотнение диаметром $d_{пк}$ (может быть того же диаметра, что и под подшипником);

• цапфы под подшипники диаметром $d_{пк}$;

• участок, на котором нарезают зубья шестерни, с наибольшим диаметром d_a;

• промежуточные участки между цапфами и зубьями шестерни диаметром $d_в$.

Концевые участки валов конструируют по одному из вариантов, рассмотренных в п. 10.4. Причем наличие резьбового участка на конце хвостовика обусловлено конструкцией муфты: есть ли место для этого участка между торцами соединяемых валов или нет.

Следующий участок вала под уплотнение может быть изготовлен того же диаметра, что и под подшипник. В этом случае поле допуска под уплотнение должно обеспечивать посадку уплотнения на вал с гарантированным зазором. Иначе этот участок может быть изготовлен меньшего диаметра, чем цапфа под подшипник, причем на 1–2 мм.

Для осевой фиксации подшипника на валу необходим бурт. Диаметр бурта определяется размерами внутреннего посадочного диаметра подшипника и фаски кольца подшипника. Его величина составляет $d + t$ (см. табл. 10.8). Таким диаметром изготавливают промежуточные участки вала-шестерни, расположенные между подшипниками и нарезанной частью вала. На рис. 10.8 он обозначен $d_в$.

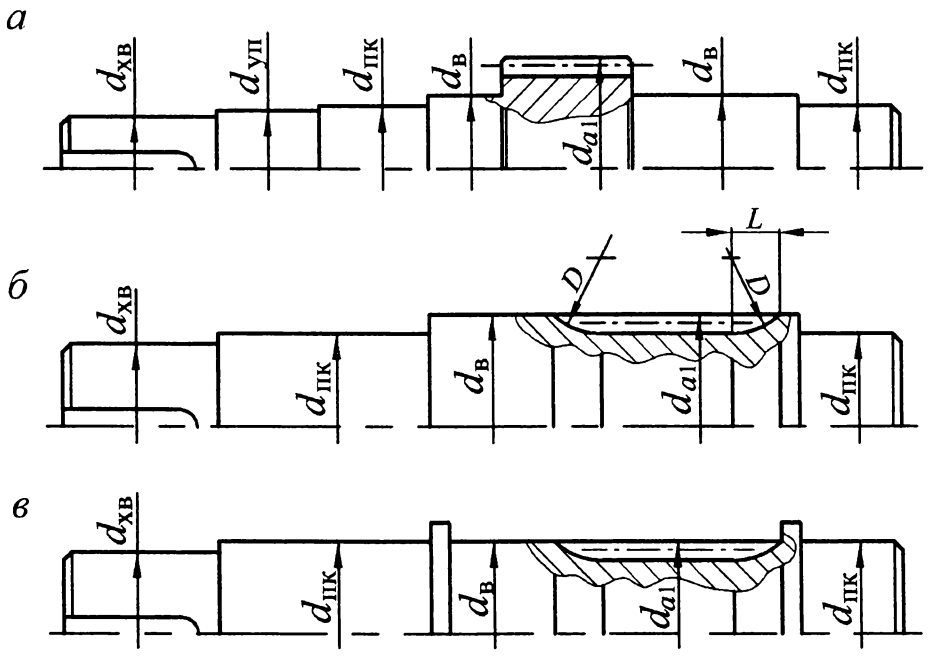


Рис. 10.8. Варианты конструкций входных валов зубчатых цилиндрических передач:
а – при $d_a > d_{пк}$; *б* – при $d_a = d_в$; *в* – при $d_a = d_{пк}$

Форма вала на участках между цапфами под подшипники зависит от соотношения диаметров d_a и $d_{пк}$.

Участок вала, на котором нарезаны зубья шестерни, может иметь:

1) диаметр d_a, превышающий диаметр вала под подшипник $d_{пк}$ (рис. 10.8, *а*);

2) диаметр d_a, равный диаметру промежуточного участка вала $d_в$ (рис. 10.8, *б*);

3) диаметр d_a, меньший диаметра вала под подшипник $d_{пк}$ (рис. 10.8, *в*).

Как видно из рис. 10.8, при соотношении диаметров $d_a \leqslant d_{пк}$ средний участок вала выполняют по одному из вариантов, показанных на рис. 10.5, предусматривая участки вала для выхода фрезы, нарезающей зубья.

Диаметр фрезы выбирают в зависимости от модуля зубьев и степени точности передачи (табл. 10.10). Длину L участка выхода фрезы определяют графически. Допускают выход этого участка на бурт вала, в который упирается внутреннее кольцо подшипника.

Таблица 10.10

Диаметр фрезы для нарезания зубьев цилиндрической шестерни [4, с. 181]

Степень точности	Диаметр фрезы, мм, при модуле, мм					
	2,00–2,25	2,50–2,75	3,00–3,75	4,0–4,5	5,0–5,5	6,0–7,0
7	90	100	112	125	140	160
8 – 10	70	80	90	100	112	125

Промежуточные участки (см. рис. 10.8, *в*) можно выполнять конической формы. Это усложняет изготовление вала, но повышает его усталостную прочность.

Входные валы конических передач двухконсольные, т. е. шестерню располагают консольно относительно опор вала, на противоположном концевом участке вала (хвостовике) устанавливают полумуфту или шкив ременной передачи.

При посадке подшипников на вал по схеме «врастяжку» осевые зазоры в них регулируют круглой шлицевой гайкой и стопорят многолапчатой шайбой (см. п. 8.4). На валу в этом месте нарезают резьбу под гайку наружным диаметром $d_р$ (рис. 10.9) и паз под лапку шайбы (см. прил. 7).

Диаметр промежуточного участка вала между цапфами под подшипники выполняют на 1–2 мм меньше посадочного диаметра подшипника. Диаметр $d_{в1}$ – свободный размер, на чертеже детали на него назначают до-

пуск свободного размера и выполняют соответствующую надпись в технических требованиях.

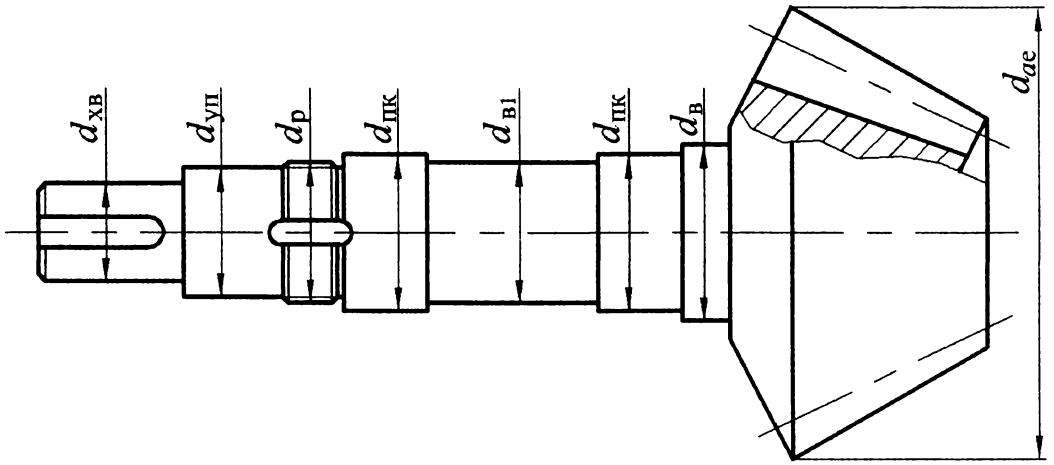


Рис. 10.9. Входной вал-шестерня конической передачи

Размеры ступени для осевой фиксации подшипника со стороны шестерни следует конструировать по табл. 10.8. Диаметр $d_в$ также является свободным размером.

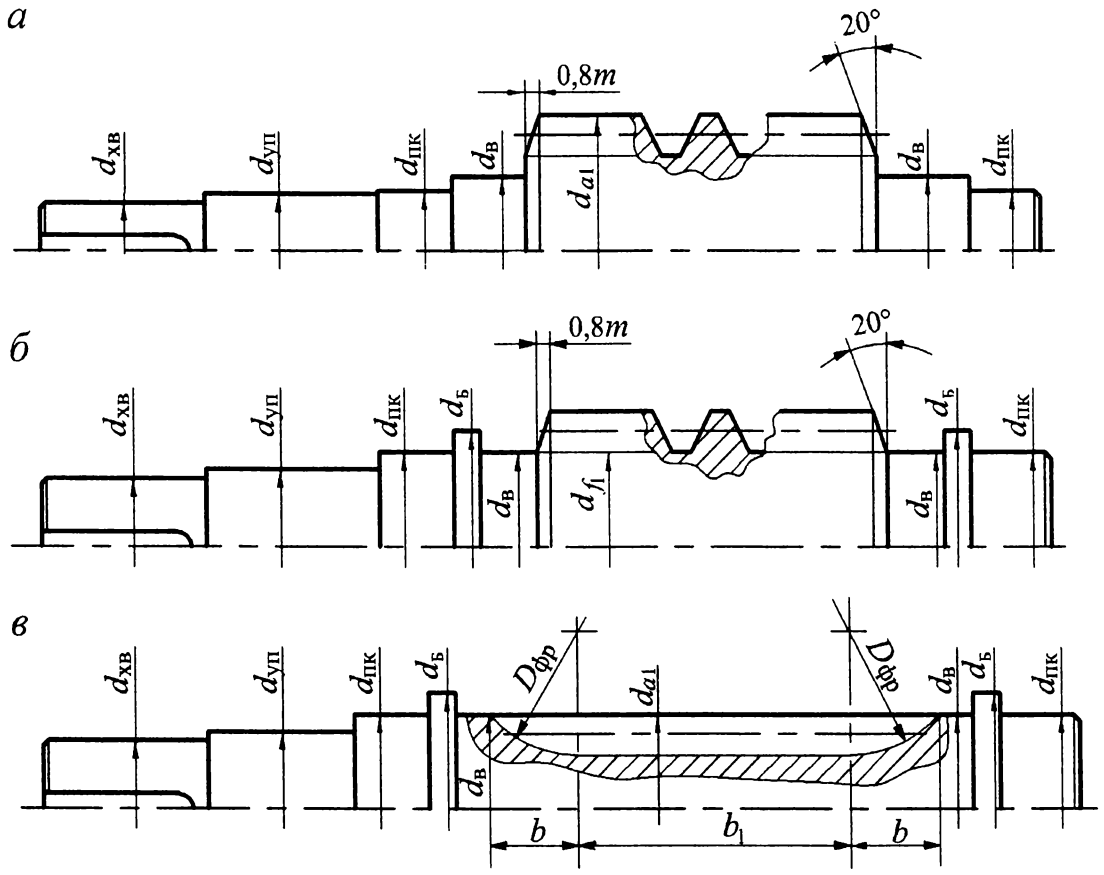


Рис. 10.10. Варианты конструкций входных валов червячных передач:
а – при $d_a > d_{пк}$; *б* – при $d_f = d_{пк}$; *в* – при $d_f \leqslant d_{пк}$

Входные валы червячных передач – это червяки. Их крайне редко выполняют съемными. Червяки по конструкции очень похожи на цилиндрические валы-шестерни. Отличие состоит в том, что на среднем участке нарезаны витки, а не зубья.

Конструкция вала в целом зависит от соотношения наружного диаметра червяка d_a и диаметра цапфы вала $d_{пк}$. Как видно из рис. 10.10, *а*, при соотношении диаметров $d_a > d_{пк}$ промежуточные участки вала диаметром $d_в$ конструируют согласно табл. 10.8.

При $d_a \leqslant d_{пк}$ червячный вал может быть сконструирован по одному из вариантов (рис. 10.10, *б, в*). При соотношении диаметров $d_f \leqslant d_{пк}$ для осевой фиксации подшипников на валу необходимы бурты.

Размер диаметра бурта $d_Б$ назначают так же, как при конструировании ступени на валу, согласно табл. 10.8. Длины промежуточных участков сбега резьбы червяка b выполняют не менее 35...40 мм при модуле $m \geqslant 10$ мм [5, с. 151][1].

10.4.3. Конструирование промежуточных валов редукторов

Промежуточные валы в двухступенчатых редукторах чаще всего изготавливают в виде валов-шестерен. Следовательно, их конструируют так же, как и входные валы редукторов (см. п. 10.4.2). Отличительный признак промежуточных валов в том, что они не имеют хвостовиков.

На соседнем с шестерней участке вала предусматривают посадочный цилиндр для зубчатого колеса второй ступени редуктора диаметром $d_к$. Шестерню от этого участка вала отделяют буртом диаметром $d_{в1}$. При необходимости со стороны шестерни выполняют дополнительную ступень диаметром $d_в$ (рис. 10.11).

Между ступицей зубчатого колеса и внутренним кольцом подшипника устанавливают дистанционное кольцо для удержания их на определенном расстоянии друг относительно друга. Кольцо насаживают на вал по тому же диаметру, что и подшипник (рис. 10.12).

Поскольку дистанционное кольцо должно иметь надежный контакт с кольцом подшипника и со ступицей колеса (высота поверхности контакта – t_1 и t соответственно), то его конструируют Г-образного сечения. Одновременно дистанционное кольцо должно гарантировать демонтаж подшипника с вала (размер k). Назначать размеры t_1 и t следует по табл. 10.8, а размер k – по табл. 6.3 и 6.4. Все размеры, необходимые для конструирования дистанционного кольца, определяют графически.

---

[1] Другие виды конструкций входных валов цилиндрических, конических и червячных передач рассмотрены в учебном пособии «Конструирование узлов и деталей машин» [4, с. 216–227].

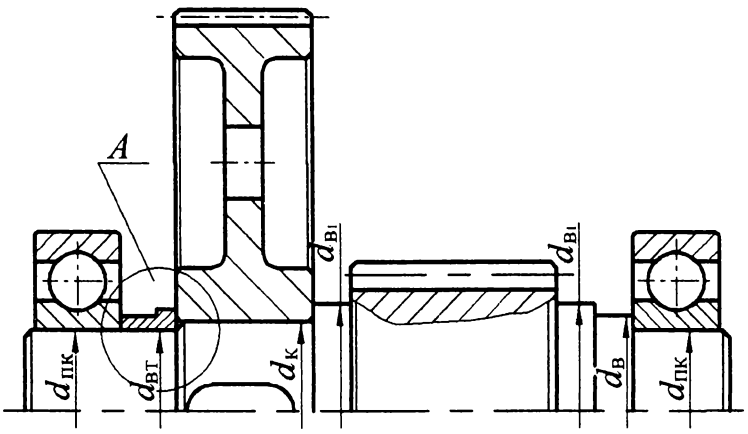


Рис. 10.11. Узел промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора

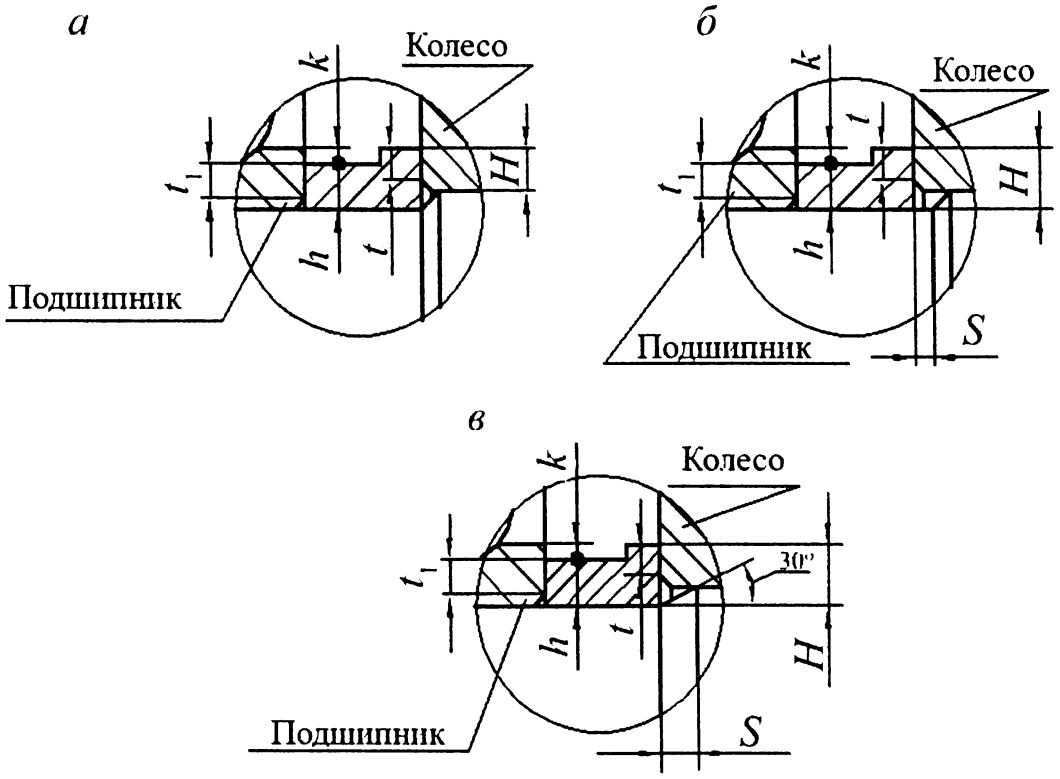


Рис. 10.12. Варианты конструирования узла установки дистанционного кольца на промежуточном валу редуктора

При установке дистанционного кольца на вал необходимо исключить контакт трех деталей: вала, ступицы колеса и дистанционного кольца. Этого можно достичь несколькими методами, например:

1) если длина участка вала под ступицей колеса равна длине ступицы, то можно снять фаску на ступени вала размером, равным высоте сту-

пени. Таким образом, вал будет исключен из контакта с дистанционным кольцом (рис. 10.12, *а*). При этом посадка колеса на вал может быть переходной или с малым натягом;

2) если сконструировать ступицу длиннее участка вала, на который насаживают колесо, то вал гарантированно не будет контактировать с дистанционным кольцом (рис. 10.12, *б*);

3) если колесо насаживают на вал по посадке с большим гарантированным натягом, то для удобства монтажа на валу выполняют заходной конус (рис. 10.12, *в*). В этом случае контакт вала с дистанционным кольцом исключен.

10.4.4. Конструирование выходных валов редукторов

Выходные или тихоходные валы в редукторах, как правило, имеют (рис. 10.13, *а*):

- концевой участок (хвостовик) диаметром $d_{хв}$;
- участок диаметром $d_{уп}$ под уплотнение;
- цапфы под подшипники диаметром $d_{пк}$;
- участок диаметром d_a, на который насаживают зубчатые или червячные колеса;
- промежуточные участки диаметром $d_в$ между цапфами под подшипники и посадочным местом под колесо.

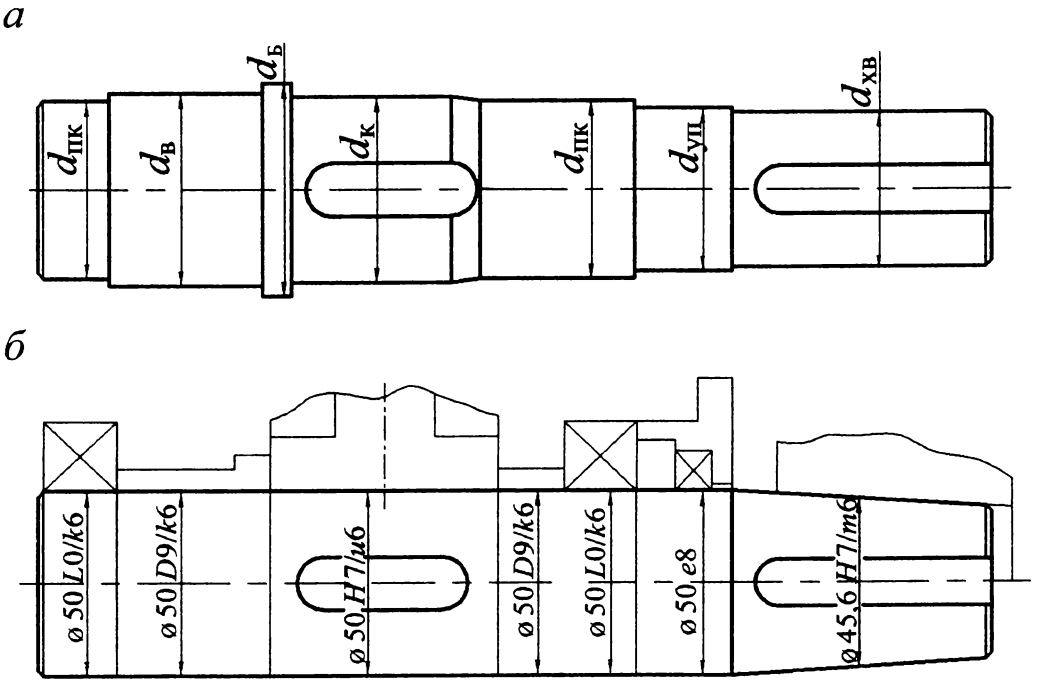


Рис. 10.13. Варианты конструкции выходных валов редукторных передач:
а – ступенчатый вал; *б* – гладкий вал

Хвостовик вала может быть как цилиндрической формы, так и конической. Участок вала под уплотнение может иметь тот же диаметр, что и участки вала под подшипники. Высоту каждой ступени конструируют согласно табл. 10.9. Самый большой диаметр $d_Б$ имеет бурт, созданный для осевой фиксации колеса на валу.

Ступенчатая конструкция вала и шпоночное соединение колеса с валом позволяют применить посадку колеса на вал с сочетанием полей допусков: *H*7/*p*6 или *H*7/*r*6. Подшипники нулевого класса точности насаживают на вал по посадкам: *L*0/*k*6, *L*0/*m*6, *L*0/*n*6.

Под уплотнение вал обрабатывают с допуском под посадку с гарантированным зазором: *d*8, *e*8 или *f*8. Диаметры бурта $d_Б$ и промежуточных участков вала $d_в$ являются свободными.

Между подшипником и колесом (со стороны хвостовика) на вал устанавливают дистанционное кольцо того же посадочного диаметра, что и подшипник. Посадка кольца на вал – комбинированная: *D*8/*k*6, *D*8/*m*6, *D*8/*n*6.

Вал может быть изготовлен гладким, т. е. одного номинального диаметра (рис. 10.13, *б*). Различные участки вала под насаживаемые на него детали обрабатывают с различными допусками, за счет чего обеспечивается требуемый характер их сопряжения с валом.

Посадки деталей, устанавливаемых на вал, могут быть назначены исходя из условий нагружения (табл. 10.11).

Таблица 10.11

Допуски и посадки деталей на вал [4, с. 131; 6, с. 69]

Деталь	Вид нагрузки	Сочетание полей допусков
Подшипники	Легкий и средний режимы нагружения	Шариковые: *L*0/j_S6, *L*0/*k*6 Роликовые: *L*0/*k*6, *L*0/*m*6
	Ударные нагрузки	Роликовые: *L*0/*n*6
Зубчатые и червячные колеса	Легкий и средний режимы нагружения	*H*7/*p*6 (при $d_в < 120$ мм) *H*7/*r*6, *H*7/*s*6 (при $d_в \geqslant 100$ мм)
	Ударные нагрузки	*H*7/*r*6 (при $d_в < 120$ мм) *H*7/*s*6 (при $d_в \geqslant 100$ мм)
	Частые переборки соединения	*H*7/*k*6, *H*7/*m*6, *H*7/*n*6
Дистанционные кольца	Любой режим нагружения	*H*7/*h*6, *H*8/*h*7 или *D*9/*h*9, *D*9/*k*6
Полумуфты	Легкий и средний режимы нагружения	*H*7/*k*6, *H*7/*m*6, *H*7/*n*6
	Ударные нагрузки	*H*7/*p*6, *H*7/*r*6
Допуск вала под уплотнение	Любой режим нагружения	*d*8, *e*8 или *f*8

Итак, гладкие валы технологичнее, поскольку время на изготовление вала и расход металла существенно меньшие, чем при изготовлении ступенчатого вала. Это особенно важно в условиях крупносерийного производства.

При индивидуальном и мелкосерийном производстве валы можно конструировать ступенчатыми для осевой фиксации деталей на валах. Это позволяет осуществлять посадки деталей на валы с меньшими натягами, что облегчает сборку узла вала.

10.5. Базирование. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей валов редукторов

Валы изготовляют в центрах или приспособлении. В первом случае основной базой вала является ось центров, а во втором случае – общая ось шеек вала под подшипники.

При изготовлении вала в центрах все его поверхности обрабатывают с одной установки и переналадки оборудования не требуется. На чертеже такого вала ось центров обозначают как основную базу детали. На все посадочные поверхности вала проставляют допуски расположения (соосности, биения) относительно оси центров (рис. 10.14, *а*).

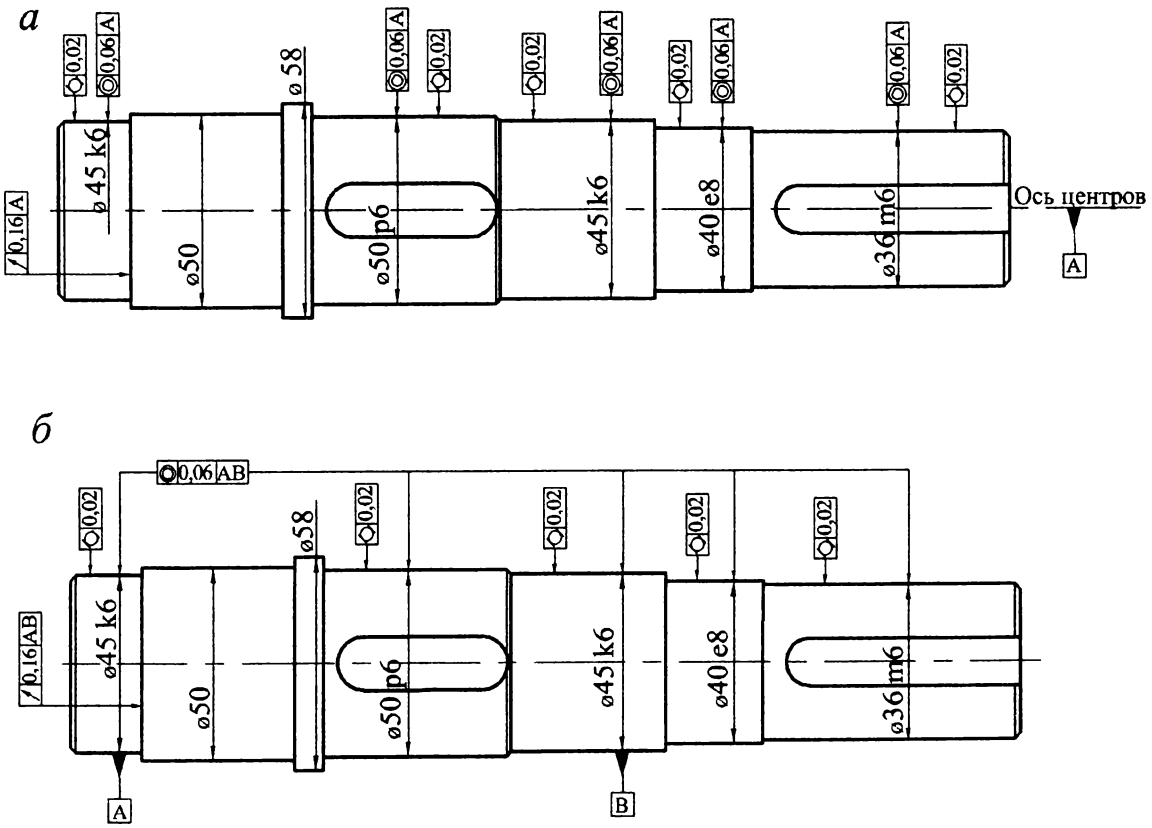


Рис. 10.14. Базирование валов при изготовлении:
а – по оси центров; *б* – по общей оси шеек под подшипники

Выбор формы центровых отверстий определяется условиями эксплуатации вала (табл. 10.12). Формы и размеры центровых отверстий в зависимости от диаметра вала приведены в прил. 12.

Таблица 10.12

Применение форм центровых отверстий [6, с. 73]

Обозначение формы отверстия	Область применения центрового отверстия
A	В случаях, когда после обработки необходимость в центровых отверстиях отпадает В случаях, когда сохранность центровых отверстий в процессе эксплуатации вала гарантируется его термообработкой
B	В случаях, когда центровые отверстия являются базой для многократного использования В случаях, когда центровые отверстия сохраняются в готовых изделиях
R	В случаях, когда требуется повышенная точность обработки
F, H	Для монтажных работ, транспортирования, хранения и термообработки валов в вертикальном положении

При изготовлении вала в приспособлении технологический процесс осуществляют в несколько этапов. Сначала изготавливают (с назначенной соосностью) шейки вала под подшипники (рис. 10.14, *б*). Затем переустанавливают вал в специальное приспособление и все остальные его поверхности обрабатывают относительно базовой оси.

На чертеже такого вала оси каждой шейки под подшипник присваивают буквенное обозначение. В этом случае основной базой вала является общая ось шеек под подшипники. Затем на все посадочные поверхности вала проставляют допуски расположения (соосности, биения) относительно базового участка его оси (см. рис. 10.14, *б*).

Таблица 10.13

Шероховатость поверхностей валов [6, с. 69]

Поверхность	Диаметр вала, мм	Шероховатость
Поверхность шеек под подшипники класса точности 0	До 80	*Ra* 1,6
	Св. 80 до 500	*Ra* 3,2
Поверхности под зубчатые и червячные колеса	До 80	*Ra* 1,6
	Св. 80	*Ra* 3,2
Поверхности под ступицы муфт, шкивов, звездочек	До 80	*Ra* 3,2
	Св. 80	
Поверхности под манжетные уплотнения (HRC $\geqslant$ 30…50)	Любой	*Ra* 0,1…0,2
Остальные свободные поверхности вала	Любой	*Ra* 6,3…12,5

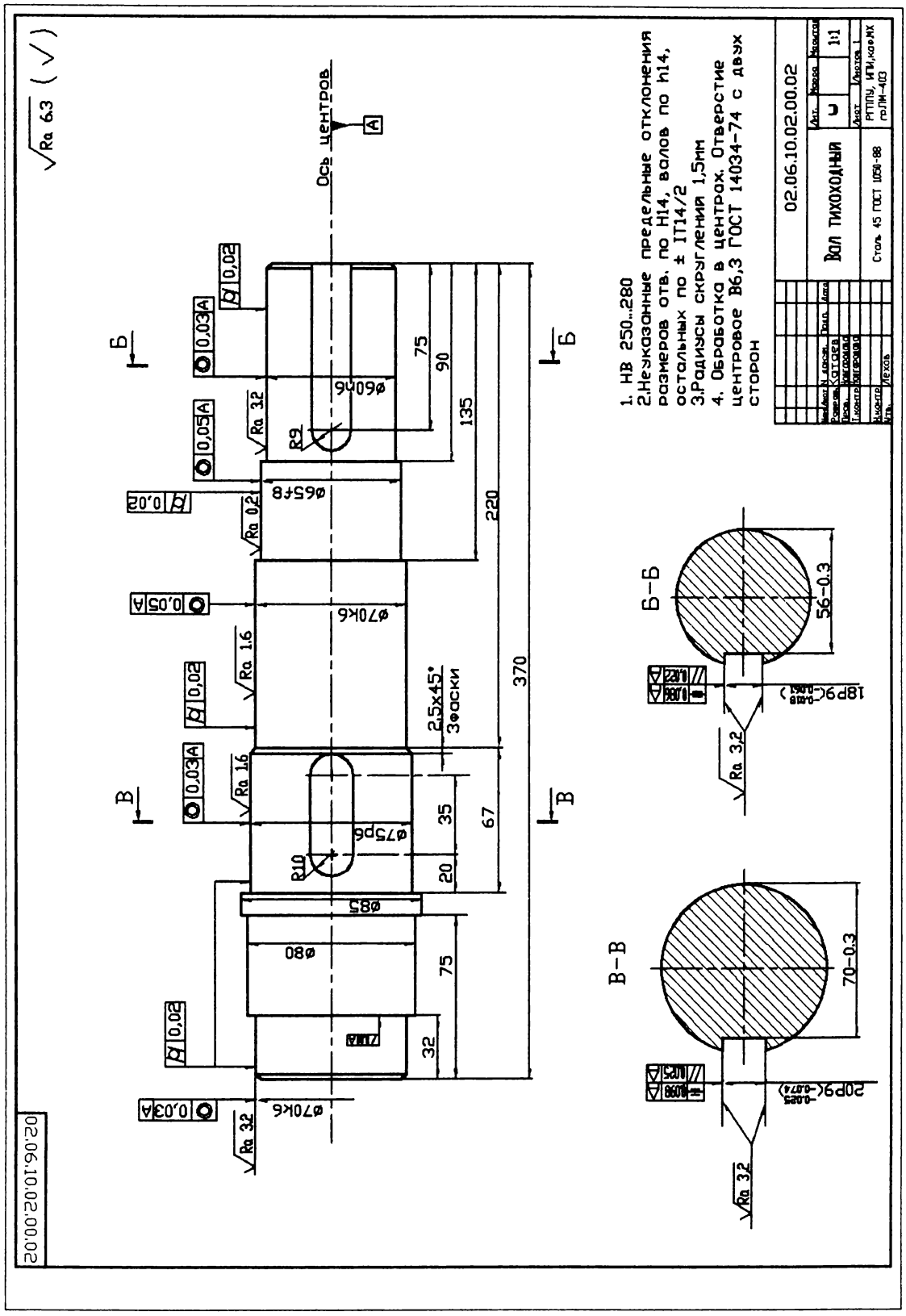


Рис. 10.15. Пример оформления чертежа вала редуктора

Шероховатость посадочных поверхностей вала зависит от их размеров и типа посадок деталей на вал (табл. 10.13).

Шероховатость торцевых поверхностей заплечиков вала для упора в них насаживаемых на вал деталей назначают на один класс ниже шероховатости цилиндрических поверхностей вала под эти детали.

10.6. Пример оформления чертежа вала редуктора

На рис. 10.15 приведен пример рабочего чертежа тихоходного вала редуктора. Основная база вала – ось центров. Она обозначена буквой *А*. В технических требованиях выполнена надпись: «Обработка в центрах. Отв. центровое *В* 6,3 ГОСТ 14034–74 с двух сторон».

На все посадочные поверхности проставлены допуски соосности этих участков вала с базовой осью, а также допуски цилиндричности.

Следует обратить внимание на то, что при простановке допуска соосности размерная линия и линия-выноска лежат на одной прямой. Допуск на торцевое биение проставлен только на заплечик ступени левой опоры вала, так как длина этой шейки вала под подшипник меньше $0{,}8d_в$.

11. КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ТИПА «ВАЛ – СТУПИЦА»

11.1. Обзор возможных видов соединений типа «вал – ступица»

Для передачи вращения и нагрузки от вала к зубчатому колесу, шкиву, звездочке и другим соосным с валом деталям широко используют соединения типа «вал – ступица». Различают два основных способа передачи крутящего момента в этих соединениях: жесткий и фрикционный (табл. 11.1).

Таблица 11.1

Классификация соединений типа «вал – ступица»

Способ передачи нагрузок	Вид соединения
Жесткий	Шпоночное, шлицевое, винтовое, штифтовое, профильное
Фрикционный	Клеммовое и посадкой с гарантированным натягом

При жестком способе момент передают посредством деталей, устанавливаемых в соединении и предотвращающих относительные передвижения и поворот вала и ступицы. При фрикционном способе момент передают за счет сил трения на сопряженных поверхностях вала и ступицы. Возможно сочетание жесткого и фрикционного способов.

В мелкосерийном производстве (в малонагруженных узлах) чаще всего применяют посадки с гарантированным натягом, реже – шпоночные соединения, в которых шпонка передает вращающий момент, смягчает посадку и предотвращает относительный поворот соединяемых деталей. В крупносерийном и массовом производстве (при значительных или циклических нагрузках) предпочтительнее использование более совершенных шлицевых соединений.

11.2. Шпоночные соединения: выбор, расчет и конструирование

Шпоночные соединения ступицы с валом применяют преимущественно в тех случаях, когда посадку с натягом не удается реализовать по условиям прочности ступицы или по технологическим причинам, связанным с изготовлением и сборкой узла. Посадка ступицы на вал в силовом шпо-

ночном соединении может быть свободнее, чем посадка с гарантированным натягом, т. е. переходная. Использование посадок с зазором недопустимо, поскольку зазоры приводят к износу посадочных поверхностей в результате их относительного скольжения [4, с. 83].

Шпоночный паз в ступице изготовляют долблением или протягиванием одношлицевой протяжкой, а на валу – дисковой или пальцевой фрезой. Дисковые фрезы обеспечивают большую производительность процесса и точность изготовления паза. Чистота поверхностей рабочих граней паза выше, чем при использовании пальцевых фрез. Недостаток паза, выполненного дисковой фрезой, – отсутствие осевой фиксации шпонки в пазу вала. Поэтому наиболее распространен способ изготовления шпоночных пазов на валах пальцевыми фрезами.

11.2.1. Выбор размеров шпонок и расчет на прочность

Основной элемент шпоночного соединения – шпонка, т. е. деталь, устанавливаемая в пазах двух соосных цилиндрических деталей: вала и ступицы. Шпонка препятствует относительному повороту ступицы и вала и служит для передачи вращающего момента от вала к ступице и наоборот. Осевой фиксации ступицы по валу шпонка не обеспечивает. С этой целью применяют дистанционные втулки, установочные винты и другие детали.

В редукторных передачах широко используют ненапряженное шпоночное соединение, обеспечивающие лучшее центрирование ступицы по валу (рис. 11.1). Его собирают с радиальным зазором между шпонкой и днищем паза в ступице. В паз вала шпонку устанавливают по переходным посадкам или посадкам с гарантированным натягом. Передача вращения и момента в таком соединении осуществляется боковыми гранями шпонок.

К недостаткам ненапряженных шпоночных соединений следует отнести:

1) малую несущую способность;

2) ослабление вала и ступицы пазами под шпонку;

3) концентрацию напряжений изгиба и кручения, вызываемую пазом в валу.

Шпонки обычного назначения изготовляют из углеродистых сталей 45, 50, 60 светлого проката или чисто тянутых профилей, поставляемых по ГОСТ 8787–68.

В высоконагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей, например стали 40Х, с термообработкой до $H = 35....45$ HRC и последующей шлифовкой рабочих граней.

Размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ (см. рис. 11.1) выбирают по соответствующему стандарту в зависимости от диаметра вала d (табл. 11.2).

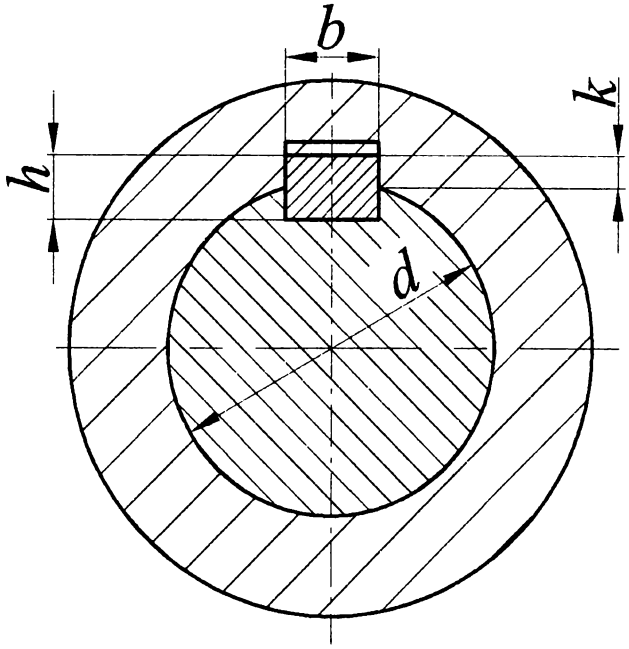


Рис. 11.1. Соединение ступицы с валом посредством призматической шпонки

Длину шпонки выбирают из нормального ряда чисел и назначают на 8...10 мм меньше длины ступицы, которая обычно составляет $l_{ст} = (0{,}8...1{,}5)d$. Во избежание неравномерности нагружения шпонки ее длина не должна превышать $1{,}5d$ [4, с. 80].

Широкое применение нашли призматические шпонки по ГОСТ 23360–78 и ГОСТ 8790–79, врезающиеся в пазы ступицы и вала примерно на одинаковую величину своей высоты (см. рис. 11.1). Эти шпонки имеют прямоугольное сечение с соотношением сторон $b/h = 1$ (при $d < 22$ мм) и $b/h = 2$ (при $d > 22$ мм). Торцы шпонок могут быть плоскими или скругленными. В узлах машин эти шпонки могут быть силовыми, направляющими и скользящими, что достигается подбором посадок шпонки в пазы вала и ступицы (табл. 11.3).

Таблица 11.2

Размеры призматических шпонок [6, с. 125]

Диаметр вала, мм		Размеры шпонки, мм			Фаска или радиус, мм	
Свыше	До	Ширина b	Высота h	Длина L	min	max
6	8	2	2	6...20	0,16	0,25
8	10	3	3	6...36		
10	12	4	4	8...45		
12	17	5	5	10...56	0,25	0,40
17	22	6	6	14...70		
22	30	8	7	18...90		
30	38	10	8	22...110	0,40	0,60
38	44	12	8	28...140		
44	50	14	9	38...160		
50	58	16	10	45...180		
58	65	18	11	50...200		
65	75	20	12	56...220	0,60	0,80
75	85	22	14	63...250		
85	95	25	14	70...280		
95	110	28	16	80...320		
110	130	32	18	90...360		
130	150	36	20	100...400	1,00	1,20

Примечание. Допуск на ширину шпонки – $h9$, на высоту шпонки – $h9$ при высоте шпонки до 7 мм и $h11$ при высоте шпонки свыше 7 мм. Длину шпоночного паза на валу выполняют по $h14$, а в ступице – по $H15$.

Таблица 11.3

Посадки призматических и сегментных шпонок

Вид соединения	Поля допусков			Название шпонки	Назначение соединения
	шпонки	паза вала	паза ступицы		
Плотное	$h9$	$P9$	$P9$, $Js9$*	Врезная	Для неподвижных соединений при ударном нагружении
Нормальное		$N9$	$Js9$, $D10$*	Закладная	Для неподвижных соединений при спокойной нагрузке

* Рекомендуется для длинных шпонок, имеющих длину $l > 2d$.

Расчет призматической шпонки выполняют по условиям прочности на срез и смятие. Расчет носит условный характер, так как его осуществляют при допущениях:

1) напряжения смятия $\sigma_{см}$ равномерно распределены по поверхностям контакта шпонки с валом и ступицей;

2) плечо сил, действующих на шпонку, принято равным $0{,}5d$.

Условия прочности призматической шпонки, передающей крутящий момент T:

• на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot k \cdot l_р} \leqslant [\sigma_{см}]; \qquad (11.1)$$

• на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_р} \leqslant [\tau_{ср}], \qquad (11.2)$$

где d – диаметр вала;

$l_р$ – рабочая длина шпонки, равная длине поверхности контакта шпонки со ступицей;

k – глубина врезания шпонки в ступицу, $k = 0{,}4h$ (см. рис. 11.1).

При спокойной нагрузке $[\tau_{ср}] = 70\ldots100$ Мпа; для стальной ступицы $[\sigma_{см}] = 130\ldots200$ Мпа, для чугунной – $[\sigma_{см}] = 80\ldots110$ Мпа [5, с. 86]. Меньшие значения допускаемых напряжений принимают при переменной и ударной нагрузках. При реверсивной нагрузке значения допускаемых напряжений смятия уменьшают в 1,5 раза, а при ударной нагрузке – в 2 раза [5, с. 86].

Если условия прочности шпонки не выполняются и перегрузка превышает 5%, то следует:

• или увеличить рабочую длину $l_р$ шпонки до $1{,}5d$;

• или поставить в соединении две (под 180°) или три (под 120°) шпонки;

• или заменить шпоночное соединение шлицевым либо соединением с гарантированным натягом.

11.2.2. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений

При конструировании шпоночных соединений придерживаются следующих рекомендаций:

1. При изготовлении паза вала пальцевой фрезой длину паза выполняют на 0,5…1,0 мм больше длины шпонки с целью исключения пригонки торцов шпонки по пазу.

2. Расстояние от шпоночного паза до ближайшего заплечика на валу принимают 2...3 мм (при $d_в < 30$ мм) или 4...5 мм (при $d_в > 30$ мм); на концевом участке вала это расстояние увеличивают на 1...2 мм с целью повышения прочности вала по галтели.

3. На концевых участках валов паз целесообразнее выполнять с выходом на торец вала и применять шпонку с одним плоским торцом. Это способствует увеличению рабочей длины шпонки и упрощает процесс насаживания деталей на хвостовик вала.

4. Перепад диаметров ступеней вала назначают из условия свободного прохода насаживаемых деталей без удаления шпонки из паза вала.

5. При наличии двух и более пазов на валу их располагают по одной образующей. Размеры поперечного сечения этих шпонок назначают одинаковыми, исходя из ступени меньшего диаметра [5, с. 87].

6. Если по каким-либо причинам не удается обеспечить требуемый перепад диаметров ступеней вала, то следует использовать закладную призматическую шпонку, устанавливаемую в паз вала по переходной посадке. Это позволяет вынимать шпонку из паза вала при монтаже детали на вал или ее демонтаже.

7. Установленные вплотную зубчатые колеса, передающие вращающие моменты разных знаков (ведущее и ведомое колеса) лучше насаживать на разные шпонки, а передающие моменты одного знака – на одну шпонку.

11.2.3. Допуски на размеры и расположение рабочих граней шпоночных пазов

Допуск на перекос боковых граней пазов (допуск параллельности $IT_{//}$) в 2 раза меньше допуска на смещение (допуска симметричности $IT_{=}$), потому что ширина паза в ступице больше ширины шпонки и между гранями шпонки и гранями паза образуется зазор. За счет этого зазора и допускается увеличенная ошибка смещения паза в ступице.

Значительный перекос граней паза в ступице не позволит надеть ступицу на вал, поэтому и допуск параллельности $IT_{//}$ принимают в 2 раза меньше допуска на ширину шпонки $IT_в$.

Допуски расположения рабочих граней пазов вала и ступицы вычисляют в зависимости от допуска на ширину шпонки $IT_в$ [6, с. 125]:

- допуск параллельности $IT_{//} = 0{,}5\ IT_в$;
- допуск симметричности $IT_{=} = 2IT_в$ при одной шпонке и $IT_{=} = 0{,}5IT_в$ при двух шпонках.

Величины радиуса и глубины пазов даны в табл. 11.2. Как видно из рис. 11.2, основной базой является ось вала (ось отверстия в ступице).

Величины допусков и отклонений на размеры пазов в ступице и на валу в зависимости от ширины шпонки приведены в табл. 11.4.

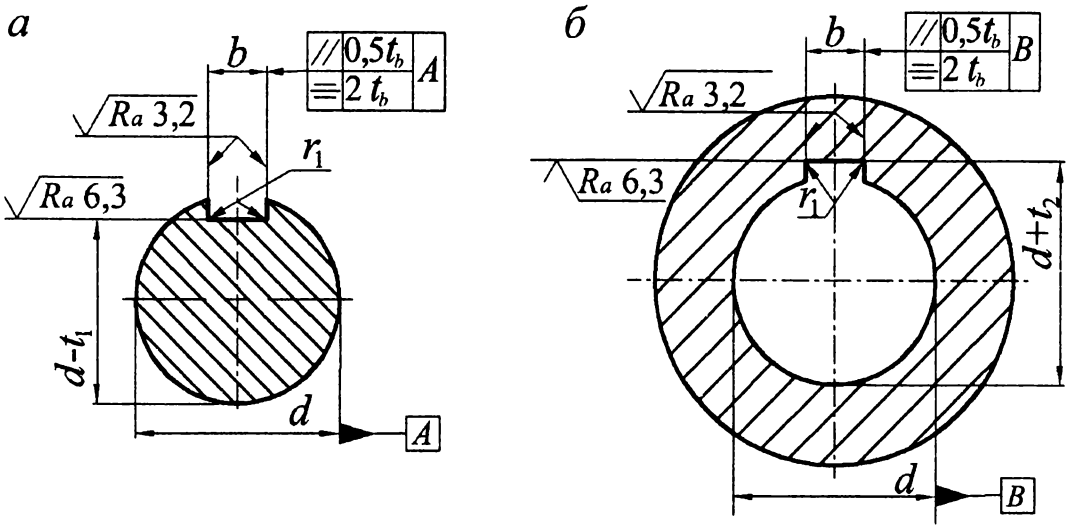


Рис. 11.2. Допуски формы и расположения шпоночных пазов:
а – на валу; *б* – в ступице; *d* – посадочный диаметр вала (ступицы); *b* – ширина паза; r_1 – радиус скругления; t_1 – глубина паза вала; t_2 – глубина паза ступицы

Итак, при передаче вращающего момента в шпоночном соединении возникают значительные местные деформации:

- на посадочных цилиндрах вала и ступицы;
- на рабочих гранях шпонки и пазов вала и ступицы.

Таблица 11.4

Допуски и предельные отклонения на размеры деталей шпоночного соединения [6, с. 125]

Ширина шпонки *b*, мм	Соединение нормальное		Соединение плотное (вал и ступица *P*9)	Глубина паза, мм	
	Вал *N*9	Ступица *Js*9		вала	ступицы
1	2	3	4	5	6
2	– 0,004 – 0,029	± 0,012	– 0,006 – 0,031	1,2 – 0,1	1,0 + 0,1
3				1,8 – 0,1	1,4 + 0,1
4	0 – 0,030	± 0,015	– 0,012 – 0,042	2,5 – 0,1	1,8 + 0,1
5				3,0 – 0,1	2,3 + 0,1
6				3,5 – 0,1	2,8 + 0,1
8	0 – 0,036	± 0,018	– 0,015 – 0,051	4,0 – 0,2	3,3 + 0,2
				5,0 – 0,2	3,3 + 0,2
10				5,0 – 0,2	3,3 + 0,2

Окончание табл. 11.4

1	2	3	4	5	6
12	0 – 0,043	± 0,021	– 0,018 – 0,061	5,5 – 0,2	3,8 + 0,2
14				6,0 – 0,2	4,3 + 0,2
16				7,0 – 0,2	4,4 + 0,2
18				7,5 – 0,2	4,9 + 0,2
20	0 – 0,052	± 0,026	– 0,022 – 0,074	9,0 – 0,3	5,4 + 0,3
22				9,0 – 0,3	5,4 + 0,3
25				10,0 – 0,3	6,4 + 0,3
28				11,0 – 0,3	7,4 + 0,3
32	0 – 0,062	± 0,031	– 0,026 – 0,088	12,0 – 0,3	8,4 + 0,3
36				12,0 – 0,3	8,4 + 0,3
40				13,0 – 0,3	9,4 + 0,3
45				15,0 – 0,3	10,4 + 0,3
50				17,0 – 0,3	11,4 + 0,3

Поэтому применение шпоночных соединений должно быть ограничено. Шпоночные соединения следует применять в том случае, когда не удается подобрать посадку с гарантированным натягом для передачи заданного вращающего момента (из-за недостаточной прочности материала ступицы).

11.3. Шлицевые соединения: выбор, расчет и конструирование

Шлицевые соединения стандартизированы и широко распространены в машиностроении. Эти соединения можно рассматривать как многошпоночные, у которых шпонки выполнены как единое целое с валом. Шлицевые соединения имеют значительные преимущества перед шпоночными по прочности, технологичности и точности. Повышенная прочность шлицевых соединений обусловлена следующим:

- элементы, передающие вращающий момент, выполнены как одно целое с валом;
- соединение имеет меньшее число деталей (всего две детали – вал и ступица, а в шпоночном – три детали: вал, ступица и шпонка);
- в соединении лучшее центрирование вала и ступицы;
- меньшие габаритные размеры по сравнению со шпоночным соединением;
- число элементов, передающих вращающий момент, больше, чем в шпоночном соединении (не менее четырех).

Вместе с тем шлицевое соединение способно передать вращающие моменты большей величины, чем шпоночное (при одинаковых габаритных размерах со шпоночным соединением). При динамических и реверсивных нагрузках шлицевое соединение надежнее шпоночного и обладает большей усталостной прочностью зубьев вала на изгиб (особенно в эвольвентном шлицевом соединении).

Изготовление шлицевых соединений, будучи чисто машинной операцией, производительнее и, несмотря на необходимость применения специального инструмента, в конечном счете дешевле. Современные методы обработки шлицев (протягивание, шлифование центрирующих поверхностей) и зубьев вала (фрезерование червячными фрезами, строгание долбяками, наружное протягивание, накатка в холодном состоянии профильными роликами, шлифование центрирующих поверхностей) обеспечивают высокую точность и взаимозаменяемость шлицевых деталей [5, с. 88].

В редукторных передачах применяют два типа стандартных соединений: прямобочные по ГОСТ 1139–80 и эвольвентные по ГОСТ 6033–80.

11.3.1. Прямобочные шлицевые соединения

ГОСТ 1139–80 регламентирует размеры прямобочных шлицевых соединений трех серий: легкой, средней и тяжелой ($Z = 6...20$ и $D = 14...125$ мм). При переходе от легкой серии к средней, а затем к тяжелой увеличивается наружный диаметр D и число зубьев Z в соединении (при одном и том же размере внутреннего диаметра d (табл. 11.5)).

Центрирование (соосное положение) вала и ступицы в соединениях возможно:

- по наружному диаметру соединения D при твердости ступицы менее 350НВ;
- по внутреннему диаметру d при твердости ступицы более 40HRC;
- по ширине зубьев b при реверсивной работе соединения или при переменной нагрузке на него.

Наибольшее распространение получило центрирование по наружному диаметру D или по внутреннему диаметру d [4, с. 85]. При центрировании по d и D центрирующие поверхности обрабатывают как посадочные, а по нецентрирующим поверхностям выполняют значительные зазоры.

Посадки по центрирующим цилиндрическим поверхностям, согласно ГОСТ 1139–80, устанавливают по системе отверстия из числа стандартных

посадок для гладких цилиндрических поверхностей [4, с. 87]. Сочетания полей допусков для валов и ступиц неподвижных шлицевых соединений приведены в табл. 11.6 [6, с. 128].

Таблица 11.5

Основные параметры прямобочных шлицевых соединений [6, с. 127]

$Z \times d \times D$, мм	Z	d, мм	D, мм	b, мм	c, мм	R_{max}, мм
Легкая серия						
6 × 23 × 26	6	23	26	6	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6 × 23 × 26		26	30	6		
6 × 23 × 26		28	32	7		
8 × 32 × 36	8	32	36	6	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
8 × 36 × 40		36	40	7		
8 × 42 × 46		42	46	8		
8 × 46 × 50		46	50	9		
8 × 52 × 58		52	58	10	$0{,}5^{+0{,}2}$	0,5
8 × 56 × 62		56	62	10		
8 × 62 × 68		62	68	12		
10 × 72 × 78	10	72	78	12	$0{,}5^{+0{,}2}$	0,5
10 × 82 × 88		82	88	12		
10 × 92 × 98		92	98	14		
10 × 102 × 108		102	108	16		
10 × 112 ×120		112	120	18		
Средняя серия						
6 × 21 × 25	6	21	25	5	$0{,}3^{+0{,}2}$	0,2
6 × 23 × 28		23	28	6		
6 × 26 × 32		26	32	6	$0{,}4^{+0{,}2}$	0,3
6 × 28 × 34		28	34	7		
8 × 32 × 38	8	32	38	6		
8 × 36 × 42		36	42	7		
8 × 42 × 48		42	48	8		
8 × 46 × 54		46	54	9	$0{,}5^{+0{,}2}$	0,5
8 × 52 × 60		52	60	10		
8 × 56 × 65		56	65	10		
8 × 62 × 72		62	72	12		
10 × 72 × 82	10	72	82	12		
10 × 82 × 92		82	92	12		
10 × 92 × 102		92	102	14		
10 × 102 × 112		102	112	16		
10 × 112 × 125		112	125	18		

Например, условное обозначение прямобочного шлицевого соединения с центрированием по наружному диаметру, с числом зубьев $Z = 8$, вну-

тренним диаметром $d = 42$ мм, наружным диаметром $D = 48$ мм, шириной зуба $b = 8$ мм, посадками по наружному диаметру $H7/Js6$ и по ширине зуба – $D9/j_S7$: $D - 8 \times 42 \times 48\ H7/Js6 \times 8\ D9/j_S7$ ГОСТ 1139–80.

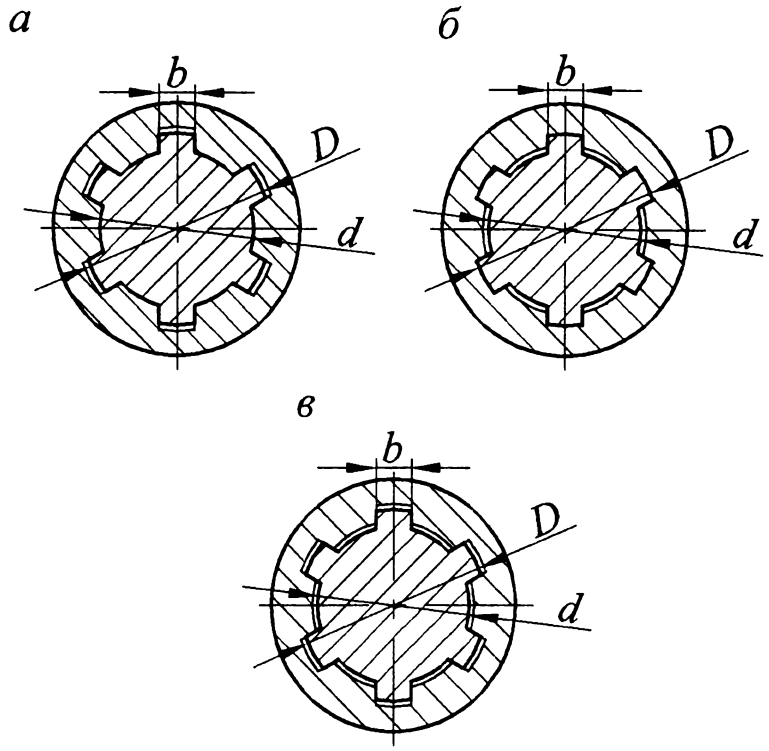


Рис. 11.3. Прямобочные шлицевые соединения:
а – центрирование по *d*; *б* – центрирование по *D*;
в – центрирование по ширине шлица *b*

На деталировочных чертежах ступицы и вала того же соединения проставляют обозначения:

- для отверстия в ступице: $D - 8 \times 42 \times 48\ H7 \times 8\ D9$ ГОСТ 1139–80;
- для вала: $D - 8 \times 42 \times 48 Js6 \times 8\ j_S7$ ГОСТ 1139–80.

Таблица 11.6

Рекомендуемые стандартные посадки деталей в прямобочном шлицевом соединении

Вид центрирования	Вид соединения	Посадки по центрирующему диаметру	Посадки по боковым сторонам зубьев	Посадки по нецентрирующему диаметру	
По *d*	Неподвижное	$H7/j_S6$	$D9/j_S7$; $D9/k7$; $F8/j_S7$; $F8/k7$; $F10/j_S7$	$H10/a11$; $H11/a11$; $H11/a12$	
По *D*		H7/j_S6	$F8/j_S7$	$H11/–$	
По *b*		–	$F8/j_S7$	*d*	*D*
				$H11/a11$	$H11/–$

11.3.2. Эвольвентные шлицевые соединения

В настоящее время эвольвентные соединения принято считать наиболее перспективными для передачи значительных вращающих моментов (рис. 11.4). Профиль зуба очерчен окружностями вершин и впадин, боковые стороны – эвольвентами (угол зацепления 30°, ножка зуба усилена).

Эти соединения не имеют серий, могут быть как подвижными, так и неподвижными. По сравнению с прямобочными эвольвентные соединения обладают повышенной прочностью благодаря большему числу зубьев и усилению ножки зуба (рис. 11.4, *а*).

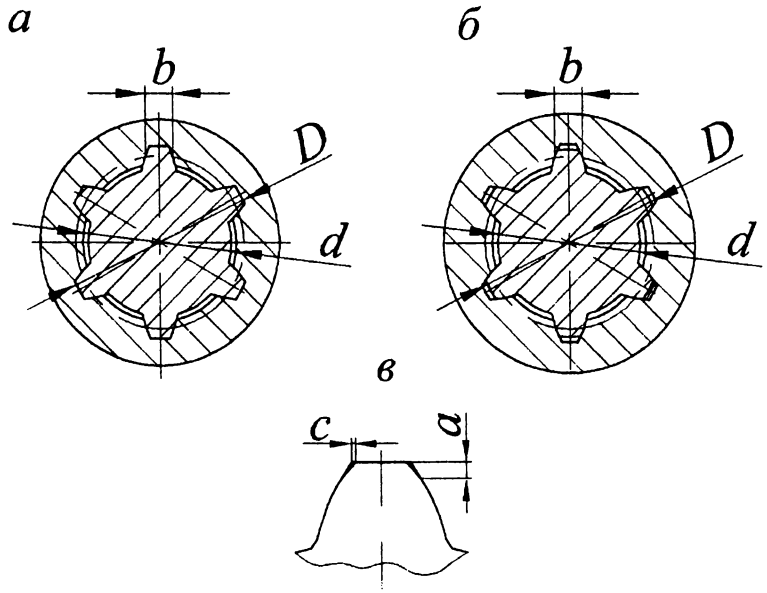


Рис. 11.4. Эвольвентные шлицевые соединения:
а – центрирование по наружному диаметру *D*; *б* – центрирование по боковым граням

ГОСТ 6033–80 регламентирует размеры эвольвентных соединений с модулем $m = 0{,}5...10{,}0$ мм, с числом зубьев $Z = 6...82$ и с номинальным наружным диаметром $D = 4...500$ мм (табл. 11.7).

Эвольвентные шлицы и зубья с высокой точностью обрабатывают на стандартном зуборежущем оборудовании методом обкатки с помощью червячных фрез или долбяков (на коротких валах). Форма шлицев не допускает их шлифования, поэтому использовать эвольвентное соединение возможно лишь при мягких ступицах (твердостью не выше H = 40HRC), для которых еще возможна протяжка шлицев. Исключение составляют ступицы, подвергаемые азотированию, при котором поводки практически нет.

Таблица 11.7

Основные параметры деталей эвольвентных шлицевых соединений [6, с. 129]

Номинальный диаметр соединения D, мм		Модуль m											
		Ряд 1	1,25		2		3		4		6		10
		Ряд 2		1,5		2,5		3,5		5		8	
		Число зубьев Z											
20			14	12	8	6	–	–	–	–	–	–	–
	22		16	13	9	7	6	–	–	–	–	–	–
25			18	15	11	8	7	–	–	–	–	–	–
	28		21	17	12	10	8	–	–	–	–	–	–
30			22	18	13	10	8	–	–	–	–	–	–
	32		24	20	14	11	9	–	6	–	–	–	–
35			26	22	16	12	10	–	7	–	–	–	–
	38		29	24	18	14	11	–	8	–	–	–	–
40			30	25	18	14	12	–	8	6	–	–	–
	42		32	26	20	15	12	–	9	7	–	–	–
45			34	28	21	16	13	12	10	7	–	–	–
	48		37	30	22	18	14	12	10	8	6	–	–
50			38	32	24	18	15	12	11	8	7	–	–
	52		40	33	24	19	16	12	11	9	7	–	–
55			42	35	26	20	17	14	12	9	8	–	–
	58		45	37	28	22	18	14	13	10	8	–	–
60			46	38	28	22	18	16	13	10	8	–	–
	62		48	40	30	23	19	16	14	11	9	–	–
65			50	42	31	24	20	18	15	11	9	–	–
	68		53	44	32	26	21	18	15	12	10	–	–
70			54	45	34	26	22	18	16	12	10	7	–
	72		56	46	34	27	22	20	16	13	10	–	–
75			58	48	36	28	24	20	17	13	11	8	–
	78		60	50	38	30	24	21	18	14	11	–	–
80			62	52	38	30	25	22	18	14	12	8	6
	82		–	53	40	31	26	22	19	15	12	–	–
85			–	55	41	32	27	24	20	15	13	9	7
	88		–	57	42	34	28	24	20	16	13	–	–
90			–	58	44	34	28	24	21	16	13	10	7
	92		–	60	44	35	29	25	22	17	14	–	–
95			–	62	44	36	30	26	22	18	14	10	8
	98		–	64	48	38	31	26	23	18	15	–	–
100			–	64	48	38	32	28	24	18	15	11	8

Эвольвентные шлицевые соединения центрируют главным образом по боковым граням зубьев (реже по внешнему диаметру D). Чаще всего в эвольвентном соединении используют сочетания полей допусков, приведенные в табл. 11.8.

Таблица 11.8

Посадки элементов эвольвентных шлицевых соединений [4, с. 80]

Центрирование по поверхности	Вид соединения	Вид передачи	Посадки поверхностей	
			центрирующих	нецентрирующих
D	Неподвижное	Нереверсивная	$H7/js6$	$H11/h16$
		Реверсивная	$H7/n6$	
S		Нереверсивная	$7H/7n$	$D \ldots H16/h12$
		Реверсивная	$7H/9r$	$d \ldots H11/h16$

Примечание. D – наружный диаметр соединения, S – ширина зуба (шлица).

С целью снижения концентрации напряжений на зубьях вала снимают фаски размерами $a > (0{,}1m + 0{,}05)$ и $c > 0{,}1m$ (см. рис. 11.4).

В условном обозначении эвольвентного шлицевого соединения указывают посадки только по центрирующим поверхностям. Например, для соединения с $D = 50$ мм, $m = 2$ мм и $b = 9$ мм при центрировании по боковым поверхностям зубьев условное обозначение будет таким: $50 \times 2 \times 9 \times 9H / 9g$ ГОСТ 6033–80.

На деталировочных чертежах ступицы и вала этого соединения проставляют обозначения:

- для отверстия в ступице: $50 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033–80;
- для вала: $50 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033–80.

11.3.3. Расчет шлицевых соединений

Основные размеры шлицевого соединения (наружный диаметр D и длину l шлицевого участка) задают при конструировании. Обычно для неподвижных соединений $l \leqslant 1{,}5d$, так как при большей длине существенно возрастают неравномерность распределения нагрузки по длине зуба и трудоемкость изготовления.

Шлицевые соединения чаще всего выходят из строя по двум причинам:

1) из-за повреждения боковых поверхностей зубьев вала;

2) вследствие усталостного разрушения вала.

Поэтому после конструирования соединения зубья вала подвергают проверке на прочность по напряжениям смятия, а вал – расчету на усталостную прочность по внутреннему диаметру соединения.

Расчет зубьев вала выполняют при допущениях:

1) высота зубьев мала по сравнению с диаметром вала;

2) передаваемый крутящий момент между зубьями соединения распределяется равномерно.

Условие прочности зубьев вала по напряжениям смятия имеет вид

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot K}{d_{ср} \cdot Z \cdot h \cdot l_р} \cdot \psi \leqslant [\sigma_{см}], \qquad (11.3)$$

где $\sigma_{см}$, $[\sigma_{см}]$ – фактические и допускаемые напряжения смятия на рабочих поверхностях зубьев, МПа;

T – передаваемый крутящий момент, Н · мм;

Z – число зубьев в соединении;

h, $l_р$ – высота и длина рабочей поверхности одного зуба вала, мм;

ψ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки вдоль зуба, $\psi = 0{,}7\ldots0{,}8$ [5, с. 91];

$d_{ср}$ – средний диаметр соединения, мм.

Входящие в (11.3) параметры h и $d_{ср}$ определяют в зависимости от типа соединения и вида его центрирования (табл. 11.9).

Таблица 11.9

Зависимости для определения параметров h и $d_{ср}$ шлицевых соединений

Прямобочные шлицевые соединения	Эвольвентные шлицевые соединения
$d_{ср} = 0{,}5(D + d)$,	При центрировании по b: $d_{ср} = d = m \cdot Z$; $h = m$
$h = 0{,}5(D - d) - 2c$	При центрировании по D: $d_{ср} = d = m \cdot Z$; $h = 0{,}9 \cdot m$

Величину допускаемых напряжений смятия $[\sigma_{см}]$ определяют в зависимости от материала вала, термической обработки рабочих поверхностей зубьев, условий эксплуатации соединения и его вида (табл. 11.10).

Допустимо превышение расчетных напряжений по отношению к допускаемым не более 5% [4, с. 92]. Если проверочный расчет показал пере-

грузку зубьев (шлицев) по напряжениям смятия более 5%, то необходимо предпринять следующие меры (приведены в порядке их усиления):

- увеличить рабочую длину соединения (но не более 1,5d);
- изменить термообработку рабочих поверхностей деталей соединения;
- увеличить внутренний диаметр d соединения.

После этого следует повторить проверочный расчет.

Таблица 11.10

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для расчета лицевых соединений [5, с. 91]

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma_{см}]$, МПа	
		$\leqslant$ 350 НВ	> 40HRC
Неподвижное	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200

Примечания:

1. Обозначения: а – тяжелые условия эксплуатации (нагрузка знакопеременная с ударами, вибрации большой частоты и амплитуды, плохие условия смазывания, невысокая точность изготовления); б – условия эксплуатации средние; в – условия эксплуатации хорошие.

2. Для легких условий эксплуатации применять большие значения напряжений смятия.

По (11.3) можно выполнять проектировочный расчет шлицевого соединения: после выбора основных размеров зубьев по внутреннему диаметру d вычисляют рабочую длину $l_р$. Если в результате расчета получится $l_р > 1{,}5d$, то необходимо перейти к большему внутреннему диаметру соединения или другому типу соединения вала со ступицей.

Проверочный расчет на изнашивание для прямобочных шлицевых соединений регламентирован ГОСТ 21425–75.

11.3.4. Конструирование шлицевых соединений

На шлицевых валах редукторных передач наиболее напряженным является сечение на границе гладкого и шлицевого участков, в котором действует полный крутящий момент, передаваемый соединением, а также изгибающий момент от внешних нагрузок. Степень концентрации напряжений в этом сечении существенно зависит от формы вала и ступицы. Добиться снижения концентрации напряжений в переходном сечении вала

можно, увеличив внутренний диаметр d шлицев на 15...20% по сравнению с соседним гладким участком вала.

Поскольку сила затяжки шлицевого соединения чаще всего воспринимается упорным буртом на гладком участке вала, то шлицы полного профиля следует заканчивать на расстоянии L от бурта [10, с. 260]:

$$L \geqslant (H + H_1) \cdot \sqrt{\frac{0{,}5 \cdot D_{фр}}{H + H_1} - 1}, \qquad (11.4)$$

где H, H_1 – высота зубьев и бурта соответственно (рис. 11.5);

$D_{фр}$ – наружный диаметр фрезы по ГОСТ 9324–80.

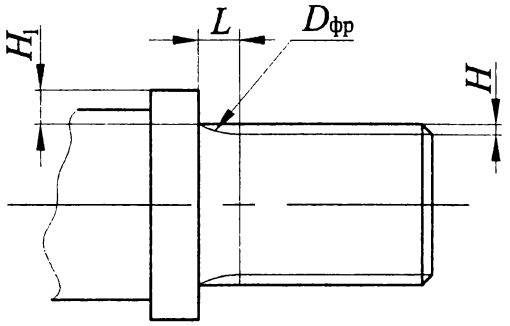


Рис. 11.5. Шлицевый вал

Кромки шлицев на валу и в ступице должны иметь фаски для облегчения монтажа и снижения концентрации напряжений. Эти фаски лучше всего выполнять в тело вала и ступицы под углом 15...30° так, чтобы наружный диаметр фаски на ступице был несколько больше диаметра D впадин шлицев, а внутренний диаметр фаски на валу – меньше диаметра впадин зубьев d на валу [10, с. 260]. Наиболее целесообразно выполнять фаски (или галтели) по всему торцевому контуру каждого зуба и шлица. В условиях массового производства эту операцию выполняют на специальных заправочных станках.

Для уменьшения изнашивания зубьев вала и шлицев ступицы следует уменьшать зазоры в соединении, повышать точность изготовления и твердость рабочих поверхностей деталей соединения.

11.3.5. Базирование. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей рабочих граней зубьев и шлицев в соединениях

В шлицевом соединении базовую ось назначают в зависимости от вида центрирования вала и ступицы. Базовой осью всегда является ось центрирующей поверхности. На боковые поверхности зубьев и шлицев ставят допуск

симметричности относительно осевой плоскости. Допуск симметричности рабочих граней зубьев вала и шлицев ступицы равен допуску на ширину *b* зуба (шлицы) по *IT*7 [6, с. 128]. Посадки по центрирующим поверхностям соединения выбирают в соответствии с внешними нагрузками на него (рис. 11.6–11.8).

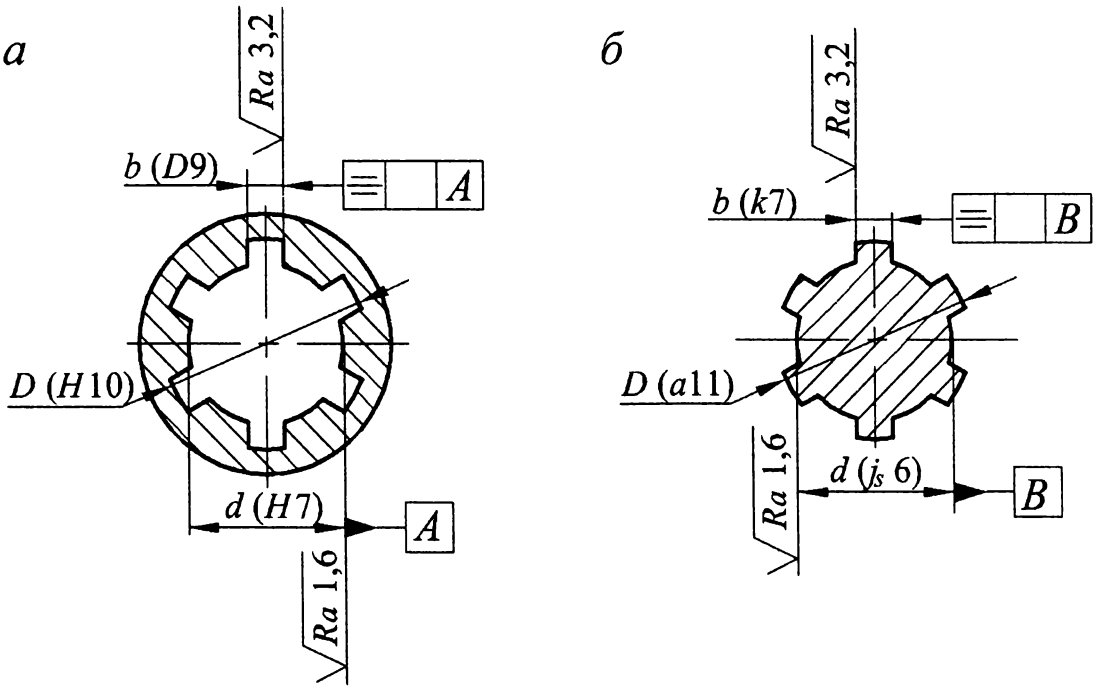


Рис. 11.6. Обозначение основной базы, допусков на размеры и расположения поверхностей при центрировании по *d*:
а – для шлицевой ступицы; *б* – для шлицевого вала

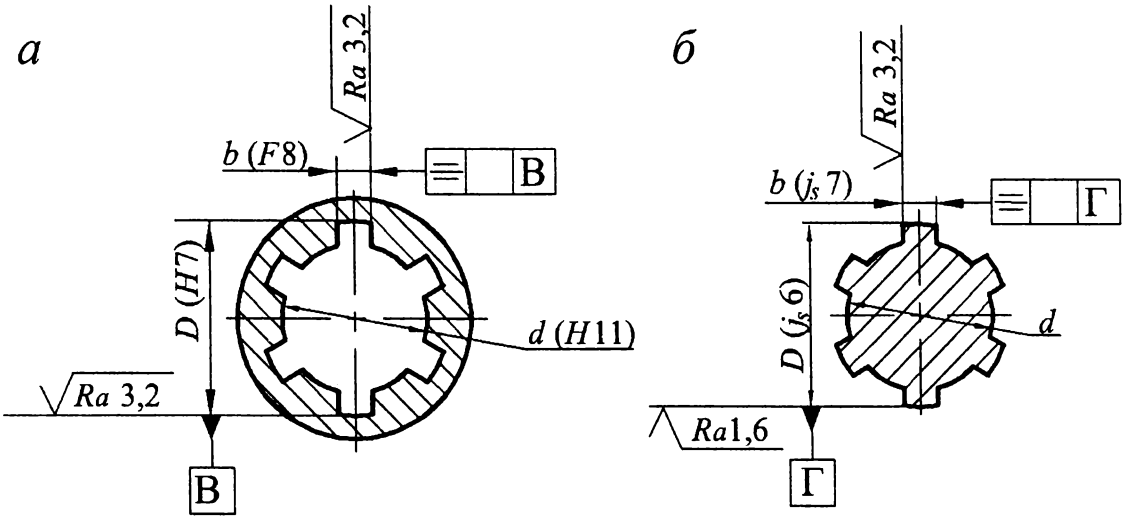


Рис. 11.7. Обозначение основной базы, допусков на размеры и расположения поверхностей при центрировании по *d*:
а – для шлицевой ступицы; *б* – для шлицевого вала

На поверхности вала и ступицы чаще всего назначают следующую шероховатость:

• для рабочих поверхностей зубьев вала, шлицев ступицы и центрирующих цилиндров ступиц *Ra* 3,2;

• для центрирующих цилиндров валов *Ra* 1,6;

• для остальных поверхностей *Ra* 12,5.

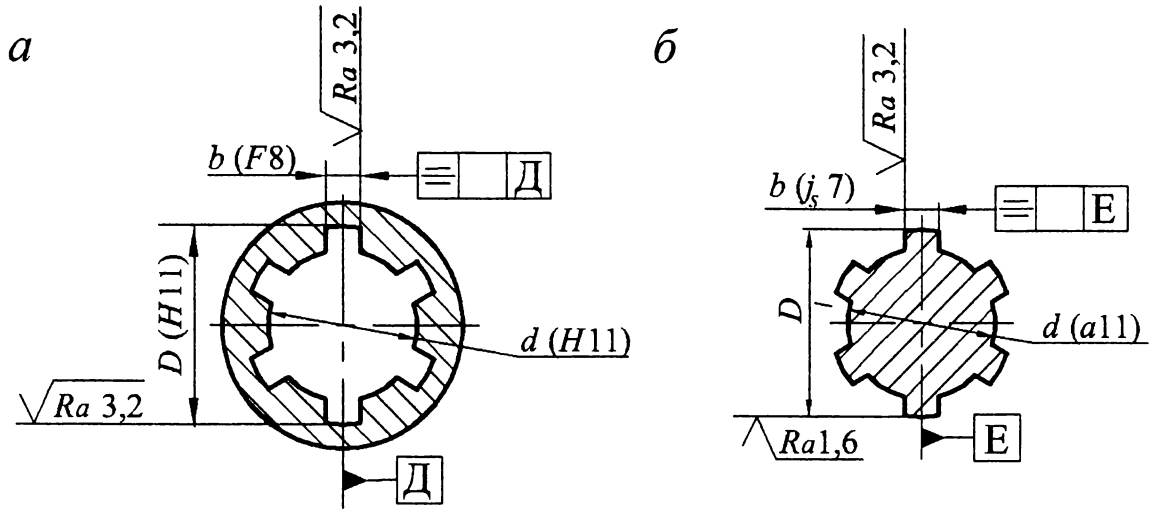


Рис. 11.8. Обозначение основной базы, допусков на размеры и расположения поверхностей при центрировании по *b*:
а – для шлицевой ступицы; *б* – для шлицевого вала

Поскольку центрирование эвольвентных шлицевых соединений осуществляют по наружному диаметру *D* или по ширине зубьев *b*, то основную базу и шероховатость поверхностей вала и ступицы назначают согласно рис. 11.7 и рис. 11.8. Допуск симметричности зубьев вала (шлицев ступицы) относительно осевой плоскости вала (отверстия в ступице) принимают равным допуску на толщину *S* зуба (шлицы) по *IT*7 [6, с. 130].

11.4. Соединения с гарантированным натягом

Соединения с натягом – это предварительно напряженные соединения, в которых требуемый натяг создается разностью посадочных размеров вала и ступицы. После сборки соединения вал упруго сжимается, а ступица упруго растягивается, т. е. на контактных поверхностях образуются удельные силы нормального давления (контактные нормальные напряжения), которые, в свою очередь, порождают силы трения. Принято считать, что удельные давления на контактных поверхностях вала и ступицы распреде-

лены по условной схеме (рис. 11.9). Передача нагрузки от ступицы к валу и наоборот осуществляется именно за счет сил трения на посадочных поверхностях деталей.

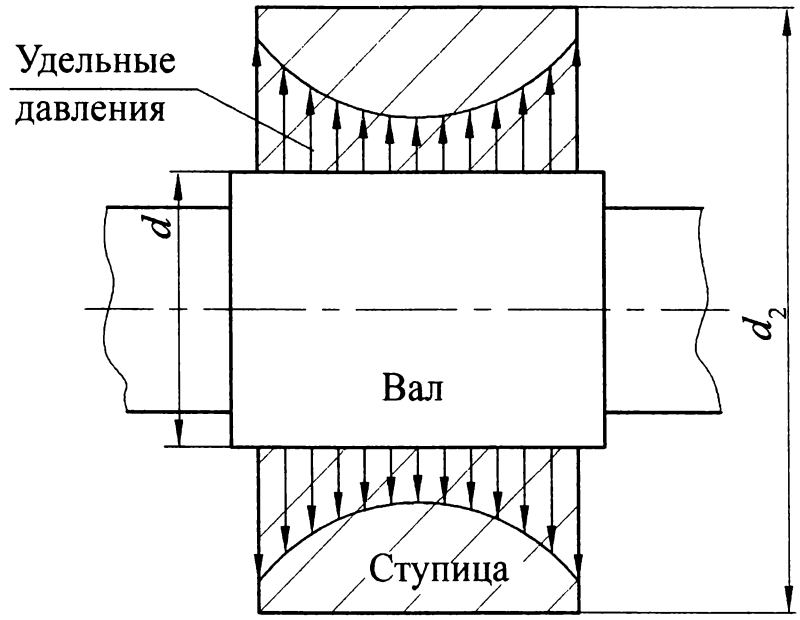


Рис. 11.9. Распределение удельных давлений по контактным поверхностям деталей в соединении с натягом

Соединения с натягом принято считать неразъемными. Однако эти соединения могут быть ограниченное число раз демонтированы и повторно собраны (число переборок соединения зависит от величины гарантированного натяга в соединении). С помощью натяга чаще соединяют цилиндрические поверхности, реже – конические или призматические.

К достоинствам соединений с гарантированным натягом относят:

- простоту и технологичность;
- точное центрирование соединяемых деталей;
- отсутствие необходимости дополнительного крепления ступицы на валу винтами, штифтами, шпонками и другими специальными элементами;
- высокую нагрузочную способность;
- возможность передачи произвольно направленных сил и моментов;
- надежность работы при реверсивных, переменных и ударных нагрузках.

Недостатками соединений с натягом можно считать:

- относительную сложность сборки и разборки;
- возможность повреждения посадочных поверхностей деталей при демонтаже соединения;

• большую неравномерность распределения удельных давлений и сил трения по посадочным поверхностям под действием внешних нагрузок;

• снижение натяга с течением времени от истирания и контактной коррозии при микропроскальзываниях поверхностных слоев вала и ступицы [4, с. 48];

• трудность неразрушающего контроля соединения.

В машиностроении наиболее распространены цилиндрические соединения посадками с натягом 6-го и 7-го квалитетов по ГОСТ 25347–82. Сочетание полей допусков ступицы и вала (в порядке возрастания натяга): *H7/p6*, *H7/r6*, *H7/s6*, *H7/u7*.

Конические соединения с натягом, в отличие от цилиндрических, позволяют получить практически неограниченное число переборок соединений, а также возможность более точного центрирования и контроля величины натяга (по осевому натягу). Эти соединения считают перспективными, область их применения расширяется. Конусность неподвижных соединений без шпонок обычно назначают 1 : 50 (реже 1 : 100). Конусность шпоночных соединений с натягом выполняют 1 : 10. Чаще всего конические соединения применяют на концевых участках валов, на которых ступицы затягивают с помощью шлицевых гаек. Эти соединения удобны для сборки и демонтажа.

Посадки с натягом вызывают в материалах вала и ступицы:

1) упругие деформации на контактных поверхностях (в большинстве случаев соединений);

2) упругопластические деформации приконтактной зоны в ряде посадок при относительно больших натягах или при ступице из легких сплавов и пластмасс;

3) пластические деформации всей ступицы (или всего пустотелого вала) при значительных натягах или малопрочных материалах деталей. (Тем не менее использование таких посадок во многих случаях целесообразно.)

Цилиндрические соединения с натягом собирают:

1) запрессовкой, т. е. с помощью пресса. Этот способ применяют при сравнительно небольших натягах, он наиболее простой и высокопроизводительный, позволяет проконтролировать усилие запрессовки, но не исключает опасности повреждения посадочных поверхностей деталей и уменьшения натяга за счет смятия микронеровностей посадочных поверхностей в процессе сборки;

2) нагревом ступицы в масляной ванне. Температура нагрева должна быть ниже температуры низкого отпуска, чтобы не происходило структурных изменений в материале ступицы. Для сталей допустимая температура

нагрева не превышает 230...240 °С, для бронз – 150...200 °С [5, с. 47]. Этот способ используют при значительных длинах посадочных поверхностей. Он обеспечивает увеличение несущей способности соединения в 1,2–1,5 раза по сравнению с запрессовкой;

3) охлаждением вала до –190 °С жидким воздухом или до –80 °С сухим льдом [4, с. 47]. Способ преимущественно используют для установки малогабаритных деталей в массивные, например втулок подшипников скольжения в корпуса машин. Он обеспечивает наиболее высокую прочность соединения деталей. Процесс сборки соединения с охлаждением вала экономичнее посадки с нагревом ступицы, так как валы имеют меньшую массу. Вместе с тем кратковременное охлаждение не вызывает изменения структуры материала вала, его поверхности и эффекта предшествующей термообработки;

4) гидрозапрессовкой, т. е. нагнетанием масла под давлением 150–200 МПа в зону контакта ступицы и вала, что резко снижает силу запрессовки благодаря упругой радиальной деформации деталей и уменьшению трения.

Демонтаж соединений с натягом при ремонтных работах возможен распрессовкой (при небольших натягах) или гидрораспрессовкой.

11.4.1. Расчет соединений с натягом

Цель расчета посадки с натягом – обеспечение требуемой несущей способности соединения и обеспечение прочности сопрягаемых деталей.

Несущую способность соединения с гарантированным натягом рассчитывают по минимальному натягу, который может возникнуть при неблагоприятном сочетании посадочных размеров ступицы и вала.

Силу запрессовки и прочность ступицы (или пустотелого вала) определяют по максимальному натягу.

Силы и моменты, действующие со стороны зубчатых колес на вал (особенно изгибающие моменты от осевых сил), приводят к перераспределению контактных напряжений (см. рис. 11.9). В результате такого перераспределения контактные напряжения на торце ступицы могут стать равными нулю, т. е. стык деталей раскроется.

Поскольку валы в передачах вращаются относительно внешних нагрузок, то это вращение вызывает циклически меняющиеся напряжения в любой точке посадочной поверхности вала (цикл равен одному обороту вала). Действие циклических напряжений приводит к усталости поверхностных слоев

материалов вала и ступицы, к микроскольжению посадочных поверхностей. Длительное действие этих напряжений вызывает изнашивание посадочных поверхностей деталей и так называемую контактную коррозию. Натяг в соединении прогрессивно уменьшается и неизбежно наступает момент, когда колесо провернется относительно вала – стык раскроется, что недопустимо.

Поэтому посадку с гарантированным натягом следует выбирать из условия нераскрытия стыка вала и ступицы. С целью предотвращения раскрытия стыка в соединении с натягом, а также снижения влияния контактной коррозии на работоспособность соединения расчет натягов выполняют с некоторым запасом сцепления (табл. 11.11).

Таблица 11.11

Значения коэффициента запаса сцепления K для посадок с натягом [4, с. 88]

Вид соединения	K
Для колес выходных валов редукторов, на хвостовиках которых установлены:	
муфта соединительная	3,0
звездочка цепной передачи	3,5
шкив ременной передачи	4,0
Для колес промежуточных валов редукторов	4,5

Расчеты выполняют на основе выводов задачи Ляме: определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах при допущении о равномерном распределении контактного давления по длине посадочных поверхностей вала и ступицы (рис. 11.10).

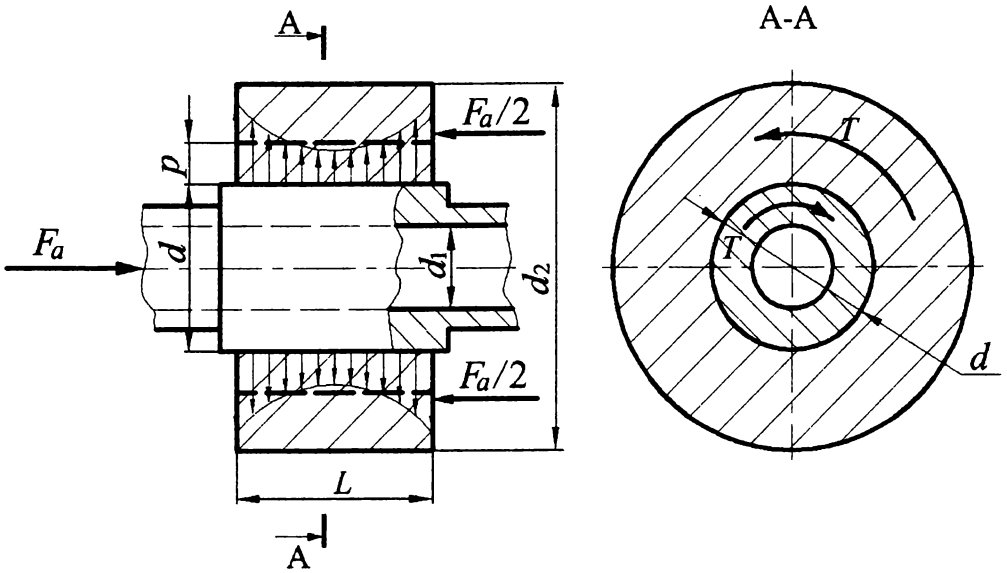


Рис. 11.10. Расчетная схема соединения с гарантированным натягом

Расчеты начинают с определения минимального требуемого контактного давления $[p]_{min}$ на посадочных поверхностях деталей.

При действии на соединение внешней осевой силы F_a сдвига ступицы по валу не произойдет, если сила трения на посадочных поверхностях деталей будет больше внешней осевой нагрузки, т. е. при выполнении условия $F_{тр} > F_a$. Сила трения порождается контактным давлением и может быть рассчитана по зависимости

$$F_{тр} = f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot L, \qquad (11.5)$$

где f – коэффициент трения на посадочных поверхностях деталей (табл. 11.12), для конических соединений $f_к = f + \text{tg}\alpha$ (здесь α – угол конуса);

p – среднее значение удельного давления на посадочных поверхностях соединения, МПа;

d – посадочный диаметр, мм;

L – длина контактной посадочной поверхности, мм.

Таблица 11.12

Значения коэффициента трения f на посадочных поверхностях [5, с. 49]

Материал		Способ сборки соединения	
вала	ступицы	запрессовкой	температурным деформированием
Сталь, чугун	Сталь, чугун	0,07	0,14
Сталь, чугун	Бронза, латунь	0,05	0,07

Из (11.5) можно получить формулу для вычисления минимального требуемого контактного давления при действии на соединение осевой силы F_a:

$$p_{min} \geqslant \frac{K \cdot F_a}{f \cdot \pi \cdot d \cdot L}. \qquad (11.6)$$

Здесь K – коэффициент запаса сцепления, $K = 2{,}0–4{,}5$ [5, с. 49].

При действии на соединение вращающего момента T величину требуемого контактного давления p_{min} рассчитывают по зависимости

$$p_{min} = 2T \cdot K/(f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L), \qquad (11.7)$$

а при совместном действии силы F_a и момента T – по зависимости

$$p_{min} \geqslant \frac{K \cdot \sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2}}{\pi \cdot d \cdot L \cdot f}. \qquad (11.8)$$

По величине p_{min} определяют минимальный натяг, необходимый для передачи приложенных к соединению внешних нагрузок, согласно зависимости Ляме:

$$N_{min} = p_{min} \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right), \qquad (11.9)$$

где E_1, E_2 – модули упругости материалов вала и ступицы, МПа;

C_1, C_2 – коэффициенты Ляме.

Величины коэффициентов Ляме зависят от размеров вала и ступицы, их конфигурации и материалов:

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)}{1 - (d_1/d)} - \mu_1; \quad C_1 = \frac{1 + (d/d_2)}{1 - (d/d_2)} + \mu_2. \qquad (11.10)$$

Здесь μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона для вала и ступицы.

Как видно из (11.10), для сплошного вала $d_1 = 0$, тогда $C_1 = 1 - \mu_1$; при массивной ступице $d_2 \to \infty$, тогда $C_2 = 1 - \mu_2$.

Минимальный допустимый натяг рассчитывают по величине необходимого минимального натяга с учетом условий сборки и эксплуатации соединения:

$$[N]_{min} = N_{min} + U_ш + U_t + U_{цб} + U_п, \qquad (11.11)$$

где $U_ш$, U_t, $U_{цб}$, $U_п$ – соответственно поправки, учитывающие шероховатость посадочных поверхностей, различие рабочих температур деталей при сборке соединения, влияние центробежных сил на величину натяга и число переборок соединения.

Величины этих поправок вычисляют по зависимостям

$$U_ш = 5{,}5\,(R_{a1} + R_{a2}), \quad U_t = -d(\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2),$$

$$U_{цб} = \frac{V^2_{цб} \cdot d \cdot \rho_2 \cdot (3 + \mu_2)}{64 \cdot E},$$

где R_{a1}, R_{a2} – среднее арифметическое отклонение профиля поверхностей вала и ступицы соответственно;

α_1, α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов вала и ступицы;

Δt_1, Δt_2 – разности между рабочей температурой вала (ступицы) и комнатной температурой ($\Delta t_1 = t_1 - 20$ °С; $\Delta t_2 = t_2 - 20$ °С);

V – окружная скорость на наружной поверхности ступицы (например, окружная скорость зубчатого венца колеса);

ρ_2 – плотность материала ступицы.

Поправка $U_{цб}$ существенна только для крупных быстро вращающихся деталей. Поправку $U_п$, компенсирующую уменьшение натяга при повторных сборках соединения, определяют опытным путем ($U_п = 0$, если соединение неразъемное).

Максимальное допустимое контактное давление $[p]_{max}$, при котором отсутствует пластическая деформация посадочных поверхностей деталей, вычисляют по теории наибольших касательных напряжений. В качестве $[p]_{max}$ принимают меньшее из контактных давлений вала и ступицы [9, с. 191]:

$$p_1 = 0{,}58 \cdot \sigma_{т1} \cdot [1 - (\frac{d_1}{d})^2], \quad p_2 = 0{,}58 \cdot \sigma_{т2} \cdot [1 - (\frac{d}{d_2})^2], \qquad (11.12)$$

где $\sigma_{т1}$, $\sigma_{т2}$ – пределы текучести материала вала и ступицы.

Наибольший расчетный натяг прямо пропорционален величине $[p]_{max}$:

$$N_{max} = p_{max} \cdot d \cdot (\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}). \qquad (11.13)$$

Максимальный допустимый натяг в соединении определяют с учетом поправок:

$$[N]_{max} = N_{max} \cdot \nu_{у.д} + U_ш - U_t, \qquad (11.14)$$

где $\nu_{у.д}$ – коэффициент, учитывающий концентрацию контактных давлений у торцов ступицы.

Температурную поправку U_t в (11.14) учитывают только в том случае, если при рабочей температуре соединения натяг увеличивается.

Итак, для выбора посадки выполнен расчет допустимых натягов: $[N]_{min}$ и $[N]_{max}$. Посадку выбирают по ГОСТ 25347–82 с учетом следующего условия (рис. 11.11):

$$N^*_{max} \leqslant [N]_{max}, \quad N^*_{min} \geqslant [N]_{min}. \qquad (11.15)$$

Здесь N^*_{min}, N^*_{max} – наибольший и наименьший натяг посадки, выбранной по ГОСТ 25347–82 (табл. 11.13).

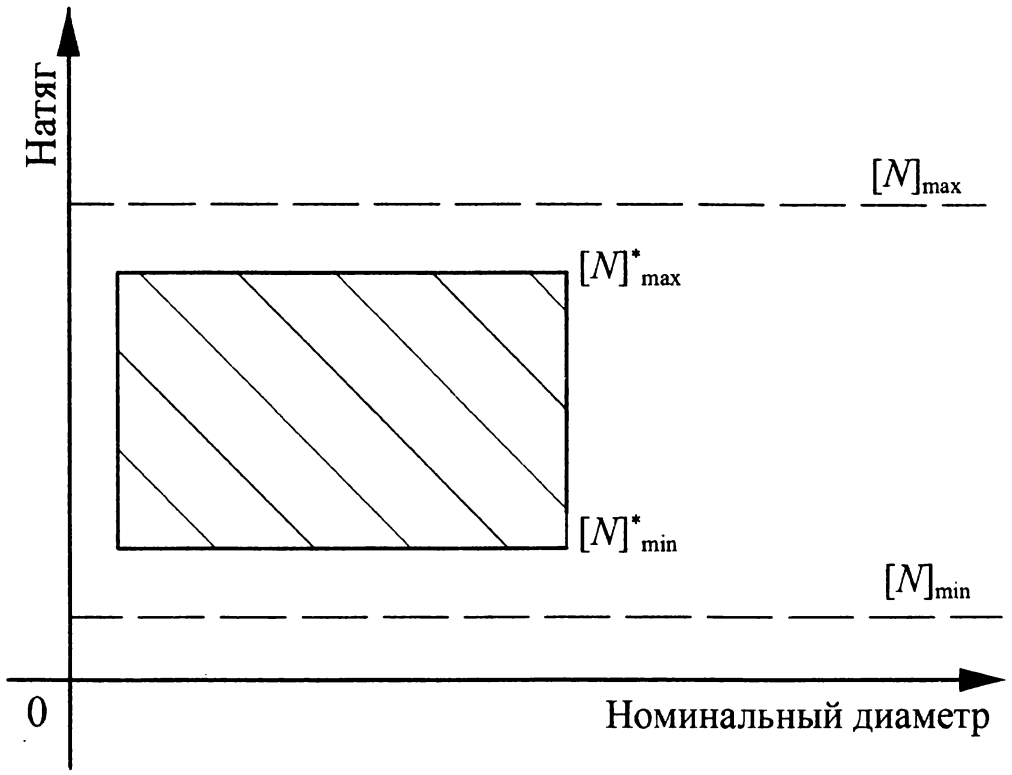


Рис. 11.11. Схема к выбору стандартной посадки
с гарантированным натягом

По максимальному натягу выбранной посадки вычисляют величину фактических контактных давлений:

$$p_{max} = \frac{N^*_{max} - U_ш}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} . \qquad (11.16)$$

Максимальное усилие запрессовки, необходимое для сборки соединения, определяют по зависимости

$$F_{пр} = f_{пр} \cdot p_{max} \cdot \pi \cdot d \cdot L, \qquad (11.17)$$

где $f_{пр}$ – коэффициент трения при запрессовке (табл. 11.14).

Таблица 11.13

Значения гарантированных натягов, мкм [4, с. 90]

Интервал диаметров d, мм	Значения натягов N^*_{min} / N^*_{max}, мкм, для посадок										
	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$	$\frac{H8}{z8}$
Св. 30 до 40	$\frac{7}{36}$	$\frac{15}{44}$	$\frac{13}{59}$	$\frac{24}{53}$	$\frac{25}{61}$	$\frac{29}{58}$	$\frac{32}{88}$	$\frac{42}{78}$	$\frac{52}{108}$	$\frac{84}{140}$	$\frac{120}{175}$
Св. 40 до 50						$\frac{35}{64}$	$\frac{42}{98}$	$\frac{52}{88}$	$\frac{69}{125}$	$\frac{108}{164}$	$\frac{152}{207}$
Св. 50 до 65	$\frac{9}{44}$	$\frac{18}{53}$	$\frac{18}{72}$	$\frac{30}{65}$	$\frac{32}{74}$	$\frac{43}{78}$	$\frac{55}{119}$	$\frac{66}{108}$	$\frac{90}{154}$	$\frac{140}{204}$	$\frac{193}{258}$
Св. 65 до 80		$\frac{20}{50}$	$\frac{24}{78}$	$\frac{36}{71}$	$\frac{38}{80}$	$\frac{52}{87}$	$\frac{70}{134}$	$\frac{81}{123}$	$\frac{114}{178}$	$\frac{178}{242}$	$\frac{241}{306}$
Св. 80 до 100	$\frac{10}{51}$	$\frac{24}{65}$	$\frac{29}{93}$	$\frac{44}{85}$	$\frac{46}{96}$	$\frac{64}{105}$	$\frac{86}{162}$	$\frac{99}{149}$	$\frac{140}{216}$	$\frac{220}{296}$	$\frac{297}{373}$
Св. 100 до 120		$\frac{27}{68}$	$\frac{37}{101}$	$\frac{52}{93}$	$\frac{54}{104}$	$\frac{77}{118}$	$\frac{106}{182}$	$\frac{119}{169}$	$\frac{172}{248}$	$\frac{272}{348}$	$\frac{362}{438}$
Св. 120 до 140	$\frac{12}{59}$	$\frac{32}{79}$	$\frac{43}{117}$	$\frac{61}{108}$	$\frac{64}{120}$	$\frac{91}{138}$	$\frac{126}{214}$	$\frac{142}{193}$	$\frac{204}{292}$	$\frac{320}{410}$	$\frac{425}{514}$
Св. 140 до 160		$\frac{34}{81}$	$\frac{51}{125}$	$\frac{69}{116}$	$\frac{72}{128}$	$\frac{103}{150}$	$\frac{155}{243}$	$\frac{171}{227}$	$\frac{236}{324}$	$\frac{370}{460}$	$\frac{490}{579}$
Св. 160 до 180		$\frac{37}{84}$	$\frac{59}{133}$	$\frac{77}{124}$	$\frac{80}{136}$	$\frac{115}{162}$	$\frac{166}{254}$	$\frac{182}{238}$	$\frac{266}{354}$	$\frac{420}{510}$	$\frac{555}{644}$
Св. 180 до 200	$\frac{14}{69}$	$\frac{41}{96}$	$\frac{66}{152}$	$\frac{86}{140}$	$\frac{89}{155}$	$\frac{130}{184}$	$\frac{185}{587}$	$\frac{203}{269}$	$\frac{299}{401}$	$\frac{469}{571}$	$\frac{619}{721}$
Св. 200 до 225		$\frac{44}{98}$	$\frac{74}{160}$	$\frac{94}{148}$	$\frac{97}{163}$	$\frac{144}{198}$	$\frac{207}{309}$	$\frac{225}{291}$	$\frac{334}{436}$	$\frac{524}{626}$	$\frac{689}{791}$
Св. 225 до 250		$\frac{47}{101}$	$\frac{84}{170}$	$\frac{104}{158}$	$\frac{107}{173}$	$\frac{160}{214}$	$\frac{233}{335}$	$\frac{251}{317}$	$\frac{374}{476}$	$\frac{589}{691}$	$\frac{769}{871}$
Св. 250 до 280	$\frac{15}{77}$	$\frac{53}{115}$	$\frac{95}{191}$	$\frac{117}{179}$	$\frac{121}{195}$	$\frac{177}{239}$	$\frac{258}{372}$	$\frac{278}{352}$	$\frac{418}{532}$	$\frac{653}{767}$	$\frac{863}{977}$
Св. 280 до 315		$\frac{57}{119}$	$\frac{107}{203}$	$\frac{129}{191}$	$\frac{133}{207}$	$\frac{199}{261}$	$\frac{293}{407}$	$\frac{313}{387}$	$\frac{468}{582}$	$\frac{733}{847}$	$\frac{943}{1057}$

Таблица 11.14

Значения коэффициента трения при запрессовке [4, с. 88]

Материал пары	Коэффициент трения при сборке соединения
Сталь – чугун	0,20
Сталь – сталь	0,14
Сталь – бронза, латунь	0,10
Чугун – бронза, латунь	0,08

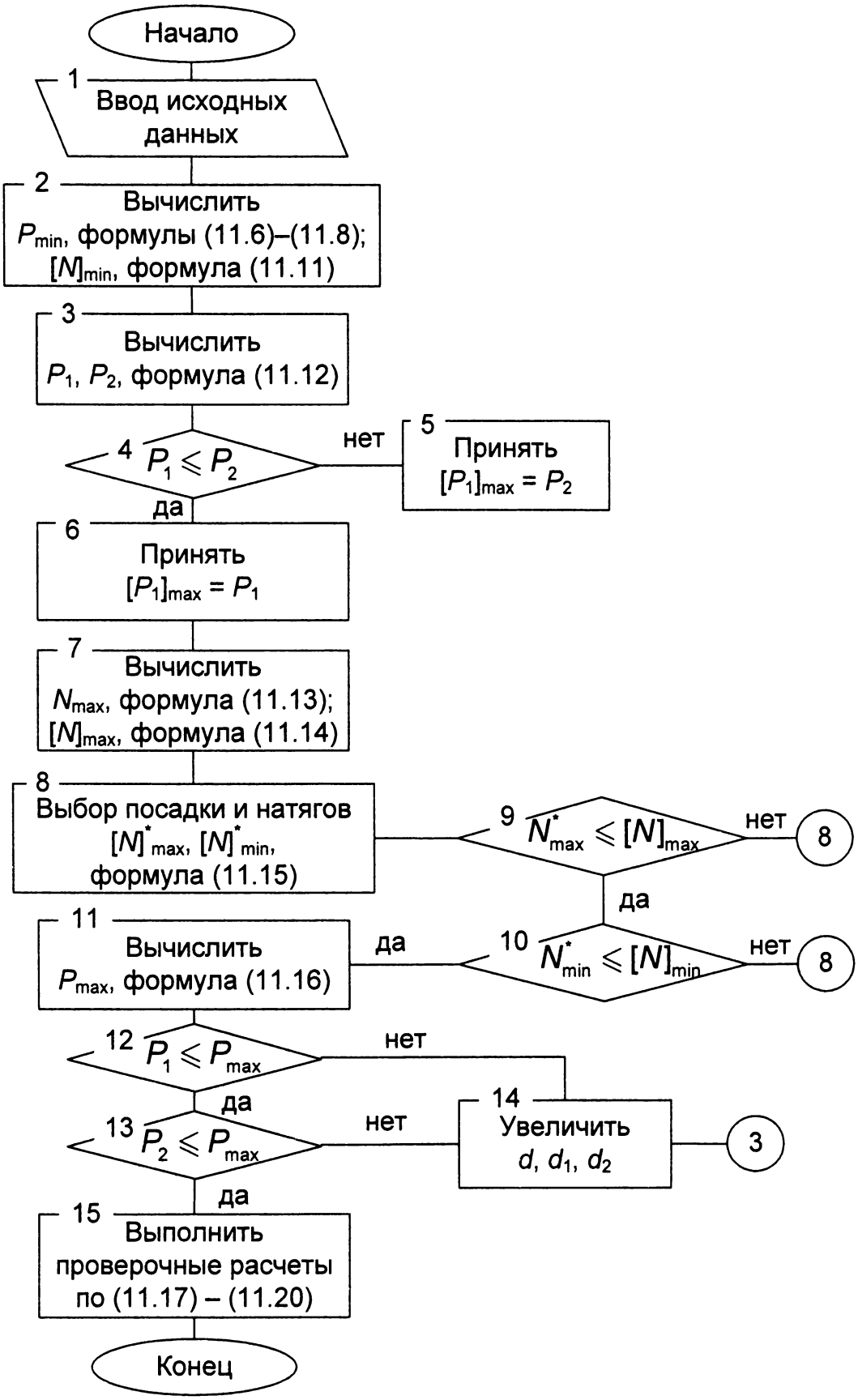


Рис. 11.12. Алгоритм расчета посадки с гарантированным натягом

В случае применения термических методов сборки соединения рассчитывают необходимую температуру нагрева ступицы t_2 (или охлаждения вала t_1):

$$t_1 = t_0 - \frac{N^*_{max} + S_0}{\alpha_1 \cdot d}, \qquad t_2 = t_0 + \frac{N^*_{max} + S_0}{\alpha_2 \cdot d}, \tag{11.18}$$

где t_0 – температура помещения, в котором осуществляют сборку соединения;

S_0 – минимально необходимый зазор при сборке ($S_0 = S_{min}$ в посадке $H7/g6$).

Затем выполняют проверочные расчеты на прочность деталей соединения:

• ступицу проверяют по условию

$$p_2 \leqslant p_{max}; \tag{11.19}$$

• пустотелый вал – по условию

$$p_1 \leqslant p_{max}. \tag{11.20}$$

При этом контактные давления p_1 и p_2 вычисляют по (11.12), а фактические контактные давления p_{max} – по (11.16).

Если условия прочности (11.19) и (11.20) не будут выполнены, то следует увеличить посадочный диаметр соединения, внести корректировку в конструкцию вала и ступицы, затем расчет посадки с гарантированным натягом повторить, начиная с (11.12).

Графический алгоритм расчета посадки с гарантированным натягом в цилиндрическом соединении при любом его нагружении представлен на рис. 11.12.

11.4.2. Рекомендации по конструированию соединения с гарантированным натягом

При конструировании соединения с гарантированным натягом целесообразно придерживаться следующих рекомендаций:

1. Следует избегать применения посадок с большим натягом. Предпочтительнее добиваться повышения несущей способности соединения за счет увеличения его диаметра, так как несущая способность пропорциональна кубу диаметра соединения.

2. Для облегчения запрессовки вала в ступицу их снабжают заходными фасками под углом 30…45° (при значительных натягах – под углом 10…15°). С этой же целью вместо фасок могут быть выполнены заходные цилиндрические пояски с посадкой $H7/e9$ (выполнение заходного пояска в ступице требует использования системы вала).

3. Поскольку при запрессовке микронеровности сопрягаемых поверхностей сминаются, то высота микронеровностей должна быть много меньше минимального натяга посадки. В противном случае после сборки соединения можно и не получить натяга.

4. Длину посадочной поверхности в соединении с натягом можно вычислить по зависимости $L \geqslant a \cdot d^{2/3}$ (для ступиц из стали $a = 4$, для ступиц из чугуна $a = 5$, для ступиц из легких сплавов $a = 6$). Длину посадочной поверхности увеличивают до $(1{,}5…2{,}0) \cdot d$ при повышенных требованиях к надежности соединения с натягом или знакопеременной нагрузке на него.

5. Для соединений малого диаметра ($d < 40$ мм) шероховатость грубее 9-го класса ($Ra = 0{,}2$ мкм) недопустима. Детали соединений с посадочным диаметром $d > 40$ мм обрабатывают несколько грубее: поверхности валов – по 8–10-му классам ($Ra = 0{,}1…0{,}4$ мкм), а ступиц – по 7–9-му классам шероховатости ($Ra = 0{,}2…0{,}6$ мкм). Вместе с тем повышение чистоты обработки посадочных поверхностей свыше $Ra = 0{,}06$ мкм приводит к снижению несущей способности соединения вследствие уменьшения коэффициента трения на сопрягаемых поверхностях деталей.

6. Несущую способность соединений с натягом можно значительно повысить (в 2,0–4,5 раза) за счет химико-термической обработки посадочных поверхностей вала и ступицы – нанесения гальванических покрытий толщиной 0,01–0,02 мм. Покрытия усиливают сцепление контактных поверхностей деталей благодаря взаимной диффузии атомов покрытия и основного металла под действием повышенных контактных давлений. При этом на посадочных поверхностях образуются промежуточные структуры, т. е. происходит холодное спаивание, величина коэффициента трения приближается к единице. Физический смысл коэффициента трения, характеризующего сопротивление относительному перемещению деталей, меняется: здесь он отражает сопротивление сдвигу промежуточного слоя металла.

7. Следует помнить, что соединения с натягом недопустимо подвергать термообработке, так как при нагреве натяг исчезает вследствие потери упругости материалов деталей.

8. Для установки ступицы в нужном осевом положении относительно вала на ступенчатом валу выполняют бурт или заплечик, до упора в который запрессовывают ступицу, а на гладкий вал надевают дистанционные кольца.

Итак, получить неразъемное соединение с натягом можно:

- при неупрочненных посадочных поверхностях деталей и большом натяге;
- при использовании твердых гальванических покрытий сопряженных поверхностей вала и ступицы (демонтаж соединения приводит к образованию задиров, царапин и глубоких вырывов основного металла, иногда на значительных участках посадочных поверхностей деталей).

Остальные соединения с натягом можно назвать разъемными с ограниченным числом сборок и разборок (не более трех).

12. КОНСТРУИРОВАНИЕ КРЫШЕК И СТАКАНОВ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ РЕДУКТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ

12.1. Конструирование крышек для опорных узлов валов редукторных передач

Крышки подшипниковых узлов подразделяют на накладные (привертные, торцевые) и закладные (врезные). Торцевые крышки стандартизованы, их применяют во всех типах редукторных передач. Закладные крышки используют в цилиндрических, реже – в конических и червячных передачах, что объясняется технологией регулирования зацеплений в этих передачах. Все подшипниковые крышки подразделяют:

• на сквозные, т. е. с отверстием, через которое пропускают концевые участки входного и выходного валов редуктора;

• глухие, т. е. без сквозного отверстия; они изолируют подшипниковый узел от окружающей среды.

В сквозные крышки устанавливают уплотнения, чтобы исключить попадание извне каких-либо частиц в подшипниковый узел. Вид уплотнения определяется величиной окружной скорости участка вала, на который его устанавливают, и типом смазки подшипника (рис. 12.1). В настоящее время предпочтение отдают манжетным уплотнениям по ГОСТ 8752–79. Чаще всего крышки изготавливают из чугуна марок СЧ 15 и СЧ 20 по ГОСТ 1412–85 (возможно применение стального и алюминиевого литья).

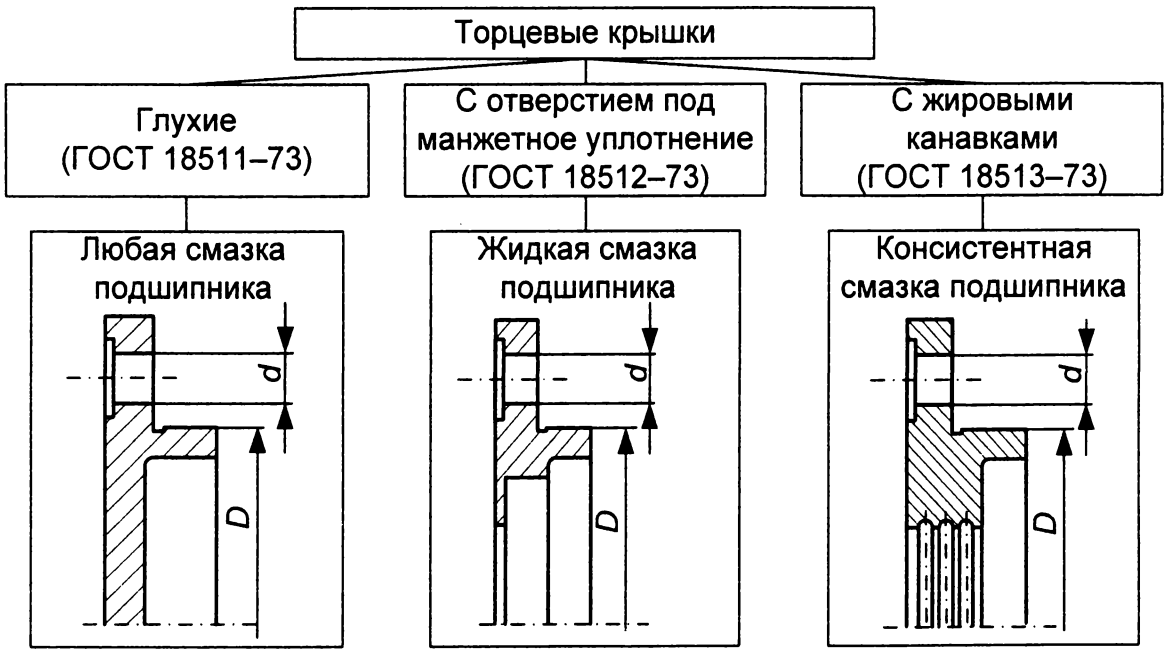


Рис. 12.1. Стандартные торцевые крышки

Использование в редукторных передачах стандартных торцевых крышек удешевляет эксплуатацию и конструкцию редуктора в целом. Торцевые крышки обеспечивают легкий доступ к подшипнику опорного узла вала – достаточно отвинтить 4–6 винтов (табл. 12.1). Эти крышки базируют относительно корпуса редуктора по кольцевой поверхности фланца, поэтому цилиндрическая посадочная поверхность диаметром D короткая. Между базовым торцом фланца крышки и корпусом редуктора, как правило, располагают набор тонких металлических прокладок, предназначенных для регулирования осевых зазоров в подшипниках.

Таблица 12.1

Число и размеры винтов крепления крышек к корпусу редуктора в функции наружного диаметра подшипника [1, с. 192; 6, с. 157]

Посадочный диаметр подшипника в корпус D, мм	Типоразмер винтов крепления крышки к корпусу	Число винтов Z
Св. 40 до 62	Винт М6 (в отв. d = 7 мм)	4
Св. 65 до 75	Винт М8 (в отв. d = 9 мм)	
Св. 80 до 95		6
Св. 100 до 145	Винт М10 (в отв. d = 11 мм)	
Св. 150 до 220	Винт М12 (в отв. d = 13 мм)	

При малых межосевых расстояниях в цилиндрических редукторных передачах может получиться так, что фланцы соседних крышек «перекроют» друг друга. В этом случае их срезают таким образом, чтобы образовался зазор между срезами в 1…2 мм (рис. 12.2).

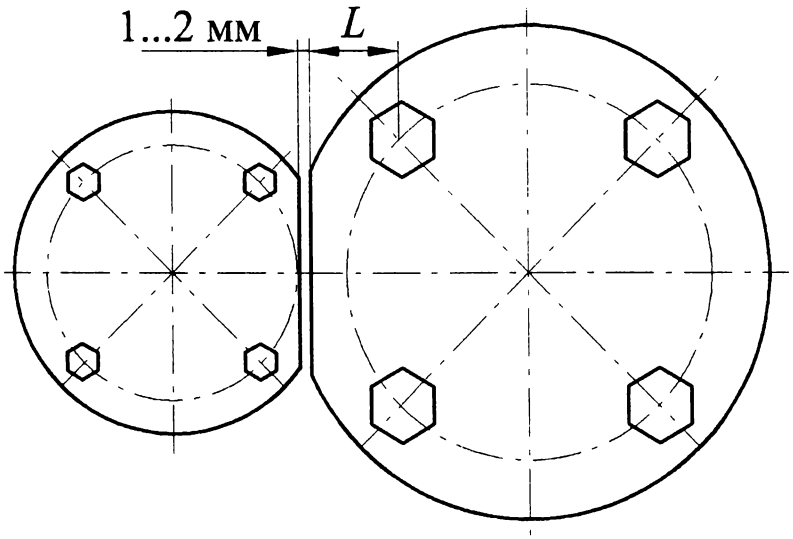


Рис. 12.2. Срез торцов крышек

Расстояние от линии среза до оси ближайшего винта принимают равным [4, с. 170]

$$L \geqslant (1{,}1 \ldots 1{,}2) \cdot d,$$

где d – наружный диаметр резьбы винта.

Примеры обозначения стандартных торцевых крышек:

• крышка 1.2 – 68×35 ГОСТ 18512–73: торцевая крышка с отверстием для манжетного уплотнения типа 1, исполнения 2, с посадочным диаметром $D = 68$ мм и диаметром сквозного отверстия под вал, равным 35 мм;

• крышка 1.2 – 65 ГОСТ 18511–73: торцевая глухая крышка типа 1, исполнения 2, с посадочным диаметром $D = 65$ мм;

• крышка 1.2 – 65×35 ГОСТ 18512–73: торцевая крышка с жировыми канавками типа 1, исполнения 2, с посадочным диаметром $D = 65$ мм и диаметром сквозного отверстия под вал, равным 35 мм.

Закладные (врезные) крышки не стандартны. Эти крышки широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема по осям валов, например в цилиндрических редукторах.

Применение закладных крышек вместо торцевых упрощает конструкцию опорных узлов валов и снижает вес редуктора (за счет отсутствия крепежа). Одновременно закладные крышки затрудняют доступ к подшипникам, так как вынуть закладную крышку из расточки корпуса под опору вала возможно только после снятия крышки редуктора.

Для осевой фиксации закладной крышки в корпусе редуктора предусматривают кольцевой выступ на ее наружной посадочной поверхности с допуском по ширине выступа $d11$. В корпусных деталях редуктора под этот выступ выполняют канавку, на ширину которой назначают допуск $H7$. Таким образом, центрирование крышки по кольцевому выступу осуществляют за счет посадки с соотношением полей допусков $H7/d11$ (рис. 12.3).

Размеры врезных крышек вычисляют по зависимостям [4, с. 171]:

• ширина кольцевого выступа $S = (0{,}9 \ldots 1{,}0) \cdot t$;

• высота кольцевого выступа $c = 0{,}5 \cdot S$;

• толщина тела крышки $\delta = (0{,}9 \ldots 1{,}0) \cdot t$;

• посадочный диаметр крышки D (равен наружному посадочному диаметру подшипника);

• длина посадочного цилиндра крышки $L \geqslant b$ (назначают конструктивно в зависимости от размеров прилива корпуса под опорный узел вала).

При установке крышки в расточку корпуса редуктора ее центрируют по кольцевому выступу, а по диаметру D назначают посадку в корпус редуктора с соотношением полей допусков $H7/h8$. Чтобы обеспечить надежность центрирования закладной крышки по кольцевому выступу в корпусе редуктора, его выделяют с обеих сторон:

• со стороны подшипника уменьшают диаметр цилиндра крышки до величины $D_1 = D - (0{,}5\ldots1{,}0)$ мм [4, с. 171];

• с противоположной стороны выполняют подточку размерами, указанными в табл. 12.2; форма подточки показана на рис. 12.4.

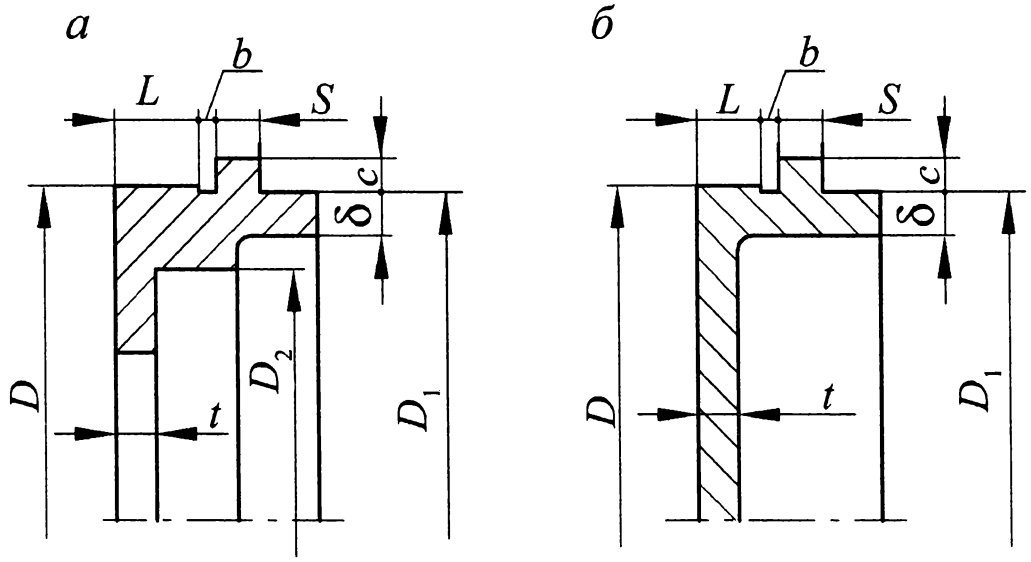


Рис. 12.3. Врезные крышки:

а – глухая; *б* – сквозная; D – посадочный диаметр крышки; S, c – ширина и высота кольцевого выступа; L – длина посадочного цилиндра крышки; t – толщина стенки крышки; b – ширина канавки; δ – толщина тела крышки

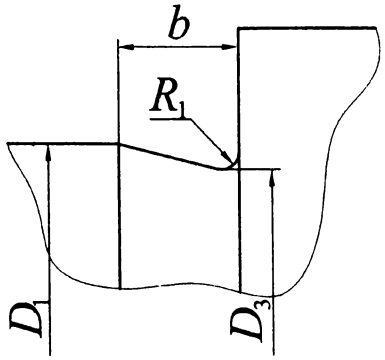


Рис. 12.4. Подточка на посадочном цилиндре подшипниковой крышки

Таблица 12.2

Размеры подточек на наружном цилиндре врезной крышки [4, с. 159; 6, с. 72]

Параметр	Значения параметра			
Диапазон посадочных диаметров D_1, мм	Св. 10 до 50	Св. 50 до 100	Св. 100 до 150	Св. 150
Диаметр D_3, мм	$D_1 - 0{,}5$	$D_1 - 1{,}0$	$D_1 - 1{,}5$	$D_1 - 2{,}0$
Ширина подточки b, мм	3	4	5	6
Радиус R_1, мм	1,0	1,6	2,0	2,5
Толщина стенки t, мм	5	6	7	8

Примечание. Для чугунных крышек толщина стенки – не менее 8 мм.

12.2. Базирование. Допуски расположения и шероховатость поверхностей крышек для опорных узлов валов редукторных передач

Посадочные цилиндры крышек, как правило, короткие, т.е их длина L менее $0{,}8D_1$ (рис. 12.5). Поэтому в качестве базовой поверхности принимают торцевую поверхность фланца привертной крышки (база Б) и торцевую поверхность центрирующего бурта закладной крышки (база В). Радиус скругления R назначают не более 1 мм, так как между торцом крышки и корпусом редуктора помещают набор тонких металлических прокладок для регулирования осевых зазоров подшипников (рис. 12.5, *а*).

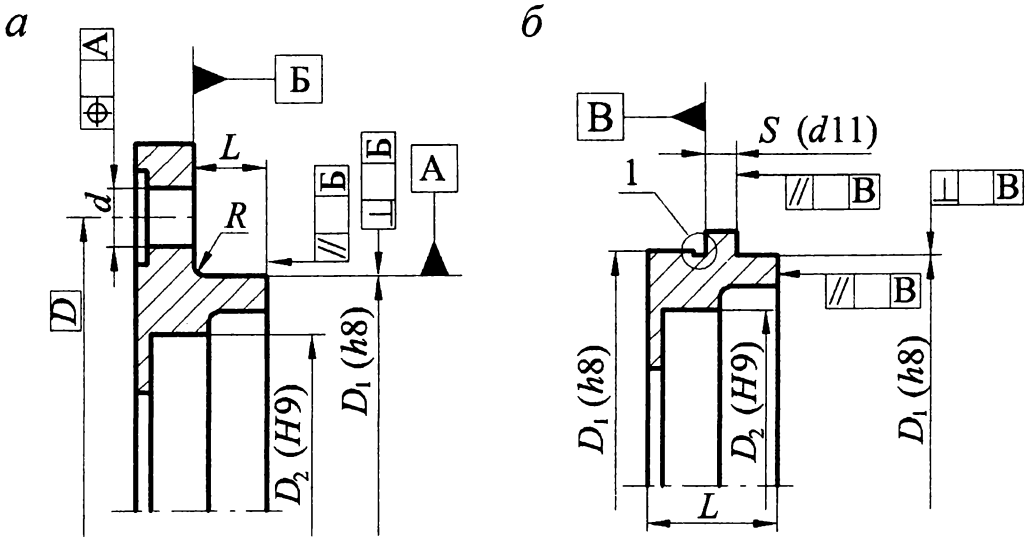


Рис. 12.5. Допуски формы и расположения поверхностей крышек подшипниковых узлов:
а – торцевой крышки; *б* – врезной крышки

Чтобы не использовать алмазный инструмент для выполнения скругления радиусом $R < 1$ мм, вместо скругления можно выполнить подточки (место 1 на рис. 12.5, *б*).

Поле допуска посадочного цилиндра диаметром D: для глухой торцевой крышки – $d11$, для сквозной торцевой крышки с отверстием под манжетное уплотнение – $h8$, для врезных крышек – $h8$. Допуски расположения поверхностей врезных и нестандартных торцевых крышек приведены в табл. 12.3.

Таблица 12.3

Допуски расположения поверхностей подшипниковых крышек [6, с. 103, 180]

Диапазон посадочных диаметров D, мм	Допуски параллельности, мкм	Допуски перпендикулярности
Св. 18 до 30	21	1/4 допуска на посадочный диаметр D_1 [1, с. 127]
Св. 30 до 50	25	
Св. 50 до 80	30	
Св. 80 до 120	35	
Св. 120 до 180	40	

Обозначение шероховатости механически обрабатываемых поверхностей подшипниковых крышек редукторов показано на рис. 12.6.

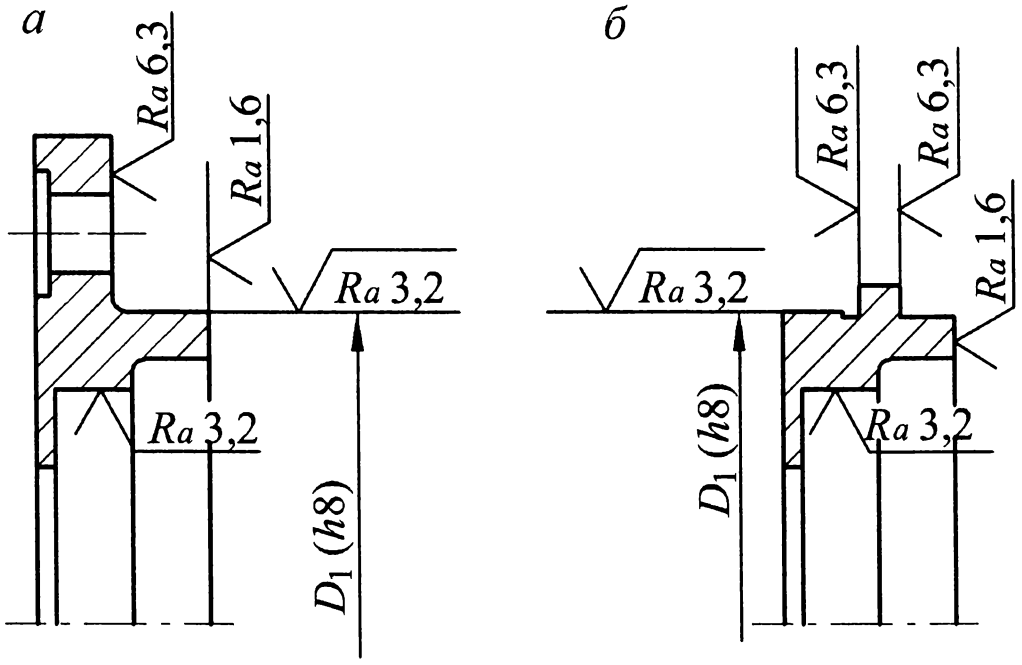


Рис. 12.6. Обозначение шероховатости поверхностей торцевой (*а*) и врезной (*б*) подшипниковых крышек

Шероховатость посадочного цилиндра подшипниковой крышки назначают в зависимости от величины его диаметра: при $D_1 \leqslant 80$ мм – *Ra* 3,2; при $D_1 > 80$ мм – *Ra* 6,3 [6, с. 180]. Шероховатость механически не обрабатываемых поверхностей – *Ra* 12,5 (если крышка отлита из стали) или *Ra* 25 (если отливка из чугуна).

12.3. Конструирование стаканов для опорных узлов валов редукторных передач

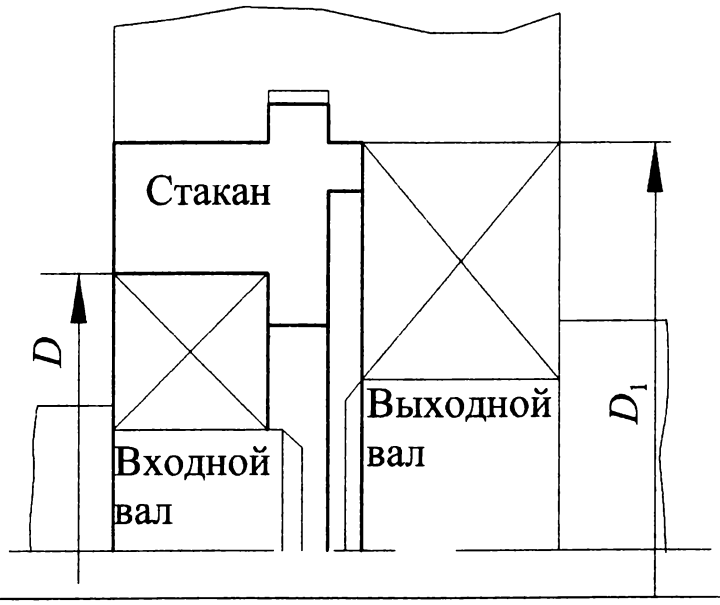
Назначение и конструкция стакана в подшипниковом узле вала редуктора зависят от вида передачи и схемы установки подшипников на вал (табл. 12.4).

Стаканы конструируют для опорных узлов валов, поэтому основным диаметром при проектировании стакана является наружный посадочный диаметр подшипника *D*.

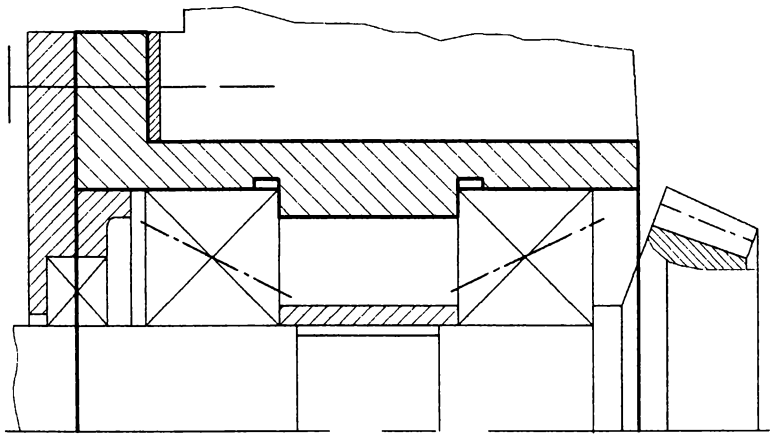
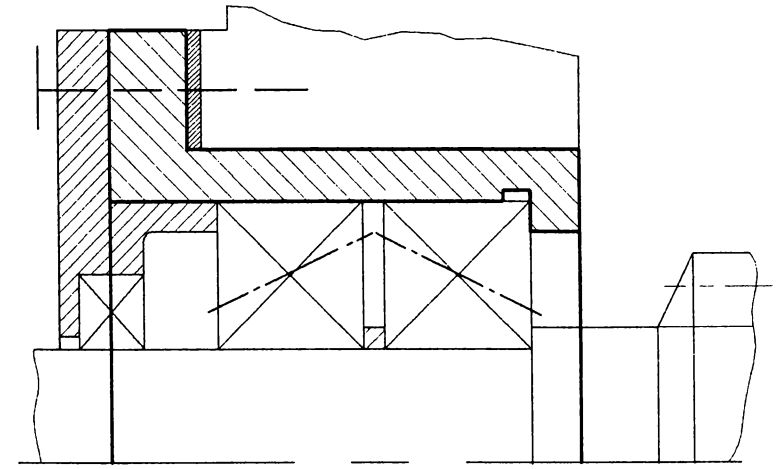
Чтобы обеспечить требуемую точность установки подшипника в стакан, на внутренней посадочной поверхности стакана выполняют подточку (рис. 12.7). Размеры этой подточки следует выбирать в зависимости от наружного диаметра подшипника *D* по табл. 12.5.

Таблица 12.4

Примеры использования стаканов в опорных узлах валов редукторов

Тип редуктора	Цель установки стакана	Место установки стакана
1	2	3
Цилиндрический соосный	Упрощение расточки гнезда под соосную опору Повышение точности расточки гнезда под соосную опору	

Окончание табл. 12.4

1	2	3
Конический редуктор, входной вал	Обеспечение возможности регулирования зацепления по пятну контакта	
Червячный редуктор, опоры червяка	Обеспечение возможности осевого монтажа (и демонтажа) червяка в корпус редуктора Обеспечение возможности регулирования зацепления по пятну контакта	

Примечание. На рисунках, приведенных в таблице, выделены стаканы, а остальные детали узла показаны тонкими линиями.

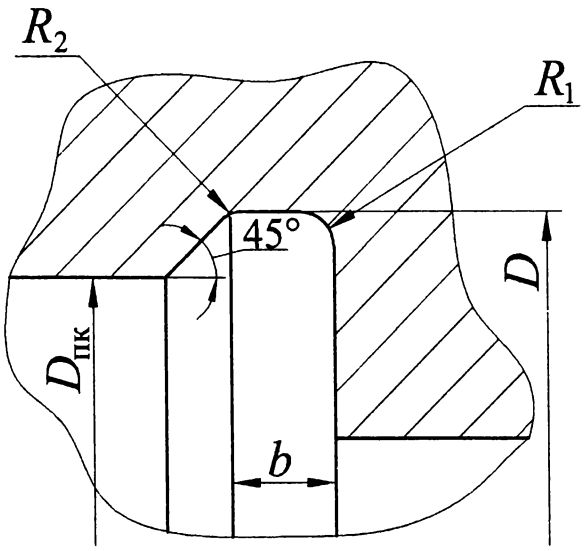


Рис. 12.7. Подточка на внутреннем цилиндре стакана

Таблица 12.5

Размеры подточки на внутреннем цилиндре стакана, мм [6, с. 72]

Диаметр $D_{пк}$	Ширина b	Диаметр D	Радиус R_1	Радиус R_2
Св. 10 до 50	3	$D_{пк}$ + 0,5	1,0	0,5
Св. 50 до 100	4	$D_{пк}$ + 1,0	1,6	0,5
Св. 100 до 150	5	$D_{пк}$ + 1,5	2,0	1,0

Одна из возможных конструкций стакана показана на рис. 12.8.

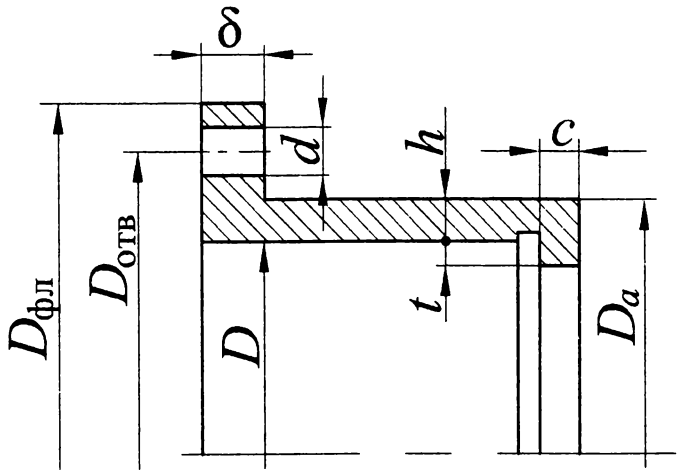


Рис. 12.8. Конструкция стакана опорного узла вала:
D – наружный диаметр подшипника; $D_{фл}$ – диаметр фланца стакана; $D_{отв}$ – диаметр окружности расположения отверстий под винты; $D_{ст}$ – посадочный диаметр стакана; d – диаметр отверстия под винт; h – толщина стенки стакана; t – высота заплечика; δ – толщина фланца; c – толщина днища стакана

Основные размеры стакана можно вычислить по эмпирическим зависимостям [6, с. 181]:

- посадочный диаметр стакана в корпус редуктора: $D_{ст} = D + 2h$;
- толщина стенки стакана h (назначают в функции наружного посадочного диаметра подшипника D (табл. 12.6));
- толщина фланца: $\delta = (1{,}0\ldots1{,}2) \cdot h$;
- диаметр отверстия под винт d, размеры и число винтов (см. табл. 12.1);
- диаметр фланца: $D_{фл} = D + (4{,}0\ldots4{,}5) \cdot d$;
- диаметр окружности, на которой расположены оси отверстий под винты крепления стакана к корпусу редуктора: $D_{отв} = D + 2{,}5 \cdot d$;
- высота заплечика t (табл. 12.7);
- толщина днища стакана: $c = h$;

• длина стакана (назначают конструктивно, по месту его расположения в опорном узле редукторной передачи).

Таблица 12.6

Толщина стенки стакана h [6, с. 181]

Параметр	Значения параметра			
Наружный диаметр подшипника D, мм	До 52	52…80	80…120	120…170
h, мм	4…5	6…8	8…10	10…12,5

Таблица 12.7

Размеры заплечиков стаканов t [4, с. 133]

Параметр	Значения параметра							
Радиус скругления кольца подшипника r, мм	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
t, мм	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

С целью сокращения объема механической обработки посадочных поверхностей (внутренней – под подшипники, наружной – для установки стакана в корпус) длины посадочных поверхностей укорачивают, оставляя на них центрирующие пояски (рис. 12.9).

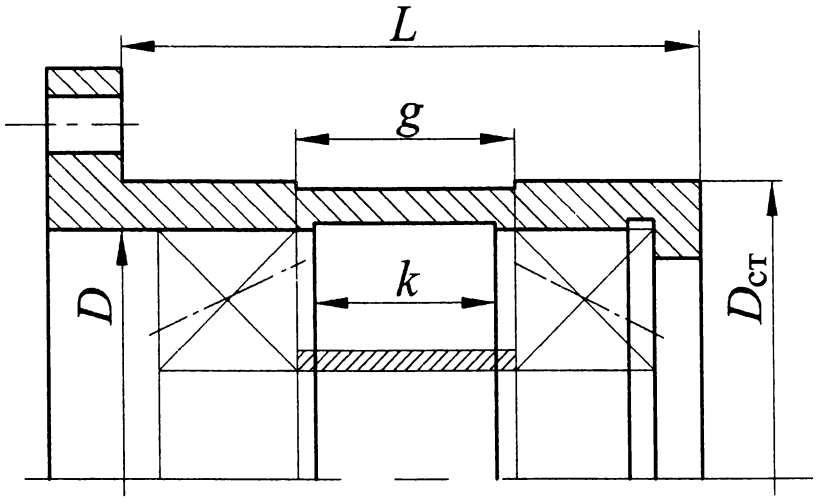


Рис. 12.9. Укорочение посадочных поверхностей стакана

Размер g определяют конструктивно после проектирования опорного узла вала и уточнения положения подшипников в стакане (см. рис. 12.9). Размер k назначают меньше размера g на (6…8) мм с целью снижения концентрации напряжений в стенках стакана [6, с. 181].

12.4. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей стаканов для опорных узлов валов редукторов

При регулировании зацепления конической или червячной передачи по пятну контакта стакан (вместе с установленными в нем подшипниками) перемещают в осевом направлении. Для обеспечения возможности такого перемещения назначают посадку стакана в корпус (по диаметру $D_{ст}$) с сочетанием полей допусков $h7/j_S 6$ [4, с. 168]. На рис. 12.10 показаны все допуски формы и расположения ответственных поверхностей стакана.

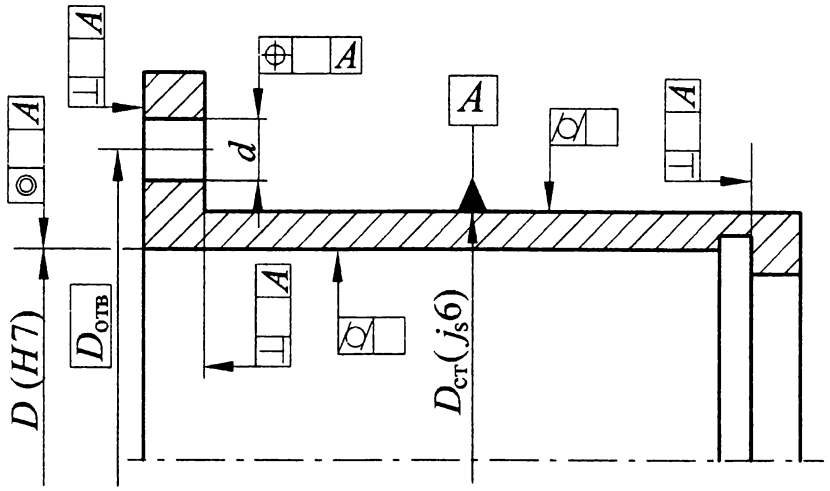


Рис. 12.10. Допуски формы и расположения поверхностей стакана

Допуск цилиндричности на посадочные поверхности стакана назначают в зависимости от диаметров этих поверхностей (табл. 12.8).

Допуск соосности равен половине допуска цилиндричности.

Таблица 12.8

Допуски формы и расположения поверхностей стаканов [6, с. 181]

Интервалы диаметров, мм	Поверхность диаметром $D_{ст}$, мм		Поверхность диаметром D, мм	
	Цилиндричность, мкм	Соосность, мкм	Цилиндричность, мкм	Перпендикулярность, мкм
Св. 18 до 30	7	3,5	10	33
Св. 30 до 50	8	4,0	12	39
Св. 50 до 80	10	5,0	15	46
Св. 80 до 120	12	6,0	18	54
Св. 120 до 180	12	6,0	20	63
Св. 180 до 250	14	7,0	23	72

Допуск перпендикулярности торцевой поверхности фланца стакана, соприкасающейся с корпусом редуктора (через набор тонких металлических прокладок для регулирования зацепления по пятну контакта) относительно оси посадочного цилиндра диаметром D, назначают в зависимости от величины этого диаметра (табл. 12.9).

Таблица 12.9

Допуски перпендикулярности фланца стакана относительно оси посадочного цилиндра диаметром D [6, с. 169]

Параметр	Значения параметра					
D, мм	$\leqslant 80$	$\leqslant 120$	$\leqslant 150$	$\leqslant 180$	$\leqslant 250$	$\leqslant 315$
Допуск, мкм	40	45	50	60	70	80

Шероховатость посадочной поверхности стакана под подшипник диаметром $D \leqslant 80$ мм назначают *Ra* 0,8; диаметром $D > 80$ мм – *Ra* 1,6 (рис. 12.11). Шероховатость торцевых поверхностей стакана, в которые упирается наружное кольцо подшипника, – на один класс грубее шероховатости цилиндрической посадочной поверхности стакана диаметром D.

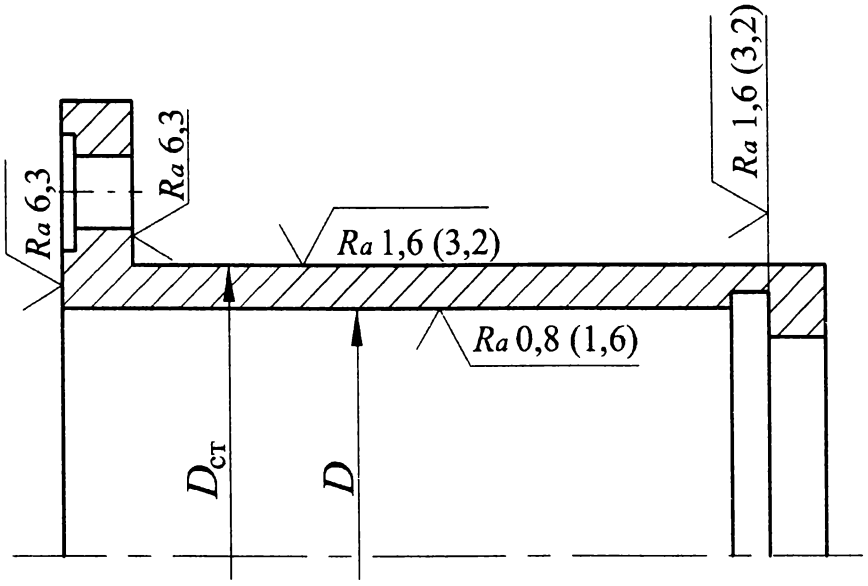


Рис. 12.11. Шероховатость ответственных поверхностей стакана

Шероховатость посадочной поверхности диаметром $D_{ст}$ назначают исходя из его размера [6, с. 181]:

- при $D_{ст} \leqslant 80$ мм *Ra* 1,6 мкм;
- при $D_{ст} > 80$ мм *Ra* 3,2 мкм.

Остальные поверхности стаканов изготавливают с шероховатостью не грубее *Ra* 12,5 мкм (если стакан отлит из стали) или не грубее *Ra* 25 мкм (если отливка из чугуна).

13. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ

13.1. Особенности конструирования корпусных деталей

Корпусные детали обеспечивают необходимое взаимное расположение всех деталей редукторов. Корпус воспринимает все силы, возникающие в редукторе, и передает их через раму (или плиту) на фундамент. Корпусные детали имеют, как правило, сложную форму, поэтому их изготавливают литьем. Чаще всего для этих целей применяют чугун, сталь.

При повышенных требованиях к металлоемкости привода (для снижения массы) отливки выполняют из легких сплавов: алюминиевых или магниевых. В условиях единичного или мелкосерийного производства корпусные детали могут быть изготовлены путем сварки. Форма и конструкция корпусных деталей зависят:

- от вида и количества передач редуктора;
- относительного взаимного расположения колес;
- типа подшипников в опорах валов редуктора;
- типа подшипниковых крышек (закладные или торцевые);
- расположения приливов на корпусных деталях (внешние или внутренние);
- положения плоскости стыка крышки и корпуса редуктора (наиболее распространены корпуса редукторных передач с разъемом по плоскости, в которой расположены оси валов).

В настоящее время в конструировании корпусных деталей наметились следующие тенденции:

1) их очерчивают плоскими поверхностями;

2) приливы под крепление крышки редуктора с корпусом выполняют внешними, а в корпусе – внутренними;

3) все ребра жесткости вводят внутрь корпуса;

4) лапы корпуса не выводят за его пределы, а для крепежа выполняют гнезда;

5) проушины для транспортировки редуктора отливают заодно с корпусными деталями.

Такое конструирование корпусных деталей позволяет повысить долговечность, обеспечить большую жесткость и виброустойчивость, упростить механическую обработку этих деталей, а также дает возможность залить

больше масла в картер редуктора (без увеличения его габаритов). Вместе с тем такое конструирование (при сравнении с конструированием корпусных деталей, имеющих внешние приливы, лапы и ребра) приводит к усложнению литейной оснастки и увеличению массы корпусных деталей редуктора.

Корпусные детали для цилиндрических, конических и червячных передач имеют как много общего, так и принципиальные отличия, обусловленные особенностями передач.

Корпус цилиндрического редуктора для удобства сборки выполняют разъемным (рис. 13.1). Плоскость разъема проходит через оси валов и параллельна плоскости основания корпуса, которая является базовой при механической обработке корпуса редуктора. Верхнюю часть крышки редуктора также выполняют плоской. Она служит технологической базой при механической обработке плоскости стыка крышки редуктора.

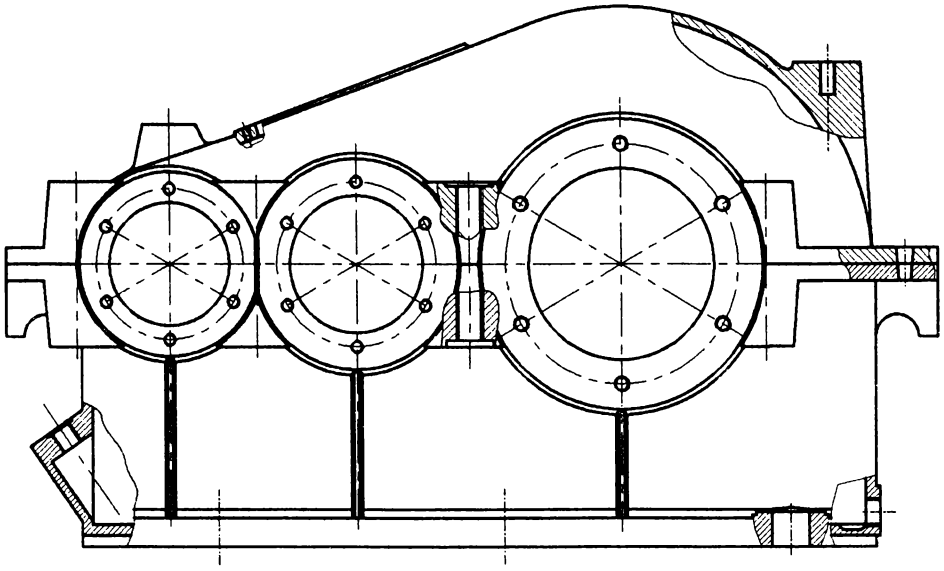


Рис. 13.1. Корпус цилиндрического двухступенчатого редуктора

Основные требования к точности обработки корпуса и крышки редуктора: соосность расточек под подшипники, параллельность осей расточек друг другу и базовой плоскости (технологической базе детали).

Корпус конического редуктора имеет особенность – длинный консольный прилив под опоры входного вала передачи. Корпусные детали, так же как и в цилиндрическом редукторе, для удобства сборки выполняют разъемными. Стык располагают горизонтально. Технологическими базовыми плоскостями служат: для корпуса – плоскость основания, для крышки – опорная плоскость под смотровую крышку (рис. 13.2). Механическую обра-

ботку стыковых поверхностей корпуса и крышки выполняют относительно этих базовых поверхностей.

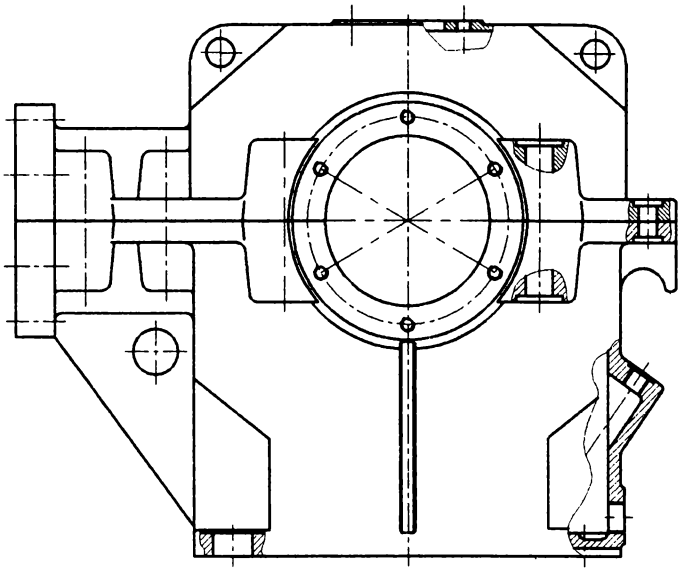


Рис. 13.2. Корпус одноступенчатого конического редуктора

Основные требования к точности обработки корпуса и крышки редуктора: соосность расточек под подшипники, перпендикулярность осей расточек друг другу и параллельность базовой плоскости (технологической базе детали).

Корпус червячного редуктора имеет плоскость разъема по оси колеса, так как червячный вал монтируют в корпус в осевом направлении. Плоскость разъема параллельна плоскости основания, которая служит базовой для механической обработки корпуса редуктора (рис. 13.3).

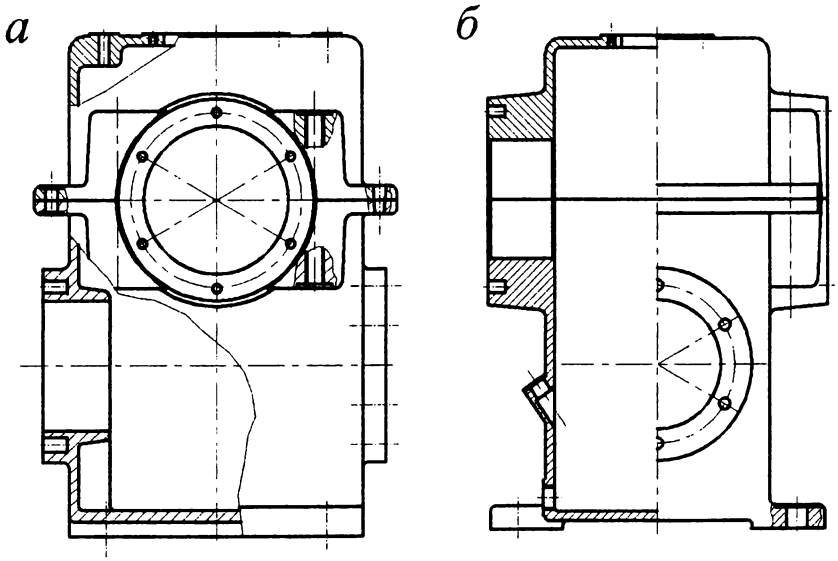


Рис. 13.3. Корпус червячного редуктора:
а – главный вид; *б* – вид сбоку

В верхней части крышки редуктора выполняют прилив под смотровую крышку, который изготавливают параллельным плоскости основания корпуса. Эта плоскость является базовой для механической обработки поверхности стыка крышки редуктора.

Основные требования к точности обработки корпуса и крышки редуктора: соосность расточек под подшипники; перпендикулярность осей расточек входного и выходного валов друг другу и параллельность каждой оси базовой плоскости (технологической базе детали). Поскольку оси червяка и колеса в пространстве перекрещиваются, то требования перпендикулярности осей должны быть выполнены в двух плоскостях.

13.2. Алгоритм конструирования корпусных деталей редуктора

Конструирование корпусных деталей редуктора включает следующие этапы:

1. Эскизная прорисовка корпуса после конструирования передач редуктора. Ориентировочно прорисовывают внутреннюю стенку корпуса редуктора на виде сверху (для цилиндрических, конических или коническо-цилиндрических передач) или на главном виде (для червячных передач).

2. Конструирование опорных узлов валов редуктора:

• выбор способа смазки опор и зацеплений;

• упрощенное изображение подшипников на эскизной компоновке передачи;

• вычерчивание мазеудерживающих колец (при скорости в зацеплении колес менее 1 м/с) или маслоотражательных колец в опорных узлах валов.

3. Расчет размеров всех элементов корпусных деталей: толщины стенки, ребер жесткости, размеров крепежа, лап, приливов и т. д.

4. Конструирование приливов корпусных деталей:

• определение конфигурации прилива (бобышки) под крепеж у расточки корпуса под подшипник в зависимости от размера крепежа;

• расчет количества крепежа по поясу редуктора (если корпус имеет внешние приливы) и шага их расположения;

• определение формы и размеров приливов под крышки подшипников (закладные или торцевые);

• расчет диаметра и местоположения отверстий под штифты, а также всех необходимых для эксплуатации корпуса редуктора конструктивных элементов.

13.3. Последовательность конструирования и технология изготовления литых корпусов редукторов

Эскизная прорисовка корпуса. Эскизную прорисовку корпуса цилиндрического редуктора выполняют после эскизирования передач (см. п. 3.6, рис. 3.6) на миллиметровой бумаге формата А1 или А2 (в зависимости от выбранного масштаба) в виде разреза по плоскости стыка крышки и корпуса редуктора (рис. 13.4). Контуры внутренней стенки корпуса редуктора проводят на расстоянии y от зубчатых колес передач (см. рис. 13.4). Размер y назначают не менее $1{,}2\delta$ (δ – толщина стенки корпуса редуктора).

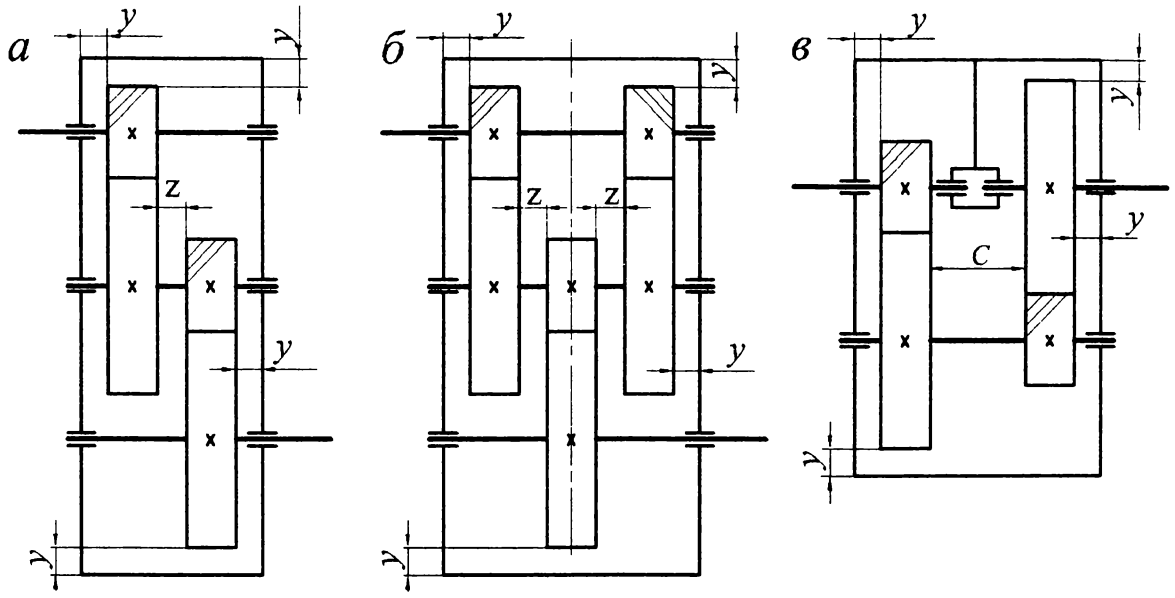


Рис. 13.4. Прорисовка внутренней стенки корпуса цилиндрического редуктора: *а* – с последовательным расположением ступеней; *б* – с быстроходной раздвоенной шевронной ступенью; *в* – соосного редуктора

Вверх от шестерни первой ступени редуктора и вниз от колеса второй ступени откладывают размер y от цилиндра выступов. Если диаметр выступов шестерни меньше наружного диаметра подшипника опоры первого вала редуктора, то размер y откладывают от наружного цилиндра подшипника. Влево и вправо размер y откладывают от торцов ступиц колес обеих ступеней редуктора, если они шире зубчатых венцов. Расстояние между ступенями z принимают равным $z = (1{,}0\ldots1{,}5)y$.

В соосном редукторе расстояние C между ступенями получают измерением по компоновке после выбора и проверочного расчета подшипников первого и третьего валов редуктора.

Эскизную прорисовку корпуса конического редуктора выполняют после конструирования и эскизирования передачи (см. п. 4.5) на милли-

метровой бумаге формата А1 или А2 (в зависимости от выбранного масштаба) в виде разреза по плоскости стыка крышки и корпуса редуктора (см. рис. 4.3).

Расстояния y откладывают от торца шестерни влево, от ступицы колеса вниз, от зубчатого венца колеса вправо (рис. 13.5). Чтобы корпус редуктора получился симметричным относительно оси входного вала (оси шестерни), полученное (путем измерения по компоновке) расстояние A от оси шестерни до внутренней стенки корпуса редуктора откладывают вверх от оси шестерни и проводят верхнюю линию внутренней стенки корпуса. Так строят линию контура внутренней стенки корпуса конического редуктора.

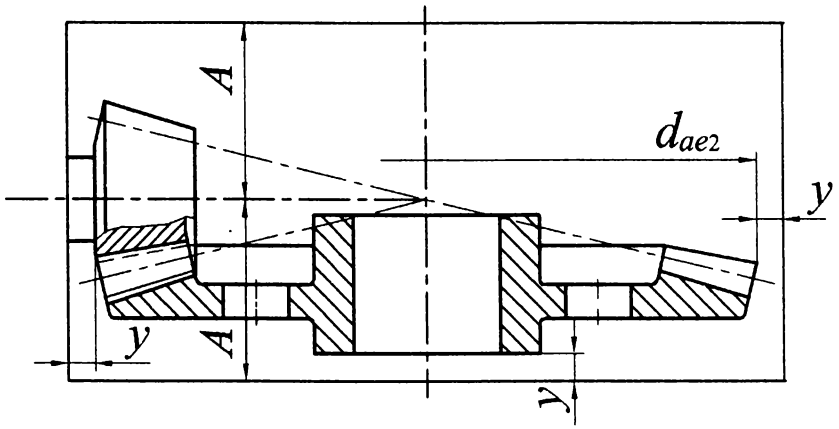


Рис. 13.5. Прорисовка внутренней стенки корпуса конического редуктора

Эскизную прорисовку корпуса червячного редуктора приходится выполнять в двух проекциях, так как оси червяка и колеса перекрещиваются в пространстве. К прорисовке внутренней стенки корпуса редуктора приступают после расчета, конструирования и эскизирования передачи (см. п. 5.8) на миллиметровой бумаге формата А1 или А2 (в зависимости от выбранного масштаба) в виде разрезов по главному сечению червяка (рис. 13.6, *а*) и диаметральному сечению колеса (рис. 13.6, *б*).

Поскольку червячная передача при работе нагревается, то контуры внутренней стенки корпуса редуктора проводят на большем расстоянии от колеса и червяка, чем в зубчатых редукторах: $k = 15$ мм (см. рис. 13.6). Размер k можно вычислять в зависимости от габаритного размера передачи H [4, с. 48]:

$$k = \sqrt[3]{H} + 3.$$

Расстояние от наружного цилиндра червяка до днища корпуса редуктора принимают равным $b_0 = 4k$ [4, с. 293]. Располагать подшипники чер-

вяка можно так, чтобы точки приложения опорных реакций находились в точках *1* и *2*, т. е. на расстоянии $L = d_{aM2}$ (см. рис. 13.6, *а*).

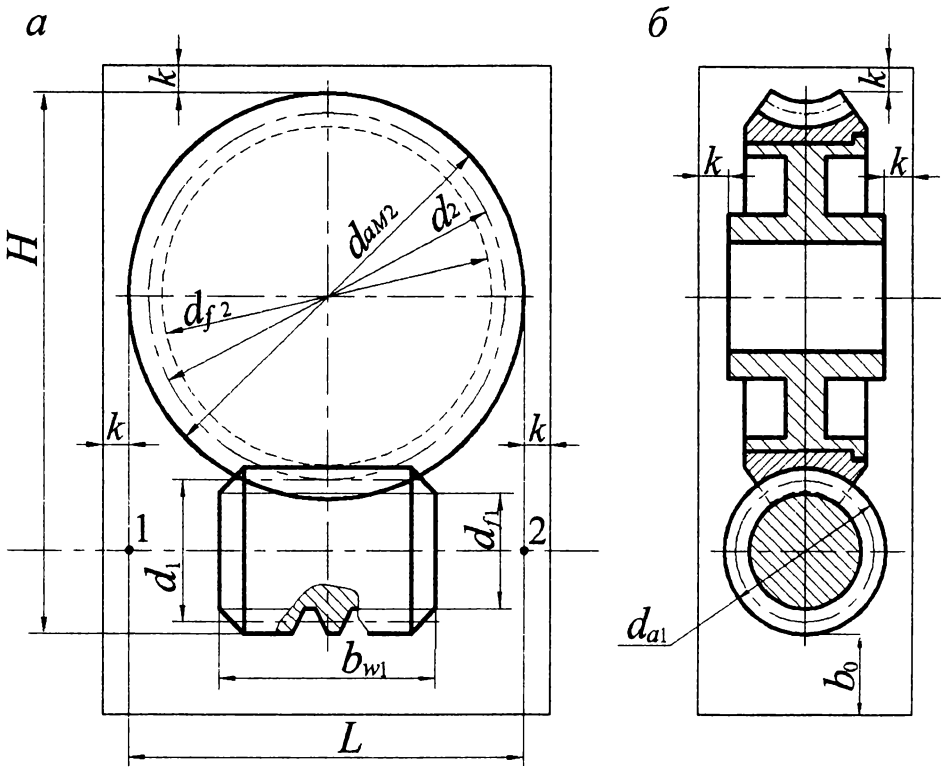


Рис. 13.6. Прорисовка внутренней стенки корпуса червячного редуктора:
а – главный вид; *б* – вид сбоку

Чтобы иметь возможность конструировать опоры червяка по схеме «враспор», т. е. установить вал на двух подшипниках, размер L должен быть не более $[L] = 50\sqrt{d_{пк}}$ ($d_{пк}$ – внутренний посадочный диаметр подшипника). Если расстояние между опорами червяка, измеренное по компоновке, получилось больше $[L]$, то уменьшить его можно, сдвинув подшипники друг к другу (рис. 13.7).

Положение границ возможного сдвига подшипников определяют путем построения. Из центра колеса проводят дугу Б (в сторону червяка), затем – горизонтальную линию, совпадающую с наружным диаметром подшипника. Положение границы А возможного сдвига подшипника к червяку определяют путем измерения расстояния S между дугой и горизонтальной линией.

Минимальная величина этого размера должна быть равна толщине стенки корпуса редуктора. Дальше сдвигать подшипник нельзя, так как при растачивании гнезда под подшипник может быть разрушен корпус редуктора. Точка пересечения дуги Б и вертикальной линии А обозначена цифрой *3* на рис. 13.7, *б* (аналогично получена точка *4*).

Конструирование опорных узлов валов редуктора. На этом этапе важно решить вопросы:

- рационального выбора типа подшипников и схемы установки их на валы (см. пп. 6.2 и 6.3);
- смазки подшипников (см. п. 6.8);
- выбора вида крышек подшипниковых узлов (см. п. 12).

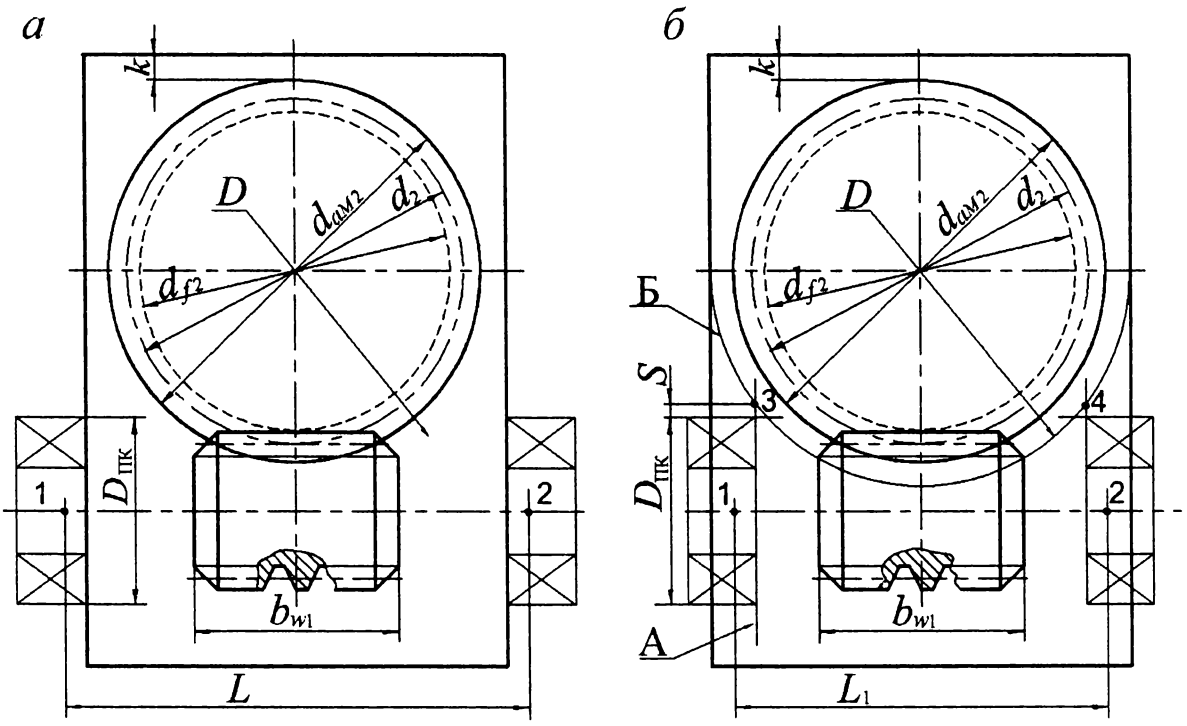


Рис. 13.7. Схема установки подшипников на вал червяка

После этого приступают к расчету размеров всех элементов корпусных деталей редуктора (табл. 13.1).

После расчета основных параметров корпусных деталей переходят к детальному конструированию всех элементов этих деталей. Как правило, начинают с прорисовки приливов корпуса у подшипниковых гнезд на проекции «вид сверху» при снятой крышке редуктора (рис. 13.8).

Построение контуров прилива под болт крепления крышки и корпуса редуктора в месте установки подшипника начинают с проведения линии внешней стенки корпуса редуктора (на рис. 13.8 она показана штриховой линией, проведенной на расстоянии δ от линии внутренней стенки корпуса редуктора). Затем от этой линии откладывают расстояние k_2, соответствующее диаметру болта d_2 (см. табл. 13.1).

Таблица 13.1

Расчет основных элементов чугунных корпусных деталей редуктора [6, с. 56, 156; 8, с. 241]

Параметр	Расчетные зависимости
Толщина стенки корпуса δ и крышки δ_1 редуктора: одноступенчатого цилиндрического одноступенчатого конического одноступенчатого червячного двухступенчатого цилиндрического коническо-цилиндрического червячно-цилиндрического	В любой передаче $\delta \geqslant 8$ мм и $\delta_1 \geqslant 7$ мм $\delta = 0{,}025a_w + 1$; $\delta_1 \geqslant (0{,}8\ldots0{,}9)\delta$ $\delta = 0{,}05R_e + 1$; $\delta_1 \geqslant 0{,}04R_e + 1$ $\delta = 0{,}04a_w + 2$; $\delta_1 \geqslant 0{,}032a_w + 2$ $\delta = 0{,}025a_{w\,т} + 3$; $\delta_1 \geqslant (0{,}8\ldots0{,}9)\delta$ $\delta = 0{,}025a_{w\,цил} + 3$; $\delta_1 \geqslant (0{,}8\ldots0{,}9)\delta$ Большее значение δ из $\delta = 0{,}04a_w + 2$; $\delta = 0{,}025a_{w\,цил} + 3$; $\delta_1 \geqslant (0{,}8\ldots0{,}9)\delta$
Толщина пояса крышки редуктора	$b_1 = 1{,}35\delta$
Толщина пояса корпуса редуктора	$b = 1{,}5\delta$
Толщина фундаментного пояса корпуса редуктора	$b = 2{,}3\delta$
Толщина ребер жесткости корпуса	$m = (0{,}85\ldots1{,}00)\delta$
Толщина ребер жесткости крышки	$m_1 = (0{,}85\ldots1{,}00)\delta_1$
Число фундаментных болтов	$Z = (L_л + B_л)/(200\ldots300)$, всегда $Z \geqslant 4$
Диаметр фундаментных болтов: для цилиндрических и червячных редукторов; для конических редукторов	$d_1 = (0{,}030\ldots0{,}036)a_{w\,т} + 12$ $d_1 = 0{,}072R_e + 12$
Диаметр болтов у подшипников	$d_2 = (0{,}70\ldots0{,}75)d_1$
Диаметр болтов, соединяющих корпус и крышку редуктора	$d_3 = (0{,}5\ldots0{,}6)d_1$
Расстояние от оси отверстия под болт диаметром d_2 до расточки под подшипник	$e = (1{,}0\ldots1{,}2)d_2$

Примечание. Обозначения в формулах: a_w – межосевое расстояние цилиндрической или червячной передачи; R_e – внешнее конусное расстояние конической передачи; $L_л$ – длина лап корпуса редуктора; $B_л$ – ширина лап корпуса редуктора.

От линии расточки в корпусе редуктора под подшипник откладывают размер e. На пересечении этих линий находится центр отверстия под болт диаметром d_2. Из этого центра строят дугу радиусом $R = h_2 - k_2$ с центральным углом 90°, затем продолжают дугу по прямой линии до внешней стенки корпуса редуктора – это контуры прилива (см. рис. 13.8).

Если для изоляции подшипникового узла используют стандартную торцевую крышку, то диаметр прилива под нее $D_{фл}$ определяют по габаритному размеру выбранной стандартной крышки (см. рис. 13.8). Чтобы отделить механически обрабатываемую поверхность под торцевую крышку от необрабатываемой поверхности корпуса, кольцевую фланцевую поверхность отодвигают на 3…5 мм (по отношению к приливу под болт диаметром d_2).

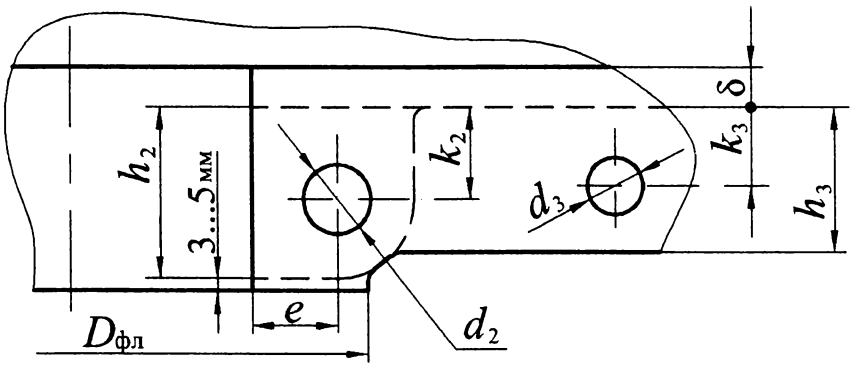


Рис. 13.8. Конструирование приливов у расточек под подшипники

По поясу редуктора располагают болты диаметром d_3 с шагом $t_3 = (12…15) \cdot d_3$ [6, с. 156]. Ширину пояса редуктора определяют так же, как и ширину прилива под болт у подшипника, т. е. в функции диаметра d_3 (табл. 13.2).

Таблица 13.2

Размеры приливов под болты крепления крышки и корпуса редуктора [8, с. 242]

Размеры приливов	Размеры болтов крепления								
	М6	М8	М10	М12	М16	М20	М24	М27	М30
h, мм	22	24	28	33	39	48	54	58	65
k, мм	12	13	16	18	21	25	34	36	50

Лапы корпуса редуктора с внешними и внутренними приливами конструируют по одному из двух вариантов (рис. 13.9, 13.10).

Поскольку корпус редуктора изготавливают литьем, то лапы редуктора имеют литейные уклоны. Под головки болтов крепления корпуса к раме (фундаментной плите) необходима механически обработанная поверхность, перпендикулярная оси отверстия. Эту задачу решают одним из следующих способов:

- выполняют зенковку диаметром d_0 в месте установки болта (рис. 13.9, *а*);
- формируют бобышку диаметром D_1 под каждый болт (рис. 13.9, *б*).

Размеры h_2 и k_2 выбирают по табл. 13.2 в зависимости от диаметра болтов d_1. Размеры бобышки (см. рис. 13.9, *б*) под головку болта вычисляют по формуле $b = 2{,}3\delta$ [6, с. 164]. Диаметр D_1 выбирают в зависимости от диаметра болта (табл. 13.3).

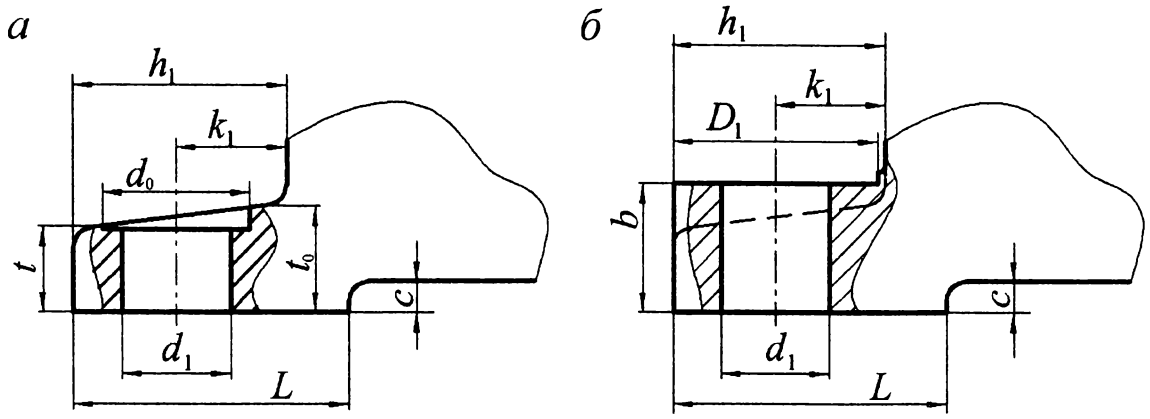


Рис. 13.9. Лапы корпуса редуктора с внешними приливами:
а – с зенковкой под крепеж; *б* – с бобышкой под крепеж

Таблица 13.3

Размеры зенковок и отверстий под болты, мм [6, с. 167]

Параметр	Значения параметра							
	М10	М12	М16	М20	М24	М30	М36	М42
d_0	22	26	33	40	48	61	71	80
D_1	28	30	38	45	52	65	80	90
d_1	11	14	18	22	26	33	39	45

С целью сокращения механической обработки корпус редуктора конструируют с двумя или четырьмя лапами. Размеры высоты лап $t_0 = 1{,}5\delta$ и $t = 2{,}3\delta$ (см. рис. 13.9, *а*) [6, с. 164]. Ширину лапы корпуса вычисляют по зависимости

$$L = h_1 + 2\delta. \qquad (12.1)$$

Днище корпуса редуктора поднимают относительно механически обработанной поверхности лап (базовой поверхности корпуса) на 5…10 мм.

Размеры лап и оформление мест под болты крепления корпуса редуктора к раме (или фундаментной плите) вычисляют и назначают так же, как и для корпуса с внешними приливами (см. рис. 13.10).

Высота ниши фундаментного фланца корпуса редуктора $H = (2{,}0\ldots2{,}5) \cdot d_1$ [6, с. 165].

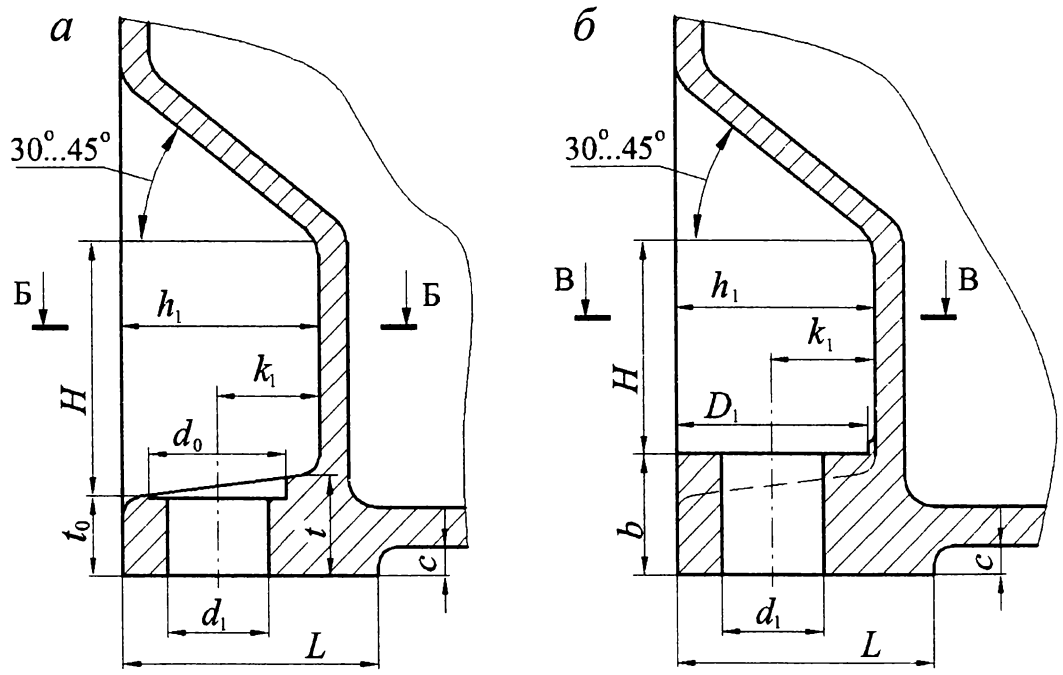


Рис. 13.10. Лапы корпуса редуктора с внутренними приливами:
а – с зенковкой под крепеж; *б* – с бобышкой под крепеж

На рис. 13.11 показан вид на угловую и боковую ниши корпуса редуктора. Угловые ниши располагают по углам лап корпуса редуктора, а боковые ниши – вдоль боковых поверхностей корпуса. Величину размера S (рис. 13.11, *б*) можно вычислить по формуле $S = (2{,}0\ldots2{,}2) \cdot d_1$.

Приливы под маслоуказатель и маслосливную пробку лучше выполнять на одной боковой поверхности корпуса редуктора, что позволит упростить механическую обработку этих приливов.

Изготовление прилива под жезловый маслоуказатель совместно с крышкой существенно упрощает технологию отливки и механической обработки корпуса редуктора. В этом случае приливы под крышку маслоуказателя и сливную пробку располагают в одной вертикальной плоскости (вид А, рис. 13.12), что облегчает их механическую обработку и нарезание резьбы под пробку и крепеж крышки. Использование такой крышки с приливом под маслоуказатель в червячной передаче позволит дополнительно проконтролировать состояние рабочих поверхностей витков (в передаче с нижним червяком) или зубьев колеса (в передаче с верхним червяком).

Рекомендуемые размеры прилива и крышки: резьба М12; глубина завинчивания $k = 15$; $h = 15$ мм; $\beta = 45°$ (см. рис. 13.12) [6, с. 185]. Угол наклона оси маслоуказателя к горизонтальной оси определяют конструктивно, по месту. Его величина зависит от уровней масла и расположения пояса корпуса редуктора (пояс корпуса редуктора не должен препятствовать установке и демонтажу маслоуказателя в прилив).

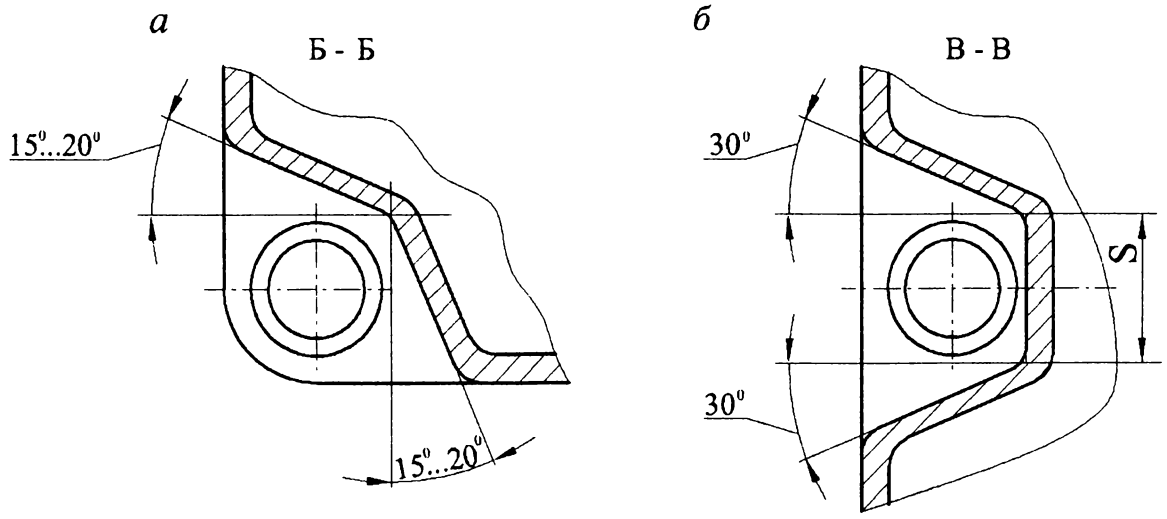


Рис. 13.11. Профили ниш фундаментного фланца корпуса редуктора:
а – угловая ниша; *б* – боковая ниша

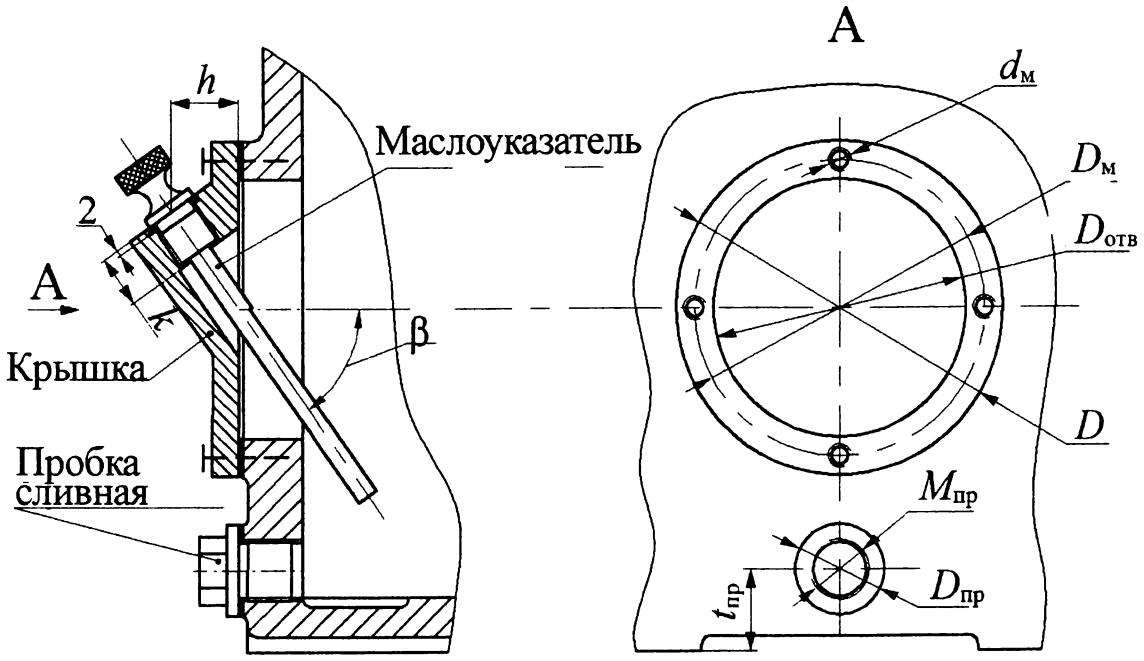


Рис. 13.12. Приливы под сливную пробку и жезловый маслоуказатель

Положение оси прилива под пробку относительно базовой поверхности лап корпуса редуктора $t_{пр}$ определяется диаметром резьбы отверстия в приливе. Это отверстие должно быть изготовлено так, чтобы нижняя образующая цилиндра резьбы (по ее внутреннему диаметру) совпадала с днищем корпуса редуктора (см. рис. 13.12).

При использовании как жезлового, так и фонарного маслоуказателя на боковой поверхности корпуса редуктора могут быть выполнены приливы практически одинаковой формы (рис. 13.13).

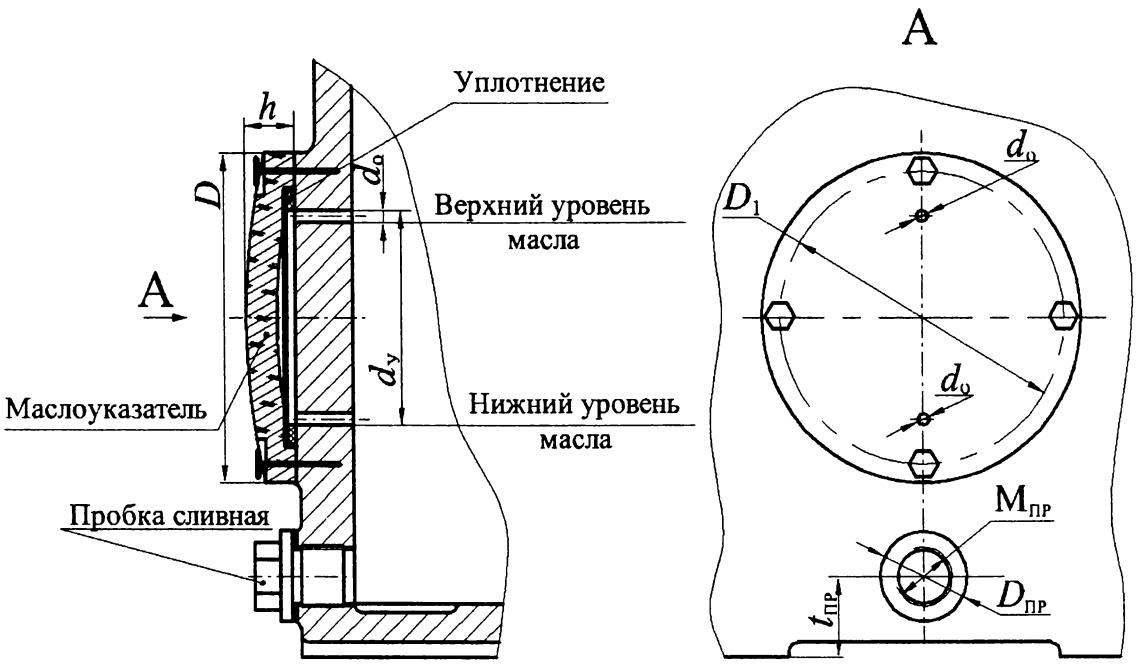


Рис. 13.13. Приливы под сливную пробку и фонарный маслоуказатель

Размеры прилива под маслоуказатель приведены в табл. 13.4. Отверстия для контроля уровней масла обычно выполняют диаметром $d_0 = 4$ мм [6, с. 185].

Таблица 13.4

Размеры прилива под маслоуказатель, мм [6, с. 185]

d_y	D	D_1	$d_м$	h
32	60	50	М5	12
40	80	70		16

В редукторных передачах чаще всего используют картерную систему смазки, при которой масло заливают в корпус редуктора через смотровой люк. Отработанное масло сливают через сливное отверстие, закрываемое

пробкой с цилиндрической или конической резьбой. Размеры прилива под сливную пробку с цилиндрической резьбой приведены в табл. 13.5.

Таблица 13.5

Размеры прилива под маслосливную пробку [6, с. 185]

Параметр	Значения параметра					
Типоразмер резьбы $M_{пр}$	M12	M16	M20	M27	M30	M36
$D_{пр}$, мм	22	26	30	38	45	50

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения, поэтому между пробкой и корпусом редуктора располагают уплотняющую прокладку из маслостойкой резины. Коническая резьба обеспечивает герметичность соединения и дополнительного уплотнения не требует, поэтому находит преимущественное применение (рис. 13.14). Размеры пробок с конической резьбой приведены в табл. 13.6.

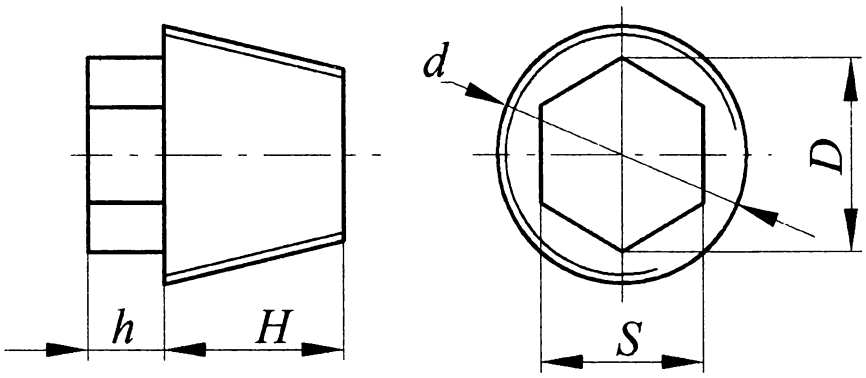


Рис. 13.14. Пробка сливного отверстия с конической резьбой

Для полного слива отработанного масла из корпуса редуктора выполняют канавку (углубление) в днище корпуса около пробки или днище корпуса делают с уклоном в сторону пробки под углом 0,5–1,0° [4, с. 301].

Таблица 13.6

Размеры пробок с конической резьбой, мм [6, с. 185]

d	*H*	*h*	*D*	*S*	*d*	*H*	*h*	*D*	*S*
$K_{труб}$ 1/2" (21,0 мм)	15	7	16,2	14	$K_{труб}$ 1,0" (33,2 мм)	19	10	25,4	22
$K_{труб}$ 3/4" (26,4 мм)	16	9	19,6	17	$K_{труб}$ 1,5" (47,8 мм)	24	16	41,6	36

Приемы конструирования крышки редуктора можно рассмотреть на примере конструирования крышки цилиндрического двухступенчатого редуктора (рис. 13.15). Контуры внешней поверхности крышки редуктора наносят так: из центра расточки под подшипник первого вала диаметром D_1 проводят дугу с центральным углом примерно 90°. Из центра расточки под подшипник третьего вала диаметром D_3 проводят дугу с центральным углом примерно 120°.

Затем выполняют сопряжение этих дуг прямой линией. Размеры диаметров получены по формулам

$$D_1 = \delta_1 + \text{А}, \quad D_2 = \delta_1 + \text{Б}, \tag{12.2}$$

где δ_1 – толщина стенки крышки редуктора;

А, Б – расстояния от внутренней стенки крышки редуктора до осей первого и третьего валов соответственно (взяты из компоновки редуктора).

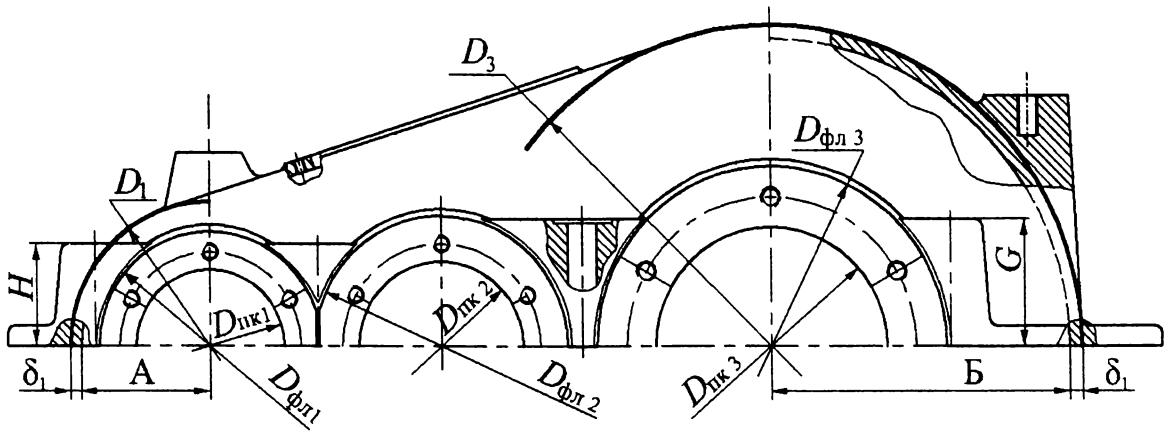


Рис. 13.15. Конструкция крышки цилиндрического двухступенчатого редуктора

Размеры механически обработанных кольцевых поверхностей под фланцевые крышки подшипников определяют по соответствующим размерам наружных диаметров подшипников $D_{\text{пк}}$ и стандартных крышек $D_{\text{фл}}$. Эти поверхности обрабатывают совместно с корпусом редуктора. Число и диаметры резьбовых отверстий для крепления фланцевых крышек определяют по соответствующим стандартам на эти крышки. Глубина завинчивания в чугун должна быть не менее $l = (1{,}25 \ldots 1{,}50) \cdot d$ (d – наружный диаметр резьбы) [5, с. 62].

Приливы под болты крепления крышки и корпуса редуктора у подшипниковых расточек начинают конструировать с проекционного переноса осевых линий с компоновки. На виде сверху (компоновка) отмечают:

1) точку 1 – точку пересечения линии пояса корпуса с контурной линией прилива у подшипниковой расточки;

2) точку 2, соответствующую габаритному по ширине размеру прилива (рис. 13.16, *б*).

На линии стыка крышки редуктора намечают точки 1 и 2 (рис. 13.16, *а*). Из точки 2 под углом 5–10° к вертикальной координатной оси проводят линию прилива. Высоту приливов у расточек под подшипники назначают конструктивно, но не менее $(2/3) \cdot D_{фл}$.

С целью облегчения механической обработки опорных площадок под головки болтов следует все приливы выполнять одной высоты. Поскольку диаметры расточек под подшипники различны, то не всегда удается это сделать. В этом случае приливы у расточки первого вала изготавливают высотой H, равной $(2/3) \cdot D_{фл2}$, а с обеих сторон расточки третьего вала – высотой G, равной $(2/3) \cdot D_{фл3}$ (см. рис. 13.15).

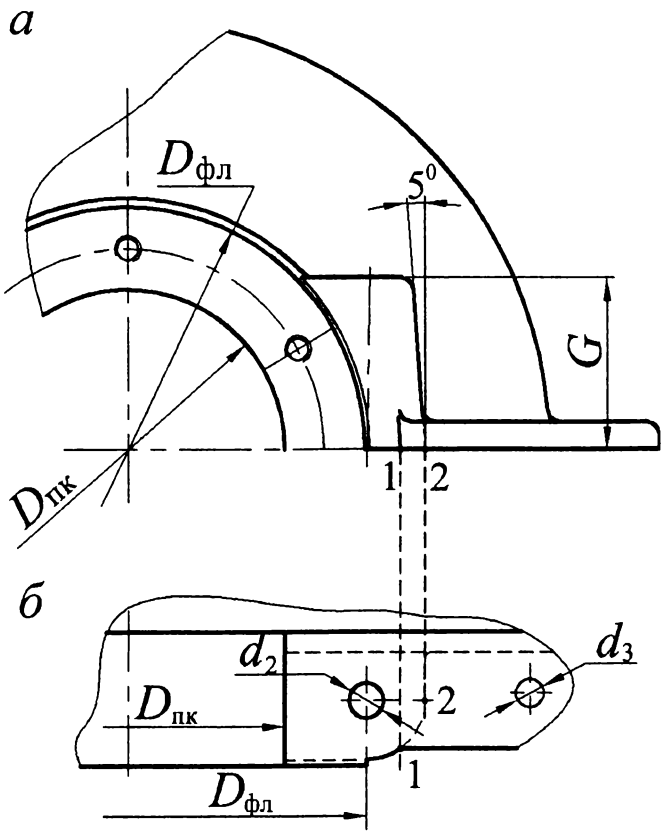


Рис. 13.16. Конструирование прилива у подшипниковой расточки:
а – главный вид; *б* – вид сверху

Конструирование корпуса редуктора с внутренними приливами отличается тем, что приливы у подшипниковых гнезд располагают внутри корпуса (рис. 13.17, *б*). На крышке редуктора приливы конструируют так же, как и для корпусных деталей с внешними приливами.

Размеры внутренних приливов для винтов крепления крышки к корпусу приведены на рис. 13.17, *б*. Недостатком использования винтового крепления корпусных деталей редуктора является то, что чугун – хрупкий материал, а значит, возможно разрушение резьбы при эксплуатации.

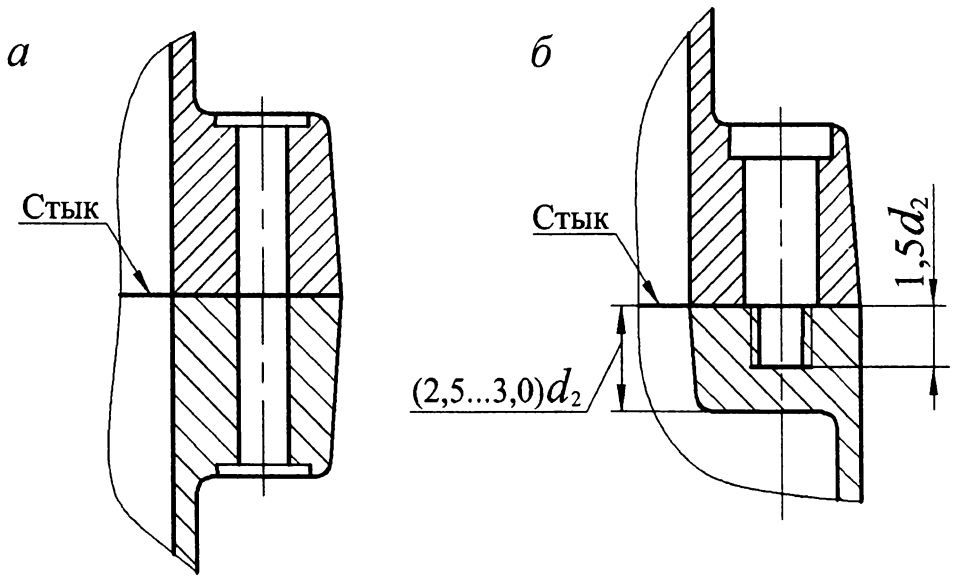


Рис. 13.17. Форма приливов у подшипниковых расточек:
а – под болт (корпус редуктора с внешними приливами); *б* – под винт (корпус редуктора с внутренними приливами)

Применение болтов для соединения корпуса и крышки редуктора этого недостатка не имеет. Болты – стандартные детали, легко заменяемые при эксплуатации редуктора.

Кольцевые наружные поверхности приливов всех подшипниковых гнезд согласуют по размерам с торцевыми крышками. С целью облегчения механической обработки и повышения ее точности все поверхности под торцевые крышки, расположенные на одной стенке корпуса редуктора, должны лежать в одной плоскости.

Жесткость приливов под подшипниковые гнезда при необходимости можно повысить за счет ребер (см. рис. 13.1 и 13.2). Толщину ребра выполняют не менее толщины стенки корпуса редуктора. Длина ребра определяется длиной прилива под подшипниковый узел. Форма поперечного сечения ребра показана на рис. 13.18.

Не рекомендуется располагать ребра по оси отверстия под подшипник [4, с. 296]. Пример целесообразного расположения ребер жесткости на корпусе редуктора с внутренними приливами у подшипниковых гнезд приведен на рис. 13.19.

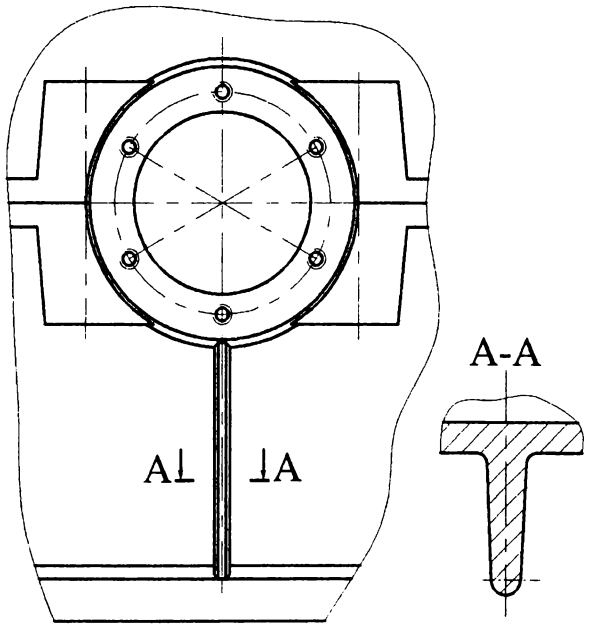


Рис. 13.18. Расположение ребер жесткости на корпусе редуктора с внешними приливами под подшипники

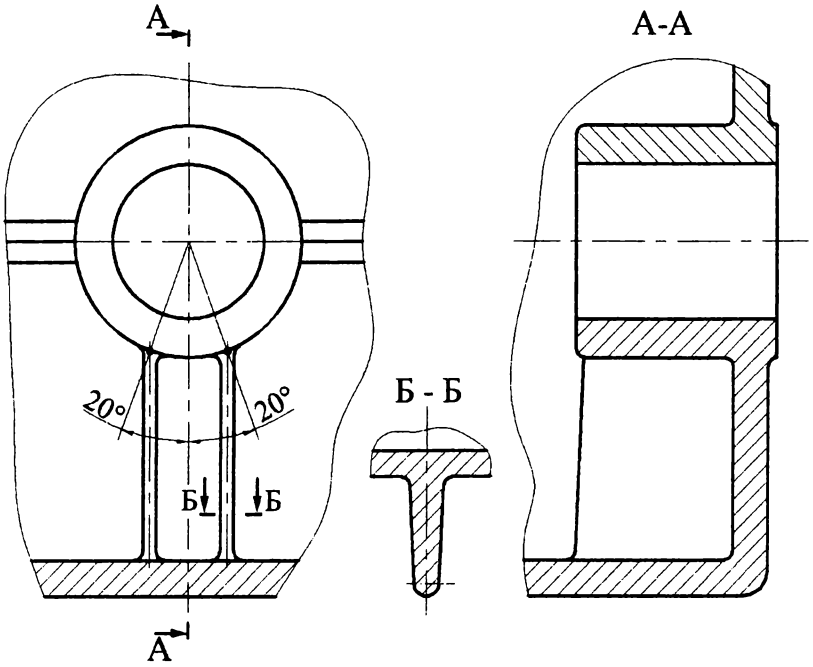


Рис. 13.19. Расположение ребер жесткости на корпусе редуктора с внутренними приливами под подшипники

Штифты используют для точного фиксирования положения крышки редуктора относительно корпуса как на стадии их механической обработки, так и на стадии сборки редуктора в целом. После механической обработки базовых поверхностей и поверхностей стыка корпусных деталей редуктора их фиксируют друг относительно друга двумя штифтами. Чаще всего применяют конические штифты диаметром $d_{шт} = (0{,}7...0{,}8) \cdot d_3$ [4, с. 298], так как они гарантированно обеспечивают плотность посадки в отверстия корпуса и крышки редуктора в течение всего срока эксплуатации.

Штифты предотвращают относительный сдвиг крышки по корпусу при механической обработке торцов приливов у подшипниковых гнезд и растачивании отверстий под подшипники, а также при сверлении отверстий под крепеж по поясу редуктора диаметрами d_2 и d_3 (см. рис. 13.8).

Если корпусные детали не фиксировать штифтами, то кольцевые поверхности под фланцы подшипниковых крышек могут не совпасть, и это приведет к перекосу наружного кольца подшипника. Относительный сдвиг корпусных деталей в процессе затягивания болтовых (винтовых) соединений по поясу редуктора может вызвать перекос наружных колец подшипников относительно расточек. Размеры штифтов приведены в прил. 13.

Смотровые крышки закрывают люки, расположенные на крышке редуктора и предназначенные:

- для заливки масла;
- визуального контроля состояния рабочих поверхностей зубьев колес;
- контроля правильности зацепления без демонтажа редуктора.

Смотровые крышки в условиях мелкосерийного и единичного производства изготавливают из стального листа той же толщины, что и крышка редуктора. Размеры смотрового люка должны быть как можно больше. Смотровой люк, как правило, имеет прямоугольную форму (рис. 13.20).

Для предотвращения попадания внутрь корпуса редуктора пыли извне под смотровую крышку устанавливают уплотняющую прокладку из резины марки МБС толщиной 2...3 мм [4, с. 315]. Примерные размеры смотровой крышки приведены в табл. 13.7.

Червячные передачи при работе нагреваются, и внутри корпуса поднимается давление. С целью выравнивания давления внутри корпуса с окружающим в смотровую крышку устанавливают отдушину. Конструкция отдушины и способ ее присоединения к смотровой крышке могут быть различными. Пример одной из конструкций отдушины приведен на рис. 13.21, а ее размеры – в табл. 13.8.

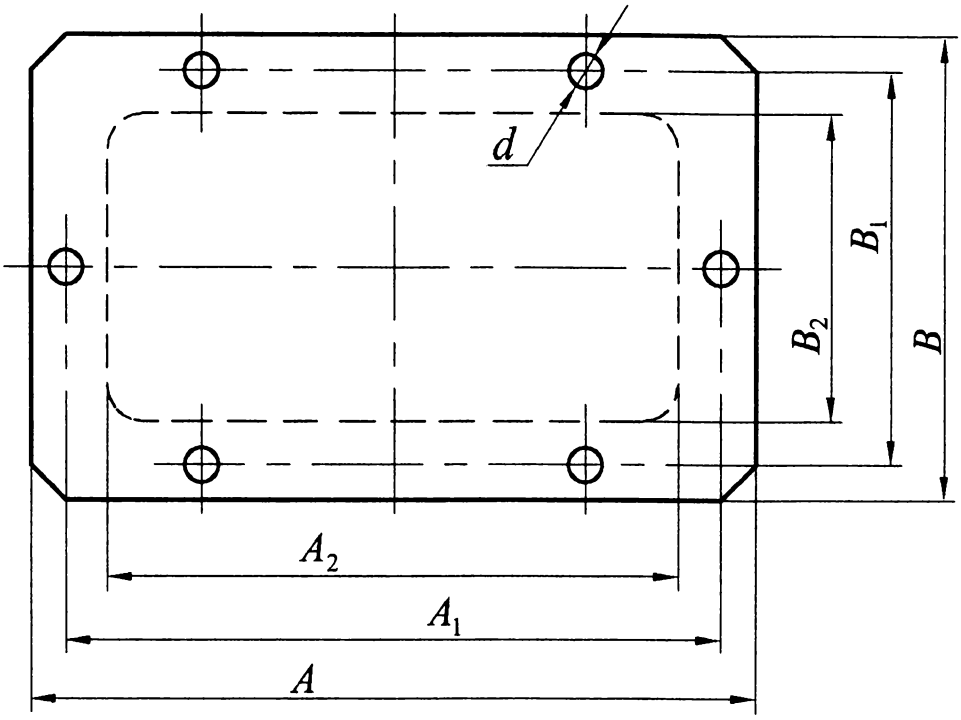


Рис. 13.20. Смотровая крышка редуктора

Таблица 13.7

Примерные размеры смотровой крышки редуктора [6, с. 184]

A	A_1	A_2	B	B_1	B_2	Винты по *d*	Число отверстий *d*
150	125	100	125	100	75	М6×25	4
200	175	150	150	125	100	М6×25	4
260	230	200	210	180	150	М8×25	6

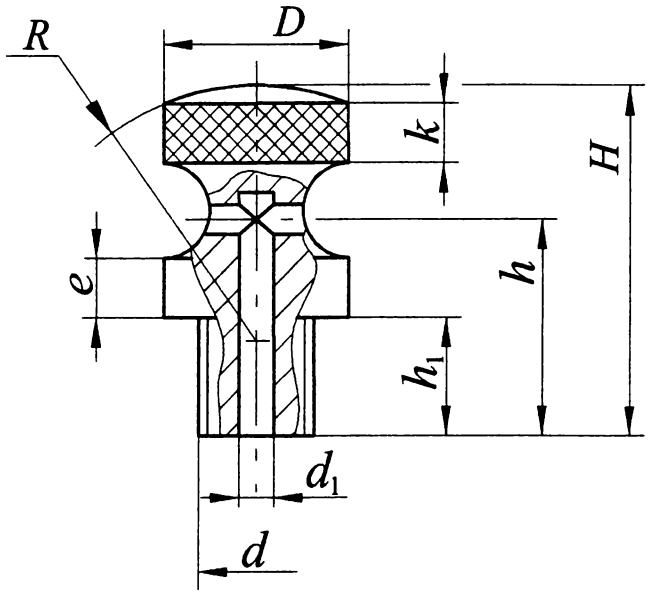


Рис. 13.21. Отдушина

Для транспортировки редуктора без крышки на его боковых поверхностях предусматривают изготовление проушин в виде ребер с отверстиями (рис. 13.22) или крюков (рис. 13.23).

Таблица 13.8

Размеры отдушины, мм [6, с. 184]

Параметр	Значения параметра				
d	М6	М8	М10	М12	М14
d_1	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
D	15	20	25	32	35
h_1	10	12	14	18	22
h	14	18	22	28	34
H	21	28	36	46	52
R	15	20	25	30	35
e	2	2	3	4	5
k	2	3	4	5	6

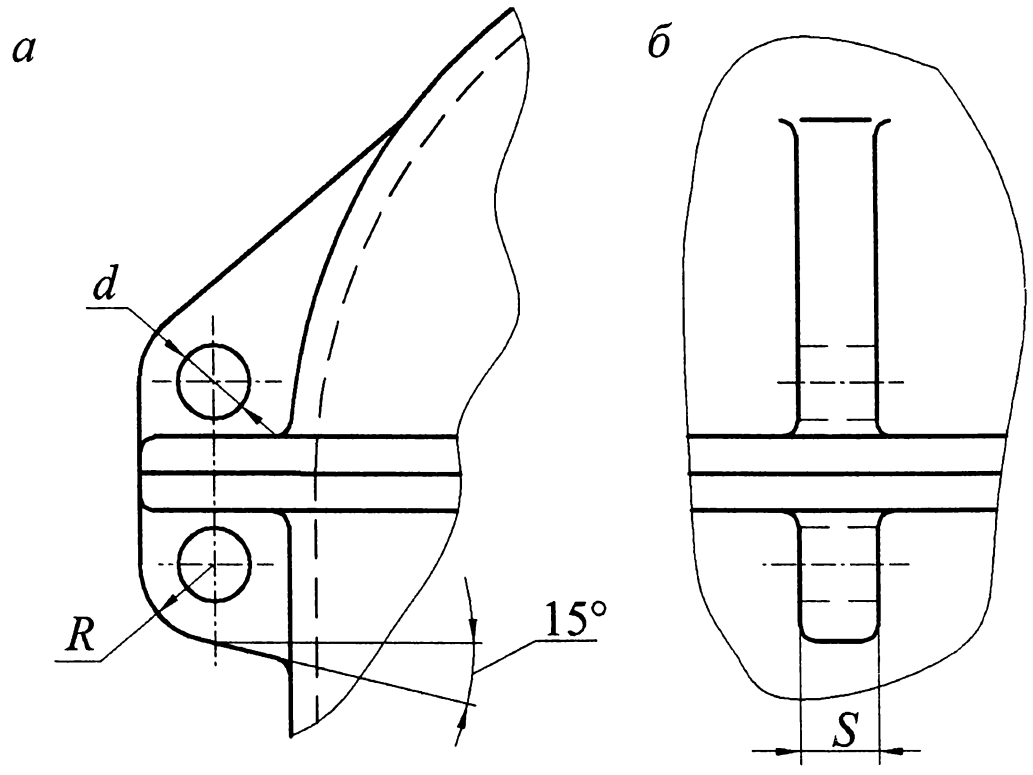


Рис. 13.22. Проушины для транспортировки редуктора:
а – главный вид; *б* – вид сбоку

Диаметр d отверстий в ребрах-проушинах равен 3δ (δ – толщина стенки корпуса редуктора), радиус скругления ребра составляет $R = (1{,}5\ldots2{,}0) \cdot d$, а толщина ребра – $S = (2\ldots3) \cdot \delta$.

Для транспортировки редуктора в сборе на крышке редуктора выполняют приливы под рым-болты (см. рис. 13.23). Размеры прилива даны в табл. 13.9, а стандартных рым-болтов – в табл. 13.10.

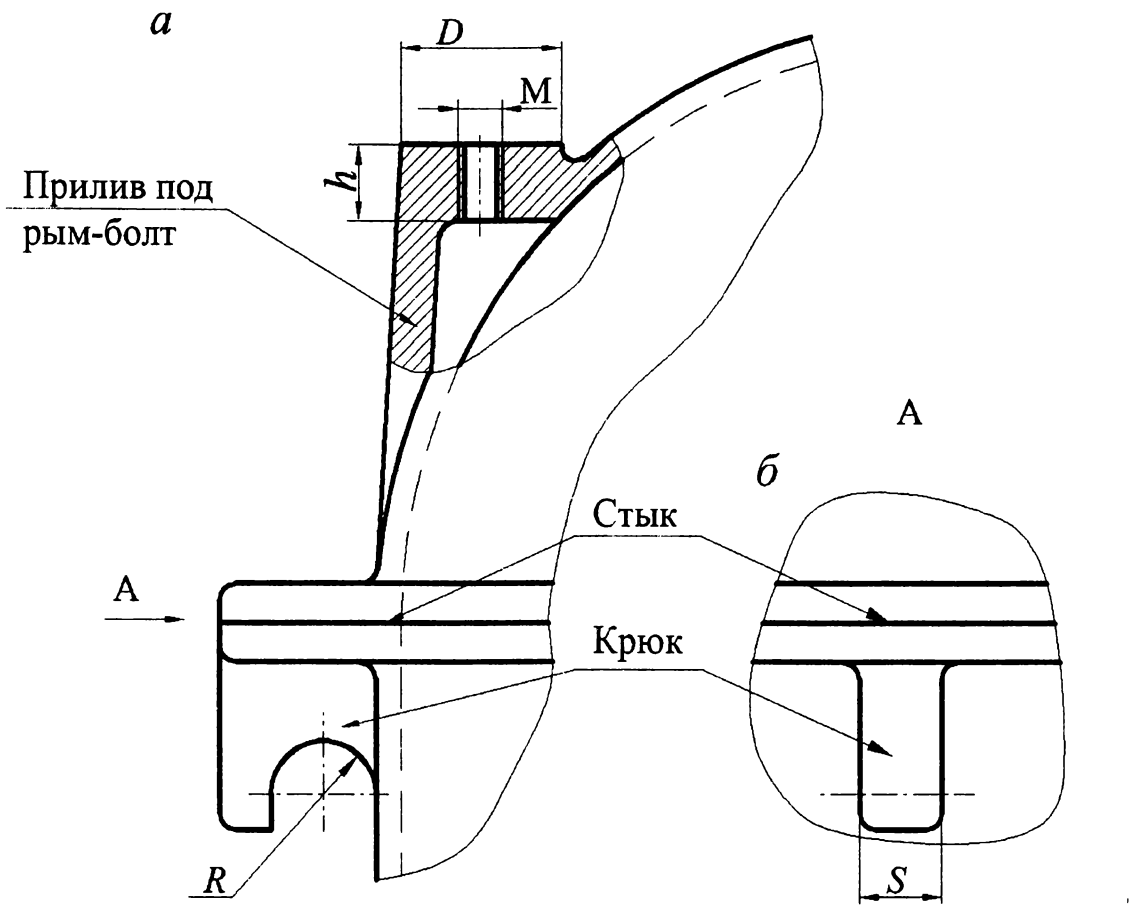


Рис. 13.23. Крюк и прилив под рым-болт для транспортировки редуктора:
а – главный вид; *б* – вид сбоку на крюк

Таблица 13.9

Размеры прилива под рым-болт [6, с. 184]

Параметр	Значения параметра									
M	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48
D, мм	20	25	30	36	40	50	63	75	85	95
h, мм	12	15	19	25	29	35	44	51	58	68

Размеры рым-болтов определяют в зависимости от веса редуктора и способа транспортировки: за один рым-болт или за два болта (рис. 13.24, 13.25).

Таблица 13.10

Размеры рым-болтов по ГОСТ 4751–73, мм

Параметр	Значения параметра									
d	М8	М10	М12	М16	М20	М24	М30	М36	М42	М48
d_1	36	45	54	63	72	90	108	126	144	162
d_2	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90
d_3	8	10	12	14	16	20	24	28	32	38
D	20	25	30	36	40	50	63	75	85	95
h	6	8	10	12	14	16	18	22	25	30
h_1	12	16	18	20	24	29	37	43	50	52
L	18	21	25	32	38	45	55	63	72	82
L_1	12	15	19	25	29	35	44	51	58	68
Q_1	120	200	300	550	850	1250	2000	3000	4000	5000
Q_2	80	125	175	250	325	500	700	1000	1300	1650

Примечание. Q_1 – вес редуктора при транспортировке за один рым-болт; Q_2 – вес редуктора при транспортировке за два рым-болта.

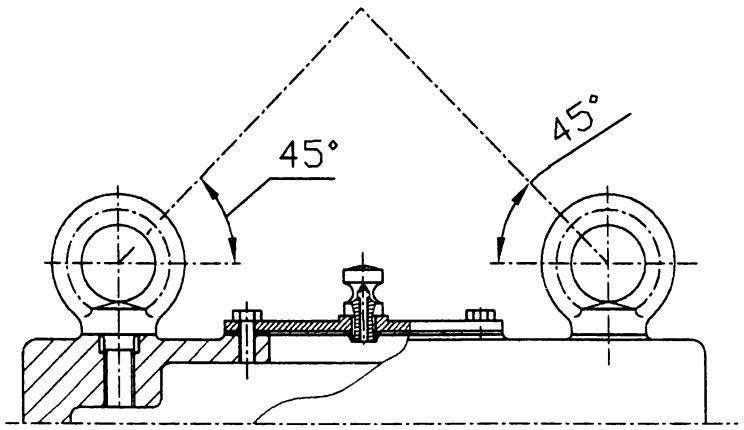


Рис. 13.24. Способ транспортировки редуктора с помощью двух рым-болтов

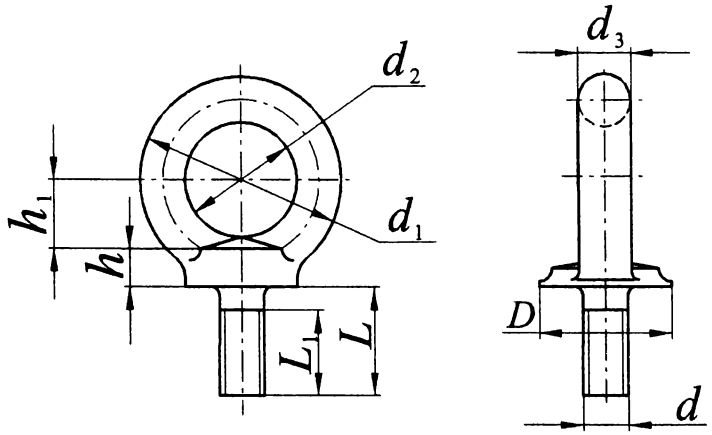


Рис. 13.25. Параметры рым-болта

Корпусные детали редукторов изготавливают литьем из чугуна, стали или цветных металлов. Конструирование механически обрабатываемых элементов любой корпусной детали имеет ряд особенностей:

• под головки крепежа (болтов, винтов) необходимо создавать поверхности, перпендикулярные их осям;

• поверхность детали, с которой соприкасается сверло в начале сверления отверстия, должна быть перпендикулярна оси сверла во избежание его поломки (рис. 13.26, *а*);

• с целью исключения одностороннего давления на сверло необходимо предусмотреть перпендикулярную поверхность к оси сверла на выходе его из отверстия (рис. 13.26, *б*);

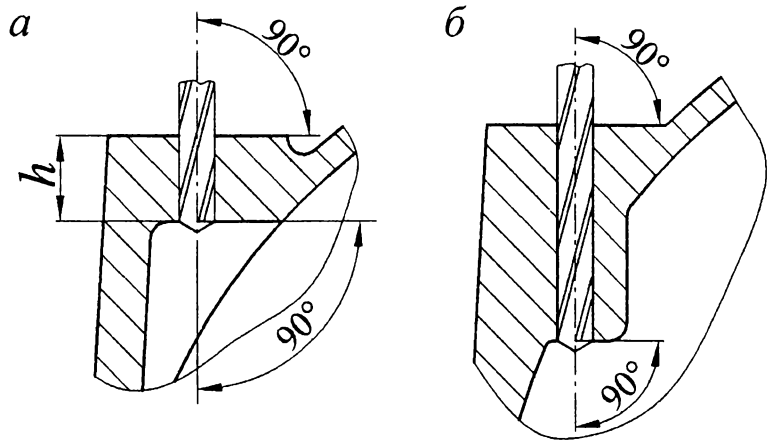


Рис. 13.26. Правильное расположение приливов под крепеж:
а – пустотелый прилив; *б* – сплошной прилив

• механически обрабатываемые поверхности отливок необходимо располагать в одной плоскости с целью облегчения их обработки;

• механически обрабатываемые поверхности следует конструктивно выделять относительно необрабатываемых, поднимая их на (0,4…0,5)·δ.

13.4. Базирование. Шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей корпусных деталей редуктора

Базовой поверхностью корпуса редуктора является опорная поверхность лап. Шероховатость этой поверхности – *Ra* 12,5. На эту поверхность назначают допуск формы – допуск плоскостности, равный 0,1/300 (мм/мм).

Если длина лап более 300 мм, то допуск увеличивают в *L*/300 раз (*L* – длина лапы корпуса редуктора). Обозначение базы и допуска плоскостности проставляют на главном виде корпуса редуктора (рис. 13.27).

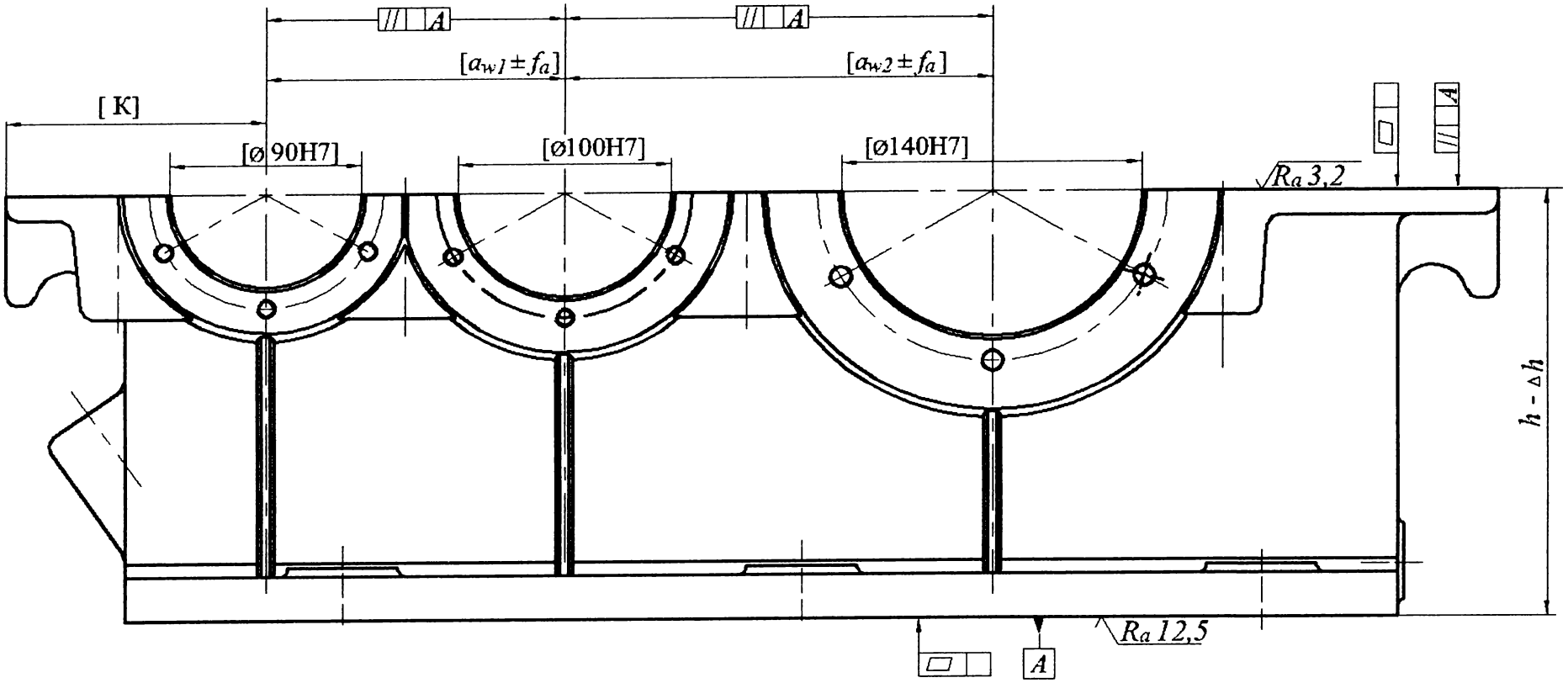


Рис. 13.27. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей корпуса цилиндрического редуктора (главный вид)

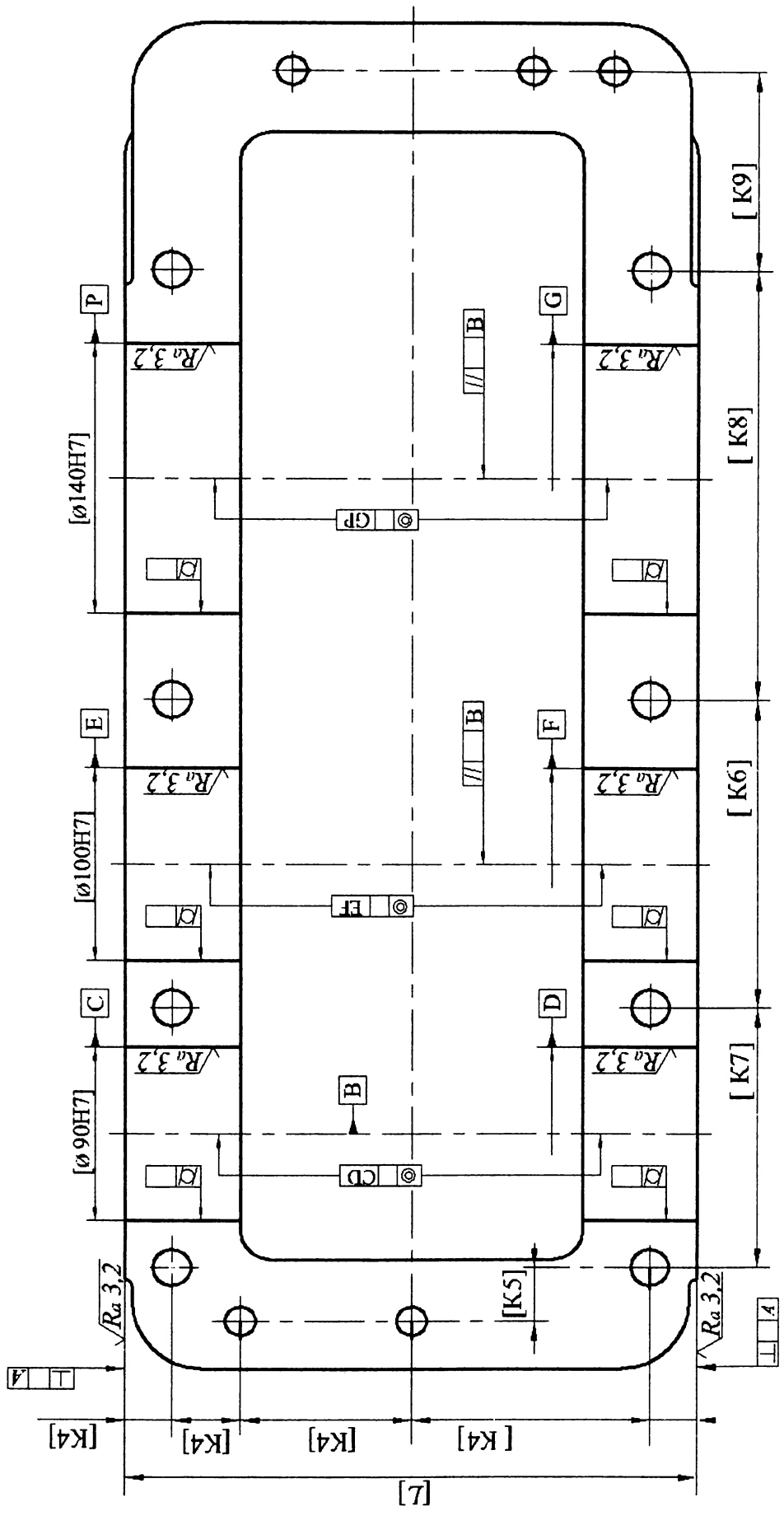


Рис. 13.28. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей корпуса цилиндрического редуктора (вид сверху)

Плоскости стыка корпуса и крышки редуктора обрабатывают с шероховатостью *Ra* 1,6...3,2. На эти поверхности назначают допуск формы, т. е. допуск плоскостности 0,1/300 (мм/мм). Если длина поверхности стыка больше 300 мм, то допуск увеличивают в *L*/300 раз. На стыковую поверхность корпуса редуктора назначают допуск расположения, т. е. допуск параллельности ее относительно опорной плоскости лап.

Отверстия под штифты в корпусе и крышке редуктора обрабатывают с шероховатостью *Ra* 3,2. Сочетания полей допусков отверстий в корпусных деталях и штифта – *H*7/*m*6 или *H*7/*n*6.

Поверхности расточек под подшипники обрабатывают с шероховатостью, зависящей от размеров подшипника (см. табл. 6.16). На размер расточки под подшипник назначают поле допуска *H*7 и допуск формы, т. е. допуск цилиндричности (см. табл. 6.17). На оси расточек под подшипники одного вала назначают допуск соосности, равный половине допуска цилиндричности.

На оси расточек под каждый вал передачи назначают допуск расположения, т. е. допуск параллельности f_x (его проставляют на виде сверху, рис. 13.28). На рис. 13.28 показаны размеры в квадратных скобках. Это размеры поверхностей, которые обрабатывают совместно с крышкой редуктора.

Допуск параллельности f_x для цилиндрических передач назначают согласно ГОСТ 1643–81 (табл. 13.11).

Таблица 13.11

Допуск параллельности осей расточек под подшипники, мкм (ГОСТ 1643–81)

Степень точности	Допуск параллельности f_x при ширине зубчатого венца b_{w2}, мм			
	$\leqslant 40$	$\leqslant 100$	$\leqslant 160$	$\leqslant 250$
6	9	12	16	20
7	11	16	20	25
8	18	25	32	40
9	28	40	50	63

Примечание. Чтобы определить допуск параллельности при ширине корпуса по торцам B (см. рис. 13.27), следует увеличить табличное значение допуска в B/b_{w2} раз.

На главном виде корпуса редуктора на оси расточек под подшипники проставляют допуск параллельности (перекоса) относительно базовой опорной поверхности лап (по величине он равен половине допуска парал-

лельности осей f_x); точно такой же допуск назначают на стыковую поверхность корпуса редуктора. Торцевые поверхности под подшипниковые крышки обрабатывают с шероховатостью *Ra* 6,3. На них назначают допуск расположения, т. е. допуск перпендикулярности относительно оси расточек под подшипники (табл. 13.12).

Таблица 13.12

Допуск перпендикулярности торцевых поверхностей корпуса относительно осей расточек под подшипники диаметром *D* [6, с. 169]

Параметр	Значения параметра						
D, мм	⩽ 80	⩽ 120	⩽ 150	⩽ 180	⩽ 250	⩽ 315	⩽ 400
Допуск, мкм	40	45	50	60	70	80	90

Поскольку оси валов передач лежат в плоскости стыка корпуса и крышки редуктора, то на главном виде корпуса обязательно проставляют размер, характеризующий высоту расположения оси выходного вала редуктора относительно базовой поверхности корпуса. На этот размер назначают допускаемое отклонение, регламентируемое ГОСТ 24386–91 (табл. 13.13).

Таблица 13.13

Высота расположения оси *h* выходного вала редукторной передачи и допускаемое отклонение Δh на ее размер (ГОСТ 24386–91)

Ряд, Δh	Высота расположения оси *h*, мм									
Ряд 1	100		125		160		200		250	
Ряд 2	100	112	125	140	160	180	200	225	250	280
Δh, мм	– 0,5									

Окончание табл. 13.13

Ряд, Δh	Высота расположения оси *h*, мм						
Ряд 1	315		400		500		630
Ряд 2	315	355	400	450	500	560	630
Δh, мм	– 1,0						

На главном виде корпуса редуктора указывают межосевое расстояние передачи с отклонениями на его размер. Величину отклонения на межосевое расстояние f_a выбирают [6, с. 168]:

- для цилиндрической передачи по ГОСТ 1643–81 (табл. 13.14);
- для червячной передачи по ГОСТ 3675–81 (табл. 13.15).

Таблица 13.14

Допускаемые отклонения межосевого расстояния для цилиндрических передач f_a

Вид сопряжения зубьев	$\pm f_a$, мкм, при межосевом расстоянии a_w, мм					
	до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
C	35	45	50	55	60	70
B	60	70	80	90	100	110
A	100	110	120	140	160	180

Таблица 13.15

Допускаемые отклонения межосевого расстояния для червячных передач $\pm f_a$

Степень точности передачи	$\pm f_a$, мкм, при межосевом расстоянии a_w, мм					
	до 80	св. 80 до 120	св.120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
7	45	50	60	67	75	80
8	71	80	90	105	110	125
9	110	130	150	160	180	200

Для конических передач важно, чтобы оси входного и выходного валов были перпендикулярны (рис. 13.29). Поэтому на чертеже корпуса конического редуктора (дополнительно к вышеуказанным допускам) проставляют допуск перпендикулярности осей валов и допускаемое отклонение межосевого угла E_Σ, регламентированное ГОСТ 1758–81 (табл. 13.16).

Таблица 13.16

Допускаемые отклонения угла делительного конуса конических передач $\pm E_\Sigma$ (ГОСТ 1758–81)

Вид сопряжения зубьев	$\pm E_\Sigma$, мкм, при длине образующей конуса по среднему диаметру R_m, мм											
	до 50			св. 50 до 100			св. 100 до 200			св. 200 до 400		
	и угле делительного конуса шестерни δ_1, град											
	$\leqslant 15$	$\leqslant 25$	$\geqslant 25$	$\leqslant 15$	$\leqslant 25$	$\geqslant 25$	$\leqslant 15$	$\leqslant 25$	$\geqslant 25$	$\leqslant 15$	$\leqslant 25$	$\geqslant 25$
C	18	26	30	26	30	32	30	45	50	32	56	63
B	30	42	50	42	50	60	50	71	80	60	90	100
A	45	63	80	63	80	95	80	110	125	95	140	160

Примечание. Чтобы определить допуск перпендикулярности осей валов в передаче на размере корпуса L (см. рис. 13.29), надо увеличить табличное значение допуска в L/R_m раз.

На рис. 13.29 показан допуск параллельности осей расточек под подшипники валов относительно базовой поверхности лап редуктора – базы А (обозначение ее приводят на главной проекции корпуса).

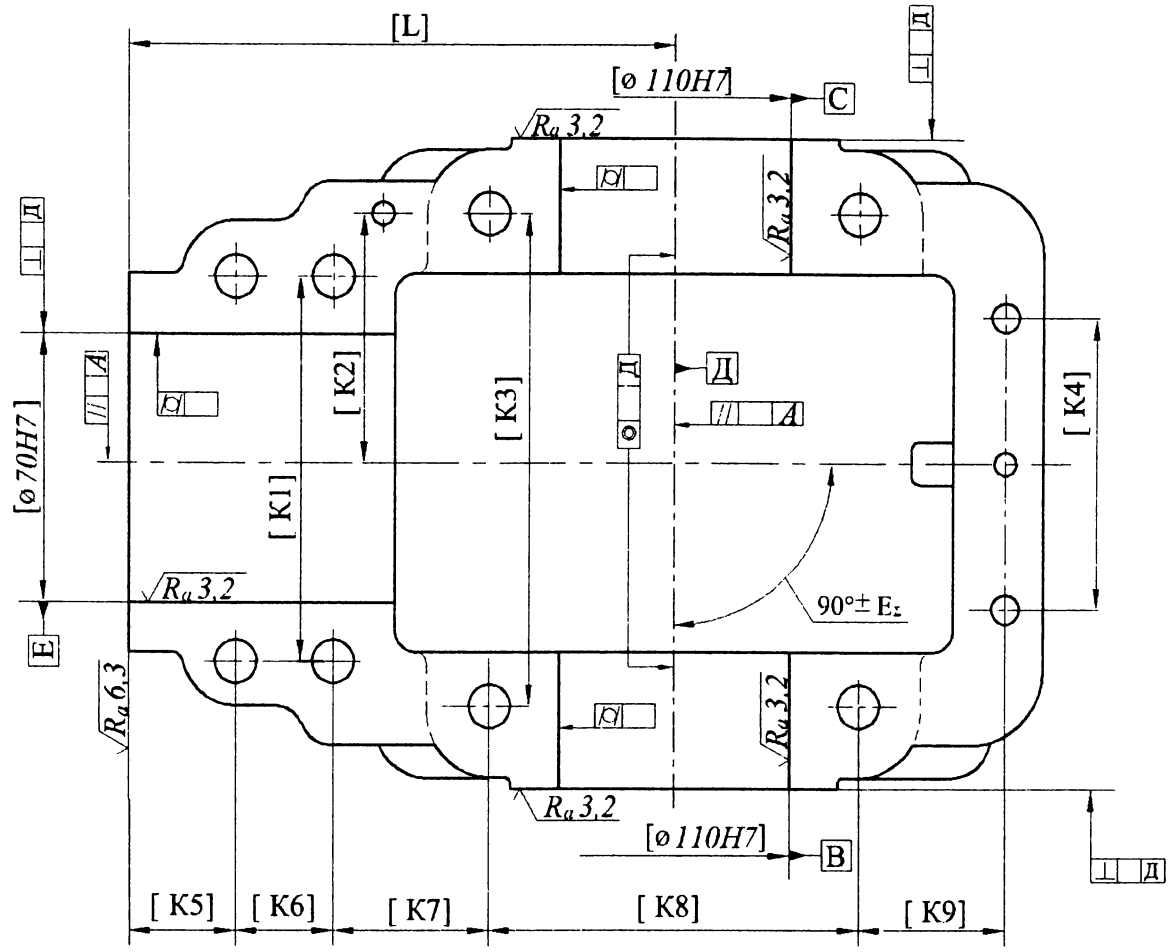


Рис. 13.29. Допуски формы и расположения, шероховатость основных поверхностей корпуса конического редуктора

Для червячных передач важно, чтобы оси червяка и вала колеса были перпендикулярны в двух плоскостях (рис. 13.30). Поэтому на главном виде корпуса редуктора (дополнительно к вышеуказанным допускам) проставляют допуск перпендикулярности осей валов и допускаемое отклонение межосевого угла f_x. Ось расточек под опоры червяка принимают за базовую ось и относительно нее назначают допуск перпендикулярности на ось расточек под опоры вала колеса. Этот допуск рассчитывают в зависимости от величины предельного отклонения межосевого угла передачи f_x согласно ГОСТ 3675–81 (табл. 13.17).

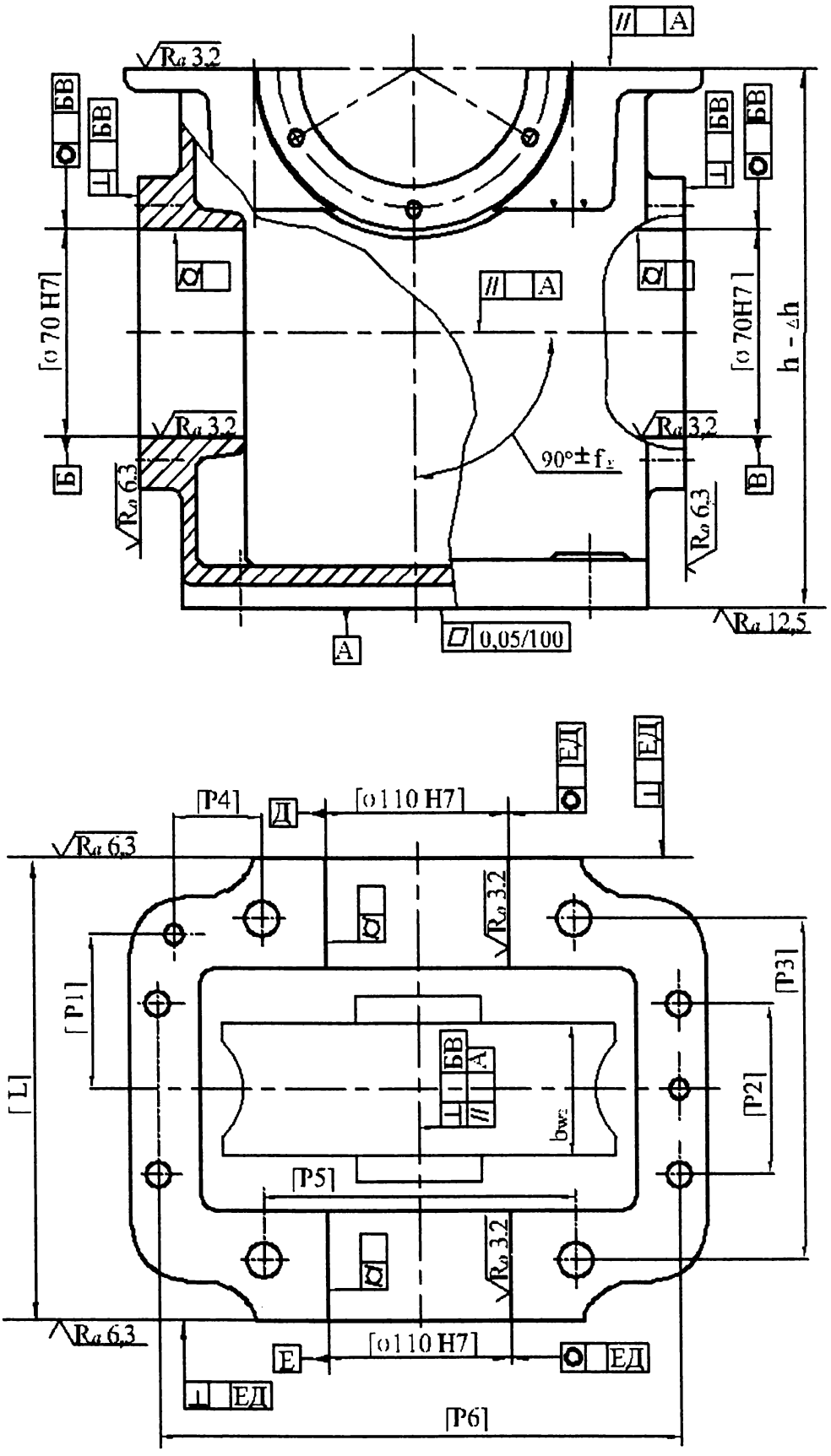


Рис. 13.30. Допуски формы и расположения основных поверхностей корпуса червячного редуктора

Крышку редуктора обрабатывают точно так же, как и корпус редуктора. Базовой поверхностью крышки является плоскость стыка. Ее обрабатывают с шероховатостью Ra 1,6...3,2. На оси расточек под подшипники назначают допуски расположения, т. е. допуск параллельности друг другу и плоскости стыка (допуск перекоса).

Таблица 13.17

Предельные отклонения межосевого угла червячной передачи $\pm f_x$ (ГОСТ 3675–81)

Степень точности	$\pm f_x$, мкм, при ширине венца червячного колеса b_{w2}, мм				
	до 63	св. 63 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250
7	12	17	24	32	48
8	16	22	30	42	63
9	22	28	40	56	80

Примечание. Чтобы определить допуск перпендикулярности осей валов в передаче на размере корпуса L, надо увеличить табличное значение допуска в L/b_{w2} раз.

На расточки под каждый подшипник вала проставляют допуск формы – допуск цилиндричности, а также допуск расположения, т. е. допуск соосности. На торцевые поверхности под крышки подшипников назначают допуск перпендикулярности относительно осей расточек каждого вала передачи.

Размеры в квадратных скобках обрабатывают совместно с корпусом редуктора (см. рис. 13.27–13.30).

13.5. Пример чертежа корпуса редуктора

Чертеж корпусной детали редуктора должен отражать технологию ее изготовления. Основными технологическими операциями являются [4, с. 421]:

- получение заготовки (для литой корпусной детали);
- обработка базовых плоскостей;
- обработка прочих плоских поверхностей детали;
- сборка корпуса и крышки редуктора в единое целое;
- обработка торцевых поверхностей под фланцы подшипниковых крышек;
- растачивание посадочных цилиндрических отверстий под подшипники опор валов редуктора;
- сверление отверстий под крепеж.

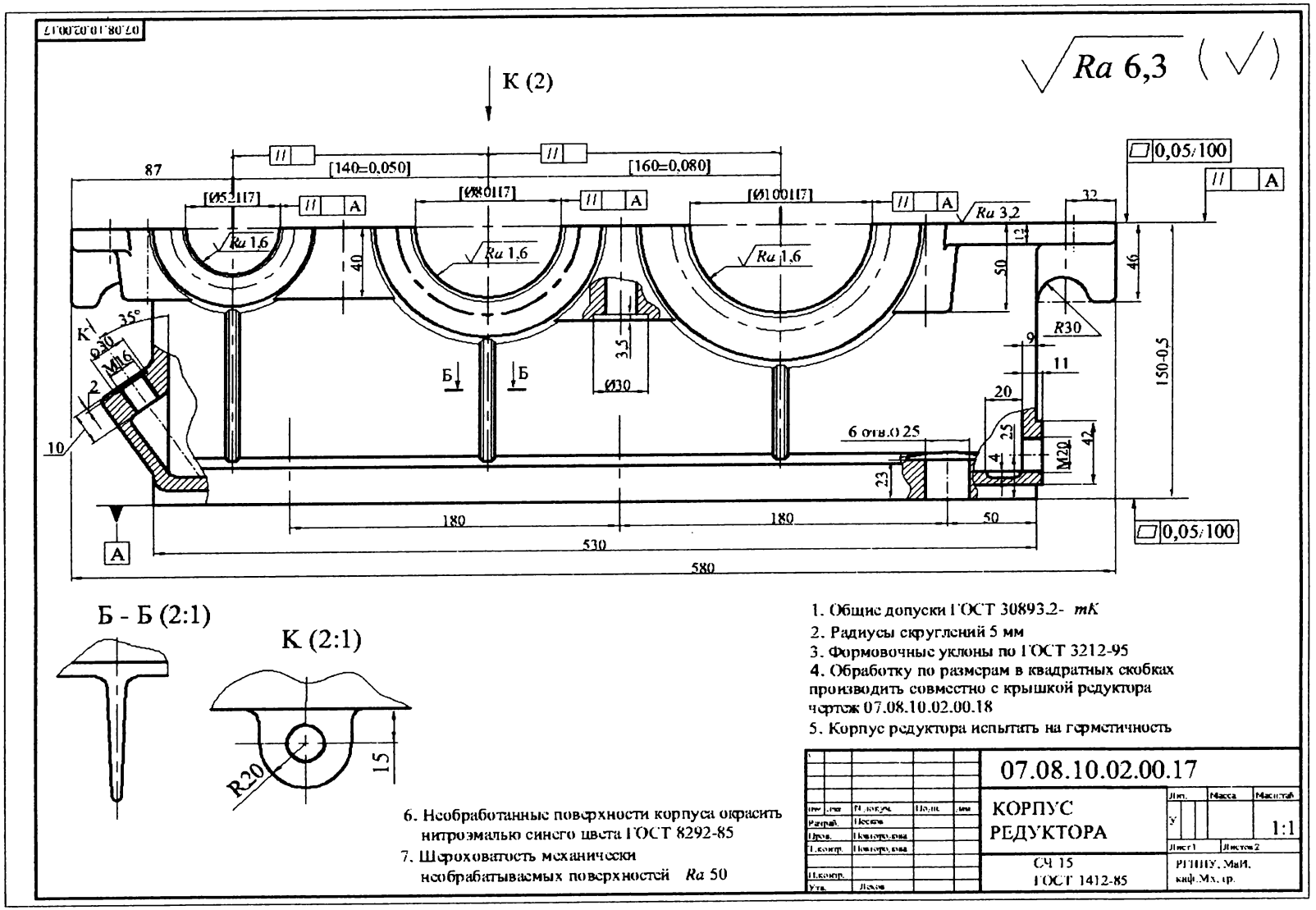


Рис. 13.31. Пример чертежа корпуса зубчатого цилиндрического редуктора (главный вид)

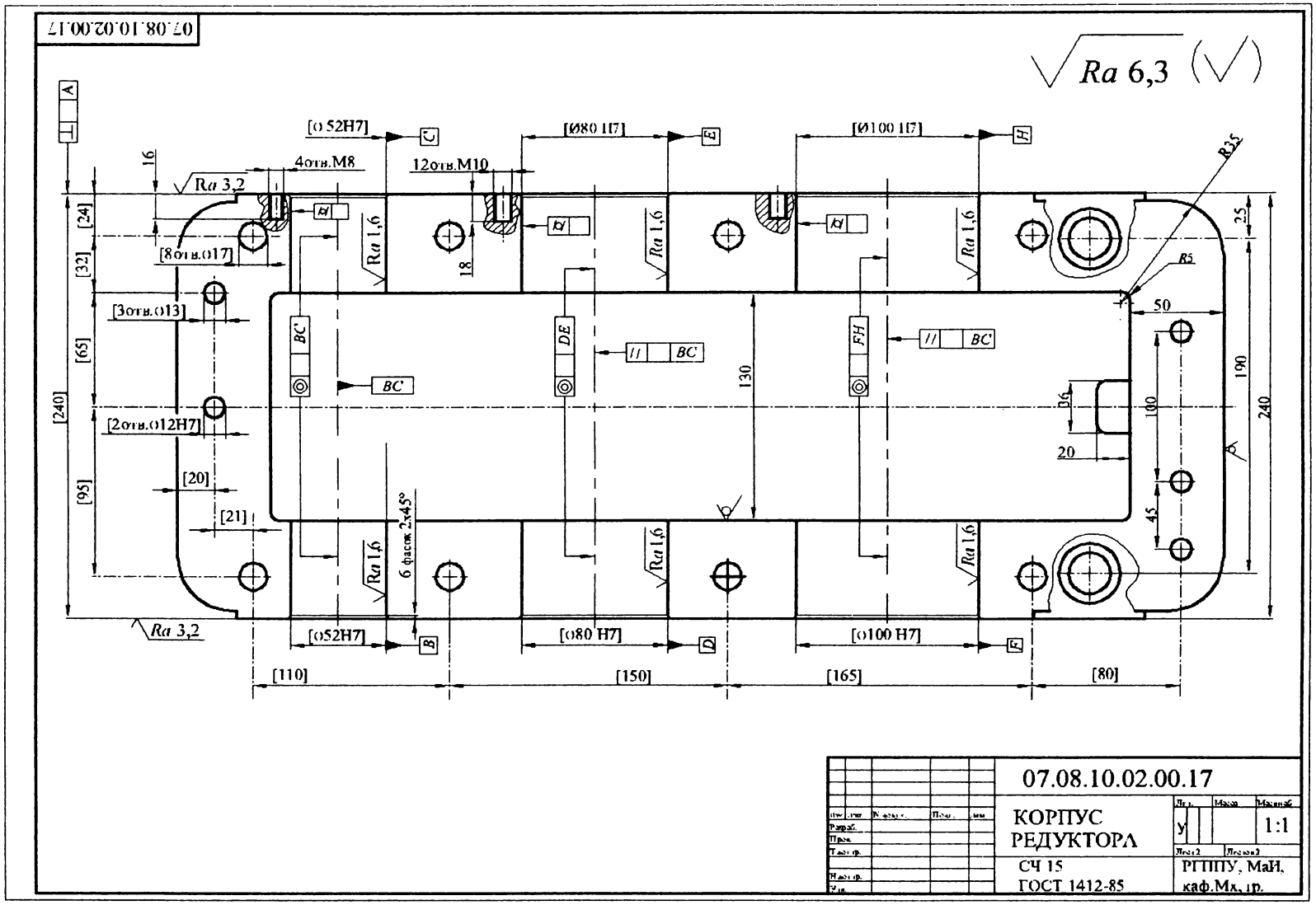


Рис. 13.32. Пример чертежа корпуса зубчатого цилиндрического редуктора (вид сверху)

Для осуществления всех этих операций на чертежах корпусных деталей редуктора должно быть указано достаточное число размеров. Последовательность нанесения размеров на чертеж, например, корпуса редуктора может быть такой:

1) размеры, необходимые для изготовления моделей корпусных деталей;

2) размеры, определяющие внутреннюю конструкцию корпусных деталей (необходимые для изготовления стержневого ящика);

3) габаритные размеры:

- длина;
- ширина;
- высота;

4) установочные размеры:

- длина лап корпуса редуктора (длина опорной поверхности);
- ширина корпуса редуктора по лапам (ширина опорной поверхности корпуса);
- расстояние между лапами корпуса (или ширина одной лапы);
- расстояние от днища корпуса редуктора до опорной плоскости лап;

5) присоединительные размеры:

- межосевые расстояния;
- диаметры расточек под подшипники;
- расстояния между центрами отверстий под крепеж;

6) прочие размеры, необходимые для завершения изготовления корпусных деталей.

Для выполнения корпусных деталей с заданной точностью на размеры назначают допуски и соответствующие им отклонения. Вместе с тем на сопряженные поверхности корпуса и крышки редуктора назначают допуски формы и расположения.

В завершение работы на все механически обрабатываемые поверхности корпусных деталей проставляют требуемую шероховатость. Пример чертежа корпуса цилиндрического редуктора приведен на рис. 13.31 и 13.32.

14. КОНСТРУИРОВАНИЕ РАМ И ПЛИТ ПРИВОДОВ МАШИН

14.1. Обоснование выбора плиты или рамы. Эскизирование

Сварные рамы (или литые плиты), устанавливаемые на фундаменты, применяют с целью обеспечения заданной точности взаимного расположения всех элементов привода.

В единичном производстве экономически выгоднее применение сварных рам, а в условия массового производства – литых плит. В ряде случаев выбор определяется требованиями к точности базирования составных частей привода и их размерами.

При выборе рамы или плиты следует помнить:

• сварная конструкция в процессе сваривания претерпевает значительные температурные деформации, что вызывает коробление готового изделия;

• любая отливка дороже сварной конструкции. Однако в условиях массового производства выбор отливки оправдан, так как по одной модели можно отлить значительное число плит.

Предварительные размеры рамы (плиты) определяют путем эскизирования элементов привода в двух проекциях (главный вид и вид сверху).

В масштабе 1:2 тонкими линиями изображают электродвигатель. На его хвостовик «надевают» полумуфту (рис. 14.1). Затем добавляют вторую полумуфту, «надетую» на хвостовик входного вала редуктора. Редуктор изображают в собранном виде, не вычерчивая крепеж и другие мелкие элементы.

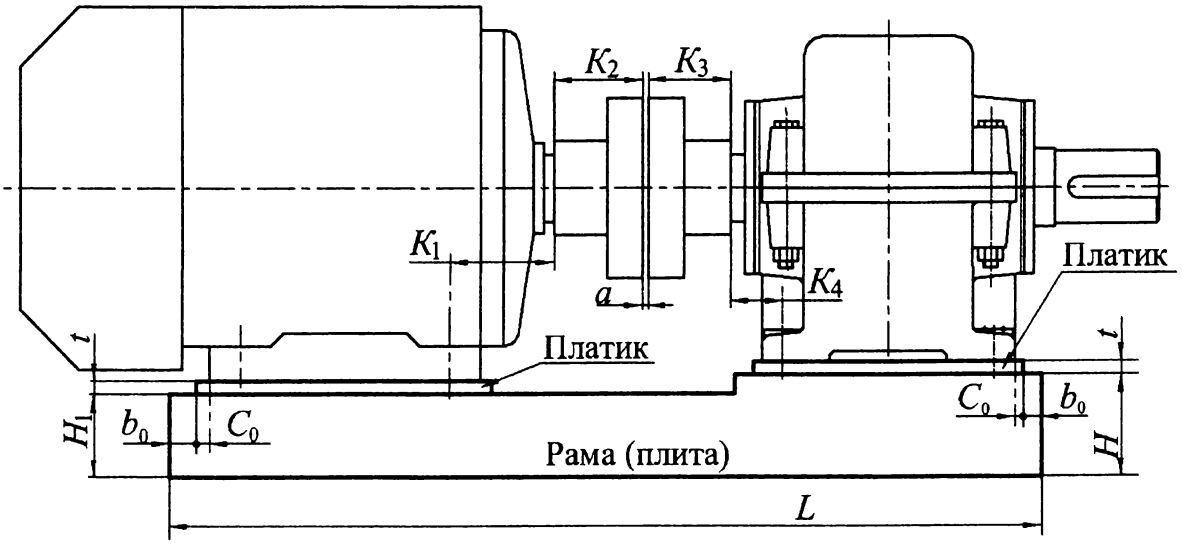


Рис. 14.1. Главный вид эскиза рамы или плиты

Цель этого этапа эскизирования – определение местоположения опорных поверхностей лап электродвигателя и редуктора, а также расположения крепежа элементов привода к раме (плите).

В результате определяют:

1) габаритные размеры по высоте и длине – H_1 и L;

2) высоту расположения опорных поверхностей лап электродвигателя и редуктора относительно фундамента – H_1 и H_2;

3) структуру сборочной размерной цепи по упругой муфте K_i.

По величине длины рамы (плиты) L рассчитывают ее высоту: $H_2 = (0{,}08...0{,}10) \cdot L$. Все линейные размеры согласовывают со стандартными значениями по нормальным рядам чисел (ГОСТ 6636–69).

Продолжают эскизирование в проекционной связи с главным видом, но на виде сверху вместо электродвигателя и редуктора изображают только контуры их лап (рис. 14.2). В этих местах проектируют и приваривают платики, которые механически обрабатывают после готовности рамы, или проектируют выступающие места для механической обработки литой плиты под лапы электродвигателя и редуктора.

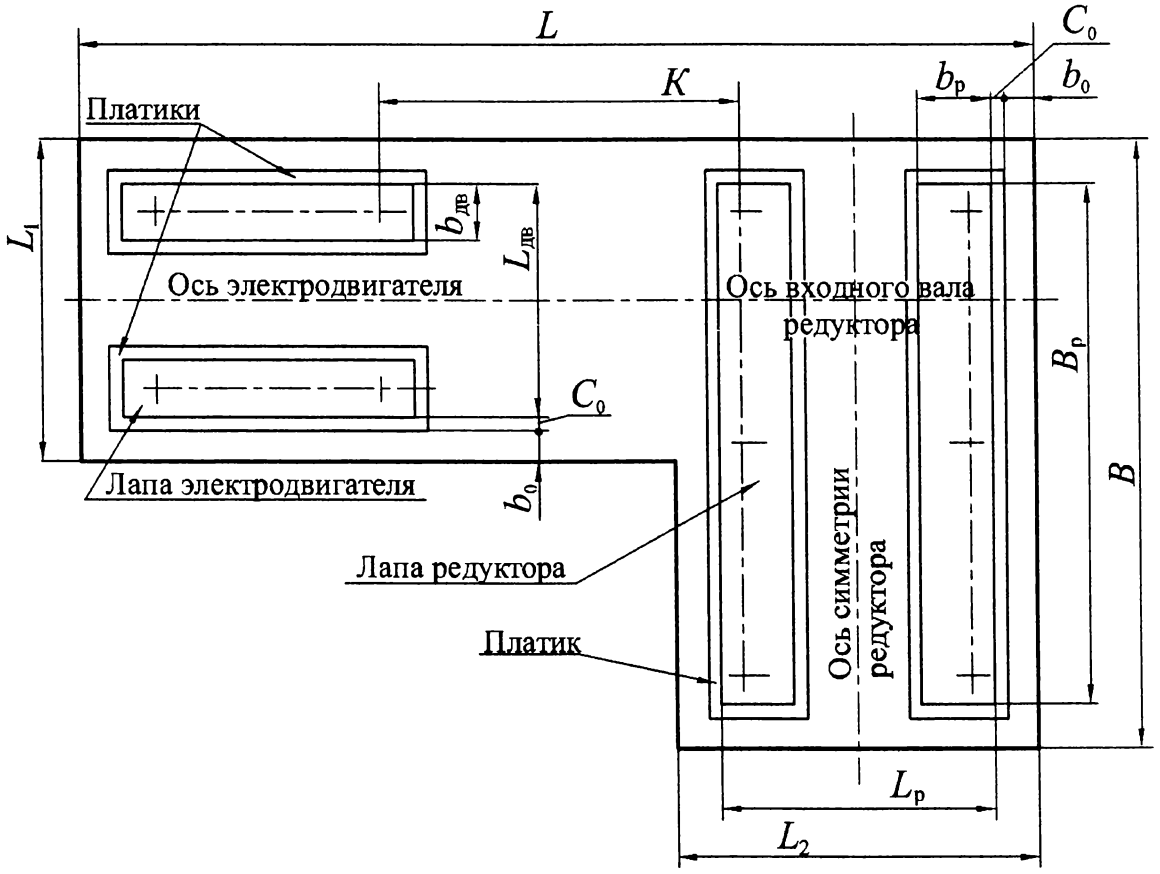


Рис. 14.2. Эскиз вида сверху рамы или плиты

Обязательным является изображение осей вала электродвигателя и входного вала редуктора, к которым привязывают оси крепежа. С главного вида переносят габаритный размер размерной цепи по упругой муфте K и длину рамы L. Габаритный размер рамы (плиты) по ширине B (см. рис. 14.2) получают построением

$$B = B_{\text{р}} + 2(b_0 + C_0),$$

где b_0 – размер, на который увеличивают раму (плиты) относительно платиков, $b_0 = 8...10$ мм [4, с. 372];

C_0 – размер увеличения длины и ширины платиков относительно лап редуктора и электродвигателя;

$B_{\text{р}}$ – длина лапы редуктора.

Параметр C_0 вычисляют по следующей зависимости [4, с. 372]:

$$C_0 = 0{,}05b_i + 1,$$

где b_i – ширина лапы электродвигателя ($b_{\text{дв}}$) или редуктора ($b_{\text{р}}$).

Размеры рамы, необходимые для определения ее контуров (см. рис. 14.2), вычисляют по зависимостям

$$L_1 = L_{\text{дв}} + 2(b_0 + C_0),\ L_2 = L_{\text{р}} + 2(b_0 + C_0).$$

На этом эскизирование рамы (плиты) закончено. Следует определиться, что проектировать: сварную раму или литую плиту, затем приступить к конструированию.

14.2. Сварные рамы. Технология изготовления и конструирование

После окончания эскизирования по величине H выбирают ближайший швеллер, по габаритному размеру которого уточняют высоту рамы. Самая простая конструкция рамы состоит из двух параллельно расположенных швеллеров (рис. 14.3, *а*) и трех-четырех швеллеров, приваренных к первым двум под прямым углом.

С целью повышения жесткости рамы между поперечными швеллерами приваривают диагонально расположенные уголки или швеллеры меньшего типоразмера (рис. 14.3, *б*).

Поскольку рамы при сварке сильно коробит, то все опорные поверхности рамы механически обрабатывают после окончания сварки, отжига и правки (рихтовки). Высота платиков после механической обработки должна быть не менее $t = 5...6$ мм [4, с. 372]. Ширина и длина каждого платика должна быть больше ширины и длины лапы электродвигателя (редуктора) на величину $2b_0$ (см. рис. 14.2).

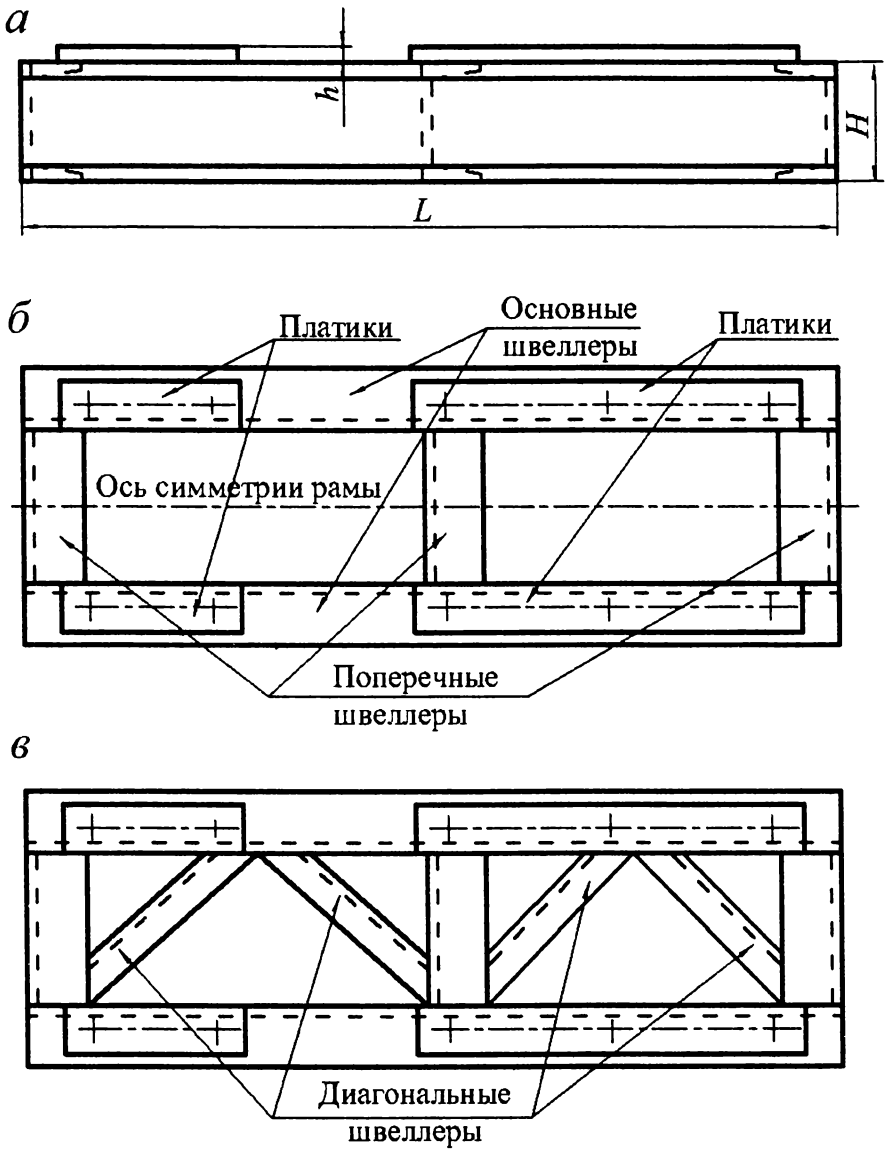


Рис. 14.3. Пример простой конструкции сварной рамы

Швеллеры, из которых сваривают рамы, как правило, располагают полками наружу. Это делают с целью облегчения крепления рамы к фундаменту и элементов привода к раме. Лапы электродвигателя и редуктора могут быть прикреплены к раме как болтами, так и винтами.

Если применяют болтовые соединения, то под гайку подкладывают косую шайбу, что позволяет создать опорную площадку, перпендикулярную оси болта и гайки (рис. 14.4, *а*). Если используют винтовые соединения, то косую шайбу приваривают к полке швеллера, затем нарезают резьбу в платике, полке швеллера и косой шайбе (рис. 14.4, *б*).

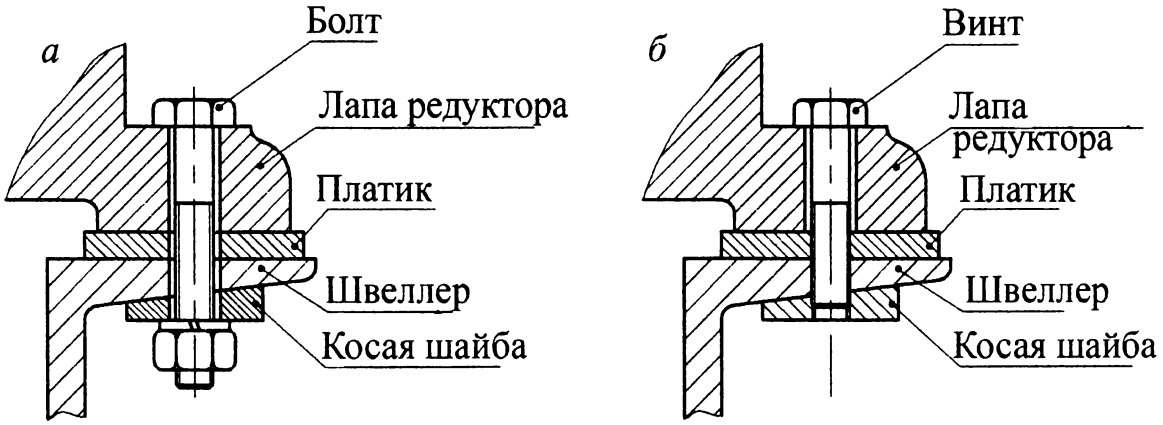


Рис. 14.4. Крепление редуктора к сварной раме:
а – болтовое; *б* – винтовое

Болтовое крепление прочнее и удобнее при эксплуатации, так как просверлить сквозное отверстие под болт проще, нежели нарезать резьбу одновременно в нескольких деталях. Размеры косых шайб (рис. 14.5) приведены в табл. 14.1.

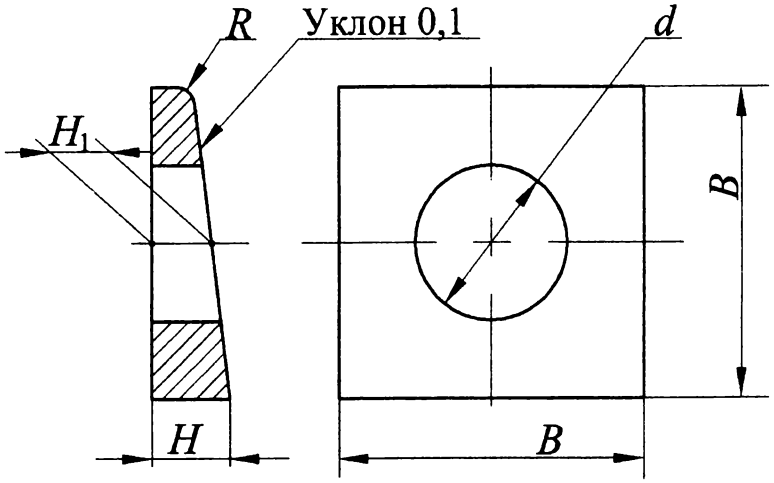


Рис. 14.5. Косая шайба

Крепление рамы к фундаменту осуществляют специальными фундаментными болтами, которые изготавливают по ГОСТ 24379.1–80. Диаметр и число болтов определяют в зависимости от длины рамы (табл. 14.2). При этом крепить болтами можно как за нижнюю полку швеллера, так и одновременно за обе его полки.

Таблица 14.1

Размеры косых шайб по ГОСТ 10906–78

Параметр	Значения параметра				
Резьба болта	М16	М18	М20	М22	М24
d, мм	17	19	22	24	26
H_1, мм	5,7	6,2			6,8
B, мм	30	40			50
H, мм	7,3	8,4			9,5
H_1, мм	5,7	6,2			6,8

Примечание. Размер H_1 – справочный.

Таблица 14.2

Количество и типоразмеры фундаментных болтов [4, с. 374]

Параметр	Значения параметра		
Длина рамы L, мм	До 700	Св. 700 до 1000	Св. 1000 до 1500
Диаметр болтов, мм	М16	М18…М20	М22…М24
Число болтов	4	6	8

Примечание. При сложной конструкции рамы число болтов может быть увеличено.

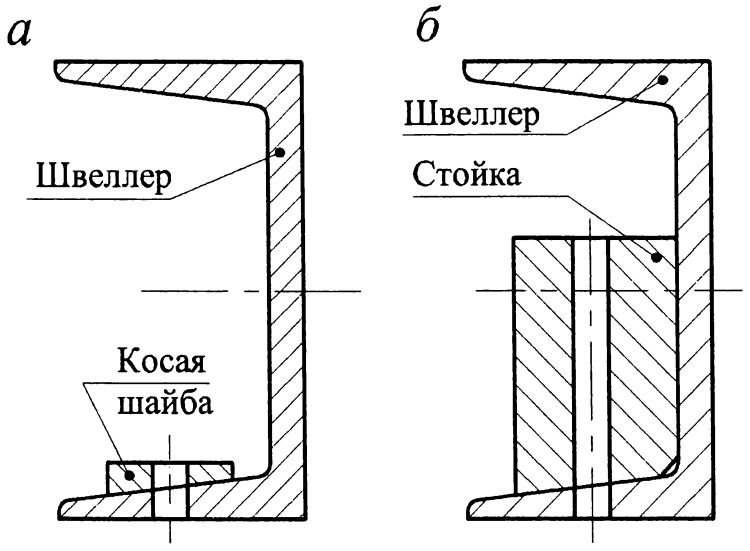


Рис. 14.6. Крепление рамы к фундаменту за нижнюю полку швеллера

Если раму крепят за нижнюю полку швеллера, то в местах установки болтов к полке швеллера приваривают косые шайбы, которые выравнивают опорную площадку под шайбу и гайки болтового соединения (рис. 14.6, *а*).

С этой же целью вместо косой шайбы приваривают высокие стойки, которые повышают жесткость рамы (рис. 14.6, *б*). В этом случае все нагрузки привода рама воспринимает только нижней нежесткой полкой швеллера [6, с. 257].

Для повышения жесткости рамы фундаментный болт пропускают через обе полки швеллера и на хвостовик болта навинчивают гайки. В этом случае швеллер воспринимает нагрузки привода всей своей высотой. В такой конструкции с целью еще большего увеличения жесткости рамы в местах крепления болтов между полками швеллера устанавливают трубы, уголки или ребра (рис. 14.7).

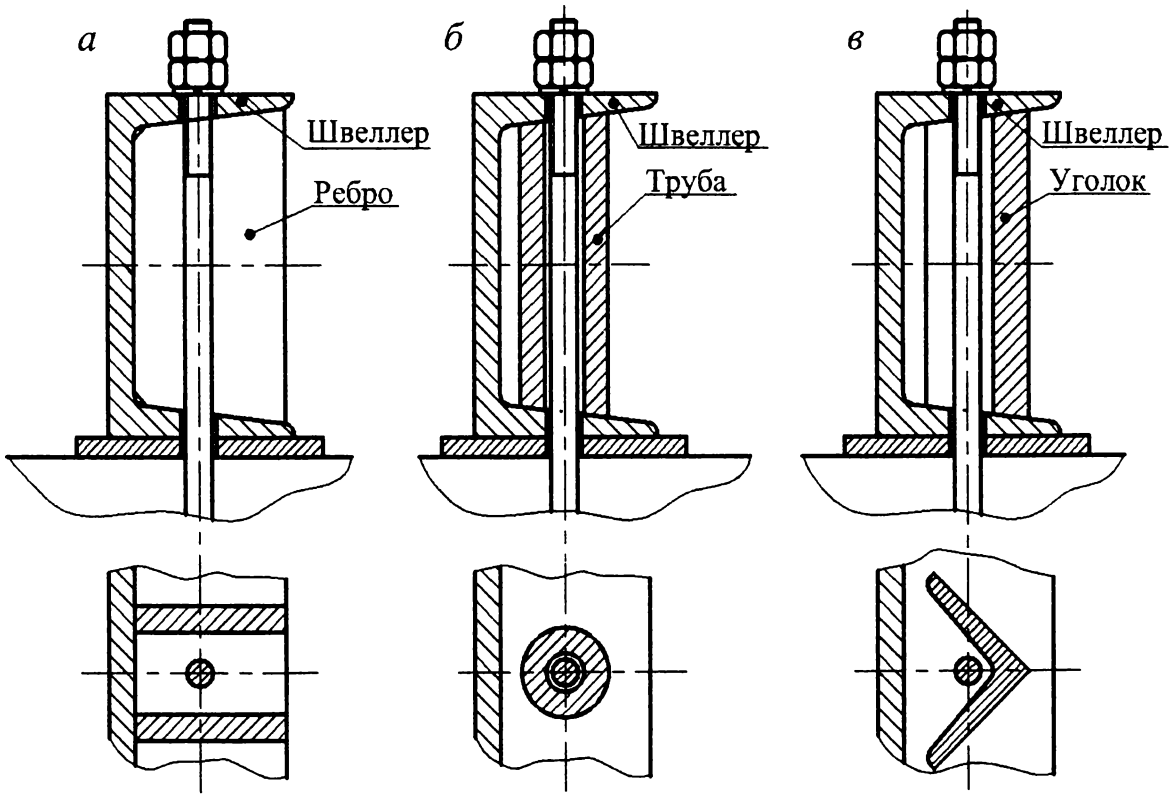


Рис. 14.7. Крепление рамы к фундаменту за обе полки швеллера с установкой:

а – ребер; *б* – трубы; *в* – уголка

Конструировать раму следует таким образом, чтобы обработанные поверхности платиков под узлы привода были расположены в одной плоскости. Если этого не удается сделать, то осуществляют следующее:

• при малой разности уровней расположения платиков под узлы привода компенсируют ее применением платиков разной толщины;

• при значительной разности уровней, на которых расположены опорные поверхности узлов привода, конструкцию рамы усложняют: к основным швеллерам 1 приваривают швеллеры 2 меньших размеров, а затем к ним приваривают ребра, вырезанные из листовой стали (рис. 14.8).

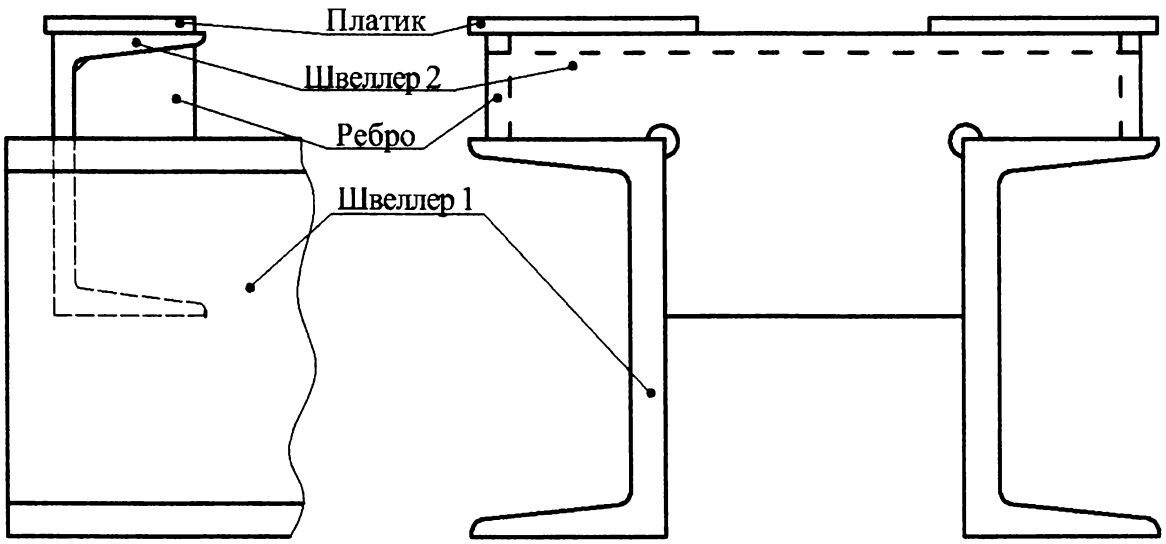


Рис. 14.8. Пример сложной конструкции сварной рамы

При необходимости значительно поднять раму относительно уровня пола приходится конструировать ее на стойках-ножках, которые приваривают непосредственно к нижней полке швеллера рамы. Число стоек определяется размерами рамы и высотой, на которую она поднята относительно пола (обычно не менее 6 стоек). Чтобы обеспечить жесткость такой рамы, к стойкам (с внешней стороны) приваривают уголки по диагоналям [4, с. 375].

Если рама имеет Г-образную или Т-образную форму, то для увеличения ее жесткости обязательно в углах приваривают треугольные косынки из листовой стали (рис. 14.9).

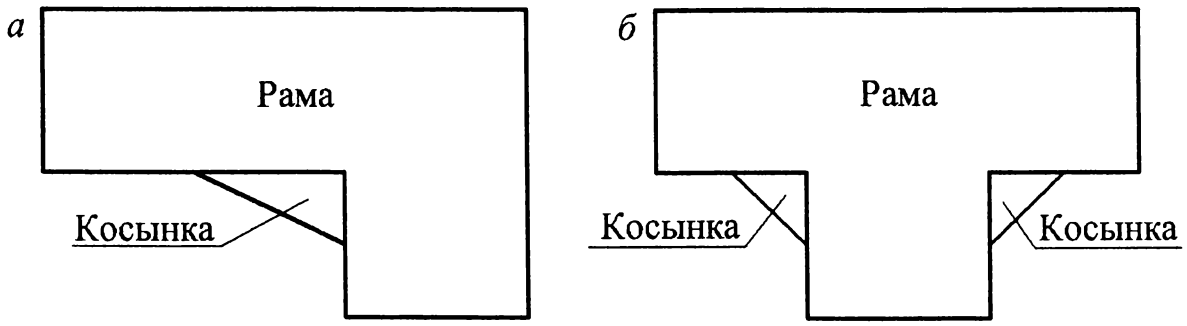


Рис. 14.9. Примеры использования косынок в конструкции рамы:
а – Г-образной; *б* – Т-образной

Если конструкция рамы требует использования невысоких стоек-ножек, то с целью увеличения жесткости рамы в местах присоединения стоек к швеллерам приваривают косынки, вырезанные из листовой стали [4, с. 375].

14.3. Литые плиты. Технология изготовления и конструирование

Проектирование литой плиты осуществляют на основании эскиза (см. рис. 14.1 и 14.2). Для отливки плит используют серые чугуны марок СЧ15 и СЧ20. Толщину стенки определяют в зависимости от габаритных размеров плиты, полученных на стадии эскизирования (табл. 14.3), например в зависимости от приведенного габарита N [4, с. 289]:

$$N = (2L + B + H)/3,$$

где L, B, H – длина, ширина и высота плиты соответственно, м.

Толщина всех стенок плиты должна быть одинаковой.

Таблица 14.3

Зависимость толщины стенки от габарита редуктора

Параметр	Значения параметра				
Приведенный габарит N, м	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0
Толщина стенки отливки δ, мм	7	8	10	12	14

В процессе литья в фундаментных плитах образуются внутренние раковины и пористости, снижающие прочность плит. Особенно ярко это проявляется в горизонтальных стенках. Поскольку фундаментные плиты имеют значительные размеры, то следует предусмотреть в горизонтальных стенках большие окна. Эта мера улучшает качество отливки и экономит металл. Чтобы окна не снижали жесткости и прочности плиты, их следует окаймлять контурными ребрами высотой $h = 1{,}3\delta$ (δ – толщина стенки плиты). Ребра выполняют внутрь окна (рис. 14.10).

Окна в боковых стенках плит выполняют:

- для транспортировки плиты – диаметром 25…30 мм;
- для доступа инструмента при креплении узлов привода к плите (размеры этих окон определяют по месту).

Для восстановления жесткости плиты в местах расположения окон на внутренних поверхностях вертикальных стенок плиты выполняют ребра жесткости толщиной $0{,}8\delta$ (см. рис. 14.10).

Размеры платиков под лапы электродвигателя и редуктора определяют точно так же, как и при конструировании сварной рамы (см. рис. 14.2).

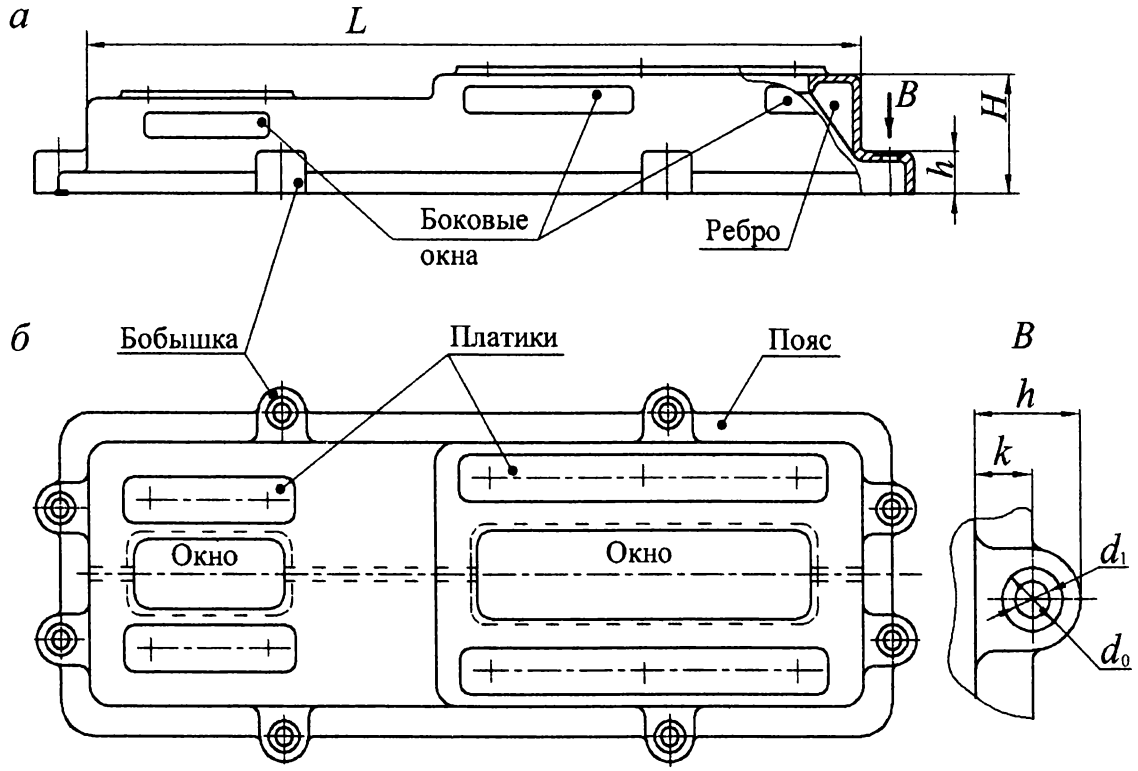


Рис. 14.10. Пример простой конструкции литой фундаментной плиты:
а – главный вид; *б* – вид сверху

Для крепления плиты к фундаменту в нижнем поясе плиты выполняют не менее 6 бобышек, показанных на виде В (см. рис. 14.10). Количество бобышек зависит от размеров пояса плиты (см. табл. 14.2). Размеры бобышек назначают согласно табл. 13.2 и 13.3.

При конструировании плиты следует стремиться к расположению базовых поверхностей в одной плоскости, что существенно упростит их механическую обработку. Такая конструкция плиты позволит установить на стол продольно-строгального (или продольно-фрезерного) станка одновременно несколько плит, а время на обработку каждой плиты соответственно сократить в несколько раз.

14.4. Крепление рам и плит к фундаментам

Отличительная черта современного машиностроения – сравнительно частая модернизация и замена оборудования, требующая перепланировки цехов. Поэтому металлорежущие станки, приводы конвейеров и другое

оборудование часто крепят непосредственно к полу цеха специальными фундаментными болтами, которые изготавливают по ГОСТ 24379.1–80. Под фундаментные болты в полу цеха выполняют:

• или специальные колодцы, предусматриваемые на стадии изготовления фундамента;

• или скважины, просверленные в полу цеха твердосплавным либо алмазным инструментом [4, с. 377].

Прежде чем установить привод и оборудование на полу цеха, осуществляют выверку расположения горизонтальных поверхностей по уровню. При необходимости под опорные поверхности узлов подкладывают клинья или прокладки. Затем подливают раствор цемента под опорные поверхности устанавливаемого оборудования. Болты закрепляют в скважине (колодце) тем же цементным раствором при вибропогружении в него шпильки болта или путем утрамбовывания сырого цементного порошка [4, с. 377].

Различают шесть типов фундаментных болтов (табл. 14.4).

Таблица 14.4

Типы и размеры фундаментных болтов [6, с.294]

Тип болта	Наименование	Исполнение	Резьба	Габаритная длина
1	Болты фундаментные изогнутые	1; 2	М 12...М48	$L \geqslant 300$ мм
2	Болты фундаментные с анкерной плитой	1	М 16...М48	$L \geqslant 200$ мм
		2	М 56...М90	
		3	М 100...М140	
3	Болты фундаментные составные	1	М 24...М48	Любая
		2	М 56...М64	
4	Болты фундаментные съемные	1	М 24...М48	
		2	М 56...М125	
		3	М 56...М100	
5	Болты фундаментные прямые	1	М 12...М48	$L \geqslant 300$ мм
6	Болты фундаментные с коническим концом	1; 2; 3	М 12...М48	$L \geqslant 300$ мм

В машиностроении наибольшее распространение получили болты 1-го и 6-го типов (рис. 14.11, 14.12). Размеры болтов этих типов приведены в табл. 14.5 и 14.6 [4, с. 378; 6, с. 294].

Размеры болта типа 1 исполнения 1 и колодца под него вычисляют в функции диаметра болта d [4, с. 378; 6, с. 294]:

- длина стержня болта, заглубленная в фундамент, $H = 12{,}5d$;
- длина гладкой части стержня болта $l_1 = 8d$;
- длина хвостовой части стержня болта $l_2 = 4d$;
- ширина колодца под болт $b = (6\ldots8)d$;
- длина колодца под болт $L = 13{,}5d$.

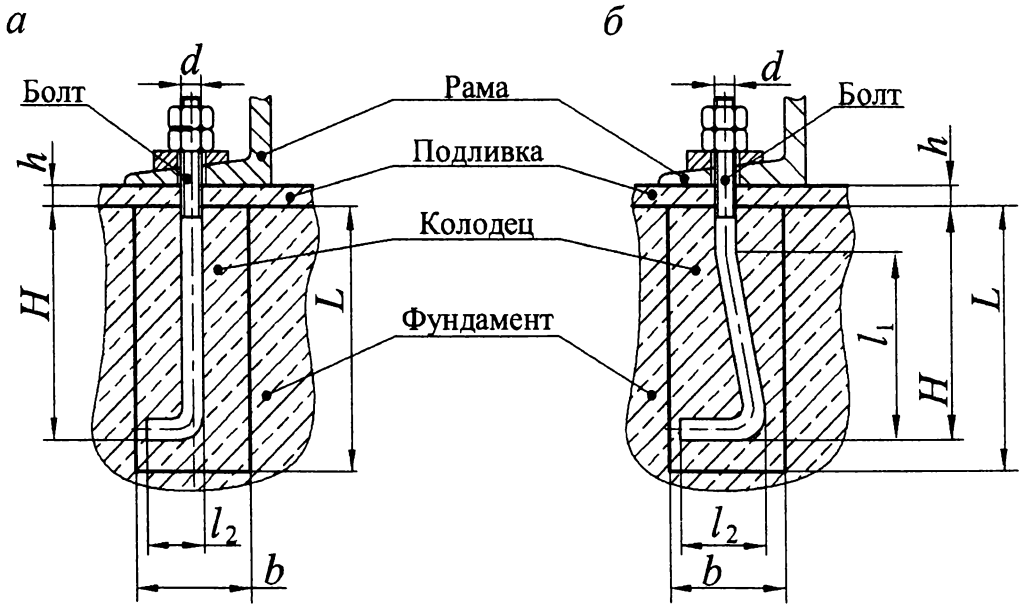


Рис. 14.11. Размеры фундаментных болтов типа 1:
а – исполнения 1; *б* – исполнения 2

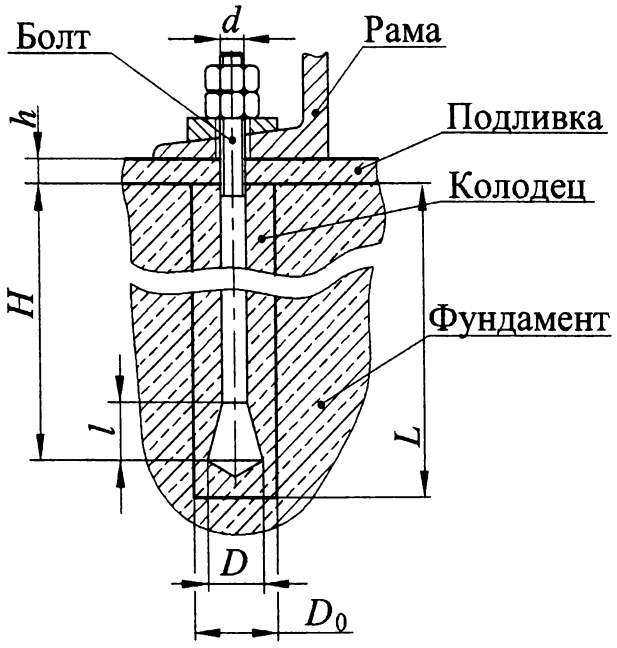


Рис. 14.12. Болт фундаментный, тип 6

Условное обозначение болта типа 1 исполнения 2 диаметром резьбы М20, с мелким шагом резьбы 1,5 мм, длиной $L = 150$ мм, со шпилькой из стали марки 09Г2С: Болт 1.1.М20×1,5×150 09Г2С ГОСТ 14379.1–80.

Таблица 14.5

Размеры фундаментных болтов типа 1 исполнения 2, мм [4, с. 378; 6, с. 294]

d	l_1	l_2	H	b
М16	130	65	200	95...130
М20	160	80	250	120...160
М24	190	95	300	140...190

Таблица 14.6

Размеры болтов типа 6 исполнения 3 [4, с. 378; 6, с. 294]

Диаметр резьбы d	D, мм	l, мм	H, мм	D_0, мм
М16	26	28	150...200	30...40
М20	32	34	200...250	40...50
М24	39	41	250...300	50...60

Условное обозначение болта типа 6 исполнения 3 диаметром резьбы М16, с мелким шагом резьбы 1,5 мм, длиной $l = 200$ мм, со шпилькой из стали марки 09Г2С: Болт 6.3.М16×1,5×200 09Г2С ГОСТ 14379.1–80.

ГОСТ 27148–86 регламентирует соотношения шага и наружного диаметра метрической резьбы, нарезаемой на хвостовиках фундаментных болтов (табл. 14.7).

Таблица 14.7

Соотношения шага p и наружного диаметра d метрической резьбы по ГОСТ 27148–86

Параметр	Значения параметра												
d, мм	4	5	6 7	8	10	12	14 16	18 20 22	24 27	30 33	36 39	42 45	48
p, мм	0,70	0,80	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00

Если поверхность пола в цехе точно обработана (например, шлифованием) или под привод выполнен специальный фундамент, то подливку под хвостовик болта не выполняют.

14.5. Базирование. Шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей фундаментных рам и плит

Базовой поверхностью любой фундаментной рамы (или плиты) является та поверхность, которой ее устанавливают на фундамент или пол цеха. Так как сварные рамы изготавливают из сортового проката (уголка, швеллера), то базовые поверхности рамы дополнительно механически не обрабатывают.

Базовую поверхность фундаментной плиты можно было бы не обрабатывать, но это привело бы к технологическим трудностям с механической обработкой поверхностей под лапы электродвигателя, редуктора и других узлов привода. Поэтому базовую поверхность фундаментной плиты обрабатывают с шероховатостью *Ra* 25...50.

Опорные поверхности всех платиков рамы под узлы привода (под лапы электродвигателя, редуктора и др.) механически обрабатывают с шероховатостью *Ra* 25. Механическую обработку платиков рамы производят после сварки, отжига и правки рамы. На механически обработанные поверхности рамы (плиты) назначают:

- допуски расположения, т. е. допуски параллельности относительно базовой поверхности;
- допуски формы, т. е. допуски плоскостности.

Все поверхности плиты, предназначенные для установки на них узлов привода, обрабатывают с шероховатостью *Ra* 3,2...6,3, что обеспечивает минимальные отклонения этих поверхностей от плоскостности [2, с. 240].

Шероховатость поверхностей крепежных отверстий в плите равна *Ra* 12,5. Точность расположения осей отверстий под крепеж в плите (раме) соответствует 14-му квалитету: ± 0,5 *IT*14.

Для крепления устанавливаемых на плите узлов привода обычно применяют винтовые соединения, т. е. в плите выполняют отверстия с резьбой, а лапы электродвигателя и редуктора присоединяют винтами. Крепление с помощью болтов усложняет конструкцию плиты: вызывает необходимость делать окна для доступа инструмента при затяжке соединений, а также значительно затрудняет сборку привода (затяжка каждого соединения требует наличия двух гаечных ключей и свободы их поворота в пределах угла не менее 90°).

Поскольку чугун – хрупкий материал, то крепление узлов привода к плите выполняют с помощью шпилек, один резьбовой конец которых ввинчивают в плиту, а на другой навинчивают гайку. Таким образом, при демонтаже привода шпилька остается в плите и резьба не подвергается многократным ввинчаваниям и вывинчиваниям, что продлевает срок службы крепежа.

15. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

15.1. Объем и состав графической части курсового проекта

Курсовые проекты по дисциплинам «Детали машин», «Техническая механика», «Теоретическая и прикладная механика» содержат графическую и текстовую части.

Объем графической части в зависимости от специализации студентов и наименования дисциплины может включать в себя от двух до четырех листов формата А1, например:

- лист 1 – сборочный чертеж привода какой-либо технологической машины;
- лист 2 – сборочный чертеж редуктора;
- лист 3 – рабочие чертежи четырех типовых деталей редуктора: зубчатого колеса, вала-шестерни, вала, стакана (или крышки подшипника);
- лист 4 – рабочий чертеж корпусной детали редуктора.

Текстовая часть проекта содержит расчеты привода и всех его элементов, а также пояснения к ним.

15.2. Алгоритм оформления сборочного чертежа привода машины

Сборочный чертеж любого узла и машины в целом – это иллюстрация спецификации, которая включает в себя перечень всех деталей, из которых состоит узел или машина.

Сборочный чертеж привода должен давать полную ясность относительно устройства, конструкции всех узлов и соединений привода, а также способа сборки привода и его монтажа на фундамент.

Алгоритм оформления сборочного чертежа привода (нанесения размеров, надписей и позиций) следующий:

1) вычертить стандартный формат А1;

2) отчертить угловую (14 × 70 мм) и основную (185 × 55 мм) надписи;

3) оставить место над основной надписью для технических требований (185 × 120 мм);

4) определить число проекций привода, видов, разрезов и сечений, необходимых для прочтения чертежа;

5) свободное поле чертежа спланировать под 2–3 проекции привода, виды, разрезы и сечения;

6) предусмотреть место для простановки позиций и монтажных размеров на чертеже;

7) зарезервировать место под техническую характеристику и план расположения осей фундаментных болтов.

Сборочный чертеж привода какой-либо технологической машины чертят в масштабе 1 : 1 или в масштабах уменьшения 1 : 2; 1 : 4; 1 : 5. Число проекций определяется сложностью структуры привода (должно быть не менее двух проекций). Чертеж не следует загромождать мелкими стандартными деталями или узлами. Например, винтовые, болтовые и шпилечные соединения изображают условно согласно ГОСТ 2.315–68. При этом обязательно надо вычертить в упрощенном виде по одному из крепежных соединений электродвигателя и редуктора с рамой (или плитой), а также рамы (или плиты) с фундаментом. На рис. 15.1 показаны упрощенное и условное изображения винтового, болтового и шпилечного соединений деталей.

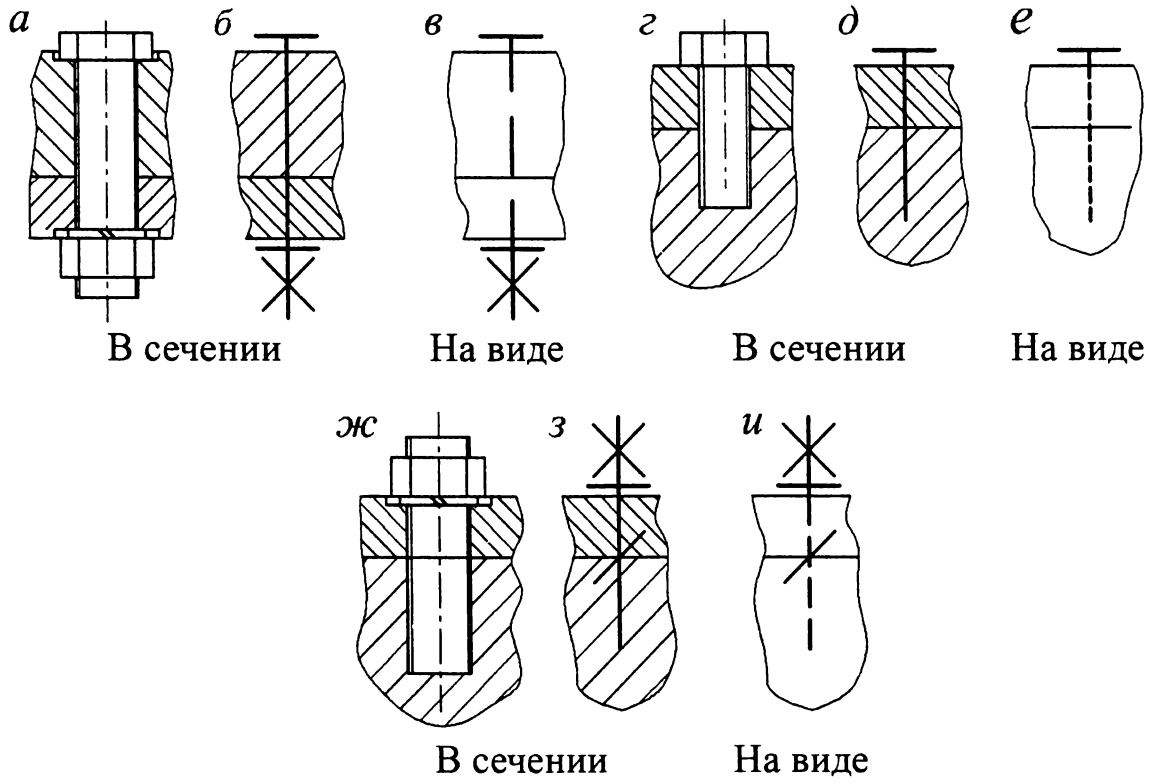


Рис. 15.1. Изображение резьбовых соединений деталей по ГОСТ 2.315–68:
а, б, в – болтового; *г, д, е* – винтового; *ж, з, и* – шпилечного

Если предмет, изображенный на сборочном чертеже, имеет ряд однотипных соединений, то крепежные детали, входящие в эти соединения, следует показывать условно или упрощенно в одном-двух местах каждого соединения, а в остальных местах – центровыми или осевыми линиями (рис. 15.2).

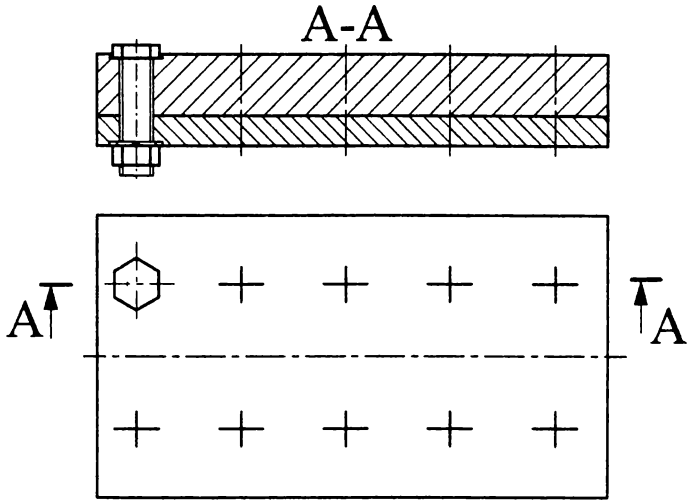


Рис. 15.2. Пример соединения деталей группой одинаковых болтов

Если на чертеже имеется несколько групп крепежных деталей, различных по типам и размерам, то вместо нанесения повторяющихся номеров позиций рекомендуют одинаковые крепежные детали обозначать одинаковыми условными знаками, а номер позиции наносить только один раз (рис. 15.3).

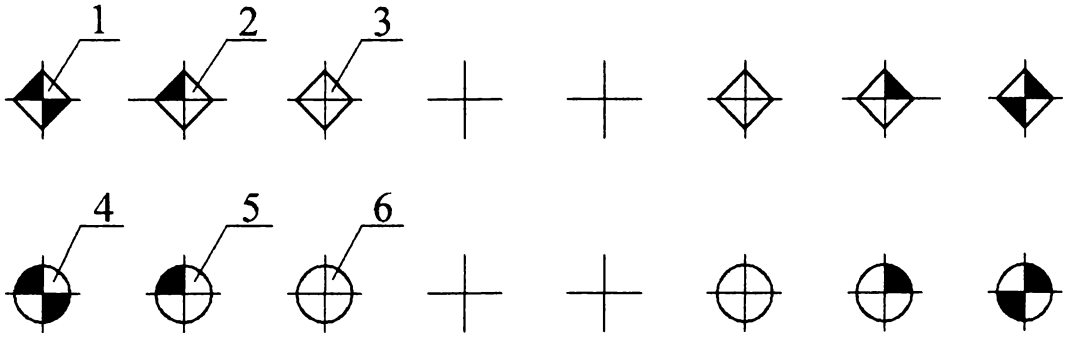


Рис. 15.3. Пример обозначения соединения несколькими группами крепежа:
1, 2, 3 – позиции обозначения разных групп болтов; *4, 5, 6* – позиции обозначения разных групп винтов

Поскольку все фундаментные болты одинаковы, то на чертеже показывают разрез только по одному болту (рис. 15.4). Размеры болта не проставляют, а только приводят размеры колодца: его глубину и поперечный размер (колодец может иметь квадратное или круглое поперечное сечение). Остальные болты показывают условно, без изображения колодцев под них или согласно рис. 15.2.

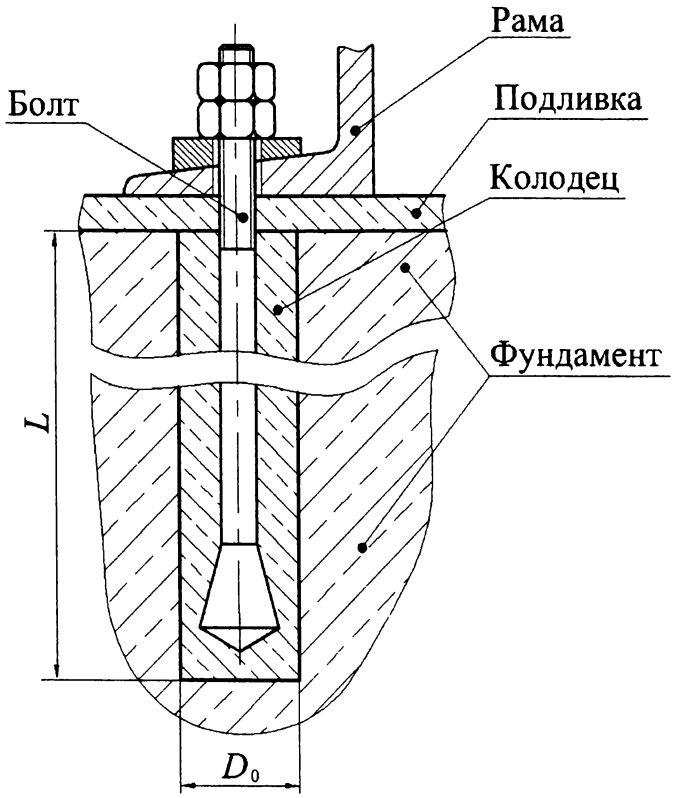


Рис. 15.4. Нанесение размеров колодца под фундаментный болт на сборочном чертеже привода машины

Стандартные соединительные муфты разрезать не следует. Кожухи, закрывающие муфты, допускается не показывать. Тогда в технических требованиях об этом обязательно должна быть сделана запись, например: «Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной передачи и муфты установить и окрасить в оранжевый цвет».

Нумерацию позиций спецификации выполняют в соответствии со спецификацией привода машины. Номера позиций присваивают сборочным единицам, деталям и стандартным изделиям, входящим в состав привода машины. Номер каждой позиции наносят на чертеж один раз, т. е. не повторяют в соответствии с числом проекций привода, разрезами и вырывами.

Шрифт номеров позиций делают на один-два размера больше принятого на чертеже шрифта для размерных чисел. Цифры позиций располагают на горизонтальных полочках, от которых проводят линии-выноски, указывающие на соответствующие сборочные единицы, детали и стандартные изделия. Не допускают пересечение линий-выносок друг с другом. Пересечение с размерными линиями возможно.

Позиции располагают в строчку на одной горизонтальной линии или столбиком на одной вертикальной линии. Обязательно расположение позиций вне габаритных контуров чертежа привода машины, т. е. вокруг него. Разрешено группировать 2–3 позиции крепежа (например, болт, гайка, шайба) с одной линией-выноской (рис. 15.5).

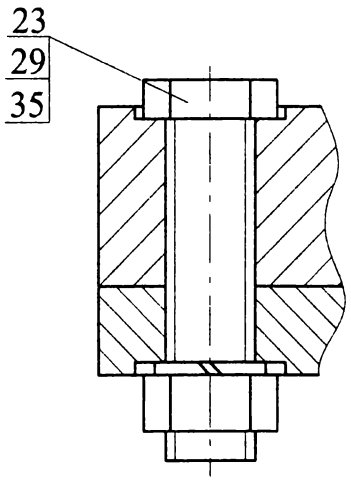


Рис. 15.5. Группировка позиций болтового соединения деталей

Алгоритм нанесения монтажных размеров на сборочном чертеже привода машины такой:

1) проставить габаритные размеры привода (длину, ширину и высоту) на тех проекциях, на которых эти размеры лучше всего читаются;

2) нанести установочные размеры (рис. 15.6):

• указать длину и ширину опорной поверхности плиты или рамы (той поверхности, которой она устанавливается на фундамент);

• привязать ось крайнего фундаментного болта к торцу рамы или плиты (размер $L1$) на двух проекциях – главном виде и виде сбоку (или виде сверху);

• привязать оси остальных фундаментных болтов к оси крайнего болта (размеры $L2 \ldots L5$);

• привязать ось одного из болтов крепления электродвигателя к оси ближайшего фундаментного болта (размер $B1$);

• проставить расстояние между осями болтов крепления электродвигателя к раме или плите (размер *B*2);

• привязать ось одного из болтов крепления редуктора к оси ближайшего фундаментного болта (размер *C*1);

• проставить расстояние между осями болтов крепления редуктора к раме или плите (размер *C*2);

3) указать присоединительные размеры:

• нанести размер межосевого расстояния с отклонениями;

• создать размерную цепь по соединительным муфтам (размеры *A*1…*A*5);

• проставить размер длины хвостовика выходного вала редуктора, размер высоты оси этого вала относительно опорной поверхности лап редуктора и выполнить сечение хвостовика вала (рис. 15.7);

4) заполнить угловую и основную надписи;

5) составить техническую характеристику (в виде таблицы или текста) на свободном поле чертежа;

6) записать технические требования по сборке привода машины, расположив их непосредственно над основной надписью, но не ближе 10 мм к ней. Ширина поля технических требований – 185 мм.

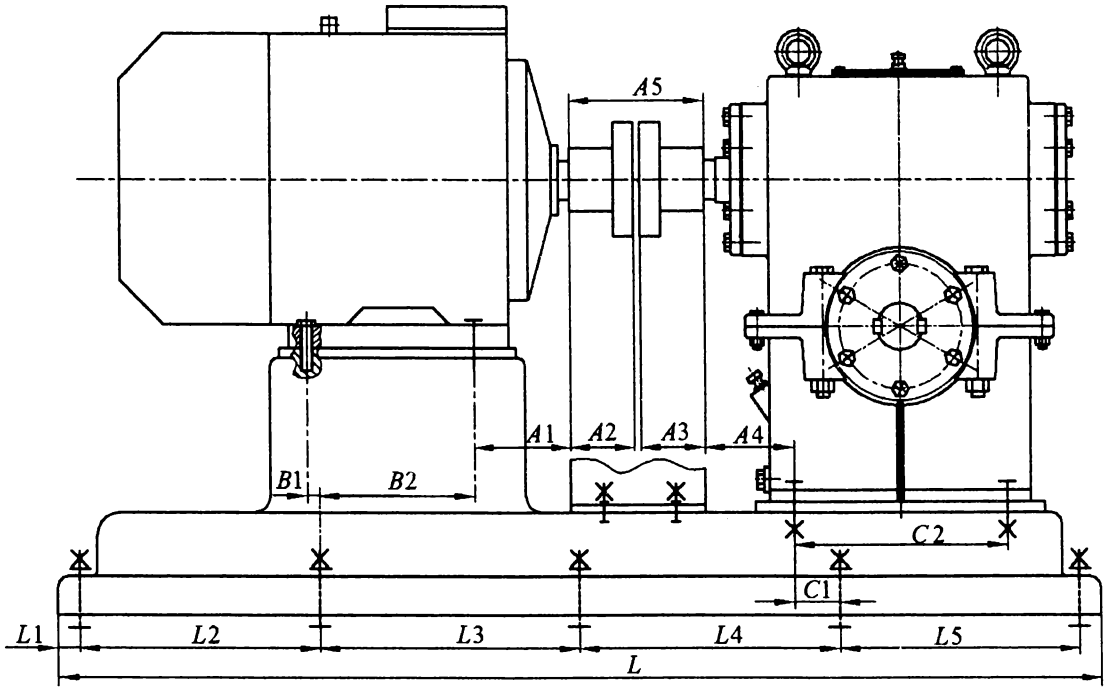


Рис. 15.6. Пример нанесения установочных и присоединительных размеров на сборочном чертеже привода машины

Заголовки «Техническая характеристика» и «Технические требования» в соответствии с ГОСТ 2.316–68 не подчеркивают.

Техническая характеристика привода содержит основные технические параметры привода, например:

1. Мощность электродвигателя … кВт
2. Частота вращения вала электродвигателя … об/мин
3. Общее передаточное число привода …
4. КПД привода …
5. Окружная скорость приводного барабана … м/с
6. Тяговое усилие на ленте конвейера … кН

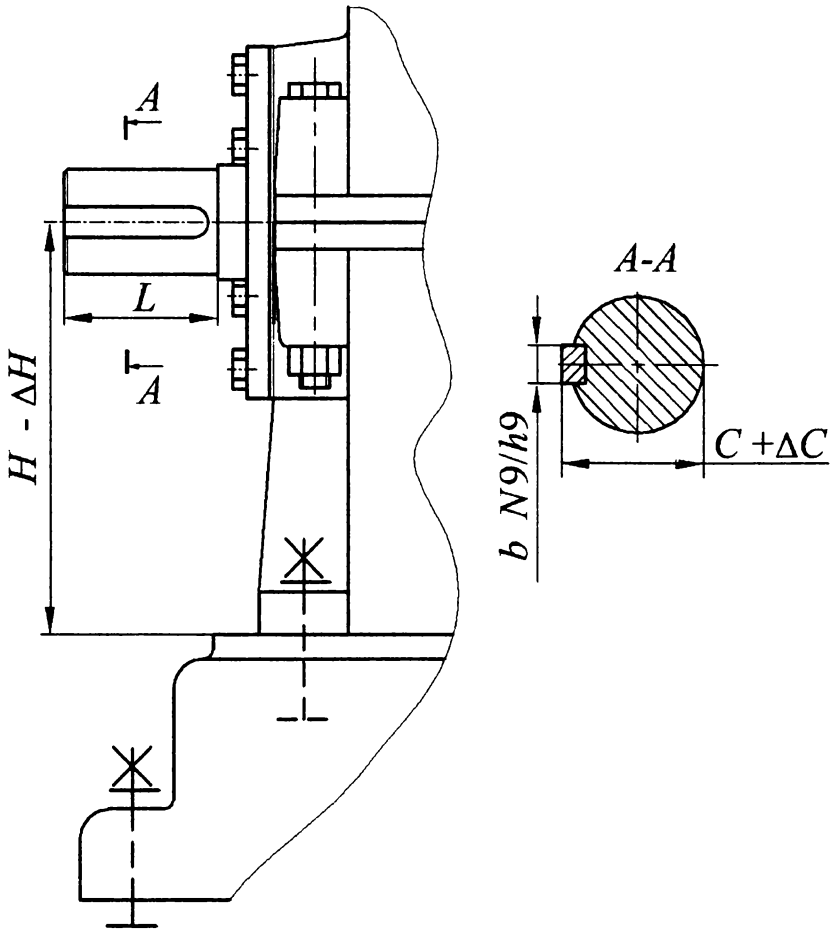


Рис. 15.7. Присоединительные размеры хвостовика выходного вала редуктора

Технические требования включают в свой состав информацию о качестве сборки привода, например:

1. Смещение осей валов электродвигателя и редуктора, не более (выбирают по стандарту муфты, соединяющей валы): осевое … мм; радиальное … мм; угловое … мм.

2. После сборки привод обкатать под рабочей нагрузкой в течение 1 ч.

3. Муфты закрыть защитными кожухами, наружные поверхности кожухов окрасить нитроэмалью оранжевого цвета.

Когда в исходной кинематической схеме привода машины не указано, что именно будет присоединено к выходному валу редуктора, то присоединительными размерами хвостовика выходного вала редуктора являются (см. рис. 15.7):

- длина хвостовика L;
- ширина шпонки с указанием посадки ее в паз вала b;
- габаритный размер хвостовика вместе со шпонкой C;
- размер, характеризующий положение оси вала относительно опорной поверхности лап корпуса редуктора, D.

Если в исходной кинематической схеме привода машины после редуктора следует какой-либо приводной узел, например барабан лебедки, то вал барабана и выходной вал редуктора соединяют муфтой. В этом случае на сборочном чертеже проставляют размерную цепь по муфте.

Если на хвостовике выходного вала редуктора устанавливают приводную звездочку конвейера или шестерню открытой передачи, то надлежит указать посадку этих деталей на хвостовик вала и способ их осевой фиксации на валу. С этой целью выполняют необходимые разрезы и сечения.

15.3. Оформление сборочного чертежа редуктора

Сборочный чертеж редуктора должен давать полную ясность относительно его устройства и монтажа. Поэтому масштаб чертежа выбирают с учетом этих требований.

Как правило, цилиндрический и коническо-цилиндрический редукторы вычерчивают в двух проекциях:

- главный вид;
- вид сверху при снятой крышке редуктора (или разрез по плоскости стыка крышки и корпуса редуктора).

При этом необходимые вспомогательные виды, разрезы, сечения и вырывы располагают на свободном поле чертежа.

Поскольку вид сбоку существенной информации об устройстве и способе сборки узлов редуктора не дает, то вместо него лучше вычертить вспомогательный вид (по стрелке) на лапы редуктора (рис. 15.8).

При вычерчивании соосного редуктора обязательным является разрез по соосной опоре, так как необходимо показать способ крепления крышки и корпуса опоры под подшипники двух валов.

Коническо-цилиндрический редуктор можно чертить в тех же двух проекциях, что и цилиндрический редуктор.

Червячный редуктор выполняют в двух проекциях:

- главный вид, на котором показывают опоры червяка;
- вид сбоку, на котором вычерчивают опоры червячного колеса.

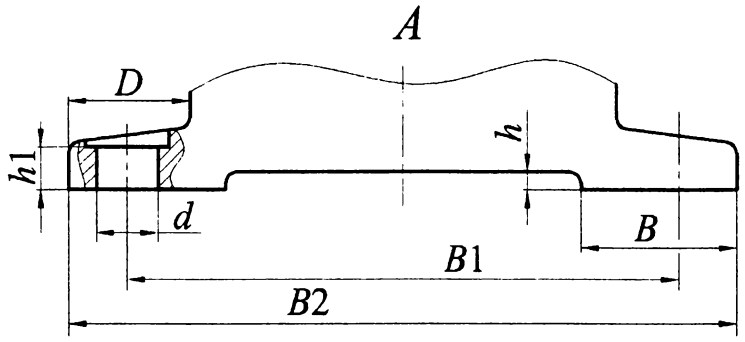


Рис. 15.8. Вспомогательный вид на лапы редуктора

Чтобы не допустить ошибки в вычерчивании бобышек под болты крепления корпуса и крышки у подшипников червячного колеса, необходимо проработать эти приливы на виде сверху (на эскизной компоновке).

Требования к формату сборочного чертежа редуктора те же, что и для сборочного чертежа привода машины (см. алгоритм оформления сборочного чертежа привода). Технические требования, техническую характеристику и позиции оформляют точно так же, но в соответствии со спецификацией к редуктору.

Алгоритм нанесения монтажных размеров на сборочный чертеж редуктора:

1) проставить габаритные размеры редуктора (длину, ширину и высоту) на тех проекциях, на которых эти размеры лучше всего читаются (рис. 15.9, размеры *L* и *H*);

2) нанести установочные размеры:

- указать длину *B*4 (см. рис. 15.9) и ширину *B*2 (см. рис. 15.8) опорной поверхности лап корпуса редуктора;
- привязать ось крайнего фундаментного болта к торцу лапы на двух проекциях – главном виде (см. рис. 15.9, размер *B*3) и на виде сбоку (см. рис. 15.8, размер *B*1) или на виде сверху;

• привязать оси остальных фундаментных болтов к оси крайнего болта (см. рис. 15.9, размеры *B*1 и *B*2);

3) указать присоединительные размеры:

• размер межосевого расстояния с отклонениями каждой ступени редуктора;

• размер длины хвостовика выходного вала редуктора;

• размер высоты оси выходного вала редуктора относительно опорной поверхности лап редуктора *h* (см. рис. 15.9);

4) выполнить сечение А–А хвостовика вала (см. рис. 15.7);

5) заполнить угловую и основную надписи;

6) оформить техническую характеристику (в виде таблицы или текста) на свободном поле чертежа;

7) записать технические требования по сборке редуктора, расположив их непосредственно над основной надписью, но не ближе 10 мм к ней. Ширина поля технических требований – 185 мм.

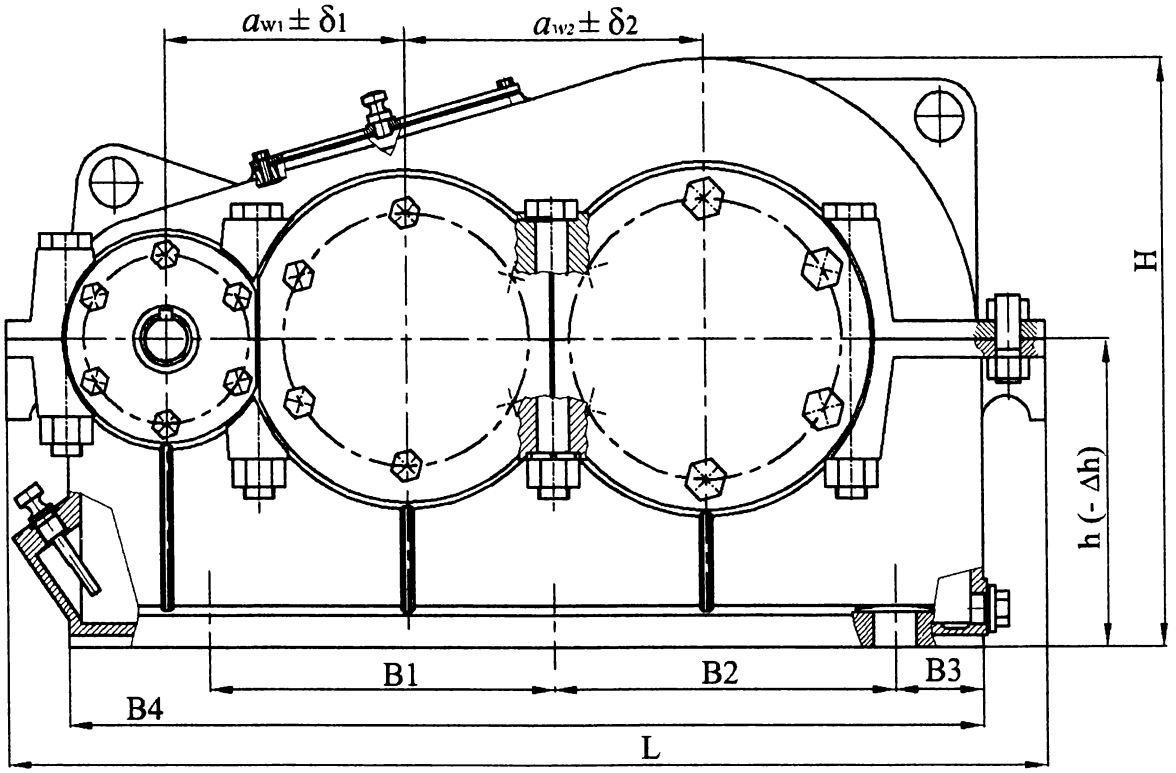


Рис. 15.9. Пример нанесения установочных и присоединительных размеров на сборочном чертеже редуктора

Заголовки «Техническая характеристика» и «Технические требования» не подчеркивают. Техническая характеристика привода содержит основные технические параметры редуктора, например:

1. Мощность на входном валу редуктора … кВт.

2. Частота вращения входного вала редуктора … об/мин.

3. Общее передаточное число редуктора…

4. КПД редуктора…

5. Объем масляной ванны … л.

Технические требования содержат информацию о качестве сборки передач редуктора[1].

Примерная структура технических требований к сборочным чертежам редукторных передач:

1. Степень точности … ГОСТ 1643–81.

2. Гарантированный боковой зазор $f_{n\,\min}$.

3. Наибольший боковой зазор T_c.

4. Суммарное пятно контакта:

• по высоте зубьев, не менее … %;

• по длине зубьев, не менее … %.

5. Допуск межосевого расстояния (проставить на чертеже).

6. Предельное отклонение номинального размера высоты оси вращения выходного вала редуктора относительно опорной плоскости лап корпуса редуктора.

7. Осевой зазор в подшипниках.

8. В картер редуктора залить масло марки…

9. Поверхности соединения «корпус – крышка» перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа «Герметик».

10. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стука и заедания.

11. Редуктор обкатать в течение 1 ч под рабочей нагрузкой.

Примечания:

1. Требования по п. 7 заполняют только для радиально-упорных подшипников.

2. Численные значения требований по пп. 5 и 6 указывают на чертеже редуктора.

---

[1] Здесь и далее при заполнении технических требований необходимо использовать следующие источники: *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. М., 1992. Т. 2, 3; *Перель Л. Я.* Подшипники качения: справочник. М., 1983.

Примерная структура технических требований к сборочному чертежу конического редуктора:

1. Степень точности зубчатых колес по ГОСТ 1758–81.

2. Гарантированный боковой зазор $f_{n\,\min}$.

3. Допуск среднего конусного расстояния f_a.

4. Предельное отклонение межосевого угла передачи (несовпадение вершин конусов) F_{i0}.

5. Суммарное пятно контакта:

• по высоте зубьев, не менее ...%;

• по длине зубьев, не менее ... %.

6. Осевой зазор в подшипниках.

7. Предельное отклонение номинального размера высоты оси вращения выходного вала редуктора относительно опорной плоскости лап корпуса редуктора.

8. В картер редуктора залить масло марки...

9. Поверхности соединения «корпус – крышка» перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа «Герметик».

10. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стука и заедания.

11. Редуктор обкатать в течение 1 ч под рабочей нагрузкой.

Примечания:

1. Требования по п. 6 заполняют только для радиально-упорных подшипников.

2. Численные значения требований по пп. 3, 4 и 7 указывают на чертеже редуктора.

Примерная структура технических требований к сборочному чертежу червячного редуктора:

1. Степень точности передачи ... ГОСТ 3675–81.

2. Гарантированный боковой зазор $f_{n\,\min}$.

3. Норма бокового зазора E_{ss}.

4. Допуск межосевого расстояния f_a.

5. Предельное отклонение межосевого угла передачи f_r.

6. Суммарное пятно контакта:

• по высоте зубьев, не менее ...%;

• по длине зубьев, не менее ...%.

7. Осевой зазор в подшипниках.

8. Предельное отклонение номинального размера высоты оси вращения выходного вала редуктора относительно опорной плоскости лап корпуса редуктора.

9. В картер редуктора залить масло марки…

10. Поверхности соединения «корпус – крышка» перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа «Герметик».

11. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стука и заедания.

12. Редуктор обкатать в течение 1 ч под рабочей нагрузкой.

Примечания:
1. Требования по п. 7 заполняют только для радиально-упорных подшипников.
2. Численные значения требований по пп. 4, 5 и 8 указывают на чертеже редуктора.

15.4. Оформление рабочих чертежей типовых деталей машин

Рабочий чертеж любой детали – это основной документ, который должен давать полную ясность относительно конструкции и изготовления детали. Поэтому масштаб чертежа выбирают с учетом этих требований.

Каждую деталь вычерчивают на отдельном формате. Число проекций – необходимое и достаточное для прочтения чертежа и изготовления детали.

После вычерчивания рамок стандартного формата в правом нижнем углу выполняют основную надпись по форме 1 в соответствии с ГОСТ 2.104–68. Затем вычерчивают угловую надпись, резервируют место под технические требования (над основной надписью) и таблицу параметров, необходимых для изготовления зубчатых или червячных колес (см. разд. 3–5). На оставшемся поле чертежа располагают две или три проекции детали, а также необходимые разрезы и сечения.

Главный вид детали должен соответствовать ее положению на станке. Для детали в виде тела вращения достаточно одной проекции, на которой ось детали располагают параллельно основной надписи. Та часть детали, которая требует большей токарной обработки, должна быть расположена справа (рис. 15.10, б).

На чертеже детали следует указать минимальное число размеров. Вместе с тем размеров должно быть достаточно для изготовления и контроля детали. Каждый размер следует проставлять один раз независимо от

числа проекций. Простановку размеров обязательно надлежит согласовывать с технологией изготовления детали.

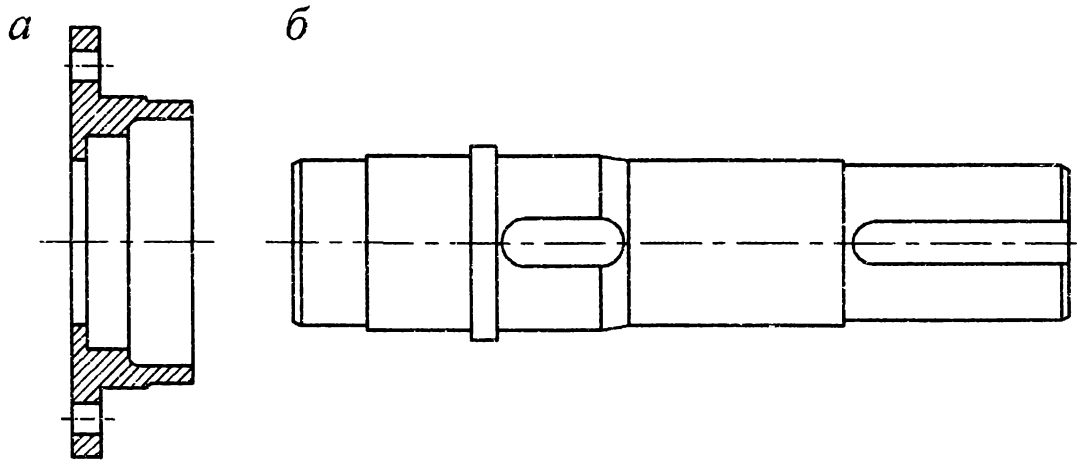


Рис. 15.10. Примеры расположения тел вращения на рабочем чертеже:
а – крышка подшипника; *б* – вал

Все размеры детали можно разделить:

• на функциональные, т. е. размеры сопряженных поверхностей (посадочные, резьбовые);

• свободные, т. е. не сопряженные с другими деталями;

• справочные, т. е. не подлежащие выполнению по данному чертежу.

Размеры, характеризующие один конструктивный элемент, лучше всего проставлять на одной проекции (рис. 15.11).

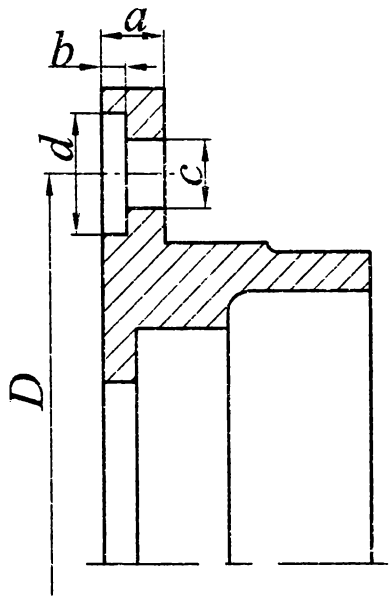


Рис. 15.11. Группировка размеров, относящихся к одному элементу детали

Размеры ширины проточек, канавок и фасок нельзя включать в общую размерную цепь детали (рис. 15.12, *а*). Эти размеры следует проставлять отдельно, как показано на рис. 15.12, *б*. Все размеры, характеризующие канавки и проточки, лучше всего проставлять на отдельном выносном элементе в масштабе увеличения.

Размеры детали, которые должны быть обработаны совместно с другой деталью, на чертеже проставляют в квадратных скобках. При этом в технических требованиях делают запись: «Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с деталью… (обозначение чертежа этой детали по спецификации)».

Предельные отклонения на размеры деталей назначают согласно технологии изготовления и ГОСТ 25670–83. Предельные отклонения посадочных и точных поверхностей деталей возможно проставлять по одному из вариантов [4, с. 382]:

1) условными обозначениями полей допусков, например 100 *H*7;

2) числовыми значениями предельных отклонений, например $64^{+0,03}$;

3) условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках значений предельных отклонений, например 64 *H*7 ($^{+0,03}$).

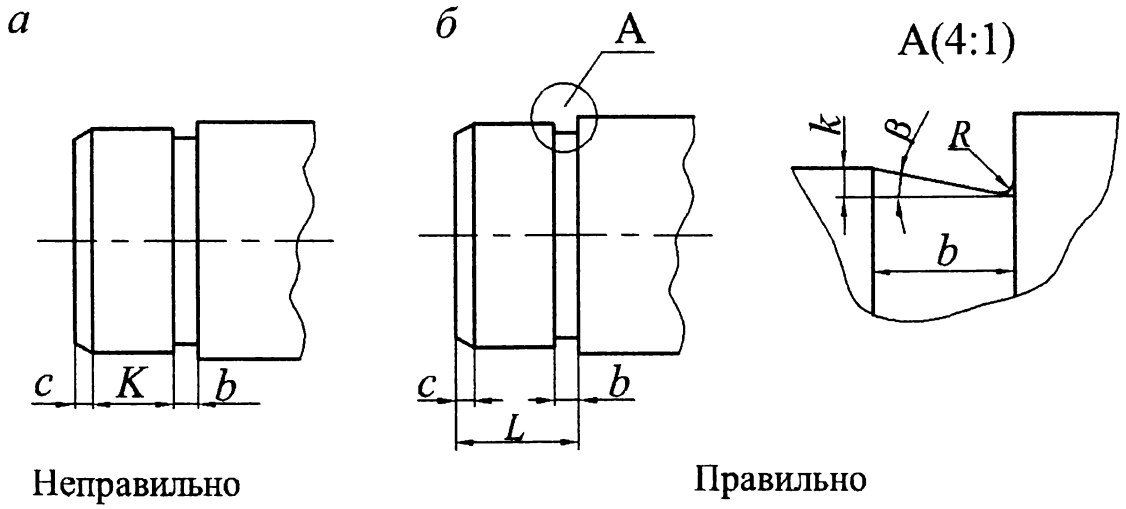


Рис. 15.12. Примеры нанесения размеров проточек и фасок

Первый способ рекомендуют применять при номинальных размерах детали, входящих в стандартные ряды чисел, второй – при нестандартных размерах детали. Третий способ следует применять в случае, когда размер детали является стандартным, а поле допуска назначено из числа нерекомендуемых полей допусков.

На свободные размеры детали предельные отклонения не проставляют на чертеже, а выполняют запись в технических требованиях: «Общие допуски ГОСТ 30893.2–*m*K» (*m* – средний класс точности общих допусков линейных размеров, *K* – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2). Средний класс точности назначают, если компенсаторами служат наборы тонких металлических прокладок, устанавливаемых между фланцами крышек подшипников и корпусом редуктора.

Предельные отклонения на резьбовые участки деталей проставляют в соответствии с точностью соединений, указанной на сборочном чертеже узла.

Допуски формы и расположения поверхностей деталей проставляют в полном соответствии с технологией изготовления, монтажа и эксплуатации. Все требования точности, которые предъявляют к деталям, можно разделить на три группы: первая группа связана с установкой подшипников; вторая – с обеспечением норм кинематической точности и норм контакта зубчатых и червячных передач; третья – с необходимостью ограничения возможной неуравновешенности деталей [4, с. 382].

Подшипники качения – это нежесткие узлы, поэтому очень важно, чтобы сопряженные с кольцами подшипников детали (валы и корпуса машин) были точно изготовлены и точно смонтированы. Точность установки подшипников регламентирует ГОСТ 3325–85.

Перекос колец подшипников приводит к увеличению потерь мощности на трение, уменьшает зазоры в подшипниках, снижает долговечность подшипника. Перекос колец подшипника могут вызвать:

- отклонения от соосности сопряженных посадочных поверхностей вала и корпуса редуктора;
- отклонения от перпендикулярности сопряженных базовых торцевых поверхностей вала и корпуса;
- недопустимая упругая деформация вала и корпуса в работающем редукторе.

Чтобы исключить перекос колец подшипников, на все сопряженные поверхности валов и корпуса назначают соответствующие допуски формы (цилиндричность) и расположения (перпендикулярность и параллельность).

Для обеспечения требуемой точности деталей по второй группе точности, на посадочные поверхности и зубчатые венцы зубчатых и червячных колес назначают допуски формы (цилиндричность, радиальное биение) и расположения (перпендикулярность торцов).

Допускаемые значения дисбаланса зависят от условий эксплуатации и вида детали и регламентированы ГОСТ 22061–76. На чертеже детали величину допустимого дисбаланса проставляют в виде допуска соосности.

Все допуски формы и расположения поверхностей деталей проставляют на чертежах согласно ГОСТ 2.308–79. Базовые оси и поверхности обозначают в виде значка, состоящего из зачерненного равностороннего треугольника и прямоугольника, соединенных отрезком прямой (рис. 15.13). Минимальный размер высоты треугольника равен 3,5 мм. Размер высоты треугольника должен быть равен высоте шрифта, принятого на данном чертеже. Обозначение базы детали выполняют заглавными буквами, располагаемыми в центре прямоугольника.

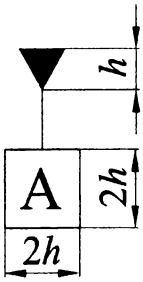


Рис. 15.13. Знак обозначения базы детали

Основание треугольника совмещают с базовой осью или поверхностью детали. Если соединительная линия значка базы лежит на одной прямой с размерной линией, обозначающей диаметр вала или отверстия детали, то это значит, что ось является базовой (рис. 15.14, *а*). Примеры обозначения базовых осей и поверхностей детали приведены на рис. 15.14.

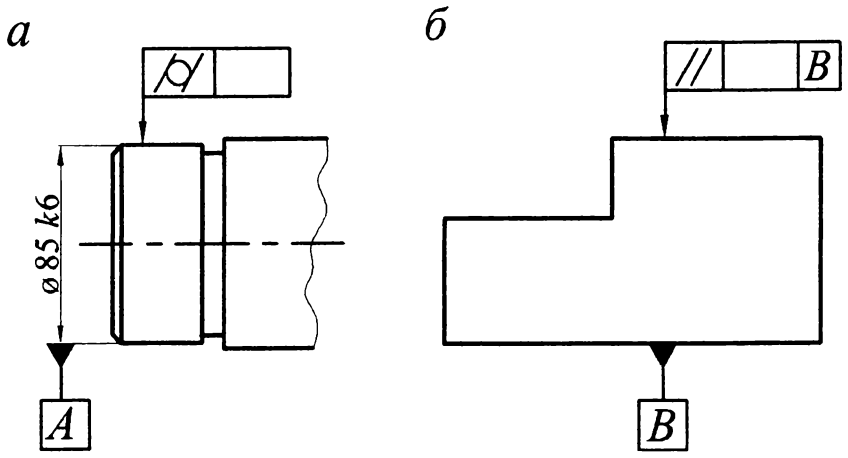


Рис. 15.14. Примеры обозначения баз деталей:
а – базовая ось цилиндра диаметром 85 мм; *б* – базовая нижняя поверхность детали

Обозначения допусков формы и расположения поверхностей деталей следует выполнять в соответствии с ГОСТ 2.308–79.

Шероховатость механически обрабатываемых поверхностей деталей устанавливает ГОСТ 2789–73. На чертежах чаще всего используют параметр шероховатости *Ra* – среднее арифметическое отклонение профиля, измеряемое в микрометрах. Для обозначения шероховатости на чертеже могут быть использованы специальные знаки (рис. 15.15).

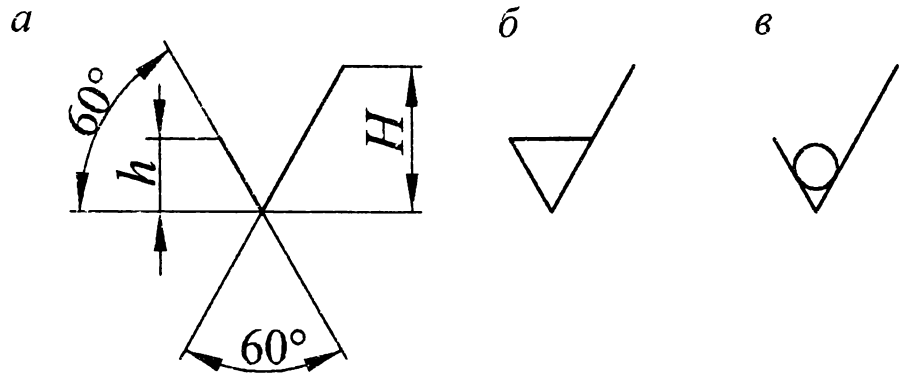


Рис. 15.15. Знаки обозначения шероховатости на чертежах деталей:
а – при отсутствии указаний по виду обработки поверхности;
б – при необходимости обработки методом удаления поверхностного слоя;
в – при обработке поверхности без удаления слоя материала

Знак обозначения шероховатости на чертежах деталей, выполненный согласно рис. 15.15, *а*, является предпочтительным. Знак, выполненный согласно рис. 15.15, *в*, применяют также и для обозначения шероховатости поверхностей детали, не обрабатываемых по данному чертежу.

Обозначение преобладающей шероховатости поверхностей детали приводят в правом верхнем углу формата на расстоянии 5...10 мм от его кромок.

В настоящем пособии приведены примеры рабочих чертежей типовых деталей редукторов:

- чертеж вала (см. рис. 10.14);
- чертеж зубчатого цилиндрического колеса (см. рис. 3.17);
- чертеж зубчатого конического колеса (см. рис. 4.11);
- чертеж червяка (см. рис. 5.13);
- чертеж стакана (см. рис. 12.9);
- чертеж корпуса редуктора (см. рис. 13.31, 13.32).

15.5. Оформление основных и угловых надписей на чертежах

После вычерчивания рамок стандартного формата в правом нижнем углу выполняют основную надпись по форме 1 (ГОСТ 2.104–68). Если чертеж выполнен на нескольких форматах, то на последующих листах можно вычертить основную надпись по форме 1 или по форме 2а, что допускает ГОСТ 2.104–68 (рис. 15.16).

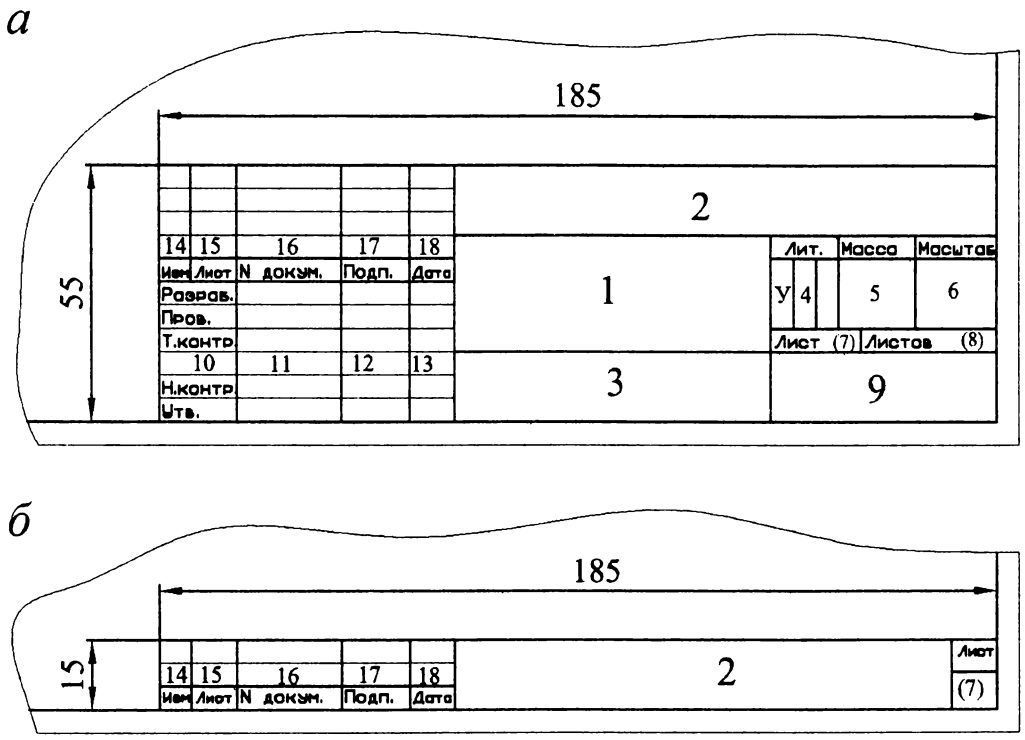


Рис. 15.16. Основные надписи для чертежей:
а – форма 1; *б* – форма 2*а*

В графах основных надписей указывают:

- в графе 1 – наименование детали, изделия, узла;
- в графе 2 – обозначение документа (по спецификации);
- в графе 3 – обозначение материала детали (заполняют только для рабочих чертежей деталей);
- в графе 4 – литеру, присвоенную документу по ГОСТ 2.103–68 (в учебных курсовых проектах ставят условное обозначение статуса проекта, букву «У», в крайней левой клетке);
- в графе 5 – массу изделия по ГОСТ 2.109–73;
- в графе 6 – масштаб чертежа в соответствии с ГОСТ 2.302–68 и ГОСТ 2.109–73;

• в графе 7 – порядковый номер листа (если документ состоит из одного листа, то эту графу не заполняют);

• в графе 8 – общее количество листов документа (эту графу заполняют только для первого листа);

• в графе 9 – наименование предприятия, выпускающего документ (в курсовом проекте в этой графе указывают наименование вуза, кафедры, руководящей проектом, и группы, в которой обучается студент);

• в графе 10 – характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ;

• в графе 11 – фамилии лиц, подписывающих документ (инициалы не пишут);

• в графе 12 – подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;

• в графе 13 – дату подписания документа (студент проставляет дату окончания работы над соответствующим листом проекта, преподаватели – дату приема защиты проекта, а заведующий кафедрой – дату утверждения оценки за защиту проекта);

• в графах 14–18 – изменения, которые заполняют в соответствии с ГОСТ 2.503–74.

Для быстрого нахождения на сборочном чертеже того или иного элемента (детали) ГОСТ 2.104–68 рекомендует поле формата разбить на зоны. Отметки, разделяющие чертеж на зоны, рекомендуют наносить на расстоянии, равном одной из сторон формата А4. Обозначение зон выполняют на полях между линиями формата и основной рамкой формата. Отметки наносят:

• по горизонтали – арабскими цифрами справа налево (длина одной зоны равна 297 мм);

• по вертикали – прописными буквами латинского алфавита снизу вверх от основной надписи формата (высота одной зоны равна 210 мм).

Обозначение зон чертежа состоит из цифры и буквы, например: 3А, 4В. Обозначение зон чертежа записывают в его спецификацию.

Угловая надпись имеет размеры 14х70 мм, и ее располагают:

• в левом верхнем углу на формате А4 или форматах, больших А4, если основная надпись – вдоль длинной стороны формата;

• в правом верхнем углу на форматах, больших А4, если основная надпись – вдоль короткой стороны формата.

В угловую надпись помещают обозначение чертежа согласно спецификации (см. рис. 15.16, графа 2). Обозначение располагают его основанием к рамке формата.

16. СПЕЦИФИЦИРОВАНИЕ УЗЛОВ ПРИВОДОВ МАШИН

16.1. Алгоритм составления и оформления спецификаций

ГОСТ 2.108–95 устанавливает форму и порядок заполнения спецификаций изделий, сборочных единиц, комплексов и комплектов. Согласно требованиям стандарта для каждой сборочной единицы составляют свою спецификацию.

Спецификация определяет состав сборочной единицы; она необходима для изготовления, комплектования конструкторских документов и планирования запуска в производство указанной сборочной единицы (изделия, комплекса и комплекта).

В спецификацию вносят составные части, входящие в специфицируемую сборочную единицу, а также конструкторские документы, относящиеся к этой сборочной единице. Спецификации выполняют по ГОСТ 2.108–95 на листах формата А4 (рис. 16.1).

В общем случае спецификация включает в себя следующие разделы, расположенные в строгой последовательности согласно ГОСТ 2.108–95:

- документация;
- сборочные единицы;
- детали;
- стандартные изделия;
- прочие изделия;
- материалы.

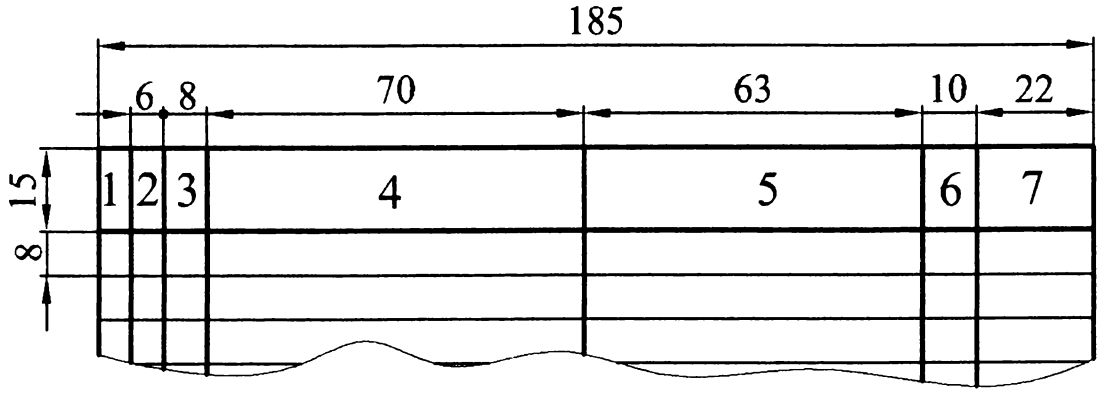


Рис. 16.1. Форма спецификации согласно ГОСТ 2.108–95

Головку спецификации заполняют так:

- в графе 1 делают запись: «Формат»;
- в графе 2 записывают: «Зона»;

• в графе 3 выполняют запись: «Поз.» (позиция);

• в графе 4 записывают: «Обозначение»;

• в графе 5 делают запись: «Наименование»;

• в графе 6 пишут: «Кол.» (количество);

• в графе 7 выполняют запись: «Примечание» (если не входит, допускается сокращение «Примеч.»).

В графе «Формат» указывают формат специфицируемого сборочного изделия или чертежа. Если сборочный чертеж выполнен на нескольких листах одного формата, то в графе «Формат» записывают стандартное обозначение (например, А1), а в графе «Примечание» указывают общее число форматов, на которых выполнен сборочный чертеж.

Если сборочный чертеж выполнен на нескольких листах различных форматов, то в графе «Формат» ставят звездочку, а в графе «Примечание» перечисляют все форматы, на которых выполнен сборочный чертеж изделия, в порядке их увеличения.

Для деталей, на которые не выпущены чертежи, в графе «Формат» записывают: «БЧ» (без чертежа). Для этих деталей в графе «Примечание» указывают марку материала, из которого они изготовлены.

Графу «Формат» не заполняют для разделов «Стандартные изделия», «Прочие изделия» и «Материалы».

В графе «Зона» спецификации указывают обозначение зоны, в которой находится номер позиции детали или сборочной единицы редуктора (либо привода) при разбивке поля чертежа на зоны по ГОСТ 2.104–95 (см. п. 15.5).

Отметки, разделяющие чертеж на зоны, наносят на расстоянии, равном одной из сторон формата А4. Например, «горизонтальный» чертеж формата А1 разбивают на зоны так: вдоль более длинной стороны – 4 зоны по 210 мм; вдоль более короткой стороны – 2 зоны по 297 мм. Отметки по горизонтали наносят арабскими цифрами справа налево, начиная от основной надписи на чертеже; по вертикали – прописными буквами латинского алфавита снизу вверх. Разбивку поля чертежа на зоны не выполняют, если поиск позиций (или элементов чертежа) не вызывает затруднений.

В графе «Позиция» спецификации указывают порядковые номера деталей и сборочных единиц, из которых состоит редуктор (или привод). Для разделов «Документация» и «Материалы» графу «Позиция» не заполняют.

Между разделами можно резервировать несколько строк (оставлять их пустыми) на случай, если какая-либо деталь окажется пропущенной при специфицировании редуктора (или привода). При этом пропускают такое же количество позиций. Если по окончании составления спецификации потребность в заполнении пропущенных строк не возникнет, то этих позиций на сборочном чертеже не будет.

В графу «Обозначение» спецификации заносят обозначение чертежей сборочных единиц и деталей, из которых состоит специфицируемое изделие. В курсовом проекте в пределах раздела спецификации «Документация» в графу «Обозначение» записывают обозначения документов:

- сборочного чертежа привода и пояснительной записки (для спецификации привода машины);
- сборочного чертежа редуктора (для спецификации редуктора);
- сборочного чертежа колеса червячного (для спецификации колеса).

Для разделов спецификации «Сборочные единицы» и «Детали» в графу «Обозначение» вносят обозначения чертежей сборочных единиц и деталей, входящих в состав привода, редуктора или червячного колеса.

В графу «Наименование» спецификации записывают наименования всех сборочных единиц, деталей и стандартных изделий, из которых состоит привод или редуктор. В этот же раздел заносят материалы, которые используют в процессе монтаже привода машины или редуктора.

В графе «Количество» спецификации указывают количество каждого вида специфицируемых деталей, сборочных единиц или других изделий.

В графу «Примечание» спецификации помещают дополнительные сведения, относящиеся к записанным в спецификацию изделиям, материалам и документам. Например, для детали, на которую не выпущен чертеж, можно в графе «Примечание» указать массу этой детали или материал, или механические свойства материала, из которого она изготовлена.

На первом листе спецификации вычерчивают основную надпись по форме 2 (рис. 16.2, *а*) согласно ГОСТ 2.104–68. На последующих листах спецификации выполняют основные надписи по форме 2а (рис. 16.2, *б*). Заполнение граф основных надписей рассмотрено в п. 15.5.

Обозначения документов специфицируемого изделия формируют в соответствии с правилами, устанавливаемыми кафедрами, руководящими курсовым проектированием, так как строгого регламента в ГОСТ 2.108–68 нет. На-

пример, сборочный чертеж привода может иметь обозначение, состоящее из шести пар цифр, разделенных точками:

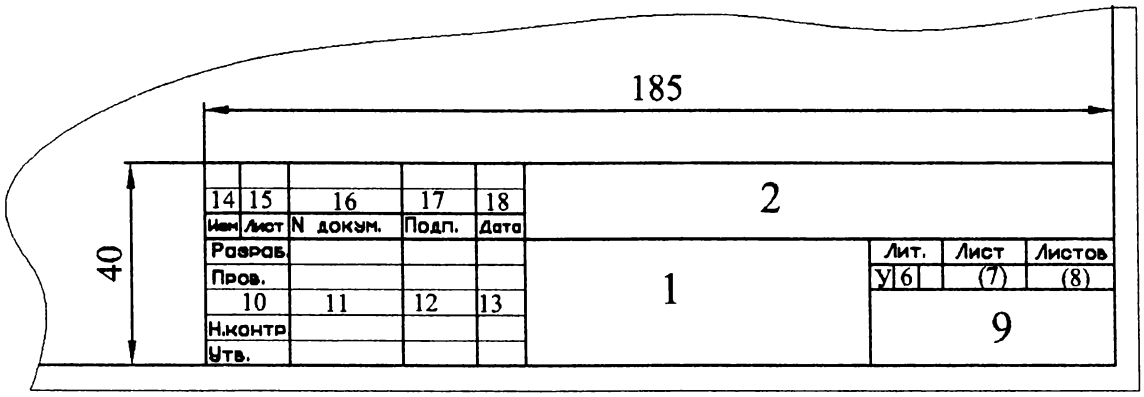
• первые две цифры – номер задания на курсовой проект;

• третья и четвертая цифры – порядковый номер схемы редуктора;

• пятая и шестая цифры – номер варианта исходных данных к проектированию;

• остальные шесть цифр – нули, так как сборочный чертеж привода – это главная сборочная единица курсового проекта.

а



б

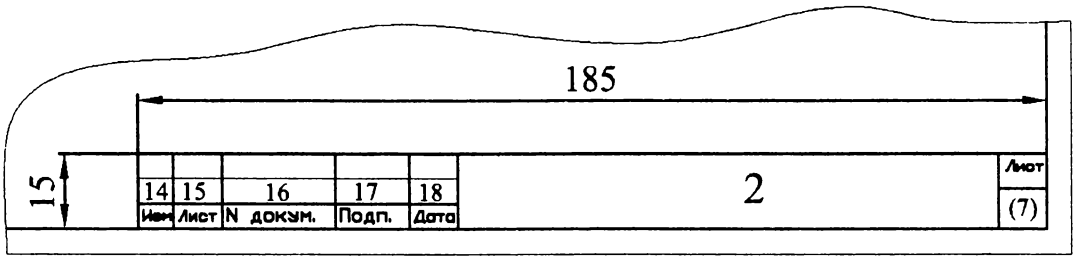


Рис. 16.2. Основные надписи для текстовых документов:
а – форма 2; *б* – форма 2а

Такое же обозначение имеет пояснительная записка к курсовому проекту, но различие в обозначении этих двух документов состоит в заключительных буквах. Обозначение сборочного чертежа заканчивается большими буквами «СБ», а обозначение пояснительной записки – буквами «ПЗ».

Например, для курсового проекта, выполненного согласно *заданию № 7* (редуктор – по *схеме № 5* и исходные данные – по *варианту № 10*), обозначение чертежа привода будет таким: *07.05.10.00.00.00.СБ*, а пояснительной записки – *07.05.10.00.00.00.ПЗ*. Все чертежи и документы (специ-

фикации, пояснительная записка) будут иметь общее обозначение в виде первых шести цифр, сгруппированных попарно через точку: 07.05.10.

Обозначение сборочного чертежа редуктора формируют в процессе составления спецификации редуктора. Если в приводе машины две сборочные единицы (рама сварная и редуктор), то обозначения их сборочных чертежей будет получено путем изменения обозначения сборочного чертежа привода. Вместо седьмой и восьмой цифр (двух нулей) записывают порядковый номер сборочной единицы:

- 07.05.10.***01***.00.00.СБ (для рамы);
- 07.05.10.***02***.00.00.СБ (для редуктора).

Таким образом, обозначения чертежей сборочных единиц, входящих в состав привода машины, получают путем изменения обозначения сборочного чертежа привода: вместо седьмой и восьмой цифр (двух нулей) записывают порядковый номер очередной сборочной единицы.

Чертеж червячного колеса будет иметь обозначение, составленное на основе обозначения чертежа редуктора. Вместо девятой и десятой цифр обозначения чертежа редуктора (двух нулей) записывают порядковый номер сборочной единицы, входящей в сборочный чертеж редуктора. В рассматриваемом примере: 07.05.10.***02.01***.00.СБ.

В разделе «Сборочные единицы» обозначения сборочных единиц, входящих в сборочный чертеж специфицируемого изделия, не содержат букв «СБ», так как в данный раздел спецификации занесены не чертежи этих сборочных единиц, а их спецификации. Например, в разделе «Сборочные единицы» спецификации привода конвейера приведены две сборочные единицы: рама и редуктор; в графе «Обозначение» – обозначения спецификаций рамы и редуктора, а не их чертежей (табл. 16.1). Начиная с раздела «Стандартные изделия», графу «Обозначение» не заполняют, так как чертежи на стандартные изделия не выполняют.

Заполнение графы «Наименование» производят в соответствии с ГОСТ 2.108–68. Заголовок каждого раздела спецификации записывают с прописной буквы в графу «Наименование» (см. табл. 16.1). Заголовок каждого раздела спецификации подчеркивают тонкой сплошной линией и отделяют одной пустой строкой сверху и снизу.

В раздел «Документация» вносят наименование основных документов специфицируемого изделия. Согласно ГОСТ 2.102–95 основными конструкторскими документами являются спецификация (для сборочных единиц) и чертеж (для деталей).

Таблица 16.1

Фрагмент спецификации привода конвейера

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				Документация		
А1			07.05.10.00.00.00.СБ	Привод конвейера	1	
А4			07.05.10.00.00.00.ПЗ	Привод конвейера	34	
				Сборочные единицы		
Б4		1	07.05.10.01.00.00	Рама	1	
		2	07.05.10.02.00.00	Редуктор	1	
				Детали		
		3	07.05.10.00.00.01	Болт фундаментный	16	
		4	07.05.10.00.00.02	Плита	1	
				Стандартные изделия		
				Болт ГОСТ7798 -70		
		5		М 12х40.36	4	
		6		М 16х50.36	6	
				Гайка ГОСТ5915 -70		
		7		М 12.5	4	
		8		М 16.5	6	
		9		М 20.5	16	
		10		Муфта ГОСТ20884-93	1	
		11		Электродвигатель		
				ГОСТ 19523 -81	1	

В состав курсового проекта входят, как правило, две основные сборочные единицы: привод машины и редуктор. Если редуктор червячный, то добавляется еще одна сборочная единица – червячное колесо.

Раздел «Документация» следует заполнять так:

• для привода машины – два документа: «Сборочный чертеж привода…» и «Пояснительная записка»;

• для редуктора – один документ: «Сборочный чертеж редуктора цилиндрического (коническо-цилиндрического или червячного)».

В разделы «Сборочные единицы» и «Детали» вносят наименования тех сборочных единиц и деталей, из которых состоит привод машины или редуктор. Запись указанных изделий производят в алфавитном порядке сочетания начальных знаков (букв).

В раздел «Стандартные изделия» записывают изделия, изготовленные:

• по государственным стандартам;

• республиканским стандартам;

• отраслевым стандартам;

• стандартам предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по функциональному признаку (например, крепежные изделия, подшипники и т. д.); в пределах каждой группы изделий – в алфавитном порядке наименований; в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначения стандарта; в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основного параметра изделия.

Например, если в части изделий, изготовленных по государственным стандартам, начать с группы крепежных изделий, то они будут записаны в такой последовательности: болты, винты, гайки, шайбы, шплинты. Далее болты записывают в порядке возрастания цифр в обозначении государственного стандарта. В пределах группы болтов, изготовленных по одному стандарту, их располагают по возрастанию диаметра резьбы (табл. 16.2). Затем так же заполняют спецификацию по винтам, гайкам и остальному крепежу.

Таким образом в раздел спецификации заносят все стандартные изделия, группируя их по видам, номерам стандартов и алфавиту. Последняя запись в разделе «Стандартные изделия» должна быть такой: «Электродвигатель …».

В раздел «Прочие изделия» записывают изделия, изготовленные по техническим условиям (ТУ) и нормалям (например, нормалям машиностроения), в алфавитном порядке наименований.

Таблица 16.2

Фрагмент раздела «Стандартные изделия» спецификации

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				…		
				Болт ГОСТ 7805–70		
				М 8	6	
				М 10	4	
				Болт ГОСТ 7808–70		
				М 6	7	
				М 12	6	

В раздел «Материалы» вносят все материалы, непосредственно входящие в специфицируемое изделие (редуктор, привод или червячное колесо). Материалы записывают по видам в такой последовательности:

- металлы черные;
- металлы цветные;
- пластмассы и пресс-материалы;
- бумажные и текстильные материалы;
- резиновые и кожевенные материалы;
- минеральные и стеклянные материалы;
- лаки, краски, нефтепродукты и химикаты;
- прочие материалы.

Материалы в пределах каждого вида записывают в алфавитном порядке наименований, а в пределах каждого наименования – по возрастанию размеров или других технических параметров.

В раздел «Материалы» не заносят материалы, необходимое количество которых не может быть определено конструктором по размерам специфицируемого изделия. Это количество материалов устанавливает технолог. К таким материалам относят, например, лаки, краски, припои, электроды и др. Указания о применении таких материалов дают в технических требованиях на поле сборочного чертежа.

16.2. Спецификация привода машины

Процесс составления спецификации привода машины рассмотрим на примере привода цепного конвейера, кинематическая схема которого приведена на рис. 16.3.

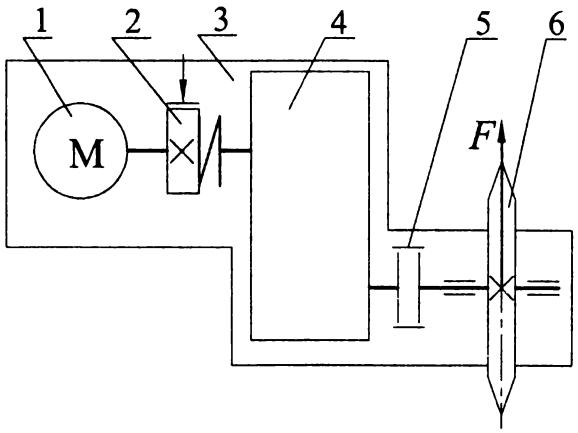


Рис. 16.3. Кинематическая схема привода цепного конвейера:
1 – электродвигатель; *2* – упругая муфта с тормозным шкивом; *3* – рама; *4* – редуктор; *5* – зубчатая муфта; *6* – узел приводной звездочки

Начинают с анализа структуры привода. Если принято решение монтировать привод на сварную раму, то в состав привода входят:

- сборочные единицы – рама сварная и редуктор;
- детали – болт фундаментный, кожухи муфт;
- стандартные изделия – муфты, электродвигатель и крепеж (для присоединения рамы к фундаменту, электродвигателя и редуктора к раме);
- материалы – холоднокатаная тонколистовая лента и краска для окрашивания кожухов, которыми закрывают муфты (поскольку количество краски будет определять технолог, то краску в спецификацию заносить не следует).

В раздел «Документация» спецификации (графа «Наименование») записывают основные документы:

1) сборочный чертеж привода цепного конвейера;

2) расчетно-пояснительная записка.

Названия этих документов должны быть одинаковыми, так как это документы одного комплекта. Один документ – графический, а другой – текстовый.

Итак, рассмотрим пример. Допустим, что выдано *задание № 8*, в состав привода входит редуктор, *схема* которого *№ 7*, *вариант* исходных данных *№ 5*. Обозначение основных документов будет следующим:

- сборочного чертежа привода цепного конвейера – *08.07.05.00.00.00.СБ*;
- расчетно-пояснительной записки – *08.07.05.00.00.00.ПЗ*.

В раздел «Сборочные единицы» записывают сборочные единицы, входящие в привод цепного конвейера. Они будут иметь обозначения:

- 08.07.05.*01*.00.00 – рама;
- 08.07.05.*02*.00.00 – редуктор;
- 08.07.05.*03*.00.00 – узел звездочки.

В конце обозначения чертежей этих сборочных единиц будут стоять буквы «СБ», а в обозначениях спецификаций – буквы «СП» (или не будет буквенного обозначения).

В раздел «Детали» заносят для рассматриваемого примера:

- 08.07.05.00.00.*01* – болт фундаментный;
- 08.07.05.00.00.*02* – кожух муфты.

Кожух муфты записывают в раздел спецификации «Детали», если его выполняют по чертежу, а не вырезают по месту.

В раздел «Стандартные изделия» заносят для рассматриваемого примера:

- болт (крепления кожухов муфт к раме);
- болт (крепления электродвигателя к раме);
- болт (крепления редуктора к раме);
- гайка (крепления кожухов муфт к раме);
- гайка (крепления электродвигателя к раме);
- гайка (крепления редуктора к раме);
- гайка (крепления рамы к фундаменту);
- шайба (крепления кожухов муфт к раме);
- шайба (крепления электродвигателя к раме);
- шайба (крепления редуктора к раме);
- шайба косая (крепления рамы к фундаменту);
- электродвигатель.

В раздел «Материалы» записывают для рассматриваемого примера:

- лента холоднокатаная (для использования в качестве прокладок под лапы электродвигателя и редуктора);
- нитроэмаль (оранжевого цвета для окрашивания кожухов муфт)[1].

Таким образом, на основании сформированных списков оформляют спецификацию привода конвейера (табл. 16.3). Она является основным документом курсового проекта. Сборочный чертеж привода конвейера – это иллюстрация спецификации привода.

---

[1] См.: *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. М., 1992. Т. 3. С. 124, 703.

Таблица 16.3

Пример спецификации привода конвейера

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				Документация		
А1			08.07.05.00.00.00 СБ	Привод конвейера	2	
А4			08.07.05.00.00.00 ПЗ	Привод конвейера	23	
				Сборочные единицы		
		1	08.07.05.01.00.00	Рама	1	
		2	08.07.05.02.00.00	Редуктор червячный	1	
				Детали		
		3	08.07.05.00.00.01	Болт фундаментный	16	
		4	08.07.05.00.00.02	Кожух	2	
				Стандартные изделия		
				Болт ГОСТ 7798–70		
		5		М10 × 25.36	4	
		6		М12 × 40.36	4	
		7		М16 × 50.36	6	
				Гайка ГОСТ 5915–70		
		8		М10.5	4	
		9		М12.5	4	
		10		М16.5	6	
		11		М20.5	16	
				Шайба ГОСТ 6402–70		
		12		12 65Г	4	
		13		16 65Г	6	
		14		20.65Г	16	
		15		Муфта упругая	1	
		16		Электродвигатель 4А132М4У3	1	ГОСТ 19523–81

					08.07.05.00.00.00		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разработал					ПРИВОД КОНВЕЙЕРА	Лит.	Лист 1	Листов 2
Проверил						у		
						РГППУ, ИПИ, кафедра Мх, группа		
Н. контр.								
Утв.								

Спецификация редуктора – производная спецификации привода. Одновременно спецификация редуктора – это спецификация сборочной единицы привода конвейера. Сборочный чертеж редуктора – иллюстрация спецификации редуктора.

Аналогично спецификация червячного колеса – это производная спецификации редуктора, т. е. спецификация сборочной единицы, входящей в состав редуктора. Сборочный чертеж червячного колеса – иллюстрация спецификации колеса.

Таким образом, следует уяснить, что в соответствии с ГОСТ 2.104–68:

- основной документ – это спецификация сборочной единицы;
- сборочный чертеж сборочной единицы – это иллюстрация ее спецификации.

Если какая-нибудь деталь не будет занесена в спецификацию, то это значит, что она не будет поставлена на место сборки и машина или ее узел не будут собраны.

16.3. Спецификация редуктора

К составлению спецификации редуктора приступают после окончательного оформления спецификации привода машины. Именно из нее получают обозначения спецификации и сборочного чертежа редуктора. Для рассматриваемого примера обозначение спецификации: *08.07.05.02.00.00*, а сборочного чертежа: *08.07.05.02.00.00.СБ*.

Чтобы в спецификацию были занесены все сборочные единицы, детали и стандартные изделия, можно применить очень простой метод. На черновом листе бумаги расчертить три колонки: «Стандартные изделия», «Общий список» и «Детали».

В среднюю колонку («Общий список») занести все, из чего состоит редуктор, начиная с хвостовика входного вала редуктора. Например, составляющие входного вала редуктора:

- вал;
- шпонка;
- манжета;
- крышка подшипника сквозная;
- прокладка регулировочная;

• крышка подшипника глухая;

• крепеж крышек подшипниковых.

Затем точно так же, продолжая общий список, выписать все составляющие второго и третьего валов редуктора. И наконец, внести в общий список крышку и корпус редуктора, крепеж этих деталей друг к другу, маслоуказатель, пробку сливную, рым-болты.

Далее рассортировать общий список на сборочные единицы (левая колонка) и детали (правая колонка) с помощью стрелок.

Полученные таким образом списки для двух разделов («Сборочные единицы» и «Детали») можно заносить в спецификацию по двум вариантам:

1) все входящее в список занести в соответствующий раздел спецификации в алфавитном порядке двух первых букв наименования;

2) все входящее в список сгруппировать по узлам каждого вала редуктора и занести в соответствующий раздел спецификации в алфавитном порядке двух первых букв наименования.

Обозначения спецификаций и чертежей всех сборочных единиц и деталей редуктора формируют по тому же принципу, что и для сборочного чертежа привода.

В разделе «Материалы» спецификации записывают сорт масла для смазывания передач и подшипников.

Пример спецификации редуктора для рассматриваемого привода приведен в прил. 14.

16.4. Спецификация червячного колеса

Спецификацию колеса червячного составляют на основе спецификации редуктора. Обозначение спецификации колеса червячного: *08.07.05.02.01.00*, а сборочного чертежа колеса: *08.07.05.02.01.00.СБ.*

Если червячное колесо состоит из центра и зубчатого венца, соединенных посадкой с гарантированным натягом и тремя винтами, предотвращающими проворачивание венца относительно центра колеса, то спецификация будет содержать всего три раздела: документацию, детали и стандартные изделия (табл. 16.4).

Таблица 16.4

Пример спецификации колеса червячного

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				Документация		
А3			08.07.05.02.01.00.СБ	Колесо червячное	1	
				Детали		
		1	08.07.05.02.01.01	Венец колеса	1	
		2	08.07.05.02.02.02	Центр колеса	1	
				Стандартные изделия		
		3		Винт М10×20.36 ГОСТ 1491–87	3	

					08.07.05.02.01.00			
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата				
Разработал					КОЛЕСО ЧЕРВЯЧНОЕ	Лит.	Лист	Листов
Проверил						у	1	2
						РГППУ, МаИ, кафедра Мх, группа		
Н. контр.								
Утв.								

17. РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

17.1. Оформление титульного листа и содержания расчетно-пояснительной записки

Титульный лист – первый лист расчетно-пояснительной записки (РПЗ), его оформляют согласно ГОСТ 2.105–95. За ним следует лист утверждения, на котором приводят наименования организации-разработчика и организации-заказчика, а также должности и фамилии лиц, подписывающих проект.

На титульном листе выполняют рамку формата А4. Основную надпись по форме 2 (40 × 185 мм) располагают на титульном листе, если лист утверждения объединяют с титульным листом. В учебном курсовом проекте титульный лист выполняют без основной надписи, поле титульного листа делят на несколько частей (рис. 17.1).

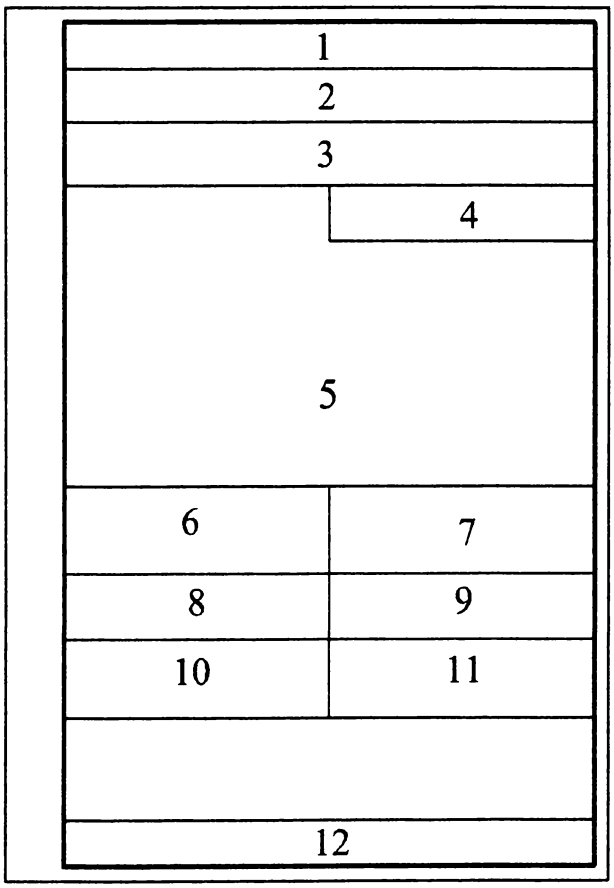


Рис. 17.1. Схема расположения полей титульного листа

Титульный лист заполняют следующим образом (прил. 15):

• в поле 1 записывают наименование ведомства, в систему которого входит организация, разработавшая данный текстовый документ. Для учебного курсового проекта записывают: «Министерство образования и науки Российской Федерации»;

• в поле 2 указывают наименование организации, разработавшей данный текстовый документ. Для учебного курсового проекта в поле 2 приводят наименование вуза, в котором обучается автор проекта, например наименование университета: «ФГАОУ ВПО "Российский государственный профессионально-педагогический университет"»;

• в поле 3 заносят наименование института, в котором обучается автор проекта, например: «Машиностроительный институт»;

• в поле 4 записывают наименование кафедры, руководящей данным курсовым проектированием, например: «Кафедра механики»;

• в поле 5 помещают наименование текстового документа (заглавными буквами и шрифтом на 2–3 размера больше принятого для титульного листа), т. е. курсового проекта. Это главная надпись на титульном листе. Например: «ПРИВОД КОНВЕЙЕРА». Ее располагают в центре поля 5 (как по высоте, так и по ширине). Под этой надписью располагают следующий текст: Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин». Этот текст пишут основным шрифтом, принятым для титульного листа (поля 1–4). Еще ниже шрифтом того же размера пишут в круглых скобках буквенно-цифровое обозначение документа, например: (08.07.05.00.00.00.ПЗ);

• в поле 6 пишут: «Оценка за проект»;

• в поле 7 делают запись: «Члены комиссии»;

• в поле 8 (по левой кромке формата) пишут: «Выполнил: студент гр. …»;

• в поле 9 (по правой кромке формата) записывают в наклонных скобках инициалы и фамилию студента, выполнившего данный курсовой проект. Перед наклонными скобками делают пробел для личной подписи студента;

• в поле 10 (по левой кромке формата) располагают надпись: «Руководитель проекта»;

• в поле 11 (по правой кромке формата) записывают в наклонных скобках инициалы и фамилию руководителя проекта. Перед наклонными скобками делают пробел для личной подписи руководителя проекта;

• в поле 12 указывают наименование города, в котором осуществлено выполнение данного курсового проекта, и год завершения курсового

проекта: «Екатеринбург 2010». Эту запись выполняют в одну строку. Она завершает оформление титульного листа. Номер листа не ставят.

Согласно ГОСТ 2.105–95, в документе большого объема на первом (заглавном) и при необходимости на последующих листах помещают содержание, включающее номера и наименования разделов и подразделов с указанием номеров листов.

Содержание расчетно-пояснительной записки помещают на втором и последующих листах, т. е. сразу после титульного листа. Поскольку расчетно-пояснительная записка – это текстовый документ учебного проекта, то на втором ее листе (первом листе содержания) выполняют рамку формата А4 и делают основную надпись по форме 2 (см. п. 15.5). На всех последующих листах РПЗ выполняют рамки формата А4 и основные надписи по форме 2а.

Слово «содержание» записывают посередине строки прописными буквами. Наименования разделов и подразделов, включенных в содержание, записывают строчными буквами (первая буква – прописная).

В состав РПЗ вводят (но не нумеруют) такие разделы, как «Введение», «Заключение», «Литература» и «Приложения» (эскизная компоновка редуктора, спецификации к сборочным чертежам).

17.2. Структура и оформление разделов и подразделов расчетно-пояснительной записки

Весь объем расчетно-пояснительной записки может быть сгруппирован по усмотрению автора курсового проекта. Возможны два варианта (табл. 17.1):

1) по расчетам узлов валов редуктора;

2) по видам расчетов.

Согласно варианту 1 содержание может быть таким:

1. Исходные данные к проектированию
2. Расчет энергосиловых параметров привода
   2.1. Выбор электродвигателя
   2.2. Определение передаточного числа привода и ступеней редуктора
   2.3. Расчет энергосиловых параметров передач привода
3. Расчет и конструирование передачи 1-й ступени редуктора
   3.1. Выбор материалов и термообработки для шестерни и колеса
   3.2. Расчет допускаемых напряжений
   3.3. Проектный расчет передачи 1-й ступени редуктора
   3.4. Проверочный расчет передачи 1-й ступени редуктора
   3.5. Конструирование передачи 1-й ступени редуктора

4. Расчет и конструирование передачи 2-й ступени редуктора
   4.1. Выбор материалов и термообработки для шестерни и колеса
   4.2. Расчет допускаемых напряжений
   4.3. Проектный расчет передачи 2-й ступени редуктора
   4.4. Проверочный расчет передачи 2-й ступени редуктора
   4.5. Конструирование передачи 2-й ступени редуктора
5. Расчеты узла 1-го вала редуктора
   5.1. Выбор подшипников для опор 1-го вала редуктора
   5.2. Проверочный расчет подшипников на долговечность
   5.3. Конструирование вала
   5.4. Выбор и расчет на прочность шпоночного соединения вала с полумуфтой
   5.5. Проверочный расчет вала на усталостную прочность
   5.6. Выбор способа смазывания и марки масла для опор 1-го вала редуктора
6. Расчеты узла 2-го вала редуктора
   6.1. Выбор подшипников для опор 2-го вала редуктора
   6.2. Проверочный расчет подшипников на долговечность
   6.3. Конструирование вала
   6.4. Выбор и расчет на прочность соединения вала с зубчатым колесом
   6.5. Проверочный расчет вала на усталостную прочность
   6.6. Выбор способа смазывания и марки масла для опор 2-го вала редуктора
7. Расчеты узла 3-го вала редуктора
   7.1. Выбор подшипников для опор 3-го вала редуктора
   7.2. Проверочный расчет подшипников на долговечность
   7.3. Конструирование вала
   7.4. Выбор и расчет на прочность соединений вала с зубчатым колесом и полумуфтой
   7.5. Проверочный расчет вала на усталостную прочность
   7.6. Выбор способа смазывания и марки масла для опор 2-го вала редуктора
8. Выбор способа смазывания и марки масла для передач редуктора

Литература

Приложения

В этом случае расчет каждой ступени редуктора и каждого вала описывают в расчетно-пояснительной записке последовательно и раздельно.

Если же весь материал пояснительной записки сгруппировать по видам расчетов, т. е. оформить содержание согласно варианту 2, то можно существенно уменьшить объем РПЗ. В этом случае каждый расчет, относящийся к первой ступени (или первому валу) редуктора, описывают в РПЗ точно так же, как и для варианта 1, а расчет, относящийся ко 2-й ступени (или остальным валам) редуктора, можно существенно сократить.

Таблица 17.1

Возможные варианты структуры РПЗ курсового проекта

Вариант 1	Вариант 2
1. Исходные данные к проектированию 2. Расчет энергосиловых параметров привода 3. Расчет и конструирование передачи 1-й ступени редуктора 4. Расчет и конструирование передачи 2-й ступени редуктора 5. Расчеты узла 1-го вала редуктора: расчеты подшипников, вала, выбор марки масла и способа смазывания опор вала, расчет шпоночного соединения 6. Расчеты узла 2-го вала редуктора: расчеты подшипников, вала, выбор марки масла и способа смазывания опор вала, расчет соединений типа «вал – ступица» 7. Расчеты узла 3-го вала редуктора: расчеты подшипников, вала, выбор марки масла и способа смазывания опор вала, расчет соединений типа «вал – ступица» 8. Выбор марки масла и способа смазывания передач редуктора Литература Приложения	1. Исходные данные к проектированию 2. Расчет энергосиловых параметров привода 3. Расчеты передач обеих ступеней редуктора, конструирование передач редуктора 4. Расчеты подшипников всех валов редуктора 5. Расчет и конструирование соединений типа «вал – ступица» 6. Расчеты всех валов редуктора 7. Выбор марки масла и способа смазывания передач и опор валов редуктора Литература Приложения

Структура раздела будет такова:

1) расчет передачи 1-й ступени редуктора (так же, как и для варианта 1);

2) расчет передачи 2-й ступени редуктора:

• исходные данные к расчету;

• ссылка на то, что расчеты выполняют по той же методике и тем же расчетным формулам, что и при расчете передачи первой ступени;

• представление результатов расчета в виде таблицы.

Особенно это сокращение объема ощутимо для таких разделов, как «Расчеты подшипников валов редуктора» и «Расчеты валов редуктора». Для этих разделов можно, например, выполнить одну расчетную схему вала (рис. 17.2), которую затем использовать и для расчета подшипников, и для расчета вала. Так, при расчетах подшипников на долговечность в пояснительной записке можно делать ссылку на среднюю часть рисунка – часть «б», а при расчете вала на усталостную прочность можно использовать всю информацию рисунка. Эскиз вала (рис. 17.2, *а*) дает полное представление о конструкции вала, количестве и качестве концентраторов напряжений на валу; позволяет определить, какие именно сечения вала следует проверять на усталостную прочность. Схема вала (рис. 17.2, *б*) и эпюры моментов (рис. 17.2, *в*) позволяют установить нагружение вала в каждом расчетном сечении.

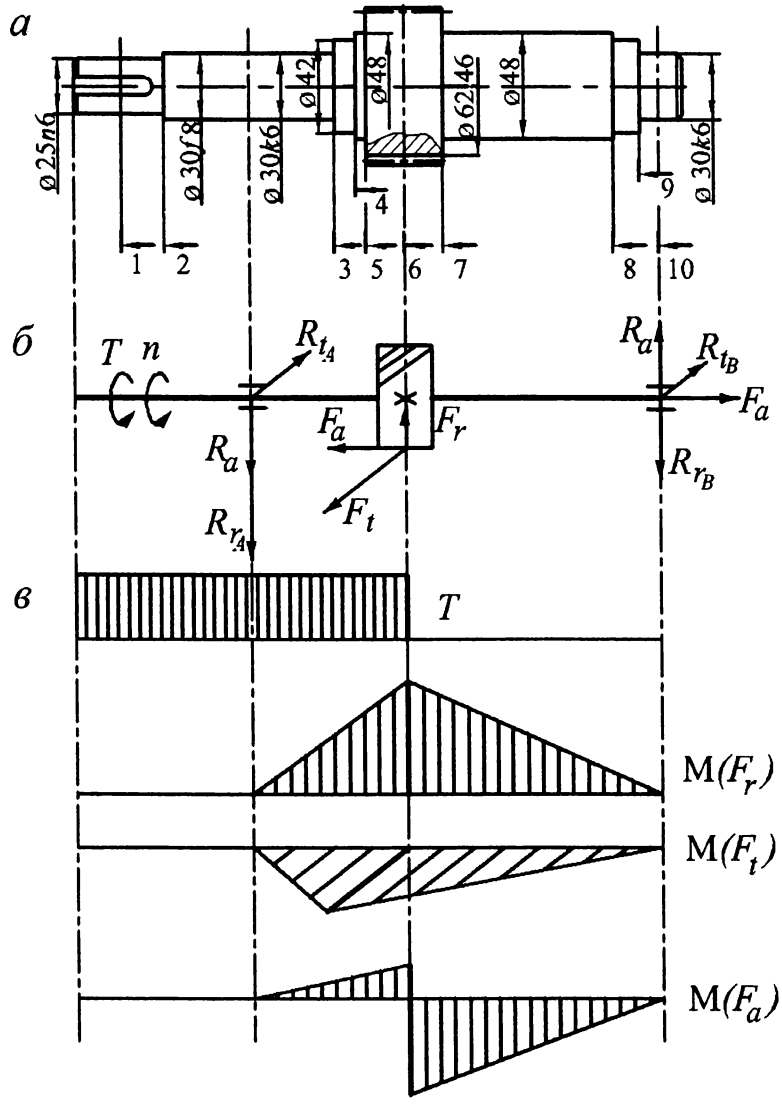


Рис. 17.2. Расчетная схема вала редуктора:
а – эскиз вала; *б* – схема вала; *в* – эпюры моментов, нагружающих вал

Итак, структурирование всего объема расчетов РПЗ по варианту 2 упростит представление материала и существенно сократит объем записки. В этом случае содержание может быть таким:

1. Исходные данные к проектированию
2. Расчет энергосиловых параметров привода
   2.1. Выбор электродвигателя
   2.2. Определение передаточного числа привода и ступеней редуктора
   2.3. Расчет энергосиловых параметров передач привода
3. Расчет и конструирование передач редуктора
   3.1. Расчет передачи 1-й ступени редуктора
      3.1.1. Выбор материалов и термообработки для шестерни и колеса
      3.1.2. Расчет допускаемых напряжений
      3.1.3. Проектный расчет передачи 1-й ступени редуктора
      3.1.4. Проверочный расчет передачи 1-й ступени редуктора
      3.1.5. Конструирование передачи 1-й ступени редуктора
   3.2. Расчет и конструирование передачи 2-й ступени редуктора
4. Расчеты подшипников редуктора
   4.1. Расчет подшипников 1-го вала редуктора
      4.1.1. Выбор подшипников для опор 1-го вала редуктора
      4.1.2. Проверочный расчет подшипников на долговечность
   4.2. Расчет подшипников 2-го вала редуктора
   4.3. Расчет подшипников 3-го вала редуктора
5. Расчет и конструирование соединений типа «вал – ступица»
6. Расчеты валов редуктора
   6.1. Расчет 1-го вала редуктора
      6.1.1. Конструирование вала
      6.1.2. Проверочный расчет вала на усталостную прочность
   6.2. Расчет 2-го вала редуктора
   6.3. Расчет 3-го вала редуктора
7. Выбор марки масла и способа смазывания передач и опор валов редуктора
   7.1. Расчет объема и уровней смазки передач редуктора
   7.2. Выбор марки смазочного материала
   7.3. Выбор способа смазывания подшипников опор валов редуктора

Литература

Приложения

Согласно ГОСТ 2.105–95 к выполнению РПЗ с применением компьютера предъявляются следующие требования:

- использовать 14-й или 16-й шрифт;
- межстрочный интервал – одинарный;
- форматирование – «по ширине»;
- не допускать «висячих» строк, т. е. неполных строк вверху листа;
- расстояние от рамки формата листа до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм;
- расстояние от верхней или нижней строки текста до рамки формата – не менее 10 мм;
- абзацы в тексте начинают отступом, равным 15 мм;
- вписывать (рукописным способом) отдельные слова, формулы или иллюстрации следует черными чернилами, пастой или тушью;
- опечатки допустимо исправлять закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста черными чернилами рукописным способом;
- повреждения листов текстовых документов, помарки и следы неполностью удаленного прежнего текста *недопустимы*;
- все заголовки разделов и подразделов должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами. Между наименованием и цифровым обозначением раздела (или подраздела) точку не ставят (1.1 Наименование);
- заголовки должны четко и кратко отражать содержание раздела (или подраздела);
- все заголовки разделов следует писать заглавными буквами *без точки в конце*, не подчеркивать, располагать по центру строки;
- *переносы в заголовках недопустимы*. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой;
- все заголовки подразделов следует писать строчными буквами за исключением первой буквы заголовка;
- расстояние между заголовком раздела и текстом – не менее 15 мм, а между заголовком подраздела и текстом – не менее 8 мм;
- каждый раздел текстового документа рекомендуется начинать с нового листа;
- текст документа должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований;
- при изложении обязательных требований в тесте должны быть использованы слова: «должен», «следует», «необходимо», «не следует» и т. п.

При изложении других положений следует использовать слова: «могут быть», «как правило», «при необходимости», «в случае»;

• допустимо использовать повествовательную форму изложения текста документа (например, слова: «применяют», «следуют», «указывают», «изготавливают»).

Недопустимо применять:

• обороты разговорной речи, техницизмы, профессионализмы и сленг;

• для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу (синонимы), а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов на русском языке.

17.3. Оформление рисунков, таблиц и формул

17.3.1. Оформление рисунков

Количество рисунков должно быть достаточным для пояснения текста расчетно-пояснительной записки. Рисунки лучше располагать как можно ближе к соответствующей части текста, но допустимо помещать рисунки и в приложении к РПЗ.

Рисунки следует нумеровать арабскими цифрами. Номер каждого рисунка должен состоять из двух цифр: первая – это номер раздела (или подраздела), а вторая – порядковый номер рисунка. Например: «Рисунок 2.1 – Расчетная схема первого вала редуктора».

Допустима сквозная нумерация рисунков в пределах всей РПЗ. Например: «Рисунок 4 – Схема установки подшипников на ведущий вал редуктора».

Под каждым рисунком должна быть расположена подрисуночная надпись:

• номер рисунка (допустимо отсутствие названия рисунка);

• номер рисунка и его название (Рисунок 5.3 – Привод тележки);

• номер рисунка, его название и пояснения к рисунку (Рисунок 7.1 – Схема редуктора: *а* – ведущий вал, *б* – ведомый вал).

Наименования, приводимые в тексте документа и под рисунками, должны быть одинаковыми. При ссылках на иллюстрации следует писать в тексте документа:

• «в соответствии с рисунком 8» – при сквозной нумерации;

• «в соответствии с рисунком 8.1» – при нумерации в пределах раздела.

Ссылки на рисунки в тексте пояснительной записки должны быть обязательно. Первую ссылку на рисунок в тексте пояснительной записки делают следующим образом: «Кинематическая схема редукторной передачи приведена на рисунке 1.7». Все последующие ссылки выполняют так: «Точка приложения реакции подшипника смещена относительно его торца на величину α (см. рис. 1.7)».

17.3.2. Оформление таблиц

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения приводимых в них параметров. Все таблицы нумеруют арабскими цифрами. Нумерация может быть сквозной либо в пределах раздела. В последнем случае номер таблицы состоит из двух цифр, разделенных точкой: первая цифра – это номер раздела, вторая – порядковый номер таблицы.

Если в РПЗ только одна таблица, то номер ей не присваивают и слово «Таблица» не пишут, а заголовок располагают над таблицей посередине ее ширины. Таблица может не иметь названия. Если название у таблицы есть, то согласно ГОСТ 2.105–95 заголовок следует располагать над левым верхним углом таблицы и записывать строчными буквами (кроме первой прописной). Заголовок таблицы должен быть отделен от ее номера чертой, например: «Таблица 2.6 – Основные параметры редуктора» (рис. 17.3).

Высота строк в таблице должна быть не менее 8 мм. Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы, а подзаголовки граф – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, и с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение.

В конце заголовков и подзаголовков точки не ставят. Заголовки и подзаголовки граф и строк указывают в единственном числе.

Таблица 2.6 – Основные параметры редуктора

Размеры в миллиметрах

Ступень редуктора	Межосевое расстояние	Габаритные размеры			Головка таблицы
		Длина	Ширина	Высота	
Первая					
Вторая					

Боковик таблицы

Рис. 17.3. Пример оформления таблицы

Обозначение единицы физической величины, общей для всех данных в строке (или графе), следует указывать после ее наименования, например: «Масса редуктора, кг». Если все параметры таблицы имеют одинаковые единицы измерения, то размерность параметров помещают над таблицей, но ниже заголовка таблицы (см. рис. 17.3). Нумерация граф таблицы арабскими цифрами допустима в тех случаях, когда в тексте РПЗ имеются ссылки на них.

Таблицу помещают под текстом, в котором впервые дана ссылка на нее (или на следующем листе). При первой ссылке на таблицу слово «таблица» пишут полностью, например: «Значение диаметра вала приведено в таблице 3.5». Последующие ссылки на таблицу должны содержать сокращенное слово «смотри». Например: «Величина коэффициента трения возрастает до 0,2 (см. таблицу 1.7)».

Таблицу слева, справа и снизу ограничивают линиями. Головка таблицы должна быть отделена линией от остальной части таблицы.

Допустимо помещать таблицу вдоль длинной стороны листа РПЗ.

Если таблица на страницу не входит, ее прерывают и продолжают на следующей странице, причем:

- в первой части таблицы нижнюю горизонтальную линию, ограничивающую таблицу, не проводят;
- слово «таблица», ее номер и название указывают один раз (над первой частью таблицы);
- над другими частями таблицы пишут: «Продолжение таблицы 1.8»;
- при этом в каждой части таблицы повторяют ее головку и боковик.

Допустимо при делении таблицы на части заменять ее головку номерами граф (при этом графы первой части таблицы обязательно нумеруют арабскими цифрами).

Слова «более», «не более», «менее», «не менее» и «в пределах» следует помещать после наименования соответствующего параметра (или после указания его размерности). Например: «Масса корпуса, кг, не более» или «Скорость движения, м/с, не менее». Допустимо заменять кавычками текст, повторяющийся в графе таблицы и состоящий из одного слова, но только если строки таблицы не разделены линиями.

Если повторяющийся текст состоит из двух и более слов, то при первом повторении его заменяют словами «То же», а при последующих повторениях – кавычками. При указании в таблицах последовательных ин-

тервалов чисел делают запись: «От … до …» или ставят тире между границами интервала.

Цифры в графах таблицы следует проставлять так, чтобы разряды чисел (во всей графе) были расположены один под другим. Числа, приведенные в одной графе, должны иметь одинаковое количество знаков после запятой.

Не допускается:

• включать в таблицу графу «Номер по порядку»;

• разделять заголовки и подзаголовки боковика и граф таблицы диагональными линиями;

• заменять кавычками повторяющиеся в таблице цифры, математические знаки, знаки процента, знаки номера, обозначение марок материалов и типоразмеров изделий, обозначения нормативных документов (ГОСТ, ОСТ и др.).

17.3.3. Оформление формул

Формулы в расчетно-пояснительной записке следует нумеровать лишь в том случае, если на них есть ссылка в последующем тексте. Формулы нумеруют арабскими цифрами. Нумерация формул сквозная. Номер указывают на уровне формулы в круглых скобках по правой кромке листа на расстоянии 10 мм от линии формата.

Допустима нумерация формул в пределах разделов и подразделов. В этом случае номер формулы состоит из двух цифр, разделенных точкой. Первая цифра означает номер раздела (или подраздела), а вторая – порядковый номер формулы.

При переносе формулы присваиваемый ей номер ставят на уровне последней строки. Номер формулы-дроби ставят на уровне основной горизонтальной черты формулы. Номер системы уравнений помещают напротив середины группы формул (если используют фигурную скобку, то номер формулы помещают в соответствии с этой скобкой). Ссылки в тексте на формулу выполняют в скобках, например: «приведены в формуле (8)». В документах, предназначенных для подготовленного читателя, допустима ссылка на номер формулы без определяющих слов, например: «рассчитаны по (5.3)».

Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу (если они не пояснены ранее в тексте), должны быть приведены не-

посредственно под формулой, с новой строки, без абзаца и со строчной буквы. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первую строку пояснений следует начинать со слова «где» без двоеточия после него.

Если текстовое предложение логически заканчивается формулой, то после нее ставят точку, а расшифровку входящих в формулу символов начинают словом «Здесь», которое пишут с прописной буквы. Это слово записывают с новой строки, от левого края (без абзаца), т. е. так же, как и слово «где».

Символы, используемые в формуле, отделяют от их расшифровок тире. Расшифровки разделяют точкой с запятой. Единицы физических величин отделяют от расшифровки запятой.

Формулы включают в предложения текста как его равноправные элементы. Поэтому после формулы и в тексте перед ней ставят знаки препинания в соответствии с правилами пунктуации. Например:

Плотность образца вычисляют по формуле

$$\rho = m / V, \tag{8}$$

где m – масса образца, кг;

V – объем образца, м^3.

Переносить формулы на следующую строку допустимо только на знаках математических операций, причем знак в начале следующей строки повторяют. При переносе формулы на знаке умножения применяют знак «×». Формулы, следующие одна за другой и не разделенные текстом, отделяют друг от друга запятой.

17.4. Составление и оформление списка литературы. Ссылки в тексте на литературные источники

Список литературы формируют по мере возникновения необходимости обращения к новому литературному источнику. Например, под номером 1 в списке литературы должен быть источник, из которого студентом выбраны исходные данные для курсового проектирования. Затем, если при выборе электродвигателя использовано пособие под редакцией С. А. Чернавского, то в список литературы это пособие будет записано под номером 2 и т. д.

Библиографическое описание произведений печати состоит из обязательных и факультативных элементов. Обязательные элементы обеспечивают идентификацию издания и дают наиболее полное представление о нем. Факультативные элементы содержат дополнительную информацию об издании.

Элементы библиографического описания приводятся в определенной последовательности с разделительными знаками, установленными ГОСТ 7.1–2003.

В тексте РПЗ ссылки на литературный источник выполняют таким образом: [1, с. 45], или [2, с. 456, таблица 3.6], или [7, с. 89, рисунок 7.5], или [1, с. 45, (2.2)].

17.5. Оформление приложений и ссылки на них в тексте расчетно-пояснительной записки

Материал, дополняющий текст расчетно-пояснительной записки, допускается размещать в приложениях. Приложения оформляют как продолжение РПЗ и помещают после списка используемых литературных источников. Требования ГОСТ 2.105–95 к оформлению приложений:

- в тексте расчетно-пояснительной записки на все приложения обязательно должны быть ссылки;
- приложения располагают в порядке ссылок на них в тексте РПЗ;
- каждое приложение следует начинать с нового листа;
- приложение должно иметь общую с РПЗ сквозную нумерацию листов;
- все приложения должны быть перечислены в содержании с указанием их обозначений и заголовков;
- приложения обозначают прописными буквами русского алфавита (кроме букв Ё, З, Й, О, Ч, Ь, Ы, Ъ);
- допустимо обозначение приложений буквами латинского алфавита (кроме букв I и O);
- в случае полного использования букв русского и латинского алфавита допустимо обозначать приложения арабскими цифрами;
- обозначение приложения располагают вверху листа посередине строки;
- приложение должно иметь заголовок, который записывают симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой ниже слова «Приложение».

17.6. Подготовка доклада к защите курсового проекта и проведение защиты проекта

Доклад должен быть рассчитан не более чем на 5 мин. Структурно он должен быть примерно таким:

- тема проекта или его название;
- задачи, которые следовало решить в процессе проектирования, т. е. постановка задач проектирования;
- «изюминка» проекта, т. е. наиболее удачные решения проекта;
- заключительная часть (основные выводы по проекту).

Содержание доклада должно быть кратким, четким и понятным. Вместе с тем доклад должен наводить членов комиссии на те вопросы, ответы на которые Вам известны.

При проведении защиты курсового проекта необходимо учитывать следующее:

1. Чертежи проекта следует разместить на планшетах в порядке изложения содержания Вашего доклада и таким образом, чтобы во время доклада Вы стояли лицом к аудитории (а не спиной!) и чтобы Вам было удобно показывать что-либо на чертежах.

2. Не следует слишком волноваться, так как проект, защищаемый Вами, лучше Вас не знает никто. Во время защиты проекта ни в коем случае нельзя:

- показывать пальцами что-либо на чертежах;
- возвращаться к пропущенной части доклада, поскольку никто из присутствующих не знает его структуры и содержания, а Ваши метания по его тексту вызовут негативное отношение членов комиссии к защите проекта и приведут к снижению оценки;
- спорить с задающими вопросы и членами комиссии или показывать им, что они не правы.

3. Защита проекта будет прервана и отложена, если студент не ответит на такие вопросы:

- Что такое редуктор?
- Каково назначение редуктора?
- Каково соотношение моментов, мощностей и частот вращения валов в редукторе?
- Что такое передаточное число редуктора?
- Каковы достоинства и недостатки защищаемого редуктора?

4. Если во время защиты проекта Вам задали вопрос, на который Вы не знаете ответа, то следует попросить задавшего вопрос перефразировать его. Например, сказать: «Я не совсем понимаю Ваш вопрос, пожалуйста, поясните, что конкретно Вы имеете в виду?». Таким образом, у Вас появится время на обдумывание ответа, пока Вам дают новую формулировку вопроса, и возможно, что она подскажет Вам ответ на заданный вопрос. Если же этого не произойдет, то лучше всего честно сказать, что Вы затрудняетесь ответить на данный вопрос (не стоит говорить, что Вы не знаете ответа), и защита будет продолжена.

Заключение

Опережающее профессиональное образование направлено на развитие у студента потребности в получении знаний, их осмыслении и применении к решению прикладных инженерных задач.

В соответствии с положениями государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования машиностроительных направлений предусматривается изучение студентами таких общетехнических дисциплин, как «Теоретическая механика», «Сопротивление материалов», «Теория механизмов и машин», «Детали машин». Целью обучения этим дисциплинам является подготовка технически грамотного специалиста, способного принимать правильные решения.

Студенты машиностроительных специальностей, изучая общетехнические дисциплины, закладывают основу-фундамент для глубокого изучения всех последующих специальных дисциплин. Знания и умения, приобретенные студентами при изучении общетехнических дисциплин, способствуют формированию современного профессионального мышления.

Студент учится *овладевать* методами анализа конструкции каждого узла и детали технологической машины, *применять* к ним методы прочностных расчетов, *грамотно выбирать* материалы и назначать термическую обработку для каждой детали, а также *рационально их проектировать*.

Именно с целью формирования высокого профессионального уровня в проектировании типовых деталей и узлов технологических машин создано настоящее учебное пособие. Вместе с тем пособие по курсовому проектированию облегчит понимание и обеспечит более полное усвоение студентами учебного материала, а также поможет сформировать значительный объем системных знаний, умений и навыков в области проектирования.

Библиографический список

1. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 томах / В. И. Анурьев. Москва: Машиностроение, 1992. Т. 2. 784 с.

2. *Дунаев П. Ф.* Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для машиностроительных вузов / П. Ф. Дунаев. Москва: Высшая школа, 1970. 368 с.

3. *Дунаев П. Ф.* Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. Москва: Высшая школа, 1985. 416 с.

4. *Дунаев П. Ф.* Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. Москва: Академия, 2006. 496 с.

5. *Куклин Н. Г.* Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. Москва: Высшая школа, 2005. 396 с.

6. *Курмаз Л. В.* Детали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. Москва: Высшая школа, 2005. 309 с.

7. *Новгородова Н. Г.* Методические указания для выполнения курсовых проектов (расчет редукторных передач приводов машин) по дисциплинам «Детали машин», «Теоретическая механика» и «Теоретическая и прикладная механика» (ГОС – 2000) / Н. Г. Новгородова; Рос. гос. проф.-пед. ун-т. Екатеринбург, 2010. 50 с.

8. *Новгородова Н. Г.* Теория механизмов и машин и детали машин: учебное пособие: в 4 частях / Н. Г. Новгородова. Екатеринбург: Изд-во Свердл. инж.-пед. ин-та, 1992. Ч. 3. 176 с.

9. *Новгородова Н. Г.* Теория механизмов и машин и детали машин: учебное пособие: в 4 частях / Н. Г. Новгородова. Екатеринбург: Изд-во Урал. гос. проф.-пед. ун-та, 1994. Ч. 4. 196 с.

10. *Орлов П. И.* Основы конструирования: в 2 книгах / П. И. Орлов. Москва: Машиностроение, 2002. Кн. 2. 525 с.

11. *Передачи* зубчатые конические. Основные параметры: ГОСТ 12289–76. Москва: Издательство стандартов, 1976. 16 с.

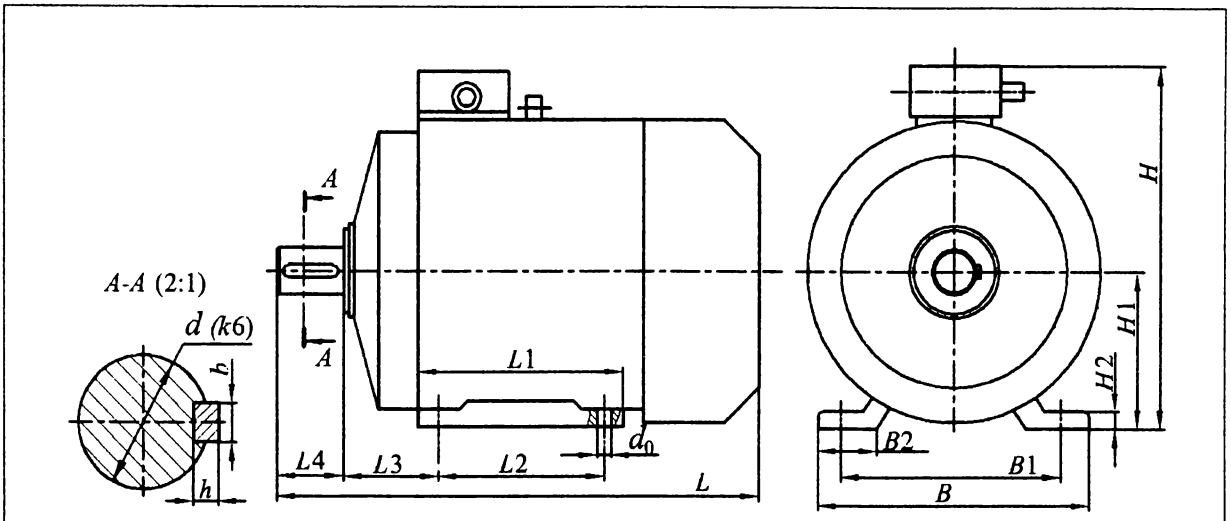
12. *Чернавский С. А.* Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие / С. А. Чернавский, И. М. Чернин, Г. М. Ицкович. Москва: Альянс, 2005. 416 с.

Приложение 1

Некоторые геометрические параметры электродвигателей[1]

Таблица П.1.1

Электродвигатели серии 4А по ТУ 16–525.526–84. Основные размеры



Тип	Размеры, мм															
	Габаритные			Установочные							Присоединительные					
	L	*D*	*H*	*L*1	*L*2	d_0	*H*2	*B*	*B*1	*B*2	*d*	*b*	*h*	*L*3	*L*4	*H*1
80*A*, *B*	310	186	190	131	100	10	10	154	125	32	22	6	6	50	50	$80_{-0,5}$
90*L*	350	208	215	156	125		11	170	140	40	24	8	7	56		$90_{-0,5}$
100*S*	362	235	240			12					28			63	60	$100_{-0,5}$
100*L*	392			169	140		12	200	160	45						
112*M*	452	260	276	172				230	190	54	32	10	8	70	80	$112_{-0,5}$
132*S*	480	302	310	180			13	278	216	56	38			89		$132_{-0,5}$
132*M*	530			218	178											
160*S*	624	358	370			15	18				42	12		108	110	$160_{-0,5}$
160*M*				248	210			300	254	60	48	14	9			

[1] *Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т.* Детали машин. Проектирование: справ. учеб.-метод. пособие. М., 2005. С. 296–297.

Таблица П.1.2

Электродвигатели серии 4А по ТУ 16–525.526–84. Основные параметры

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения вала электродвигателя, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Тип	$n_{дв}$, об/мин	m, кг	Тип	$n_{дв}$, об/мин	m, кг	Тип	$n_{дв}$, об/мин	m, кг	Тип	$n_{дв}$, об/мин	m, кг
1,5	80*A*2	2835	14	80*B*4	1415	17	90*L*6	945	24	100*L*8	720	31
2,2	80*B*2	2865	16	90*L*4	1425	25	100*L*6	960	33	112*MA*8	710	53
3,0	90*L*2	2905	25	100*S*4	1415	26	112*M*6	950	54	112*MB*8	710	65
4,0	100*S*2	2865	34	100*L*4	1435	34	112*MB*6	950	66	132*S*8	705	85
5,5	100*L*2	2910	60	112*M*4	1450	62	132*S*6	950	72	132*M*8	710	95
7,5	112*M*2	2920	71	132*S*4	1450	73	132*M*6	960	100	160*S*8	705	115
11,0	132*M*2	2930	100	132*M*4	1460	105	160*S*6	960	125	160*M*8	730	165
15,0	160*S*2	2920	115	160*S*4	1460	125	160*M*6	975	170	180*M*8	725	205

Примечание. Пример обозначения электродвигателя: *Электродвигатель 4А112МА8У3 ТУ 16–525.564–84*. Принятые обозначения: 4 – порядковый номер серии; *А* – электродвигатель асинхронный; двух- или трехзначное число – это высота оси вращения; *М* (после цифр) – модернизированный; *А*, *В* – длина сердечника статора; *L*, *S*, *М* – установочный размер по станине; 2, 4, 6, 8 – число полюсов; У3 – климатическое исполнение.

Приложение 2

Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636–69)

Ряд				Дополнительный размер	Ряд				Дополнительный размер
Ra 5	*Ra* 10	*Ra* 20	*Ra* 40		*Ra* 5	*Ra* 10	*Ra* 20	*Ra* 40	
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1,0	1,0	1,0	1,00		**10**	10	10	10,0	10,2
		1,1	1,05				11	10,5	10,8
			1,10	–				11,0	11,2
			1,15					11,5	11,8
1,2	1,2	1,2	1,2	1,25	**12**	12	12	12	12,5
		1,4	1,3	1,35			14	13	13,5
			1,4	1,45				14	14,5
			1,5	1,55				15	15,5
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65	**16**	16	16	16	16,5
		1,8	1,7	1,75			18	17	17,5
			1,8	1,85				18	18,5
			1,9					19	
2,0	2,0	2,0	2,0	1,95	**20**	20	20	20	19,5
		2,2	2,1	2,05			22	21	20,5
			2,2	2,15				22	21,5
			2,4	2,30				24	23,0
2,5	2,5	2,5	2,5	2,7	**25**	25	25	25	27
		2,8	2,6	2,9			28	26	29
			2,8	3,1				28	31
			3,0					30	
3,2	3,2	3,2	3,2	3,3	**32**	32	32	32	33
		3,6	3,4	3,5			36	34	35
			3,6	3,7				36	37
			3,8	3,9				38	39
4,0	4,0	4,0	4,0	4,1	**40**	40	40	40	41
		4,5	4,2	4,4			45	42	44
			4,5	4,6				45	46
			4,8	4,9				48	49
5,0	5,0	5,0	5,0	5,2	**50**	50	50	50	52
		5,6	5,3	5,5			56	53	55
			5,6	5,8				56	58
			6,0	6,2				60	62
6,3	6,3	6,3	6,3	6,5	**63**	63	63	63	65
		7,1	6,7	7,0			71	67	70
			7,1	7,3				71	73
			7,5	7,8				75	78

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
8,0	8,0	8,0	8,0	8,2	**80**	80	80	80	82
		9,0	8,5	8,8			90	85	88
			9,0	9,2				90	92
			9,5	9,8				95	98
100	100	100	100	102	**800**	800	800	800	825
		110	105	108			900	850	875
			110	112				900	925
			120	115				950	975
				118					
125	125	125	125	135	**1000**	1000	1000	1020	1020
		140	130	145			1120	1080	1080
			140	155				1120	1120
			150					1150	1150
								1180	1180
160	1601	160	160	165	**1250**	1250	1250	1350	1350
		180	170	175			1400	1450	1450
			180	185				1550	1550
			190	195					
200	200	200	200	205	**1600**	1600	1600	1650	1650
		220	210	215			1800	1750	1750
			220	230				1850	1850
			240					1950	1950
250	250	250	250	270	**2000**	2000	2000	2050	2050
		280	260	290			2240	2150	2150
			280	310				2300	2300
			300	315					
320	320	320	320	330	**2500**	2500	2500	2700	2700
		360	340	350			2800	2900	2900
			360	370				3100	3100
			380	390				3150	3150
400	400	400	400	410	**3150**	3150	3150	3300	3300
		450	420	440			3550	3500	3500
			450	460				3700	3700
			480	490				3900	3900
500	500	500	500	515	**4000**	4000	4000	4100	4100
		560	530	545			4500	4400	4400
			560	580				4600	4600
			600	615				4900	4900
630	630	630	630	650	**5000**	5000	5000	5150	5150
		710	670	690			5600	5450	5450
			710	730				5800	5800
			750	775				6150	6150

Параметры червячных передач (ГОСТ 2144–93)

Передаточные числа	Параметры	Межосевое расстояние a_w, мм		
		40	50	63
1	2	3	4	5
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1
	m	2,00	2,50	3,15
	q	8	8	8
	x_1	0	0	0
	u	**8 16 32**	**8 16 32**	**8 16 32**
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1
	m	1,60	2,00	2,50
	q	12,5	12,5	12,5
	x_1	+0,75	+0,750	+0,950
	u	**9 18 36**	**9 18 36**	**9 18 36**
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1
	m	1,60	2,00	2,50
	q	10	10	10
	x_1	0	0	+0,2
	u	**10 20 40**	**10 20 40**	**10 20 40**
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1
	m	1,25	1,60	2,00
	q	16	16	16
	x	+1,00	+0,25	+0,50
	u	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1
	m	1,25	1,60	2,00
	q	12,5	12,5	12,5
	x_1	+0,75	0	+0,25
	u	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1
	m	1,00	1,25	1,60
	q	20	20	20
	x_1	+1,00	+1,00	+0,375
	u	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**
63	$Z_2 : Z_1$	63:1	63:1	63:1
	m	1,00	1,25	1,60
	q	16	16	16
	x_1	+0,50	+0,50	– 0,125
	u	**63**	**63**	**63**

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5
u	a_w	**80**	**100**	**125**
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1
	m	4,00	5,00	6,30
	q	8	8	8
	x_1	0	0	– 0,16
	u	**8 16 32**	**8 16 32**	**8 16 32**
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1
	m	3,15	4,00	5,00
	q	16,0	12,5	12,5
	x_1	– 0,603	+0,750	+0,750
	u	**9 18 36**	**9 18 36**	**9 18 36**
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1
	m	3,15	4,00	5,00
	q	10	10	10
	x_1	+0,40	0	0
	u	**10 20 40**	**10 20 40**	**10 20 40**
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1
	m	2,50	3,15	4,00
	q	16	16	16
	x_1	+1,00	+0,75	+0,25
	u	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1
	m	2,50	3,15	4,00
	q	12,5	12,5	12,5
	x_1	+0,75	+0,496	0
	u	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1
	m	2,00	2,50	3,15
	q	20	20	20
	x_1	+1,00	+1,00	+0,682
	u	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**
63	$Z_2 : Z_1$	63:1	63:1	63:1
	m	2,00	2,50	3,15
	q	16	16	16
	x_1	+0,50	+0,50	+0,18
	u	**63**	**63**	**63**
80	$Z_2 : Z_1$	80:1	80:1	80:1
	m	1,6	2,0	2,5
	q	20	20	20
	x_1	0	0	0
	u	**80**	**80**	**80**

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5
u	a_w	**140**	**160**	**180**
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1
	m	6,3	8,0	8,0
	q	12,5	8,0	12,5
	x_1	– 0,03	0	+0,25
	u	**8 16 32**	**8 16 32**	**8 16 32**
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1
	m	6,3	6,3	8,0
	q	8,0	14,0	8,0
	x_1	+ 0,222	+0,397	+0,500
	u	**9 18 36**	**9 18 36**	**9 18 36**
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1
	m	5,0	6,3	6,3
	q	16	10	16
	x_1	0	+0,397	+0,571
	u	**10 20 40**	**10 20 40**	**10 20 40**
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1
	m	5,0	5,0	6,3
	q	10	16	10
	x_1	0	+1,00	+0,571
	u	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1
	m	4,0	5,0	5,0
	q	20,0	12,5	20,0
	x_1	0	+0,750	+1,00
	u	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1
	m	4,0	4,0	5,0
	q	12,5	20,0	12,5
	x_1	– 0,25	+1,00	+0,75
	u	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**
63	$Z_2 : Z_1$	–	63:1	63:1
	m		4,0	5,0
	q		16,0	12,5
	x_1		+0,50	– 0,75
	u		**63**	**63**
80	$Z_2 : Z_1$	–	80:1	–
	m		3,15	
	q		20	
	x_1		+0,794	
	u		**80**	

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5
u	a_w	**200**	**225**	**250**
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1
	m	10,0	10,0	12,5
	q	8,0	12,5	8,0
	x_1	0	+0,25	0
	u	**8 16 32**	**8 16 32**	**8 16 32**
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1
	m	8,0	10,0	10,0
	q	12,5	8,0	12,5
	x_1	+0,75	+0,50	+0,75
	u	**9 18 36**	**9 18 36**	**9 18 36**
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1
	m	8,0	8,0	10,0
	q	10	16	10
	x_1	0	+0,125	0
	u	**10 20 40**	**10 20 40**	**10 20 40**
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1
	m	6,3	8,0	8,0
	q	16	10	16
	x_1	+0,75	+0,125	+0,25
	u	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1
	m	6,3	6,3	8,0
	q	12,5	20,0	12,5
	x_1	+0,496	+0,710	0
	u	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1
	m	5,0	6,3	6,3
	q	20,0	12,5	20,0
	x_1	+1,00	+0,464	+0,682
	u	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**
63	$Z_2 : Z_1$	63:1	63:1	63:1
	m	5,0	6,3	6,3
	q	16,0	12,5	16,0
	x_1	+0,50	– 1,00	+0,182
	u	**63**	**63**	**63**
80	$Z_2 : Z_1$	80:1	–	80:1
	m	4,0		5,0
	q	20		20
	x_1	0		0
	u	**80**		**80**

Окончание таблицы

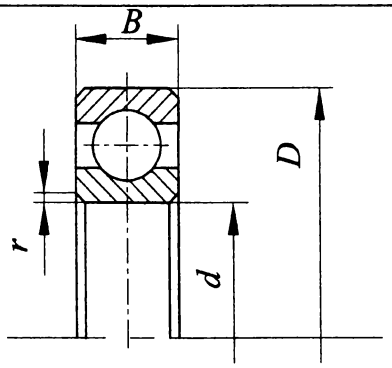
1	2	3	4	5
u	a_w	**280**	**315**	**355**
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1
	m	12,5	16,0	16,0
	q	12,5	8,0	12,5
	x_1	+0,15	– 0,30	– 0,063
	u	**8 16 32**	**8 16 32**	**8 16 32**
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1	36:4 36:2 36:1
	m	12,5	12,5	16,0
	q	8,0	12,5	8,0
	x_1	+0,40	+0,95	+0,187
	u	**9 18 36**	**9 18 36**	**9 18 36**
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1
	m	10,0	12,5	12,5
	q	16	10	16
	x_1	0	+0,20	+0,40
	u	**10 20 40**	**10 20 40**	**10 20 40**
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1	46:4 46:2 46:1
	m	10,0	10,0	12,5
	q	10	16	10
	x_1	0	+0,50	+0,40
	u	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**	**11,5 23,0 46,0**
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1
	m	8,0	10,0	10,0
	q	20,0	12,5	20,0
	x_1	0	+0,25	+0,50
	u	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**	**12,5 25,0 50,0**
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1	58:4 58:2 58:1
	m	8,0	8,0	10,0
	q	12,5	20,0	12,5
	x_1	– 0,25	+0,375	+0,25
	u	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**	**14,5 29,0 58,0**
63	$Z_2 : Z_1$	–	63:1	–
	m		8,0	
	q		16,0	
	x_1		– 0,125	
	u		**63**	
80	$Z_2 : Z_1$	–	80:1	–
	m		6,3	
	q		20	
	x_1		0	
	u		**80**	

Приложение 4

Основные параметры подшипников качения

Таблица П.4.1

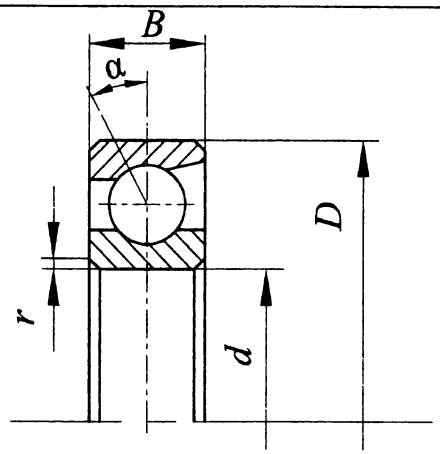
Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338–75)



Обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, кН	C_0, кН
Легкая серия по D						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	2,0	19,5	10,0
207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3,0	70,2	45,0
Средняя серия по D						
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4
306	30	72	19	2,0	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3,0	61,8	36,0
311	55	120	29	3,0	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	30	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0

Таблица П.4.2

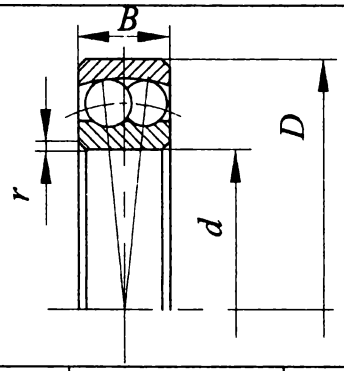
Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831–75)



Обозначение подшипника		d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, кН	C_0, кН	C, кН	C_0, кН
						α = 12°		**α = 26°**	
α=12°	**α=26°**	*Легкая серия по D*							
36204	46204	20	47	14	1,0	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1,0	16,7	9,10	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1,0	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	1,1	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	1,1	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	1,1	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	1,1	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	1,5	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	1,5	61,5	39,2	60,8	38,8
–	46213	65	120	23	1,5	–	–	69,4	45,9
36214	–	70	125	24	1,5	80,2	54,8	–	–
–	46215	75	130	25	1,5	–	–	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	2,0	93,6	65,0	87,9	60,0
α=12°	**α=26°**	*Средняя серия по D*							
–	46304	20	52	15	1,1	–	–	17,8	9,0
–	46305	25	62	17	1,1	–	–	26,9	14,6
–	46306	30	72	19	1,1	–	–	32,6	18,3
–	46307	35	80	21	1,5	–	–	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	1,5	53,9	32,8	50,8	30,1
–	46309	45	100	25	1,5	–	–	61,4	37,0
–	46310	50	110	27	2,0	–	–	71,8	44,0
–	46311	55	120	29	2,0	–	–	82,8	51,6
–	46312	60	130	31	2,1	–	–	100,0	65,3
–	46313	65	140	33	2,1	–	–	113,0	75,0
–	46314	70	150	35	2,1	–	–	127,0	85,3
–	46316	80	170	39	2,1	–	–	136,0	99,0

Таблица П.4.3

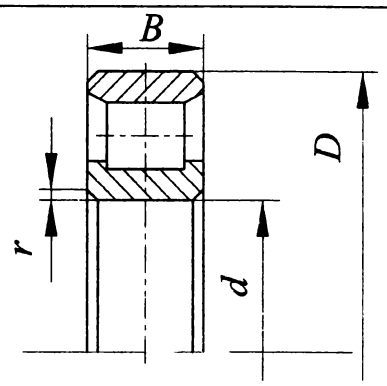
Подшипники шариковые радиальные сферические (ГОСТ 28428–90)



Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры				
	d	D	B	r	C	C_0	e	$F_a/F_r < e$		$F_a/F_r > e$	
								X	Y	X	Y
Легкая серия по D											
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,5	0,27	1,0	2,31	0,65	3,57
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,27		2,32		3,60
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,2	0,24		2,58		3,99
1207	35	72	17	2,0	16,0	7,0	0,23		2,74		4,24
1208	40	80	18	2,0	19,3	8,8	0,22		2,87		4,44
1209	45	85	19	2,0	22,0	10,0	0,21		2,97		4,60
1210	50	90	20	2,0	22,8	11,0	0,21		3,13		4,85
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,20		3,20		5,00
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,19		3,40		5,27
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17		3,70		5,73
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18		3,50		5,43
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,18		3,60		5,57
1216	80	140	26	3,0	40,0	23,6	0,16		3,90		6,10
Средняя серия по D											
1304	20	52	15	2,0	12,5	4,4	0,29	1,0	2,17	0,65	3,35
1305	25	62	17	2,0	18,0	6,7	0,28		2,26		3,49
1306	30	72	19	2,0	21,2	8,5	0,26		2,46		3,80
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,25		2,57		3,98
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,23		2,61		4,05
1309	45	100	25	2,5	38,0	17,0	0,25		2,54		3,93
1310	50	10	27	3,0	41,5	19,3	0,24		2,68		4,14
1311	55	120	29	3,0	51,0	24,0	0,23		2,70		4,17
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,23		2,80		4,33
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,23		2,79		4,31
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22		2,81		4,35
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22		2,84		4,39
1316	80	170	39	3,5	88,0	45,0	0,22		2,92		4,52

Таблица П.4.4

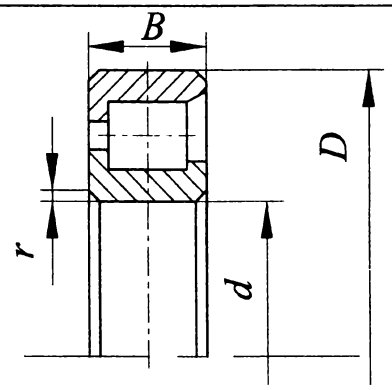
Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328–75)



Обозначение подшипника	*d*, мм	*D*, мм	*B*, мм	*r*, мм	*C*, кН	C_0, кН
Легкая серия по D						
2204	20	47	14	1,5	14,7	7,35
2205	25	52	15	1,5	16,8	8,8
2206	30	62	16	1,5	22,4	12,0
2207	35	72	17	2,0	31,9	17,6
2208	40	80	18	2,0	41,8	24,0
2209	45	85	19	2,0	44,0	25,5
2210	50	90	20	2,0	45,7	27,5
2211	55	100	21	2,5	56,1	34,0
2212	60	110	22	2,5	64,4	43,0
2213	65	120	23	2,5	76,5	51,0
2214	70	125	24	2,5	79,2	51,0
2215	75	130	25	2,5	91,3	63,0
2216	80	140	26	3,0	106,0	68,0
Средняя серия по D						
2304	20	52	15	2,0	20,5	10,4
2305	25	62	17	2,0	28,6	15,0
2306	30	72	19	2,0	36,9	20,0
2307	35	80	21	2,5	44,6	27,0
2308	40	90	23	2,5	56,1	32,5
2309	45	100	25	2,5	72,1	41,5
2310	50	110	27	3,0	88,0	52,0
2311	55	120	29	3,0	102,0	67,0
2312	60	130	31	3,5	123,0	76,5
2313	65	140	33	3,5	138,0	85,0
2314	70	150	35	3,5	151,0	102,0
2315	75	160	37	3,5	183,0	125,0
2316	80	170	39	3,5	190,0	125,0

Таблица П.4.5

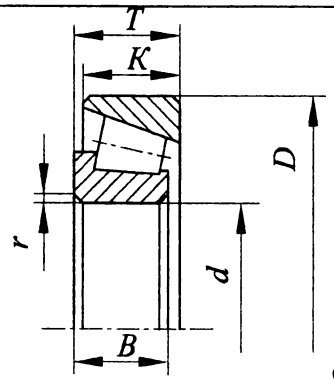
Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце (ГОСТ 8328–75)



Обозначение подшипника	*d*, мм	*D*, мм	*B*, мм	*r*, мм	*C*, кН	C_0, кН
Легкая серия по D						
12204	20	47	14	1,5	14,7	7,35
12205	25	52	15	1,5	16,8	8,8
12206	30	62	16	1,5	22,4	12,0
12207	35	72	17	2,0	31,9	17,6
12208	40	80	18	2,0	41,8	24,0
12209	45	85	19	2,0	44,0	25,5
12210	50	90	20	2,0	45,7	27,5
12211	55	100	21	2,5	56,1	34,0
12212	60	110	22	2,5	64,4	43,0
12213	65	120	23	2,5	76,5	51,0
12214	70	125	24	2,5	79,2	51,0
12215	75	130	25	2,5	91,3	63,0
12216	80	140	26	3,0	106,0	68,0
Средняя серия по D						
12304	20	52	15	2,0	20,5	10,4
12305	25	62	17	2,0	28,6	15,0
12306	30	72	19	2,0	36,9	20,0
12307	35	80	21	2,5	44,6	27,0
12308	40	90	23	2,5	56,1	32,5
12309	45	100	25	2,5	72,1	41,5
12310	50	110	27	3,0	88,0	52,0
12311	55	120	29	3,0	102,0	67,0
12312	60	130	31	3,5	123,0	76,5
12313	65	140	33	3,5	138,0	85,0
12314	70	150	35	3,5	151,0	102,0
12315	75	160	37	3,5	183,0	125,0
12316	80	170	39	3,5	190,0	125,0

Таблица П.4.6

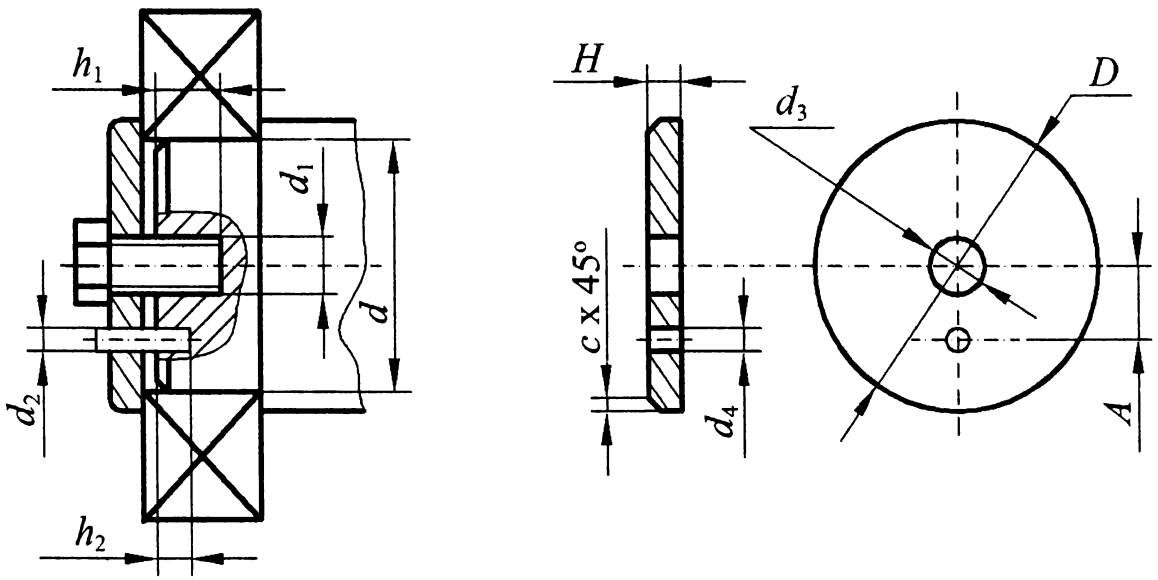
Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365–87)



α = 12…16 °

Обозначение подшипника	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	T_{max}	*B*	*K*	*r*	*C*	C_0	*e*	*Y*
Легкая серия по D										
7204А	20	47	15,5	14	12	1,0	26,0	16,6	0,35	1,7
7205А	25	52	16,5	15	13	1,0	29,2	21,0	0,37	1,6
7206А	30	62	17,5	16	14	1,0	38,0	25,5	0,37	1,6
7207А	35	72	18,5	17	15	1,5	48,4	32,5	0,37	1,6
7208А	40	80	20,0	18	16	1,5	58,3	40,0	0,37	1,6
7209А	45	85	21,0	19	16	1,5	62,7	50,0	0,40	1,5
7210А	50	90	22,0	20	17	1,5	70,4	55,0	0,43	1,4
7211А	55	100	23,0	21	18	2,0	84,2	63,0	0,40	1,5
7212А	60	110	24,0	22	19	2,0	91,3	70,0	0,40	1,5
7213А	65	120	25,0	23	20	2,0	108,0	78,0	0,40	1,5
7214А	70	125	26,5	24	21	2,0	119,0	80,0	0,43	1,4
7215А	75	130	27,5	25	22	2,0	130,0	100,0	0,43	1,4
7216А	80	140	28,5	26	22	2,5	140,0	114,0	0,43	1,4
Средняя серия по D										
7304А	20	52	16,5	15	13	1,5	31,9	20,0	0,30	2,0
7305А	25	62	18,5	17	15	1,5	41,8	28,0	0,30	2,0
7306А	30	72	21,0	19	16	1,5	52,8	39,0	0,31	1,9
7307А	35	80	23,0	21	18	2,0	68,2	50,0	0,31	1,9
7308А	40	90	25,5	23	20	2,0	80,9	56,0	0,31	1,7
7309А	45	100	27,5	25	21	2,0	101,0	72,0	0,35	1,7
7310А	50	110	29,5	27	23	2,5	117,0	90,0	0,35	1,7
7311А	55	120	32,0	29	25	2,5	134,0	110,0	0,35	1,7
7312А	60	130	34,0	31	26	3,0	161,0	120,0	0,35	1,7
7313А	65	140	36,5	33	28	3,0	183,0	150,0	0,35	1,7
7314А	70	150	38,5	35	30	3,0	209,0	170,0	0,35	1,7
7315А	75	160	40,5	37	31	3,0	229,0	185,0	0,35	1,7
7316А	80	170	43,0	39	33	3,0	255,0	190,0	0,35	1,7

Шайбы концевые (ГОСТ 14734–69)



Обозначение шайбы	Вал	Винт			Штифт			Шайба					
	d	d_1	h_1	Обозначение	d_2	h_2	Обозначение	D	H	c	A	d_3	d_4
7019–0623	24–28	M6	18	**M6–6g × 16.56.05**	4K7	12	**4m6 × 12**	32	5	1,0	9	6,6	4,5
7019–0625	28–32							36			10		
7019–0627	32–36							40			10		
7019–0629	36–40							45			12		
7019–0631	40–45							50			16		
7019–0633	45–50							56			16		
7019–0635	50–55	M8	22	**M8–6g × 20.56.05**	5K7	16	**5m6 × 16**	63	6	1,6	20	9,0	5,5
7019–0637	55–60							67			20		
7019–0639	60–65							71			25		
7019–0641	65–70							75			25		
7019–0643	70–75							85			28		

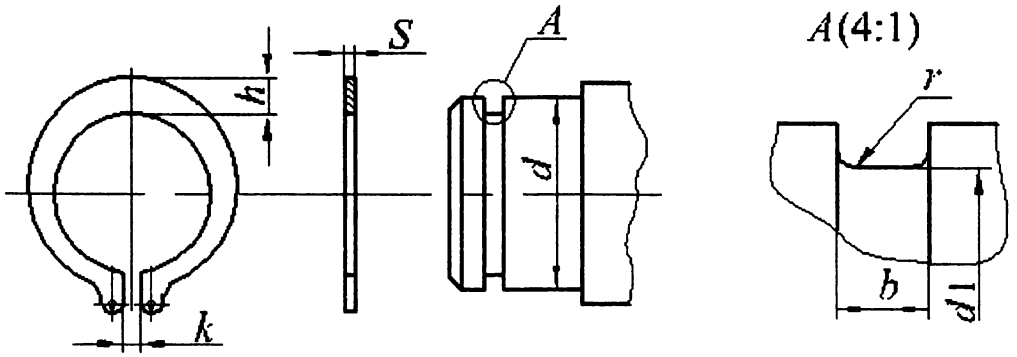
Примечания:

1. Винт – по ГОСТ 7798–70, штифт – по ГОСТ 3128–70.

2. Пример условного обозначения концевой шайбы диаметром 71 мм: *Шайба 7019–0639 ГОСТ 14734–69.*

3. Все величины даны в миллиметрах.

Кольца пружинные упорные наружные эксцентрические и канавки на валу для них (ГОСТ 13942–86)



Диаметр вала d, мм	Размеры кольца, мм			Размеры канавки, мм		
	S	h	k	$d1$	b	r
1	2	3	4	5	6	7
20		2,6		18,6		
22		2,8		20,6		
23		2,9		21,5		
24		3,0		22,5		
25		3,0		23,5		
26	**1,2**	3,1	**3,0**	24,5	**1,4**	**0,1**
28		3,2		26,5		
29		3,4		27,5		
30		3,5		28,5		
32		3,6		30,2		
34		3,8		32,2		
35		3,9		33,0		
36		4,0		34,0		
37		4,1		35,0		
38		4,2		36,0		
40	**1,7**	4,4		37,5	**1,9**	
42		4,5		39,5		
45		4,7		42,5		
46		4,8	**6,0**	43,5		**0,2**
48		5,0		45,5		
50		5,1		47,0		
52		5,2		49,0		
54		5,3		51,0		
55	**2,0**	5,4		52,0	**2,2**	
56		5,5		53,0		
58		5,6		55,0		
60		5,8		57,0		

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7
62		6,0		59,0		
65		6,3		62,0		
68		6,5		65,0		
70	**2,5**	6,6		67,0	**2,8**	**0,3**
72		6,8		69,0		
75		7,0		72,0		

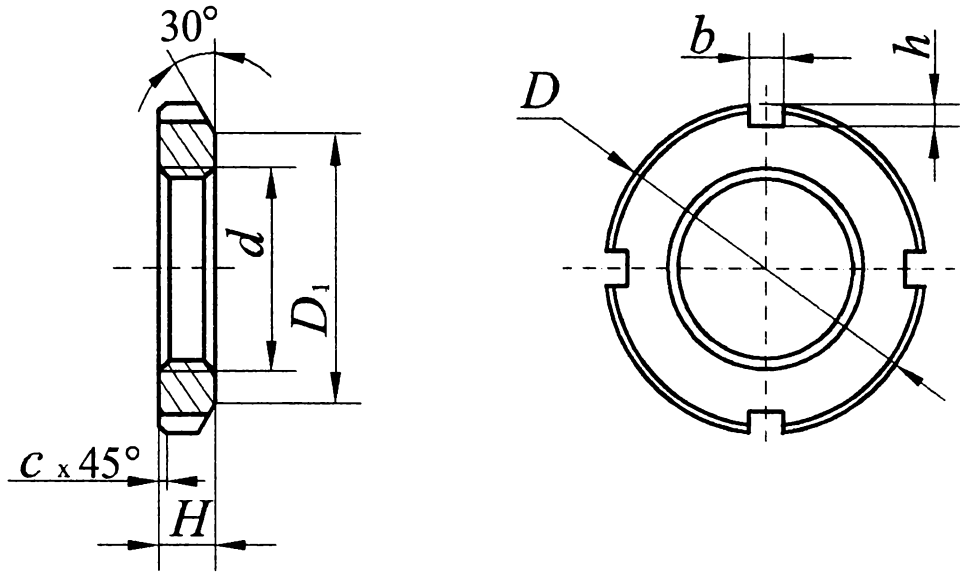
Примечание. Пример обозначения кольца для вала $d = 45$ мм:

Кольцо 45 ГОСТ 13942–86.

Элементы соединения шлицевой гайкой

Таблица П.7.1

Гайки круглые шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871–88)



Резьба	Размеры, мм						Резьба	Размеры, мм					
	D	D_1	*h*	*b*	*h*	*c* <		*D*	D_1	*h*	*b*	*h*	*c* <
М20×1,5*	34	26	8	6	2,0	1,0	М48×1,5*	75	58	12	8	3,5	1,0
М22×1,5	38	29	10		2,5		М52×1,5	80	61		10		
М24×1,5*	42	31					М56×2,0*	85	65			4,0	1,6
М27×1,5	45	35					М60×2,0	90	70				
М30×1,5*	48	38					М64×2,0*	95	75				
М33×1,5	52	40		8	3,0		М68×2,0	100	80	15			
М36×1,5*	55	42					М72×2,0*	105	85				
М39×1,5	60	48					М76×2,0	110	88				
М42×1,5*	65	52					М80×2,0*	115	90				
М45×1,5	70	55					М85×2,0	120	98				

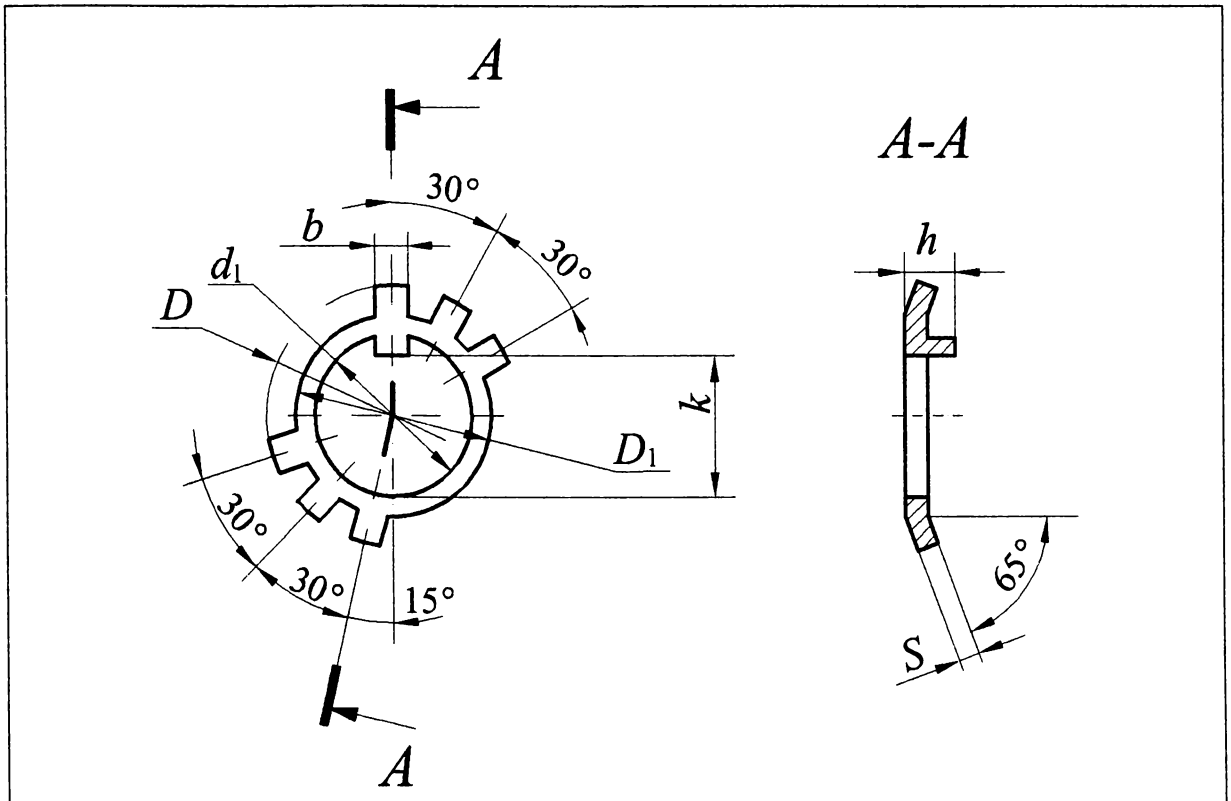
Примечания.

1. Обозначены * предпочтительные размеры гайки.

2. Пример условного обозначения гайки, имеющей резьбу М48 мелкого шага и с полем допуска 7*H*. Материал гайки – углеродистая сталь марки 35 (материал группы 05): *Гайка М48 ×1,5–7H.05 ГОСТ 11871–88.*

Таблица П.7.2

Шайбы стопорные многолапчатые. Тип Н – нормальные (ГОСТ 11872–89)

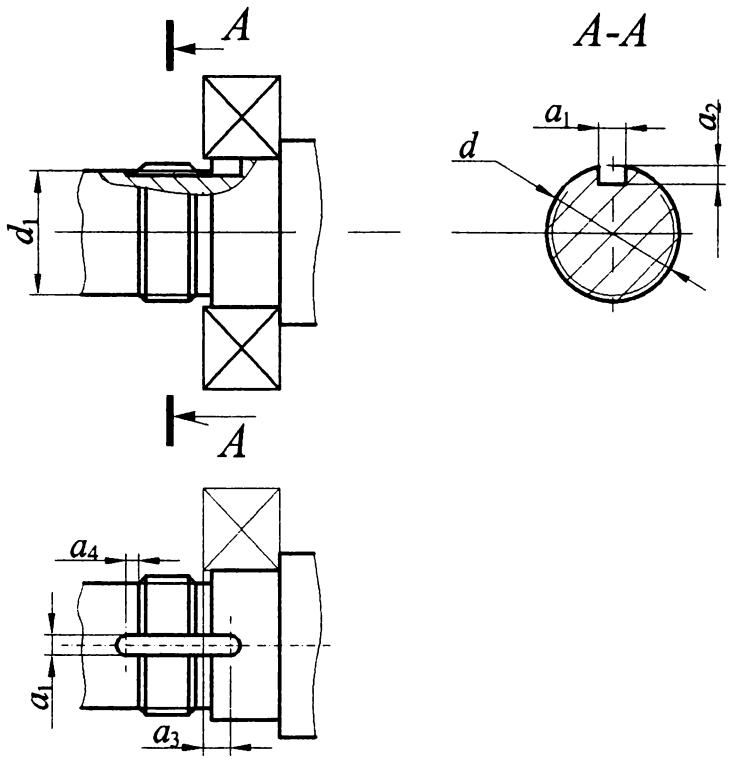


Резьба	Размеры, мм							Резьба	Размеры, мм						
	d_1	D	D_1	k	b	h	S		d_1	D	D_1	k	b	h	S
М20×1,5	20,5	36	27	17	4,8	4	1,0	М48×1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
М22×1,5	22,5	40	30	19				М52×1,5	52,5	82	65	49		6	
М24×1,5	24,5	44	33	21				М56×2,0	57,0	87	70	53			
М27×1,5	27,5	47	36	24		5		М60×2,0	61,0	92	75	57			
М30×1,5	30,5	50	39	27				М64×2,0	65,0	98	80	61			
М33×1,5	33,5	54	42	30	5,8		1,6	М68×2,0	69,0	102	85	65	9,5	7	
М36×1,5	36,5	58	45	33				М72×2,0	73,0	107	90	69			
М39×1,5	39,5	62	48	36				М76×2,0	77,0	112	95	73			
М42×1,5	42,5	67	52	39				М80×2,0	81,0	117	100	76			
М45×1,5	45,5	72	56	42				М85×2,0	86,0	122	105	81			

Примечание. Пример условного обозначения многолапчатой шайбы типа *Н* для гайки круглой шлицевой с резьбой М48 × 1,5 из стали марки 08кп (материал группы 01): *Шайба Н.48.01 ГОСТ 11872–89.*

Таблица П.7.3

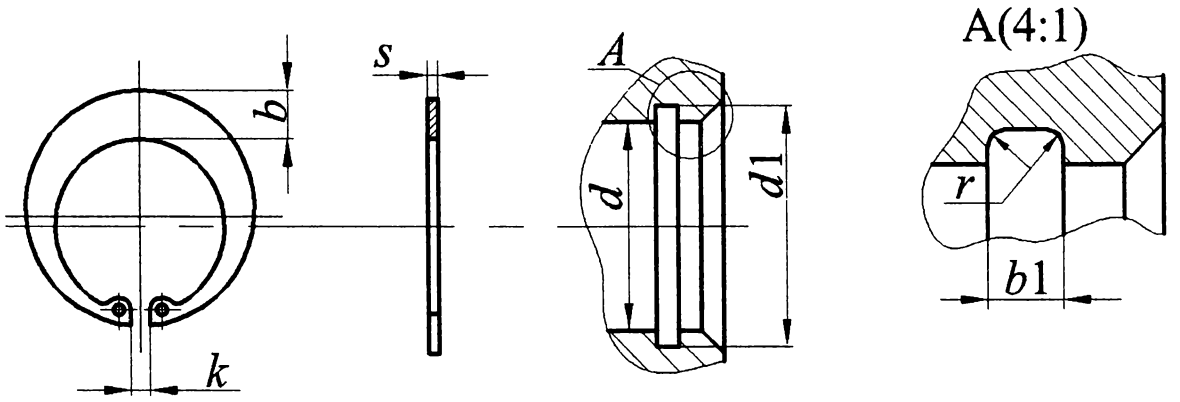
Паз под язычок стопорной шайбы[1]



Резьба	Размеры, мм					Резьба	Размеры, мм				
	d_1	a_1	a_2	a_3	a_4		d_1	a_1	a_2	a_3	a_4
M20×1,5	16,5	6	2	3,5	1,0	M48×1,5	44,5	8	3	5	1,5
M22×1,5	18,5					M52×1,5	48,0			6	
M24×1,5	20,5					M56×2,0	52,0				
M27×1,5	23,5		3	4,0	1,5	M60×2,0	56,0				
M30×1,5	26,5					M64×2,0	60,0				
M33×1,5	29,5					M68×2,0	64,0				
M36×1,5	32,5					M72×2,0	68,0	10	5		
M39×1,5	35,5					M76×2,0	72,0				
M42×1,5	38,5	8		5,0		M80×2,0	75,0				2,0
M45×1,5	41,5					M85×2,0	80,0				

[1] *Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т.* Указ. соч.

Кольца пружинные упорные внутренние и канавки под них (ГОСТ 13943–86)



Диаметр отверстия *d*	Размеры кольца			Размеры канавки			Диаметр отверстия *d*	Размеры кольца			Размеры канавки		
	s	*b*	*l*	*d*1	*b*1	*r*		*s*	*b*	*l*	*d*1	*b*1	*r*
40	1,7	3,9	12	42,5	1,9	0,2	78	2,0	6,8	18	81,0	2,2	0,2
42		4,1		44,5			80		7,0		83,5		
45		4,2	14	47,5			82		7,0		85,5		
46		4,3		48,5			85		7,2	20	88,5		
47		4,4		49,5			88		7,4		91,5		
48		4,5		50,5			90		7,6		93,5		
50		4,6		53,0			92		7,8		95,5		
52		4,7	16	55,0			95		8,1		98,5		
54		4,8		57,0			98		8,3		101,5		
55		5,0		58,0			100		8,4		103,5		
56		5,1		59,0			102	2,5	8,5	22	106,0	2,8	0,3
58		5,2		61,0			105		8,7		109,0		
60		5,4		63,0			108		8,9		112,0		
62		5,5		65,0			110		9,0		114,0		
65		5,8		68,0			112		9,1		116,0		
68		6,1		71,0			115		9,3		119,0		
70		6,2		73,0			120		9,7		124,0		
72		6,4	18	75,0			125		10,0		129,0		
75		6,6		78,0			130		10,2	24	134,0		

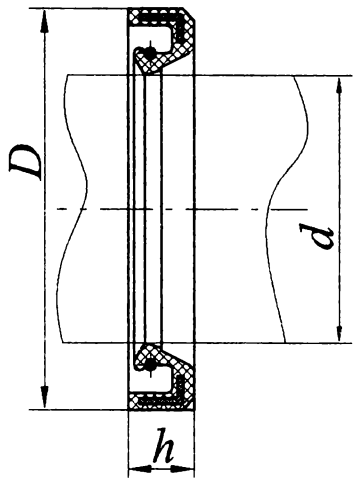
Примечания:

1. Все размеры даны в миллиметрах.

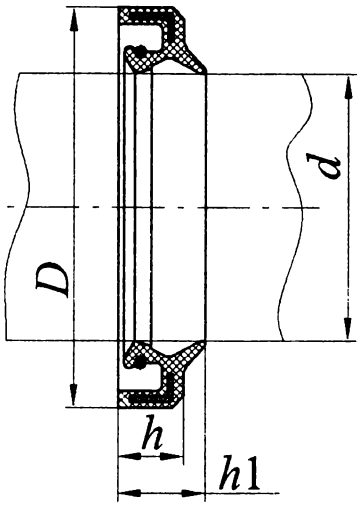
2. Условное обозначение кольца для отверстия в корпусе машины диаметром 80 мм: *Кольцо 80 ГОСТ 13943–86.*

Манжеты резиновые для валов (ГОСТ 8752–79)

Тип I



Тип II



Диаметр отверстия d	D		h_1	h_2	Диаметр отверстия d	D		h_1	h_2
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	40	35	8	12	35	58	47	10	14
		37					50		
		38					55		
		42	10	14			57		
21		37	8	12	36		52		
		42	10	14			55		
22		35	8	12	38		55		
		42	10	14			60		
24		42					62		
		45			40	60	55		
25	42	40	8	12			58		
		45	10	14			62		
26	45	40	8	12	42	62	65		
		47	10	14			68		
28	–	45			44	–	62		
		47					65		
		50			45	65	62		
30	52	45					70		
		47			48	70	65		
		50					72		
32	58	45			50		72		
		50					75		

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
50	70	80	12	16	62	–	85	10	14
52	75	72	10	14			90	12	16
		80	12	16	63	90	–	10	14
55	80	75	10	14	65		95		
		82	12	16	67	–	90	12	16
56		–	10	14	68	–	90		
58		75					95		
		82	12	16	70	95	100	10	14
60	85	80	10	14	71	95	–		
		82			75	100	–		
62	–	80					102	12	16
		82							

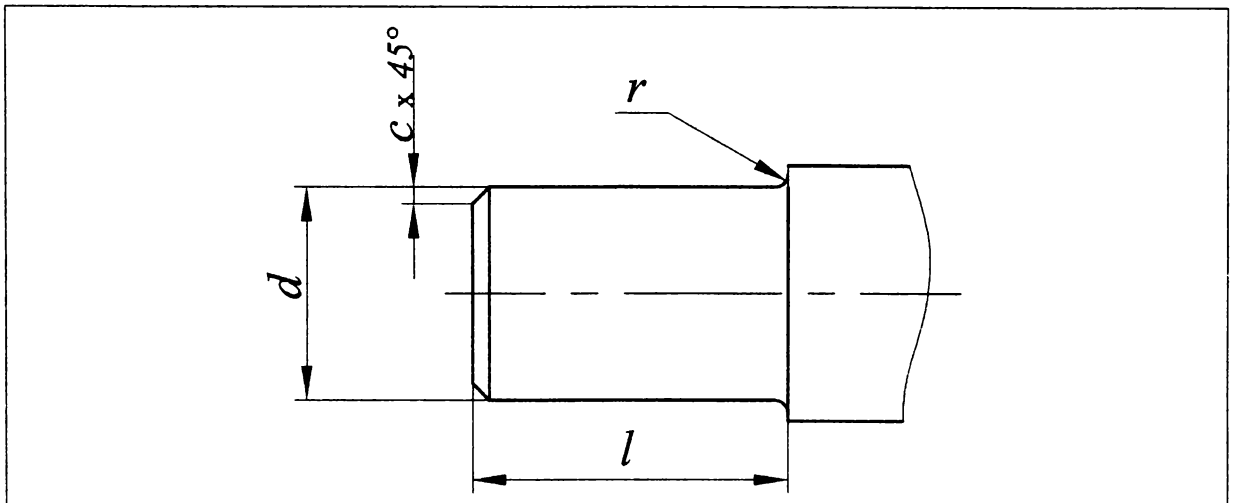
Примечания:

1. Все величины даны в миллиметрах.

2. Пример условного обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром 35 мм с наружным диаметром 58 мм из резины 2-й группы: *Манжета 1 – 35 × 58 – 2 ГОСТ 8752 – 79.*

Приложение 10

Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080–66)



Диаметр вала d	Длина l, мм		r	c	Диаметр вала d	Длина l, мм		r	c
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
20, 22	50	36	1,6	1,0	50, 55	110	82	2,5	2,0
25, 28	60	42			60, 70	140	105		
32, 36	80	58	2,0	1,6	80, 90	170	130	3,0	2,5
40, 45	110	82			100, 110	210	165		

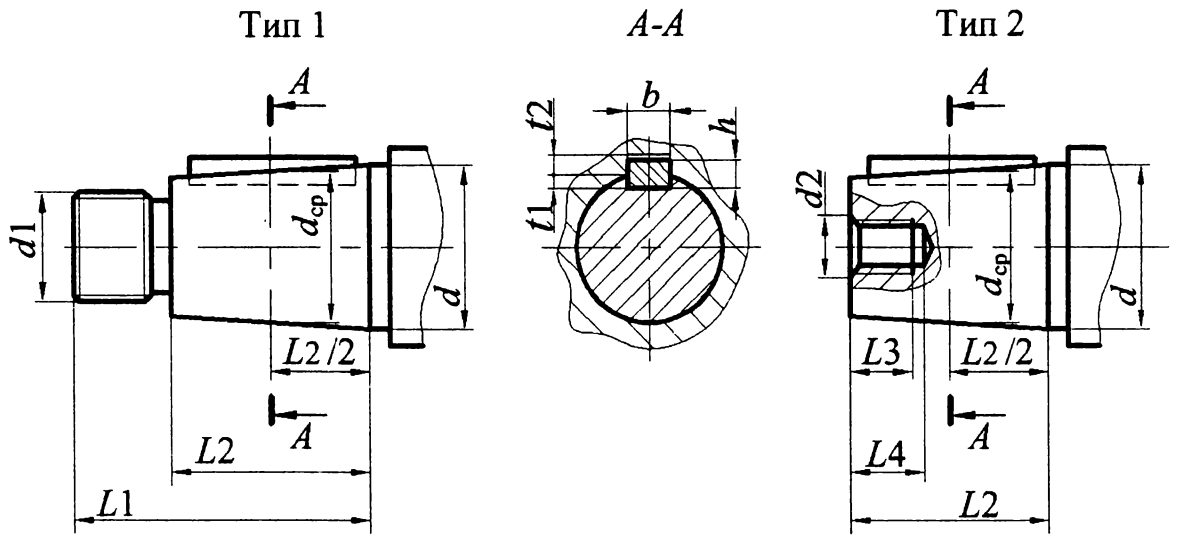
Примечания.

1. Все величины даны в миллиметрах.

2. Обозначения исполнения концов валов: 1 – длинные, 2 – короткие.

3. Поля допусков на размер вала: до 30 мм – $js6$; св. 30 мм до 50 мм – $k6$; св. 50 мм – $m6$.

Концы валов конические (ГОСТ 1208–72)



Диаметр вала, *d*	*L*1	*L*2	$d_{ср}$	*b*	*h*	*t*1	*t*2	*d*1	*d*2	*L*3	*L*4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12 × 1,25	M6	9	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16 × 1,5	M8	14	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20 × 1,5	M10	17	19,0
36			33,1						M12	20	22,3
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24 × 2			
45			40,9	12				M30 × 2	M16	26	28,5
50			45,9					M36 × 3			
56			51,9	14	9	5,5	3,8		M20	32	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42 × 3			
71			65,75	18	11	7,0	4,4	M48 × 3	M24	36	39,3
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56 × 4	M30	44	47,9
90			83,5	22	14	9,0	5,4	M64 × 4			

Примечания:

1. Все величины даны в миллиметрах.

2. Размеры *L*1 и *L*2 приведены для конических концов валов исполнения 1 – длинные.

3. На концы валов типа 1 должны быть установлены стопорные шайбы по ГОСТ 13465–77 и гайки по ГОСТ 5915–70 (или по ГОСТ 5916–70).

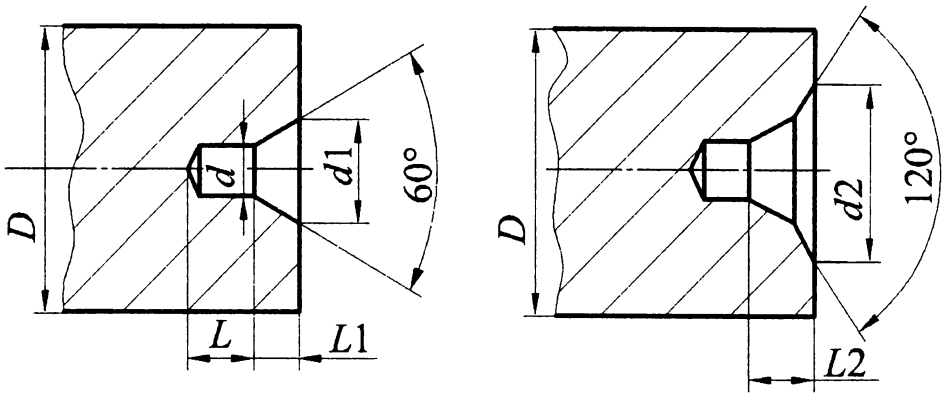
Приложение 12

Отверстия центровые (ГОСТ 14034–74)

Таблица П.12.1

Центровые отверстия с углом конуса 60° и 120°

Форма А *Форма В*



Диаметр вала *D*	*d*	*d*1	*d*2	*d*3	*L*, не менее	*L*1 (предельные отклонения по *H*12)	*L*2 (предельные отклонения по *H*12)	*L*3, не менее
20	3,15	6,70	10,0	12,0	3,9	3,07	4,03	0,9
30	4,00	8,50	12,5	16,0	5,0	3,90	5,06	1,2
40	(5,00)	10,60	16,0	20,0	6,3	4,85	6,41	1,6
60	6,30	13,20	18,0	25,0	8,0	5,98	7,36	1,8
80	(8,00)	17,00	22,4	32,0	10,1	7,79	9,35	2,0
100	10,00	21,20	28,0	36,0	12,8	9,70	11,66	2,5

Примечания:

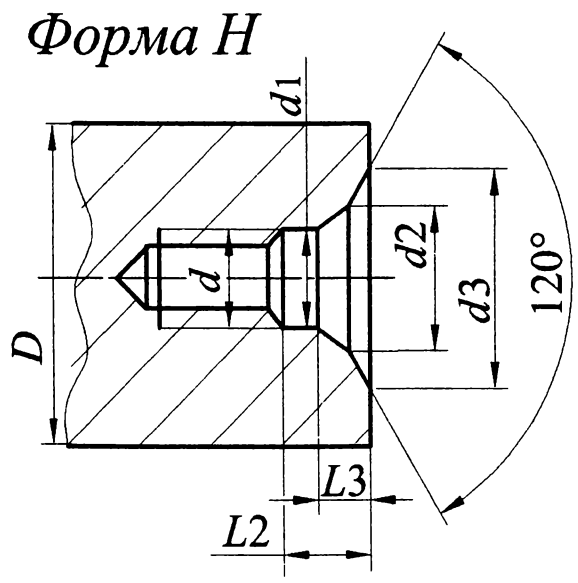
1. Все величины даны в миллиметрах.

2. Размеры, заключенные в скобки, применять не рекомендовано.

3. Пример условного обозначения центрового отверстия формы *B* диаметром 4 мм: *Отв. центр. B4 ГОСТ 14034–74.*

Таблица П.12.2

Центровые отверстия с метрической резьбой



Диаметр вала D	d	$d1$	$d2$	$d3$	$L2$, не более	$L3$
20	M5	5,3	8,0	11,4	5,5	3,3
25	M6	6,4	10,0	13,3	6,5	4,0
32	M8	8,4	12,5	16,0	8,0	4,5
40	M10	11,0	15,6	19,8	10,2	5,2
50	M12	13,0	18,0	22,0	11,2	5,5
63	M16	17,0	22,8	28,7	12,5	6,5
80	M20	21,0	28,0	33,0	14,0	7,5
100	M24	25,0	36,0	43,0	16,0	11,5

Примечания:

1. Все величины даны в миллиметрах.

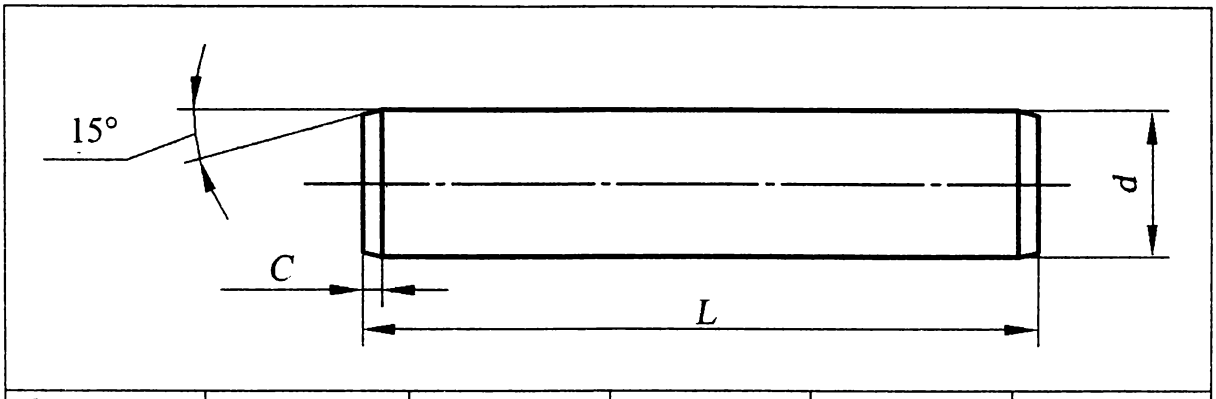
2. Пример условного обозначения центрового отверстия формы *Н* с резьбой М8:

Отв. центр. Н М8 ГОСТ 14034–74.

Штифты

Таблица П.13.1

Штифты цилиндрические исполнения 2-го класса точности *B* (ГОСТ 3128–70)



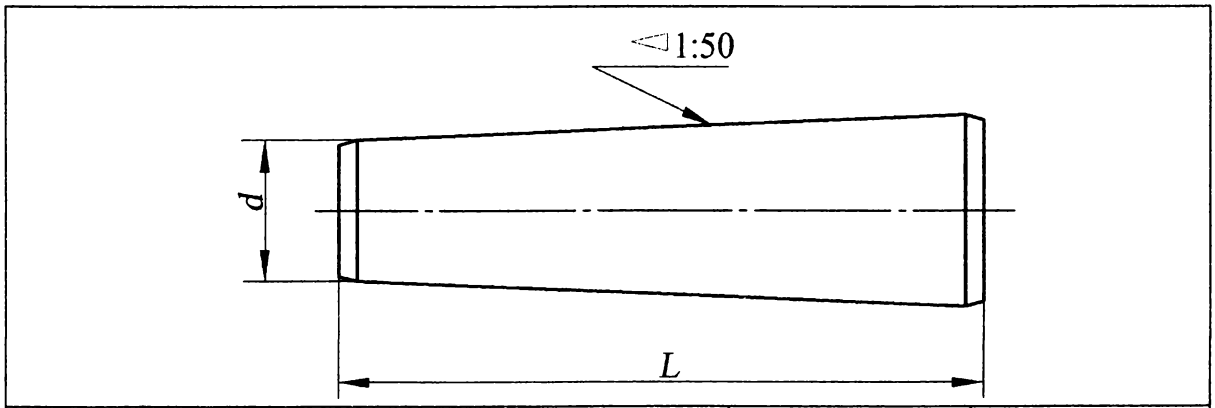
d, мм	6	8	10	12	16
c, мм	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0
L, мм	12...120	16...160	20...160	25...160	30...280

Примечания:

1. Длину штифта следует выбирать по нормальным рядам чисел.
2. Предельные отклонения диаметра штифта назначают по *m*6 (*h*8, *h*11).
3. Пример условного обозначения цилиндрического штифта диаметром 16 мм, длиной 60 мм, без покрытия: *Штифт 2.16 × 60 ГОСТ 3128–70.*

Таблица П.13.2

Штифты конические исполнения 2-го класса точности *B* (ГОСТ 3129–70)



d, мм	6	8	10	12
L, мм	20...110	25...140	30...180	36...220

Примечания:

1. Длину штифта следует выбирать по нормальным рядам чисел.
2. Пример условного обозначения конического штифта диаметром 8 мм, длиной 50 мм, без покрытия: *Штифт 2.8 × 50 ГОСТ 3129–70.*

Пример спецификации редуктора червячного

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1			08.07.05.02.00.00 СБ	Редуктор червячный	2	
				Сборочные единицы		
		1	08.07.05.02.01.00	Колесо червячное	1	
		2	08.07.05.02.02.00	Крышка смотровая	1	
		3	08.07.05.02.03.00	Маслоуказатель	1	
				Детали		
		4	08.07.05.02.00.01	Брызговик	2	
		5	08.07.05.02.00.02	Вал колеса	1	
		6	08.07.05.02.00.03	Втулка дистанционная	1	
		7	08.07.05.02.00.04	Кольцо регулировочное	1	
		8	08.07.05.02.00.05	Кольцо регулировочное	1	
		9	08.07.05.02.00.06	Корпус редуктора	1	
		10	08.07.05.02.00.07	Крышка редуктора	1	
		11	08.07.05.02.00.08	Пробка М20×2	1	
		12	08.07.05.02.00.09	Прокладка регулировочная	1	Набор
		13	08.07.05.02.00.10	Прокладка регулировочная	1	Набор
		14	08.07.05.02.00.11	Стакан с бортом	1	
		15	08.07.05.02.00.12	Стакан	1	
		16	08.07.05.02.00.13	Червяк	1	
				Стандартные изделия		
				Болт ГОСТ 7798–70	4	
		17		М12 × 30.36	4	
		18		М16 × 100.36	8	
		19		Винт М10 × 20.36 ГОСТ 1491–87	8	

					08.07.05.00.00.00
Изм.	Лист	№ докумен-та	Подпись	Дата	
Разработал					РЕДУКТОР
Проверил					
Н. контр.					
Утв.					

Лит.			Лист	Листов
у			1	2

РГППУ, МаИ, кафедра Мх, группа

Окончание таблицы

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		20		Винт М12×30.36 ГОСТ 1491–87	12	
				Гайка ГОСТ 5915–70		
		21		М12.5	4	
		22		М16.5	4	
				Шайба ГОСТ 6402–70		
		23		12 65Г	4	
		24		16 65Г	4	
		25		Штифт 2.10×28 ГОСТ 3128–70	2	
		26		Кольцо пружинное ГОСТ 13940–86	1	
		27		Крышка глухая ГОСТ 18511–87	1	
		28		Крышка сквозная ГОСТ 18512–87	1	
		29		Крышка глухая ГОСТ 18511–87	1	
		30		Крышка сквозная ГОСТ 18512–87	1	
		31		Манжета 1.1–40×60–1 ГОСТ 8752–79	1	
		32		Манжета 1.1–65×90–1 ГОСТ 8752–79	1	
		33		Подшипник 213 ГОСТ 8338–75	1	
		34		Подшипник 7213 ГОСТ 333–79	2	
		35		Подшипник 36215 ГОСТ 831–75	2	
		36		Рым-болт М 16 ГОСТ 4751–73	2	
		37		Шпонка 10×8×50 ГОСТ 23360–78	1	
		38		Шпонка 14×9×56 ГОСТ 23360	1	
		39		Шпонка 18×11×90 ГОСТ 23360	1	
				Материалы		
				Масло индустриальное И-30А ГОСТ 20799–92	2л	

					08.07.05.02.00.00	Лист 2
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Приложение 15

Пример оформления титульного листа РПЗ курсового проекта

Министерство образования и науки Российской Федерации (1)	
ФГАОУ ВПО «Российский государственный профессионально-педагогический университет» (2)	
Машиностроительный институт (3)	
	Кафедра механики (4)
ПРИВОД КОНВЕЙЕРА Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине « Детали машин » (08.07.05.00.00.00 ПЗ) (5)	
Оценка за проект (6)	Члены комиссии (7)
Выполнил студент гр. (8)	_____ /А. М. Сидоров/ (9)
Руководитель доц., к.т.н. (10)	_____ / Н. Г. Манько / (11)
Екатеринбург 2011 (12)	

Оглавление

Введение 3

1. Основные сведения 4

1.1. Структура привода машины 4
1.2. Сравнительная характеристика механических передач приводов машин 5
1.3. Показатели передач 6
1.4. Соединительные упругие муфты 8

2. Основные сведения о курсовом проекте 11

2.1. Цели и задачи курсового проектирования 11
2.2. Алгоритм проектирования редукторной передачи и привода машины 11
2.3. Выбор источника энергии привода машины 12
2.4. Выбор упругой муфты для соединения электродвигателя с редуктором 18

3. Проектирование цилиндрического двухступенчатого редуктора 20

3.1. Обзор и сравнительная характеристика схем цилиндрических двухступенчатых редукторов, применяемых в курсовом проектировании 20
3.2. Алгоритм проектирования цилиндрических зубчатых передач 22
3.3. Выбор материалов и видов термообработки для изготовления зубчатых цилиндрических колес 23
3.4. Точность зубчатых цилиндрических колес 28
3.5. Проектный расчет зубчатых цилиндрических передач 28
3.6. Проверочные расчеты зубчатых цилиндрических передач 36
3.6.1. Проверочный расчет зубьев цилиндрических колес по контактным напряжениям 37
3.6.2. Проверочный расчет зубьев цилиндрических колес на выносливость по напряжениям изгиба 40
3.7. Эскизирование зубчатых цилиндрических передач 44
3.8. Выбор способа и сорта смазки зубчатых цилиндрических передач 48
3.9. Конструирование зубчатых цилиндрических передач 53
3.9.1. Конструирование цилиндрических шестерен 53
3.9.2. Конструирование цилиндрических колес 55
3.10. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей зубчатого цилиндрического колеса 57

3.11. Пример оформления чертежа зубчатого цилиндрического колеса 61
3.12. Расчет длины общей нормали 66

4. Проектирование конического редуктора 72

4.1. Основные сведения о зубчатых конических передачах 72
4.2. Алгоритм проектирования зубчатых конических передач 73
4.3. Выбор материалов и видов термообработки для изготовления зубчатых конических колес 74
4.4. Точность зубчатых конических передач 75
4.5. Силы в зацеплении зубчатой конической передачи 76
4.6. Проектный расчет зубчатых конических передач 77
4.7. Проверочные расчеты зубчатых конических передач 80
4.7.1. Проверочный расчет зубьев конических колес по контактным напряжениям 80
4.7.2. Проверочный расчет зубьев конических колес по напряжениям изгиба 82
4.8. Эскизирование зубчатых конических передач 85
4.9. Выбор способа и сорта смазки зубчатых конических передач 87
4.10. Конструирование зубчатых конических передач 87
4.10.1. Конструирование конических шестерен 87
4.10.2. Конструирование зубчатых конических колес 89
4.11. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей зубчатых конических колес 90
4.12. Пример оформления чертежа зубчатого конического колеса 94
4.13. Расчет внешней делительной толщины зуба по хорде и высоты зуба до хорды 98

5. Проектирование червячного редуктора 100

5.1. Основные сведения о червячных передачах 100
5.2. Алгоритм проектирования червячных цилиндрических передач 105
5.3. Выбор материалов и видов термообработки для изготовления червяков и червячных колес 106
5.4. Точность червячных цилиндрических передач 110
5.5. Силы в зацеплении цилиндрических червячных передач 112
5.6. Проектный расчет червячной цилиндрической передачи 114
5.7. Проверочные расчеты червячных цилиндрических передач 117
5.7.1. Проверочные расчеты зубьев червячного колеса по контактным напряжениям 118
5.7.2. Проверочный расчет зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба 121
5.7.3. Проверочный расчет червяка на изгибную жесткость 123
5.7.4. Тепловой расчет червячных передач 124

5.8. Эскизирование червячной передачи 126
5.9. Выбор способа и сорта смазки червячной передачи 128
5.10. Конструирование червяков 132
5.11. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей червяка 133
5.12. Пример оформления чертежа червяка 139
5.13. Расчет делительной толщины витка червяка по хорде и высоты витка до хорды 144
5.14. Конструирование червячных колес 148
5.15. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей червячного колеса 150
5.16. Пример оформления чертежа червячного колеса 154

6. Подшипники качения. Основные сведения 161

6.1. Вычерчивание внутренней геометрии подшипников 165
6.2. Обзор схем установки подшипников на валы редукторных передач 166
6.3. Выбор типа подшипника для опор вала в зависимости от условий их нагружения 168
6.4. Крепление подшипников на валу и в корпусе редуктора 175
6.5. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов редукторных передач 179
6.6. Алгоритм составления расчетной схемы подшипников вала редуктора 180
6.7. Алгоритм расчета опорных реакций валов редукторов 183
6.8. Проверочный расчет подшипников на долговечность 186
6.9. Выбор способа смазки подшипников опорных узлов валов редукторных передач 190
6.10. Выбор вида уплотнений подшипников опорных узлов редукторных передач 194
6.11. Выбор посадок подшипников качения на валы и в корпуса редукторных передач. Обозначение посадок подшипников на чертежах 198
6.12. Шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей валов и корпусов, сопряженных с подшипниками качения 200

7. Конструирование опорных узлов валов цилиндрических передач на подшипниках качения 203

7.1. Обзор возможных схем установки подшипников на валы цилиндрических передач 203
7.2. Типы подшипников качения для фиксирующих и плавающих опор валов цилиндрических передач. Конструкция и смазывание опор 204

7.3. Выбор способа и сорта смазки подшипников опорных узлов валов зубчатых цилиндрических передач 209
7.4. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов зубчатых цилиндрических передач 209
7.5. Регулирование по пятну контакта зубчатых цилиндрических редукторных передач 211

8. Конструирование опорных узлов валов зубчатых конических передач на подшипниках качения 214

8.1. Обзор возможных схем установки подшипников на валы зубчатых конических передач 214
8.2. Типы подшипников качения для фиксирующих и плавающих опор валов зубчатых конических передач 216
8.3. Выбор сорта и способа смазки подшипников опор валов зубчатых конических передач 217
8.4. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов зубчатых конических передач 218
8.5. Регулирование по пятну контакта зубчатых конических передач 220

9. Конструирование опорных узлов валов червячных передач на подшипниках качения 224

9.1. Обзор возможных схем установки подшипников на валы червячных передач 224
9.2. Типы подшипников качения для фиксирующих и плавающих опор валов червячных передач. Конструкция и смазывание опор 225
9.3. Регулирование осевых зазоров в подшипниках опорных узлов валов червячных передач 226
9.4. Регулирование червячных передач по пятну контакта 227

10. Валы редукторных передач. Расчет и конструирование 232

10.1. Материалы и технология изготовления 232
10.2. Нагружение, разрушение и расчеты валов редукторных передач 233
10.2.1. Ориентировочный расчет валов на прочность 234
10.2.2. Приближенный расчет валов на прочность 234
10.2.3. Уточненный расчет валов на усталостную прочность 236
10.3. Расчеты валов редукторных передач на жесткость 242
10.4. Конструирование валов редукторных передач 244
10.4.1. Обзор концентраторов напряжений на валах 245
10.4.2. Конструирование входных валов редукторов 248
10.4.3. Конструирование промежуточных валов редукторов 252
10.4.4. Конструирование выходных валов редукторов 254

10.5. Базирование. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей валов редукторов 256
10.6. Пример оформления чертежа вала редуктора 259

11. Конструирование соединений типа «вал – ступица» 260

11.1. Обзор возможных видов соединений типа «вал – ступица» 260
11.2. Шпоночные соединения: выбор, расчет и конструирование 260
11.2.1. Выбор размеров шпонок и расчет на прочность 261
11.2.2. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений 264
11.2.3. Допуски на размеры и расположение рабочих граней шпоночных пазов 265
11.3. Шлицевые соединения: выбор, расчет и конструирование 267
11.3.1. Прямобочные шлицевые соединения 268
11.3.2. Эвольвентные шлицевые соединения 271
11.3.3. Расчет шлицевых соединений 273
11.3.4. Конструирование шлицевых соединений 275
11.3.5. Базирование. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей рабочих граней зубьев и шлицев в соединениях 276
11.4. Соединения с гарантированным натягом 278
11.4.1. Расчет соединений с натягом 281
11.4.2. Рекомендации по конструированию соединения с гарантированным натягом 289

12. Конструирование крышек и стаканов подшипниковых узлов редукторных передач 292

12.1. Конструирование крышек для опорных узлов валов редукторных передач 292
12.2. Базирование. Допуски расположения и шероховатость поверхностей крышек для опорных узлов валов редукторных передач 296
12.3. Конструирование стаканов для опорных узлов валов редукторных передач 298
12.4. Базирование. Допуски на размеры. Допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей стаканов для опорных узлов валов редукторов 302

13. Конструирование корпусных деталей редукторных передач 304

13.1. Особенности конструирования корпусных деталей 304
13.2. Алгоритм конструирования корпусных деталей редуктора 307
13.3. Последовательность конструирования и технология изготовления литых корпусов редукторов 308

13.4. Базирование. Шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей корпусных деталей редуктора 328
13.5. Пример чертежа корпуса редуктора....336

14. Конструирование рам и плит приводов машин....340

14.1. Обоснование выбора плиты или рамы. Эскизирование....340
14.2. Сварные рамы. Технология изготовления и конструирование 342
14.3. Литые плиты. Технология изготовления и конструирование 348
14.4. Крепление рам и плит к фундаментам....349
14.5. Базирование. Шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей фундаментных рам и плит 353

15. Графическая часть курсового проекта 354

15.1. Объем и состав графической части курсового проекта 354
15.2. Алгоритм оформления сборочного чертежа привода машины....354
15.3. Оформление сборочного чертежа редуктора 361
15.4. Оформление рабочих чертежей типовых деталей машин 366
15.5. Оформление основных и угловых надписей на чертежах 372

16. Спецификирование узлов приводов машин 374

16.1. Алгоритм составления и оформления спецификаций....374
16.2. Спецификация привода машины 382
16.3. Спецификация редуктора 385
16.4. Спецификация червячного колеса....386

17. Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту 388

17.1. Оформление титульного листа и содержания расчетно-пояснительной записки....388
17.2. Структура и оформление разделов и подразделов расчетно-пояснительной записки....390
17.3. Оформление рисунков, таблиц и формул....396
17.3.1. Оформление рисунков 396
17.3.2. Оформление таблиц....397
17.3.3. Оформление формул 399
17.4. Составление и оформление списка литературы. Ссылки в тексте на литературные источники....400
17.5. Оформление приложений и ссылки на них в тексте расчетно-пояснительной записки....401
17.6. Подготовка доклада к защите курсового проекта и проведение защиты проекта....402
Заключение....404
Библиографический список....405

Приложение 1. Некоторые геометрические параметры электродвигателей 406
Приложение 2. Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636–69) 408
Приложение 3. Параметры червячных передач (ГОСТ 2144–93) 410
Приложение 4. Основные параметры подшипников качения 415
Приложение 5. Шайбы концевые (ГОСТ 14734–69) 421
Приложение 6. Кольца пружинные упорные наружные эксцентрические и канавки на валу для них (ГОСТ 13942–86) 422
Приложение 7. Элементы соединения шлицевой гайкой 424
Приложение 8. Кольца пружинные упорные внутренние и канавки под них (ГОСТ 13943–86) 427
Приложение 9. Манжеты резиновые для валов (ГОСТ 8752–79) 428
Приложение 10. Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080–66) 430
Приложение 11. Концы валов конические (ГОСТ 1208–72) 431
Приложение 12. Отверстия центровые (ГОСТ 14034–74) 432
Приложение 13. Штифты 434
Приложение 14. Пример спецификации редуктора червячного 435
Приложение 15. Пример оформления титульного листа РПЗ курсового проекта 437

Учебное издание

Новгородова Наталья Григорьевна

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ДЕТАЛИ МАШИН»

Учебное пособие

Редактор Е. А. Ушакова
Компьютерная верстка О. Н. Казанцевой

Печатается по постановлению
редакционно-издательского совета университета

Подписано в печать 30.06.11. Формат 70×108/16. Бумага для множ. аппаратов. Печать плоская. Усл. печ. л. 29,8. Уч.-изд. л. 30,6. Тираж 300 экз. Заказ № 14.
Издательство Российского государственного профессионально-педагогического университета. Екатеринбург, ул. Машиностроителей, 11.

Отпечатано ООО "ТРИКС"
Свердловская обл., г. Верхняя Пышма, ул. Феофанова, 4
www.printvp.ru