

И.Ф. Дронов, О.П. Демков

ДЕТАЛИ МАШИН

Бурсовое
проспективное

М. Машиностроение

П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов

ДЕТАЛИ МАШИН

Курсовое проектирование

Издание 5-е дополненное

*Допущено Министерством
образования Российской Федерации
в качестве учебного пособия
для студентов учреждений
среднего профессионального
образования, обучающихся
по машиностроительным
специальностям*



Москва

«Машиностроение»

2004

УДК 621.81
ББК 34.44
Д83

Дунаев П. Ф., Леликов О. П.

Д83 Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. - 5-е издание, дополн. - М.: Машиностроение, 2004. - 560 с., ил.

Изложена методика расчёта и конструирования узлов и деталей машин общепромышленного применения. Приведены методические указания по выполнению чертежей типовых деталей машин, правила оформления учебной конструкторской документации.

В пятом издании (4-е изд. - 2003 г.) приведены изменения, внесенные в ГОСТ 2.309-73 на обозначения шероховатостей поверхностей и правил их нанесения на чертеж, а также выдержки из вновь вводимых стандартов на общие допуски размеров (ГОСТ 30893.1-2002) и общие допуски формы и расположения поверхностей (ГОСТ 30893.2-2002).

Для студентов машиностроительных специальностей учреждений среднего профессионального образования всех форм обучения, может быть полезно студентам высших учебных заведений.

© П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, 1990
ISBN 5-217-03253-7
© Издательство "Машиностроение", 2004

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие "Детали машин. Курсовое проектирование" написано в соответствии с программой по технической механике машиностроительных специальностей учреждений среднего профессионального образования. После изучения курсов "Теоретическая механика", "Сопротивление материалов" и "Детали машин" студенты выполняют курсовой проект по деталям машин. Расчеты, выполняемые в процессе работы над проектом, позволяют активно использовать полученные при изучении этих дисциплин знания.

Основная задача настоящего учебного пособия – дать студентам основы знаний по конструированию деталей машин.

Машиностроению принадлежит ведущая роль среди других отраслей экономики, так как основные производственные процессы выполняют машины. Поэтому и технический уровень многих отраслей в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения. На основе развития машиностроения осуществляется комплексная механизация и автоматизация производственных процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, на транспорте.

Повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки и внедрения новых машин, повышение их надежности и долговечности – основные задачи конструкторов-машиностроителей. Большие возможности для совершенствования труда конструкторов дает применение ЭВМ, позволяющее оптимизировать конструкции, автоматизировать значительную часть процесса проектирования. Изложенный в книге материал представлен в форме, удобной для применения ЭВМ или программируемых калькуляторов.

Объектами курсового проектирования являются обычно приводы различных машин и механизмов (например, ленточных и цепных конвейеров, индивидуальные, испытательных стендов), использующие большинство деталей и узлов общемашиностроительного применения.

В книге главное внимание уделено методике конструирования

деталей и узлов машин. Конструирование – процесс творческий. Известно, что каждая конструкторская задача может иметь несколько решений. Приведенные рекомендации по конструированию и конкретные конструктивные решения сопровождаются анализом условий работы узлов и деталей, их обработки и сборки, отражают современный уровень как отечественного, так и зарубежного машиностроения.

Материал в пособии размещен в том порядке, в котором следует работать над проектом. Все сведения, необходимые для выполнения очередного этапа расчетов и конструирования, расположены в одном месте. *Даны варианты типовых конструкций, полные примеры расчетов и конструирования основных типов редукторов: зубчатых цилиндрического и конического, червячного, планетарного.*

В последней главе приведены справочные таблицы, необходимые при проектировании.

В издании учтены изменения в методике расчета зубчатых, червячных, планетарных и волновых передач;

– существенно переработаны главы по расчетам валов и подшипников качения, конструированию корпусных деталей, выполнению рабочих чертежей деталей, оформлению учебной конструкторской документации (чертежей, спецификаций, пояснительной записки);

– помещен раздел, посвященный автоматизированному проектированию зубчатых колес;

– весь материал книги подвергнут редакторской правке и тщательно сверен с действующей в настоящее время нормативно-технической документацией.

Пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей учреждений среднего профессионального образования всех форм обучения; может быть полезно студентам высших учебных заведений.

**ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ.
КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРАЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ НА ВАЛАХ**

Подбор электродвигателя, кинематические расчеты и определение моментов зависят от исходных данных, приведенных в задании на проект. Возможны следующие три случая задания исходных данных.

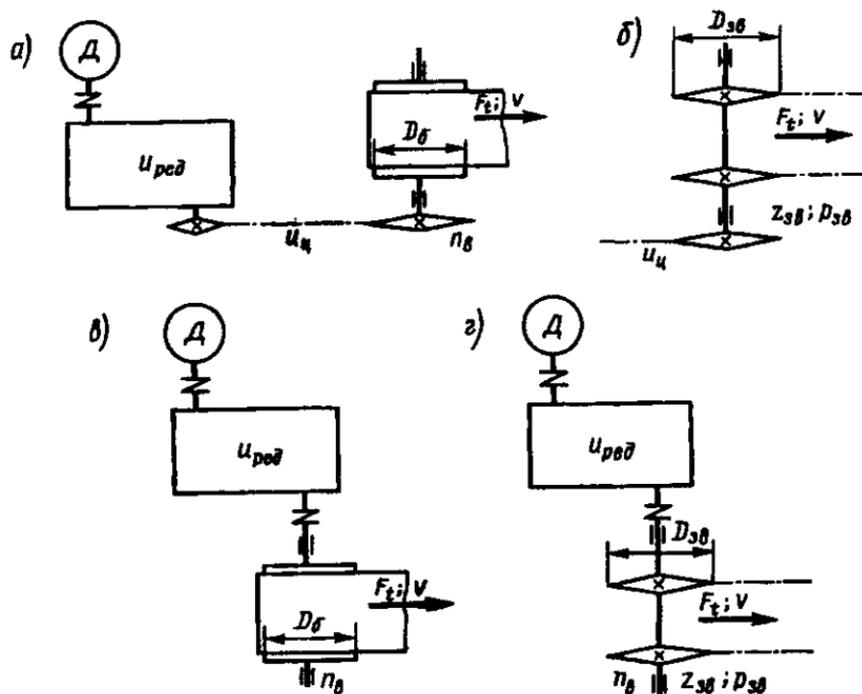


Рис. 1.1

Случай 1 (рис. 1.1, а-г). В исходных данных задана окружная сила F_t (Н) на барабане или тяговых звездочках приводного вала конвейера. Кроме того, приведены значения скорости v (м/с) движения ленты или цепи, а также диаметр D_b (мм) барабана или число $Z_{зв}$ зубьев и шаг $P_{зв}$ (мм) тяговых звездочек.

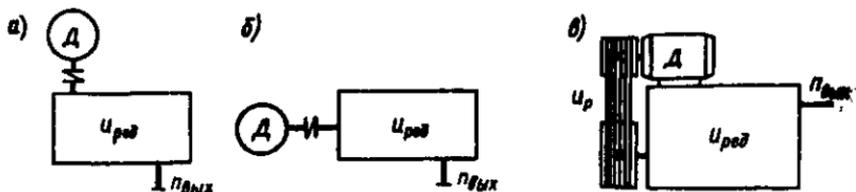


Рис. 1.2

Случай 2 (рис. 1.2, а-в). В исходных данных заданы вращающийся момент $T_{\text{вых}}$ (Н·м) и частота $n_{\text{вых}}$ (мин⁻¹) вращения выходного вала редуктора.

Случай 3 (рис. 1.2, а-в). В исходных данных заданы мощность электродвигателя P_3 (кВт) и частота $n_{\text{вых}}$ (мин⁻¹) вращения выходного вала редуктора.

1.1. Выбор электродвигателя

А. Определение требуемой мощности.

Случай 1. По исходным данным определяют потребляемую мощность привода, т. е. мощность на выходе (кВт)

$$P_{\text{вых}} = F_1 v / 1000. \quad (1.1)$$

Затем определяют требуемую мощность электродвигателя

$$P_{3, \text{тр}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}}, \quad (1.2)$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$ – общий коэффициент полезного действия привода.

Здесь $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ – КПД отдельных звеньев кинематической цепи, ориентировочные значения которых с учетом потерь в подшипниках приведены в табл. 1.1.

Если на данном этапе работы над проектом затруднительно определить передаточное число червячной передачи, то предварительно можно принять $\eta = 0,8$.

1.1. Рекомендуемые значения КПД

Тип передачи, звена кинематической цепи	η
Зубчатая (с опорами, закрытая):	
цилиндрическая	0,96 ... 0,98
коническая	0,95 ... 0,97
Планетарная (закрытая):	
одноступенчатая	0,95 ... 0,97
двухступенчатая	0,92 ... 0,96
Червячная (закрытая) при передаточном числе:	
св. 30	0,7 ... 0,8
св. 14 до 30	0,75 ... 0,85
св. 8 до 14	0,8 ... 0,9
Ременная (все типы)	0,94 ... 0,96
Цепная	0,92 ... 0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99

Случай 2. Мощность и вращающий момент на выходном валу взаимосвязаны

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} n_{\text{вых}} / 9550. \quad (1.3)$$

Требуемую мощность электродвигателя определяют затем по формуле (1.2).

После этого как для первого, так и для второго случаев подбирают по табл. 19.28 ближайшую к $P_{3, \text{тр}}$ стандартную мощность электродвигателя P_3 . Перегрузка асинхронных электродвигателей допускается до 8 %. При невыполнении этого условия следует принимать двигатель ближайшей большей мощности.

Случай 3. Мощность электродвигателя приведена в исходных данных.

Б. Определение требуемой частоты вращения.

Случай 1. Частота вращения приводного вала (мин^{-1})

$$n_{\text{вых}} = 6 \cdot 10^4 v / (\pi D_6) \quad (1.4)$$

или

$$n_{\text{вых}} = 6 \cdot 10^4 v / (\pi D_{3в}),$$

где $D_{3в}$ – делительный диаметр тяговой звездочки, мм:

$$D_{3в} = P_{3в} / \sin(180^\circ / z_{3в}). \quad (1.5)$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$n_{3тр} = n_{\text{вых}} u_1 u_2 u_3 \dots, \quad (1.6)$$

где u_1, u_2, u_3 – передаточные числа кинематических пар изделия.

Рекомендуемые значения передаточных чисел u_1, u_2, u_3, \dots приведены в табл. 1.2.

1.2. Рекомендуемые значения передаточных чисел передач

Вид передачи	Твердость зубьев	Передаточное число u^*
Зубчатая цилиндрическая:		
тихоходная ступень	$\leq 350 \text{ HB}$	2,5 ... 5,6
во всех редукторах (u_T)	40 ... 56 HRC	2,5 ... 5,6
	56 ... 63 HRC	2 ... 4
быстроходная ступень в редукторах по развернутой схеме (u_B)	$\leq 350 \text{ HB}$	3,15 ... 5,6
	40 ... 56 HRC	3,15 ... 5
	56 ... 63 HRC	2,5 ... 4
быстроходная ступень в соосном редукторе (u_B)	$\leq 350 \text{ HB}$	4 ... 6,3
	40 ... 56 HRC	4 ... 6,3
	56 ... 63 HRC	3,15 ... 5

Вид передачи	Твердость зубьев	Передаточное число u^*
Коробка передач	Любая	1 ... 2,5
Коническая зубчатая	Любая	1 ... 4
Червячная	—	16 ... 50
Цепная	—	1,5 ... 3
Ременная	—	2 ... 3

*Передаточные отношения кинематических пар для всех типов передач будем условно называть передаточными числами и обозначать u .

Случай 2 и 3. Требуемую частоту вращения вала электродвигателя определяют по формуле (1.6).

После этого в любом из трех рассмотренных случаев по табл. 19.28 подбирают ближайшую к $n_{3,тр}$ асинхронную частоту n_3 вращения вала электродвигателя.

Может получиться так, что требуемая частота $n_{3,тр}$ окажется примерно в середине между двумя стандартными значениями n_3 . Тогда следует сравнить размеры обоих двигателей. Обозначения двигателей в табл. 19.28 содержат две или три цифры, после которых приведены буквы, например: 90L, 100S, 112M. Цифрами обозначен размер h – высота оси вала от опорной поверхности лапок двигателя. Эти цифры характеризуют также и другие размеры электродвигателя. Рекомендуют выбирать электродвигатель с меньшим числом в обозначении (с меньшей высотой h). Масса, размеры и стоимость такого двигателя меньше.

Если же это число у обоих двигателей одинаковое, надо выбрать двигатель с меньшей частотой вращения вала. Масса, размеры и стоимость обоих двигателей примерно одинаковые, а переда-

точные числа и, следовательно, размеры передачи будут меньше.

При расчетах на ЭВМ целесообразно рассчитать передачи для обоих вариантов двигателей. Затем провести сравнения размеров двигателей и передач и окончательно выбрать вариант с меньшими размерами.

Из табл. 19.27 выписывают все данные и размеры выбранного электродвигателя.

Пример. Выбрать электродвигатель для привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1, а): $F_t = 10000$ Н; $v = 0,63$ м/с; $D_б = 500$ мм. Термообработка зубчатых колес двухступенчатого цилиндрического редуктора – улучшение (твердость зубьев < 350 НВ).

Решение. Мощность на выходе

$$P_{\text{вых}} = F_t v / 10^3 = 10000 \cdot 0,63 / 10^3 = 6,3 \text{ кВт.}$$

Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ц}} \eta_3^2 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{оп}},$$

где $\eta_{\text{ц}}$ – КПД цепной передачи; η_3 – КПД зубчатой цилиндрической передачи; $\eta_{\text{м}}$ – КПД муфты; $\eta_{\text{оп}}$ – КПД опор приводного вала.

По табл. 1.1: $\eta_{\text{ц}} = 0,93$; $\eta_3 = 0,97$; $\eta_{\text{м}} = 0,98$; $\eta_{\text{оп}} = 0,99$.

Тогда

$$\eta_{\text{общ}} = 0,93 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,849.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{э,тр}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}} = 6,3 / 0,849 = 7,42 \text{ кВт.}$$

Частота вращения приводного вала

$$n_{\text{вых}} = 6 \cdot 10^4 v / (\pi D_б) = 6 \cdot 10^4 \cdot 0,63 / (3,14 \cdot 500) = 24,1 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемую частоту вращения вала электродвигателя вычислим, подставляя в формулу для $n_{\text{э,тр}}$ средние значения передаточных чисел из рекомендуемого диапазона для цепной и двух зубча-

тых передач (см. табл. 1.2),

$$n_{3, \text{тр}} = n_{\text{вых}} u_{\text{ц}} u_{\text{т}} u_{\text{б}} = 24,1 \cdot 2,25 \cdot 4,3 \cdot 4,4 = 1026 \text{ мин}^{-1},$$

где $u_{\text{ц}}$ – передаточное число цепной передачи; $u_{\text{т}}$ и $u_{\text{б}}$ – передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней цилиндрического двухступенчатого редуктора.

По табл. 19.28 выбираем электродвигатель АИР132М6: $P = 7,5$ кВт; $n = 960 \text{ мин}^{-1}$.

1.2. Кинематические расчеты

Определяют общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = n_3 / n_{\text{вых}}. \quad (1.7)$$

Для исходных данных, относящихся к случаю 1, частоту $n_{\text{вых}}$ вращения приводного вала (мин^{-1}) определяют по формуле (1.4). Во 2-м и 3-м случаях $n_{\text{вых}}$ приведены в задании на проект.

Здесь, как и везде, n_3 – асинхронная частота вращения вала выбранного электродвигателя.

Полученное $u_{\text{общ}}$ распределяют между типами и ступенями передач. В общем случае

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{п}} u_{\text{ред}}, \quad (1.8)$$

где $u_{\text{п}}$ – передаточное число ременной $u_{\text{р}}$ или цепной $u_{\text{ц}}$ передачи, расположенных как перед редуктором (коробкой передач), так и после него; $u_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора (коробки передач).

Если в схеме привода отсутствует ременная или цепная передача, то

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{ред}}. \quad (1.9)$$

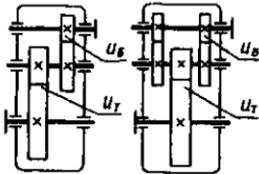
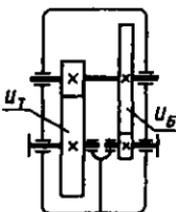
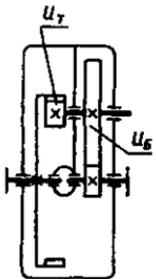
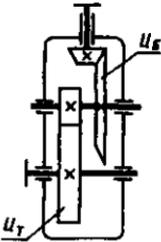
Для двухступенчатого редуктора

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{б}} u_{\text{т}}. \quad (1.10)$$

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

Передаточные числа $u_{\text{б}}$ быстроходной и $u_{\text{т}}$ тихоходной ступеней двухступенчатых редукторов определяют по соотношениям, приведенным в табл. 1.3.

1.3. Рекомендации по распределению передаточных чисел в двухступенчатых редукторах

Редуктор	Схема	Передаточное число	
		u_B	u_T
Двухступенчатый по развернутой схеме		$u_{ред} / u_T$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$
Двухступенчатый соосный		$u_{ред} / u_T$	$0,9\sqrt{u_{ред}}$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$2\sqrt[3]{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_B$
Коническо-цилиндрический		$u_{ред} / u_T$	$0,63\sqrt[3]{u_{ред}^2}$

Редуктор	Схема	Передаточное число	
		u_B	u_T
Планетарный двух- ступенчатый:	—		
$u_{ред} \leq 25$		4	$u_{ред} / 4$
$25 < u_{ред} \leq 63$		$u_{ред} / 6,3$	6,3
$u_{ред} > 63$		10	$0,1 u_{ред}$

Частоты вращения выходного вала коробки передач представляют собой геометрическую прогрессию со знаменателем φ . Если минимальная частота вращения вала n_1 , то частоты вращения на других передачах соответственно: $n_2 = n_1\varphi$; $n_3 = n_1\varphi^2 = n_2\varphi$; $n_4 = n_1\varphi^3 = n_3\varphi$; . . . ; $n_i = n_1\varphi^{i-1} = n_{i-1}\varphi$. Наиболее употребительные значения φ : 1,41; 1,34; 1,25; 1,18.

Частота вращения вала колеса тихоходной ступени редуктора

$$n_T = n_{вых} u_{П}, \quad (1.11)$$

где $u_{П}$ — передаточное число передачи (например, цепной), расположенной между редуктором и приводным валом. Если такая передача в схеме привода отсутствует, то $n_T = n_{вых}$.

Частота вращения вала колеса промежуточной ступени двухступенчатого редуктора

$$n_{ГП} = n_T u_T, \quad (1.12)$$

где u_T — передаточное число тихоходной ступени редуктора.

Частота вращения быстроходного вала

$$n_B = n_T u_{ред}. \quad (1.13)$$

1.3. Определение вращающих моментов на валах

Случай 1 (см. рис. 1.1).

Вращающий момент на приводном валу (Н·м)

$$T_{\text{вых}} = F_t D_6 / 2, \quad (1.14)$$

или

$$T_{\text{вых}} = F_t D_{\text{зв}} / 2,$$

где F_t – окружная сила, Н, на барабане или тяговых звездочках; D_6 и $D_{\text{зв}}$ – диаметр барабана и делительный диаметр тяговой звездочки соответственно, м.

Момент на выходном (тихоходном) валу редуктора (Н·м)

$$T_T = T_{\text{вых}} / (u_{\text{п}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{оп}}), \quad (1.15)$$

где $u_{\text{п}}$ и $\eta_{\text{п}}$ – соответственно передаточное число и КПД передачи, расположенной между редуктором и приводным валом; $\eta_{\text{оп}}$ – КПД опор приводного вала. При отсутствии такой передачи в схеме привода

$$T_T = T_{\text{вых}} / (\eta_{\text{оп}} \eta_{\text{м}}), \quad (1.16)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – **КПД муфты**, соединяющей вал редуктора и **приводной** вал.

Момент на промежуточном валу редуктора (Н·м)

$$T_{\text{пр}} = T_T / (u_T \eta_{\text{зТ}}), \quad (1.17)$$

где $\eta_{\text{зТ}}$ – КПД зубчатой передачи тихоходной ступени.

Момент на входном (быстроходном) валу редуктора (Н·м)

$$T_{\text{в}} = T_T / (u_{\text{ред}} \eta_{\text{зТ}} \eta_{\text{зБ}}), \quad (1.18)$$

где $\eta_{\text{зБ}}$ – КПД зубчатой передачи быстроходной ступени.

Для одноступенчатого редуктора

$$T_{\text{в}} = T_T / (u_{\text{ред}} \eta_{\text{з}}), \quad (1.19)$$

где $\eta_{\text{з}}$ – КПД передачи (зубчатой или червячной).

Случай 2 (см. рис. 1.2). Момент $T_{\text{вых}}$ приведен в задании. Вращающий момент на выходном (тихоходном) валу $T_{\text{T}} = T_{\text{вых}}$.

Моменты на промежуточном и быстроходном валах определяют по формулам (1.17) ... (1.19).

Случай 3 (см. рис. 1.2). Мощность электродвигателя P_3 (кВт) приведена в задании. Частота вращения вала электродвигателя n_3 (мин⁻¹) определена в разд. 1.1.

Вращающий момент на валу электродвигателя (Н·м)

$$T_3 = 9550 P_3 / n_3. \quad (1.20)$$

Момент на входном (быстроходном) валу редуктора (коробки передач) (Н·м)

$$T_{\text{Б}} = T_3 u_{\text{П}} \eta_{\text{П}}, \quad (1.21)$$

где $u_{\text{П}}$ и $\eta_{\text{П}}$ – передаточное число и КПД передачи (например, ременной), расположенной между электродвигателем и редуктором (коробкой передач).

Если в схеме привода отсутствует такая передача, то вращающий момент на быстроходном валу (Н·м)

$$T_{\text{Б}} = T_3 \eta_{\text{М}}, \quad (1.22)$$

где $\eta_{\text{М}}$ – КПД муфты, соединяющей валы электродвигателя и редуктора (коробки передач).

Момент на промежуточном валу редуктора (Н·м)

$$T_{\text{ПР}} = T_{\text{Б}} u_{\text{Б}} \eta_{\text{ЗБ}}, \quad (1.23)$$

где $u_{\text{Б}}$ и $\eta_{\text{ЗБ}}$ – передаточное число и КПД быстроходной ступени.

Момент на выходном (тихоходном) валу редуктора (Н·м)

$$T_{\text{T}} = T_{\text{Б}} u_{\text{ред}} \eta_{\text{ЗБ}} \eta_{\text{ЗТ}}, \quad (1.24)$$

где $\eta_{\text{ЗТ}}$ – КПД тихоходной ступени.

РАСЧЕТЫ ПЕРЕДАЧ

Расчеты при курсовом проектировании должны выполняться с использованием вычислительной техники, в том числе программируемых микрокалькуляторов. Наиболее эффективно выполнение расчетов на ЭВМ.

В процессе таких расчетов можно варьировать (изменять) некоторые данные (например, допускаемые напряжения, передаточные числа), добиваясь оптимальных результатов расчета.

2.1. Расчет зубчатых передач

После определения вращающих моментов на валах и частот вращения зубчатых колес выполняют основные проектные расчеты передач.

Исходными данными для расчета являются: вращающий момент на колесе T_2 , частота вращения колеса n_2 , передаточное число u , схема передачи, требуемый ресурс (время работы) L_h , ч, характер производства – единичный, мелкосерийный, крупносерийный.

1. Выбор материала и термической обработки. Материалы для изготовления зубчатых колес подбирают по табл. 2.1. Для повышения механических характеристик материалы колес подвергают термической обработке. Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты, тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая, в свою очередь, зависит от марки стали и варианта термической обработки (ТО):

I – стали, одинаковые для колеса и шестерни, марок: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45ХЦ. ТО колеса – улучшение, твердость 235... 262 НВ. ТО шестерни – улучшение, 269 ... 302 НВ;

II – стали, одинаковые для колеса и шестерни, марок: 40Х, 40ХН, 35ХМ и 45ХЦ. ТО колеса – улучшение, 235 ... 262 НВ. ТО шестерни – улучшение и закалка с нагревом ТВЧ, 45... 56 HRC;

III – стали, одинаковые для колеса и шестерни, марок: 40Х, 40ХН, 35ХМ и 45ХЦ. ТО колеса и шестерни – улучшение и закалка с нагревом ТВЧ, 45 ... 56 HRC;

IV – стали, одинаковые для колеса и шестерни марок: 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГМ. ТО колеса и шестерни одинаковые – улучшение, цементация и закалка, 56... 63 HRC.

**2.1. Механические характеристики сталей,
используемых для изготовления зубчатых колес**

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		σ_T , Н/мм ²
		$D_{пр}$	$S_{пр}$	в сердцевине	на поверхности	
45	Улучшение	125	80	235 ... 262 НВ	235 ... 262 НВ	540
	Улучшение	80	50	269 ... 302 НВ	269 ... 302 НВ	650
40X	Улучшение	200	125	235...262 НВ	235 ... 262 НВ	640
	Улучшение	125	80	269... 302 НВ	269 ... 302 НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269... 302 НВ	45 ... 50 HRC	750
40ХН, 35ХМ	Улучшение	315	200	235...262 НВ	235 ... 262 НВ	630
	Улучшение	200	125	269...302 НВ	269 ... 302 НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269...302 НВ	48 ... 53 HRC	750
20X, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А 25ХГМ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	300...400 НВ	56 ... 63 HRC	800

Чем выше твердость рабочей поверхности зубьев, тем выше допускаемые напряжения и тем меньше размеры передачи.

2. Допускаемые напряжения. Определяют допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба отдельно для колеса $[\sigma]_{H2}$, $[\sigma]_{F2}$ и шестерни $[\sigma]_{H1}$, $[\sigma]_{F1}$.

Предварительно определяют среднюю твердость рабочих поверхностей зубьев

$$HB_{cp} = 0,5(HB_{min} + HB_{max}). \quad (2.1)$$

Твердость HRC переводят в твердость HB:

HRC	47	48	51	53	55	60	62	65
HB	451	461	496	521	545	611	641	688

Базовые числа циклов нагружений:

– при расчете на контактную прочность

$$N_{HG} = 30HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7; \quad (2.2)$$

– при расчете на изгиб $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Действительные числа циклов перемены напряжений:

– для колеса $N_2 = 60n_2L_h$, (2.3)

– для шестерни $N_1 = N_2u$,

где n_2 – частота вращения колеса, мин⁻¹; L_h – время работы передачи ч;
 u – передаточное число ступени.

Коэффициент долговечности при расчете *по контактным напряжениям*

$$Z_N = \sqrt[q]{N_{HG}/N}, \text{ при условии } 1 \leq Z_N \leq Z_{N_{max}}. \quad (2.4)$$

Для длительно работающих быстроходных передач $N \geq N_{HG}$ и, следовательно, $Z_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (2.4). Второй знак неравенства ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя: $Z_{N_{max}} = 2,6$ для материалов с однородной структурой (улучшенных, объемно-закаленных) и $Z_{N_{max}} = 1,8$ для поверхностно-упрочненных материалов (закалка ТВЧ, цементация, азотирование).

Коэффициент долговечности при расчете *на изгиб*

$$Y_N = \sqrt[q]{N_{FG}/N}, \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{N_{max}}, \quad (2.5)$$

где $Y_{N_{max}} = 4$ и $q = 6$ – для улучшенных зубчатых колес; $Y_{N_{max}} = 2,5$ и $q = 9$ для закаленных и поверхностно-упрочненных зубьев.

Для длительно работающих быстроходных передач $N \geq N_{FG}$ и, следовательно, $Y_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в (2.5). Второй знак неравенства ограничивает допускаемые напря-

жения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения зуба.

Значения σ_{Hlim} и σ_{Flim} , соответствующие базовым числам N_{HG} и N_{FG} , принимают по табл. 2.2.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ и напряжения изгиба $[\sigma]_F$ определяют по формулам

$$[\sigma]_H = \sigma_{Hlim} Z_N; \quad [\sigma]_F = \sigma_{Flim} Y_N. \quad (2.6)$$

Результаты вычислений округляют до целого числа.

2.2. Пределы σ_{Hlim} контактной и σ_{Flim} изгибной выносливости

Способ термической или химико-термической обработки	Марка стали	σ_{Hlim} , Н/мм ²	σ_{Flim} , Н/мм ²
Улучшение	45, 40X, 40XH, 35XM	1,8HB _{cp} + 67	1,03HB _{cp}
Поверхностная закалка	40X, 40XH, 35XM	14HRC _{cp} + 170	310
Цементация и закалка	20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A, 25XГМ	19HRC _{cp}	480

При расчете зубчатых передач цилиндрических косозубых, шевронных и конических с круговым зубом в расчетную формулу подставляют при варианте термообработки II допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \geq [\sigma]_{Hmin}, \quad (2.7)$$

при выполнении условия:

для цилиндрических передач $[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{Hmin}$;

для конических передач $[\sigma]_H \leq 1,15[\sigma]_{Hmin}$,

где $[\sigma]_{Hmin}$ – меньшее из двух: $[\sigma]_{H1}$, $[\sigma]_{H2}$.

При вариантах термообработки I, III и IV, а также для прямозубых цилиндрических и конических колес в расчетную формулу вместо $[\sigma]_H$ подставляют меньшее из $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$.

2.1.1. Расчет цилиндрических зубчатых передач

1. Межосевое расстояние. Предварительно принимают коэффициент K_a межосевого расстояния: для передач с прямыми зубьями $K_a = 49,5$; для передач с косыми и шевронными зубьями $K_a = 43,0$.

Коэффициент ширины ψ_{ba} принимают в зависимости от положения колес относительно опор:

При симметричном расположении 0,315 ... 0,4

При несимметричном расположении 0,25 ... 0,315

При консольном расположении одного

или обоих колес 0,2 ... 0,25

Для передач внутреннего зацепления 0,315 ... 0,4

Для шевронных передач 0,4 ... 0,5

Для коробок передач 0,1 ... 0,2

Меньшие значения ψ_{ba} принимают для передач с твердостью зубьев колеса ≥ 45 HRC.

Значения ψ_{ba} принимают из ряда стандартных: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5.

Коэффициент ширины

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1). \quad (2.8)$$

Знак плюс – для передач внешнего зацепления, знак минус – для передач внутреннего зацепления. При твердости зубьев колеса > 350 НВ коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий

$$K_{H\beta} = 1 + 2\psi_{bd}/S \leq 2,0. \quad (2.9)$$

При термообработке колес по вариантам I и II и скорости колеса $v < 15$ м/с зубья колес полностью прирабатываются и коэффициент $K_{H\beta} = 1,0$.

Индекс S схемы выбирают из табл. 2.3.

2.3. Значения индекса S

Расположение шестерни относительно опор	S
Консольное, опоры – шарикоподшипники	1
Консольное, опоры – роликоподшипники	2
Несимметричное	4
Симметричное	8

Межосевое расстояние (мм)

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}, \quad (2.10)$$

где T_2 – Н·мм; $[\sigma]_H$ – Н/мм².

Вычисленное межосевое расстояние округляют в большую сторону до числа из табл. 19.1.

С целью поиска оптимальных размеров передачи межосевое расстояние иногда вычисляют для разных вариантов термообработки. В связи с этим получают другие значения $[\sigma]'_H$ и $K'_{H\beta}$. Тогда новое значение межосевого расстояния

$$a'_w = a_w \sqrt[3]{\frac{K'_{H\beta}}{K_{H\beta}} \left(\frac{[\sigma]_H}{[\sigma]'_H} \right)^2}. \quad (2.11)$$

2. Предварительные основные размеры колеса, мм:

– делительный диаметр $d'_2 = 2a_w u / (u \pm 1)$; (2.12)

– ширина $b_2 = \psi_{ba} a_w$; (2.13)

Ширину колеса после вычисления округляют в ближайшую сторону до целого числа.

Для быстроходной ступени соосного двухступенчатого редуктора определяют коэффициент ширины

$$\psi_{baB} = \left[\frac{K_{aB} (u_B + 1)}{a_w} \right]^3 \frac{K_{H\beta B} T_{2B}}{u_B^2 [\sigma]_{HB}^2} \geq 0,15, \quad (2.14)$$

где индекс Б относится к быстроходной ступени соосной зубчатой передачи.

Ширина колеса быстроходной ступени

$$b_{2Б} = \psi_{baБ} a_w. \quad (2.15)$$

3. Модуль передачи. Сначала принимают коэффициент модуля K_m для передач: прямозубых – 6,8; косозубых – 5,8; шевронных – 5,2.

Предварительно модуль передачи

$$m' \geq \frac{2K_m T_2}{d'_2 b_2 [\sigma]_F}. \quad (2.16)$$

В качестве расчетного допускаемого напряжения $[\sigma]_F$ подставляют меньшее из $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

Значение модуля передачи m (мм), полученное расчетом, округляют в большую сторону до стандартного из ряда чисел:

Ряд 1, мм ... 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0

Ряд 2, мм ... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0

При выборе модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Значения модулей $m < 1,5$ мм при твердости ≥ 40 HRC для силовых передач использовать нежелательно.

4. Угол наклона и суммарное число зубьев. Минимальный угол наклона зубьев колес:

$$\text{– косозубых} \quad \beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2) \quad (2.17)$$

$$\text{– шевронных} \quad \beta_{\min} = 25^\circ.$$

Суммарное число зубьев

$$z_s = 2a_w \cos \beta_{\min} / m. \quad (2.18)$$

Полученное значение z_s округляют в меньшую сторону до целого и определяют действительное значение угла β

$$\beta = \arccos(z_s m / (2a_w)). \quad (2.19)$$

Для косозубых колес $\beta = 8 \dots 20^\circ$, для шевронных $\beta = 25 \dots 40^\circ$. Точность вычисления до четвертого знака после запятой.

5. Числа зубьев шестерни и колеса. Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_s / (u \pm 1) \geq z_{1\min}. \quad (2.20)$$

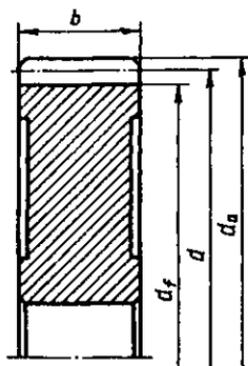


Рис. 2.1

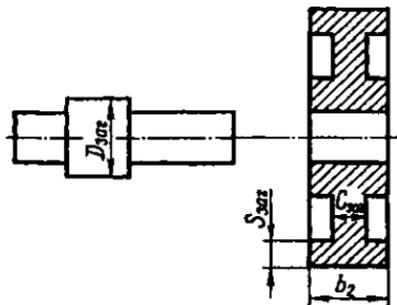


Рис. 2.2

Значение z_1 округляют в ближайшую сторону до целого; $z_{1\min} = 17$ – для прямозубых колес; $z_{1\min} = 17\cos^3\beta$ – для косозубых и шевронных колес.

Число зубьев колеса:

- внешнего зацепления $z_2 = z_s - z_1$; (2.21)
- внутреннего зацепления $z_2 = z_s + z_1$.

6. Фактическое передаточное число. Фактическое передаточное число $u_\phi = z_2/z_1$. Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = |u_\phi - u| 100/u \leq 4\%. \quad (2.22)$$

7. Размеры колес (рис. 2.1). Делительные диаметры:

- шестерни $d_1 = z_1 m / \cos\beta$; (2.23)
- колеса внешнего зацепления $d_2 = 2a_w - d_1$;
- колеса внутреннего зацепления $d_2 = 2a_w + d_1$.

Точность вычисления до третьего знака после запятой.

Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев:

- шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m$; $d_{f1} = d_1 - 2,5m$; (2.24)

– колеса внешнего зацепления

$$d_{a2} = d_2 + 2m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m;$$

– колеса внутреннего зацепления

$$d_{a2} = d_2 - 2m; \quad d_{f2} = d_2 + 2,5m.$$

Ширину шестерни b_1 (мм) принимают по соотношению b_1/b_2 , где b_2 – ширина колеса:

При b_2 до 30 св. 30 до 50 св. 50 до 80 св. 80 до 100

b_1/b_2	1,1	1,08	1,06	1,05
-----------	-----	------	------	------

Полученное значение b_1 округляют до целого числа. В коробках передач ширину шестерни принимают равной ширине колеса $b_1 = b_2$.

8. Пригодность заготовок колес. Чтобы получить при термобработке принятые для расчета механические характеристики материала, размеры заготовки колес не должны превышать предельно допустимых величин.

Значения $D_{зар}$, $C_{зар}$, $S_{зар}$ (мм) вычисляют (рис. 2.2):

– для цилиндрической шестерни $D_{зар} = d_a + 6$ мм;

– для колеса с выточками принимают меньшее из двух $C_{зар} = 0,5b_2$;

$$S_{зар} = 8 \cdot m;$$

– для сплошного колеса без выточек $S_{зар} = b_2 + 4$ мм.

Условия пригодности заготовок колес:

$$D_{зар} \leq D_{пр}; \quad C_{зар}(S_{зар}) \leq S_{пр}^*.$$

Предельные значения $D_{пр}$ и $S_{пр}$ приведены в табл. 2.1.

При невыполнении неравенств изменяют материал деталей или вид термической обработки.

9. Силы в зацеплении (Н) (рис. 2.3):

– окружная $F_t = 2T_2/d_2$;

– радиальная $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$;

– осевая $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$, (2.25),

где T_2 – Н·мм; d_2 – мм.

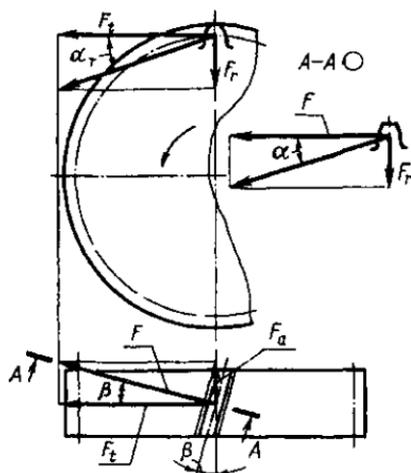


Рис. 2.3

Для стандартного угла профиля зуба $\alpha = 20^\circ$ имеем $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

10. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба. Предварительно определяют степень точности и значения уточняющих коэффициентов.

Степень точности принимают в соответствии с табл. 2.4. Окружную скорость колеса (м/с) вычисляют по формуле:

$$v = \pi d_2 n_2 / 60000.$$

Чаще всего применяют передачи степени точности 7 и 8.

2.4. Значения допустимых окружных скоростей зубчатых колес силовых передач

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Допустимая окружная скорость v , м/с, колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6 (передачи повышенной точности)	До 20	До 12	До 30	До 20
7 (передачи нормальной точности)	» 12	» 8	» 20	» 10
8 (передачи пониженной точности)	» 6	» 4	» 10	» 7
9 (передачи низкой точности)	» 2	» 1,5	» 4	» 3

Для прямозубых колес коэффициент $K_{F\alpha} = 1$.

Для колес с углом $\beta > 0^\circ$ принимают

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$		0,72	0,81	0,91	1,0

Коэффициент Y_β вычисляют по формуле (β в градусах):

$$Y_\beta = 1 - \beta/100; \quad \text{при условии } Y_\beta \geq 0,7. \quad (2.26)$$

$$\text{Коэффициент ширины } \psi_{bd} = b_2/d_1. \quad (2.27)$$

При твердости зубьев колеса >350 НВ коэффициент

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \psi_{bd} / S \leq 1,7. \quad (2.28)$$

Здесь S – индекс схемы (тот же, что и в п. 1, табл. 2.3).

При вариантах термообработки I и II (твёрдость зубьев колеса < 350 НВ) и скорости колеса $v < 15$ м/с зубья колес полностью прирабатываются и коэффициент $K_{F\beta} = 1,0$

Значение коэффициента K_{Fv} принимают:

- для прямозубых колес при твёрдости зубьев ≤ 350 НВ – 1,4;
 > 350 НВ – 1,2;
- для косозубых колес при твёрдости зубьев ≤ 350 НВ – 1,2;
 > 350 НВ – 1,1.

Значения коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений, в зависимости от приведенного числа зубьев $z_v = z/\cos^3\beta$ для внешнего зацепления принимают по табл. 2.5.

Для внутреннего зацепления:

z ...	40	50	63	71
Y_{FS} ...	4,02	3,88	3,80	3,75

2.5. Значения коэффициента Y_{FS} для внешнего зацепления (при коэффициенте смещения $x = 0$)

z или z_v	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	≥ 80
Y_{FS}	4,30	4,08	3,98	3,92	3,88	3,84	3,80	3,75	3,70	3,66	3,65	3,62	3,61

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{\beta} Y_{FS2} F_t / (b_2 m). \quad (2.29)$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1} / Y_{FS2}. \quad (2.30)$$

Расчетные напряжения могут отклоняться от допускаемых:

$$\sigma_F \leq 1,1 [\sigma]_F.$$

11. Проверка зубьев колес по контактными напряжениями.
 Предварительно определяют значения уточняющих коэффициентов. Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ распределения нагрузки между

зубьями принимают для колес: прямозубых – 1,0; косозубых и шевронных – 1,1. Значение коэффициента $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий вычисляют по формуле (2.9). Значение коэффициента $K_{H\alpha}$, учитывающего внутреннюю динамику нагружения, принимают:

- для прямозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 HB – 1,2;
 > 350 HB – 1,1;
- для косозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 HB – 1,1;
 > 350 HB – 1,05.

Расчетное контактное напряжение в зацеплении косозубых и шевронных колес

$$\sigma_H = 376 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} F_t (u_{\phi} \pm 1) / (d_2 b_2)} . \quad (2.31)$$

Для прямозубых передач числовой коэффициент перед корнем равен 436.

Полученное расчетное контактное напряжение должно находиться в интервале (0,85 ... 1,05) $[\sigma]_H$. При несоблюдении этого условия изменяют d_2 (и, следовательно, a_w) или b_2 .

2.1.2. Расчет конических зубчатых передач

1. Диаметр внешней делительной окружности колеса. Коэффициент ϑ_H принимают:

- для прямозубых колес – 0,85;
- для колес с круговым зубом по табл. 2.6.

2.6. Значения коэффициентов ϑ_H и ϑ_F для колес с круговым зубом

Твердость H_1, H_2 зубчатых колес	Значения коэффициентов	
	ϑ_H	ϑ_F
$H_1 \leq 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$1,22 + 0,21u$	$0,94 + 0,08u$
$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \leq 350$ HB	$1,13 + 0,13u$	$0,85 + 0,04u$
$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \geq 45$ HRC	$0,81 + 0,15u$	$0,65 + 0,11u$

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле (2.9) при значении $S = 2$ в зависимости от коэффициента ширины ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = 0,166\sqrt{u^2 + 1}. \quad (2.32)$$

Для прирабатывающихся колес ($H_2 \leq 350$ НВ): прямозубых $K_{H\beta} = 1,0$; с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1,1$.

Значение коэффициента $K_{H\alpha}$, учитывающего внутреннюю динамику нагружения, принимают для колес:

- прямозубых при твердости зубьев ≤ 350 НВ – 1,25;
 > 350 НВ – 1,2;
- с круговым зубом при твердости зубьев ≤ 350 НВ – 1,1;
 > 350 НВ – 1,05.

Диаметр внешней делительной окружности колеса

$$d'_{e2} = 1653 \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} u T_2}{\vartheta_H [\sigma]_H}}. \quad (2.33)$$

2. Углы делительные конусов, конусное расстояние и ширина колес. Углы делительных конусов колеса и шестерни

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (2.34)$$

Точность вычисления до четвертого знака после запятой.

$$\text{Конусное расстояние } R_e = d'_{e2} / (2 \sin \delta_2). \quad (2.35)$$

$$\text{Ширина колес } b = 0,285 R_e. \quad (2.36)$$

3. Модуль передачи. Коэффициент $K_{F\beta}$ определяют по формуле (2.28). Индекс схемы принимают $S = 2$, коэффициент ψ_{bd} – по формуле (2.32).

Для прирабатывающихся колес ($H_2 \leq 350$ НВ): прямозубых $K_{F\beta} = 1,0$; с круговыми зубьями $K_{F\beta} = 1,1$.

Значение коэффициента $K_{F\alpha}$ принимают:

- для прямозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 НВ – 1,5;
 > 350 НВ – 1,25;
- для косозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 НВ – 1,2;
 > 350 НВ – 1,1.

Коэффициент ϑ_F принимают для прямозубых колес равным 0,85, для колес с круговыми зубьями – по табл. 2.6.

Внешний окружной модуль передачи

$$m_e(m_{ie}) \geq \frac{14K_{Fv}K_{F\beta}T_2}{d'_{e2}b\vartheta_F[\sigma]_F}, \quad (2.37)$$

где m_e – для конических колес с прямыми зубьями; m_{ie} – для колес с круговыми зубьями. Вместо $[\sigma]_F$ в расчетную формулу подставляют меньшее из значений $[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$.

Точность вычисления до четвертого знака после запятой. Округление вычисленного значения модуля до стандартной величины можно не производить.

4. Числа зубьев колес.

Число зубьев колеса

$$z_2 = d'_{e2}/m_e(m_{ie}). \quad (2.38)$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_2/u. \quad (2.39)$$

Полученные значения округляют в ближайшую сторону до целого числа.

5. Фактическое передаточное число. Фактическое передаточное число $u_\phi = z_2/z_1$.

Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 4 %, т.е.

$$\Delta u = \left| u_\phi - u \right| 100/u \leq 4\%. \quad (2.40)$$

6. Окончательные значения размеров колес (рис. 2.4).

Точность вычислений до четвертого знака после запятой.

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_2 = \arctg u_\phi; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Делительные диаметры колес:

$$\begin{aligned} \text{прямозубых} & \quad d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2; \\ \text{с круговым зубом} & \quad d_{e1} = m_{ie} z_1; \quad d_{e2} = m_{ie} z_2. \end{aligned} \quad (2.41)$$

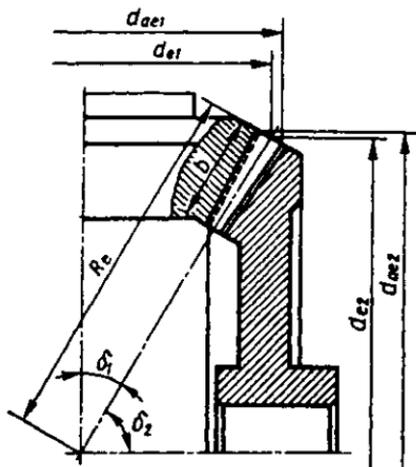


Рис. 2.4

Коэффициенты $x_{e1}(x_{e2})$ и $x_{n1}(x_{n2})$ смещения для шестерни (колеса) прямозубой и косозубой соответственно вычисляют по формулам

$$\begin{aligned} x_{e1} &= 2,6u^{0,14}z_1^{-0,67}; & x_{e2} &= -x_{e1}; \\ x_{n1} &= 1,75u^{0,4}z_1^{-0,67}; & x_{n2} &= -x_{n1} \end{aligned} \quad (2.42)$$

или принимают по табл. 2.7 и 2.8.

Внешние диаметры колес:
прямозубых

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2; \end{aligned} \quad (2.43)$$

с круговым зубом

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2. \end{aligned} \quad (2.44)$$

Для передач с z_1 и u , отличающимися от указанных в табл. 2.7 и 2.8, значения x_{e1} и x_{n1} принимают с округлением в большую сторону.

7. Пригодность заготовок колес. Для конических шестерни и колеса вычисляют размеры заготовки (мм):

$$D_{\text{заг}} = d_{e1} + 2m_e(m_{te}) + 6 \text{ мм}; \quad S_{\text{заг}} = 8m_e(m_{te}).$$

Полученные расчетом $D_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$ сравнивают с предельными размерами $D_{\text{пр}}$ и $S_{\text{пр}}$ (см. табл. 2.1).

Условия пригодности заготовок колес: $D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пр}}$; $S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пр}}$.

2.7. Значения коэффициентов смещения x_{e1} для прямозубых шестерен

z_1	x_{e1} при передаточном числе u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	—	—	—	—	0,50	0,53	0,56	0,57
13	—	—	—	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	—	—	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	—	0,18	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	—	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,09	0,15	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

**2.8. Значения коэффициентов смещения x_{n1}
для шестерен с круговым зубом**

z_1	x_{n1} при передаточном числе u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

8. Силы в зацеплении (рис. 2.5):

окружная сила на среднем диаметре колеса

$$F_t = 2T_2 / d_{m2}, \quad \text{где} \quad d_{m2} = 0,857d_{e2}; \quad (2.45)$$

осевая сила на шестерне:

прямозубой $F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$ (2.46)

с круговым зубом $F_{a1} = \gamma_a F_t;$

радиальная сила на шестерне:

прямозубой $F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$ (2.47)

с круговым зубом $F_{r1} = \gamma_r F_t.$

Осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1};$

радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{a1}.$

Коэффициенты γ_a и γ_r для угла $\beta_m = 35^\circ$:

$$\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1; \quad \gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1. \quad (2.48)$$

Полученные значения коэффициентов γ_a и γ_r подставляют в

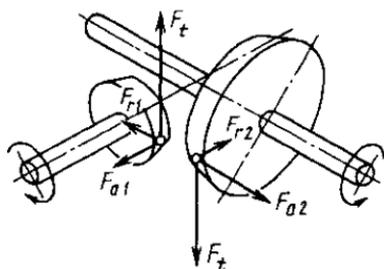


Рис. 2.5

формулы со своими знаками. Заклинивание зубьев не произойдет, если сила F_{a1} направлена к основанию делительного конуса ведущей шестерни. Поэтому выбирают направление вращения шестерни (смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление

наклона зубьев одинаковыми: например, при ведущей шестерне с левым наклоном зуба направление вращения должно быть против движения часовой стрелки.

9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба. Значения коэффициентов $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ и ϑ_F определено ранее.

Значения коэффициентов Y_{FS1} и Y_{FS2} , учитывающих форму зуба и концентрацию напряжений, принимают по табл. 2.9 в зависимости от коэффициента смещения и эквивалентного числа зубьев:

$$z_{v2} = z_2 / (\cos^3 \beta_m \cos \delta_2); \quad (2.49)$$

$$z_{v1} = z_1 / (\cos^3 \beta_m \cos \delta_1).$$

Для прямозубых колес $\cos^3 \beta_m = 1,0$. Для колес с круговыми зубьями угол $\beta_m = 35^\circ$; $\cos 35^\circ = 0,819$.

Напряжения изгиба в зубьях колеса (m_e – для прямозубых, а m_{ie} – для передач с круговым зубом)

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS2} F_t}{b m_e (m_{ie}) \vartheta_F} \quad (2.50)$$

Напряжения изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1} / Y_{FS2}. \quad (2.51)$$

Расчетное напряжение изгиба должно быть $\sigma_F \leq 1,1 [\sigma]_F$.

2.9. Значения коэффициента Y_{FS} формы зуба и концентрации напряжений

z или z_v	Значения Y_{FS} при коэффициенте x смещения инструмента						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6
12	—	—	—	—	—	3,67	—
14	—	—	—	—	4,00	3,62	3,30
17	—	—	—	4,30	3,89	3,58	3,32
20	—	—	—	4,08	3,78	3,56	3,34
25	—	—	4,22	3,91	3,70	3,52	3,37
30	—	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59	3,56

10. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.
Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} u T_2}{d_{e2}^3 \vartheta_H}} \quad (2.52)$$

Расчетное контактное напряжение должно быть в интервале $\sigma_H = (0,9 \dots 1,03) [\sigma]_H$. При несоблюдении этого условия изменяют диаметр колеса d_{e2} .

2.2. Расчет червячных передач

Исходные данные: T_2 – вращающий момент на колесе, Н·м; n_2 – частота вращения колеса, мин^{-1} ; u – передаточное число; L_h – время работы передачи (ресурс), ч.

1. Выбор материала червяка и колеса. Для червяков применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колес (см. табл. 2.1).

Термообработку улучшение с твердостью ≤ 350 НВ применяют для передач малой мощности (до 1 кВт) и непродолжительной работы. Область применения таких передач с архимедовыми червяками (ЗА) сокращается. Для передач большей мощности при длительной их работе с целью повышения КПД применяют закалку до твердости на поверхности ≥ 45 HRC, шлифование и полирование витков червяка.

Наиболее технологичными являются эвольвентные червяки (ZI), а перспективными – нелинейчатые: образованные конусом (ZK) или тором (ZT). Рабочие поверхности витков нелинейчатых червяков шлифуют с высокой точностью конусным или торонидным кругом. Передачи с нелинейчатыми червяками характеризует повышенная нагрузочная способность.

Для силовых передач следует применять эвольвентные и нелинейчатые червяки.

Материалы для зубчатых венцов червячных колес условно сведем в следующие три группы (табл. 2.10).

Группа I. Оловянные бронзы, применяемые при скорости скольжения в зацеплении $v_s \geq 5$ м/с.

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни, применяемые при скорости скольжения $v_s = 2 \dots 5$ м/с.

Группа III. Мягкие серые чугуны, применяемые при скорости скольжения $v_s < 2$ м/с.

Так как выбор материала для колеса обусловлен скоростью скольжения, определяют предварительно ожидаемую скорость скольжения (м/с)

$$v_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u \sqrt[3]{T_2}. \quad (2.53)$$

2. Определение допускаемых напряжений.

Допускаемые контактные напряжения для материалов:

Группа I. N – общее число циклов перемены напряжений

$$N = 60 n_2 L_h, \quad (2.54)$$

где L_h – продолжительность работы передачи (требуемый ресурс), ч.

Если по расчету $N \geq 25 \cdot 10^7$, то принимают $N = 25 \cdot 10^7$.

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N}. \quad (2.55)$$

Коэффициент C_v учитывает интенсивность изнашивания материала колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения v_s (м/с) :

$v_s, \text{ м/с} \dots$	5	6	7	≥ 8
$C_v \dots$	0,95	0,88	0,83	0,80

или по формуле $C_v = 1,66v_s^{-0,352}$ (2.56)

Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном 10^7

$$[\sigma]_{H0} = (0,75 \dots 0,9)\sigma_s. \quad (2.57)$$

Коэффициент 0,9 – для червяков с твердыми ($H \geq 45$ HRC) шлифованными и полированными витками; 0,75 – для червяков при твердости ≤ 350 HB; σ_s принимают по табл. 2. 10.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_v [\sigma]_{H0}. \quad (2.58)$$

Группа II. *Допускаемые контактные напряжения*

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s, \quad (2.59)$$

$[\sigma]_{H0} = 250 \text{ Н/мм}^2$ для червяков при $H \leq 350$ HB; $[\sigma]_{H0} = 300 \text{ Н/мм}^2$ для червяков при $H \geq 45$ HRC.

Группа III. *Допускаемые контактные напряжения*

$$[\sigma]_H = 175 - 35v_s. \quad (2.60)$$

2.10. Механические характеристики материалов зубчатых венцов червячных колес

Группа материала	Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	$\sigma_{вн}$, Н/мм ²	$\sigma_{тн}$, Н/мм ²
I	БрО10Н1Ф1 $v_s \leq 25$ м/с	Ц	285	165
	БрО10Ф1 $v_s \leq 12$ м/с	К	245	195
		П	215	135
БрО5Ц5С5 $v_s \leq 8$ м/с	К	200	90	
	П	145	80	
II	БрА10Ж4Н4 $v_s \leq 5$ м/с	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10Ж3Мц1,5 $v_s \leq 5$ м/с	К	550	360
		П	450	300
	БрА9Ж3Л $v_s \leq 5$ м/с	Ц	500	200
		К	490	195
П	390	195		
III	СЧ15,	П	$\sigma_{вн} = 320$ Н/мм ²	
	СЧ20 $v_s \leq 2$ м/с	П	$\sigma_{вн} = 360$ Н/мм ²	

Примечание. Способы отливки: Ц – центробежный, К – в кокиль, П – в песок (при единичном производстве).

Допускаемые напряжения изгиба вычисляются для материала зубьев червячного колеса

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0} \quad (2.61)$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6/N}, \quad (2.62)$$

где N – общее число циклов нагружений, определено ранее по формуле (2.54). Если $N < 10^6$, то принимают $N = 10^6$. Если $N > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N = 25 \cdot 10^7$.

Исходное допускаемое напряжение изгиба для материалов:

– групп I и II

$$[\sigma]_{I,0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_{вн}; \quad (2.63)$$

– группы III

$$[\sigma]_{I,0} = 0,22\sigma_{вн},$$

где $\sigma_{вн}$ – предел прочности при изгибе, Н/мм² (обычно в 1,5 ... 2,2 раза больше σ_B).

3. Межосевое расстояние. Межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H}, \quad (2.64)$$

где $K_a = 610$ для эвольвентных, архимедовых и конволютных червяков; $K_a = 530$ для нелинейчатых червяков. Полученное расчетом межосевое расстояние округляют в большую сторону до числа из табл. 19.1.

4. Подбор основных параметров передачи. Число витков z_1 червяка назначают в зависимости от передаточного числа u :

u	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
z_1	4	2	1
Число зубьев колеса	$z_2 = z_1 u$		

$$(2.65)$$

Предварительные значения:

– модуля передачи

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2; \quad (2.66)$$

– коэффициента диаметра червяка

$$q = 2 a_w / m - z_2. \quad (2.67)$$

В формулу для m подставляют коэффициенты 1,4 и 1,7, получая таким образом интервал значений модуля.

В формулу для q подставляют стандартное значение m (мм), взятое из табл. 2.11. Полученное расчетом значение q округляют до ближайшего стандартного, приведенного в этой таблице.

2.11. Рекомендуемые сочетания значений m и q

m	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка $q_{\min} = 0,212z_2$.

Коэффициент смещения

$$x = a_w/m - 0,5(z_2 + q). \quad (2.68)$$

Если по расчету коэффициент смещения получается $|x| > 1,0$, то изменяют a_w , m , z_2 или q .

Фактическое передаточное число $u_\phi = z_2/z_1$. Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 5 %, т.е.

$$\Delta u = |u_\phi - u| 100/u \leq 5 \%. \quad (2.69)$$

5. Геометрические размеры червяка и колеса (рис. 2.6).

Диаметр делительный червяка $d_1 = qm$. (2.70)

Диаметр начальный червяка $d_{w1} = m(q + 2x)$.

Диаметр окружности вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$. (2.71)

Диаметр окружности впадин $d_{f1} = d_1 - 2,4m$. (2.72)

Длина b_1 нарезанной части червяка при коэффициенте смещения $x \leq 0$

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m. \quad (2.73)$$

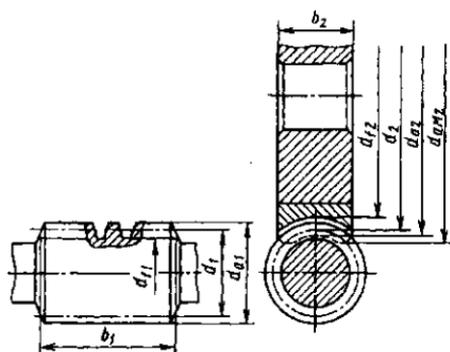


Рис. 2.6

При положительном коэффициенте смещения ($x > 0$) червяк должен быть несколько короче. В этом случае размер b_1 , вычисленный по формуле (2.73), уменьшают на величину $(70 + 60x)m/z_2$. Во всех

случаях значение b_1 затем округляют в ближайшую сторону до числа из табл. 19.1.

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков полученную расчетом длину b_1 увеличивают: при $m < 10$ мм – на 25 мм; при $m = 10 \dots 16$ мм – на 35 ... 40 мм.

Диаметр делительный *колеса*

$$d_2 = z_2 m. \quad (2.74)$$

Диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x). \quad (2.75)$$

Диаметр окружности впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (2.76)$$

Диаметр колеса наибольший

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2). \quad (2.77)$$

Ширина венца

$$b_2 = \psi_a a_n, \quad (2.78)$$

где $\psi_a = 0,355$ при $z_1 = 1$ и 2; $\psi_a = 0,315$ при $z_1 = 4$.

После расчета длину b_1 и ширину b_2 округляют в ближайшую сторону до числа в табл. 19.1.

6. Проверочный расчет передачи на контактную прочность. Предварительно определяют окружную скорость (м/с) на начальном диаметре червяка

$$v_{n1} = \pi n_1 m (q + 2x) / 60000.$$

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = v_{n1} / \cos \gamma_u, \quad (2.79)$$

где угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_u = \arctg [z_1 / (q + 2x)]. \quad (2.80)$$

По полученному значению v_s уточняют допускаемое напряжение (2.58) ... (2.60).

Затем определяют окружную скорость (м/с) на колесе

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / 60000.$$

Коэффициент нагрузки принимают $K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с; $K = 1,1 \dots 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с.

Расчетное контактное напряжение (Н/мм²)

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma(q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w(q+2x)} \right]^3} KT_2, \quad (2.81)$$

где $Z_\sigma = 5350$ для эвольвентных, архимедовых и конволютных червяков, $Z_\sigma = 4340$ для передач с нелинейчатыми червяками (образованными конусом или тором); T_2 – в Н·м, a_w – в мм.

Расчетное напряжение должно находиться в интервале $\sigma_H = (0,8 \dots 1,1) [\sigma]_H$. При невыполнении этого условия изменяют межосевое расстояние a_w и уточняют основные параметры передачи.

7. КПД передачи. Коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg}(\gamma_w + \rho), \quad (2.82)$$

где γ_w – угол подъема линии витка на начальном цилиндре;

ρ – приведенный угол трения, определяемый экспериментально с учетом относительных потерь мощности в зацеплении, в опорах и на перемешивание масла. Значение угла ρ трения между стальным червяком и колесом из бронзы принимают по табл. 2.12 в зависимости от скорости скольжения v_s .

2.12. Значения приведенного угла трения ρ между стальным червяком и колесом из бронзы, латуни и чугуна

v_s , м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
ρ	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Меньшее значение ρ – для оловянной бронзы, большее – для безоловянной бронзы, а также для латуни и чугуна.

8. Силы в зацеплении (рис. 2.7).

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2. \quad (2.83)$$

Окружная сила на червяке,
равная осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_2 / (d_w u_\phi \eta). \quad (2.84)$$

Радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_w. \quad (2.85)$$

Для стандартного угла $\alpha = 20^\circ$

$$F_r = 0,364 F_{t2} / \cos \gamma_w.$$

9. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба. Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_i = \frac{0,7KY_{F2}F_{t2}}{m b_2} \leq 1,1[\sigma]_i, \quad (2.86)$$

где K – коэффициент нагрузки, значения которого вычислены в п. 6; Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, который для $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w$ вычисляют по формулам:

$$\text{при } 45 \geq z_{v2} \geq 37 \quad Y_{F2} = 2,21 - 0,0162z_{v2}; \quad (2.87)$$

$$\text{при } z_{v2} > 45 \quad Y_{F2} = 1,72 - 0,0053z_{v2}$$

или принимают по табл. 2.13.

2.13. Значения коэффициентов Y_{F2} формы зуба червячного колеса

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48

Продолжение табл. 2.13

z_{v2}	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

10. Тепловой расчет. Червячный редуктор в связи с невысоким КПД и большим выделением теплоты проверяют на нагрев.

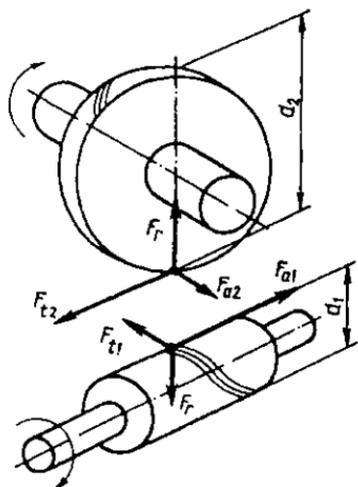


Рис. 2.7

Мощность (Вт) на червяке

$$P_1 = 0,1T_2 n_2 / \eta, \quad (2.88)$$

где T_2 – Н·м.

Поверхность A охлаждения корпуса равна сумме поверхности всех его стенок за исключением поверхности дна, которой корпус прилегает к плите или раме. Размеры стенок корпуса можно взять по эскизному проекту (см. ниже). Приблизленно площадь A (м^2) поверхности охлаждения корпуса можно принимать в зависимости от межосевого расстояния a_w передачи из табл. 2.14.

2.14. Значения площади A поверхности охлаждения корпуса червячного редуктора

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A, \text{м}^2$	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Температура нагрева масла (корпуса) при установившемся тепловом режиме без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = (1 - \eta)P_1 / [K_r A(1 + \psi)] + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}}, \quad (2.89)$$

где $\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму; $[t]_{\text{раб}} = 95 \dots 110^\circ\text{C}$ – максимальная допустимая температура нагрева масла (зависит от марки масла).

Температура нагрева масла (корпуса) при охлаждении вентилятором

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)P_1}{[(0,65(1 + \psi))K_r + 0,35K_{\text{тв}}]A} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}}. \quad (2.90)$$

Для чугунных корпусов при естественном охлаждении коэффициент теплоотдачи $K_r = 13 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (большие значения при хороших условиях охлаждения).

Коэффициент $K_{\text{тв}}$ при обдуве вентилятором:

$n_b \dots$	750	1000	1500	3000
$K_{\text{тв}} \dots$	24	29	35	50

Здесь n_b – частота вращения вентилятора, мин^{-1} . Вентилятор обычно устанавливают на валу червяка: $n_b = n_1$.

2.3. Расчеты других типов передач

Кинематические и силовые расчеты планетарных и волновых передач приведены в гл. 9 и 10 настоящего пособия. Расчеты ременных и цепных передач вследствие недостатка места здесь не даны. Их следует выполнять по учебникам [7, 8, 12].

Глава 3

ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

После определения межосевых расстояний, диаметров и ширины колес и размеров червяков приступают к разработке конструкции редуктора, коробки передач. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки, составляют эскизную компоновку деталей передач.

3.1. Диаметры валов. Расстояния между деталями передач

Предварительные значения диаметров (мм) концевых участков стальных валов цилиндрических и червячных редукторов, коробок передач определяют по формулам (рис. 3.1):

– для входного (быстроходного) вала (рис. 3.1, а)

$$d \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_b};$$

– для выходного (тихоходного) (рис. 3.1, б)

$$d \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_T}; \quad (3.1)$$

– для валов коробки передач

$$d \geq (6 \dots 7) \sqrt[3]{T_b(T_T)},$$

где T_b и T_T – вращающие моменты, Н·м, на входном и выходном валах соответственно;

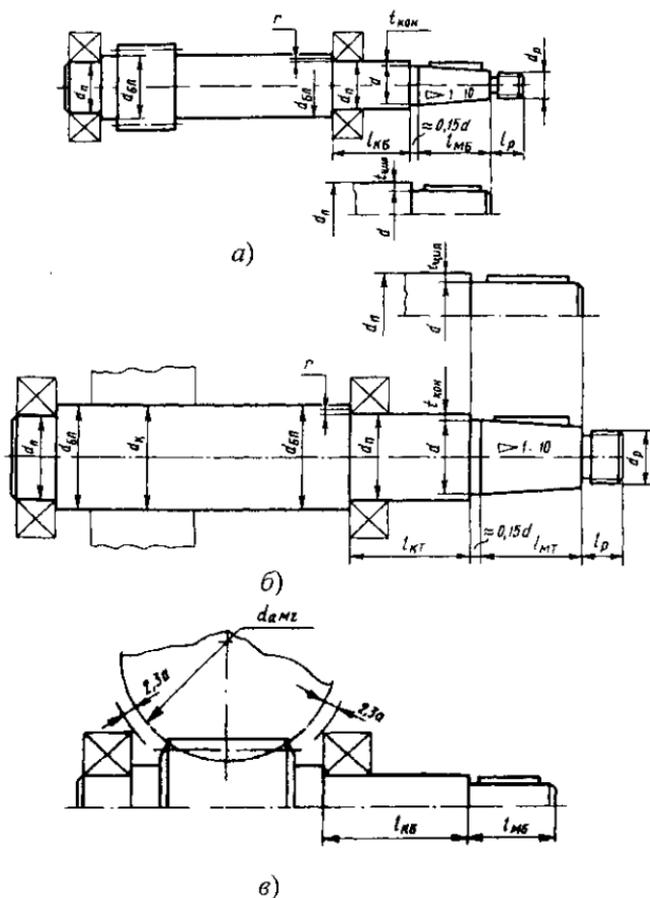


Рис. 3.1

– для конических концов валов диаметр d согласуют с диаметром вала по табл. 12.5.

Структуру приведенных формул поясним следующими рассуждениями. Предварительные значения диаметров валов определяют из расчета на кручение по пониженным допускаемым напряжениям $[\tau]$:

$$10^3 T = W_p [\tau] = \pi d^3 [\tau] / 16.$$

Отсюда

$$d = \sqrt[3]{16 \cdot 10^3 T / (\pi [\tau])} = C \sqrt[3]{T},$$

где коэффициент $C = \sqrt[3]{16 \cdot 10^3 / (\pi [\tau])}$.

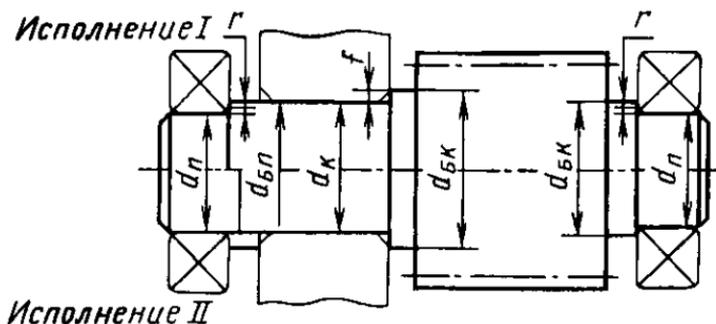


Рис. 3.2

При $[\tau] = 10 \dots 25 \text{ Н/мм}^2$ коэффициент $C = 6 \dots 8$.

Диаметры других участков валов (рис. 3.1):

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}); \quad d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r; \quad d_{\text{к}} \geq d_{\text{бп}}. \quad (3.2)$$

Если входной вал приводится во вращение валом электродвигателя через стандартную муфту, то диаметр выходного конца этого вала должен быть согласован с диаметром вала электродвигателя, т.е. $d = (0,8 \dots 1,0)d_1$, где d_1 – диаметр вала электродвигателя (см. табл. 19.27).

Если проектируют двухступенчатый редуктор, то диаметры различных участков промежуточного вала определяют по формулам (рис. 3.2):

$$d_{\text{к}} \geq (6 \dots 7)\sqrt[3]{T_{\text{пр}}}; \quad d_{\text{бк}} \geq d_{\text{к}} + 3f; \quad d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r; \quad (3.3)$$

$$d_{\text{п}} = d_{\text{к}} - 3r \text{ (Исполнение I)} \text{ или } d_{\text{п}} \leq d_{\text{к}} \text{ (Исполнение II),}$$

где $T_{\text{пр}}$ – вращающий момент, Н·м, на промежуточном валу.

Большие значения числовых коэффициентов в формулах (3.1) ... (3.3) принимают для валов на роликоподшипниках, а также для валов шевронных передач и промежуточных валов двухступенчатых редукторов при твердости колеса выше 55 HRC.

Диаметры ступеней валов после вычисления округляют в ближайшую сторону до стандартных величин (см. табл. 19.1).

Диаметры концов входного и выходного валов согласуют с диаметрами отверстий устанавливаемых на них деталей (шкива, звездочки, полумуфты).

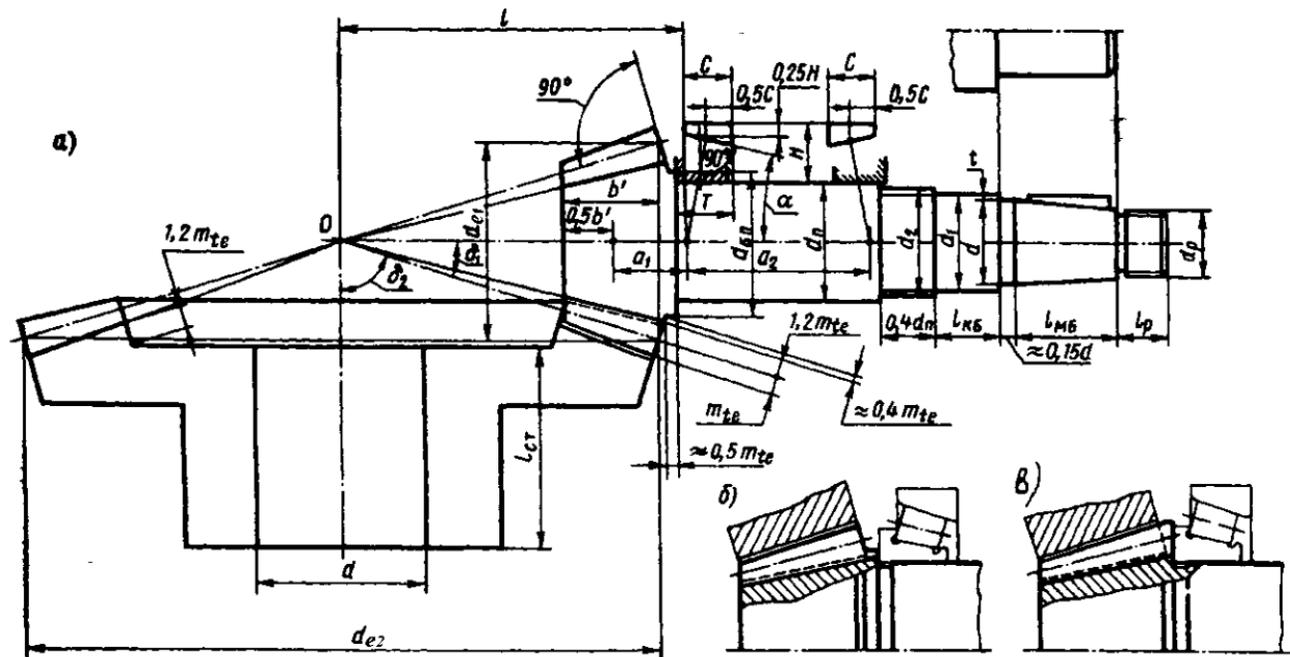


Рис. 3.3

Высоту $t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}})$ заплечика при цилиндрической или конической форме конца вала, координату r фаски подшипника и размер f (мм) фаски колеса на промежуточном валу принимают в зависимости от диаметра d (мм) посадочной поверхности (табл. 3.1).

3.1. Рекомендуемые высоты заплечиков и размеры фасок, мм

d	17-22	24-30	32-38	40-44	45-50	52-58	60-65	67-75	80-85	90-95
$t_{\text{цил}}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
f	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

Примечание. Координата фаски r дана приближенно, точное значение см. в табл. 19.18 – 19.26.

На рис. 3.3 дан пример вычерчивания вала конической шестерни. Вершины делительных конусов и конусов впадин колеса и шестерни сходятся в точке "0" пересечения осей. Для обеспечения постоянного по всей ширине радиального зазора между зубьями колеса и шестерни образующие внешнего конуса шестерни должны быть параллельны образующим конуса впадин колеса, а образующие внешнего конуса колеса – образующим конуса впадин шестерни.

Диаметры (мм) отдельных участков вала-шестерни определяют по соотношениям (рис. 3.3, а):

$$d \geq 8\sqrt{T_B}; \quad d_1 = d + 2t; \quad d_{\text{п}} \geq d_2; \quad d_{\text{вп}} = d_{\text{п}} + 3r, \quad (3.4)$$

где T_B – вращающий момент на валу-шестерне, Н·м; диаметр резьбы $d_2 = d_1 + (2 \dots 4)$ мм; $d_{\text{п}}$ и r – внутренний диаметр и координата фаски кольца подшипника.

Конструкцию вала в месте расположения шестерни и расстояние между подшипниками определяют прочерчиванием. Проводят под углом δ_1 линии – образующие делительных конусов шестерни, откладывают внешний делительный диаметр d_{e1} , в точках пересечения восстанавливают перпендикуляры к образующим делительного конуса; откладывая размеры $1,2m_{te}$ и m_{te} формируют зубья на

внешнем дополнительном конусе (m_{ic} – торцовый внешний модуль). Далее по размерам $d_{БП}$, $0,5m_{ic}$ и $0,4m_{ic}$ оформляют базовый для подшипника заплечик вала.

Параметры α , T и C для построения конических роликовых подшипников принимают по табл. 19.24 – 19.26. От базового заплечика откладывают монтажную высоту T подшипника, затем ширину C наружного кольца (рис. 3.3). Для оформления поверхности контакта наружного кольца с роликом наносят точку с координатами $0,5C$; $0,25H$, через которую проводят линию под углом α . В этой же точке восстанавливают перпендикуляр до его пересечения с осью вала: получают размеры a_1 и L .

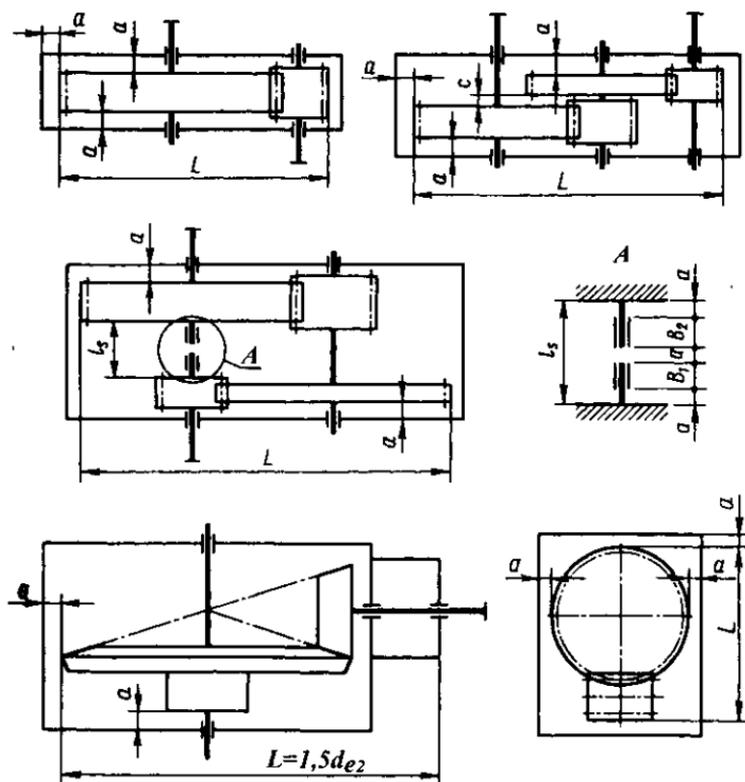


Рис. 3.4

Из условия обеспечения необходимой жесткости узла следует выдерживать соотношение $d_{\Pi} \geq 1,3a_1$ и в качестве расстояния a_2 принимать большее из двух значений

$$a_2 \approx 2,5a_1 \quad \text{или} \quad a_2 \approx 0,6l.$$

При больших передаточных числах ($u > 3,15$) коническая шестерня имеет малые размеры. Тогда упорный заплечик выполняют по рис. 3.3, б, в.

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор "а" (мм):

$$a \approx \sqrt[3]{L} + 3, \quad (3.5)$$

где L – расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм (рис. 3.4).

Вычисленное значение "а" округляют в большую сторону до целого числа. В дальнейшем под "а" будем понимать также расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса. Расстояние "а" определяет также расположение торца подшипника в корпусе. Предварительно места установки подшипников на валу червяка намечают в соответствии с рис. 3.1, в.

Расстояние "с" между торцовыми поверхностями колес двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме: $c = (0,3 \dots 0,5)a$.

В двухступенчатых соосных редукторах между торцовыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника опор соосных валов. Расстояние l_s между зубчатыми колесами определяют по соотношению $l_s = 3a + B_1 + B_2$ (рис. 3.4). Здесь B_1 и B_2 – ширина подшипников опор соосных входного и выходного валов (табл. 19.18 - 19.26).

3.2. Выбор типа подшипника

На рис. 3.5 приведены эскизы подшипников, наиболее часто применяемых в практике машиностроения. На рис. 3.5, а-в показаны радиальные подшипники, соответственно: шариковый однорядный и с короткими цилиндрическими роликами, шариковый двухрядный. На рис. 3.5, г, д показаны радиально-упорные роликовый и шариковый подшипники.

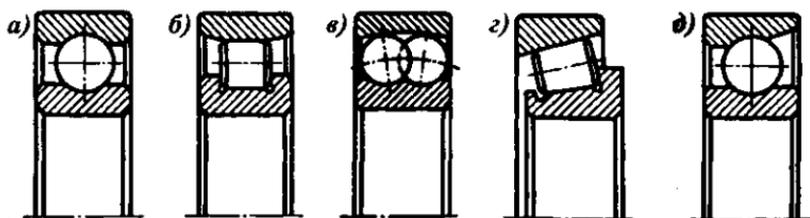


Рис. 3.5

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипника выбирают по следующим рекомендациям.

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов и коробок передач применяют чаще всего шариковые радиальные однорядные подшипники (рис. 3.5, а). Первоначально назначают подшипники легкой серии. Если при последующем расчете грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то принимают подшипники средней серии. При чрезмерно больших размерах шариковых подшипников в качестве опор валов цилиндрических колес применяют подшипники конические роликовые (рис. 3.5, г). Для опор валов, работающих в условиях повышенного относительного перекоса внутреннего и наружного колец подшипника, применяют шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники (рис. 3.5, в).

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении. Шариковые радиальные подшипники характеризует малая осевая жесткость. Поэтому в силовых передачах для опор валов конических и червячных колес применяют конические роликовые подшипники. Первоначально выбирают легкую серию.

Для опор вала конической шестерни применяют по тем же соображениям конические роликовые подшипники. При высокой частоте вращения вала-шестерни ($n > 1500 \text{ мин}^{-1}$) применяют подшипники шариковые радиально-упорные (рис. 3.5, д). Первоначально также принимают легкую серию.

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала

червяка применяют в основном конические роликовые подшипники. При длительной непрерывной работе червячной передачи, с целью снижения тепловыделений применяют также шариковые радиально-упорные подшипники. Первоначально принимают подшипники средней серии.

Для опор плавающих валов шевронных передач применяют радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 3.5, б) первоначально также легкой серии.

Обычно используют подшипники класса точности 0. Подшипники более высокой точности применяют для опор валов, требующих повышенной точности вращения или работающих при особо высоких частотах вращения. Применение подшипников более высоких классов точности повышает стоимость изделия.

3.3. Схемы установки подшипников

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на *фиксирующие* и *плавающие*. В фиксирующих опорах ограничено осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. В плавающей опоре осевое перемещение вала в любом направлении не ограничено. Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевую силы, а плавающая опора – только радиальную.

В некоторых конструкциях применяют так называемые "плавающие" валы. Эти валы имеют возможность осевого смещения в обоих направлениях, их устанавливают на плавающих опорах.

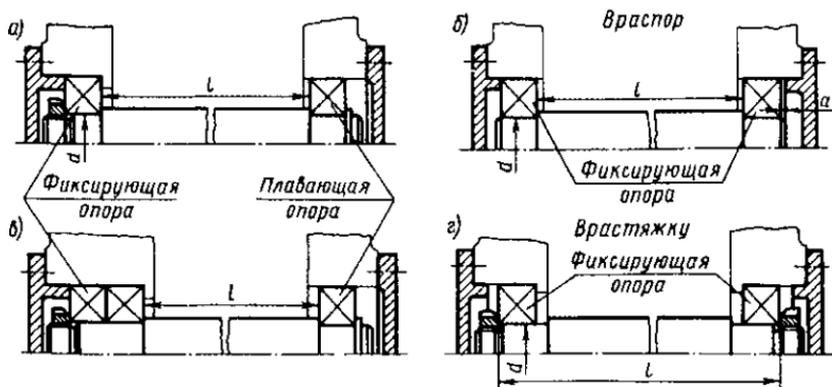


Рис. 3.6

На рис. 3.6, *а-г* показаны основные способы осевого фиксирования валов. В схемах *а* и *в* вал зафиксирован в одной (левой на рисунке) опоре: в схеме *а* – одним радиальным подшипником (например, шариковым, рис. 3.5, *а, в*); в схеме *в* – двумя однорядными радиальными шариковыми или радиально-упорными (рис. 3.5, *г, д*) подшипниками. В плавающей опоре применяют радиальные подшипники (рис. 3.5, *а, б, в*).

Схемы 3.6, *а* и 3.6, *в* применяют при любом расстоянии l между опорами вала. Схему 3.6, *в* характеризует большая жесткость фиксирующей опоры.

Осевую фиксацию по схеме *а* широко применяют в коробках передач, редукторах и в других узлах для валов цилиндрических зубчатых передач, а также для приводных валов ленточных и цепных конвейеров.

Осевую фиксацию валов по схеме *в* применяют в цилиндрических, конических зубчатых и червячных передачах.

При выборе фиксирующей и плавающей опор учитывают следующие рекомендации. Подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно. Поэтому если опоры нагружает кроме радиальной еще и осевая сила, то для более равномерного нагружения подшипников в качестве плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой.

При температурных колебаниях плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Так как это перемещение может происходить под нагрузкой, поверхность отверстия корпуса изнашивается. Поэтому при действии на опоры вала только радиальных сил в качестве плавающей выбирают менее нагруженную опору.

Если выходной конец вала соединяют муфтой с валом другого узла, в качестве фиксирующей принимают опору вблизи выходного конца вала.

В схемах *б* и *г* рис. 3.6 вал зафиксирован в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении. Эти схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию между опорами. И связано это с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается.

Из-за увеличения длины вала осевые зазоры в подшипниках

схемы *б*, называемой схемой *враспор*, также уменьшаются. Чтобы не происходило защемления вала в опорах, предусматривают при сборке осевой зазор "*a*". Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками $a = 0,2 \dots 0,5$ мм.

Схема установки подшипников *враспор* конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах. При установке в опорах радиальных шарикоподшипников отношение $l/d \approx 8 \dots 10$.

В опорах схемы *б* могут быть применены и радиально-упорные подшипники. Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то соотношение между величинами l и d для них является более жестким и не должно превышать $l/d = 6 \dots 8$. Меньшие значения относят к роликовым, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам.

При установке вала по схеме *г* – *врастяжку* – вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала меньше, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме *враспор*: для подшипников шариковых радиальных $l/d = 10 \dots 12$; шариковых радиально-упорных $l/d \leq 10$; конических роликовых $l/d \leq 8$.

Более длинные валы устанавливать по схеме *г* не рекомендуют, так как вследствие тепловых деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для радиально-упорных подшипников.

3.4. Примеры расчетов и разработки эскизных проектов

После определения диаметров ступеней валов, расстояний между деталями передачи, после выбора типа подшипников и схемы их установки приступают к вычерчиванию редуктора или коробки передач.

Эскизный проект выполняют в масштабе $1 : 1$ на миллиметровой бумаге. Для получения представления о конструкции, размерах деталей передач и их относительном расположении достаточно двух проекций.

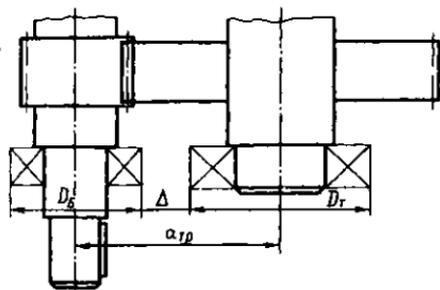


Рис. 3.7

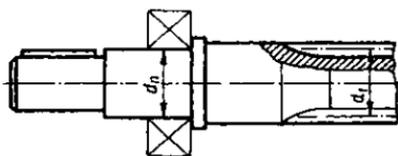


Рис. 3.8

Выбранные размеры цилиндрической зубчатой передачи следует проверить по двум условиям: по условию размещения подшипников и по соотношению диаметров шестерни $d_г$ и диаметра вала $d_ш$ для установки подшипника.

Условие 1. Для обеспечения плотного и герметичного стыка желательно устанавливать болт крепления крышки и корпуса редуктора между подшипниками, установленными на валах шестерни и колеса. Чтобы пропустить между подшипниками этот болт, между наружными кольцами подшипников должен быть зазор Δ (рис. 3.7).

Тогда требуемое межосевое расстояние по условию размещения подшипников

$$a_{гр} = 0,5(D_b + D_r) + \Delta. \quad (3.6)$$

Для редукторов $\Delta \geq 2\sqrt[3]{T_T}$.

При необходимости обеспечения малых размеров передачи болт для крепления крышки к корпусу размещают в другом месте, и зазор Δ можно уменьшить до 3 ... 4 мм.

Условие 2. Желательно, чтобы в конструкции вала-шестерни делительный диаметр $d_г$ был равен или больше диаметра вала $d_ш$ для установки подшипника (рис. 3.8), т.е.

$$d_г \geq d_ш. \quad (3.7)$$

При несоблюдении этого условия входной вал-шестерня оказывается недостаточно жестким (см. также формулы 17.1 и 17.2).

Участок вала диаметром $d_ш$ (см. рис. 3.1) и диаметром $d_г$ (см. рис. 3.3) должен выступать за внешнюю плоскость крышки на

величину l (рис. 3.9, а-в), которую можно принимать

$$l = (0,6 \dots 0,8)a, \quad (3.8)$$

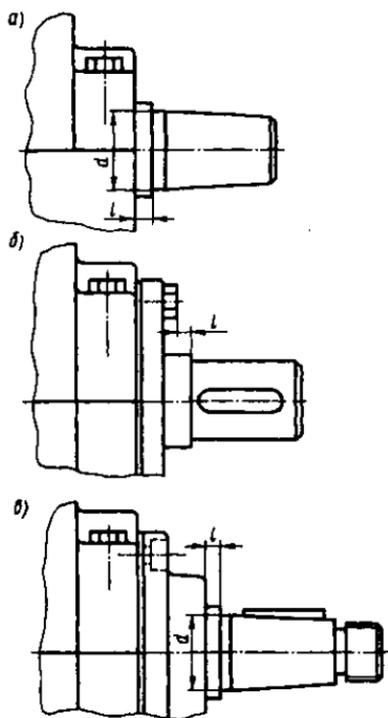


Рис. 3.9

где a – зазор, определяемый по формуле (3.5).

Для вычерчивания эскизной компоновки можно принимать (рис. 3.1 и 3.3) (с обязательным последующим уточнением):

– длину ступицы колеса – цилиндрического $l_{ст} \geq b_2$, червячного $l_{ст} \geq d_к$, конического $l_{ст} \approx 1,2d_к$, где $d_к$ – диаметр отверстия в ступице;

– длину посадочного конца вала $l_{МБ} = l_{МТ} = 1,5d$;

– длину промежуточного участка тихоходного вала $l_{КТ} = 1,2d_{П}$, быстроходного вала цилиндрической передачи $l_{КБ} = 1,4d_{П}$, червячной передачи $l_{КБ} = 2d_{П}$, быстроходного вала конической передачи $l_{КБ} = 0,8d_{П}$.

Наружную резьбу кони-

ческих концов валов принимают:

– диаметр резьбы

$$d_p \approx 0,9[d - 0,1l_{МБ}(l_{МТ})]; \quad (3.9)$$

– длину l_p резьбы в зависимости от диаметра d_p :

d_p , мм	12 ... 24	27	30	36 ... 42	48 ... 64
l_p , мм	$1,2d_p$	$1,1d_p$	$1,0d_p$	$0,8d_p$	$0,7d_p$

Окончательные размеры $l_{ст}$ выявляют после расчета шпоночного (шлицевого) соединения или после подбора посадки с натягом.

Окончательные размеры l_{KB} и $l_{КТ}$ определяют при конструировании крышек подшипников, выбора типа уплотнения и при конструировании корпусной детали.

Окончательные размеры $l_{МБ}$ и $l_{МТ}$ получают после выбора муфты, размеров шкива, приводной звездочки, расчета шпоночного (шлицевого) соединения.

3.4.1. Расчет и эскизное проектирование цилиндрического зубчатого редуктора

Условие примера. Рассчитать и сконструировать цилиндрический одноступенчатый редуктор к приводу цепного конвейера (рис. 3.10) по следующим данным.

Окружная сила на двух тяговых звездочках $F_t = 6000$ Н; шаг и число зубьев звездочек: $P_{зв} = 100$ мм; $z_{зв} = 7$. Окружная скорость звездочек $v = 1$ м/с. Продолжительность работы (требуемый ресурс) $L_h = 8500$ ч. Производство мелкосерийное. Зубчатая цилиндрическая передача косозубая.

Решение. Данный пример относится к случаю 1 задания исходных данных. Руководствуемся порядком расчета, изложенным в гл. 1.

Выбор электродвигателя. Для выбора электродвигателя вычислим мощность на выходе (1.1)

$$P_{\text{вых}} = F_t v / 1000 = 6000 \cdot 1 / 1000 = 6 \text{ кВт.}$$

Потери энергии происходят: в опорах приводного вала, в цепной передаче, установленной между редуктором и приводным валом, в зацеплении зубчатых колес с учетом потерь в подшипниках, в соединительной муфте. По табл. 1.1 соответственно находим: $\eta_{\text{оп}} = 0,99$; $\eta_{\text{цп}} = 0,92 \dots 0,95$; $\eta_{\text{зп}} = 0,96 \dots 0,98$; $\eta_{\text{м}} = 0,98$.

Тогда

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99(0,92 \dots 0,95)(0,96 \dots 0,98)0,98 = 0,86 \dots 0,9.$$

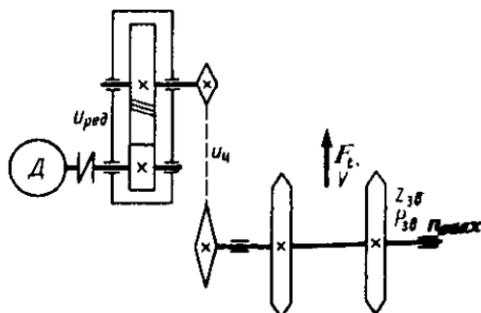


Рис. 3.10

Требуемая мощность электродвигателя (1.2)

$$P_{з\text{тр}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}} = 6 / (0,86 \dots 0,9) = 6,97 \dots 6,67 \text{ кВт.}$$

Делительный диаметр тяговой звездочки

$$D_{зв} = P_{зв} / \sin(180^\circ / z_{зв}) = 100 / \sin(180^\circ / 7) = 230,5 \text{ мм.}$$

Частота вращения приводного вала (1.4)

$$n_{\text{вых}} = 6 \cdot 10^4 \text{ v} / (\pi D_{зв}) = 6 \cdot 10^4 \cdot 1 / (3,14 \cdot 230,5) = 82,9 \text{ мин}^{-1}$$

Передаточные числа по табл. 1.2: цепной передачи $u_{цп} = 1, 5 \dots 4$; зубчатой передачи $u_{зп} = 2,5 \dots 5$. Требуемая частота вращения вала электродвигателя (1.6) $n_{з\text{тр}} = n_{\text{вых}} u_{цп} u_{зп} = 82,9(1,5 \dots 4,0)(2,5 \dots 5,0) = 310 \dots 1658 \text{ мин}^{-1}$.

По табл. 19.28 выбираем электродвигатель АИР132S4: $P_3 = 7,5 \text{ кВт}$; $n_3 = 1440 \text{ мин}^{-1}$.

Кинематические расчеты. Общее передаточное число привода (1.7)

$$u_{\text{общ}} = n_3 / n_{\text{вых}} = 1440 / 82,9 = 17,37.$$

С другой стороны, $u_{\text{общ}} = u_{цп} u_{ред}$. Примем $u_{ред} = 5$. Тогда $u_{цп} = u_{\text{общ}} / u_{ред} = 17,37 / 5 = 3,47$.

Частота вращения входного (быстроходного) вала редуктора $n_Б = n_3 = 1440 \text{ мин}^{-1}$. Частота вращения выходного (тихоходного) вала $n_Т = n_Б / u_{ред} = 1440 / 5 = 288 \text{ мин}^{-1}$.

Определение моментов. Вращающий момент на приводном валу (1.14)

$$T_{\text{вых}} = F_t D_{зв} / 2 = 6000 \cdot 0,2305 / 2 = 690 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент на тихоходном валу редуктора (1.15)

$$T_Т = T_{\text{вых}} / (u_{цп} \eta_{цп} \eta_{оп}) = 690 / (3,47 \cdot 0,93 \cdot 0,99) = 216 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент на быстроходном валу редуктора (1.19)

$$T_Б = T_Т / (u_{ред} \eta_{зп}) = 216 / (5 \cdot 0,97) = 44,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Расчет цилиндрической зубчатой передачи. Выполним для сравнения расчет передачи для всех четырех видов термической обработки (ТО), упомянутых в гл. 2. В соответствии с этим примем следующие материалы для вариантов ТО (см. табл. 2.1):

I – колесо – сталь 40X; твердость поверхности зубьев 235 ... 262 НВ;

шестерня – сталь 40X; твердость поверхности зубьев 269 ... 302 HB;

II – колесо – сталь 40X; твердость поверхности зубьев 269 ... 302 HB; шестерня – сталь 40X; твердость поверхности зубьев после закалки с нагревом ТВЧ 45 ... 50 HRC;

III – колесо и шестерня – сталь 40XH; твердость поверхности зубьев после закалки 48 ... 53 HRC;

IV – колесо и шестерня – сталь 12XНЗА; твердость поверхности зубьев после цементации и закалки 56 ... 63 HRC.

Определим средние значения твердостей поверхностей зубьев колес (2.1) и значения баз испытаний (2.2). Для принятых вариантов ТО получим:

I – колесо $HB_{cp} = 0,5(235 + 262) = 248,5$; $N_{HGi} = 30HB_{cp}^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 1,68 \cdot 10^7$; шестерня $HB_{cp} = 0,5(269 + 302) = 285,5$; $N_{HGi} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,35 \cdot 10^7$;

II – колесо $HB_{cp} = 285,5$; $N_{HGi} = 2,35 \cdot 10^7$; шестерня $HRC_{cp} = 0,5(45 + 50) = 47,5$. По таблице перевода (с. 18) $HRC_{cp} = 47,5$ соответствует $HB_{cp} = 456$. Тогда $N_{HGi} = 30 \cdot 456^{2,4} = 7,2 \cdot 10^7$;

III – колесо и шестерня $HRC_{cp} = 0,5(48 + 53) = 50,5$, что соответствует $HB_{cp} = 490$. Тогда $N_{HGi} = 30 \cdot 490^{2,4} = 8,58 \cdot 10^7$;

IV – колесо и шестерня $HRC_{cp} = 0,5(56 + 63) = 59,5$, что соответствует $HB_{cp} = 605$. Тогда $N_{HGi} = 30 \cdot 605^{2,4} = 1,42 \cdot 10^8$.

При расчете на изгиб при всех вариантах термообработки база испытаний $N_{IG} = 4 \cdot 10^6$.

Вычислим действительные числа циклов перемены напряжений. По формулам (2.3) получим:

– для колеса $N_2 = 60 n_2 L_b = 60 \cdot 288 \cdot 8500 = 1,47 \cdot 10^8$;

– для шестерни $N_1 = N_2 u = 1,47 \cdot 10^8 \cdot 5 = 7,35 \cdot 10^8$.

Определим теперь коэффициенты долговечности.

Так как при $N > N_{HGi}$ коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям $Z_N = 1$, то для всех четырех вариантов термообработки для колеса и шестерни $Z_N = 1$.

Коэффициент долговечности при расчете на изгиб для всех вариантов термообработки $Y_N = 1$, так как во всех случаях $N > 4 \cdot 10^6$.

Вычислим теперь допускаемые контактные и изгибные напряжения. По формулам табл. 2.2 пределы выносливости

σ_{Hlim} и σ_{Flim} , соответствующие базовым числам N_{HG} и N_{FG} для вариантов ТО такие:

$$I - \text{колесо } \sigma_{Hlim2} = 1,8HB_{cp} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,03HB_{cp} = 1,03 \cdot 248,5 = 256 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{шестерня } \sigma_{Hlim1} = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 581 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{Flim1} = 1,03 \cdot 285,5 = 294 \text{ Н/мм}^2;$$

$$II - \text{колесо } \sigma_{Hlim2} = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 581 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,03 \cdot 285,5 = 294 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{шестерня } \sigma_{Hlim1} = 14HRC_{cp} + 170 = 14 \cdot 47,5 + 170 = 835 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Flim1} = 310 \text{ Н/мм}^2;$$

$$III - \text{колесо и шестерня } \sigma_{Hlim} = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Flim} = 310 \text{ Н/мм}^2;$$

$$IV - \text{колесо и шестерня } \sigma_{Hlim} = 19HRC_{cp} = 19 \cdot 59,5 = 1130 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Flim} = 480 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемые контактные и изгибные напряжения получают умножением значений σ_{Hlim} и σ_{Flim} на коэффициенты Z_N и Y_N (2.6). Из ранее выполненных расчетов видно, что все коэффициенты $Z_N = 1$ и $Y_N = 1$. Поэтому допускаемые контактные и изгибные напряжения во всех рассмотренных случаях $[\sigma]_H = \sigma_{Hlim}$ и $[\sigma]_F = \sigma_{Flim}$.

Для варианта термообработки II допускаемое контактное напряжение, которое должно быть принято в расчет, определяют по формуле (2.7)

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(835 + 581) = 637 \text{ Н/мм}^2.$$

Это напряжение не должно превышать значение $1,25 [\sigma]_{H2} = 1,25 \cdot 581 = 726 \text{ Н/мм}^2$. Следовательно, это условие выполняется. Для всех других вариантов термообработки в качестве допускаемого контактного напряжения принимают меньшее из $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$. Таким образом:

$$\text{Вариант I} - [\sigma]_H = 514 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F2} = 256 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{Вариант II} - [\sigma]_H = 637 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F2} = 294 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{Вариант III} - [\sigma]_H = 877 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F2} = [\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{Вариант IV} - [\sigma]_H = 1130 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F2} = [\sigma]_{F1} = 480 \text{ Н/мм}^2.$$

Для расчета межосевого расстояния передачи предварительно надо определить значения некоторых коэффициентов. По реко-

мендациям, приведенным в разд. 2.2, принимаем:

– коэффициент межосевого расстояния для передач с косыми зубьями $K_a = 43,0$;

– коэффициент ширины $\psi_{ba} = 0,315$;

– коэффициент ширины ψ_{bd} по формуле (2.8);

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,315(5 + 1) = 0,945.$$

Для вычисления коэффициента $K_{H\beta}$ неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий находим значение индекса схемы $S = 8$ (см. табл. 2.3) и по формуле (2.9) рассчитываем значение этого коэффициента. При значении твердости > 350 НВ, т.е. для вариантов термообработки III и IV:

$$K_{H\beta} = 1 + 2\psi_{bd}/S = 1 + 2 \cdot 0,945/8 = 1,24.$$

При твердости ≤ 350 НВ, т.е. для вариантов термообработки I и II, коэффициент $K_{H\beta} = 1$.

Дальнейший порядок расчета соответствует приведенному в разд. 2.1.1.

1. Межосевые расстояния определяем по формуле (2.10) для всех принятых вариантов материалов и термообработки.

I –

$$a_w \geq K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}} = 43(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 216 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 5^2 \cdot 514^2}} \approx 120 \text{ мм};$$

II –

$$a_w = 43(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 216 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 5^2 \cdot 637^2}} \approx 105 \text{ мм};$$

III –

$$a_w = 43(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,24 \cdot 216 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 5^2 \cdot 877^2}} \approx 90 \text{ мм};$$

IV –

$$a_w = 43(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,24 \cdot 216 \cdot 10^3}{0,315 \cdot 5^2 \cdot 1130^2}} \approx 75 \text{ мм}.$$

Таким образом получены передачи с различными межосевыми расстояниями: чем выше значение допускаемого контактного напряжения, тем меньше межосевое расстояние передачи. С целью получения меньших размеров и, следовательно, массы желательно принять передачу с наименьшим межосевым расстоянием. Но надо предварительно проверить для рассчитанных передач выполнение двух условий, приведенных в разд. 3.4. Для этого следует определить диаметры d_{Π} валов в местах установки подшипников и делительные диаметры d_1 шестерен.

По формулам (3.1) и (3.2) и табл. 3.1 находим:

– для входного (быстроходного) вала с коническим концом

$$d \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_B} = (7 \dots 8) \sqrt[3]{44,5} = 24,7 \dots 28,3 \text{ мм.}$$

По табл. 12.5 принимаем $d = 25$ мм. Тогда $d_{\Pi} = 25 + 2 \cdot 1,8 = 28,6$ мм.

Принимаем $d_{\Pi} = 30$ мм.

– для выходного (тихоходного) вала с коническим концом

$$d \geq (5 \dots 6) \sqrt{T_T} = (5 \dots 6) \sqrt{216} = 30 \dots 36 \text{ мм;}$$

$$d_{\Pi} = (30 \dots 36) + 2 \cdot 2 = 34 \dots 40 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\Pi} = 40$ мм.

Делительный диаметр шестерни вычисляют по формуле

$$d_1 = 2a_w / (u \pm 1).$$

Тогда для принятых вариантов ТО:

$$\text{I} - d_1 = 2 \cdot 120 / (5 + 1) = 40 \text{ мм;}$$

$$\text{II} - d_1 = 2 \cdot 105 / (5 + 1) = 35 \text{ мм;}$$

$$\text{III} - d_1 = 2 \cdot 90 / (5 + 1) = 30 \text{ мм;}$$

$$\text{IV} - d_1 = 2 \cdot 75 / (5 + 1) = 25 \text{ мм.}$$

Проверка передач по условию 1 размещения подшипников. По формуле (3.6) требуемое межосевое расстояние должно быть

$$a_{\text{тр}} \geq 0,5(D_B + D_T) + \Delta.$$

Расстояние $\Delta = 2\sqrt[3]{T_T} = 2\sqrt[3]{216} \approx 12$ мм.

Тогда для подшипников (см. табл. 19.18 – 19.24):

легкой серии $D_B = 62$ мм; $D_T = 80$ мм; $a_{тр} \geq 83$ мм;

средней серии $D_B = 72$ мм; $D_T = 90$ мм; $a_{тр} \geq 93$ мм.

Следовательно, передача с межосевым расстоянием $a_w = 75$ мм по этому критерию не проходит.

В случае применения подшипников средней серии не проходит также передача с межосевым расстоянием $a_w = 90$ мм.

Проверка передачи по условию 2 – соотношению диаметров валов (формула (3.7)). Диаметр входного вала $d_{П} = 30$ мм. Сравнивая этот диаметр с делительными диаметрами d_1 , находим, что вариант с межосевым расстоянием $a_w = 75$ мм не проходит по этому критерию.

Для дальнейших расчетов целесообразно принять передачу с межосевым расстоянием $a_w = 105$ мм.

2. Предварительные основные размеры колеса. Для выбранного варианта определим предварительные основные размеры колеса:

– делительный диаметр (2.12)

$$d'_2 = 2a_w u / (u + 1) = 2 \cdot 105 \cdot 5 / (5 + 1) = 175 \text{ мм};$$

– ширина (2.13) $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 105 = 33$ мм.

Принимаем из ряда стандартных чисел $b_2 = 34$ мм (табл. 19.1).

3. Модуль передачи. Для вычисления предварительного значения модуля передачи по рекомендации п. 3 разд. 2.1.1 примем коэффициент модуля $K_m = 5,8$. Тогда по формуле (2. 16)

$$m' \geq \frac{2K_m T_2}{d'_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 216 \cdot 10^3}{175 \cdot 34 \cdot 294} = 1,43 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения из первого ряда: $m = 1,5$ мм. Далее, руководствуясь последовательными этапами расчета, изложенными в разд. 2.1.1, определяем остальные параметры.

4. Угол наклона и суммарное число зубьев. Минимальный угол наклона зубьев (2.17)

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2) = \arcsin(4 \cdot 1,5/34) = 10,16425^\circ.$$

Суммарное число зубьев (2.18)

$$z_s = 2a_w \cos \beta_{\min} / m = 2 \cdot 105 \cos 10,16425^\circ / 1,5 = 137,8.$$

Округляя в меньшую сторону до целого числа, принимаем $z_s = 137$. Тогда действительное значение угла β (2.19)

$$\beta = \arccos(z_s m / (2a_w)) = \arccos(137 \cdot 1,5 / (2 \cdot 105)) = 11,8826^\circ.$$

5. Число зубьев шестерни (2.20)

$$z_1 = z_s / (u \pm 1) = 137 / (5 + 1) = 22,83. \text{ Принимаем } z_1 = 23.$$

Число зубьев колеса (2.21) $z_2 = z_s - z_1 = 137 - 23 = 114$.

6. Фактическое передаточное число $u_\phi = z_2/z_1 = 114/23 = 4,9565$.

Отклонение от заданного передаточного числа (2.22)

$$\Delta u = |u_\phi - u| 100 / u = |4,9565 - 5| 100 / 5 = 0,87 \%,$$

что находится в допусках пределах.

7. Геометрические размеры колес (см. рис. 2.1). Делительные диаметры (2.23):

– шестерни

$$d_1 = z_1 m / \cos \beta = 23 \cdot 1,5 / \cos 11,8826^\circ = 35,255 \text{ мм};$$

– колеса

$$d_2 = 2a_w - d_1 = 2 \cdot 105 - 35,255 = 174,745 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев (2.24):

– шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 35,255 + 2 \cdot 1,5 = 38,255 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 35,255 - 2,5 \cdot 1,5 = 31,502 \text{ мм};$$

– колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 174,745 + 2 \cdot 1,5 = 177,745 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 174,745 - 2,5 \cdot 1,5 = 170,995 \text{ мм};$$

Ширина шестерни $b_1 = 1,08b_2 = 1,08 \cdot 34 \approx 37$ мм.

8. Проверка пригодности заготовок колес для принятой термообработки (см. рис. 2.2):

– для шестерни

$$D_{\text{зар}} = d_{a1} + 6 = 38,255 + 6 = 44,255 \text{ мм};$$

– для колеса без выточек

$$S_{\text{зар}} = b_2 + 4 = 34 + 4 = 38 \text{ мм}.$$

По табл. 2.1 для стали марки 40Х предельные размеры заготовок колес: $D_{\text{пр}} = 125 \text{ мм}$; $S_{\text{пр}} = 80 \text{ мм}$. Условия пригодности заготовок колес выполнены и, следовательно, могут быть получены принятые механические характеристики материалов колес.

9. Силы в зацеплении (см. рис. 2.3) вычисляются по формулам (2.25):

– окружная $F_t = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 216 \cdot 10^3 / 174,745 = 2472 \text{ Н}$;

– радиальная $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2472 \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 11,8826^\circ = 920 \text{ Н}$;

– осевая $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2472 \operatorname{tg} 11,8826^\circ = 520 \text{ Н}$.

10. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба. Предварительно назначим степень точности передачи и определим значения некоторых уточняющих коэффициентов. Так как фактическое передаточное число передачи $u_\phi = 4,9565$, то частота вращения вала колеса $n_2 = 1440/4,9565 = 290,5 \text{ мин}^{-1}$.

Окружная скорость колеса

$$v = \pi d_2 n_2 / 60000 = 3,14 \cdot 174,745 \cdot 290,5 / 60000 = 2,67 \text{ м/с}.$$

Назначаем степень точности 7 (см. табл. 2.4).

Коэффициент $K_{F\alpha} = 0,81$ (с. 25).

Коэффициент Y_β (2.26)

$$Y_\beta = 1 - \beta / 100^\circ = 1 - 11,8826^\circ / 100^\circ = 0,88.$$

Так как $v < 15 \text{ м/с}$, то при варианте II термообработки коэффициент $K_{F\beta} = 1,0$. При твердости зубьев колеса $\leq 350 \text{ НВ}$ коэффициент $K_{Fv} = 1,2$.

Для определения коэффициентов Y_{FS2} , Y_{FS1} вычислим приведенные числа зубьев: колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 114 / \cos^3 11,8826^\circ = 121,7$; шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 23 / \cos^3 11,8826^\circ = 24,5$.

По табл. 2.5 принимаем $Y_{FS2} = 3,61$; $Y_{FS1} = 3,9$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса (2.29)

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{\beta} Y_{FS2} F_t / (b_2 m) = \\ &= 0,81 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 0,88 \cdot 3,61 \cdot 2472 / (34 \cdot 1,5) = 149,7 \text{ Н/мм}^2,\end{aligned}$$

что меньше допускаемых напряжений $[\sigma]_{F2} = 294 \text{ Н/мм}^2$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни (2.30)

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1} / Y_{FS2} = 149,7 \cdot 3,9 / 3,61 = 161,7 \text{ Н/мм}^2.$$

что также меньше $[\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2$.

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Определим значения уточняющих коэффициентов (с. 27): $K_{H\alpha} = 1,1$; $K_{H\beta} = 1$; $K_{Hv} = 1,1$ при твердости зубьев колеса $\leq 350 \text{ НВ}$.

Расчетное контактное напряжение (2.31)

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 376 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} F_t (u_{\phi} \pm 1) / (d_2 b_2)} = \\ &= 376 \sqrt{1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 2472 (4,9565 + 1) / (174,745 \cdot 34)} = 651 \text{ Н/мм}^2.\end{aligned}$$

Расчетное напряжение несколько превышает допускаемое ($651/637 \approx 1,02$), что, однако, находится в допустимых пределах.

Для построения компоновочной схемы следует дополнительно определить некоторые размеры валов (3.2).

Для входного вала ранее нашли: $d = 25 \text{ мм}$; $d_{\Pi} = 30 \text{ мм}$. Диаметр заплечика $d_{\text{БП}} = d_{\Pi} + 3r = 30 + 3(1,5 \dots 2,0) = 34,5 \dots 36 \text{ мм}$.

Наружный диаметр шестерни $d_{a1} = 38,255$, что мало отличается от $d_{\text{БП}} = 36 \text{ мм}$. Поэтому примем $d_{\text{БП}} = 38,255 \text{ мм}$.

Для выходного вала ранее нашли: $d = 36 \text{ мм}$; $d_{\Pi} = 40 \text{ мм}$. Диаметр заплечика $d_{\text{БП}} = 40 + 3(2 \dots 2,5) = 46 \dots 47,5 \text{ мм}$. Примем стандартное значение $d_{\text{БП}} = 48 \text{ мм}$. Диаметр посадочной поверхности для колеса примем $d_k = 48 \text{ мм}$. Зазор между колесами и стенками корпуса по формуле (3.5)

$$L = a_w + 0,5(d_{a1} + d_{a2}) = 105 + 0,5(38,255 + 177,745) = 213 \text{ мм};$$

$$a \approx \sqrt[3]{L} + 3 \text{ мм} = \sqrt[3]{213} + 3 = 9 \text{ мм}.$$

Предварительно выберем шариковые радиальные подшипники. Установку подшипников наметим по схеме *враспор* (рис. 3.6, б).

Размеры других участков валов (см. рис. 3.1).

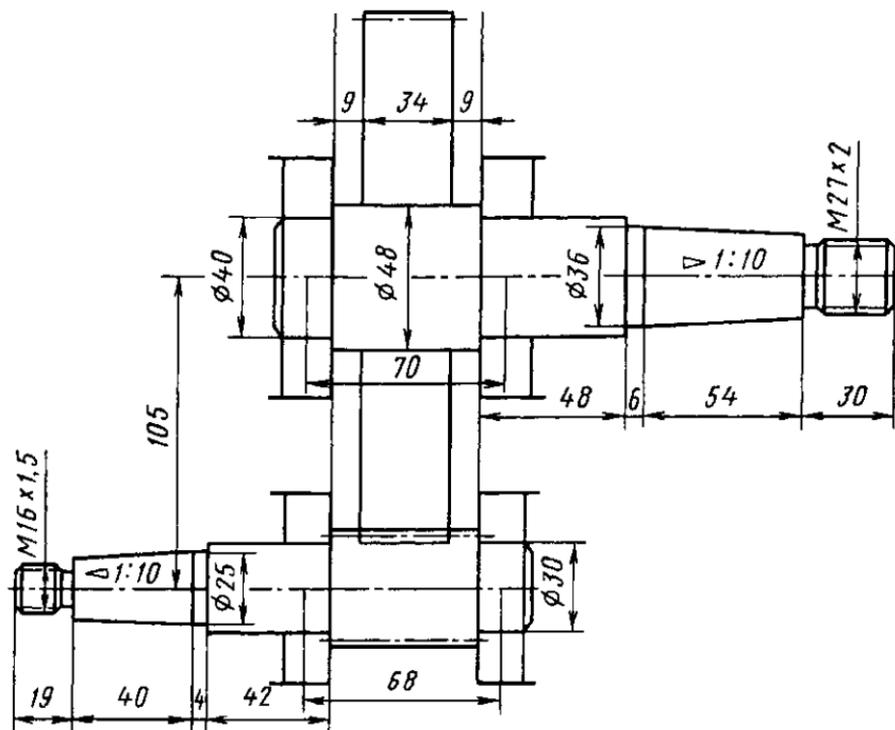


Рис. 3.11

Входной вал с коническим концом:

– длина посадочного конца $l_{\text{МБ}} = 1,5d = 1,5 \cdot 25 = 37,5$ мм.

Принимаем 40 мм;

– длина цилиндрического участка конического конца $0,15d = 0,15 \cdot 25 = 3,75$ мм. Принимаем 4 мм;

– диаметр d_p и длина l_p резьбы (3.9) $d_p \approx 0,9(d - 0,1l_{\text{МБ}}) = 0,9(25 - 0,1 \cdot 40) = 18,9$ мм, стандартное значение d_p : $M16 \times 1,5$; $l_p = 1,2d_p = 1,2 \cdot 16 = 19$ мм;

– длина промежуточного участка $l_{\text{КБ}} = 1,4d_{\text{П}} = 1,4 \cdot 30 = 42$ мм.

Выходной вал с коническим концом:

– длина посадочного конца $l_{\text{МТ}} = 1,5d = 1,5 \cdot 36 = 54$ мм;

– длина цилиндрического участка конического конца $0,15d = 0,15 \cdot 36 \approx 6$ мм;

– диаметр d_p и длина l_p резьбы (3.9) $d_p \approx 0,9(d - 0,1l_{\text{МТ}}) = 0,9(36 -$

$-0,1 \cdot 54) = 27,5$ мм, стандартное значение d_p : M27 \times 2; $l_p = 1,1d_p = = 1,1 \cdot 27 \approx 30$ мм;

- длина промежуточного участка $l_{KT} = 1,2d_{II} = 1,2 \cdot 40 = 48$ мм.

Расчет цепной передачи. Согласно заданию с выходного вала редуктора движение передается цепью на приводной вал цепного конвейера.

Передаточное число цепной передачи $u_{цп} = 17,37/4,9565 = 3,5$. Результаты расчета, выполненного по [7, 8]: цепь роликовая двухрядная, шаг $P = 19,05$ мм; числа зубьев и диаметры делительных окружностей звездочек: ведущей $z_1 = 23$; ведомой $z_2 = 81$; $d_1 = 139,9$ мм; $d_2 = 491,29$ мм. Сила, действующая на валы со стороны цепной передачи $F_{цп} = 2972$ Н, направлена по линии центров звездочек.

На рис. 3.11 приведена эскизная компоновка цилиндрического редуктора. Дальнейшую разработку конструкции см. разд. 13.1.

3.4.2. Расчет и эскизное проектирование конического зубчатого редуктора

Условие примера. Рассчитать и сконструировать конический редуктор привода элеватора (рис. 3.12) по следующим данным.

Окружная сила на барабане элеватора $F_t = 5050$ Н. Скорость движения ленты с ковшами $v = 0,8$ м/с. Диаметр барабана $D_6 = 400$ мм. Продолжительность работы (требуемый ресурс) $L_h = 60000$ ч. Производство мелкосерийное. Конические колеса с прямыми зубьями.

Решение. Данный пример относится к случаю 1 задания исходных данных. Руководствуемся порядком

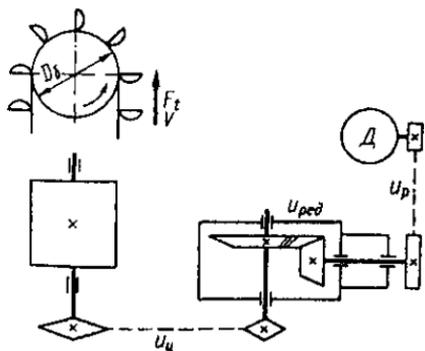


Рис. 3.12

расчета, изложенным в гл. 1.

Выбор электродвигателя. Для выбора электродвигателя вычислим мощность на выходе (1.1)

$$P_{\text{вых}} = F_t v / 1000 = 5050 \cdot 0,8 / 1000 = 4,04 \text{ кВт.}$$

Потери энергии происходят: в опорах приводного вала элеватора, в цепной и ременной передачах, установленных соответственно между редуктором и приводным валом и между электродвигателем и редуктором, в конической зубчатой передаче. По табл. 1.1 находим: $\eta_{оп} = 0,99$; $\eta_{цп} = 0,92 \dots 0,95$; $\eta_{рп} = 0,94 \dots 0,96$; $\eta_{кп} = 0,95 \dots 0,97$.

Общие потери

$$\eta_{общ} = 0,99(0,92 \dots 0,95)(0,94 \dots 0,96)(0,95 \dots 0,97) = 0,81 \dots 0,87.$$

Требуемая мощность электродвигателя (1.2)

$$P_{з.тр} = P_{вых} / \eta_{общ} = 4,04 / (0,81 \dots 0,87) = 4,98 \dots 4,64 \text{ кВт.}$$

Частота вращения приводного вала элеватора (1.4)

$$n_{вых} = 6 \cdot 10^4 v / (\pi D_6) = 6 \cdot 10^4 \cdot 0,8 / (3,14 \cdot 400) = 38,2 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаточные числа по табл. 1.2: цепной передачи $u_{цп} = 1, 5 \dots 4$; $u_{кп} = 1 \dots 4$; $u_{рп} = 2 \dots 4$. Требуемая частота вращения вала электродвигателя (1.6)

$$n_{з.тр} = n_{вых} u_{цп} u_{кп} u_{рп} = 38,2(1,5 \dots 4)(1 \dots 4)(2 \dots 4) = 114,6 \dots 2445 \text{ мин}^{-1}.$$

По табл. 19.28 выбираем электродвигатель АИР112М4: $P_3 = 5,5 \text{ кВт}$; $n_3 = 1432 \text{ мин}^{-1}$. Если выбрать двигатель АИР132S6 ($n_3 = 960 \text{ мин}^{-1}$), то размеры его будут больше.

Кинематические расчеты. Общее передаточное число привода (1.7)

$$u_{общ} = n_3 / n_{вых} = 1432 / 38,2 = 37,49.$$

С другой стороны $u_{общ} = u_{цп} u_{ред} u_{рп}$. Примем $u_{ред} = u_{кп} = 3,15$. Тогда из формулы (1.8) общее передаточное число цепной и ременной передач $u_{цп} u_{рп} = u_{общ} / u_{ред} = 37,49 / 3,15 = 11,9$.

Примем для ременной передачи $u_{рп} = 3,15$. Тогда

$$u_{цп} = 11,9 / 3,15 = 3,78.$$

Частота вращения выходного (тихоходного) вала редуктора (1.11)

$$n_T = n_{вых} u_{цп} = 38,2 \cdot 3,78 = 144,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения входного (быстроходного) вала редуктора

$$n_b = n_T u_{ред} = 144,4 \cdot 3,15 = 454,9 \text{ мин}^{-1}.$$

Определение моментов. Вращающий момент на приводном валу элеватора (1.14)

$$T_{вых} = F, D_6/2 = 5050 \cdot 0,4/2 = 1010 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент на тихоходном валу редуктора (1.15)

$$T_T = T_{вых} / (u_{цп} \eta_{цп} \eta_{оп}) = 1010 / (3,78 \cdot 0,92 \cdot 0,99) = 293,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент на быстроходном валу редуктора (1.19)

$$T_b = T_T / (u_{ред} \eta_{кп}) = 293,4 / (3,15 \cdot 0,96) = 97 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Расчет конической зубчатой передачи. В данном и последующих примерах расчет будем вести только для одного вида материала и термической обработки. Учащиеся могут выполнять расчеты, используя современную вычислительную технику, для нескольких вариантов материалов и видов их термообработки и затем выбрать наиболее подходящий вариант.

Выберем в этом примере для колеса и шестерни сталь марки 40Х с термообработкой по варианту II, т.е. термообработка колеса – улучшение 269 ... 302 НВ, а шестерни – закалка с нагревом ТВЧ, 45 ... 50 HRC. Средняя твердость (2.1):

– для колеса $HВ_{ср} = 0,5(HВ_{мин} + HВ_{max}) = 0,5(269 + 302) = 285,5;$

– для шестерни $HRC_{ср} = 0,5(45 + 50) = 47,5$ или $HВ_{ср} = 456$ (см. с. 18).

База испытаний при расчете на контактную прочность (2.2):

– для колеса $N_{HG} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,35 \cdot 10^7;$

– для шестерни $N_{HG} = 30 \cdot 456^{2,4} = 7,2 \cdot 10^7.$

База испытаний при расчете на изгиб $N_{FG} = 4 \cdot 10^6.$

Действительные числа циклов нагружений (2.3):

– для колеса $N_2 = 60 n_2 L_h = 60 \cdot 144,4 \cdot 60000 = 5,2 \cdot 10^8;$

– для шестерни $N_1 = N_2 u = 5,2 \cdot 10^8 \cdot 3,15 = 16,4 \cdot 10^8.$

Так как $N > N_{HG}$ и $N > N_{FG}$, то коэффициенты долговечности $Z_N = 1$ и $Y_N = 1.$

Следовательно, допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба (2.6):

$$[\sigma]_H = \sigma_{Hlim} \quad \text{и} \quad [\sigma]_F = \sigma_{Flim}.$$

По формулам табл. 2.2 пределы выносливости σ_{Hlim} и σ_{Flim} , соответствующие базовым числам N_{HG} и N_{FG} , равны:

$$\begin{aligned} \text{— для колеса} \quad \sigma_{Hlim2} &= 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 581 \text{ Н/мм}^2; \\ &\sigma_{Flim2} = 1,03 \cdot 285,5 = 294 \text{ Н/мм}^2; \\ \text{— для шестерни} \quad \sigma_{Hlim1} &= 14 \cdot 47,5 + 170 = 835 \text{ Н/мм}^2; \\ &\sigma_{Flim1} = 310 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Так как колеса прямозубые, то в расчетную формулу подставляем $[\sigma]_H = 581 \text{ Н/мм}^2$, коэффициент $\vartheta_H = 0,85$. Для режима термобработки II коэффициент $K_{H\beta} = 1$, $K_{H\nu} = 1,25$.

1. Диаметр внешней делительной окружности колеса (2.33)

$$d'_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{K_{H\nu} K_{H\beta} u T_2}{\vartheta_H [\sigma]_H^2}} = 165 \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 1,3,15 \cdot 293,4 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 581^2}} = 262,5 \text{ мм.}$$

2. Углы делительных конусов, конусное расстояние и ширина колес. Углы делительных конусов колеса и шестерни (2.34)

$$\delta'_2 = \arctg u = \arctg 3,15 = 72,387^\circ;$$

$$\delta'_1 = 90^\circ - \delta'_2 = 90^\circ - 72,387^\circ = 17,613^\circ$$

Конусное расстояние (2.35)

$$R'_c = d'_{e2} / (2 \sin \delta'_2) = 262,5 / (2 \sin 72,387^\circ) = 137,705 \text{ мм.}$$

Ширина колес (2.36)

$$b' = 0,285 R'_c = 0,285 \cdot 137,705 = 39,25 \approx 40 \text{ мм.}$$

3. Модуль передачи. Коэффициент $K_{F\beta} = 1,0$, так как зубья полностью прирабатываются ($H_2 \leq 350 \text{ НВ}$). Для прямозубых колес при твердости зубьев $\leq 350 \text{ НВ}$ значение коэффициента $K_{F\nu} = 1,5$. Коэффициент $\vartheta_F = 0,85$. Допускаемое напряжение изгиба для колеса $[\sigma]_F = 294 \text{ Н/мм}^2$ (оно меньше, чем для шестерни). После подстановки в формулу (2.37) получим

$$m_e \geq \frac{14 K_{F\nu} K_{F\beta} T_2}{d'_{e2} b \vartheta_F [\sigma]_F} = \frac{14 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 293,4 \cdot 10^3}{262,5 \cdot 40 \cdot 0,85 \cdot 294} = 2,3481 \text{ мм.}$$

Примем модуль $m_e = 2,5$ мм.

4. Числа зубьев колес.

Число зубьев колеса (2.38)

$$z_2 = d'_{e2}/m_e = 262,5/2,5 = 105.$$

Число зубьев шестерни (2.39)

$$z_1 = z_2 / u = 105 / 3,15 = 33,3. \text{ Округляя, примем } z_1 = 33.$$

5. Фактическое передаточное число $u_\phi = z_2 / z_1 = 105/33 = 3,182$. Отклонение от заданного передаточного числа (2.40)

$$\Delta u = |u_\phi - u| \cdot 100/u = |3,182 - 3,15| \cdot 100/3,15 = 1,02\%,$$

что допустимо.

6. Окончательные размеры колес (см. рис. 2.4).

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_2 = \arctg u_\phi = \arctg 3,182 = 72,5537^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72,5537^\circ = 17,4463^\circ.$$

Делительные диаметры колес (2.41):

$$d_{e1} = m_e z_1 = 2,5 \cdot 33 = 82,5 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 2,5 \cdot 105 = 262,5 \text{ мм}.$$

Средние диаметры колес:

$$d_{m1} = 0,857 d_{e1} = 0,857 \cdot 82,5 = 70,1025 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 0,857 d_{e2} = 0,857 \cdot 262,5 = 224,9625 \text{ мм}.$$

Коэффициенты смещения (2.42)

$$x_{e1} = 2,6u^{0,14} z_1^{-0,67} = 2,6 \cdot 3,182^{0,14} \cdot 33^{-0,67} = 0,294;$$

$$x_{e2} = -x_{e1} = -0,294.$$

Внешние диаметры колес (2.43):

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1 =$$

$$= 82,5 + 2(1 + 0,294)2,5 \cos 17,4463^\circ = 88,6724 \text{ мм}.$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2 = \\ = 262,5 + 2(1 - 0,294)2,5 \cos 72,5537^\circ \approx 263,5583 \text{ мм.}$$

7. Пригодность заготовок колес:

$$D_{зар} = d_{e1} + 2m_e + 6 \text{ мм} = 82,5 + 2 \cdot 2,5 + 6 = 93,5 \text{ мм};$$

$$S_{зар} = 8m_e = 8 \cdot 2,5 = 20 \text{ мм.}$$

Условия пригодности заготовок выполнены (см. табл. 2.1):

$$D_{зар} < D_{np}; \quad S_{зар} < S_{np}.$$

8. Силы в зацеплении (см. рис. 2.5):

окружная сила на среднем диаметре колеса (2.45)

$$F_t = 2T_2 / d_{m2} = 2 \cdot 293,4 \cdot 10^3 / 224,9625 = 2608 \text{ Н};$$

осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе (2.46)

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 2608 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 17,4463^\circ = 284,6 \text{ Н};$$

радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе (2.47)

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2608 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 17,4463^\circ = 905,6 \text{ Н.}$$

9. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба. Значение коэффициентов K_{Fv} , $K_{F\beta}$ и ϑ_F определено ранее.

Значения коэффициентов Y_{FS1} и Y_{FS2} , учитывающих форму зуба и концентрацию напряжений, принимают в зависимости от коэффициента смещения и эквивалентного числа зубьев (2.49):

$$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 = 105 / \cos 72,5537^\circ = 350;$$

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 = 33 / \cos 17,4463^\circ \approx 35.$$

По табл. 2.9 находим: $Y_{FS2} = 3,61$; $Y_{FS1} = 3,54$.

Напряжения изгиба в зубьях колеса (2.50)

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{Fv} K_{F\beta} Y_{FS2} F_t}{b m_e \vartheta_F} = \frac{1,5 \cdot 1 \cdot 3,61 \cdot 2608}{40 \cdot 2,5 \cdot 0,85} = 166 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения изгиба в зубьях шестерни (2.51)

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1} / Y_{FS2} = 166 \cdot 3,54 / 3,61 = 163 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса меньше допускаемых.

10. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.
 Расчетное контактное напряжение (2.52)

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 2,12 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} u T_2}{d_{e2}^3 \vartheta_H}} = \\ &= 2,12 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1 \cdot 3,182 \cdot 293,4 \cdot 10^3}{262,5^3 \cdot 0,85}} = 584,1 \text{ Н/мм}^2.\end{aligned}$$

Расчетное напряжение несколько превышает допускаемое (584/581 \approx 1,005), что, однако, находится в допустимых пределах.

Для построения компоновочной схемы нужно дополнительно определить некоторые размеры валов.

Для выходного вала редуктора (3.1) (см. рис. 3.1) $d \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_T}$. Так как опорами вала конического колеса должны быть конические роликовые подшипники, то коэффициент перед корнем следует принять равным 6. Тогда диаметр вала

$$d \geq 6\sqrt[3]{T_T} = 6\sqrt[3]{293,4} = 39,87 \text{ мм или, после округления, } d = 40 \text{ мм.}$$

Диаметры других участков вала (3.2):

$$d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{шл}} = 40 + 2 \cdot 3,5 = 47 \text{ мм. Принимаем } d_{\Pi} = 50 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{вп}} \geq d_{\Pi} + 3r = 50 + 3 \cdot 3 = 59 \text{ мм. Принимаем } d_{\text{к}} = 60 \text{ мм.}$$

Для входного вала конического редуктора (3.4) (см. рис. 3.3):
 $d = 8\sqrt[3]{T_b} = 8\sqrt[3]{97} = 36,8 \text{ мм. Примем стандартное значение } d = 36 \text{ мм.}$

Диаметры других участков вала:

$$d_1 = d + 2t_{\text{хон}} = 36 + 2 \cdot 2,0 = 40 \text{ мм;}$$

$$d_2 = d_1 + (2 \dots 4) \text{ мм} = 40 + (2 \dots 4) = 42 \dots 44 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $M45 \times 1,5$ (табл. 19.4);

$$d_{\Pi} \geq d_2 = 45 \text{ мм; } d_{\text{вп}} = d_{\Pi} + 3r = 45 + 3 \cdot 3 = 54 \text{ мм.}$$

Расстояние a_1 (см. рис. 3.3) от середины зубчатого венца шестерни до точки приложения реакции ближайшей опоры оказалось равным $a_1 = 25 \text{ мм}$. В качестве расстояния a_2 принимают большее

из двух значений: $a_2 = 2,5a_1$ или $a_2 = 0,6l$. В нашем примере $l = 130$ мм. Тогда, по первому условию $a_2 = 2,5 \cdot 25 = 62,5$ мм, а по второму $a_2 = 0,6 \cdot 130 = 78$ мм. Принимаем $a_2 = 78$ мм.

Зазор между колесами и стенками корпуса (3.5)

$$L = 1,5d_{a_2} = 1,5 \cdot 263,5583 \approx 395 \text{ мм.}$$

$$a \approx \sqrt[3]{L + 3} \text{ мм} = \sqrt[3]{395 + 3} \approx 10 \text{ мм.}$$

Размеры других участков валов.

Входной вал-шестерня с коническим концом (см. рис. 3.3):

– длина посадочного конца $l_{\text{МБ}} = 1,5d = 1,5 \cdot 36 = 54$ мм;

– длина цилиндрического участка конического конца $0,15d = 0,15 \cdot 36 \approx 6$ мм;

– диаметр d_p и длина l_p резьбы на конце вала (3.9) $d_p \approx 0,9(d - 0,1l_{\text{МБ}}) = 0,9(36 - 0,1 \cdot 54) = 27,54$ мм, стандартное значение d_p : $M27 \times 2$; $l_p = 1,1d_p = 1,1 \cdot 27 = 30$ мм;

– длина промежуточного участка $l_{\text{КБ}} = 0,8d_{\text{П}} = 0,8 \cdot 45 = 36$ мм.

Выходной вал с цилиндрическим концом (рис. 3.1):

– длина посадочного конца $l_{\text{МТ}} = 1,5d = 1,5 \cdot 40 = 60$ мм;

– длина промежуточного участка $l_{\text{КТ}} = 1,2d_{\text{П}} = 1,2 \cdot 50 = 60$ мм;

– длина ступицы колеса $l_{\text{СТ}} = 1,2d_{\text{К}} = 1,2 \cdot 60 = 72$ мм. Примем стандартное значение $l_{\text{СТ}} = 71$ мм.

Другие размеры обоих валов выявляются при вычерчивании компоновочной схемы.

Расчет ременной передачи. *Исходные данные:* мощность на ведущем шкиве $P = 5,5$ кВт; частота вращения $n = 1432$ мин⁻¹. Примем для расчета узкий клиновой ремень. *Результаты расчета,* выполненного по [7, 8]: ремень сечения SPZ; число ремней $z = 8$; диаметры шкивов $d_1 = 71$ мм, $d_2 = 224$ мм; передаточное число $u_{\text{рп}} = 3,19$; сила, нагружающая входной вал редуктора, $F_p = 1685$ Н.

Направление силы F_p принимают по линии центров передачи.

Расчет цепной передачи. На вал элеватора движение от редуктора передается приводной цепью (см. рис. 3.12). *Исходные данные:* вращающий момент на ведущей звездочке $T = 293,4$ Н·м; частота вращения $n = 144,4$ мин⁻¹. *Результаты расчета,* выполненного по [7, 8]: цепь роликовая двухрядная с шагом $P = 25,4$ мм; число зубьев звездочек $z_1 = 21$, $z_2 = 80$; передаточное число

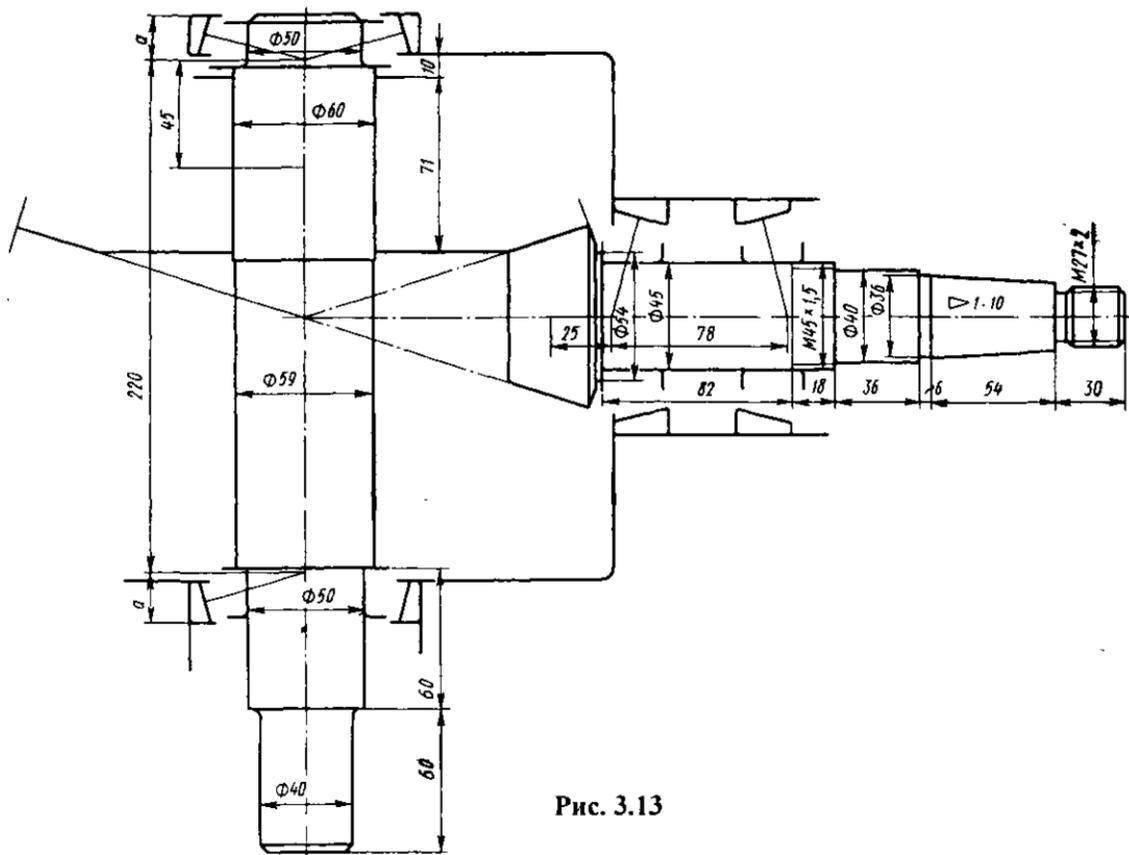


Рис. 3.13

$u_{\text{шп}} = 3,81$; диаметры делительных окружностей звездочек $d_1 = 170,45$ мм; $d_2 = 647,96$ мм; сила, действующая на выходной вал редуктора со стороны цепной передачи, $F_{\text{ц}} = 4260$ Н, направлена по линии центров звездочек.

На рис. 3.13 приведена эскизная компоновка конического зубчатого редуктора. Дальнейшую разработку конструкции см. разд. 13.2.

3.4.3. Расчет и эскизное проектирование червячного редуктора

Условие примера. Рассчитать и сконструировать индивидуальный привод, состоящий из ременной передачи и червячного редуктора (рис. 3.14) по следующим данным.

Вращающий момент на выходном валу редуктора, $T_{\text{вых}} = T_{\text{т}} = 800$ Н·м. Частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}} = n_{\text{т}} = 30$ мин⁻¹. Продолжительность работы привода (требуемый ресурс) $L_h = 20000$ ч. Производство среднесерийное.

Решение. Данный пример относится к случаю 2 задания исходных данных. Руководствуемся порядком расчета, изложенным в гл. 1.

Выбор электродвигателя. Для выбора электродвигателя вычислим мощность на выходе (1.3)

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} n_{\text{вых}} / 9550 = 800 \cdot 30 / 9550 = 2,51 \text{ кВт.}$$

Потери энергии происходят в ременной и червячной передачах. По табл. 1.1 находим: $\eta_{\text{рп}} = 0,94 \dots 0,96$; $\eta_{\text{чп}} = 0,8$.

Тогда

$$\eta_{\text{общ}} = (0,94 \dots 0,96) 0,8 = 0,75 \dots 0,77.$$

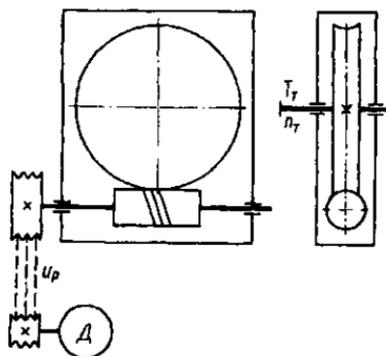


Рис. 3.14

Требуемая мощность электродвигателя (1.2)

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}} = 2,51 / (0,75 \dots 0,77) = 3,35 \dots 3,26 \text{ кВт.}$$

Рекомендуемые передаточные числа (см. табл. 1.2):

– для ременной передачи $u_{\text{рп}} = 2 \dots 4$;

– для червячной передачи $u_{\text{чп}} = 16 \dots 50$.

Требуемая частота вращения вала электродвигателя (1.6)

$$n_{\text{э тр}} = n_{\text{вых}} u_{\text{рп}} u_{\text{чп}} = 30(2 \dots 4)(16 \dots 50) = 960 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}.$$

По табл. 19.28 выбираем электродвигатель АИР100L4: $P_3 = 4,0 \text{ кВт}$; $n_3 = 1410 \text{ мин}^{-1}$.

Кинематические расчеты. Общее передаточное число привода (1.7)

$$u_{\text{общ}} = n_3 / n_{\text{вых}} = 1410 / 30 = 47.$$

Примем передаточное число редуктора $u_{\text{ред}} = 18$. Тогда передаточное число ременной передачи (1.8) $u_{\text{рп}} = u_{\text{общ}} / u_{\text{ред}} = 47 / 18 = 2,61$.

Частоты вращения: выходного вала редуктора $n_2 = n_{\text{вых}} = 30 \text{ мин}^{-1}$, входного вала $n_1 = n_2 u_{\text{ред}} = 30 \cdot 18 = 540 \text{ мин}^{-1}$.

Определение моментов. Вращающие моменты, нагружающие валы: момент на валу червячного колеса $T_2 = T_{\text{вых}} = 800 \text{ Н}\cdot\text{м}$; момент на червяке (1.19)

$$T_1 = T_2 / (u_{\text{ред}} \eta_{\text{чп}}) = 800 / (18 \cdot 0,8) = 55,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Расчет червячной передачи.

1. Ожидаемая скорость скольжения в зацеплении (2.53)

$$v_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 18 \cdot \sqrt[3]{800} = 2,25 \text{ м/с}.$$

2. Определение допускаемых напряжений.

По табл. 2.10 примем материал для венца червячного колеса бронзу марки БрА9Ж3Л, отливка в кокиль $\sigma_r = 195 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_b = 490 \text{ Н/мм}^2$.
Материал червяка – сталь марки 35ХМ, закалка витков конвального червяка с нагревом ТВЧ, поверхностная твердость 48 ... 53 НВ. Для материалов группы II при закаленных витках червяка ($H > 45 \text{ НВ}$) исходное допускаемое напряжение $[\sigma]_{H0} = 300 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемое контактное напряжение (2.59)

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s = 300 - 25 \cdot 2,25 = 244 \text{ Н/мм}^2.$$

Общее число циклов нагружений (2.54)

$$N = 60 n_2 L_h = 60 \cdot 30 \cdot 20\,000 = 3,6 \cdot 10^7.$$

Коэффициент долговечности (2.62)

$$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6/N} = \sqrt[3]{10^6/(3,6 \cdot 10^7)} = 0,67.$$

Исходное допускаемое напряжение изгиба для материала группы II венца червячного колеса (2.63)

$$[\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 195 + 0,08 \cdot 490 = 87,95 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение изгиба (2.61)

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0} = 0,67 \cdot 87,95 = 58,9 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Межосевое расстояние червячной передачи (2.64)

$$a_w \geq 610 \sqrt{T_2 / [\sigma]_F^2} = 610 \sqrt{800 / 244^2} = 145,02 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного числа (см. табл. 19.1): $a_w = 150 \text{ мм.}$

4. Подбор основных параметров передачи. Примем число витков червяка $z_1 = 2$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u_{\text{нп}} = 2 \cdot 18 = 36$. Фактическое передаточное число $u_{\text{ф}} = z_2 / z_1 = 36 / 2 = 18$.

Предварительные значения:

– модуль передачи (2.66)

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2 = (1,4 \dots 1,7) 150 / 36 = 5,83 \dots 7,08 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение модуля (см. табл. 2.11)
 $m = 6,3 \text{ мм:}$

– коэффициента диаметра червяка (2.67)

$$q = 2a_w / m - z_2 = 2 \cdot 150 / 6,3 - 36 = 11,62.$$

Принимаем стандартное значение (см. табл. 2.11) $q = 12,5$.

Коэффициент смещения (2.68)

$$x = a_w / m - 0,5(z_2 + q) = 150 / 6,3 - 0,5(36 + 12,5) = -0,44.$$

5. Геометрические размеры червяка и колеса (см. рис. 2.6).

Диаметр делительный червяка (2.70)

$$d_1 = qm = 12,5 \cdot 6,3 = 78,75 \text{ мм.}$$

Диаметр начальный червяка

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 6,3(12,5 - 2 \cdot 0,44) = 73,2 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности вершин витков (2.71)

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 78,75 + 2 \cdot 6,3 = 91,35 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин (2.72)

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 78,75 - 2,4 \cdot 6,3 = 63,63 \text{ мм.}$$

Длина нарезанной части червяка (2.73)

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m = (10 + 5,5|-0,44| + 2)6,3 = 90,85 \text{ мм.}$$

Округляя до стандартного значения (см. табл. 19.1), принимаем $b_1 = 90 \text{ мм.}$

Диаметр делительный колеса (2.74)

$$d_2 = z_2m = 36 \cdot 6,3 = 226,8 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности вершин зубьев (2.75)

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 226,8 + 2 \cdot 6,3(1 - 0,44) = 233,86 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин (2.76)

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 226,8 - 2 \cdot 6,3[1,2 - (-0,44)] = 206,14 \text{ мм.}$$

Диаметр колеса наибольший (2.77)

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 233,86 + 6 \cdot 6,3/(2 + 2) = 243,3 \text{ мм.}$$

Округлим до стандартного числа $d_{aM2} = 240 \text{ мм.}$

Ширина венца (2.78)

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,355 \cdot 150 = 53,25 \text{ мм.}$$

Примем стандартное число $b_2 = 53 \text{ мм.}$

6. Проверочный расчет передачи на контактную прочность.

Действительное значение окружной скорости на начальном диаметре червяка

$$v_{w1} = \pi n_1 m (q + 2x) / 60 \cdot 000 = \\ = 3,14 \cdot 540 \cdot 6,3 (12,5 - 2 \cdot 0,44) / 60 \cdot 000 = 2,07 \text{ м/с.}$$

Угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре (2.80)

$$\gamma_w = \arctg [z_1 / (q + 2x)] = \arctg [2 / (12,5 - 2 \cdot 0,44)] = 9,7659^\circ$$

Скорость скольжения в зацеплении (2.79)

$$v_s = v_{w1} / \cos \gamma_w = 2,07 / \cos 9,7659^\circ = 2,1 \text{ м/с.}$$

Уточним значение допускаемого контактного напряжения (2.59)

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s = 300 - 25 \cdot 2,1 = 247,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Окружная скорость (м/с) на колесе

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / 60 \cdot 000 = 3,14 \cdot 226,8 \cdot 30 / 60 \cdot 000 = 0,356 \text{ м/с.}$$

Коэффициент нагрузки $K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с.

Тогда расчетное контактное напряжение (2.81)

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma (q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w (q + 2x)} \right]^3} K T_2 = \\ = \frac{5350(12,5 - 2 \cdot 0,44)}{36} \sqrt{\left[\frac{36 + 12,5 - 2 \cdot 0,44}{150(12,5 - 2 \cdot 0,44)} \right]^3} 1 \cdot 800 = 220,6 \text{ Н/мм}^2$$

что находится в допустимом диапазоне.

7. Коэффициент полезного действия η червячной передачи.

Приведенный угол трения по табл. 2.12 при скорости скольжения $v_s = 2,1$ м/с равен $\rho = 2^\circ 28' = 2,47^\circ$.

Тогда (2.82)

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg}(\gamma_w + \rho) = \operatorname{tg} 9,7659^\circ / \operatorname{tg}(9,7659^\circ + 2,47^\circ) = 0,794.$$

8. Силы в зацеплении (см. рис. 2.7).

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке (2.83):

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 800 \cdot 10^3 / 226,8 = 7055 \text{ Н.}$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе (2.84):

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_2/(d_{w1} u_{\phi} \eta) = 2 \cdot 800 \cdot 10^3 / (73,2 \cdot 18 \cdot 0,794) = 1529 \text{ Н.}$$

Радиальная сила (2.85)

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_w = 7055 \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 9,7659^\circ = 2606 \text{ Н.}$$

9. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба. Коэффициент нагрузки $K = 1,0$ (см. п. 6). Эквивалентное число зубьев червячного колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 36 / \cos^3 9,7659^\circ = 37,6.$$

По табл. 2.13 коэффициент $Y_{F2} = 1,6$.

Расчетное напряжение изгиба (2.86)

$$\sigma_F = \frac{0,7 K Y_{F2} F_{t2}}{m b_2} = \frac{0,7 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 7055}{6,3 \cdot 53} = 23,7 \text{ Н/мм}^2,$$

что значительно меньше допускаемого $[\sigma]_F = 58,9 \text{ Н/мм}^2$.

10. Тепловой расчет передачи.

Мощность на червяке (2.88)

$$P_1 = 0,1 T_2 n_2 / \eta = 0,1 \cdot 800 \cdot 30 / 0,794 = 3023 \text{ Вт.}$$

Поверхность охлаждения корпуса (см. табл. 2.14) $A = 0,47 \text{ м}^2$. Коэффициент теплоотдачи $K_T = 13 \dots 18 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$. Тогда по формуле (2.89) температура нагрева масла без искусственного охлаждения

$$\begin{aligned} t_{\text{раб}} &= (1 - \eta) P_1 / [K_T A (1 + \psi)] + 20^\circ = \\ &= (1 - 0,794) 3023 / [(13 \dots 18) 0,47 (1 + 0,3)] + 20^\circ = 98 \dots 77^\circ \text{C,} \end{aligned}$$

что не превышает максимально допустимой температуры.

Для построения компоновочной схемы следует определить размеры отдельных участков валов, имея в виду, что будут применены конические роликовые подшипники.

Для входного вала червячного редуктора (3.1)

$$d = 8\sqrt[3]{T_1} = 8\sqrt[3]{55,5} = 30,5 \text{ мм.}$$

После округления принимаем $d = 30$ мм.

Диаметры других участков вала (3.2) (рис. 3.1):

$$d_{\Pi} = d + 2t_{\text{шкл}} = 30 + 2 \cdot 3,5 = 37 \text{ мм. Принимаем } d_{\Pi} = 40 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{БП}} = d_{\Pi} + 3r = 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм. Округляем до } d_{\text{БП}} = 48 \text{ мм.}$$

Размеры других участков входного вала с цилиндрическим концом:

– длина посадочного конца $l_{\text{МБ}} = 1,5d = 1,5 \cdot 30 = 45$ мм;

– длина промежуточного участка $l_{\text{КБ}} = 2,0d_{\Pi} = 2,0 \cdot 40 = 80$ мм.

Для выходного вала червячного редуктора (3.1)

$$d = 6\sqrt[3]{T_2} = 6\sqrt[3]{800} = 55,7 \text{ мм.}$$

После округления принимаем $d = 56$ мм.

Диаметры других участков вала (3.2) (см. рис. 3.1):

$$d_{\Pi} = d + 2t_{\text{кон}} = 56 + 2 \cdot 2,5 = 61 \text{ мм. Принимаем } d_{\Pi} = 60 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{БП}} = d_{\Pi} + 3r = 60 + 3 \cdot 3,5 = 70,5 \text{ мм. Округляем до } d_{\text{БП}} = 71 \text{ мм.}$$

Диаметр $d_{\text{К}}$ принимаем равным $d_{\text{БП}}$, т.е. $d_{\text{К}} = 71$ мм.

Размеры других участков выходного вала с коническим концом:

– длина посадочного конца $l_{\text{МТ}} = 1,5d = 1,5 \cdot 56 = 84$ мм;

– длина цилиндрического участка конического конца $0,15d = 0,15 \cdot 56 \approx 8$ мм;

– диаметр d_p и длина l_p резьбы (3.9) $d_p \approx 0,9(d - 0,1l_{\text{МТ}}) = 0,9(56 - 0,1 \cdot 84) = 42,8$ мм, ближайшее стандартное значение d_p : $M39 \times 3$;

$l_p = 0,8d_p = 0,8 \cdot 39 = 31,2$ мм. Округляя, получим $l_p = 30$ мм;

– длина промежуточного участка $l_{\text{КТ}} = 1,2d_{\Pi} = 1,2 \cdot 60 = 72$ мм;

– длина ступицы колеса $l_{\text{СТ}} = d_{\text{К}} = 71$ мм.

Расчет ременной передачи. Согласно заданию движение на вал червяка передается ременной передачей. *Исходные данные:* мощность на ведущем шкиве $P = 4$ кВт; частота вращения $n = 1410 \text{ мин}^{-1}$. Примем для расчета поликлиновой ремень. *Результаты расчета* выполненного по [7, 8]: ремень сечения Л; число клиньев $z = 8$; диаметры шкивов $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 265$ мм; ширина шкива $B = 45$ мм; передаточное число $u_{\text{рп}} = 2,68$; сила, нагружающая вал червяка, $F_p = 968$ Н.

Направление силы F_p принимают по линии центров передачи.

На рис. 3.15 приведена эскизная компоновка червячного редуктора. Дальнейшую разработку конструкции см. разд. 13.3.

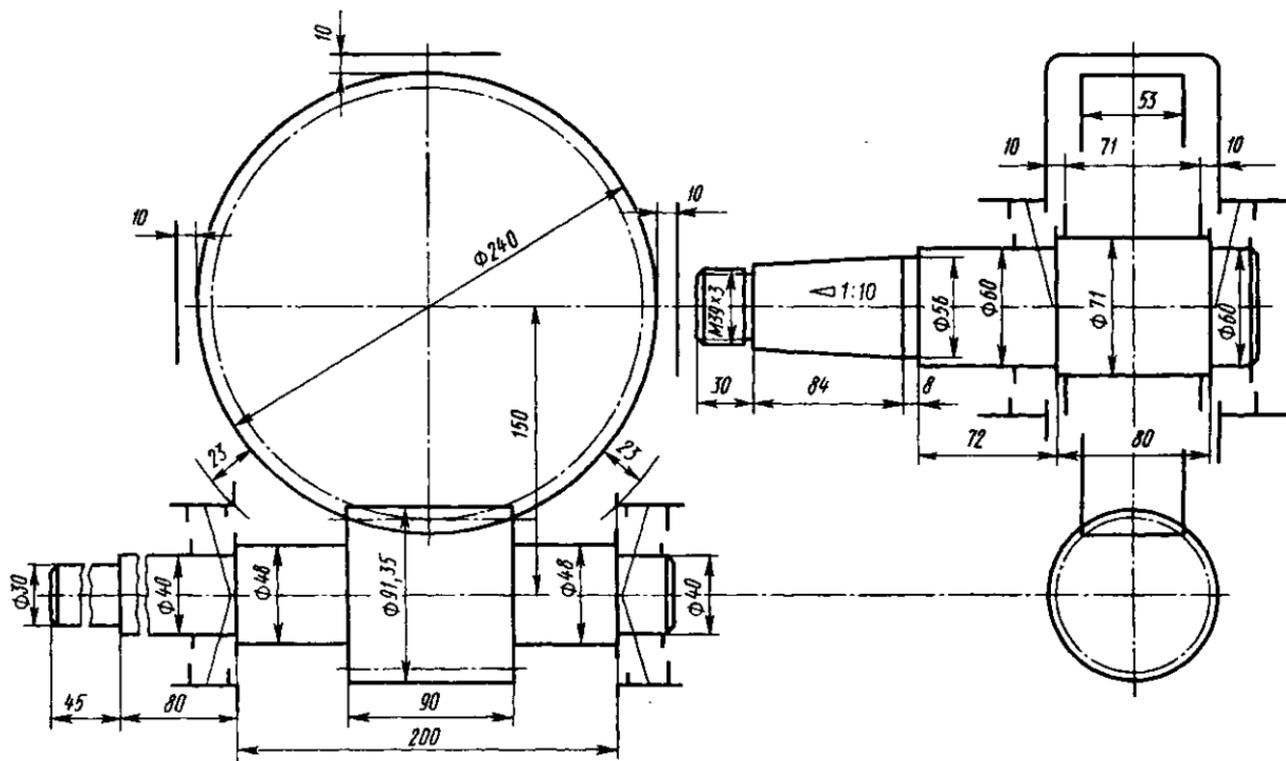


Рис. 3.15

КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ, ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС, ЧЕРВЯКОВ, ШКИВОВ И ЗВЕЗДОЧЕК

По результатам разработки эскизного проекта были вычерчены контуры зубчатых или червячных колес и червяков. Следующим шагом является конструктивная отработка их формы.

4.1. Цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления

Форма зубчатого колеса может быть плоской (рис. 4.1, а, б) или с выступающей ступицей (рис. 4.1, в). Значительно реже (в одноступенчатых редукторах) колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны.

Торцы ступицы определяют положение колеса на валу. Торцы зубчатого венца используют для установки заготовки при нарезании зубьев.

На рис. 4.1, а-в показаны простейшие формы колес, применяемые при *единичном и мелкосерийном производстве*. При небольших диаметрах колес их изготавливают из прутка, а при больших — заготовки получают свободной ковкой с последующей токарной обработкой. Чтобы уменьшить объем точной обработки резанием, на

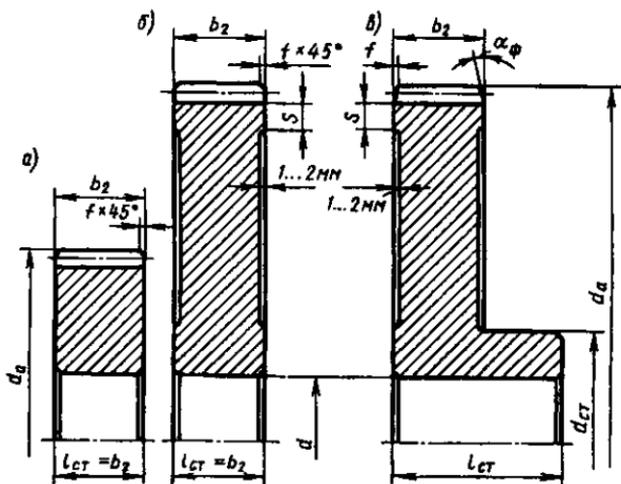


Рис. 4.1

дисках колес выполняют выточки (рис. 4.1, б, в). При диаметре $d_a < 80$ мм эти выточки, как правило, не делают (рис. 4.1, а).

Длину $l_{ст}$ посадочного отверстия колеса желательно принимать равной или больше ширины b_2 зубчатого венца ($l_{ст} \geq b_2$). Принятую длину ступицы согласуют с расчетом соединения (шлицевого, с натягом или шпоночного), выбранного для передачи вращающего момента с колеса на вал, и с диаметром посадочного отверстия d :

$$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d, \text{ обычно } l_{ст} = (1,0 \dots 1,2)d.$$

При $l_{ст} > b_2$ выступающую часть ступицы располагают по направлению действия осевой силы F_a в зацеплении.

Диаметр $d_{ст}$ назначают в зависимости от материала ступицы: для стали $d_{ст} = (1,5 \dots 1,55)d$; чугуна $d_{ст} = (1,55 \dots 1,6)d$; легких сплавов $d_{ст} = (1,6 \dots 1,7)d$: меньшие значения для шлицевого соединения колеса с валом, большие – для шпоночного и соединения с натягом.

Ширина S торцов зубчатого венца принимают:

$$S = 2,2m + 0,05b_2,$$

где m – модуль зацепления, мм.

На торцах зубчатого венца выполняют фаски. Размеры фасок принимают $f \approx (0,5 \dots 0,6)m$ с округлением до стандартного значения (табл. 4.1).

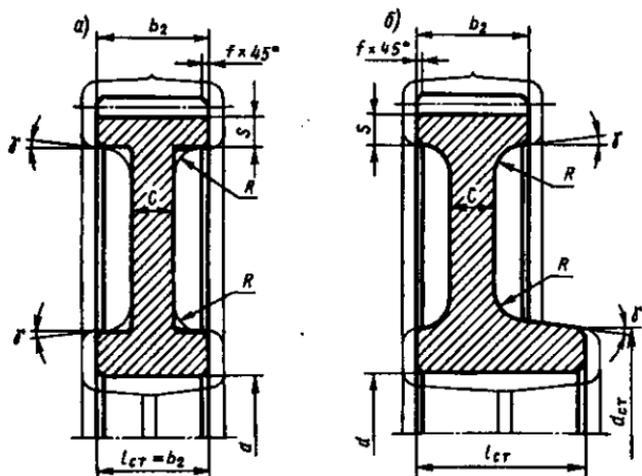


Рис. 4.2

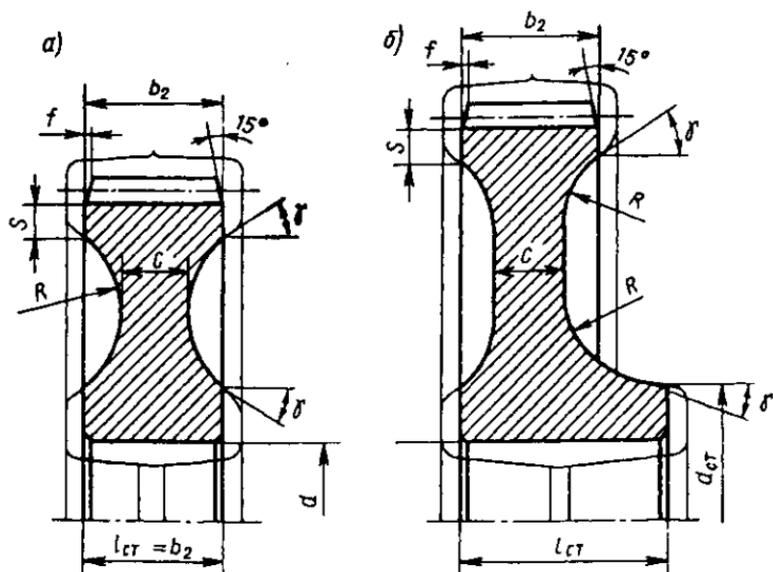


Рис. 4.3

На прямозубых зубчатых колесах фаску выполняют под углом $\alpha_{\text{ф}} = 45^\circ$, на косозубых и шевронных колесах при твердости рабочих поверхностей менее 350 НВ – под углом $\alpha_{\text{ф}} = 45^\circ$ (рис. 4.1, а, б), а при более высокой твердости – $\alpha_{\text{ф}} = 15^\circ$ (рис. 4.1, в).

Острые кромки на торцах ступицы, углах обода также притупляют фасками, размеры f которых (мм) принимают по табл. 4.1.

4.1. Размеры фасок

d	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 250	Св. 250 до 500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

При объеме годового выпуска более 100 шт. применяют двусторонние штампы. Форму зубчатых колес для этих случаев проектируют по рис. 4.2, а, б. Тонкими линиями показана заготовка колеса после штамповки. Для свободной выемки заготовки колес из штампа принимают значения штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм.

Толщину диска делают

$$C \approx 0,5(S + S_{\text{ст}}) \geq 0,25b_2, \quad \text{где } S_{\text{ст}} = 0,5(d_{\text{ст}} - d).$$

Для уменьшения влияния термической обработки на точность геометрической формы зубчатые колеса делают массивными: $C = (0,35 \dots 0,4)b_2$.

Условия пластического деформирования металла при штамповке улучшены, если выемки в дисках колес выполнять по рис. 4.3, а, б. Радиусы закруглений принимают $R \geq 20$ мм, а штамповочные уклоны $\gamma \geq 12^\circ$. В зависимости от соотношения размеров колес выемки в дисках оформляют одной дугой радиуса R (рис. 4.3, а) или двумя дугами радиуса R и плоскостью (рис. 4.3, б). Толщина диска в этом случае $C \approx 0,5b_2$.

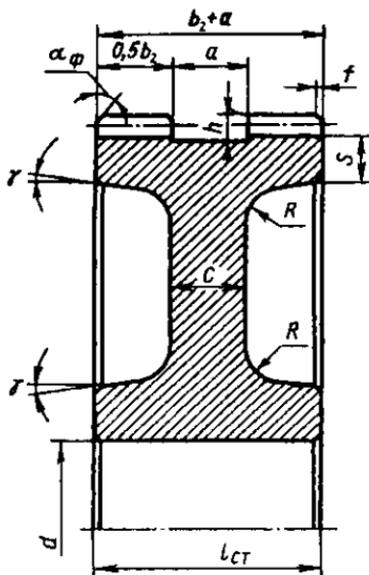


Рис. 4.4

Для снижения массы колес, что особенно важно, например, в авиастроении, колеса делают с более тонким диском ($C \approx 0,25b_2$). радиусы закруглений принимают минимальными, в дисках выполняют 4 ... 6 отверстий большого диаметра. Однако шумовые характеристики передачи при этом существенно выше. Для быстроходных колес ($n \geq 1000$ мин⁻¹) после механической обработки проводят балансировку. Если произвести механическую обработку кругом, как показано на рис. 4.2, а, то специальную балансировку можно не делать.

Шевронные зубчатые колеса (рис. 4.4) отличает от других цилиндрических увеличенная ширина. Наиболее часто шевронные колеса изготавливают с канавкой посередине, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья. Диаметр фрезы зависит от модуля зубьев, поэтому ширину a (мм) канавки назначают в зависимости от модуля m (мм) (табл. 4.2).

4.2. Ширина a канавки для выхода фрезы

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

Размеры (мм) остальных конструктивных элементов шевронных колес:

$$l_{\text{сг}} = b_2 + a; \quad C = (0,3 \dots 0,35)(b_2 + a);$$

$$S = 2,2m + 0,05(b_2 + a); \quad h = 2,5m.$$

4.2. Цилиндрические зубчатые колеса внутреннего зацепления

Основные конструктивные элементы $d_{\text{сг}}$, $l_{\text{сг}}$, S , f (рис. 4.5, а, б) в колесах внутреннего зацепления принимают по соотношениям для колес внешнего зацепления, которые приведены на стр. 85. Конструктивное исполнение колес внутреннего зацепления может быть выполнено по одному из вариантов, показанных на рис. 4.5 и отличающихся расположением ступицы относительно зубчатого венца:

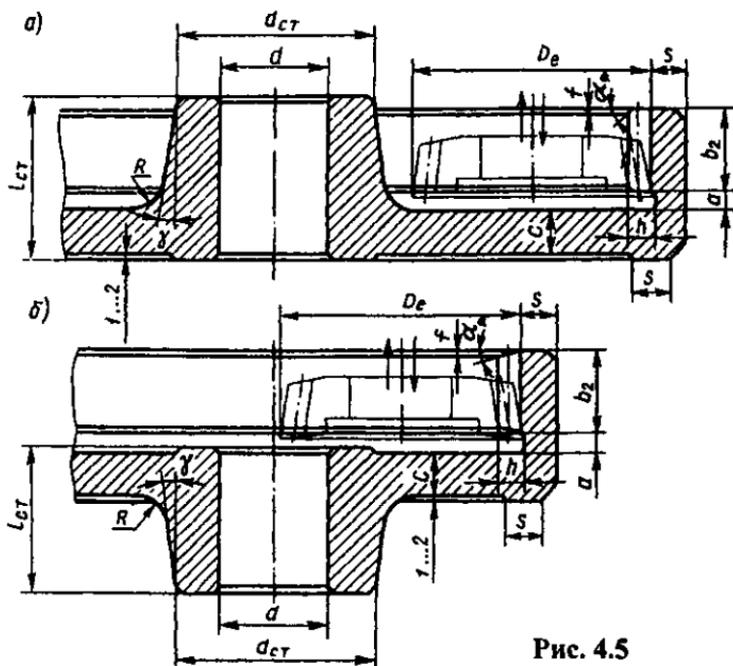


Рис. 4.5

ступица расположена внутри колеса (рис. 4.5, а), что обеспечивает лучшие условия работы зацепления по сравнению с вариантом по рис. 4.5, б, в котором ступица вынесена за контур зубчатого венца. Вариант по рис. 4.5, а можно применять в том случае, когда расстояние от наружной поверхности ступицы до внутренней поверхности зубчатого венца больше наружного диаметра D_e долбяка, которым изготавливают зубья. Кроме того необходимо, чтобы шестерня, находящаяся в зацеплении с колесом, свободно размещалась между зубчатым венцом и ступицей.

Контур долбяка показан на рис. 4.5, а, б. В табл. 4.3 для прямозубых колес приведены (мм) в зависимости от модуля m диаметры D_e долбяков, размеры a канавок для выхода долбяка и размещения стружки, образующейся при долблении зубьев.

4.3. Размер a канавки для выхода долбяка

m	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	5	6	7	8
D_e	54	56	56	54	55	55	60	56	112	110	120	126	128
a	5				6				7		8		9

Глубину канавки принимают $h = 2,5m$, толщину диска $C = (0,3 \dots 0,35)b_2$.

4.3. Блоки зубчатых колес

В коробках передач автомобилей, тракторов и металлорежущих станков применяют зубчатые колеса, имеющие два, три или четыре зубчатых венца. Такие конструкции называют *блоками зубчатых колес*. Выполняют их по форме, показанной на рис. 4.6, а, б. Между отдельными венцами предусматривают канавки для выхода режущего инструмента (долбяка) при изготовлении зубьев. Ширину a канавки принимают в зависимости от диаметра D_e долбяка по табл. 4.3. Глубина канавки $h \geq 2,5m$.

Для размещения передвижных камней или вилок между венцами колес делают кольцевые канавки шириной более a и с полем допуска Н11, которое в случае закалки колеса обеспечивают шлифованием боковых стенок паза. Зубья венцов блоков со стороны входа в

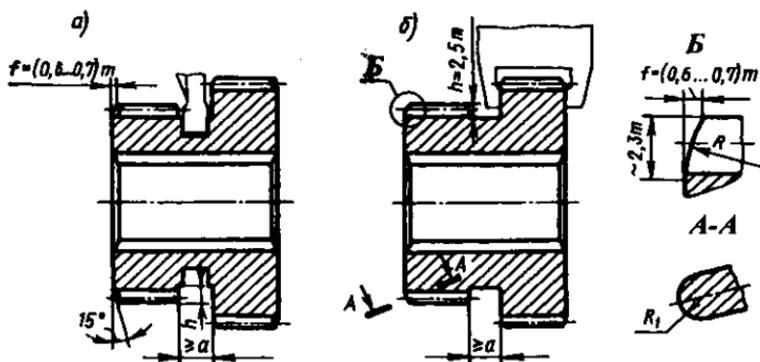


Рис. 4.6

зацепление скашивают фаской $f = (0,6 \dots 0,7)m$ под углом $\sim 15^\circ$ (рис. 4.6, а) и закругляют радиусом $R_1 = 0,8m$ (рис. 4.6, б сечение А-А). Скашивание производят также по криволинейному профилю (выносной элемент В, рис. 4.6, б). Со стороны входа в зацепление скашивают и закругляют также сопряженные зубчатые колеса.

4.4. Конические зубчатые колеса

Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм показаны на рис. 4.7. При угле делительного конуса $\delta \leq 30^\circ$ колеса выполняют по рис. 4.7, а, а при угле $\delta \geq 45^\circ$ по рис. 4.7, б. Если угол делительного конуса находится между 30 и 45° , то допускают обе формы конических колес. Размеры d_{ct} и l_{ct} ступицы определяют по соотношениям для цилиндрических зубчатых колес. Рекомендуют принимать $l_{ct} = (1,2 \dots 1,4)d$.

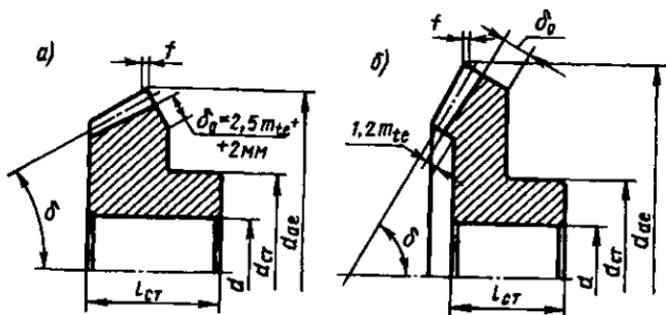


Рис. 4.7

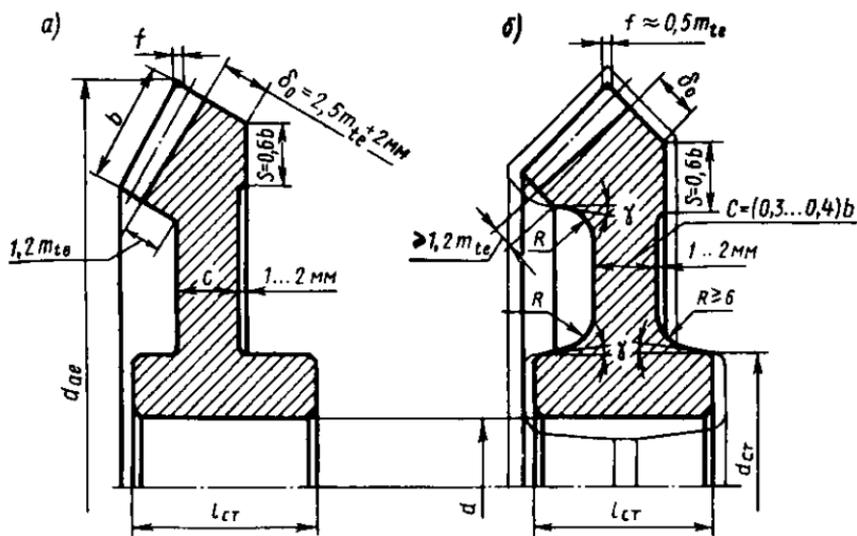


Рис. 4.8

На рис. 4.8 показаны формы конических зубчатых колес при внешнем диаметре вершин зубьев $d_{ав} > 120$ мм. По рис. 4.8, а конструируют колеса при *единичном и мелкосерийном производстве*. Колеса меньших диаметров изготовляют из прутка, больших – свободной ковкой с последующей токарной обработкой. По рис. 4.8, б конструируют конические колеса при *крупносерийном производстве*. Тонкими линиями показана заготовка, получаемая ковкой в двусторонних штампах.

При любой форме колес внешние углы зубьев притупляют фаской $f \approx 0,5 m_{тс}$,

обрабатывая колеса по внешнему диаметру $d_{ав}$ параллельно оси посадочного отверстия. Торце зубчатого венца шириной S используют для установки заготовки при нарезании зубьев. Для уменьшения

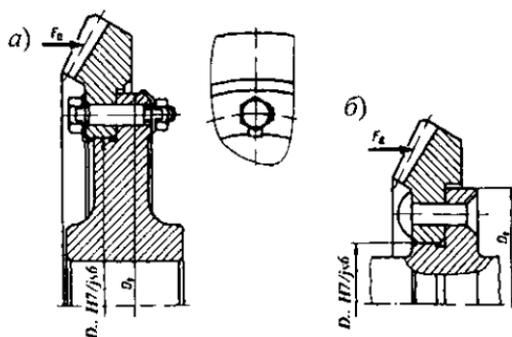


Рис. 4.9

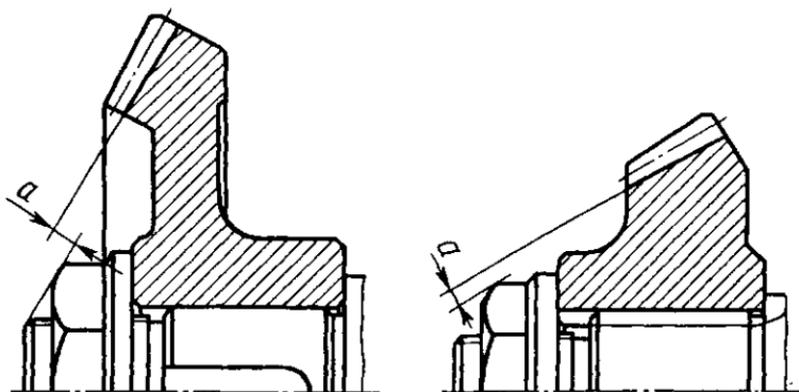


Рис. 4.10

объема точной механической обработки выполняют выточки глубиной 1 ... 2 мм.

При внешнем диаметре $d_{ae} > 180$ мм с целью экономии дорогостоящих сталей колеса иногда выполняют составными. В зависимости от размеров колеса зубчатый венец крепят к стальному центру болтами, установленными без зазора – "под развертку" (рис. 4.9, а), или к фланцу вала заклепками (рис. 4.9, б). Зубчатый венец располагают так, чтобы осевая сила F_a , действующая в зацеплении, была направлена на опорный фланец.

Широкое применение имеют конические колеса с круговыми зубьями, которые нарезают резцовыми головками, закрепляя заготовку на оправке. Чтобы такое нарезание можно было осуществить, необходимо предусмотреть свободный выход инструмента – размер $a \geq 0,5t_{ic}$ (рис. 4.10), где t_{ic} – внешний окружной модуль.

4.5. Валы-шестерни

Возможны два конструктивных исполнения шестерен зубчатых передач: за одно целое с валом (*вал-шестерня*) и отдельно от него (*насадная шестерня*). Более рациональной конструкцией является вал-шестерня. Изготавливают вал-шестерню из поковки. Качество (жесткость, точность, надежность) вала-шестерни оказывается выше, так как нет соединения шестерни с валом и, следовательно, меньше возможных погрешностей и источников отказов. При этом стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни.

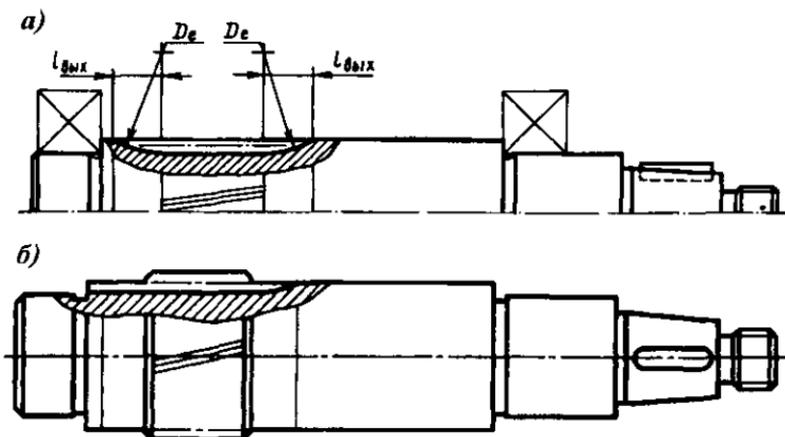


Рис. 4.11

Именно поэтому все шестерни редукторов выполняют за одно целое с валом. Насадные шестерни применяют в тех случаях, когда по каким-либо причинам их нельзя сделать за одно целое с валом (например, по условиям работы шестерня должна быть подвижной вдоль оси вала).

При изготовлении вала-шестерни зубья цилиндрической зубчатой передачи нарезают на валу. При небольших передаточных числах обеспечивается нарезание зубьев со свободным входом и выходом инструмента. При больших передаточных числах наружный диаметр шестерни, как правило, мало отличается от диаметра вала, и валы-шестерни конструируют по рис. 4.11, а, б. Выход фрезы ($l_{\text{вых}}$, мм) определяют графически по диаметру фрезы D_e (мм), который в зависимости от модуля m (мм) принимают по табл. 4.4.

В конструкциях с врезной шестерней (рис. 4.11, а) усложнено зубофрезерование и шлифование зубьев. По возможности следует предусмотреть вход инструмента со стороны заплечика вала (рис. 4.11, б).

Конструкция вала в месте нарезания зубьев зависит от передаточного числа и межосевого расстояния передачи (см. разд. 12.3).

4.4. Диаметры фрез для нарезания наружных зубьев цилиндрических колес

Степень точности передачи	Диаметр фрезы D_e при модуле m					
	2 ... 2,25	2,5 ... 2,75	3 ... 3,75	4 ... 4,5	5 ... 5,5	6 ... 7
7	90	100	112	125	140	160
8 ... 10	70	80	90	100	112	125

Выступающим концам валов-шестерен придают в основном коническую форму, хотя возможна и цилиндрическая.

4.6. Червячные колеса

Основные геометрические размеры червячного колеса определены из расчета (см. с. 39). Чаще всего червячные колеса изготавливают составными: центр колеса – из серого чугуна или из стали,

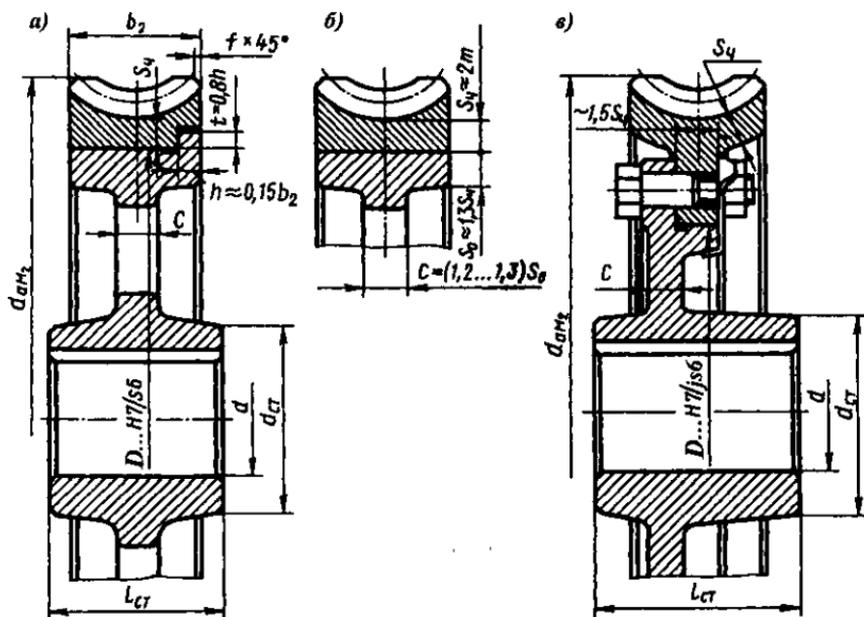


Рис. 4.12

зубчатый венец — из бронзы. Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого по значению вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы. Конструкция червячного колеса и способ соединения венца с центром зависят от объема выпуска. При единичном и мелкосерийном производстве, когда годовой объем выпуска менее 50 шт., и небольших размерах колес ($d_{ам2} < 300$ мм) зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом. Посадку выбирают по методике, изложенной в разд. 5.3. Конструктивно это соединение оформляют так, как показано на рис. 4.12, а, б. При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности центра можно предусмотреть бортик, на который направляют осевую силу (рис. 4.12, а). Однако наличие бортика усложняет изготовление и центра, и венца. Целесообразнее соединение венца с центром выполнять без бортика (рис. 4.12, б), а посадку выбирать по методике, изложенной в гл. 5. При этом устанавливать винты в стык зубчатого венца и обода центра не требуется.

При больших размерах колес ($d_{ам2} \geq 300$ мм) крепление венца к центру можно осуществлять болтами, поставленными без зазора (рис. 4.12, в). В этом случае венец предварительно центрируют по диаметру D ; сопряжение центрирующих поверхностей выполняют по переходной посадке. Окончательно положение зубчатого венца определяет сопряжение его отверстий со стержнями болтов, поставленных без зазора. В этой конструкции необходимо предусматривать надежное стопорение гайки от самоотвинчивания, пружинные стопорные шайбы применять не рекомендуют.

Частота вращения червячных колес, как правило, невелика и их балансировку не проводят. Поэтому нерабочие поверхности обода, диска, ступицы колеса оставляют необработанными и делают конусными с большими радиусами закруглений. Острые кромки на торцах венца притупляют фасками $f \approx 0,5m$ с округлением до стандартного значения (см. табл. 4.1), где m — модуль зацепления. Размеры других основных конструктивных элементов (рис. 4.12):

$$S \approx 2m + 0,05b_2; \quad S_0 \approx 1,25S; \quad C = (1,2 \dots 1,3)S_0; \\ h \approx 0,15b_2; \quad t \approx 0,8h.$$

Остальные конструктивные элементы червячных колес следует принимать такими же, как для цилиндрических зубчатых колес (см. с. 85).

При серийном производстве (годовой объем выпуска более 100 шт.) экономически выгоднее применять наплавленный венец: снижаются требования к точности обработки сопрягаемых поверхностей венца и центра, не нужны мощные прессы для их соединения, не требуется крепление винтами.

Чугунный или стальной центр, нагретый до 700 ... 800 °С, закладывают в металлическую форму, подогревают ее до 150 ... 200 °С и заливают расплавленной бронзой. При остывании между центром и венцом возникает натяг, вызываемый усадкой затвердевающего жидкого металла венца. На ободе центра предусматривают 6 ... 8 углублений различной формы; после наплавки образуются выступы, которые дополнительно воспринимают как окружную, так и осевую силы.

Толщину наплавленного венца принимают $S_v \approx 2m$.

Наружную поверхность центра получают либо обработкой резанием, либо при отливке в кокиль.

Конструктивные варианты исполнения наплавленных венцов показаны на рис. 4.13, а-г.

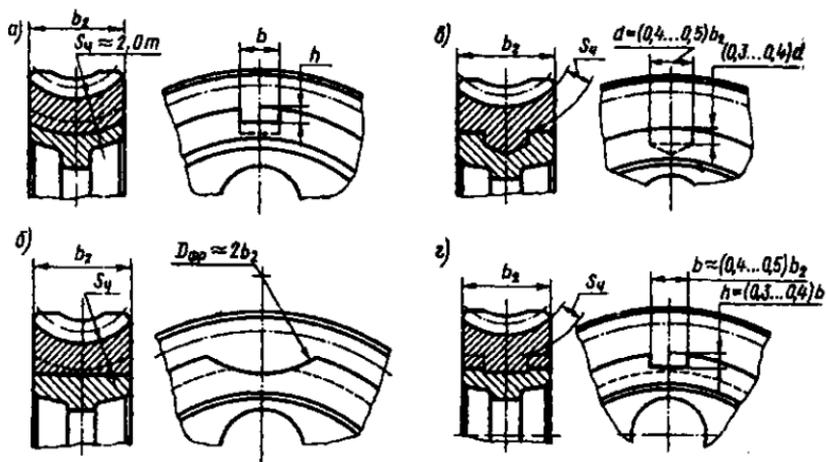


Рис. 4.13

На рис. 4. 13, *а-в* показаны конструкции червячных колес, центры которых получены *обработкой резанием*. Вогнутую поверхность центра (рис. 4.13, *а, б*) получают обработкой на токарном станке. Различие между этими двумя вариантами – в форме поперечных пазов. Пазы получают радиальной подачей фрезы: *а* – дисковой (ось вращения фрезы перпендикулярна к оси вращения колеса); *б* – цилиндрической (ось вращения фрезы параллельна оси вращения колеса). Размеры пазов: $b \approx (0,3 \dots 0,5)b_2$; $h = (0,3 \dots 0,4)b$. По технологичности и трудоемкости оба варианта равноценны. По рис. 4.13, *в* углубления на ободке центра высверливают.

На рис. 4.13, *г* показана конструкция, в которой на поверхности центра выполнена кольцевая проточка и 6 ... 8 поперечных пазов. Центр колеса в этом случае получен *отливкой в кокиль*. Механическую обработку наружной поверхности не проводят. Перед заливкой бронзой центр очищают от жировых и оксидных пленок химической обработкой. Кокиль состоит из отдельных сегментов, число которых соответствует числу пазов. Такая сложная конструкция кокиля обусловлена необходимостью извлечь заготовку после затвердевания металла. Размеры *b* и *h* пазов центра назначают такими же, как и при обработке резанием.

Зубья червячных колес имеют вогнутую дугообразную форму. Поэтому оптимальна форма наружной поверхности центра, повторяющая форму зубьев, такая, например, как на рис. 4.13, *а, б* или на рис. 4.13, *г*. Но на практике в равной степени применяют и остальные формы.

При любой конфигурации зубчатого венца механическую обработку и нарезание зубьев выполняют после соединения венца с центром.

Размеры других конструктивных элементов принимают по приведенным выше зависимостям (см. с. 95).

4.7. Конструктивные формы червяков

Червяки выполняют стальными и чаще всего за одно целое с валом. Геометрические размеры червяка, в том числе длина b_1 нарезанной части и ориентировочное расстояние l между опорами, известны из расчетов и эскизного чертежа редуктора.

Размеры выступающего из редуктора конца вала-червяка согласуют с соответствующими размерами вала электродвигателя и соединительной муфты. Затем определяют диаметр вала в месте установки подшипников. Рекомендации по этим вопросам приведены в гл. 3 и 12.

На рис. 4.14, а-в приведены возможные конструкции цилиндрических червяков. Одним из основных требований, предъявляемых к ним, является обеспечение высокой жесткости червяка. С этой целью расстояние l между опорами стараются делать как можно меньшим.

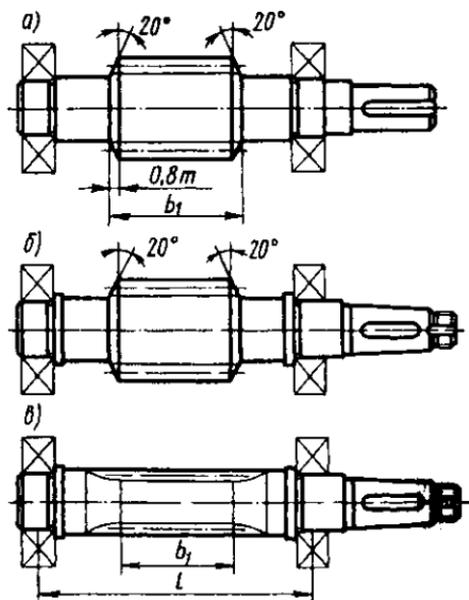


Рис. 4.14

Диаметр вала-червяка в ненарезанной части назначают таким, чтобы обеспечить по возможности свободный выход инструмента при обработке витков и необходимую величину упорного заплечика для подшипника. На рис. 4.14, а, б диаметр вала-червяка перед нарезанной частью удовлетворяет условию свободного выхода инструмента при обработке витков. На рис. 4.14, а высота заплечика при этом достаточна для упора подшипника, а по рис. 4.14, б — мала. Поэтому для упора подшипника предусмотрен специальный заплечик большей высоты.

При малом диаметре червяк приходится выполнять по рис. 4.14, в. В этом случае высоту упорного заплечика в местах установки подшипников согласуют с наружным диаметром червяка. При необходимости заплечики выполняют так, как показано на рис. 4.14, в.

4.8. Установка колес на валах

При разработке конструкции узла с зубчатыми или червячными колесами необходимо обеспечить точную установку колеса на валу и передачу вращающего момента от колеса к валу или от вала к колесу, решить вопросы, связанные с осевым фиксированием колес на валах и при необходимости предусмотреть регулирование осевого положения колес.

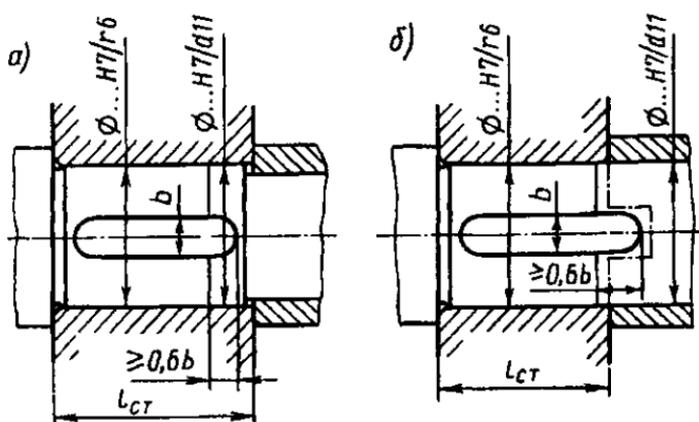


Рис. 4.15

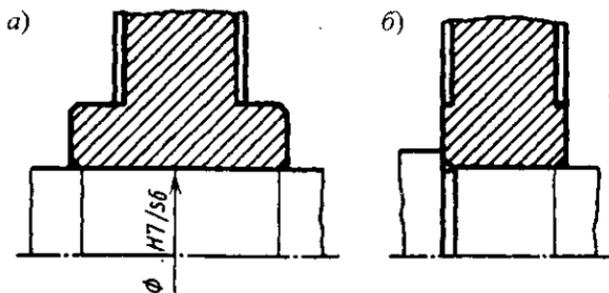


Рис. 4.16

Точную установку колеса на валу обеспечивают посадкой с натягом, а для передачи вращающего момента применяют, например, шпоночное соединение (см. также гл. 5). В процессе установки колес на валы с натягом трудно бывает совместить паз в ступице колеса со шпонкой, которая заранее установлена на валу. Для облегчения сборки необходимо или предусмотреть направляющий цилиндрический участок вала, на котором обеспечивается сопряжение с колесом с зазором (рис. 4.15, *a*), или удлинить шпонку, выведя ее за пределы посадочного места (рис. 4.15, *б*). В сопряженной детали при этом необходимо выполнять паз для выступающего конца шпонки. В каждом из вариантов рис. 4.15 вначале путем свободного поворота колеса относительно вала совмещают шпоночный паз в ступице со шпонкой, а затем запрессовывают колесо на вал.

Зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекоса. Если $l_{ст} / d \geq 0,7$ ($l_{ст}$ – длина ступицы, d – диаметр отверстия в ней), то цилиндрическая поверхность отверстия полностью определяет положение колеса относительно вала. Если при этом для передачи вращающего момента используется соединение с натягом, то колесо может быть установлено без перекоса даже на гладком валу. Осевая фиксация колеса обеспечена силами трения (рис. 4.16, *a*).

Очень часто для определения осевого положения колеса на валу изготавливают заплечик. Это упрощает установку колеса на вал – при сборке колесо доводят до упора в торец заплечика. При коротких ступицах, у которых $l_{ст} / d < 0,7$, торец заплечика не только определяет осевое положение колеса, но и точное (без перекоса) его распо-

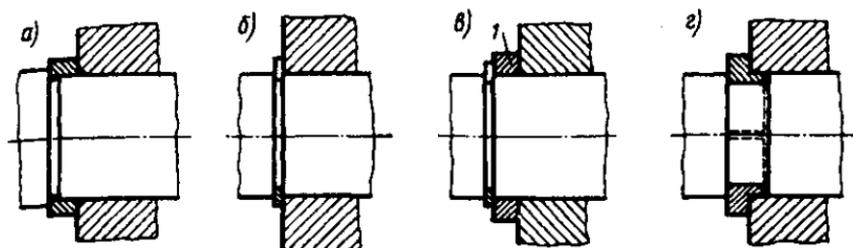


Рис. 4.17

ложение относительно вала (рис. 4.16, б). Если на валу не удается создать заплечик нужного размера, то можно установить дополнительное кольцо (рис. 4.17, а). Иногда валы по разным причинам делают гладкими, без уступов. Тогда для упора колес создают искусственные заплечики (рис. 4.17, б-г). Упорным заплечиком может служить, например, пружинное кольцо (рис. 4.17, в). Для увеличения поверхности контакта перед пружинным кольцом поставлено кольцо *I* (рис. 4.17, в). В конструкции, изображенной на рис. 4.17, г, упорный заплечик создан двумя полукольцами, заложёнными в канавку вала. От выпадания полукольца удерживают поверхностью отверстия колеса.

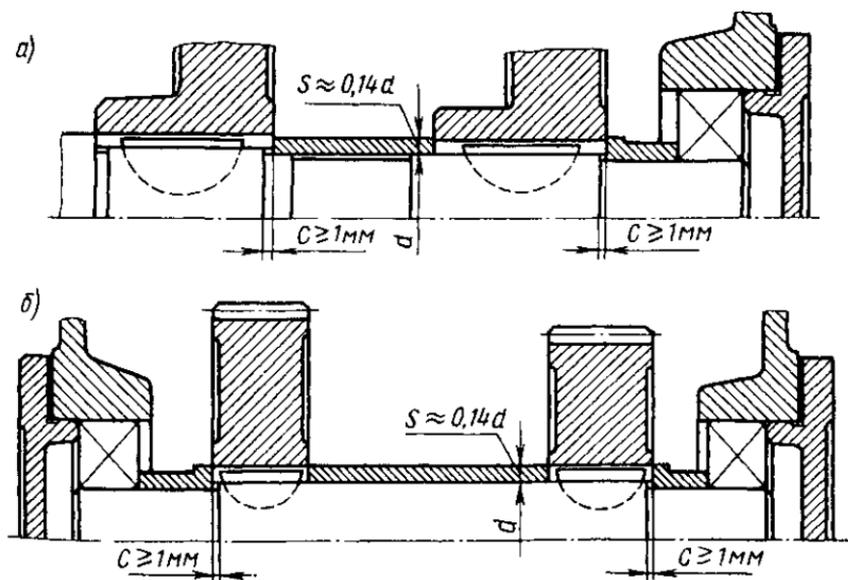


Рис. 4.18

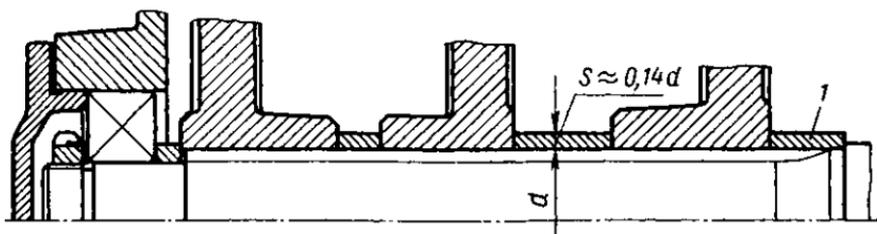


Рис. 4.19

Недостатком приведенных способов является наличие канавки – концентратора напряжений, снижающего сопротивление усталости вала. Поэтому сечение вала по канавке должно быть проверено расчетом на прочность.

На валу коробки передач устанавливают несколько зубчатых колес. Осевое фиксирование группы колес осуществляют упором колес и распорных втулок с одной стороны в заплечик вала, а с другой – в торец кольца подшипника (рис. 4.18, а). Зазор S выполняют для обеспечения контакта торцов деталей. По рис. 4.18, б группа колес зафиксирована между торцами подшипников.

На рис. 4.19 показано фиксирование группы колес, устанавливаемых на шлицевом участке вала. Для предотвращения микроперемещений и уменьшения изнашивания шлицевого соединения фиксирование колес выполняют с приложением осевой силы. При этом по центрирующему диаметру необходима посадка с натягом. Осевая сила затяжки действует со стороны гайки на весь комплект колес через внутреннее кольцо подшипника и втулки (рис. 4.19). Заплечик вала, в который упирается дистанционная втулка 1, при необходимости может быть заменен любым искусственным заплечиком (рис. 4.17).

4.9. Регулирование осевого положения колес

Погрешности изготовления деталей по угловым и осевым линейным размерам, а также погрешности сборки приводят к неточному относительному положению колес в зубчатых передачах или червячного колеса и червяка в червячных передачах.

В цилиндрических передачах редукторов для компенсации неточности относительного осевого положения колес ширину шестерни, которая имеет более высокую поверхностную твердость

зубьев, делают больше ширины колеса (см. с. 24). Это позволяет избежать неравномерное изнашивание зубьев сопряженного колеса.

С целью уменьшения осевых размеров *коробок передач* (зубчатые колеса в них обычно закалены) ширину шестерни и колеса делают одинаковой.

В шевронных и косозубых передачах с раздвоенным силовым потоком для передачи одинаковой нагрузки по потокам один из валов фиксируют в осевом направлении, другой делают "плавающим". В этом случае осевое положение колес регулируется автоматически. В качестве "плавающих" выбирают промежуточные валы редукторов (см. рис. 6.26), не связанные соединительными муфтами с валами других узлов. Осевые перемещения таких валов ввиду меньшей массы деталей осуществляются наиболее легко. Если в качестве "плавающего" по каким-либо причинам должен быть выбран один из валов с выходным концом, то выбирают быстроходный вал (вал с меньшей массой), а соединительную муфту подбирают с высокой осевой компенсирующей способностью (см. рис. 15.4).

В конических и червячных передачах погрешности изготовления и сборки приводят к погрешностям осевого положения колес, нарушению правильной работы зацепления.

На рис. 4.20, а-в показаны возможные случаи относительного положения *конических колес* в плоскости, проходящей через оси валов, и соответствующие им пятна контакта на зубе колеса. На совмещение вершин конусов по двум координатным осям, на непересечение осей вращения и на угол между осями валов предусмотрены определенные требования точности (ГОСТ 1758-81), но, как показывает опыт машиностроения, фактическая ошибка относительного положения конических колес обычно значительно превосходит допустимую. Поэтому *совпадение вершин конусов обеспечивают регулированием осевого положения колес при сборке передачи.*

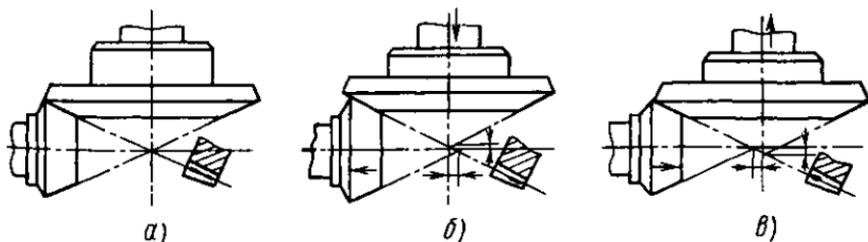


Рис. 4.20

Стрелками указано направление **осевого** перемещения **колес** при регулировании.

Правильный контакт витков **червяка** с зубьями **червячного 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 червячного колеса с осью червяка. Нормы точности на перечисленные выше параметры приведены в ГОСТ 3675-81. Фактическое смещение средней плоскости зубчатого венца червячного колеса относительно оси червяка значительно превосходит

допускаемую величину. Поэтому *необходимую точность относительного положения червячного колеса достигают регулированием осевого положения колеса при сборке.*

На рис. 4.21, а-в показаны возможные случаи относительного расположения оси червяка и средней плоскости зубчатого венца червячного колеса и соответствующее им расположение пятна контакта на зубе колеса. Стрелками указано направление осевого перемещения червячного колеса при регулировании.

Точность зацепления конических и червячных пар достигают осевым перемещением вала с закрепленными на нем колесами или осевым перемещением колес по валу с применением регулировочных прокладок, колец, резьбовых деталей (винтов, гаек). Конструкции регулировочных устройств приведены в гл. 14.

4.10. Управление подвижными деталями

Механизмы для осевого передвижения деталей (зубчатых колес в коробках передач, муфт сцепления и др.) можно конструировать по двум разным схемам (рис. 4.22).

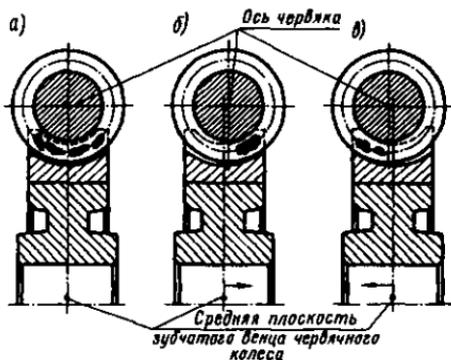


Рис. 4.21

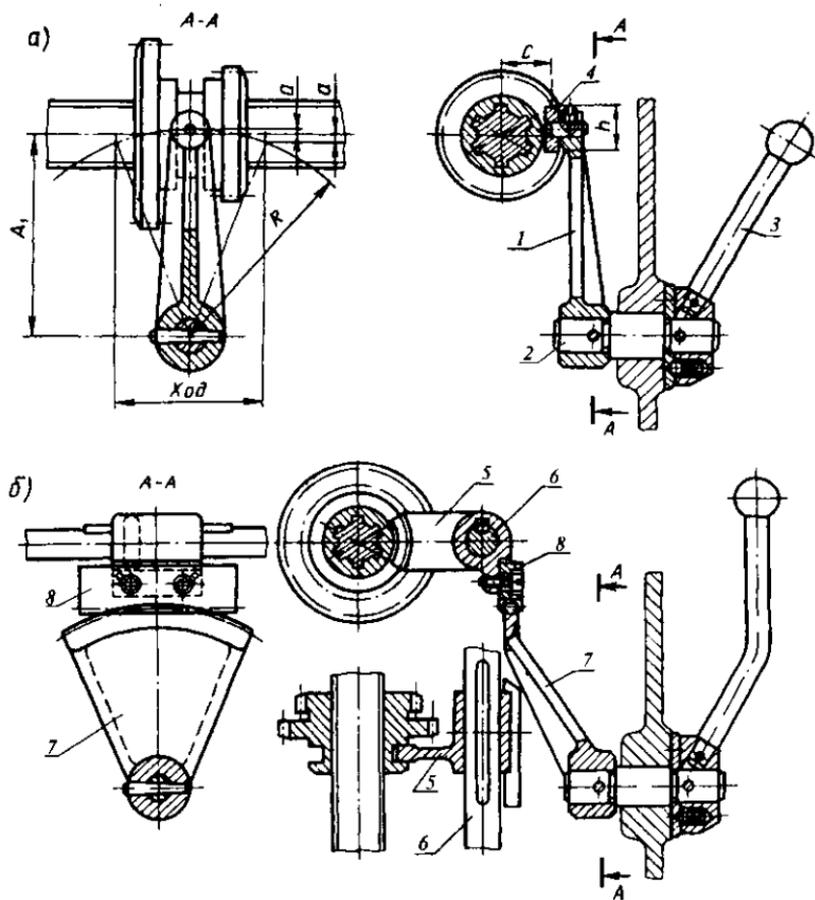


Рис. 4.22

В первой схеме (рис. 4.22, а) зубчатое колесо или муфту перемещают по валу рычагом 1, установленным на одной оси 2 с ручкой управления 3. Эта схема наиболее проста. Недостаток — смещение с оси вала переводного камня 4, находящегося в пазу детали, вследствие поворота конца рычага, описывающего дугу радиуса R .

Для уменьшения смещения камня радиус рычага принимают равным

$$R = A_1 + a,$$

где A_1 – расстояние от оси вала до оси поворота рычага; a – половина высоты дуги, описываемой осью камня, при перемещении зубчатого колеса на "ход" – из одного крайнего положения в другое.

Желательно, чтобы отклонение камня от оси вала было $a \leq 0,3h$, где h – высота камня. Если не удастся выдержать это соотношение, то применяют механизмы, выполненные по второй, более сложной, схеме (рис. 4.22, б). В этом случае деталь (например, блок зубчатых колес) перемещают вилкой 5, расположенной на направляющей скалке б и приводимой в движение рычагом 7 с зубчатым сектором, зацепляющимся с рейкой 8.

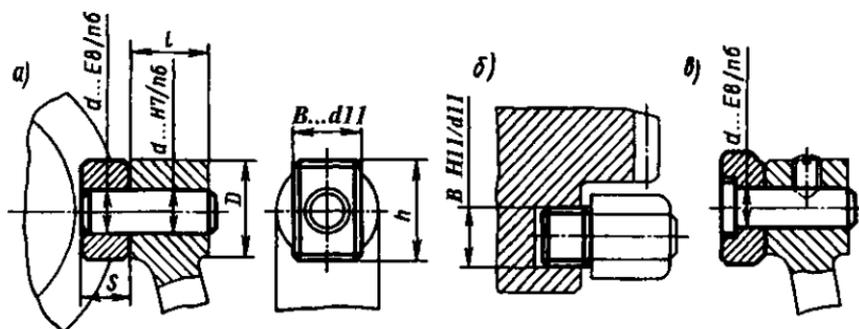


Рис. 4.23

Переводные камни и вилки. Переводные камни изготавливают из антифрикционного или серого чугуна, текстолита, в ответственных случаях – из безоловянных бронз. Конструкции переводных камней приведены на рис. 4.23, а-в. Простейшая и наиболее распространенная конструкция представлена на рис. 4.23, а. Широко применяют также насадные камни по рис. 4.23, б, в.

4.5. Размеры переводных камней

B	h	S	d	D	l
10	18	5	5	14	8
12	22	6	6	16	10
16	28	8	8	20	12
20	36	10	10	26	14

Размеры (мм) переводных камней (рис. 4.23, а) приведены в табл. 4.5.

На сопряженные размеры деталей назначают поля допусков: штифт — н6; отверстие в рычаге — Н7; отверстие в камне — Е8; размер B камня — d11; размер паза в колесе — Н11.

Помимо переводного камня в механизмах, выполненных по первой схеме, применяют также *вилку*, охватывающую кольцевой выступ (рис. 4.24).

В механизмах, выполненных по второй схеме (см. рис. 4.22, б), зубчатые колеса (муфты) обычно перемещают вилками, типовые конструкции которых показаны на рис. 4.25.

В зависимости от формы передвигаемых зубчатых колес или муфт вилка 1 может входить в кольцевой паз передвигаемой детали (рис. 4.25, а) или охватывать ее кольцевой выступ (рис. 4.25, б). Управление передвигаемыми деталями осуществляется перемещением вилки 1 по скалке 2 посредством рычага 3 (рис. 4.25, а).

Связь рычага 3 с вилкой осуществляют разными способами. Наиболее простое и дешевое исполнение показано на рис. 4.25, а, где в паз вилки входит цилиндрический штифт рычага. Недостаток этого варианта в том, что контакт штифта с пазом вилки происходит по линии и, как следствие, при частых переключениях штифт быстро изнашивается. Поэтому рычаг чаще всего снабжают переводным камнем по одному из вариантов рис. 4.23.

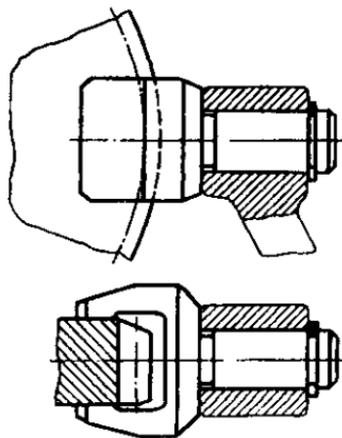


Рис. 4.24

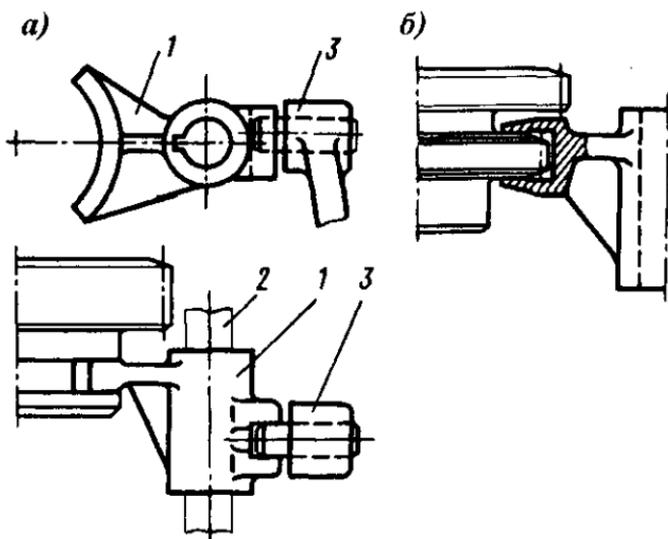


Рис. 4.25

Направляющие скалки. Рычаги, оси и рукоятки управления. Вилки перемещают по *направляющим скалкам*, которые выполняют одного диаметра с полем допуска $h6$ по всей длине. Отверстие в корпусе для скалки изготавливают с полем допуска $H7$, а отвер-

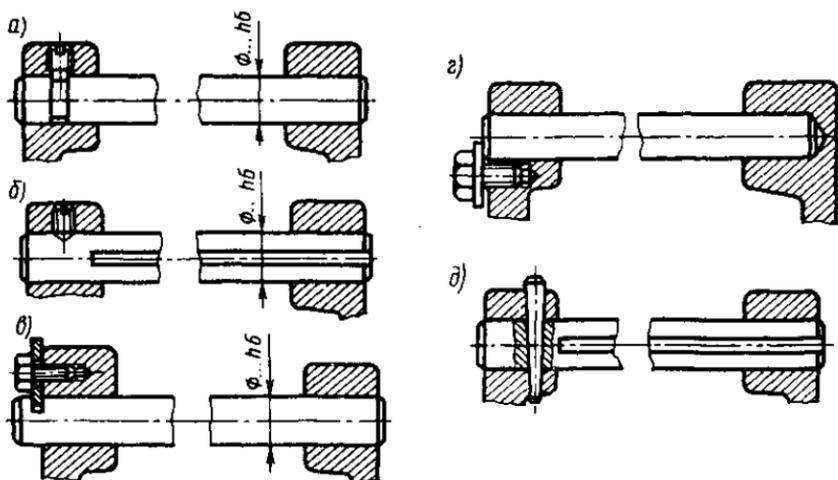


Рис. 4.26

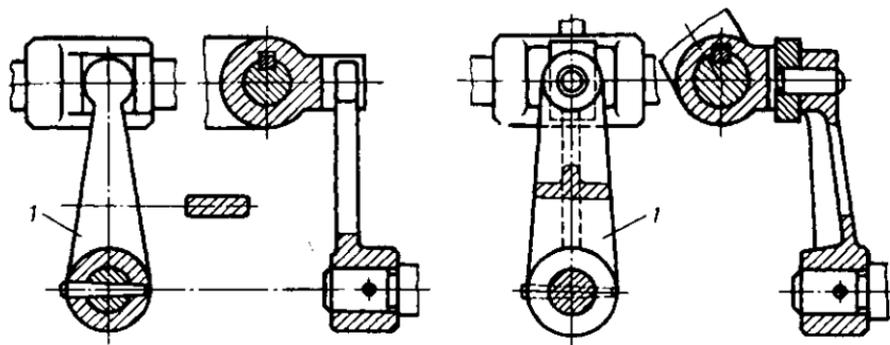


Рис. 4.27

стие в вилке – Е9. Крепление направляющих скалок в корпусе показано на рис. 4.26, *а-д*. Если необходимо, чтобы вилка переключения не поворачивалась на направляющей скалке, то скалку жестко крепят в корпусе (варианты *б*, *д*), а вилку соединяют со скалкой направляющей шпонкой или шлицами.

Рычаги *1* (см. рис. 4.22, *а* и 4.27) обычно выполняют литыми из серого чугуна. Форма рычага зависит от компоновки деталей в узле и часто получается довольно сложной. Изготавливают рычаги овального или прямоугольного сечения, без ребер или с ребрами жесткости. Размеры концов рычагов *1*, надеваемых на оси (рис. 4.28, *а*), выполняют по соотношениям

$$d_{\text{ст}} = (1,5 \dots 1,6)d; \quad l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d,$$

где $d \approx 0,1A_1$ – диаметр отверстия в бобышке рычага (поле допуска Н7); A_1 – см. рис. 4.22.

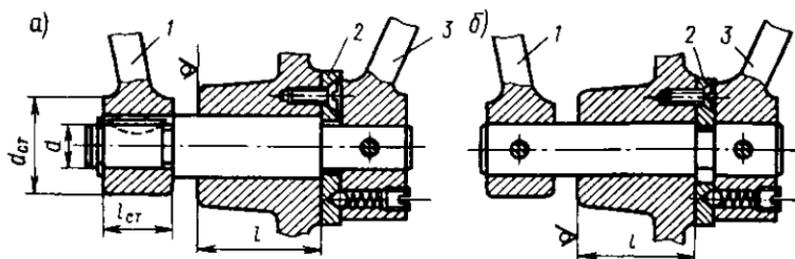


Рис. 4.28

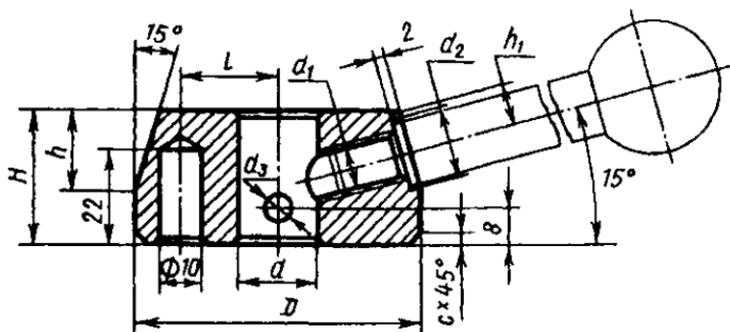


Рис. 4.29

Обычно рычаг *1* и рукоятку управления *3* устанавливают на общей оси (рис. 4.28, *а, б*). В варианте *а* ось выполнена ступенчатой; в варианте *б* ось имеет одинаковый диаметр по всей длине, что упрощает ее изготовление. При сборке шайбу *2* (рис. 4.28, *б*) надевают на ось, а затем сдвигают в канавку поперек оси, и в таком положении она удерживает ось от смещений. Для лучшей устойчивости механизма переключения желательно, чтобы длина *l* была в 2 – 2,5 раза больше диаметра оси.

Рукоятки управления обычно делают сборными – ступица (рис. 4.29), стержень (рис. 4.30) и ручка (рис. 4.31). Размеры (мм) ступиц и стержней приведены соответственно в табл. 4.6 и 4.7.

Большое распространение получили шаровые ручки из пластмассы (рис. 4.31).

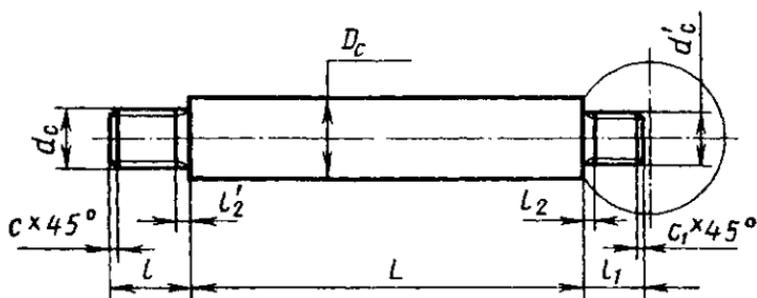


Рис. 4.30

Устройства для фиксации передвижных деталей.
 В каждом из положений механизм переключения должен быть зафиксирован. Для этого достаточно зафиксировать одну из перемещающихся деталей этого механизма. Часто фиксирующее устройство располагают в рукоятке управления. На рис. 4.32 показан наиболее распространенный вариант фиксирования механизма шариком, заходящим в гнездо с углом при вершине 90° . Чтобы избежать износа корпусной детали, засверловку под шарик делают в привертных износостойких стальных пластинах.

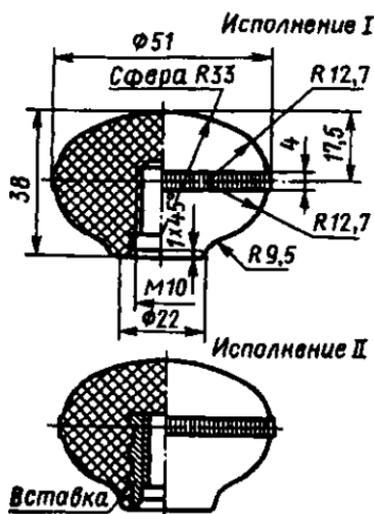


Рис. 4.31

4.6. Размеры ступиц рукояток управления

D	d	d_1	d_2	d_3	l	H	h	h_1	c
65	18	M12	17	6	24	30	18	10	2
80	22	M16	21	6	32	36	22	12	2,5

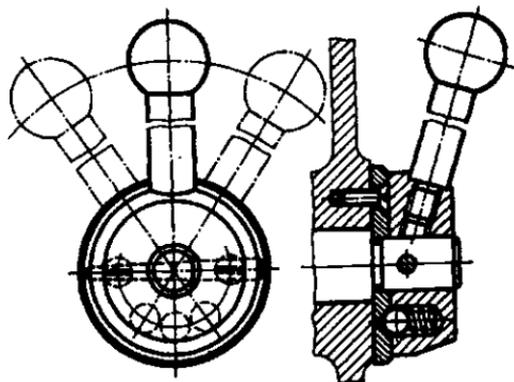


Рис. 4.32

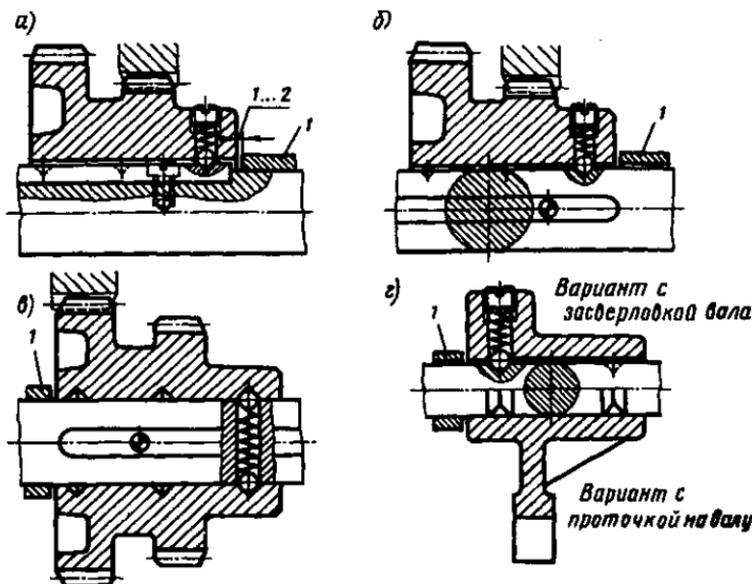


Рис. 4.33

4.7. Размеры стержней рукояток управления

D_c	d_c	d'_c	l			c	c_1	l'_2	l_2	L				
16	M12	M10	16	20	12	1,8	1,2	2,2	1,8	65	80	100	125	160
20	M16	M10	20	25	20	2,0	1,8	2,6	2,6	160	200	250	320	400

Иногда применяют фиксирование самих перемещаемых по валу деталей (например, зубчатых колес на рис. 4.33, а-в) или вилок (рис. 4.33, г).

Общим недостатком фиксирующих устройств с шариками является не вполне надежное фиксирование, в связи с чем, например при переключении скоростей, возможны случаи выхода зубчатого колеса за крайнее положение. Это приводит к зацеплению зубьев не по всей длине. Поэтому следует применять ограничители хода подвижных деталей. В качестве ограничителей можно использо-

вать дистанционные втулки *I*, устанавливаемые на **валах** (рис. 4.33, *а-в*) или на направляющих скалках (рис. 4.33, *г*).

4.11. Конструирование шкивов ременных передач

Шкивы ременных передач изготовляют чаще всего литыми из чугуна марки СЧ20. Для снижения инерционных нагрузок шкивы высокоскоростных передач выполняют из легких сплавов с временным сопротивлением $\sigma_b \geq 160 \text{ Н/мм}^2$. При небольшом выпуске их изготовляют также сварными из стали. В серийном производстве применяют сборные шкивы, составленные из тонкостенных штампованных элементов.

Шкивы состоят из обода, на который надевают ремень, ступицы для установки шкива на вал и диска или спиц, с помощью которых обод и ступица объединены в одно целое.

Внешняя поверхность обода шкива *плоскоременной* передачи имеет форму кругового цилиндра (рис. 4.34, *а*). В быстроходных передачах внешнюю поверхность обода одного из двух шкивов следует выполнять *сферической* (рис. 4.34, *б*) или *с двумя конусами* (рис. 4.34, *в*). Таким образом фиксируют ремень на шкивах, предотвращая его сбегание с них при работе передачи. Величину выпуклости *h* (мм) принимают по табл. 4.8.

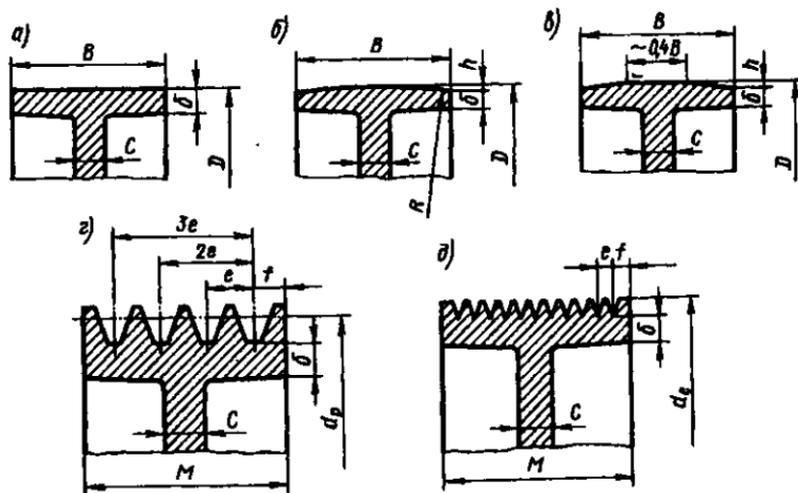


Рис. 4.34

4.8. Значение выпуклости h шкива плоскоременной передачи

D	40 ... 112	125 ... 140	160 ... 180	200 ... 224	250 ... 280	315 ... 355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Ширина шкива $B = (1,10 \dots 1,15)b$, где b – ширина плоского ремня.

Размеры других конструктивных элементов шкивов ременных передач принимают по табл. 4. 9.

4.9. Основные размеры шкивов ременных передач

Конструктивный элемент	Расчетная формула
Толщина обода чугунных шкивов передач:	
плоскоременных	$\delta_{\text{чуг}} = 0,02(D + 2B)$
клиноременных	$\delta_{\text{чуг}} = (1,1 \dots 1,3)h$
поликлиновым ремнем	$\delta_{\text{чуг}} = 1,6h$
Толщина обода стальных шкивов	$\delta_{\text{ст}} \approx 0,8\delta_{\text{чуг}}$
Толщина диска	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta$
Диаметр ступицы шкивов:	
чугунных	$d_{\text{ст}} = 1,65d$
стальных	$d_{\text{ст}} = 1,55d$
Длина ступицы*	$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d$

*Окончательно длину ступицы принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединения.

Примечание. Вычисленные размеры округляют в ближайшую сторону до значений из ряда предпочтительных чисел.

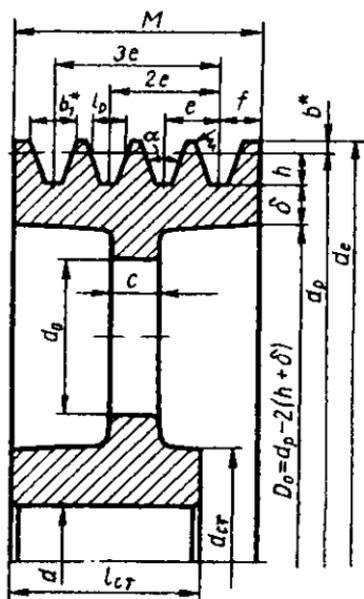


Рис. 4.35

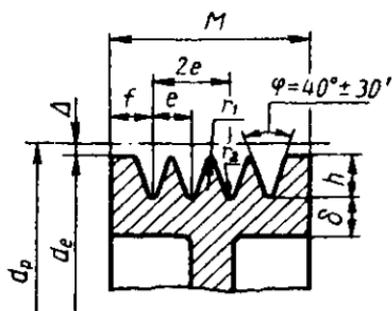


Рис. 4.36

Обод шкива для *клиновых* ремней нормального и узкого сечений дан на рис. 4.35, для *поликлиновых* ремней – на рис. 4.36; размеры (мм) профиля канавок шкивов принимают соответственно по табл. 4.10 и 4.11.

4.10. Размеры профиля канавок шкива для клинового ремня

Сечение ремня	l_p	b^*	h	e	f	$\alpha = (34 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (36 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (38 \pm 1)^\circ$	
						d_p	b_1^*	d_p	b_1^*	d_p	b_1^*
Z	8,5	2,5	7,5	$12 \pm 0,3$	8	50 – 71	10,0	80 – 100	10,1	112 – 160	10,2
A	11	3,3	8,7	$15 \pm 0,3$	10	80 – 112	13,1	125 – 160	13,3	180 – 400	13,4
B	14	4,2	10,8	$19 \pm 0,4$	12,5	125 – 160	17,0	180 – 224	17,2	250 – 500	17,4

Сечение ремня	l_p	b^*	h	e	f	$\alpha = (34 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (36 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (38 \pm 1)^\circ$	
						d_p	b_1^*	d_p	b_1^*	d_p	b_1^*
SPZ	8,5	2,5	10	$12 \pm 0,3$	8	63–80	10,0	–	–	>80	10,2
SPA	11	3,3	13	$15 \pm 0,3$	10	90–112	12,8	–	–	>112	13,1
SPB	14	4,2	17	$19 \pm 0,4$	12,5	140–180	16,4	–	–	>180	16,7

*Размер для справок.

4.11. Размеры профиля канавок шкива для поликлинового ремня

Сечение ремня	h	Δ	e	f	r_1	r_2
K	$2,15^{+0,38}$	0,95	$2,4 \pm 0,03$	3,5	0,2–0,3	0,2–0,3
L	$4,68^{+0,38}$	2,4	$4,8 \pm 0,04$	5,5	0,4–0,5	0,4–0,5
M	$9,6^{+0,77}$	3,55	$9,5 \pm 0,05$	10,0	0,8–1,0	0,6–0,8

На рис. 4.35 и 4.36 d_p – расчетный диаметр шкива (диаметр окружности по нейтральной линии ремня). Значения расчетного диаметра принимают из ряда: 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500.

Внешний диаметр шкива для передачи:

$$\text{клиновыми ремнями} \quad d_e = d_p + 2b^*;$$

$$\text{поликлиновым ремнем} \quad d_e = d_p - 2\Delta.$$

Ширина шкива $M = (n - 1)e + 2f$, где n – число канавок на шкиве; значения b^* , Δ , e , f (мм) приведены в табл. 4.10 и 4.11.

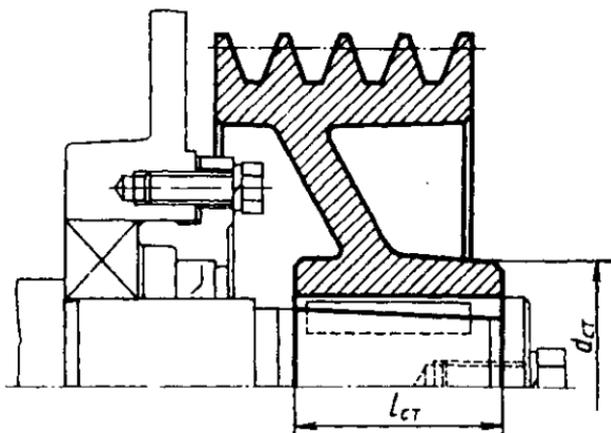


Рис. 4.37

При изгибе ремня на шкивах угол его клина уменьшается. Поэтому угол α клина канавки следует назначать по табл. 4.10 в зависимости от диаметра d_p .

Размеры других конструктивных элементов шкивов передач с клиновым и поликлиновым ремнем принимают по табл. 4.9.

Шкивы выполняют со сплошным диском или для уменьшения массы и удобства транспортирования с диском, имеющим 4 ... 6 отверстий возможно большего диаметра d_o (см. рис. 4.35).

В шкивах с диаметром $D > 200$ мм диск следует конструировать в виде конуса (рис. 4.37), что способствует лучшему отводу газов при заливке формы металлом. Иногда диск выполняют конусным по конструктивным соображениям. У медленно вращающихся шкивов обрабатывают только рабочую поверхность и торцы обода, а также отверстие и торцы ступицы. Необрабатываемые нерабочие поверхности для удобства удаления модели шкива из формы выполняют *на конус*.

Быстровращающиеся шкивы для лучшей балансировки обрабатывают кругом. В этом случае внутреннюю поверхность обода и наружную поверхность ступицы выполняют *цилиндрическими*.

Балансируют шкивы путем сверления отверстий на торцах обода.

Для удобства надевания и замены ремней шкивы обычно размещают консольно на цилиндрические или конические концы валов. Последний вариант является предпочтительным.

Обод шкива, установленного на консольном участке вала, для уменьшения изгибающего момента следует располагать как можно

ближе к опоре (рис. 4.37). Для передачи вращающего момента используют шпоночное или шлицевое соединение.

4.12. Конструирование звездочек цепных передач

Конструкцию звездочек цепных передач отличает от конструкции цилиндрических зубчатых колес лишь зубчатый венец. Поэтому диаметр и длину ступицы выполняют по соотношениям для зубчатых колес (см. с. 85).

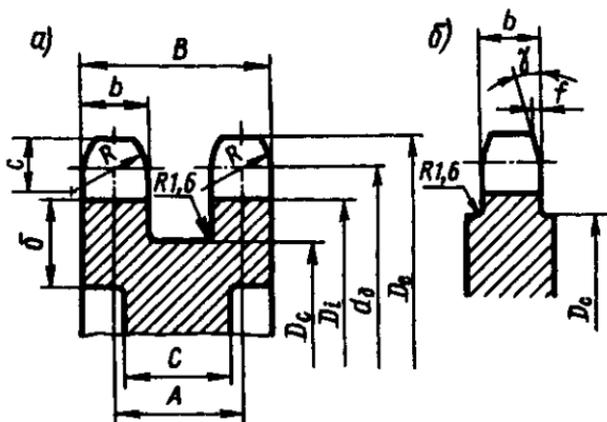


Рис. 4.38

Размеры (мм) венца звездочек роликовых и втулочных цепей (рис. 4.38, а, б) определяют по следующим соотношениям:

делительный диаметр	$d_0 = P / \sin(180^\circ/z)$;
диаметр окружности выступов	$D_e = P[0,532 + \text{ctg}(180^\circ/z)]$;
диаметр окружности впадин	$D_i = d_0 - 2r$;
диаметр проточки	$D_c = P \text{ctg}(180^\circ/z) - 1,3h$;
ширина зуба цепи однорядной	$b = 0,93B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм}$;
двух- и трехрядной	$b = 0,9B_{\text{вн}} - 0,15 \text{ мм}$;
ширина венца	$B = (n - 1)A + b$;
радиус закругления зуба	$R = 1,7d_1$;
координата центра радиуса R	$c = 0,8 d_1$;
толщина обода	$\delta = 1,5(D_e - d_0)$;
толщина диска	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta$.

В формулах обозначены: P – шаг цепи; z – число зубьев звездочки; $r = 0,5025d_1 + 0,05$ мм – радиус впадины; d_1 – диаметр ролика

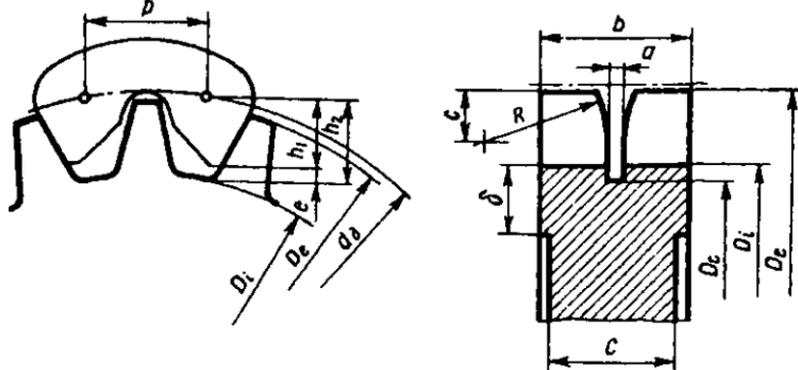


Рис. 4.39

цепи; $B_{\text{вн}}$ – расстояние между внутренними плоскостями пластин цепи; A – расстояние между осями симметрии многорядных цепей; h – ширина пластины цепи.

Если профиль зуба в осевом сечении выполняют со скосом (рис. 4.38, б), что является предпочтительным, то принимают угол скоса $\gamma \approx 20^\circ$. Фаска $f \approx 0,2b$ (рис. 4.38, б).

Числовые значения $B_{\text{вн}}$, A , d_1 и h (мм) принимают в зависимости от шага P (мм) цепи по табл. 4.12.

Размеры венца звездочек зубчатых цепей (рис. 4.39) вычисляют по следующим зависимостям:

делительный диаметр	$d_\delta = P/\sin(180^\circ/z)$;
диаметр окружности выступов	$D_e = P/\text{tg}(180^\circ/z)$;
диаметр окружности впадин	$D_i = d_\delta - 2h_2/\cos(180^\circ/z)$;
диаметр проточки	$D_c = D_e - 1,5P$;
ширина венца	$b = B + 2S$;
радиус закругления зуба	$R \approx P$;
координата центра радиуса R	$c = 0,4P$;
ширина направляющей канавки	$a = 2S$;
толщина обода	$\delta = h_2$;
толщина диска	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta$,

где S – толщина пластины цепи; $h_2 = h_1 + e$ – высота зуба; h_1 – расстояние от оси отверстия шарнира до вершины зуба цепи; e – радиальный зазор; B – ширина цепи.

Числовые значения h_1 , S , e и B (мм) принимают в зависимости от шага P , мм, по табл. 4.13.

4.12. Основные размеры втулочных и роликовых цепей

P	$B_{\text{вн}}$	A	d_1	h
12,7	7,75	13,92	8,51	11,8
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8
19,05	12,7	25,5	11,91	18,2
25,4	15,88	29,29	15,88	24,2
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2

4.13. Основные размеры зубчатых цепей

P	h_1	S	e	B					
12,7	7	1,5	1,3	22,5	28,5	34,5	40,5	46,5	52,5
15,875	8,7	2	1,6	30	38	46	54	62	70
19,05	10,5	3	1,9	45	57	69	81	93	—
25,4	13,35	3	2,5	57	75	93	111	—	—

Глава 5

СОЕДИНЕНИЯ ВАЛ-СТУПИЦА

5.1. Шпоночные соединения

Для передачи вращающего момента чаще всего применяют *призматические* и *сегментные* шпонки.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение; концы скругленные (рис. 5.1, а) или плоские (рис. 5.1, б). Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры b и h берут из табл. 19.11 и 12.5 и определяют расчетную длину l_p шпонки:

$$l_p = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma]_{\text{см}}},$$

где T – вращающий момент, Н·мм;
 d – диаметр вала, мм (для конического участка $d = d_{\text{ср}}$); $(h - t_1)$ – высота грани шпонки в ступице, работающая на смятие, мм; h – высота шпонки (см. табл. 19.11 и 12.5); t_1 – глубина врезания шпонки в паз вала; $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение смятия.

При стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$, при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$. Большие значения следует принимать при спокойной работе, а также при повышенной прочности материалов ступицы и шпонки (легированные марки сталей).

После вычисления l_p определяют стандартную длину шпонки l . Для шпонки со скругленными торцами $l = l_p + b$, для шпонки с плоскими торцами $l = l_p$. Полученную длину l округляют в большую сторону до стандартного значения (см. табл. 19.11). Длину ступицы назначают на 8 ... 10 мм больше длины шпонки. Пример расчета шпоночного соединения см., например, разд. 13.1.

Если по результатам расчета шпоночного соединения получают длину ступицы $l_{\text{ст}} \geq 1,5d$, то вместо шпоночного целесообразнее применить шлицевое соединение или соединение с натягом.

Для лучшей работы шпоночного соединения зубчатые и червячные колеса следует устанавливать на вал с натягом.

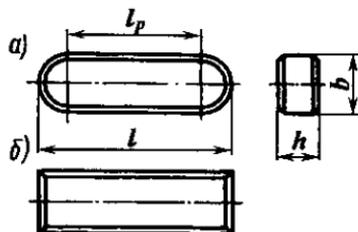


Рис. 5.1

Сборка деталей внутри корпусов коробок передач, не имеющих плоскости разъема по осям валов, затруднена. Поэтому для зубчатых колес коробок передач применяют переходные посадки.

При передаче вращающего момента шпоночным соединением посадки в сопряжении с валом можно принимать для колес:

цилиндрических прямозубых	H7/p6 (H7/r6);
цилиндрических косозубых и червячных	H7/r6 (H7/s6);
конических	H7/s6 (H7/t6);
коробок передач	H7/k6 (H7/m6).

Посадки с большим натягом (в скобках) – для колес реверсивных передач.

Посадки шпонок в пазы вала и ступицы регламентированы ГОСТ 23360-78 для призматических шпонок и ГОСТ 24071-97 для сегментных шпонок.

Поле допуска размера ширины призматической шпонки и размера толщины сегментной шпонки определено приведенными стандартами – h9. Призматическая шпонка должна быть установлена в пазу вала с натягом. Поэтому поле допуска ширины шпоночного паза во всех случаях следует принимать P9. Для сегментной шпонки поле допуска ширины шпоночного паза вала принимают N9.

Поля допусков ширины шпоночных пазов отверстий следует принимать:

при неподвижном соединении	
нереверсивной передачи	JS9;
при неподвижном соединении	
реверсивной передачи	P9;
при подвижном соединении для	
призматической шпонки	D10.

5.2. Шлицевые соединения

Шлицевое соединение вала и ступицы может быть выполнено неподвижным и подвижным в осевом направлении.

Наиболее распространены соединения прямобочными шлицами (рис. 5.2). Широкое применение находят также эвольвентные шлицевые соединения (рис. 5.3).

В соединениях с прямобочными шлицами соосное положение соединяемых деталей обеспечивается центрированием по одному из диаметров соединения – наружному D (рис. 5.2, а) или внутреннему d (рис. 5.2, б). Размеры соединения см. в табл. 19.12.

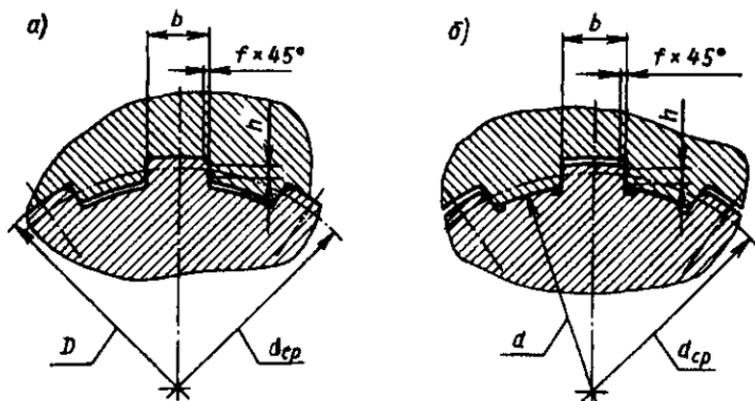


Рис. 5.2

Центрирование в соединениях с эвольвентным профилем выполняют, как правило, по боковым поверхностям зубьев (рис. 5.3, а), реже по наружному диаметру D (рис. 5.3, б). За номинальный диаметр соединения принимают его наружный диаметр D , в зависимости от которого и назначают размеры шлицевого соединения (см. табл. 19.13).

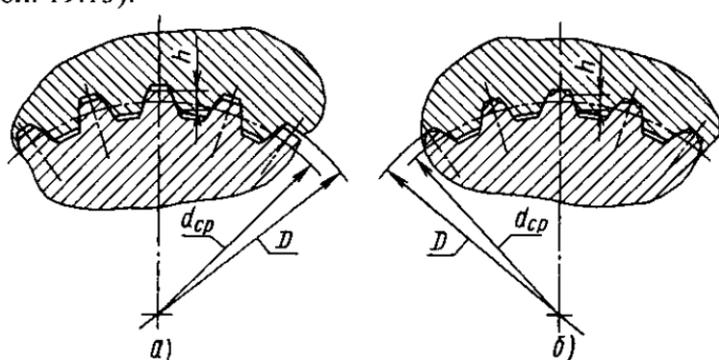


Рис. 5.3

Посадки элементов шлицевых соединений регламентированы ГОСТ 1139-80 для прямобоковых шлицев и ГОСТ 6033-80 для эвольвентных шлицев.

Из числа полей допусков и посадок, приведенных в стандартах, рекомендуется в курсовом проекте применять посадки прямобоковых шлицев по табл. 5.1 и эвольвентных по табл. 5.2.

5.1. Рекомендуемые посадки соединений с прямобочными шлицами

Центрирование по поверхности	Соединение	Передача	Посадки поверхностей	
			центрирующих	боковых
<i>D</i>	Неподвижное	Нереверсивная	H7/js6	D9/js7
		Ревверсивная	H7/n6	F8/js7
	Подвижное	Нереверсивная	H7/f7	D9/e8
		Ревверсивная	H7/h7	F8/f7
<i>d</i>	Подвижное	Нереверсивная	H7/f7	D9/f8
		Ревверсивная	H7/h7	H8/js7

5.2. Рекомендуемые посадки соединений с эвольвентными шлицами

Центрирование по поверхности	Соединение	Передача	Посадки поверхностей	
			центрирующих	нецентрирующих
<i>D</i>	Неподвижное	Нереверсивная	H7/js6	H11/h16
		Ревверсивная	H7/n6	
	Подвижное	Нереверсивная	H7/g6	
		Ревверсивная	H7/h6	
<i>s</i>	Неподвижное	Нереверсивная	7H/7n	D ... H16/h12
		Ревверсивная	7H/9r	
	Подвижное	Нереверсивная	9H/8f	d ... H11/h16
		Ревверсивная	9H/9g	

Пример 1. Обозначение прямобочного соединения с центрированием по наружному диаметру, числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 62$ мм, наружным $D = 68$ мм, шириной $b = 12$ мм, посадками по наружному диаметру H7/js6 и по размеру $b - D9/js7$:

$$D - 8 \times 62 \times 68H7/js6 \times 12D9 / js7 \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

Обозначение в этом соединении:

отверстия в ступице $- D - 8 \times 62 \times 68H7 \times 12D9$ ГОСТ 1139-80,

вала $- D - 8 \times 62 \times 68js6 \times 12js7$ ГОСТ 1139-80.

Пример 2. Обозначение прямобочного соединения с центрированием по внутреннему диаметру, числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 62$ мм, наружным $D = 68$ мм, шириной $b = 12$ мм, посадками по внутреннему диаметру H7/f7 и по размеру $b - D9/f8$:

$$d - 8 \times 62H7/f7 \times 68 \times 12D9 / f8 \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

Обозначение в этом соединении:

отверстия в ступице $- d - 8 \times 62H7 \times 68 \times 12D9$ ГОСТ 1139-80,

вала $- d - 8 \times 62f7 \times 68 \times 12f8$ ГОСТ 1139-80.

Пример 3. Обозначение эвольвентного соединения номинального размера $D = 60$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев при посадке 9H/9g:

$$60 \times 2 \times 9H / 9g \text{ ГОСТ 6033-80.}$$

Обозначение в этом соединении:

отверстия в ступице $- 60 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033-80.

вала $- 60 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033-80.

Пример 4. Обозначение эвольвентного соединения номинального размера $D = 60$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по наружному диаметру и посадкой по диаметру центрирования H7/g6:

$$60 \times H7 / g6 \times 2 \text{ ГОСТ 6033-80.}$$

Обозначение в этом соединении:

отверстия в ступице $- 60 \times H7 \times 2$ ГОСТ 6033-80,

вала $- 60 \times g6 \times 2$ ГОСТ 6033-80.

5.3. Соединения с натягом

В последнее время для передачи момента с колеса на вал все чаще применяют соединения с натягом.

Для предотвращения контактной коррозии или для уменьшения ее влияния в соединениях с натягом следует предусматривать определенный запас сцепления K , который принимают:

– для колес выходных валов редукторов, на концах которых установлены:

муфта соединительная	$K = 3$
звездочка цепной передачи	$K = 3,5$
шкив ременной передачи	$K = 4$
– для колес промежуточных валов редукторов	$K = 4,5$.

Исходные данные для подбора посадки с натягом:

– вращающий момент на колесе T , Н·мм;

– размеры соединения – d ; d_1 ; d_2 и l , где d – диаметр соединения; d_1 – диаметр отверстия пустотелого вала; d_2 – условный наружный диаметр втулки (ступицы колеса, внешний диаметр бандажа и др.); l – длина сопряжения; все линейные размеры в мм;

– материалы соединяемых деталей и параметры шероховатости поверхностей;

– способ сборки (запрессовкой или нагревом втулки).

Подбор посадки колеса на вал (зубчатого венца на обод) выполняют в следующем порядке.

1. Среднее контактное давление (Н/мм²)

$$p = 2KT / (\pi d^2 l f),$$

где K – коэффициент запаса сцепления.

Осевую силу F_a , действующую в зацеплении, в расчет не принимают: как показывает анализ, после приведения сил F_t и F_a к диаметру d соединения, влияние осевой силы оказывается незначительным (с учетом силы F_a давление увеличивается для цилиндрических и червячных колес в 1,005 раза, а для конических колес с круговым зубом в 1,02 раза).

Коэффициент сцепления (трения) f принимают по табл. 5.3.

5.3. Значения коэффициента сцепления (трения) f

Материал пары вал–втулка	Значения f при сборке	
	прессованием	нагревом
Сталь–чугун	0,07	0,14
Сталь–сталь	0,08	0,14
Сталь–бронза (латунь)	0,05	0,07
Чугун–бронза (латунь)	0,05	0,07

2. Деформация деталей (мкм)

$$\delta = 10^3 pd(C_1/E_1 + C_2/E_2),$$

где C_1, C_2 – коэффициенты жесткости:

$$C_1 = [1 + (d_1/d)^2] / [1 - (d_1/d)^2] - \mu_1;$$

$$C_2 = [1 + (d/d_2)^2] / [1 - (d/d_2)^2] + \mu_2.$$

E – модуль упругости, Н/мм²: для стали – $2,1 \cdot 10^5$, чугуна – $0,9 \cdot 10^5$, оловянной бронзы – $0,8 \cdot 10^5$, безоловянной бронзы и латуни – 10^5 ; μ – коэффициент Пуассона: для стали – 0,3, чугуна – 0,25, бронзы, латуни – 0,35.

3. Поправка на обмятие микронеровностей (мкм)

$$u = 5,5(Ra_1 + Ra_2),$$

где Ra_1 и Ra_2 – средние арифметические отклонения профиля поверхностей. Значения Ra , мкм берут из чертежей деталей или по табл. 16.2.

4. Поправка на температурную деформацию (мкм). При подборе посадки зубчатых венцов червячных колес, которые нагреваются при работе передачи до относительно высоких температур, учитывают температурные деформации центра и венца колеса, ослабляющие натяг,

$$\delta_t = 10^3 d[(t_2 - 20^\circ)\alpha_2 - (t_1 - 20^\circ)\alpha_1].$$

Здесь t_1 и t_2 – средняя объемная температура соответственно обода центра и зубчатого венца колеса. Значения коэффициентов α , $1/^\circ\text{C}$: для стали – $12 \cdot 10^{-6}$; чугуна – $10 \cdot 10^{-6}$; бронзы, латуни – $19 \cdot 10^{-6}$.

5. Минимальный натяг (мкм), необходимый для передачи вращающего момента,

$$[N]_{\min} = \delta + u + \delta_1.$$

6. Максимальный натяг (мкм), допускаемый прочностью деталей,

$$[N]_{\max} = [\delta]_{\max} + u.$$

Здесь $[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \delta/p$, мкм – максимальная деформация, допускаемая прочностью деталей, где $[p]_{\max}$ ($\text{H}/\text{мм}^2$) – максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей (или охватываемой) детали, меньшее из двух

$$[p]_{\max 2} = 0,5\sigma_{\tau 2} \left[1 - (d/d_2)^2 \right] \quad \text{или} \quad [p]_{\max 1} = 0,5\sigma_{\tau 1} \left[1 - (d_1/d)^2 \right].$$

Здесь $\sigma_{\tau 2}$, $\sigma_{\tau 1}$ – предел текучести материала соответственно охватывающей и охватываемой детали, $\text{H}/\text{мм}^2$.

Для сплошного вала ($d_1 = 0$) $[p]_{\max 1} = \sigma_{\tau 1}$. Пределы текучести σ_{τ} некоторых материалов даны в табл. 5.4 и 12.7.

5.4. Пределы текучести σ_{τ} некоторых материалов

Материал	Сталь 35 Л	Сталь 45	СЧ30	БрО10Ф1	БрО5Ц5С5	БрА9ЖЗЛ	Алюминиевый сплав Д16
σ_{τ} , $\text{H}/\text{мм}^2$ (для чугуна $\sigma_{0,2}/\sigma_{0,2\text{сж}}$)	280	650	$\frac{140}{310}$	200	90	200	330

7. Выбор посадки. По значениям $[N]_{\min}$ и $[N]_{\max}$ выбирают из табл. 5.5 одну из посадок, удовлетворяющих условиям:

$$N_{\min} \geq [N]_{\min} \quad \text{и} \quad N_{\max} \leq [N]_{\max}. \quad (5.1)$$

Приводимые в табл. 5.5 значения минимального N_{\min} и максимального N_{\max} вероятностных натягов подсчитаны по формулам, учитывающим рассеивание размеров вала и отверстия и, как следствие, рассеивание натяга.

5.5. Значения минимального N_{\min} и максимального N_{\max} вероятностных натягов рекомендуемых посадок

Интервалы диаметров d , мм	Значения натягов N_{\min}/N_{\max} , мкм, для посадок										
	<u>H7</u>	<u>H7</u>	<u>H8</u>	<u>H7</u>	<u>H7</u>	<u>H7</u>	<u>H8</u>	<u>H7</u>	<u>H8</u>	<u>H8</u>	<u>H8</u>
	<u>p6</u>	<u>r6</u>	<u>s7</u>	<u>s6</u>	<u>s7</u>	<u>t6</u>	<u>u8</u>	<u>u7</u>	<u>x8</u>	<u>z8</u>	<u>za8</u>
Св. 30 до 40	<u>7</u>	<u>15</u>	<u>13</u>	<u>24</u>	<u>25</u>	<u>29</u>	<u>32</u>	<u>42</u>	<u>52</u>	<u>84</u>	<u>120</u>
	36	44	59	53	61	58	88	78	108	140	175
Св. 40 до 50	<u>7</u>	<u>15</u>	<u>13</u>	<u>24</u>	<u>25</u>	<u>35</u>	<u>42</u>	<u>52</u>	<u>69</u>	<u>108</u>	<u>152</u>
	36	44	59	53	61	64	98	88	125	164	207
Св. 50 до 65	<u>9</u>	<u>18</u>	<u>18</u>	<u>30</u>	<u>32</u>	<u>43</u>	<u>55</u>	<u>66</u>	<u>90</u>	<u>140</u>	<u>193</u>
	44	53	72	65	74	78	119	108	154	204	258
Св. 65 до 80	<u>9</u>	<u>20</u>	<u>24</u>	<u>36</u>	<u>38</u>	<u>52</u>	<u>70</u>	<u>81</u>	<u>114</u>	<u>178</u>	<u>241</u>
	44	55	78	71	80	87	134	123	178	242	306
Св. 80 до 100	<u>10</u>	<u>24</u>	<u>29</u>	<u>44</u>	<u>46</u>	<u>64</u>	<u>86</u>	<u>99</u>	<u>140</u>	<u>220</u>	<u>297</u>
	51	65	93	85	96	105	162	149	216	296	373
Св. 100 до 120	<u>10</u>	<u>27</u>	<u>37</u>	<u>52</u>	<u>54</u>	<u>77</u>	<u>106</u>	<u>119</u>	<u>172</u>	<u>272</u>	<u>362</u>
	51	68	101	93	104	118	182	169	248	348	438
Св. 120 до 140	<u>12</u>	<u>32</u>	<u>43</u>	<u>61</u>	<u>64</u>	<u>91</u>	<u>126</u>	<u>142</u>	<u>204</u>	<u>320</u>	<u>425</u>
	59	79	117	108	120	138	214	193	292	410	514
Св. 140 до 160	<u>12</u>	<u>34</u>	<u>51</u>	<u>69</u>	<u>72</u>	<u>103</u>	<u>155</u>	<u>171</u>	<u>236</u>	<u>370</u>	<u>490</u>
	59	81	125	116	128	150	243	227	324	460	579
Св. 160 до 180	<u>12</u>	<u>37</u>	<u>59</u>	<u>77</u>	<u>80</u>	<u>115</u>	<u>166</u>	<u>182</u>	<u>266</u>	<u>420</u>	<u>555</u>
	59	84	133	124	136	162	254	238	354	510	644
Св. 180 до 200	<u>14</u>	<u>41</u>	<u>66</u>	<u>86</u>	<u>89</u>	<u>130</u>	<u>185</u>	<u>203</u>	<u>299</u>	<u>469</u>	<u>619</u>
	69	95	152	140	155	184	287	269	401	571	721
Св. 200 до 225	<u>14</u>	<u>44</u>	<u>74</u>	<u>94</u>	<u>97</u>	<u>144</u>	<u>207</u>	<u>225</u>	<u>334</u>	<u>524</u>	<u>689</u>
	69	98	160	148	163	198	309	291	436	626	791
Св. 225 до 250	<u>14</u>	<u>47</u>	<u>84</u>	<u>104</u>	<u>107</u>	<u>160</u>	<u>233</u>	<u>251</u>	<u>374</u>	<u>589</u>	<u>769</u>
	69	101	170	158	173	214	335	317	476	691	871
Св. 250 до 280	<u>15</u>	<u>53</u>	<u>95</u>	<u>117</u>	<u>121</u>	<u>177</u>	<u>258</u>	<u>278</u>	<u>418</u>	<u>653</u>	<u>863</u>
	77	115	191	179	195	239	372	352	532	767	977
Св. 280 до 315	<u>15</u>	<u>57</u>	<u>107</u>	<u>129</u>	<u>133</u>	<u>199</u>	<u>293</u>	<u>313</u>	<u>468</u>	<u>733</u>	<u>943</u>
	77	119	203	191	207	261	407	387	582	847	1057

В рамке даны посадки, предпочтительно рекомендуемые для применения, двумя чертами подчеркнуты рекомендуемые посадки. В отдельных обоснованных случаях допускается выбор посадки не входящей в число рекомендуемых, но допускаемых к применению.

8. Для выбранной посадки определяют силу запрессовки или температуру нагрева втулки (охватывающей детали).

Сила запрессовки, Н,

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

где $p_{\max} = (N_{\max} - u)p/\delta$, Н/мм² – давление от натяга N_{\max} выбранной посадки; f_n – коэффициент сцепления (трения) при прессовании – его значения приведены ниже для различных материалов пары:

Сталь–сталь 0,20

Сталь–чугун 0,14

Сталь–бронза, латунь 0,10

Чугун–бронза, латунь 0,08

Температура нагрева охватывающей детали, °С

$$t = 20^\circ + (N_{\max} + Z_{сб}) / (10^3 d \alpha_2),$$

где $Z_{сб}$ – зазор, мкм, для удобства сборки принимают в зависимости от диаметра d вала:

d , мм св. 30 до 80 св. 80 до 180 св. 180 до **400**

$Z_{сб}$, мкм 10 15 20

Температура нагрева должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале. Для стали $[t] = 230 \dots 240$ °С, для бронзы $[t] = 150 \dots 200$ °С.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

При предварительной конструктивной проработке по рекомендациям гл. 3 были выбраны тип, класс точности и схема установки подшипников. Теперь нужно определить силы, нагружающие подшипник, произвести подбор подшипника по статической или динамической грузоподъемности, окончательно установить основные размеры подшипника, конструктивно оформить опоры.

6.1. Определение сил, нагружающих подшипники

1. Определение радиальных реакций. Радиальную реакцию подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормали, проведенной через середину контактной площадки. Для радиальных подшипников эта точка расположена на середине ширины подшипника. Для радиально-упорных подшипников расстояние a между этой точкой и торцом подшипника может быть определено графически (рис. 6.1) или аналитически:

подшипники шариковые радиально-упорные однорядные

$$a = 0,5 [B + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha];$$

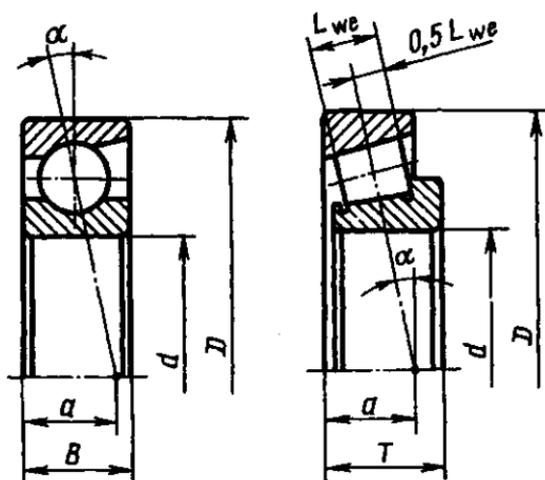


Рис. 6.1

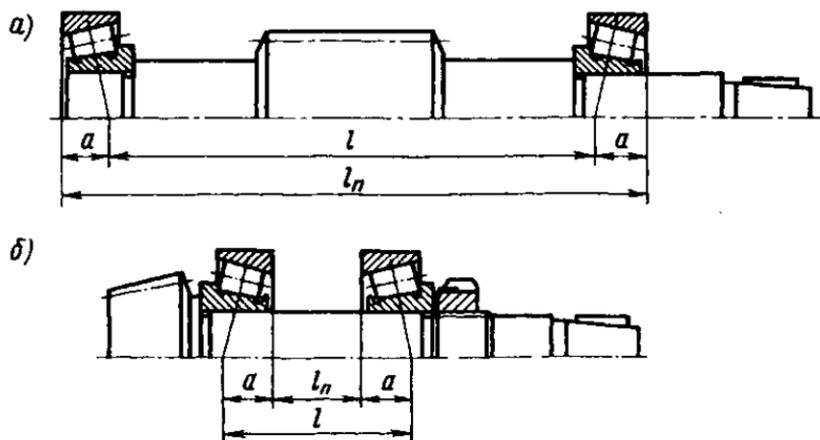


Рис. 6.2

подшипники роликовые конические однорядные

$$a = 0,5 [T + (d + D) e / 3].$$

Ширину B кольца, монтажную высоту T , коэффициент e осевого нагружения, угол α контакта, а также диаметры d и D принимают по табл. 19.18 ... 19.26. Вычерчивание внутренней конструкции подшипника см. ниже разд. 6.14.

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме:

враспор (рис. 6.2, а) $l = l_n - 2a,$

врастяжку (рис. 6.2, б) $l = l_n + 2a,$

где l_n – расстояние между широкими торцами наружных колец подшипников; a – смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника.

Радиальные реакции R_{r1}, R_{r2} опор определяют из уравнения равновесия: сумма моментов внешних сил относительно рассматриваемой опоры и момента реакции в другой опоре равна нулю. Примеры расчета см. в гл. 13.

2. Определение осевых реакций. При установке вала на двух радиальных шариковых подшипниках осевая сила R_o , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_o , действующей на вал.

Силу F_a воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы.

При установке вала на двух радиально-упорных подшипниках осевые силы R_{a1} , R_{a2} , нагружающие подшипники, находят с учетом осевых составляющих R_{s1} , R_{s2} , возникающих от действия радиальных реакций R_{r1} , R_{r2} вследствие наклона контактных линий.

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$

$$R_s = e' R_r,$$

где e' — коэффициент минимальной осевой нагрузки.

В подшипниках такого типа действительный угол контакта отличается от начального и зависит от радиальной нагрузки R_r и базовой статической грузоподъемности C_{0r} . Поэтому коэффициент e' принимают по графику рис. 6.3 в зависимости от отношения R_r/C_{0r} .

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ $e' = e$ и $R_s = e R_r$. Значения коэффициента e осевого нагружения принимают по табл. 6.1.

Для конических роликовых: $e' = 0,83e$ и $R_s = 0,83 e R_r$. Значения коэффициента e принимают по табл. 19.24 ... 19.26.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре осевая сила, нагружающая подшипник, была бы не меньше осевой составляющей от действия радиальных нагрузок, т.е.

$$R_{a1} \geq R_{s1} \quad \text{и} \quad R_{a2} \geq R_{s2}, \quad (6.1)$$

Кроме того, должно быть выполнено условие равновесия вала — равенство нулю суммы всех осевых сил, действующих на вал. Типовые схемы нагружения приведены на рис. 6.4, а, б. Например, для схемы по рис. 6.4, а имеем:

$$R_{a1} + F_a - R_{a2} = 0. \quad (6.2)$$

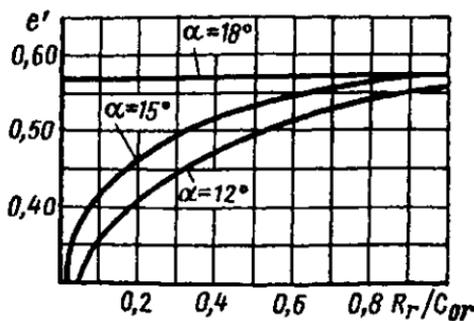


Рис. 6.3

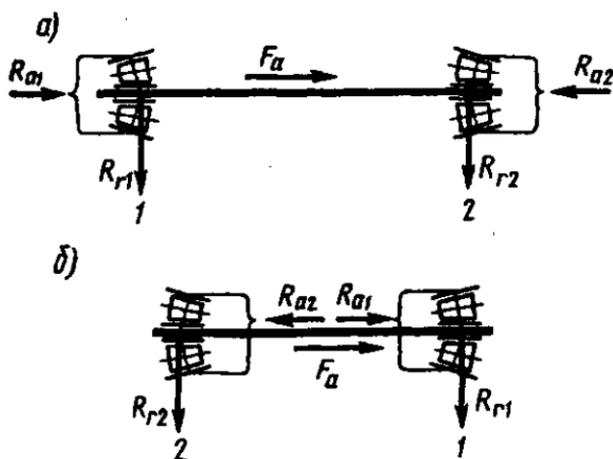


Рис. 6.4

6.1. Значения коэффициентов X , Y и e для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Тип подшипника	$\alpha, ^\circ$	Относительная осевая нагрузка iR_a/C_{Or}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
			$R_a/(VR_r) > e$		$R_a/(VR_r) \leq e$		$R_a/(VR_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый радиальный	0	0,014		2,30				2,30	0,19
		0,028		1,99				1,99	0,22
		0,056		1,71				1,71	0,26
		0,084		1,55				1,55	0,28
		0,110	0,56	1,45	1,0	0	0,56	1,45	0,30
		0,170		1,31				1,31	0,34
		0,280		1,15				1,15	0,38
		0,420		1,04				1,04	0,42
		0,560		1,00				1,00	0,44

Тип подшипника	$\alpha, ^\circ$	Относительная осевая нагрузка iR_d/C_{0r}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
			$R_d/(VR_r) > e$		$R_d/(VR_r) \leq e$		$R_d/(VR_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый радиально-упорный	12	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,570		1,00		1,16		1,62	0,54
				15		0,015		0,44	1,47
0,029	1,40		1,57		2,28	0,40			
0,058	1,30		1,46		2,11	0,43			
0,087	1,23		1,38		2,00	0,46			
0,114	1,19		1,34		1,93	0,47			
0,176	1,12		1,26		1,82	0,50			
0,290	1,02		1,14		1,66	0,55			
0,440	1,00		1,12		1,63	0,56			
0,580	1,00		1,12		1,63	0,56			
25	—		0,41		0,87	1	0,92		0,67
26	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95	
36	—	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14	
40	—								

Примечания: 1. Значения X , Y , e для промежуточных значений относительной осевой нагрузки или для угла α контакта определяют линейной интерполяцией. 2. i — число рядов тел качения. При $\alpha = 0^\circ$ во всех случаях принимают $i = 1$. 3. В настоящее время промышленность переходит на выпуск радиально-упорных шарикоподшипников с углами контакта 15, 25 и 40° (вместо 12, 26 и 36°), см. [10].

В табл. 6.2 приведены формулы для определения осевых сил R_{a1} и R_{a2} в отдельных частных случаях.

При направлении внешней осевой силы F_a , противоположном показанному на рис. 6.4, для использования формул табл. 6.2 предварительно следует изменить обозначения опор: 1 на 2, 2 на 1.

6.2. Формулы для определения осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники

Условия нагружения	Осевые силы
$R_{s1} \geq R_{s2}; \quad F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}; \quad R_{a2} = R_{a1} + F_a$
$R_{s1} < R_{s2}; \quad F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	
$R_{s1} < R_{s2}; \quad F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2}; \quad R_{a1} = R_{a2} - F_a$

6.2. Подбор подшипников по статической грузоподъемности

Основной критерий работоспособности и порядок подбора подшипников зависит от значения частоты вращения кольца. Подшипники выбирают по *статической грузоподъемности*, если они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении ($n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$). Подшипники, работающие при $n > 10 \text{ мин}^{-1}$, выбирают по *динамической грузоподъемности*, рассчитывая их ресурс при требуемой надежности. Подшипники, работающие при частоте вращения $n > 10 \text{ мин}^{-1}$ и резко переменной нагрузке, также следует проверять на статическую грузоподъемность.

Подбор подшипников производят для обеих опор вала. В некоторых изделиях, например в редукторах, для обеих опор применяют подшипники одного типа и одного размера. Тогда подбор выполняют по *наиболее нагруженной опоре*. Иногда из соотношения радиальных и осевых сил нельзя заранее с уверенностью сказать, какая опора более нагружена. Тогда расчет ведут параллельно для обеих опор до получения значений эквивалентных нагрузок, по которым и определяют более нагруженную опору.

Расчет подшипников на статическую грузоподъемность. Для назначенного подшипника выписывают следующие данные:

для шариковых радиальных и радиально-упорных — из табл. 19.18 ... 19.20, 19.23 значение базовой статической радиальной грузоподъемности C_{0r} ;

для роликовых радиальных и радиально-упорных (конических) — из табл. 19.21, 19.22, 19.24 ... 19.26 значение C_{0r} .

При расчете на статическую грузоподъемность проверяют, не будет ли радиальная нагрузка R_r на подшипник превосходить статическую грузоподъемность, указанную в каталоге:

$$R_r \leq C_{0r}.$$

Если статическая нагрузка состоит из радиальной R_r и осевой R_a составляющих, то определяют эквивалентную статическую радиальную нагрузку R_{0r} .

Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников и радиально-упорных роликоподшипников:

$$R_{0r} = X_0 R_r + Y_0 R_a.$$

Значения коэффициента X_0 радиальной статической нагрузки и коэффициента Y_0 осевой статической нагрузки приведены в табл. 6.3.

6.3. Значения коэффициентов X_0 и Y_0 для радиальных и радиально-упорных подшипников

Подшипники		Однорядные		Двухрядные	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шариковые радиальные		0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные с номинальными углами контакта α , °	12		0,47		0,94
	15		0,46		0,92
	25	0,5	0,38	1	0,76
	26		0,37		0,74
	36		0,28		0,56
	40		0,26		0,52
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся ($\alpha \neq 0^\circ$), роликовые радиально-упорные		0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Эквивалентная нагрузка не может быть меньше радиальной. Если при вычислении получают $R_{0r} < R_r$, то для расчета принимают $R_{0r} = R_r$.

Статическая прочность обеспечена, если выполнено условие

$$R_{0r} \leq C_{0r},$$

где C_{0r} – статическая радиальная грузоподъемность подшипника.

6.3. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

Подбор подшипников выполняют по наиболее нагруженной опоре. Если из соотношения радиальных и осевых нагрузок нельзя заранее с уверенностью сказать, какая опора более нагружена, то расчет ведут одновременно для обеих опор до получения значений эквивалентных динамических нагрузок R_{E1} и R_{E2} , по которым и определяют более нагруженную опору.

Исходные данные для подбора подшипников по динамической грузоподъемности: R_{r1} , R_{r2} – радиальная нагрузка (радиальная реакция опоры), Н; F_a – внешняя осевая сила, действующая на вал, Н; n – частота вращения кольца (как правило, частота вращения вала), мин⁻¹; d – диаметр посадочной поверхности вала, который берут из компоновочной схемы, мм; L'_{10a} , L'_{10ab} – требуемый ресурс (долговечность) при 90 %-ой вероятности безотказной работы подшипника соответственно в млн об. или в ч; условия эксплуатации подшипникового узла (возможная перегрузка, рабочая температура и др.).

Подбор подшипников качения выполняют в такой последовательности.

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипников (см. разделы 3.2 и 3.3).

2. Для назначенного подшипника выписывают следующие данные:

– для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ из табл. 19.18 и 19.23 значения базовых динамической C_r и статической C_{0r} радиальных грузоподъемностей;

– для шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ из табл. 19.23 значение C_r , а из табл. 6.1 значения коэффициентов X радиальной, Y осевой нагрузок, коэффициента e осевого нагружения;

– для конических роликовых из табл. 19.24 ... 19.26 значения C_r , Y и e ; а также принимают $X = 0,4$.

3. Из условия равновесия вала (6.2) и условия ограничения минимального уровня осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники (6.1) определяют осевые силы R_{a1} и R_{a2} .

4. Для подшипников шариковых радиальных, а также шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ по табл. 6.1 в зависимости от отношения R_d/C_{0r} находят значения X , Y и e .

5. Сравнивают отношение $R_d/(VR_r)$ с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X и Y : при $R_d/(VR_r) \leq e$ принимают $X = 1$ и $Y = 0$; при $R_d/(VR_r) > e$ для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных окончательно принимают записанные ранее (в п. 2 и 4) значения коэффициентов X и Y .

Здесь V – коэффициент вращения кольца: $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца.

Для *двухрядных* конических роликовых подшипников $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$; при $R_d/(VR_r) \leq e$ коэффициенты $X = 1$ и $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha$, а при $R_d/(VR_r) > e$ коэффициенты $X = 0,67$ и $Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$.

6. Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку:

– *радиальную* для шариковых радиальных и шариковых или роликовых радиально-упорных

$$R_E = (VXR_r + YR_a)K_B K_T ;$$

– *радиальную* для подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$R_E = R_r K_B K_T .$$

6.4. Значения коэффициента динамичности K_B нагрузки

Характер нагрузки	K_B	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов, блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления

Характер нагрузки	К _б	Область применения
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 % номинальной нагрузки	1,0 ... 1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки	1,3 ... 1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов. Буксы рельсового подвижного состава
То же, в условиях повышенной надежности	1,5 ... 1,8	Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200 % номинальной нагрузки	1,8 ... 2,5	Зубчатые передачи. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки прокатных станов. Мощные вентиляторы

Характер нагрузки	K_B	Область применения
Нагрузка с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300 % номинальной нагрузки	2,5 ... 3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слябингов. Холодильное оборудование

Значение коэффициента K_B динамичности принимают по табл. 6.4 в зависимости от характера нагрузки и области применения, а температурного коэффициента K_T – по табл. 6.5 в зависимости от рабочей температуры $t_{\text{раб}}$ подшипника.

6.5. Значения температурного коэффициента K_T

$t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4

Для работы при повышенных температурах применяют подшипники со специальной стабилизирующей термообработкой или изготовленные из теплостойких сталей.

6. Определяют скорректированный по условиям применения расчетный ресурс (долговечность) подшипника, ч:

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n},$$

где C_r – базовая радиальная динамическая грузоподъемность подшипника, Н; R_E – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н; p – показатель степени: $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3$ для роли-

ковых подшипников; n – частота вращения кольца, мин^{-1} ; a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации (наличие гидродинамической пленки масла между контактирующими поверхностями деталей подшипника, перекосы колец).

Для *обычных условий* применения подшипников (материал обычной плавки, наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла) значения коэффициента a_{23} :

Для шарикоподшипников (кроме сферических) 0,7 ... 0,8
 Для роликоподшипников конических 0,6 ... 0,7
 Для роликоподшипников цилиндрических,
 шарикоподшипников сферических двухрядных 0,5 ... 0,6

8. Оценивают пригодность намеченного типоразмера подшипника. Подшипник пригоден, если расчетный ресурс больше или равен требуемому:

$$L_{10ah} \geq L'_{10ah}.$$

В некоторых случаях в одной опоре устанавливают два одинаковых радиальных или радиально-упорных однорядных подшипника, образующих один подшипниковый узел. При этом пару подшипников рассматривают как один двухрядный подшипник. При определении ресурса по формуле п. 7 вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность $C_{r\text{сум}}$ комплекта из двух подшипников: для шарикоподшипников $C_{r\text{сум}} = 1,625C_r$, для роликоподшипников $C_{r\text{сум}} = 1,714C_r$. Базовая статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта равна удвоенной номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника $C_{0r\text{сум}} = 2C_{0r}$.

При определении эквивалентной нагрузки R_E значения коэффициентов X и Y принимают как для двухрядных подшипников: для шарикоподшипников – по табл. 6.1; для роликоподшипников – по п. 5.

Примеры подбора подшипников см. гл. 13.

6.4. Выбор посадок колец подшипников

Различают три случая нагружения колец подшипников:

– кольцо вращается относительно вектора радиальной нагрузки, подвергаясь так называемому *циркуляционному* нагружению;

– кольцо неподвижно относительно вектора радиальной нагрузки и подвергается *местному* нагружению;

– кольцо нагружено равнодействующей радиальной нагрузкой, вектор которой не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке кольца, подвергая его *колебательному* нагружению.

Многолетней практикой установлено, что *соединение с валом или корпусом колец, вращающихся относительно вектора нагрузки, должно быть осуществлено обязательно с натягом*, исключая проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали и, как следствие, развальцовку посадочных поверхностей и контактную коррозию.

Посадки неподвижных относительно вектора нагрузки колец назначают более свободными, допускающими наличие небольшого зазора, так как обкатывание кольцами сопряженных деталей в этом случае не происходит. Нерегулярное проворачивание невращающегося кольца полезно, так как при этом изменяется положение его зоны нагружения. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещения колец при монтаже, при регулировании зазоров в подшипниках и при тепловых деформациях валов.

Подшипник является основным комплектующим изделием, подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. Требуемые посадки в соединении подшипника качения получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала и отверстия в корпусе. Для подшипников качения принято следующее отличие от обычной в машиностроении системы допусков: поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника расположено не вверх от нулевой линии (не "в плюс"), а вниз ("в минус"). Этим гарантируют получение *натягов* в соединениях внутреннего кольца с валами, имеющими поля допусков "k", "m", "n". Поле допуска на диаметр наружного кольца располагают как обычно – "в минус" или "в тело детали". Поэтому и характер сопряжения наружного кольца с корпусом такой же, как в обычной системе допусков.

6.6. Рекомендуемые поля допусков на диаметры посадочных поверхностей валов

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска вала при установке подшипников	
		шари- ко- вых	ролико- вых
Местное	Требуется перемещение внутреннего кольца на валу: $R_E \leq 0,07C_r$	g6	
	Не требуется перемещение кольца на валу: $0,07C_r < R_E \leq 0,15C_r$	h6	
Циркуляци- онное	Высокие требования к точности хода: $R_E \leq 0,07C_r$	js5	k5
	$0,07C_r < R_E \leq 0,15C_r$	js6, k6	k6, m6
	Ударные нагрузки: $R_E > 0,15C_r$	–	n6
Колебатель- ное	$0,07C_r < R_E \leq 0,15C_r$	k6	m6
	Ударные нагрузки: $R_E > 0,15C_r$	–	n6

Для наиболее распространенного в общем машиностроении случая применения подшипников класса точности 0 поля допусков вала и отверстия корпуса можно выбирать по табл. 6.6 и 6.7 (в таблицах R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, C_r – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника по каталогу).

На чертеже в местах установки подшипников качения указывают посадки подшипников в соответствии с ГОСТ 3325-85. Поля допусков на диаметр отверстия подшипника обозначают L0, L6, L5, L4, L2 (в зависимости от класса точности 0, 6, 5, 4, 2); поля допусков на наружный диаметр подшипника обозначают соответственно l0, l6, l5, l4, l2. Примеры обозначений посадок подшипников: на вал – $\varnothing 50$ L0/k6; в корпус – $\varnothing 90$ H7/l0. На сборочных чертежах подшипниковых узлов допускается указывать только поле допуска на диаметр сопряженной с подшипником детали без указания поля допуска на посадочные диаметры колец подшипника: $\varnothing 50$ k6; $\varnothing 90$ H7.

6.7. Рекомендуемые поля допусков на диаметры посадочных поверхностей отверстий

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска отверстия
Местное	Наружное кольцо имеет возможность перемещения в осевом направлении: $0,07C_r < R_E \leq 0,15C_r$	H7
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении: $0,07C_r < R_E \leq 0,15C_r$	N7
Колебательное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении: $0,07C_r < R_E \leq 0,15C_r$	K7
	Наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении, высокая точность хода: $R_E \leq 0,15C_r$	H6

6.5. Монтаж и демонтаж подшипников

При установке (или съеме) подшипников на вал и в корпус обязательным является выполнение условия: осевую силу необходимо прикладывать непосредственно к тому кольцу, которое напрессовывают (или снимают). *Недопустимо силу при монтаже и демонтаже подшипника передавать через тела качения (шарики или ролики).* В противном случае на дорожках и телах качения могут появиться вмятины.

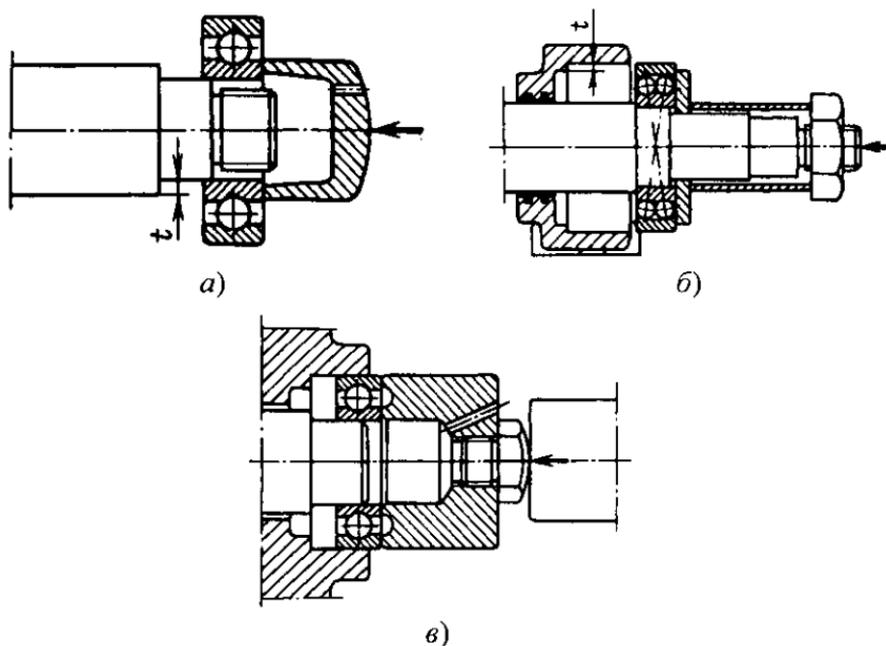


Рис. 6.5

На рис. 6.5, *а-в* показаны возможные способы установки подшипников с помощью монтажных стаканов на вал (рис. 6.5, *а*), в корпус (рис. 6.5, *б*), одновременно на вал и в корпус (рис. 6.5, *в*). Отверстия в монтажных стаканах (рис. 6.5, *а, в*) предназначены для свободного выхода воздуха из полости стакана при запрессовке подшипника на вал.

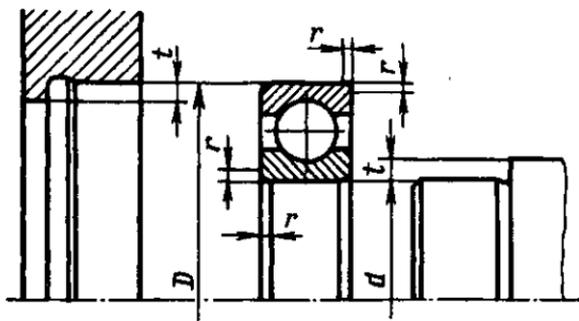


Рис. 6.6

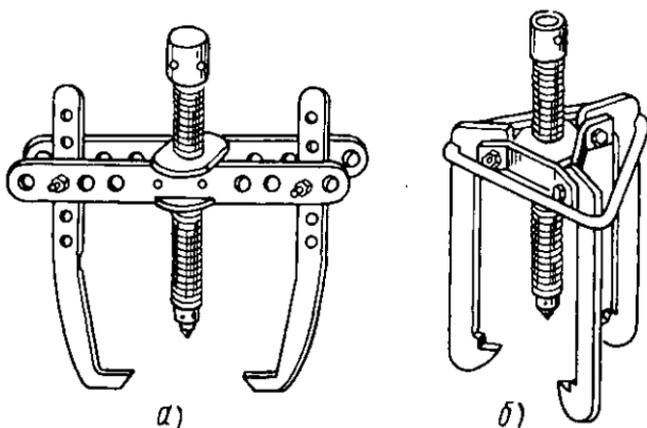


Рис. 6.7

Кольца подшипников имеют невысокую жесткость. Для правильной установки кольцо подшипника следует довести до упора в заплечик. Высоту t заплечиков на валах и в отверстиях корпусов или стаканов (рис. 6.5, 6.6) определяет размер r фаски кольца подшипника (табл. 19.18 ... 19.26). Высота заплечика должна образовывать достаточную опорную поверхность для торцов колец подшипников. Наименьшую высоту t заплечиков принимают по табл. 6.8.

6.8. Значения наименьшей высоты t заплечиков

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

Обычно высоту заплечика принимают равной половине толщины кольца.

Для демонтажа подшипников используют *винтовые съемники*: с двумя (рис. 6.7, а) или с тремя откидными тягами (рис. 6.7, б). Места установки подшипников должны быть конструктивно разработаны так, чтобы можно было удобно работать съемниками.

При удалении подшипника из корпуса его нужно захватывать за наружное кольцо (рис. 6.8, а), а при снятии с вала – за внутреннее

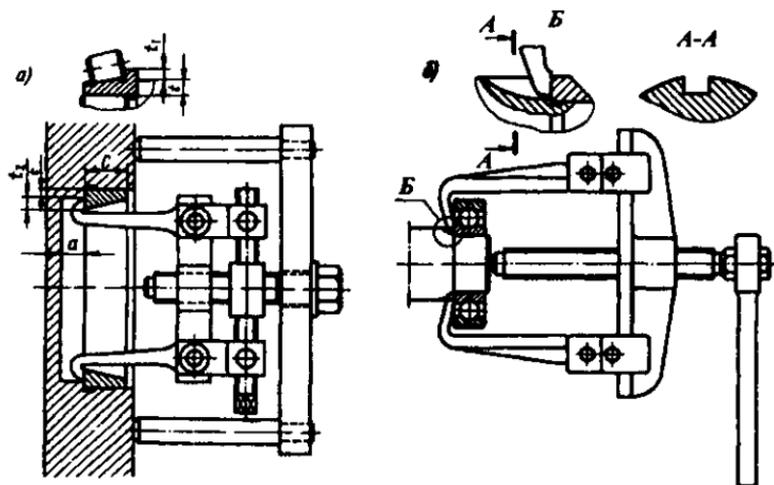


Рис. 6.8

(рис. 6.8, б). Чтобы можно было захватить тягами съемника кольцо подшипника, высота t заплечика вала или корпуса (рис. 6.8, а) не должна быть чрезмерно большой. В табл. 6.9 приведены рекомендации по минимальному размеру t_1 внутреннего и t_2 наружного выступающего над заплечиком торца кольца подшипника, предназначенного для демонтажа.

6.9. Значения минимального размера выступающего над заплечиком торца кольца подшипника

Диаметр вала d , мм	До 15	Св. 15 до 50	Св. 50 до 100
$t_1 = t_2$, мм	1	2	3,5

При высоких заплечиках нужно предусматривать пазы для размещения тяг съемника (рис. 6.8, б – выносной элемент Б).

Для размещения тяг съемника (рис. 6.8, а) при удалении наружного кольца подшипника из глухого отверстия предусматривают свободное пространство $a \approx (0,4 \dots 0,5)C$, где C – ширина кольца подшипника.

6.6. Крепление подшипников на валах

Из основных схем установки подшипников (см. рис. 3.6) можно заметить, что в каждой схеме подшипники по-разному закреплены на валу и в корпусе.

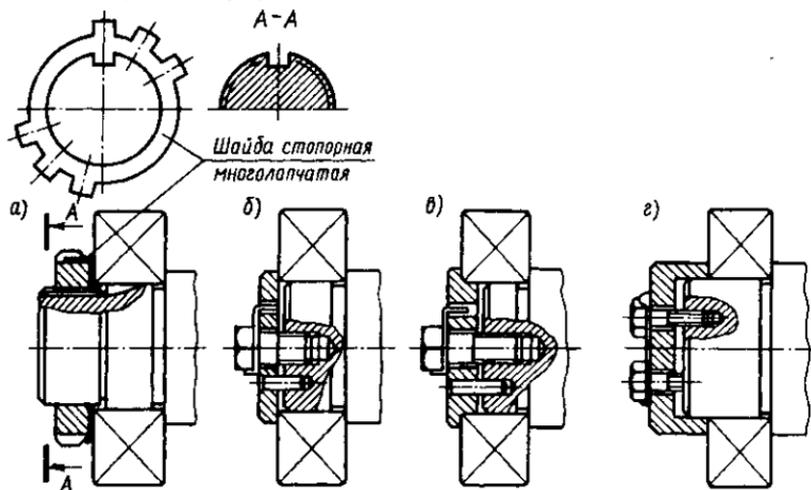


Рис. 6.9

Схема *a* (см. рис. 3.6). На рис. 6.9, *a-г* показаны способы крепления подшипников *фиксирующей опоры*, которые применяют в тех случаях, когда на вал действует значительная осевая сила в обоих направлениях.

Надежное крепление подшипника осуществляют *круглой шлицевой гайкой* (рис. 6.9, *a*), которую от самопроизвольного отвинчивания стопорят многолопчатой шайбой. Стопорная шайба имеет один внутренний выступ и шесть наружных выступов-лапок. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а один из ее наружных выступов отгибают в шлиц гайки. Размеры гаек и стопорных многолопчатых шайб приведены в табл. 19.4, 19.5. Размеры паза под язычок шайбы – см. табл. 19.6.

Просто и надежно крепление *концевой шайбой* (рис. 6.9, *б*). В этом случае штифт фиксирует шайбу от поворота относительно вала. Чтобы концевые шайбы при высоких частотах вращения не вызывали дисбаланса, их центрируют по отверстию подшипника (рис. 6.9, *в*) или по валу (рис. 6.9, *г*). Во всех вариантах необходи-

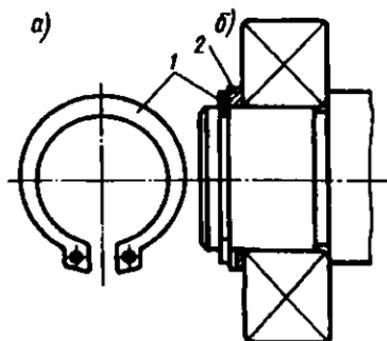


Рис. 6.10

мо предусматривать стопорение винтов, крепящих шайбу к торцу вала, от самоотвинчивания. На рис. 6.9, б, в, стопорение винта осуществляют шайбой стопорной с носком, а на рис. 6.9, г – деформируемой шайбой, установленной под оба винта сразу. Концы шайбы отгибают на грани головок винтов. Размеры концевых шайб приведены в табл. 19.7.

Все большее применение находит крепление подшипников *пружинным упорным плоским кольцом* (рис. 6.10, а, б). Размеры пружинных колец и канавок для них приведены в табл. 19.14. Между подшипником и пружинным кольцом 1 целесообразно ставить компенсаторное кольцо 2. Подбирая это кольцо по толщине, устраняют зазор между подшипником и пружинным кольцом 1. Компенсаторное кольцо улучшает контакт подшипника с пружинным упорным кольцом, которое незначительно выступает из канавки над поверхностью вала.

В отверстия пружинных колец (рис. 6.10, а) при их установке и снятии с вала вставляют концы специальных щипцов, которыми кольца разжимают. Толщина пружинных колец небольшая, поэтому щипцы входят в отверстия неглубоко и часто срываются. Во избежание этого на торце кольца 2 фрезеруют паз (рис. 6.10, б), что позволяет глубже вставить стержни щипцов в отверстия пружинного кольца.

Пружинные упорные плоские кольца могут передавать значительные осевые силы. Так, например, при диаметре вала 30 мм допускаемая осевая сила для пружинного упорного плоского кольца составляет 17,1 кН (см. табл. 19.14).

Крепление подшипника *плавающей опоры* чаще всего выполняют по вариантам, показанным на рис. 6.10, б и рис. 6.9, б.

Схема в (см. рис. 3.6). При установке в *фиксирующей опоре* двух подшипников также можно применять крепление круглой шлицевой гайкой и концевой шайбой (рис. 6.9, а-г и рис. 6.16). Крепление на валу подшипника плавающей опоры выполняют по вариантам, показанным на рис. 6.10, б и рис. 6.9, б.

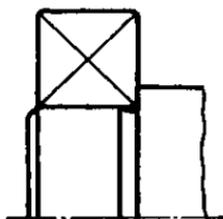


Рис. 6.11

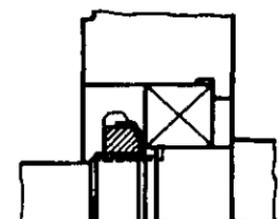


Рис. 6.12

Схема *б* – *враспор* (см. рис. 3.6). При осевом фиксировании вала в двух опорах по схеме *враспор* внутреннее кольцо подшипника устанавливают с упором в заплечик вала (рис. 6.11). Дополнительное крепление кольца с противоположной стороны не делают. Обе опоры конструируют одинаковыми.

Схема *г* – *враспяжку* (см. рис. 3.6). При осевом фиксировании вала в двух опорах по схеме *враспяжку* с торцом внутреннего кольца подшипника контактирует шлицевая гайка (через стопорную многолапчатую шайбу) (рис. 6.12). С противоположной стороны торец внутреннего кольца не должен контактировать ни с какой деталью. Обе опоры вала конструируют одинаковыми.

Как видно, во многих случаях торец внутреннего кольца подшипника находится в контакте с торцом заплечика вала. Если по каким-либо причинам не удастся создать заплечик вала требуемой высоты, то создают искусственный заплечик по одному из следующих вариантов:

– между заплечиком вала и кольцом подшипника устанавливают промежуточное кольцо необходимой высоты (рис. 6.13, *а*);

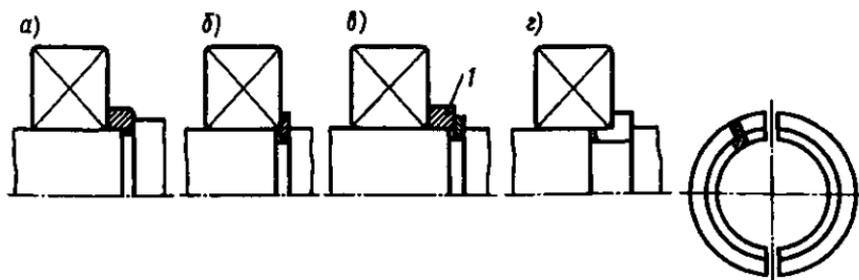


Рис. 6.13

- создают искусственный заплечик установкой пружинного упорного плоского кольца в канавку вала (рис. 6.13, б);
- устанавливают дополнительное кольцо 1, улучшающее контакт подшипника с пружинным кольцом (рис. 6.13, в);
- в канавку на валу устанавливают два полукольца Г-образного сечения, которые от выпадания удерживаются внутренним кольцом подшипника (рис. 6.13, г).

6.7. Крепление подшипников в корпусе

Схема *а* (см. рис. 3.6). На рис. 6.14, *а-г* и 6.15 показаны наиболее распространенные в машиностроении способы крепления подшипников *фиксирующих опор* в корпусе. Широко применяют простой и надежный способ закрепления подшипников в корпусе крышкой: привертной (рис. 6.14, *а*) или закладной (рис. 6.14, *б*). Заметим, что закладную крышку можно применять только в корпусах с разъемом по осям валов.

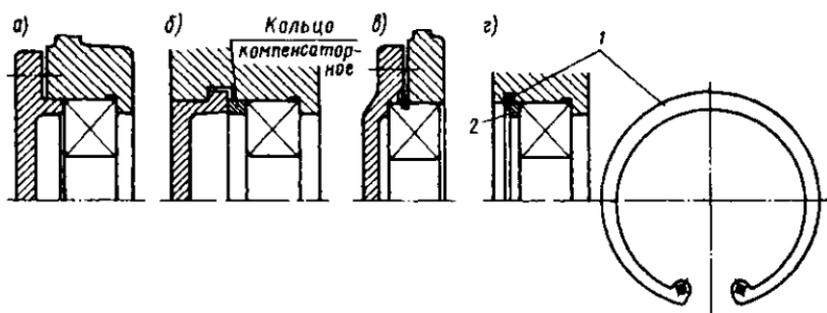


Рис. 6.14

Наиболее просто крепить подшипники, имеющие канавки на наружном кольце (см. табл. 19.19). В канавку устанавливают пружинное упорное плоское кольцо (рис. 6.14, в). Достоинством этого способа является то, что отверстие корпуса не имеет уступа, усложняющего его обработку.

На рис. 6.14, г подшипник закреплен *пружинным упорным плоским кольцом 1*. Размеры пружинных колец и канавок для них приведены в табл. 19.15. Чтобы закрепить кольцо подшипника в корпусе без зазора, между стопорным кольцом и подшипником ставят компенсаторное кольцо 2.

Пружинные упорные плоские кольца могут передавать значительные осевые силы. Так, например, при диаметре отверстия 62 мм допускаемая осевая сила для пружинного упорного плоского кольца составляет 74,7 кН (см. табл. 19.15).

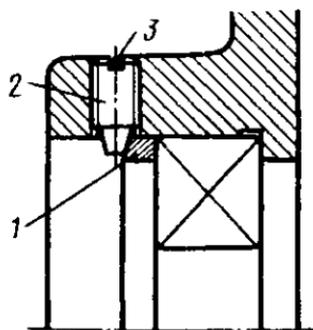


Рис. 6.15

На рис. 6.15 показано крепление подшипника в корпусе с помощью трех установочных винтов 2 и кольца 1. Для применения этого способа необходимо иметь возможность расположить три винта равномерно по окружности корпуса. Конусные концы винтов воздействуют в трех точках по окружности на кольцо 1. Это кольцо и поджимает подшипник к заплечику корпуса. Винты от самоотвинчивания удерживает замковое кольцо 3.

Если в *плавающей опоре* установлен радиальный шариковый однорядный подшипник (см. рис. 3.5, а, табл. 19.18), то наружное кольцо в осевом направлении не закрепляют и подшипник может перемещаться вдоль отверстия корпуса. Если в качестве плавающей опоры используют подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 3.5, б, табл. 19.21), то наружное кольцо закрепляют по вариантам рис. 6.14, а, б (см. также рис. 6.26).

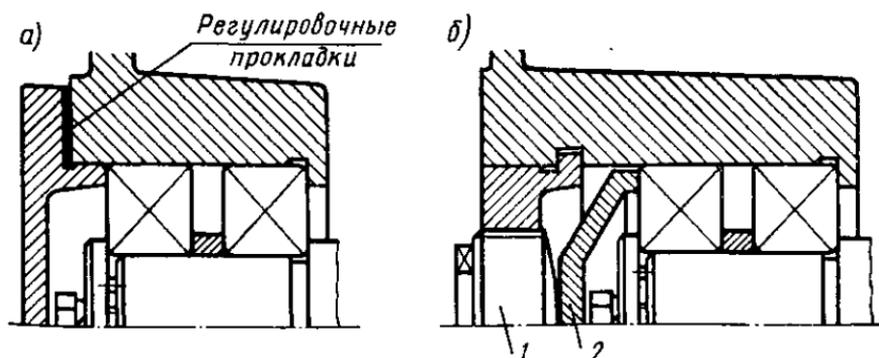


Рис. 6.16

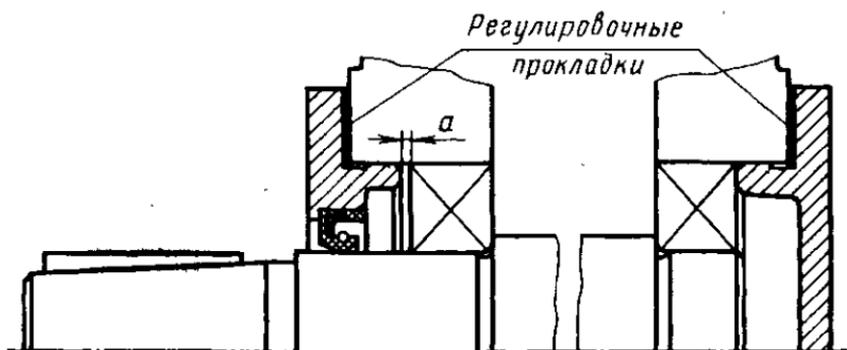


Рис. 6.17

Схема *в* (см. рис. 3.6). При установке в *фиксирующей опоре* двух подшипников также применяют крепление подшипников в корпусе крышкой: привертной (рис. 6.16, *а*) или закладной (рис. 6.16, *б*). Крепление в корпусе подшипника плавающей опоры выполняют так же, как в схеме *а*

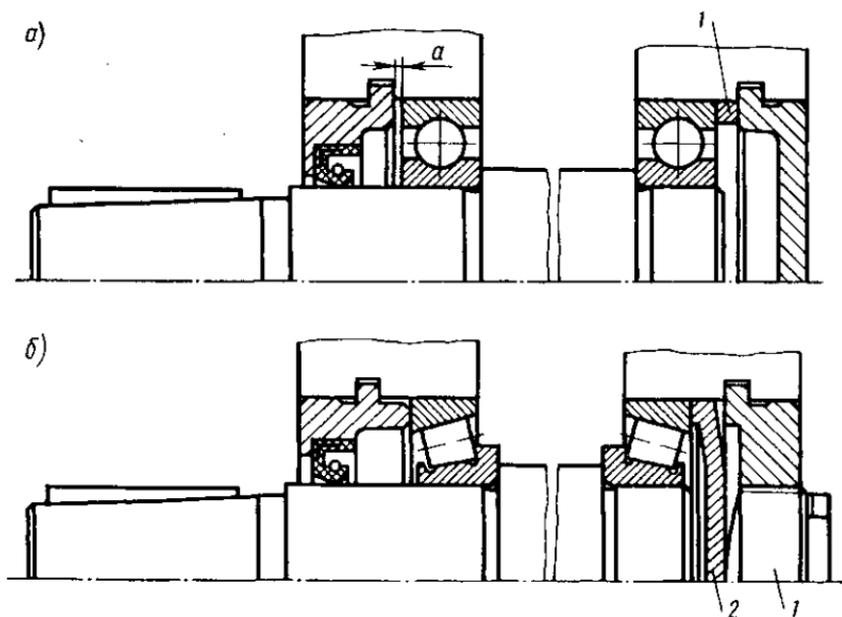


Рис. 6.18

Схема б – враспор (см. рис. 3.6). При осевом фиксировании вала в двух опорах по схеме *враспор* наружное кольцо подшипника устанавливают с упором в торец крышки привертной (рис. 6.17) или закладной (рис. 6.18, а, б). Дополнительное крепление кольца с противоположной стороны не делают. Обе опоры конструируют одинаковыми.

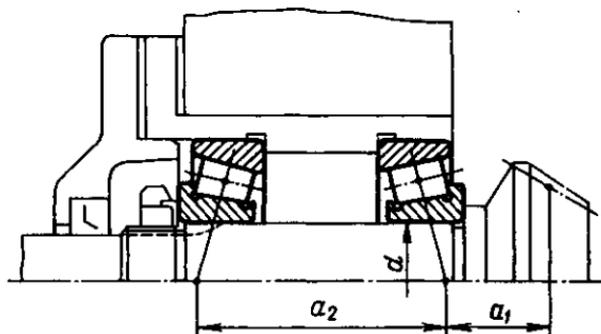


Рис. 6.19

Схема г – враспяжку (см. рис. 3.6). При осевом фиксировании вала в двух опорах по схеме *враспяжку* наружное кольцо подшипника устанавливают с упором в торец заплечика корпусной детали – стакана (рис. 6.19). Дополнительное крепление кольца с противоположной стороны не делают. Обе опоры конструируют одинаковыми.

Создание упорных заплечиков в корпусе. Как видно, для точной установки наружные кольца подшипников во многих случаях поджимают к торцу заплечика корпусной детали. В большинстве вариантов (см. рис. 6.14 – 6.16) упорные заплечики созданы непосредственно в корпусе. Однако наличие заплечика в корпусной детали создает определенные трудности при растачивании отверстия. Обработка отверстия корпусной детали упрощается, если заплечик сделать в стакане (рис. 6.20, а). Но введение дополнительной трудоемкой и точной детали – стакана может быть оправдано только в том случае, если стакан позволяет решить какую-либо другую дополнительную конструкторскую задачу. Чаще всего стакан вводят для упрощения сборки или регулирования осевого положения деталей.

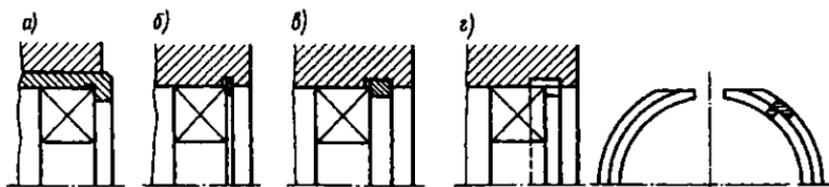


Рис. 6.20

Более простым оказывается выполнение заплечика постановкой пружинного упорного плоского кольца (рис. 6.20, б), которое может передавать значительные осевые силы (см. табл. 19.15).

В корпусах, имеющих разъем по осям валов, упорный заплечик может быть создан целым кольцом, заложенным в канавку отверстия корпуса (рис. 6.20, в).

На рис. 6.20, г упорный заплечик создан двумя полукольцами Г-образного сечения. Кольца заложены в канавку отверстия корпуса. Скосы на полукольцах делают возможной их установку в канавку отверстия неразъемного корпуса. Наружное кольцо подшипника удерживает полукольца от выпадания.

6.8. Регулирование подшипников

Для нормальной работы подшипников необходимо, чтобы вращение колец было легкое, свободное. Важно также, чтобы в подшипниках не было чрезмерно больших зазоров. Известно, что чем больше радиальный зазор в подшипнике, тем неблагоприятнее распределяется радиальная нагрузка между телами качения: шариками или роликами. Поэтому при конструировании подшипникового узла предусматривают различные способы регулирования подшипников, т.е. различные способы создания в подшипниках зазоров оптимальной величины.

В подшипнике различают радиальный и осевой зазоры, которые взаимосвязаны. При изменении зазора в одном направлении (например, в осевом) изменяется зазор и в другом (радиальном) направлении. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке изделия чаще всего осевым смещением колец.

Только в том случае, когда фиксирование вала осуществляется в одной опоре одним подшипником (схема а, см. рис. 3.6) регу-

лирование этого подшипника не производят. Необходимый зазор создан при изготовлении подшипника.

При установке подшипников по другим схемам (см. рис. 3.6) требуется предусматривать возможность их регулирования.

Схема в (рис. 3.6). При установке подшипников по этой схеме выполняют регулирование подшипников только фиксирующей опоры вала, состоящей, как правило, из двух радиально-упорных шариковых (см. рис. 3.5, д) или роликовых (см. рис. 3.5, г) подшипников.

Регулирование подшипников осевым перемещением наружных колец. На рис. 6.16, а показано регулирование набором прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипников. Для этой цели применяют набор тонких (толщиной $\sim 0,1$ мм) металлических прокладок. Удобно также производить регулирование набором прокладок разной толщины. Достаточно точную регулировку можно получить, составляя набор прокладок из ряда толщин: 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм. Иногда вместо комплекта прокладок регулирование производят двумя полукольцами, которые устанавливают под фланец без снятия крышки.

Регулирование подшипников можно производить, воздействуя винтом 1 на шайбу 2 (см. рис. 6.16, б). Шайба самоустанавливается по торцу наружного кольца подшипника вследствие наличия сферической поверхности на торце винта 1. При конструировании шайбу 2 нужно делать жесткой, а диаметр регулировочного винта возможно большего размера. При малых диаметрах винтов наблюдались случаи вырыва винтов из крышки подшипника под действием осевых сил. Точность регулирования (рис. 6.16, б) можно повысить, уменьшая шаг резьбы. Поэтому в таких конструкциях применяют резьбы с мелким шагом.

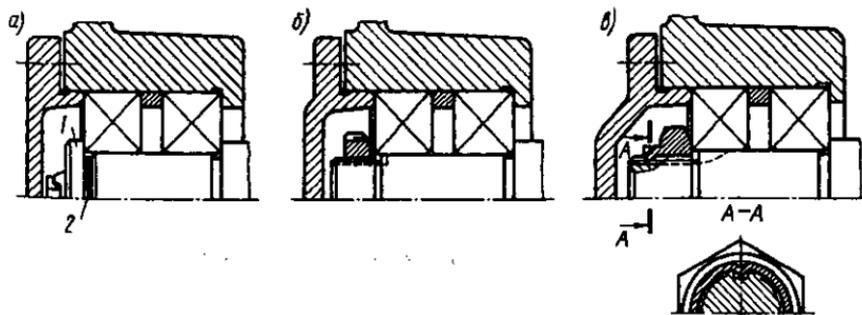


Рис. 6.21

Регулирование подшипников осевым перемещением внутренних колец. На рис. 6.21, а регулирование подшипников проводят поджимом торцевой шайбы 1. Между торцами вала и шайбы устанавливают набор тонких металлических прокладок 2. Шайбу крепят к торцу вала винтом и стопорят.

На рис. 6.21, б показано регулирование подшипников гайкой. После создания в подшипниках требуемого зазора шлицевую гайку стопорят многолапчатой шайбой. При этом гайку необходимо установить так, чтобы паз (шлиц) на ней совпал по расположению с одним из отгибных выступов-лапок стопорной шайбы. В некоторых случаях выполнение этого условия приводит к нарушению точности регулирования. Такого недостатка лишено регулирование гайкой со специальным кольцевым деформируемым бортиком, рис. 6.21, в. На резьбовом участке вала выполняют два паса (через 180°). После создания в подшипниках требуемого зазора гайку стопорят, вдавливая края деформируемого бортика в пазы вала.

Как показывает практика, ослаблять посадку под перемещаемым при регулировании внутренним кольцом подшипника не требуется.

В плавающих опорах схем а и в при применении шариковых радиальных однорядных подшипников (см. рис. 3.5, а) между торцами наружного кольца подшипника и крышки предусматривают зазор $b \geq 0,01l$ (рис. 6.22), где l – расстояние между торцами колец подшипников, мм (см. рис. 3.6, а, в).

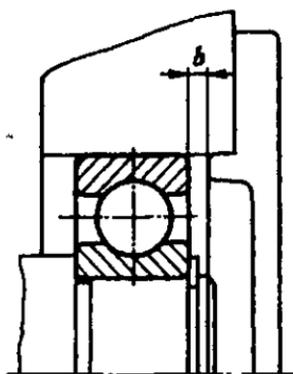


Рис. 6.22

Схема б (см. рис. 3.6) – *враспор*. В этом случае регулирование зазоров в подшипниках выполняют осевым перемещением наружных колец. На рис. 6.17 показано регулирование набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланцы привертных крышек подшипников. Для регулирования подшипников

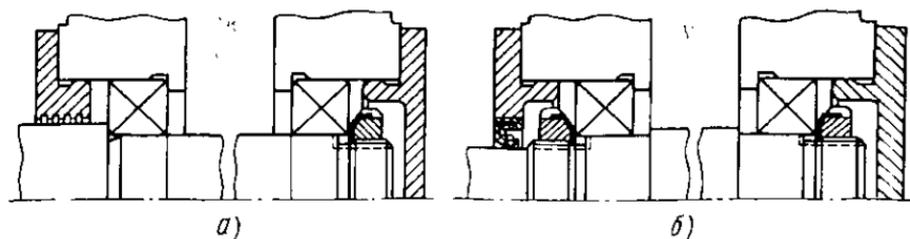


Рис. 6.23

набор прокладок можно установить под фланец одной из крышек. Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, общий набор прокладок разделяют на два, а затем каждый из них устанавливают под фланец соответствующей крышки. Регулирование набором металлических прокладок обеспечивает достаточно высокую точность, его применяют как при установке радиальных, так и радиально-упорных подшипников.

В случае применения закладных крышек регулирование радиальных подшипников можно выполнять установкой компенсаторного кольца *1* между торцами наружного кольца подшипника и крышки (рис. 6.18, *а*). Для удобства сборки компенсаторное кольцо нужно устанавливать со стороны глухой крышки подшипника. При установке радиальных шарикоподшипников между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки подшипника оставляют зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм для компенсации тепловых деформаций (см. рис. 6.17 и 6.18, *а*). Этот зазор на чертежах сборочных единиц, ввиду его малости, не показывают.

Регулирование радиально-упорных подшипников при применении закладных крышек выполняют по рис. 6.18, *б*, воздействуя винтом *1* на самоустанавливающуюся шайбу *2*. Для повышения точности регулирования применяют резьбы с мелким шагом. Регулирование радиально-упорных подшипников компенсаторным кольцом по типу рис. 6.18, *а* трудоемко и его поэтому применяют очень редко – в ответственных изделиях, когда важно, чтобы потребитель не мог нарушить регулировку.

Схема 2 – вращаяжку (см. рис. 3.6). Регулирование зазоров в подшипниках выполняют *осевым перемещением внутренних колец* по валу посредством гаек. Ослаблять посадку под перемещаемым внутренним кольцом подшипника не требуется. Для регулирования подшипников достаточно одной гайки на одном из концов вала (рис. 6.23, а). Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, гайки предусматривают на обоих его концах (рис. 6.23, б).

6.9. Конструирование опор валов конических шестерен

В узлах конических передач широко применяют консольное закрепление вала-шестерни. При таком закреплении опоры вала располагают по одну сторону от шестерни. Конструкция узла получается простой, компактной и удобной для сборки и регулирования.

Недостаток консольного расположения шестерни – повышенная концентрация нагрузки по длине зуба шестерни. Концентрацию нагрузки можно уменьшить повышением жесткости узла. Повышенные требования к жесткости диктует и необходимая по условиям работы конического зацепления высокая точность осевого положения конической шестерни.

При проектировании узла выбирают направление наклона зубьев и направление вращения шестерни одинаковыми, чтобы осевая сила в зацеплении была направлена от вершины делительного конуса. В конструкциях узлов конических шестерен применяют радиально-упорные подшипники, главным образом конические роликовые, как более грузоподъемные и менее дорогие, обеспечивающие большую жесткость опор.

При относительно высоких частотах вращения ($n > 1500$ мин⁻¹) для снижения потерь в опорах, а также при необходимости высокой точности вращения применяют более дорогие шариковые радиально-упорные подшипники.

Подшипники устанавливают по схеме *вращаяжку* (см. рис. 6.19) – широкие торцы наружных колец подшипников расположены внутрь, навстречу друг другу.

Силы, действующие в коническом зацеплении, вызывают появление радиальных реакций опор. Радиальную реакцию считают приложенной к валу в точке пересечения его оси с нормальными,

проведенными через середины контактных площадок на кольцах подшипника.

Обозначим: a_2 – расстояние между точками приложения реакций; a_1 – размер консоли; d – диаметр вала в месте установки подшипника; l – расстояние до вершины делительного конуса (см. рис. 3.3). При конструировании следует принимать: $d \geq 1,3a_1$; в качестве a_2 – большее из двух: $a_2 \approx 2,5a_1$ или $a_2 \approx 0,6l$. Конструктор стремится получить размер a_1 минимальным для уменьшения изгибающего момента, действующего на вал. После того как определен этот размер, по приведенным соотношениям принимают расстояние a_2 . При этом узел получается весьма компактным (см. также рис. 14.4).

Установка подшипников по схеме *враспор* (широкие торцы наружных колец расположены наружу) приводит к значительному увеличению размера узла в осевом направлении. Применять ее в силовых конических зубчатых передачах не рекомендуется.

6.10. Конструирование опор валов-червяков

На рис. 6.24, а, б показаны варианты выполнения подшипниковых опор при фиксации вала-червяка по наиболее простой и дешевой схеме *враспор* (см. рис. 3.6, б). Такую схему применяют при ожидаемой разности температур червяка и корпуса до 20°C и относительно коротких валах. Так, при установке вала $d = 30 \dots 50$ мм на шариковых радиально-упорных подшипниках отношение l/d не более 8, на конических роликовых l/d не более 6.

Так как на червяк действует значительная осевая сила, то в опорах устанавливают радиально-упорные подшипники. Преимущественно применяют конические роликовые подшипники (рис. 6.24, а).

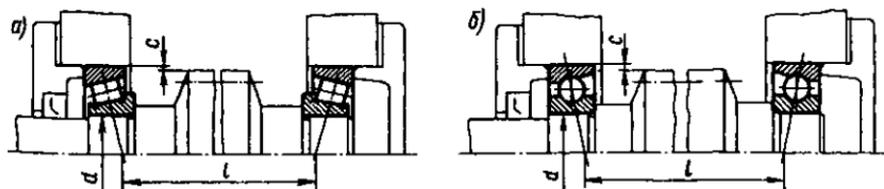


Рис. 6.24

Шариковые радиально-упорные подшипники применяют при длительной непрерывной работе передачи с целью уменьшения потерь мощности и тепловыделения в опорах, а также для снижения требований к точности изготовления деталей узла (рис. 6.24, б). Однако размеры опор, выполненных с применением радиально-упорных шарикоподшипников, вследствие их меньшей грузоподъемности, больше, чем при конических роликоподшипниках. Поэтому окончательный выбор опор вала червяка иногда делают после сравнительных расчетов и прочерчиваний. Следует иметь в виду, что по схеме *враспор* не рекомендуют устанавливать радиально-упорные подшипники с большим углом контакта ($\alpha > 18^\circ$). При необходимости применения таких подшипников, а также при больших ожидаемых тепловых деформациях вала для закрепления в корпусе вала-червяка используют схему с одной фиксирующей и одной плавающей опорами (схема по рис. 3.6, в).

На рис. 6.25, а-в показаны наиболее распространенные варианты выполнения фиксирующей опоры вала-червяка в схеме *в* (см. рис. 3.6). Так как радиально-упорные однорядные подшипники воспринимают осевую силу только одного направления, то для фиксации вала в обоих направлениях в фиксирующей опоре устанавливают два таких подшипника.

Для крепления подшипников в корпусе предусматривают упорный заплечик (рис. 6.25, а). При сборке червяк устанавливают в корпусе через отверстие под подшипник. Иногда диаметр отверстия получается меньше диаметра вершин витков червяка, и сборка оказывается невозможной. Диаметр отверстия можно увеличить, устанавливая подшипники фиксирующей опоры в стакане (рис. 6.25, б), который затем закрепляют в корпусе.

Применение конического подшипника с упорным бортом на наружном кольце (см. табл. 19.26) значительно упрощает конструкцию (рис. 6.25, в): отверстие в корпусе гладкое, без заплечика, отсутствует стакан.

На рис. 6.25, в показаны конические роликоподшипники, поставленные широкими торцами наружных колец навстречу друг другу, а на рис. 6.25, б – широкими торцами наружу. Установка подшипников по рис. 6.25, в характеризуется большей угловой жесткостью.

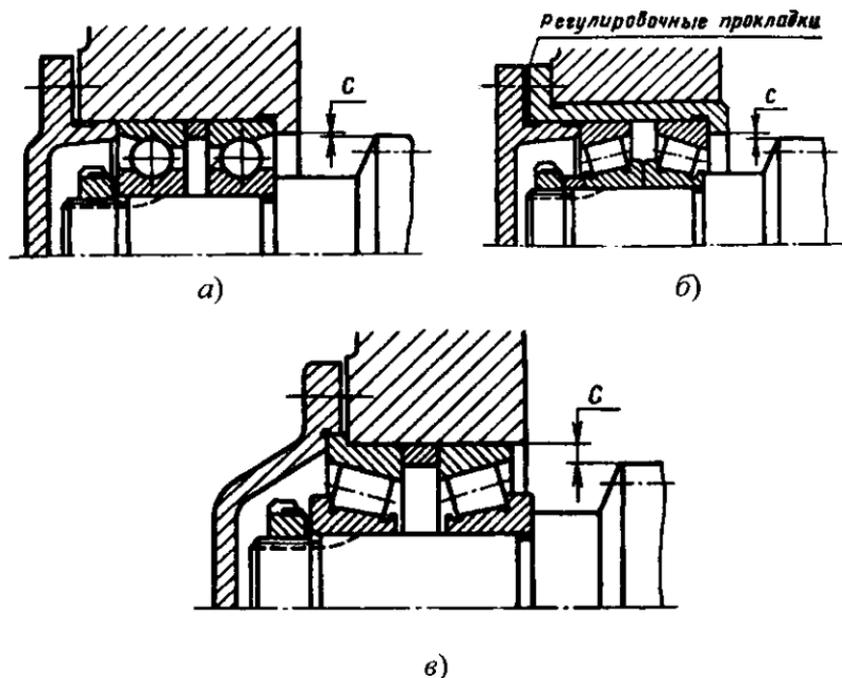


Рис. 6.25

Для того, чтобы предварительно комплект вала-червяка вместе с подшипниками можно было вставить в стакан или в корпус, предусматривают зазор $C > 1 \dots 2$ мм (см. 6.24, 6.25).

Зазоры в подшипниках фиксирующей опоры регулируют набором тонких металлических прокладок, которые ставят под фланец крышки подшипника (рис. 6.25, б); осевым перемещением внутренних колец (рис. 6.25, а, в).

6.11. Опоры плавающих валов

Плавающими называют валы, обе опоры которых плавающие. В этом случае обеспечена возможность самоустановки плавающего вала относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. Такая самоустановка необходима, например, в шевронных или косозубых зубчатых передачах, представляющих собой разделенный шеврон. При изготовлении колес таких передач неизбежна погрешность углового расположения зуба одного по-

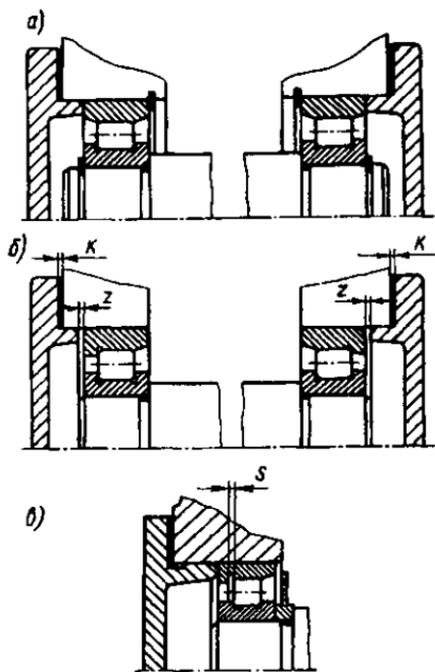


Рис. 6.26

радиальные подшипники. Чаще всего используют подшипники с короткими цилиндрическими роликами. В случае применения этих подшипников значительно уменьшается сила, необходимая для осевого перемещения вала. Устраняется изнашивание корпусной детали в месте установки подшипника, так как осевое плавание вала обеспечено за счет смещения внутренних колец подшипников совместно с комплектами роликов относительно наружных колец.

Одной из распространенных является конструктивная схема, показанная на рис. 6.26, а (см. также рис. 14.3, а). Здесь внутренние кольца подшипников закреплены на валу, а наружные в корпусе. Осевое плавание вала обеспечивают тем, что внутренние кольца подшипников с комплектом роликов могут смещаться в осевом направлении относительно неподвижных наружных колец. Осевое плавание вала происходит в процессе его вращения. При этом сила, необходимая для перемещения вала, очень мала, что является достоинством этой схемы.

лушеврона относительно зуба другого полушеврона. Вследствие этой погрешности первоначально в зацепление входят зубья только одного полушеврона. Возникающая в зацеплении осевая сила стремится сместить колесо вместе с валом вдоль оси вала. Если позволяют опоры, то вал перемещается в такое положение, при котором в зацепление входят зубья обоих полушевронов, а осевые силы, возникающие в них, уравновешены.

Осевую фиксацию вала в этом случае осуществляют не в опорах, а *зубьями шевронных колес*.

В качестве опор плавающих валов применяют

Одним из недостатков является необходимость изготовления канавок в корпусе для установки колец, образующих искусственный упорный заплечик. Этому недостатку лишена схема, представленная на рис. 6.26, б (см. рис. 14.3, б). В этой схеме внутренние кольца подшипников закреплены упором в заплечик вала. Наружные кольца имеют свободу осевого перемещения на величину зазора z в сторону крышки подшипника.

Значение зазора $z = 0,5 \dots 0,8$ мм зависит от размеров узла и точности изготовления зубьев сопряженных шевронных колес, точности их сборки. Показанная на рис. 6.26, б (см. рис. 14.3, б) схема соответствует моменту сборки передачи.

В начальный момент осевого плавания вала ролики подшипников смещают наружные кольца на некоторую величину в сторону крышек. При этом зазор z уменьшается и в дальнейшем за счет тепловых деформаций выбирается полностью. Кольца находят таким образом свое положение и в дальнейшем остаются неподвижными.

При осевом плавании вала внутренние кольца подшипников с комплектами роликов смещаются относительно наружных колец. На рис. 6.26, в показано положение деталей подшипника при работе передачи. При этом между роликами и бортом наружного кольца при плавании вала имеет место осевой зазор S , который в процессе работы изменяется в некоторых пределах, определяемых точностью изготовления зубьев зубчатых колес.

Важным достоинством этой схемы является возможность регулирования начальной величины осевого смещения наружного и внутреннего колец подшипника. Регулирование осуществляют набором металлических компенсаторных прокладок K , устанавливаемых под фланцы обеих крышек подшипников. В результате регулирования можно добиться точного взаимного расположения наружного и внутреннего колец подшипников. При этом размеры деталей узла, влияющие на осевое положение колец, могут быть выполнены по свободным допускам.

6.12. Опоры соосно расположенных валов

Такие опоры выполняют, например, в соосном двухступенчатом цилиндрическом редукторе (рис. 6.27). При этом на внутренней стенке корпуса рядом располагают разные по габаритам под-

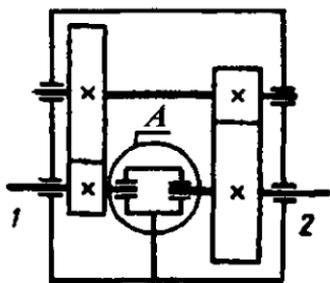


Рис. 6.27

шипники соосных валов *1* и *2*. Один из них является опорой входного, а другой выходного вала. Сами валы фиксируют, как правило, по схеме *враспор*. На рис. 6.28, *а-в* показаны возможные конструктивные варианты выполнения опоры соосно расположенных валов (выносной элемент *A*, рис. 6.27).

На рис. 6.28, *а* показан вариант, когда отверстия под подшипники выполняют непосредственно во внутренней стенке корпуса.

Обработку отверстий ведут с двух сторон, образуя упорные заплечики для подшипников в обоих отверстиях. Это создает определенные трудности при обработке. Однако при таком исполнении может быть достигнута наиболее высокая точность установки подшипников.

Расточку отверстия можно упростить, если выполнять его сквозным диаметром D_2 (по наружному диаметру большего подшипника, рис. 6.28, *б*). Но для установки подшипника с меньшим наружным диаметром D_1 применяют дополнительную деталь — кольцо *I*. Кольцо фиксируют кольцевым выступом на наружной поверхности, входящим в канавку корпуса. Подшипники доводят до упора в торцовые поверхности кольца *I*, поэтому точность изготовления кольца должна быть высокой. Необходимо помнить, что для установки кольца корпус должен быть разъемным.

Таким образом, некоторое упрощение расточки отверстия достигают применением кольца *I*, выполнением канавки в корпусе и необходимым применением съемной крышки во внутренней стенке корпуса.

Кольцо *I* можно сделать без фиксирующего выступа (рис. 6.28, *в*). В этом случае упрощается и обработка отверстия корпуса, и конструкция кольца. Однако соосно расположенные валы образуют общую систему: осевые силы, нагружающие опоры одного из валов, воздействуют и на опоры другого вала. Поэтому при расчете подшипников одного вала необходимо учитывать осевые силы, действующие на него со стороны другого вала.

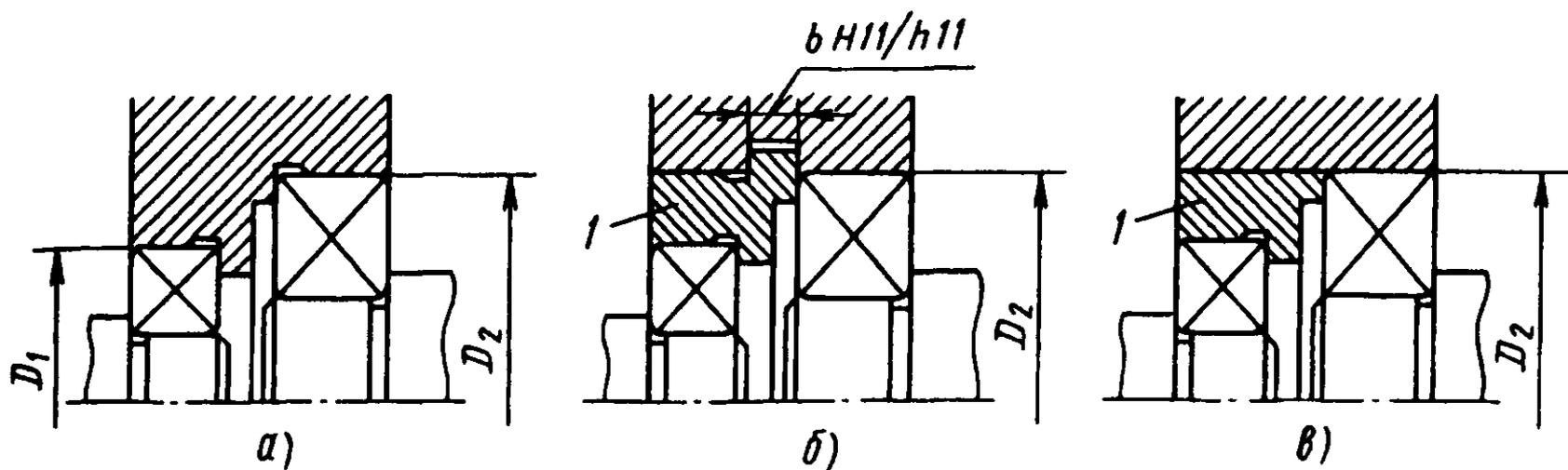


Рис. 6.28

Регулирование осевых зазоров при сборке опор по рис. 6.28, а и б производят независимо для каждого вала, а при сборке опор по рис. 6.28, в – сразу для четырех подшипников обоих валов.

При постановке кольца 1 предпочтительным является вариант по рис. 6.28, в.

6.13. Конструктивное оформление посадочных мест

Шероховатость посадочных поверхностей в местах установки подшипников на валу и в корпусе должна соответствовать по ГОСТ 2789-73 $Ra = 1,25 \dots 3,2$ мкм. Такую шероховатость целесообразно получать шлифованием. Для выхода шлифовальных кругов выполняют канавку: по рис. 6.29, а, б – при шлифовании поверхности вала; по рис. 6.29, в – при шлифовании отверстия в корпусе. Размеры канавок (мм) приведены в табл. 6.10.

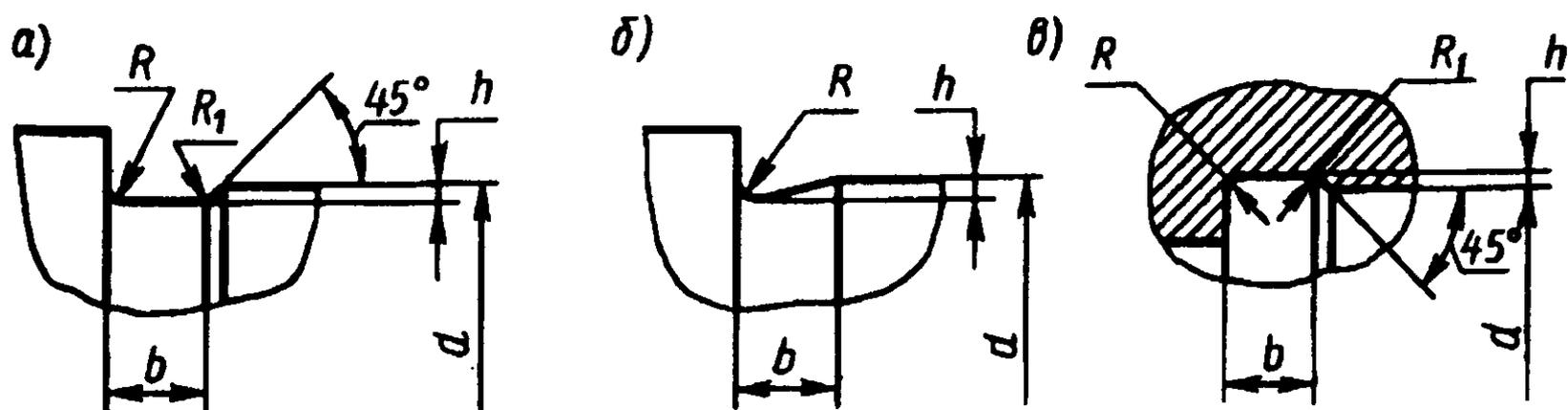


Рис. 6.29

6.10. Размеры канавок для выхода шлифовального круга

d	b	h	R	R_1
Св. 10 до 50	3	0,25	1,0	0,5
св. 50 до 100	5	0,5	1,6	0,5
св. 100	8	0,5	2,0	1,0

Нужно иметь в виду, что канавки на валах вызывают повышенную концентрацию напряжений и понижают прочность валов при переменных напряжениях. Поэтому канавки выполняют чаще всего на валах, диаметры которых определены по критерию жесткости. Такими валами, в частности, являются валы редукторов, коробок передач.

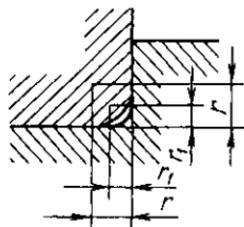


Рис. 6.30

Меньшей концентрацией напряжений характеризуется выполнение переходной поверхности вала галтелью постоянного радиуса (рис. 6.30). Радиус r_1 галтели принимают меньше координаты фаски r кольца подшипника:

r , мм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$r_{1\max}$, мм . . .	0,6	1	1	1,5	2	2

Шлифование галтели очень трудоемко. Поэтому такую форму переходной поверхности применяют только при высокой напряженности вала.

В подшипниковом узле контакт смежных с подшипником деталей необходимо предусматривать только по торцам подшипниковых колец, на высоте заплечика. Другие поверхности смежных деталей должны отстоять от торцов колец для всех типов подшипников (кроме конических роликовых) не менее чем на 2 ... 3 мм (размер a на рис. 6.31).

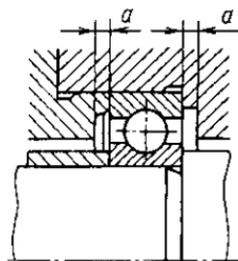


Рис. 6.31

Особенностью конструкции конического роликового подшипника является то, что сепаратор выступает за пределы наружного кольца на величины " m " и " n ", рис. 6.32, a . Это следует учи -

тывать при установке смежных с подшипниками деталей, например, шлицевых гаек (рис. 6.32, б) или при установке двух рядом расположенных подшипников (рис. 6.32, в). Смежная деталь должна отстоять от торца наружного кольца конического роликоподшипника на $b = 4 \dots 6$ мм. Чтобы цилиндрические поверхности смежных деталей не касались сепаратора, высоты h_1 и h_2 не должны превышать значений: $h_1 = 0,1(D - d)$; $h_2 = 0,05(D - d)$.

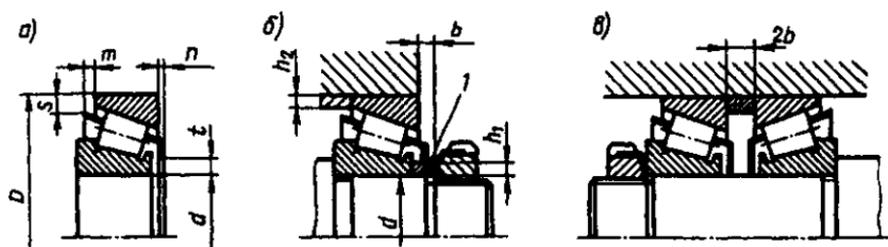


Рис. 6.32

Именно поэтому в очень распространенном креплении конического подшипника круглой шлицевой гайкой (рис. 6.32, б) между торцами внутреннего кольца подшипника и гайки устанавливают дистанционное кольцо *1*. Примерно половиной своей длины кольцо *1* заходит на вал диаметром d , выполненным под установку подшипника, а оставшейся длиной перекрывает канавку для выхода инструмента при нарезании резьбы.

6.14. Вычерчивание внутренней конструкции подшипников

Для изображения стандартных подшипников качения по габаритным размерам d , D и B следует нанести тонкими линиями внешний контур подшипника. Затем для всех типов подшипников (кроме конических роликовых) откладывают диаметр $D_{pw} = 0,5(D + d)$ окружности расположения центров тел качения. По соотношениям рис. 6.33, $a - z$ изображают тела качения и кольца.

Радиально-упорные шарикоподшипники (рис. 6.33, б) имеют на наружном кольце только один борт. Вторым бортом срезан. Для вычерчивания наружного кольца со стороны срезанной части проводят вспомогательную вертикальную линию до пересечения с окружностью шарика в точке 1. Соединяют точки 1 и 2.

В подшипниках *шариковых радиальных двухрядных сферических* (рис. 6.33, в) тела качения изображают так, чтобы они касались боковых линий внешнего контура. Сферическую поверхность на наружном кольце изображают дугой окружности с центром на оси отверстия подшипника.

Для построения *конических роликоподшипников* (рис. 6.33, д) на контур подшипника наносят вспомогательную вертикальную линию, делящую монтажную высоту T подшипника пополам. Отрезок ab делят точками 1, 2 и 3 на четыре равные части. Из точки 3 под углом $\alpha = 15^\circ$ проводят образующую конуса до ее пересечения с осью вращения подшипника в точке 0. Из этой точки проводят линии 01 и 02. Откладывают отрезок $fk = 0,05(D - d)$ и проводят линию fm перпендикулярно к линии 02. Отложив отрезок de , равный fk , проводят параллельно fm линию, оформляющую малый торец ролика. Для получения диаметра d_2 борта внутреннего кольца находят точку l , которая делит радиус большого торца ролика пополам. Высота h_1 малого борта внутреннего кольца $h_1 = 0,124 D_w$, где $D_w = fm$ — наибольший диаметр ролика.

Сепараторы на чертежах подшипников не изображают.

Глава 7

КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАКАНОВ И КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВ

7.1. Конструирование стаканов

Конструкцию стакана определяет схема расположения подшипников. На рис. 7.1, а – г показаны варианты конструкций, наиболее часто встречающиеся на практике. Стаканы обычно выполняют литыми из чугуна марки СЧ15.

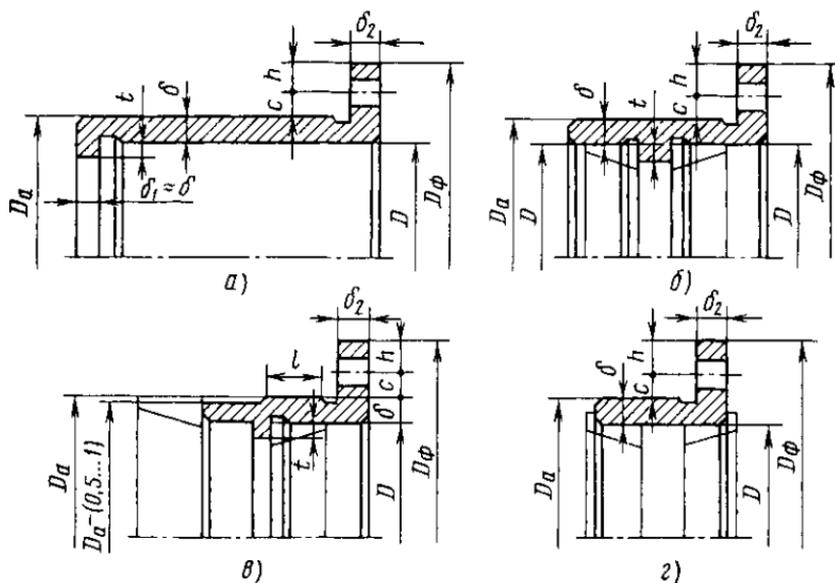


Рис. 7.1

Толщину δ стенки, диаметр d резьбы и число z винтов крепления стакана к корпусу назначают по табл. 7.1 в зависимости от диаметра D отверстия под подшипник.

Толщина фланца $\delta_2 \approx 1,2\delta$ (рис. 7.1). Высоту t упорного заплечика согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника и возможностью его демонтажа винтовым съемником (см. табл. 6.8, 6.9).

Принимая $C \approx d$, $h = (1,0 \dots 1,2) d$, получаем минимальный диаметр фланца стакана $D_\phi = D_a + (4 \dots 4,4) d$.

7.1. Основные параметры стаканов

D , мм	< 50	50 ... 62	63 ... 95	100 ... 145	150 ... 220
δ , мм	4 ... 5	5 ... 7	7 ... 9	9 ... 11	11 ... 13
d	M6	M6	M8	M10	M12
z	4	4	4	6	6

Чтобы обеспечить сопряжение торцов фланца стакана и корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности стакана перед торцом фланца делают канавку. На рис. 6.29, а по-

казан профиль канавки на наружной поверхности стакана. Канавку выполняют и перед заплечиком стакана, по торцам которого устанавливают наружное кольцо подшипника (рис. 6.29, в). Размеры канавок приведены в табл. 6.10.

Иногда на наружной поверхности стакана делают проточку для уменьшения длины точно обрабатываемого участка (рис. 7.1, в). Диаметр в месте проточки принимают на $0,5 \dots 1$ мм меньше D_a . Длину l точного участка выполняют равной ширине наружного кольца подшипника.

В стаканах обычно размещают подшипники вала конической шестерни (см. рис. 6.19, 14.4) и фиксирующей опоры вала-червяка (см. рис. 6.25, б). Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае применяют посадку стакана в корпус – H7/js6. Для неподвижных после установки в корпус стаканов применяют посадки H7/k6 или H7/m6.

7.2. Конструирование крышек подшипников

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные и закладные.

Привертные крышки. На рис. 7.2 показаны основные конструкции привертных крышек, на рис. 7.2, а, б, г – так называемых глухих, а на рис. 7.2, в – с отверстием для выходного конца вала.

Форма крышки зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Поэтому наружная поверхность крышки плоская (рис. 7.2, а – в). Если торец вала выступает за пределы подшипника, то крышку выполняют по рис. 7.2, г.

Чтобы поверхности фланца крышки и торца корпуса сопрягались по плоскости, на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делают канавку шириной b (см. табл. 6.10). Положение крышки при сборке определяет ее фланец. Поэтому пояс l с центрирующей цилиндрической поверхностью делают небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса: $l \approx b$. Поля допусков диаметра центрирующего пояса приведены на рис. 7.2. Если в крышку подшипника встроено манжетное

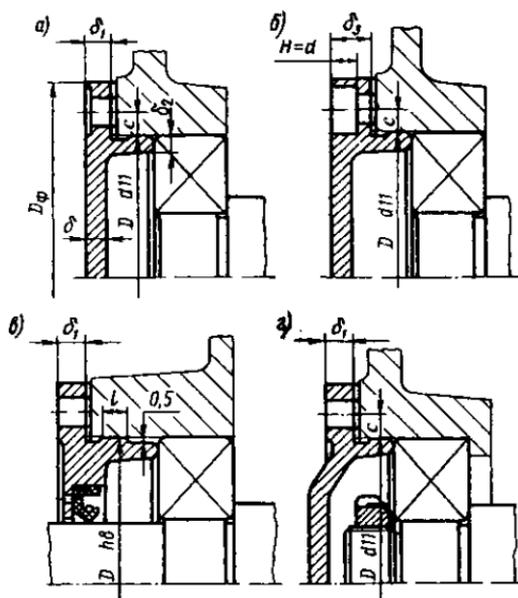


Рис. 7.2

нмым углублением под ключ (табл. 19.30). В этом случае толщину крышки принимают $\delta_3 = H + 0,8\delta$, где H – высота головки винта.

7.2. Основные параметры крышек подшипников

D , мм	50 ... 62	63 ... 95	100 ... 145	150 ... 220
δ , мм	5	6	7	8
d	M6	M8	M10	M12
z	4	4	6	6

Во всех других вариантах, показанных на рис. 7.2, а, в и г, крепление крышки выполняют болтами (см. табл. 19.29).

Опорные поверхности крышки под головки крепежных болтов или гаек чаще всего необходимо обрабатывать. Обрабатывают или непосредственно те места, на которые опирают головки винтов (рис. 7.2, а, б), или весь поясok на торце крышки в зоне расположения головок винтов (рис. 7.2, в, г). С точки зрения точности и быстроты предпочтительнее токарная обработка (рис. 7.2, в, г), чем обработка

уплотнение, как это показано на рис. 7.2, в, то допуск на центрирующий диаметр ужесточают.

Определяющим при конструировании крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник. В табл. 7.2 приведены рекомендации по выбору толщины δ стенки, диаметра d резьбы и числа z винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от D .

В варианте по рис. 7.2, б крышку крепят винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (табл. 19.30).

опорных поверхностей на сверлильном станке. Размеры других конструктивных элементов крышки: $\delta_1 = 1,2\delta$; $\delta_2 = (0,9 \dots 1)\delta$; $D_\phi = D + (4 \dots 4,4)d$; $c \approx d$, где d – диаметр резьбы винта (табл. 7.2).

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения выполняют расточку отверстия так, чтобы можно было выпрессовать изношенную манжету (рис. 7.2, в и 7.3, а). В некоторых конструкциях отверстие в крышке под манжетное уплотнение делают сквозным (рис. 7.3, б). Для точной установки манжеты в отверстии на крышке в этом случае необходимо обрабатывать торец А, которым крышку устанавливают на опорную поверхность при запрессовке манжеты. Поэтому исполнение по рис. 7.3, а предпочтительнее.

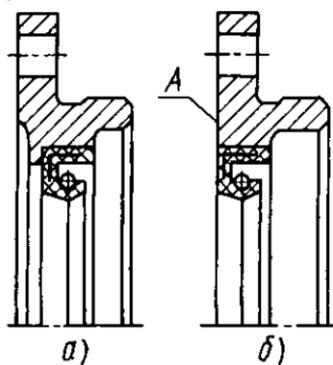


Рис. 7.3

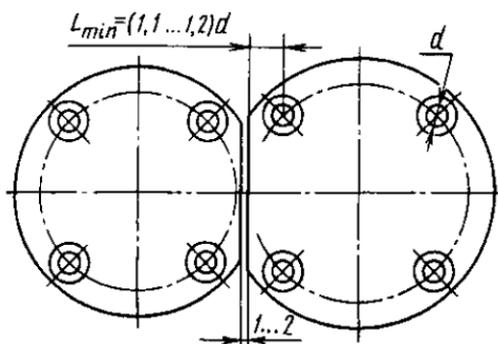


Рис. 7.4

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм (рис. 7.4).

Чаще всего фланцы крышек выполняют *круглой формы* (рис. 7.5, а); обычно форма крышки должна соответствовать форме пластика корпусной детали, к которой крышку привертывают. При этом размер a фланца определяют из условия размещения винта крепления крышки к корпусу. С целью снижения расхода металла при изготовлении как самой крышки, так и корпусной детали, фланцы привертных крышек иногда изготавливают *некруглой формы*, сокращая размер a фланца на участках между отверстиями под винты крепления. На рис. 7.5, б фланец крышки очерчен дугами

радиусов R_1 и R_2 . Еще большее снижение расхода металла можно получить, если крышку выполнить квадратной (рис. 7.5, в). Фланец крышки с шестью отверстиями можно конструировать по рис. 7.5, г. Чтобы не происходило значительного снижения жесткости и прочности фланца, при сокращении размера a не рекомендуют переходить за окружность D_0 центров крепежных отверстий.

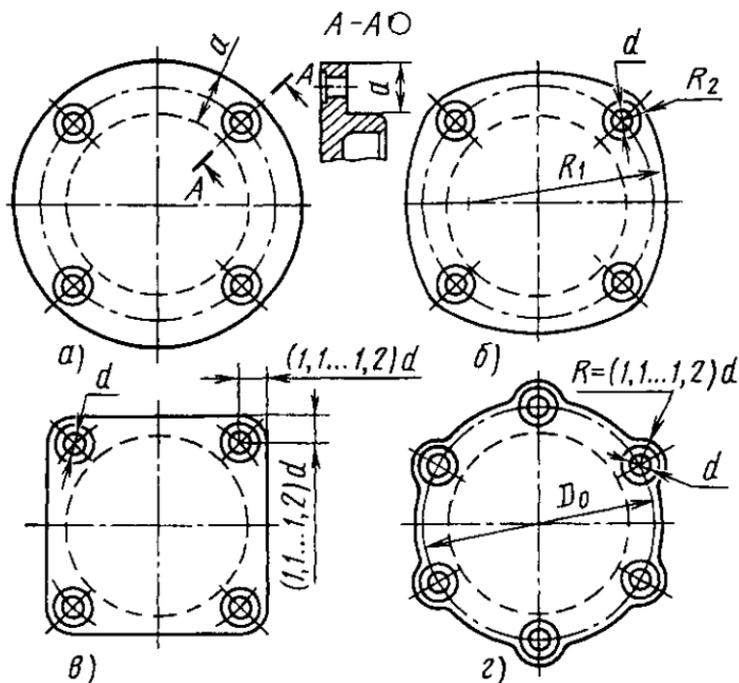


Рис. 7.5

Исполнение фланцев крышек по рис. 7.5, б – г целесообразно при крупносерийном и массовом их производстве. Недостатком этих конструкций является прерывистая поверхность фланца, которая создает некоторые неудобства при его токарной обработке.

Закладные крышки. На рис. 7.6 показаны основные конструкции закладных крышек: глухих – рис. 7.6, а, б; с отверстием для выходного конца вала – рис. 7.6, в; с резьбовым отверстием под нажимной винт – рис. 7.6, г. Закладные крышки широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема корпуса по осям валов. Эти крышки не требуют крепления к корпусу резьбовыми деталями: их удерживает кольцевой выступ, для которого в

корпусе протачивают канавку. Чтобы обеспечить сопряжение торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости, на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа желательно выполнять канавку шириной b . Размеры канавки на диаметре D принимают по табл. 6.10 ($D = d$).

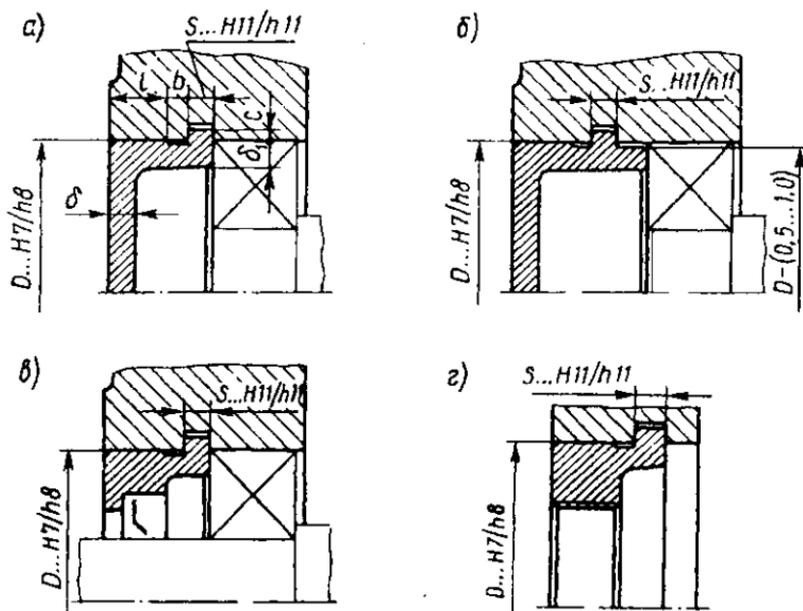


Рис. 7.6

Наружный диаметр крышки выполняют с такими отклонениями, при которых в сопряжении с корпусом крышка образует очень малый зазор, препятствующий вытеканию масла из корпуса. Толщину δ стенки крышки принимают по табл. 7.2 в зависимости от диаметра D отверстия под подшипник. Размеры других элементов крышки (рис. 7.6, а): $\delta_1 = (0,9 \dots 1)\delta$; $S = (0,9 \dots 1)\delta$; $C \approx 0,5S$; $l \geq b$.

Иногда торец крышки, контактирующий с подшипником, не совпадает с торцом выступа (рис. 7.6, б). Чтобы наружная цилиндрическая поверхность этого участка не нарушала точности центрирования крышки, ее диаметр уменьшают на $0,5 \dots 1$ мм.

Обычно крышки изготавливают из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (рис. 7.6, г) изготавливают из стали.

СМАЗЫВАНИЕ, СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И УПЛОТНЕНИЯ

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

8.1. Смазывание зубчатых и червячных передач

В машиностроении для смазывания зубчатых и червячных передач широко применяют так называемую *картерную систему*. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхности расположенных внутри корпуса деталей.

Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков до 12,5 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывает с зубьев центробежная сила и зацепление работает при недостаточном смазывании. Кроме того, заметно возрастают потери мощности на перемешивание масла, повышается его температура.

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин.

Преимущественное применение имеют масла. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла и чем выше контактные напряжения в зацеплении, тем большей вязкостью должно характеризоваться масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес по табл. 8.1.

8.1. Рекомендуемая кинематическая вязкость масел

Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²	Рекомендуемая кинематическая вязкость, мм ² /с при окружной скорости, м/с		
	до 2	2 ... 5	св. 5
Для зубчатых передач при 40 °С			
До 600	34	28	22
600 ... 1000	60	50	40
1000 ... 1200	70	60	50
Для червячных передач при 100 °С			
До 200	25	20	15
200 ... 250	32	25	18
250 ... 300	40	30	23

По табл. 8.2 выбирают марку масла для смазывания зубчатых и червячных передач. В табл. 8.3 приведены рекомендуемые марки смазочных масел для волновых передач.

8.2. Кинематическая вязкость масел

Марка масла	Кинематическая вязкость, мм ² /с
Для зубчатых передач при 40 °С	
И-Л-А-22	19 – 25
И-Г-А-32	29 – 35
И-Г-А-46	41 – 51
И-Г-А-68	61 – 75
Для червячных передач при 100 °С	
И-Г-С-220	14
И-Т-С-320	20
Авиационное МС-20	20,5
Цилиндровое 52	52

8.3. Рекомендуемые марки масел для волновых передач

Контактные напряжения σ_H , Н/мм ²	Диаметр гибкого колеса, мм	
	80	160
До 800	И-Г-А-68	
Св. 800 до 1600	И-Т-Д-68	И-Т-Д-100

Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых обозначает: *первый* (И) – промышленное, *второй* – принадлежность к группе по назначению (Г – для гидравлических систем, Т – тяжелонагруженные узлы), *третий* – принадлежность к группе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок, С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и притивогадирными присадками), *четвертый* (число) – класс кинематической вязкости.

Из пластичных смазочных материалов наиболее часто применяют ЦИАТИМ-201, Литол-24, Униол-2 (табл. 19.40).

Допустимые уровни погружения колес *цилиндрического редуктора* в масляную ванну (рис. 8.1): $h_m \approx (2m \dots 0,25d_2)$. Здесь m – модуль зацепления.

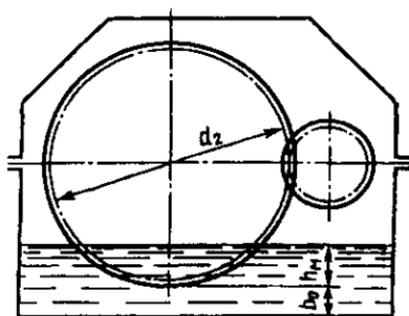


Рис. 8.1

Наименьшую глубину принято считать равной двум модулям зацепления, но не менее 10 мм. Наибольшая допустимая глубина погружения зависит от окружной скорости колеса. Чем медленнее вращение колеса, тем на большую глубину оно может быть погружено.

Считают, что в *двухступенчатой передаче* при окружной

скорости колеса тихоходной ступени $v \geq 1$ м/с достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени. При $v < 1$ м/с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней передачи.

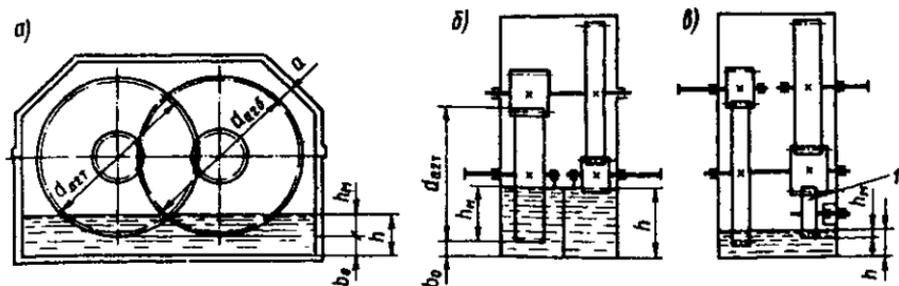


Рис. 8.2

В соосных редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости в масло погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 8.2, а). При расположении валов в вертикальной плоскости погружают в масло шестерню и колесо, расположенные в нижней части корпуса (рис. 8.2, б). Если глубина погружения колеса окажется чрезмерной, то снижают уровень масла и устанавливают специальное смазывающее колесо 1 (рис. 8.2, в).

В конических или коническо-цилиндрических редукторах в масляную ванну должно быть погружено коническое колесо на всю ширину b венца.

Глубину погружения в масло деталей *червячного редуктора* принимают: при нижнем расположении червяка (рис. 8.3, а) $h_m = (0,1 \dots 0,5)d_{a1}$; при верхнем (рис. 8.3, б) $h_m = 2m \dots 0,25d_2$. Однако при частых включениях и кратковременном режиме работы (пуск-останов-пуск) смазывание зацепления оказывается недостаточным. Во избежание этого уровень масла поднимают до зацепления.

Если важно уменьшить в червячной передаче тепловыделение и потери мощности (например, при высокой частоте вращения червяка и длительной работе передачи), уровень масла в корпусе понижают (рис. 8.3, в). Для смазывания зацепления на червяке устанавливают разбрызгиватели 1 (рис. 8.3, в, г). Масло заливают в этом случае до центра нижнего тела качения подшипника.

Нормы погружения колес *коробок передач* такие же, как и для колес редукторов.

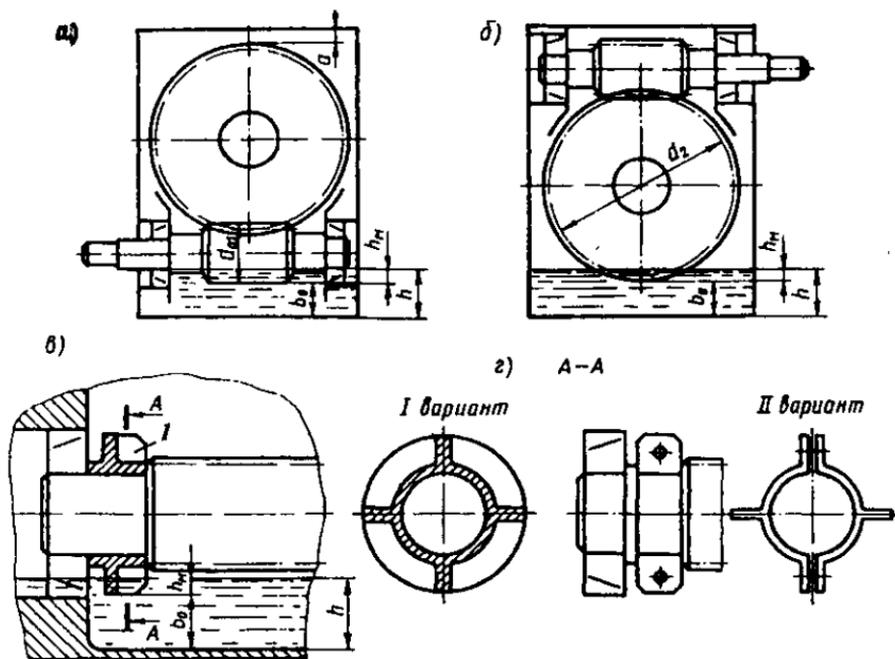


Рис. 8.3

Расстояние b_0 между дном корпуса и наружной поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают: $b_0 \geq 3a$, где a определено ранее по формуле (3.5).

8.2. Смазывание подшипников

Подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. Смазывание их другим смазочным материалом применяют редко (если требуется защитить подшипники от продуктов износа деталей передач).

При картерном смазывании передач подшипники смазывают брызгами масла. При окружной скорости колес $v \geq 1$ м/с брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипник.

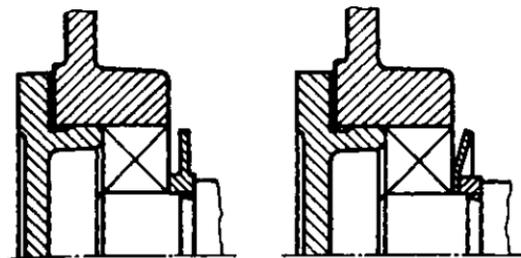


Рис. 8.4

Однако в ряде случаев для обеспечения надежного смазывания зацепления приходится значительно повышать уровень масла. Нередко в масло погружают быстроходную шестерню или червяк и подшипники быстроходного вала. В

этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа передач, а также излишнего полива маслом, подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами), рис. 8.4. Особенно это необходимо, если на быстроходном валу установлены косо-зубые или шевронные колеса, либо червяк, т.е. когда зубья колес или витки червяка гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая повышенный нагрев.

Для смазывания опор валов, далеко расположенных от уровня масляной ванны, применяют различные устройства. Так, для смазывания подшипников вала конической шестерни, удаленных от масляной ванны, на фланце корпуса в плоскости разреза делают канавки, а на крышке корпуса скосы (рис. 8.5). В канавки со стенок крышки корпуса стекает разбрызгиваемое колесом масло и через отверстия в стакане попадает к подшипникам.

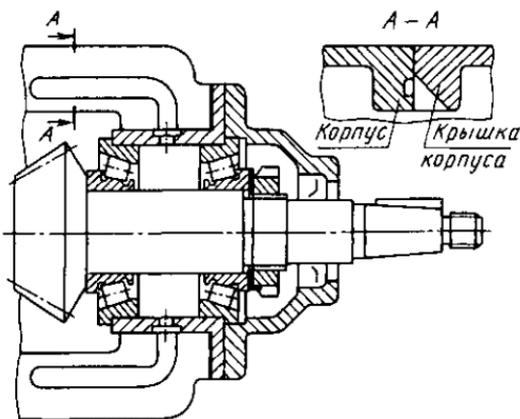


Рис. 8.5

Для направления стекающего масла иногда делают на внутренней поверхности стенки корпуса ребра (рис. 8.6, а). По ним масло стекает к отверстию в приливе корпуса и попадает к под-

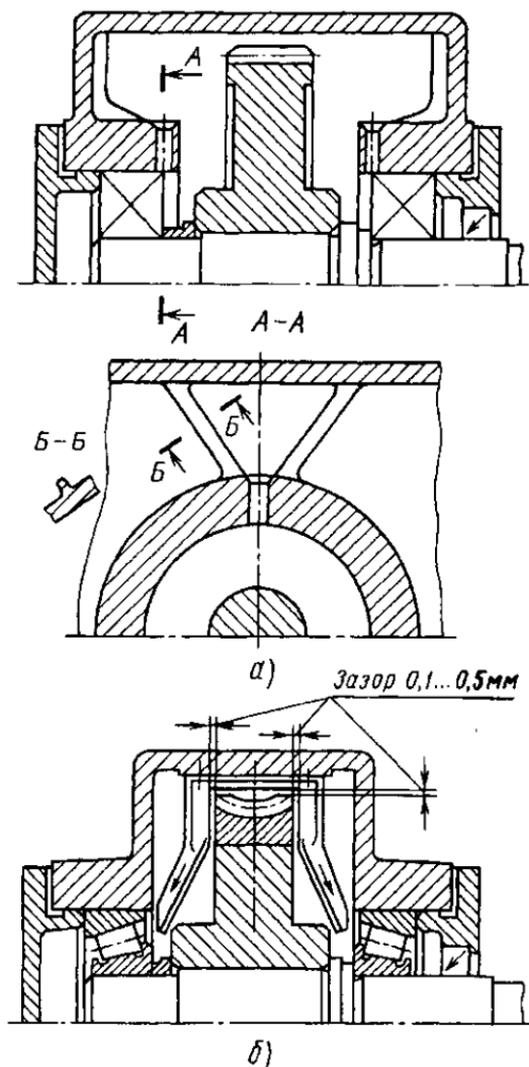


Рис. 8.6

шипнику. Для смазывания подшипников вала червячного колеса иногда применяют скребки с лотками, по которым масло подается к подшипникам (рис. 8.6, б).

Если доступ масла к подшипникам затруднен, а применение способов по рис. 8.5, 8.6 нежелательно, то в редуктор (коробку передач) встраивают насос. Насос подает масло в распределительное устройство, от которого по отдельным трубкам его подводят к подшипникам.

Если применение насоса нежелательно, подшипники, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичным смазочным материалом. Обычно используют ЦИАТИМ-201, Литол-24, ОКБ-122-7 и др. (см. табл. 19.40). В этом

случае подшипник закрывают с внутренней стороны маслосбрасывающим кольцом 1 (рис. 8.7, а, б). Смазочный материал должен занимать $1/2 \dots 2/3$ свободного объема полости подшипникового узла.

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала можно применять пресс-масленки (рис. 8.8). Смазочный материал

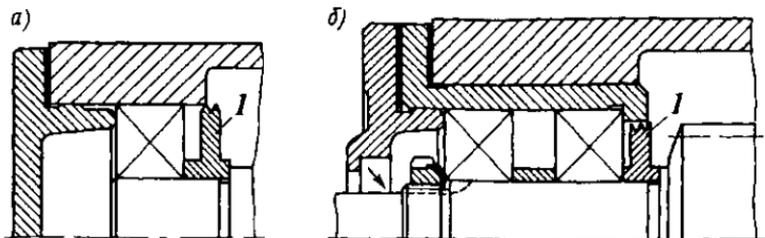


Рис. 8.7

подают под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в некоторых случаях применяют переходные штуцера *I*.

При вертикальном расположении вала верхнюю опору смазывают жидким маслом, подаваемым насосом, или пластичным смазочным материалом. Нижнюю опору вертикального вала изолируют от масляной ванны редуктора и смазывают жидким маслом от насоса или пластичным смазочным материалом.

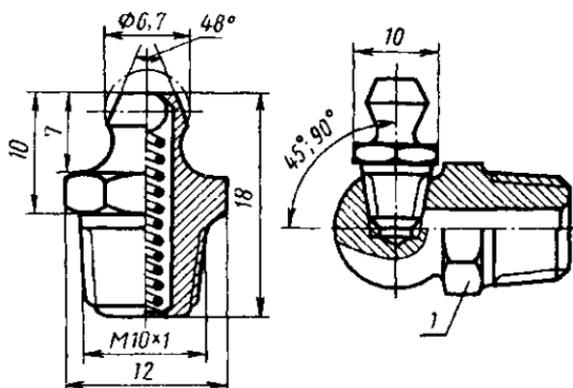


Рис. 8.8

Значительно упрощает конструкцию применение подшипников качения закрытого типа с двумя уплотнениями (например, шариковых радиальных, тип 180000, ГОСТ 8882-75) или защитными шайбами (тип 80000, ГОСТ 7242-81), смазочный материал в которые заложен при изготовлении и сохраняется в течение всего срока эксплуатации подшипников.

8.3. Смазочные устройства

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Браковочными признаками служат увеличенное ки-

слотное число, повышенное содержание воды и наличие механических примесей. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора или коробки передач, периодически меняют. Для замены масла в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой (рис. 8.9). Размеры пробок (мм) с цилиндрической резьбой (рис. 8.9, а, б) принимают по табл. 8.4, а с конической резьбой (рис. 8.9, в) по табл. 8.5.

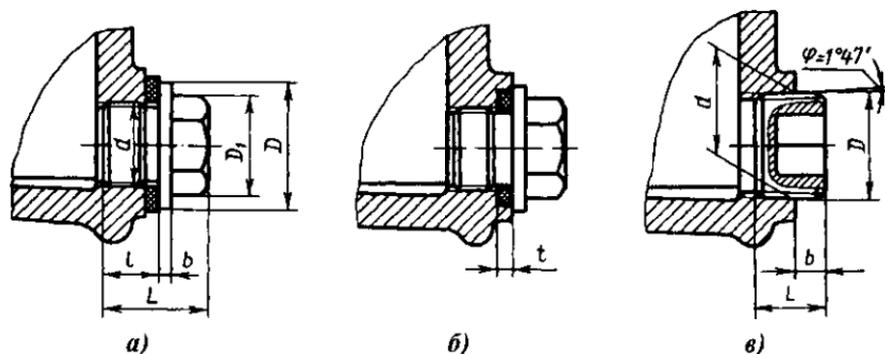


Рис. 8.9

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из фибры, алюминия, паронита. Для этой цели применяют также кольца из маслостойкой резины, которые помещают в канавки глубиной t , чтобы они не выдавливались пробкой при ее завинчивании (см. рис. 8.9, б и табл. 8.4).

8.4. Размеры пробок с цилиндрической резьбой

d	D	D_1	L	l	b	t
M16×1,5-8g	25	21,9	24	13	3	3
M20×1,5-8g	30	25,4	25	13	4	3

8.5. Размеры пробок с конической резьбой

Обозначение резьбы	d	D	L	b
K1/2"	21,2	21,54	13,5	8,1
K3/4"	26,6	26,89	14	8,6

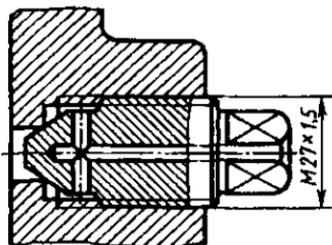


Рис. 8.10

Коническая резьба создает герметичное соединение, и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют. Поэтому применение их более желательно.

Маслосливными пробками можно закрывать отверстия для залива масла.

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе устанавливают: пробки с конической резьбой (рис. 8.9, в), маслоуказатели крановые (рис. 8.10), маслоуказатели круглые и удлиненные из прозрачного материала (рис. 8.11); маслоуказатели железные (шупы) (рис. 8.12).

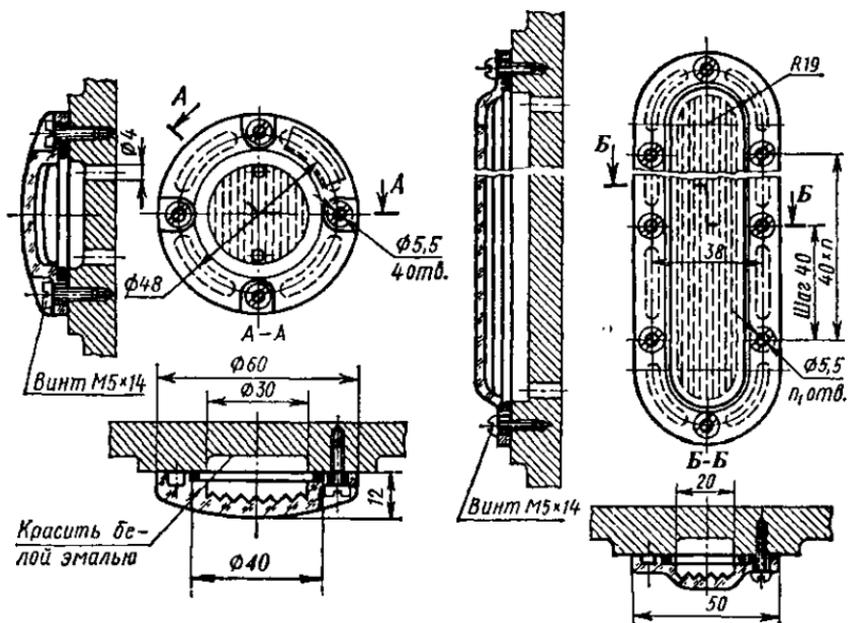


Рис. 8.11

Исполнение шупа по рис. 8.12, б вызывает некоторые технологические трудности при формовке корпуса и сверлении наклонного отверстия. Поэтому исполнение шупа по рис. 8.12, а и особенно рис. 8.12, в предпочтительно.

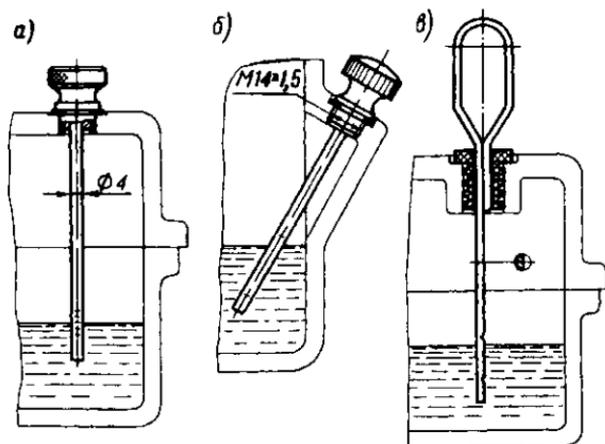


Рис. 8.12

Маслосливные пробки и крановые маслоуказатели можно устанавливать парами для контроля за нижним и верхним уровнями масла (рис. 8.13). Можно устанавливать только одну пробку – для контроля за верхним уровнем масла.

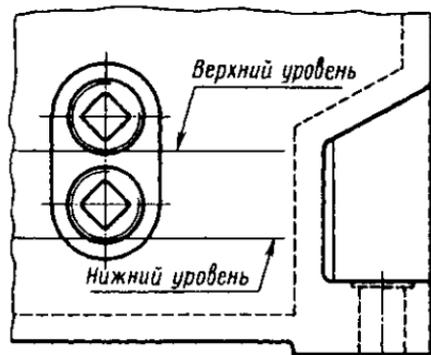


Рис. 8.13

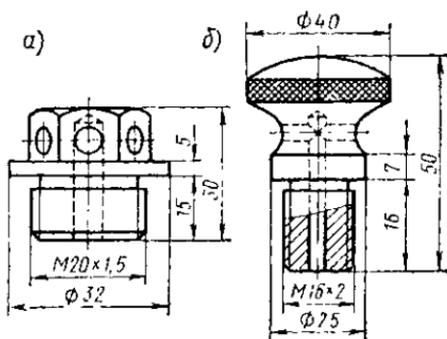


Рис. 8.14

Круглые маслоуказатели (рис. 8.11) удобны для корпусов, расположенных достаточно высоко над уровнем пола.

При длительной работе в связи с нагревом масла и воздуха повышается давление внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушин в его верхних точках.

Наибольшее применение находят отдушины, изображенные на рис. 8.14, а, б. Отдушину по рис. 8.14, а используют также в качестве пробки, закрывающей отверстие для залива масла.

8.4. Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги. Ниже приведены наиболее распространенные в машиностроении уплотнения.

Манжетные уплотнения широко применяют при смазывании подшипников жидким маслом и при окружной скорости вала до 20 м/с. Манжета (рис. 8.15, а) состоит из корпуса 1, изготовленного из маслобензостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3. Каркас придает манжете жесткость и обеспечивает ее плотную посадку в корпусную деталь без дополнительного крепления. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется *рабочая кромка* шириной $b = 0,4 \dots 0,6$ мм (рис. 8.15, з), плотно охватывающая поверхность вала. На рис. 8.15, в отдельно показаны браслетная пружина и способ ее соединения. Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с *дополнительной рабочей кромкой* 4 (рис. 8.15, б), называемой "пыльником". Размеры манжет см. в табл. 19.16.

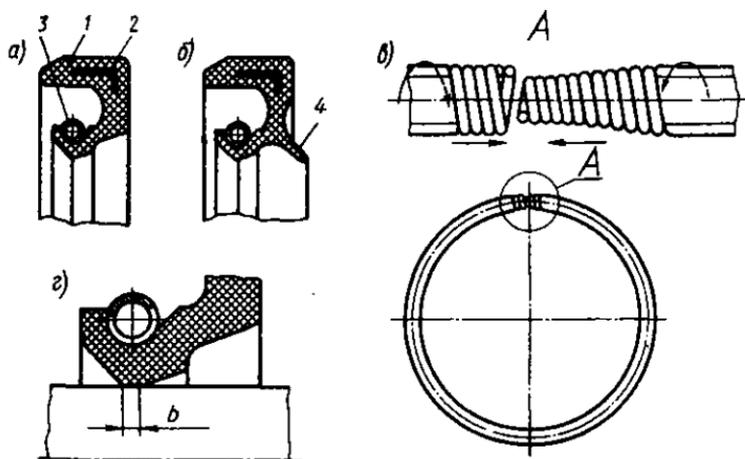


Рис. 8.15

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса (рис. 8.16, а). К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла. 95 %-ный ресурс для манжет – не менее 3000 ч.

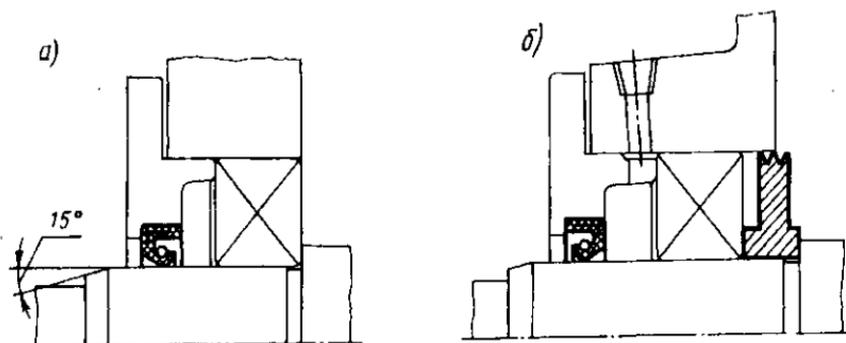


Рис. 8.16

При подаче шприцем пластичного смазочного материала давление внутри подшипниковой камеры может быть очень высоким. Чтобы не повредить манжету, ее устанавливают в этом случае рабочей кромкой наружу (рис. 8.16, б). Тогда при повышении давления смазочный материал отогнет кромку манжеты, и избыток его вытечет наружу.

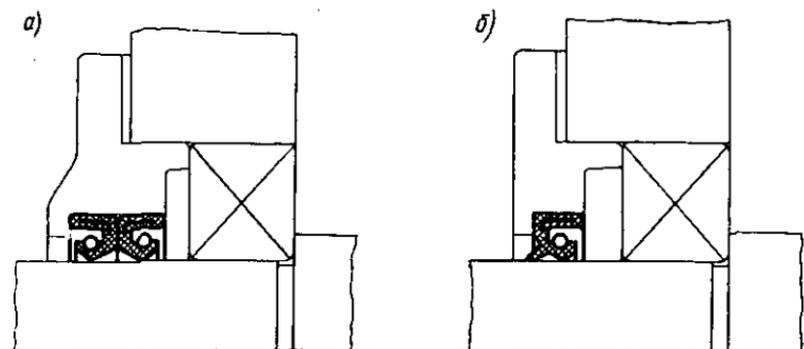


Рис. 8.17

При высоком уровне масла ставят рядом две манжеты (рис. 8.17, а). При запыленной внешней среде также ставят две манжеты или одну с пыльником (рис. 8.17, б). Свободное пространство ме-

жду манжетами, а также между рабочими кромками манжеты и пыльника заполняют при сборке пластичным смазочным материалом (ЦИАТИМ-221).

Торцовые уплотнения. При смазывании подшипников жидким маслом в последнее время получили распространение очень эффективные уплотнения по торцовым поверхностям. Однако применение их сдерживается вследствие конструктивной сложности, значительных размеров и относительно высокой стоимости. Конструкция одного из них приведена на рис. 8.18. Уплотнение состоит из уплотнительных колец 1, 2 и пружины 3. Кольцо 1 изготавливают из антифрикционного материала марок АМС-1, 2П-1000-Ф, а кольцо 2 – из стали марок 40Х, ШХ15, закаленной до высокой твердости. Кольцо 2 устанавливают на валу с натягом.

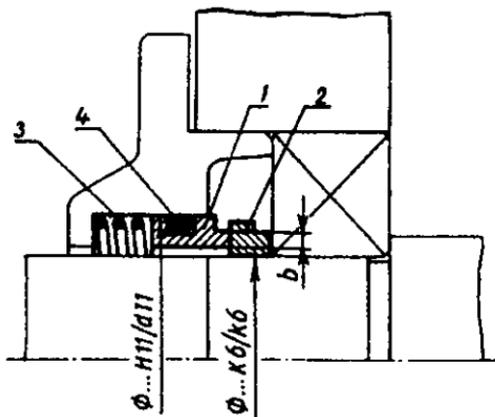


Рис. 8.18

Ширину b поверхности трения кольца 1 принимают при диаметре вала (мм) свыше 20 до 40 – 3 мм, свыше 40 до 80 – 4 мм и свыше 80 – 5 мм. Ширину поверхности трения кольца 2 делают больше b на 2 ... 4 мм. Рабочие поверхности уплотнительных колец должны иметь отклонения от плоскостности не более 0,9 мкм, а шероховатость $Ra \leq 0,16$ мкм. С помощью пружины 3 создают на уплотняющей поверхности давление 0,05 ... 0,15 Н/мм².

Кольцо 1 снабжают дополнительным, так называемым *статическим*, уплотнением 4.

Статическим уплотнением чаще всего служит резиновое кольцо круглого сечения. Размеры резиновых колец принимают (рис. 8.19): диаметр сечения $d_2 = 4,6$ мм; диаметр отверстия $d_1 = D - 8$ мм. Здесь D – диаметр (мм) отверстия уплотняемого сопряжения (например, отверстия в крышке подшипника на рис. 8.18), ко-

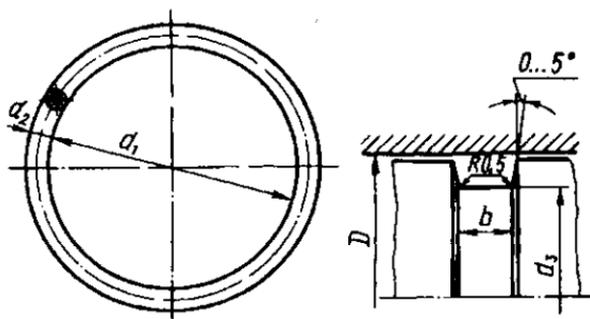


Рис. 8.19

канавки для резинового кольца дана на рис. 8.19; размеры канавки: $b = 5,6$ мм; $d_3 = (D - 7,4)$ мм.

Фирма "Циллер" (Германия) производит *уплотнение упругими стальными шайбами* (рис. 8.20), которые применяют при скорости скольжения до 6 м/с и смазывании подшипников любым смазочным материалом. Толщина шайб в зависимости от их диаметрального размера составляет $a = 0,3 \dots 0,6$ мм. Торцовая рабочая грань шайб выступает за их плоскость на $c = 0,5 \dots 0,6$ мм, что создает после закрепления шайб достаточную силу прижатия рабочей грани к торцу кольца подшипника. Размеры стальных уплотнительных шайб приведены в табл. 19.17.

торый принимают из ряда чисел: 36, 38, 40, 42, 43, 44, 45, 46, 48, 50, 52, 53, 55, 56, 58, 60, 62, 63, 65, 66, 68, 70, 71, 72, 73, 75, 76, 78, 80, 82, 83, 85, 86, 88, 90, 92, 95, 98, 100.

Форма ка-

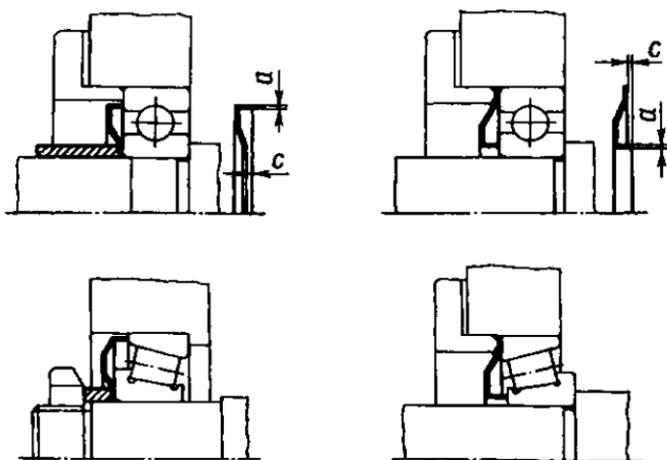


Рис. 8.20

Щелевые уплотнения. Формы канавок щелевых уплотнений даны на рис. 8.21. Зазор щелевых уплотнений заполняют пластичным смазочным материалом, который защищает подшипник от попадания извне пыли и влаги.

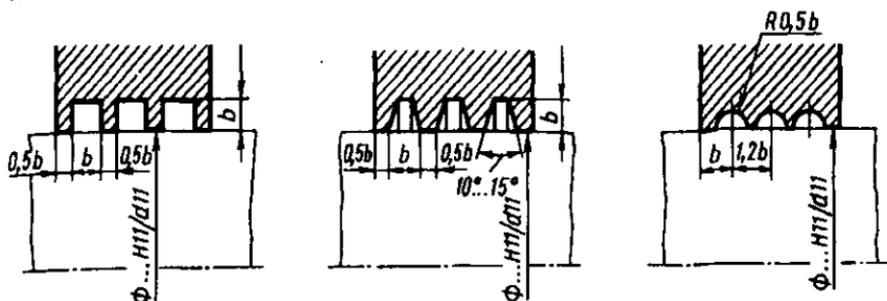


Рис. 8.21

При смазывании жидким маслом в крышке подшипника выполняют дополнительную канавку шириной b_0 и дренажное отверстие (рис. 8.22). Размеры (мм) b и b_0 , минимальное число z канавок принимают в зависимости от диаметра d вала:

$d \dots$	св. 20 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 100
$b \dots$	2	3	4
$b_0 \dots$	4... 5	6... 8	10... 12
$z \dots$	3	4	4

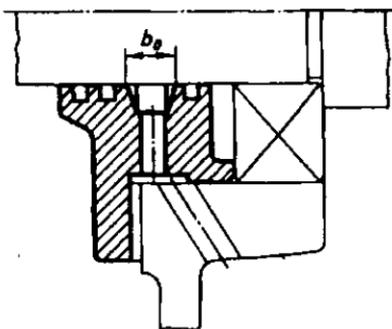


Рис. 8.22

Щелевые уплотнения не обеспечивают полной герметизации, их целесообразно сочетать с другими уплотнениями.

Лабиринтные уплотнения. Большое распространение получили лабиринтные уплотнения, в которых уплотняющий эффект достигают чередованием радиальных и осевых зазоров. Эти зазоры образуют длинную узкую извилистую щель. При окружной скорости вала до 30 м/с эту щель заполняют пластичным смазочным материалом.

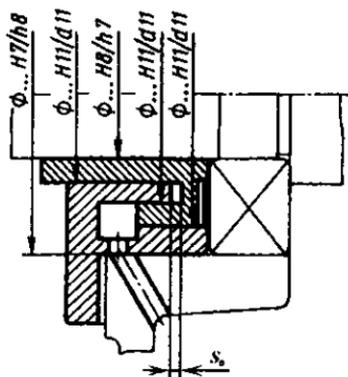


Рис. 8.23

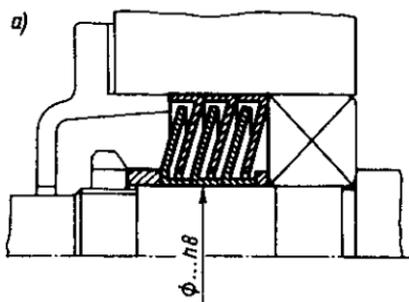
Радиальный зазор в лабиринте соответствует посадке сопряженных деталей $H11/d11$ (рис. 8.23). Точное значение осевого зазора получить труднее вследствие осевой "игры" вала, отклонений монтажной высоты подшипников, толщин регулировочных прокладок и осевых размеров деталей лабиринта. С учетом этого осевой зазор делают большей величины: $s_0 = 1 \dots 2$ мм.

В крышке подшипника можно выполнять дренажные отверстия (рис. 8.23),

через которые просочившееся масло возвращают в сборник.

Фирма SKF применяет лабиринтные уплотнения, выполненные в виде набора штампованных из стальной ленты шайб (рис. 8.24, а).

Толщина h ленты для наружного диаметра подшипника $D = 42 \dots 55$ мм равна 1,25 мм; ширина B одного комплекта из двух шайб равна 5 мм; для $D = 62 \dots 110$ мм соответственно: $h = 1,5$ мм, $B = 6$ мм.



А
увеличено

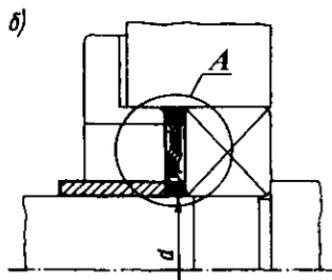
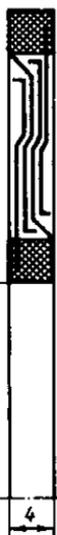


Рис. 8.24

Фирма "Циллер" выпускает лабиринтные уплотнения в виде тонкостенных штампованных* колец, приклеенных к двум пластмассовым кольцам (рис. 8.24, б). Толщина такого уплотнения для валов диаметром $d = 20 \dots 80$ мм составляет 4 мм.

Центробежные и комбинированные уплотнения. Уплотнения, основанные на действии центробежной силы, конструктивно очень просты. Их применяют при окружной скорости вала $v \geq 0,5$ м/с. Центробежные уплотнения (рис. 8.25) эффективны для валов, расположенных выше уровня масла. Их применяют в сочетании с дренажными отверстиями, особенно широко – в металлорежущих станках отечественного и зарубежного производства.

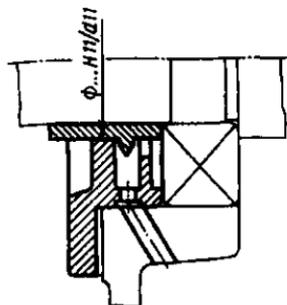


Рис. 8.25

Для повышения уплотняющего эффекта различные виды уплотнений комбинируют.

При пластичном смазочном материале уплотнения ставят с обеих сторон подшипника. Например, с внутренней стороны корпуса устанавливают *маслосбрасывающее кольцо 1* (рис. 8.26, а). Кольцо должно несколько выступать за стенку корпуса (или торец стакана), чтобы попадающее на него жидкое горячее масло отбрасывалось центробежной силой и не попадало в полость размещения пластичного смазочного материала, не вымывало его.

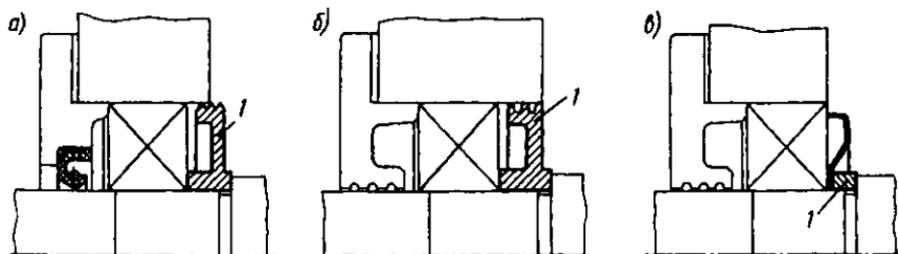


Рис. 8.26

Эффективное уплотнение при постоянном направлении вращения вала создает *винтовая канавка*, нарезанная на внешней поверхности кольца 1 (рис. 8.26, б), по которой просочившееся масло отводят внутрь корпуса.

Весьма эффективно также уплотнение *упругими шайбами* (рис. 8.26, в). Чтобы создать точное центрирование шайбы, между ней и заплечиком вала ставят кольцо 1, перекрывающее по ширине канавку на валу.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

9.1. Кинематический расчет

В машиностроении наиболее широко применяют планетарные передачи по схемам, приведенным на рис. 9.1, *а* – *в*.

На рис. 9.1, *а* дана схема простейшей одноступенчатой планетарной передачи с тремя основными звеньями – два центральных колеса *a*, *b* и водило *h* (основными называют звенья, нагруженные внешними моментами). По классификации, общепринятой среди специалистов, эта схема обозначена *2K-h*. Обозначение производят по основным звеньям: *K* – центральное колесо; *h* – водило.

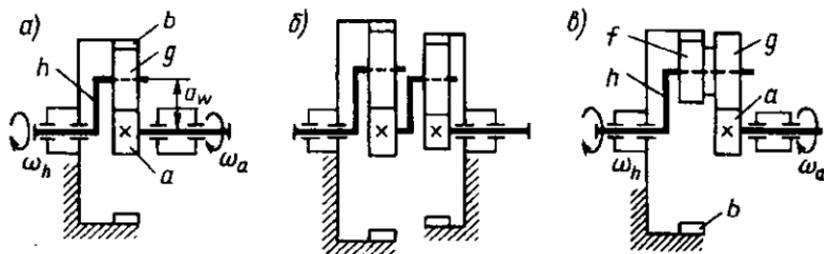


Рис. 9.1

На этой схеме также обозначены: *g* – сателлиты; ω_a и ω_h – угловая скорость ведущей шестерни и водила; a_w – межосевое расстояние передачи.

Диапазон передаточных чисел $u = 3,15 \dots 8,0$; КПД передачи $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

На рис. 9.1, *б* приведена схема двухступенчатой планетарной передачи, состоящей из последовательно соединенных двух передач первой схемы. Передаточное число передачи, выполненной по этой схеме, $u \leq 125$, КПД передачи $\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,92 \dots 0,96$.

На рис. 9.1, *в* приведена схема планетарной передачи *2K-h* с двухвенцовым сателлитом. Основные звенья – два центральных колеса *a*, *b* и водило *h*. Венцы сателлита обозначены *g* и *f*. Передаточное число $u = 10 \dots 16$, КПД – $\eta = 0,95 \dots 0,97$.

В качестве темы курсового проекта рекомендуется принимать планетарную передачу по простейшей схеме (рис. 9.1, а).

В связи с этим дальнейшее изложение будет относиться только к передачам этой схемы.

Конструирование планетарных передач начинают с кинематического расчета.

Передаточное число передачи является исходной величиной. Кинематический расчет сводится к подбору чисел зубьев колес. Чтобы не было подрезания ножки зуба центральной ведущей шестерни, число ее зубьев должно быть $z_a \geq 17$. Чаще всего принимают $z_a = 18$. На практике зубья нарезают со смещением и $z_a \geq 12$.

Подбор чисел зубьев других колес производят, учитывая три условия: соосности, симметричного расположения сателлитов (условие сборки) и соседства.

Кинематический расчет выполняют по следующим формулам:

– передаточное число

$$u = \omega_a / \omega_h = 1 + z_b / z_a ; \quad (9.1)$$

– числа зубьев колес a, b, g

$$z_a = 18 ; z_b = z_a(u - 1) ; z_g = 0,5(z_b - z_a) ; \quad (9.2)$$

– условие соосности (без смещения исходного контура)

$$z_b = z_a + 2z_g ; \quad (9.3)$$

– условие симметричности расположения сателлитов (условие сборки)

$$z_a / C = \gamma \quad \text{и} \quad z_b / C = \gamma , \quad (9.4)$$

где C – число сателлитов в передаче (обычно $C = 3$), γ – любое целое число;

– условие соседства

$$(z_g + 2) < (z_a + z_g) \sin(180^\circ / C) . \quad (9.5)$$

После выполнения кинематических расчетов приступают к силовому расчету передачи.

9.2. Силовой расчет

Первые этапы силового расчета планетарных передач (выбор материала, термической обработки и определение допускаемых напряжений) выполняют по рекомендациям для расчета цилиндрических зубчатых передач.

Некоторое различие заключается в следующем.

При определении допускаемых напряжений коэффициенты долговечности K_{HL} и K_{FL} находят для относительного движения колес, т.е.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HG} / N'} ; \quad K_{FL} = \sqrt[7]{4 \cdot 10^6 / N'} , \quad (9.6)$$

где N' – число циклов перемены напряжений при относительном движении колес.

Для ведущей центральной шестерни a

$$N'_a = 60 n'_a L_h C , \quad (9.7)$$

где C – число сателлитов; $n'_a = n_a - n_h$ – относительная частота вращения ведущей центральной шестерни; n_a и n_h – частоты вращения ведущей шестерни и водила; L_h – время работы передачи, ч.

Для сателлитов

$$N'_g = 60 n'_g L_h , \quad (9.8)$$

где $n'_g = n'_a z_a / z_g$ – относительная частота вращения сателлита.

Затем по формулам (2.6), (9.6) и табл. 2.2 определяют допускаемые контактные $[\sigma]_H$ и изгибные $[\sigma]_F$ напряжения и приступают к расчету межосевого расстояния передачи.

Предварительно определяют коэффициенты:

$K_a = 49,5$ – коэффициент межосевого расстояния;

$K_c = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий вычисляют по формуле (2.9), принимая: индекс схемы $S = 8$; ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса: $\psi_{ba} = 0,4$ при $u \leq 6,3$; $\psi_{ba} = 0,315$ при $u > 6,3$; $u' = z_g / z_a$ – передаточное число пары колес внешнего зацепления; $\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u' + 1)$.

Предварительно определяют межосевое расстояние, мм:

$$a'_w \geq K_a(u'+1) \sqrt[3]{\frac{K_C K_{H\beta} T_1}{C \psi_{ba} u' [\sigma]_H^2}}, \quad (9.9)$$

где $T_1 = T_a$ – вращающий момент на валу центральной шестерни, Н·мм; C – число сателлитов; $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм².

После этого определяют ширину колеса g : $b_g = \psi_{ba} a'_w$, предварительное значение диаметра шестерни $d'_a = 2a'_w / (u' + 1)$ и модуль передачи $m' = d'_a / z_a$. Полученный расчетом модуль округляют в большую сторону до стандартного значения (см. с. 22).

Окончательное значение межосевого расстояния передачи $a_w = 0,5m(z_a + z_g)$.

Ширину венца колеса b принимают на 2 ... 4 мм больше значения b_g , а ширину b_a центральной шестерни $b_a = 1,1b_g$.

Выявляют пригодность размеров заготовок колес (см. разд. 2.1.1 п. 8) и вычисляют силы в зацеплении.

Окружную силу определяют по формуле

$$F_t = 2K_C T_1 / (C d_a), \quad (9.10)$$

где d_a – делительный диаметр ведущей шестерни, мм; T_1 – Н·мм.

Затем по формулам (2.29), (2.30), (2.31) выполняют проверку зубьев колес по напряжениям изгиба и контактным напряжениям.

После завершения расчетов приступают к составлению эскизной компоновки редуктора.

При этом определяют предварительные размеры валов, расстояния между деталями, реакции опор и намечают типы и размеры подшипников, схемы их установки. Подшипники качения принимают: для опор центральных валов – шариковые радиальные однорядные легкой серии, для опор сателлитов – шариковые сферические двухрядные средней серии.

Для расчета подшипников качения находят реакции опор R_1 и R_2 (рис. 9.2). Здесь F – сила, действующая на вал со стороны зацепления. Учитывая наибольшую возможную неравномерность рас-

пределения общего момента по потокам, силу F (Н) определяют по формулам (здесь $C = 3$, $K_C = 1,2$):

– для входного (ведущего) вала (рис. 9.2, а)

$$F = 0,2 T_a / d_a, \quad (9.11)$$

где d_a – делительный диаметр зубьев центральной ведущей шестерни (рис. 9.3); T_a – Н·мм;

– для выходного (ведомого) вала (рис. 9.2, б, в)

$$F = 0,1 T_h / a_w, \quad (9.12)$$

где T_h – вращающий момент на выходном валу-водителе, Н·мм, $T_h = T_a u \eta$; a_w – межосевое расстояние передачи.

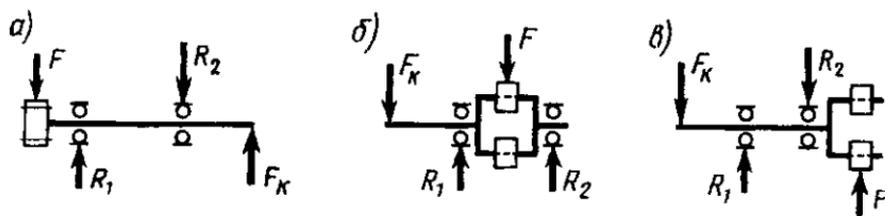


Рис. 9.2

На всех схемах сила F_k – консольная нагрузка от муфты, значение которой принимают по рекомендациям, приведенным в гл. 15.

Наиболее нагружены подшипники сателлитов. Требуемую динамическую грузоподъемность $C_{r\text{тр}}$ этих подшипников вычисляют по формуле

$$C_{r\text{тр}} = R_E \left(\sqrt[p]{\frac{1}{a_{23}} \frac{60 n'_a z_a L'_{10ah}}{10^6 z_g}} \right); \quad (9.13)$$

где $R_E = V R_r K_B K_T$ – эквивалентная динамическая нагрузка (R_r – радиальная реакция опоры, $R_r = 2F_i$; относительно вектора радиальной нагрузки вращается наружное кольцо; значения коэффициентов K_B , K_T , см. табл. 6.4 и 6.5); a_{23} – коэффициент условий применения (см. разд. 6.3, для шарикоподшипников сферических двухрядных $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$); $n'_a = n_a - n_h$ и z_a – относительная частота

та вращения и число зубьев центральной ведущей шестерни; L'_{10ah} – требуемый ресурс подшипника, ч; z_g – число зубьев сателлита; p – показатель степени корня, $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников.

9.3. Конструирование планетарных передач

На рис. 9.3 приведена наиболее распространенная конструкция планетарного редуктора, выполненная по схеме рис. 9.1, а.

При изготовлении деталей возникают погрешности, которые приводят к неравномерному нагружению потоков. Для компенсации этих погрешностей *одно из центральных колес делают самоустанавливающимся (плавающим)*.

В конструкции по рис. 9.3 плавающее звено – центральная ведущая шестерня. В радиальном направлении эта шестерня самоустанавливается по сателлитам. В осевом направлении шестерню фиксируют с одной стороны торцом штыря 1, а с другой – зубчатой муфтой 2 с установленными в ней пружинными кольцами 3. Делительный диаметр зубчатой муфты 2 принимают, для простоты изготовления, равным диаметру d_a центральной шестерни. Диаметр муфты $d_m \geq d_a + 6m$; ширина зацепления $b_m = (0,2 \dots 0,3) d_a$; толщина неподвижного колеса $S \geq 2,2m + 0,05b_b$, где m – модуль зацепления (мм), b_b – ширина зубчатого венца неподвижного колеса b (мм).

На рис. 9.3 входной вал установлен на шариковых радиальных однорядных подшипниках с канавками на наружных кольцах и вставленными в них установочными кольцами. Применение установочных колец упрощает осевое крепление подшипников в корпусе (крышке) и позволяет выполнять сквозную обработку отверстия корпуса (крышки).

Подшипники установлены по схеме *врастяжку*. Это решение в данном случае наиболее простое. Однако возможны и другие исполнения этого вала. Некоторые из них представлены на рис. 9.4, а – г. Во всех вариантах подшипники располагают один от другого на расстоянии $b = (2,0 \dots 2,2)a$. Концы валов могут быть выполнены по любому из вариантов, приведенных на рис. 12.1, 12.4 ... 12.8.

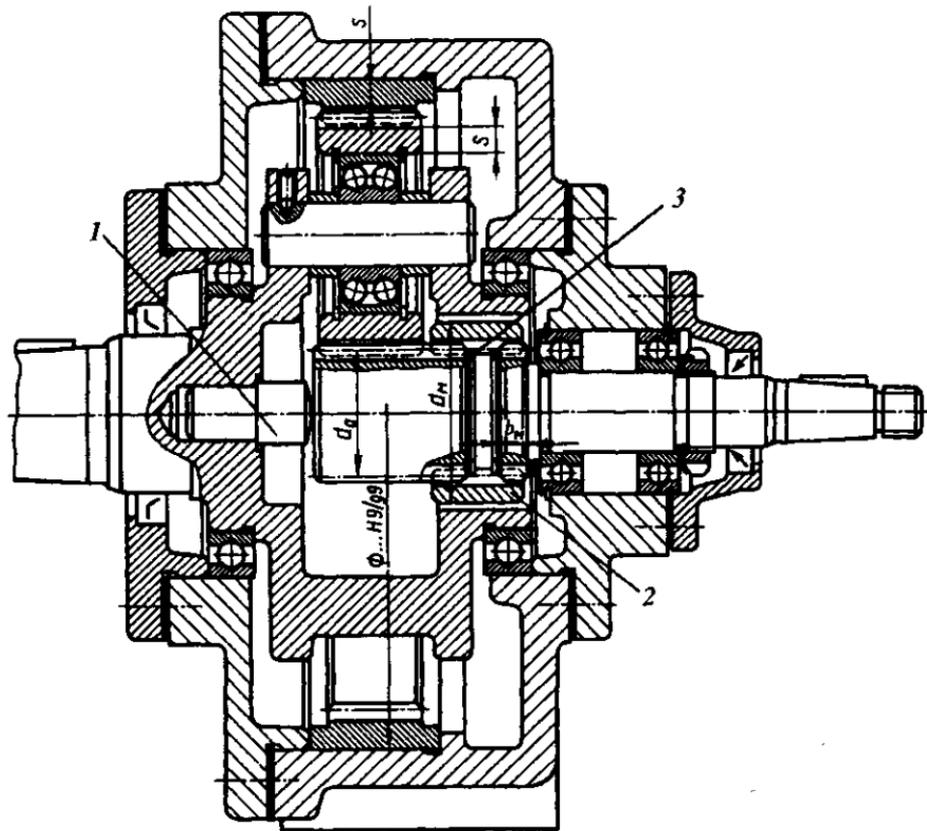


Рис. 9.3

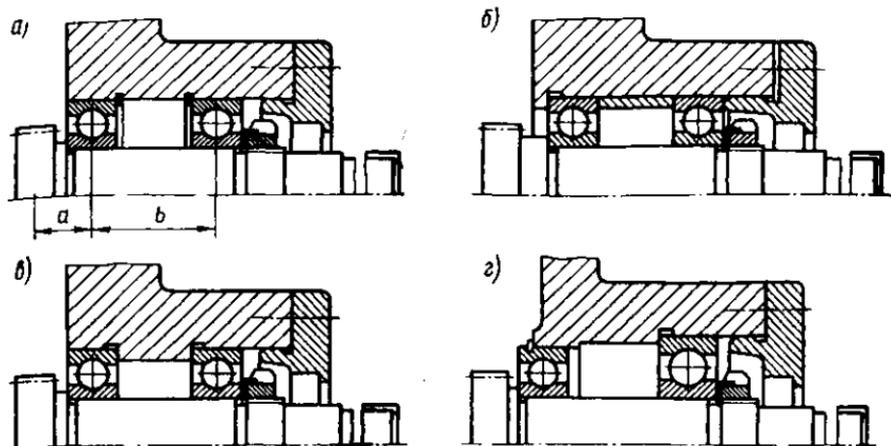


Рис. 9.4

Ведущий входной вал получает движение от электродвигателя в этом случае через *соединительную муфту*, полумуфту которой устанавливают на конический или цилиндрический выступающий конец вала.

При конструировании мотор-редуктора зубчатую муфту 1 соединяют непосредственно с шестерней 2, установленной на валу фланцевого электродвигателя, как показано на рис. 9.5.

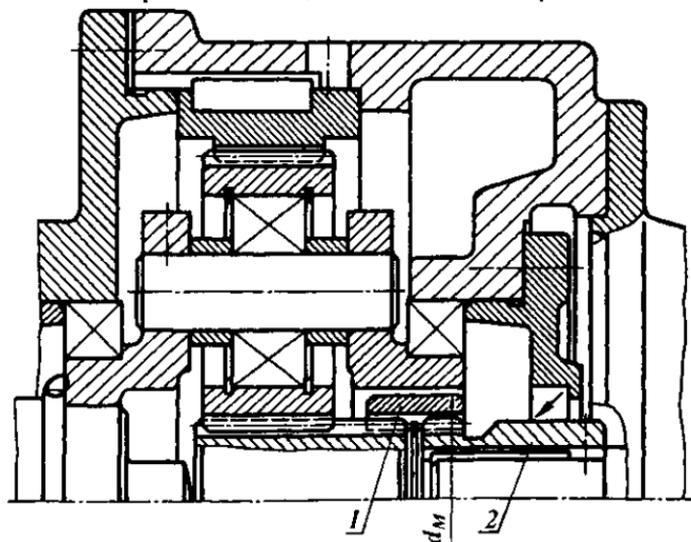


Рис. 9.5

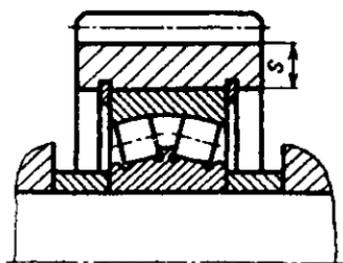


Рис. 9.6

Чтобы сателлиты самоустанавливались по неподвижному центральному колесу, необходимо применять сферические шариковые подшипники. При большой радиальной нагрузке вместо шариковых применяют роликовые сферические подшипники (рис. 9.6). Толщина обода сателлита, мм: $S \geq 2m + 1$.

Выходной вал редуктора выполняют литым из высокопрочного чугуна марки ВЧ50 или ВЧ60 зацело с водилом (см. рис. 9.3) или при единичном и мелкосерийном выпуске – из стали и соединяют его с водилом сваркой (рис. 9.7, а), посадкой с натягом (рис. 9.7, б), шпоночным (рис. 9.7, в) или шлицевым соединением (рис. 9.7, г).

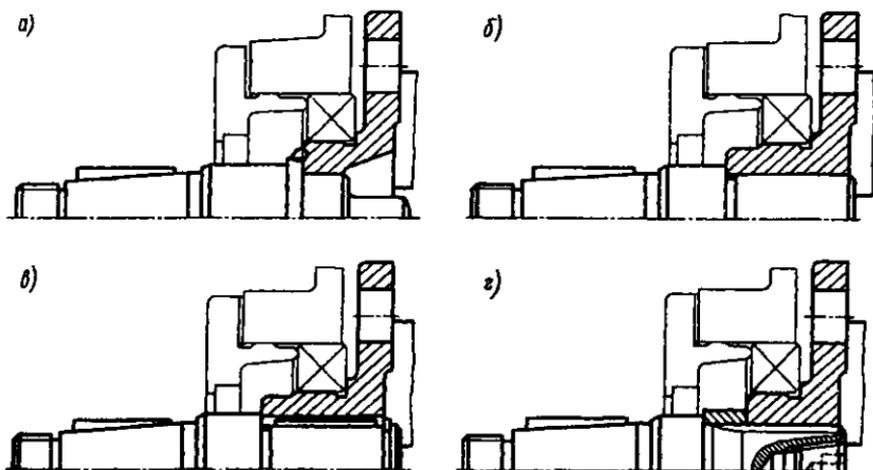


Рис. 9.7

Подбор посадки производят по методике, описанной в разд. 5.3.

Водила выполняют целыми литыми из стали или из высокопрочного чугуна, как показано на рис. 9.3, сварными по рис. 9.8 или составными, скрепленными шестью винтами и тремя штифтами (рис. 9.9).

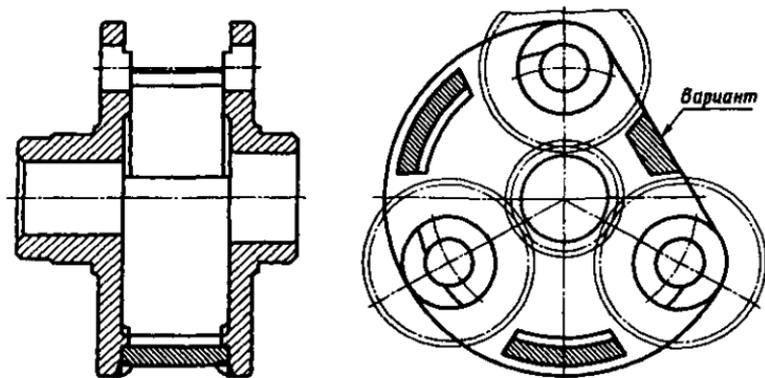


Рис. 9.8

Диски сварного водила обычно выполняют круглыми. Возможно также выполнение в виде равностороннего треугольника. На рис. 9.8 в правой проекции на верхней правой части показан вариант такого исполнения.

В конструкциях водил, приведенных на рис. 9.3, 9.8 и 9.9, оси сателлитов имеют по две опоры. В последнее время все чаще водила конструируют с одной консольной опорой для осей сателлитов.

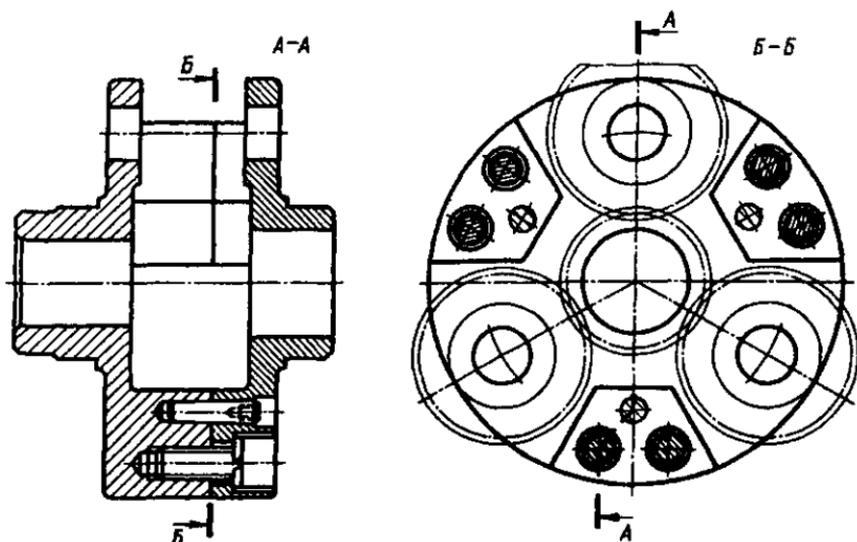


Рис. 9.9

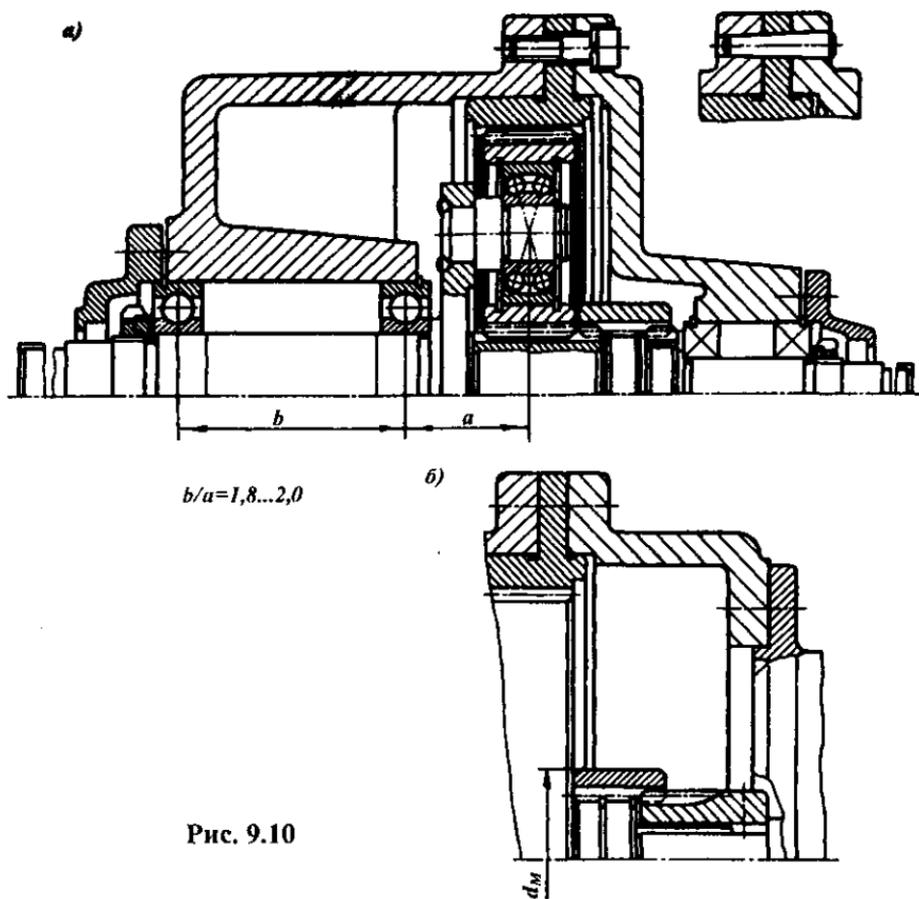


Рис. 9.10

На рис. 9.10, приведена конструкция планетарного редуктора с консольными осями сателлитов. По рис. 9.10, а привод осуществляют через соединительную муфту, а по рис. 9.10, б – непосредственно от вала фланцевого электродвигателя.

9.4. Пример расчета и конструирования мотор-редуктора с планетарной передачей

Рассчитать и сконструировать мотор-редуктор с планетарной передачей (рис. 9.11) по следующим данным: мощность электродвигателя $P_3 = 7,5$ кВт, частота вращения вала электродвигателя

$n_3 = 1440 \text{ мин}^{-1}$; передаточное число $u_{ред} = 10$; колеса прямозубые; требуемый ресурс (срок работы) $L'_h = 10000 \text{ ч}$; производство крупносерийное.

Этот пример относится к случаю 3 задания исходных данных (см. с. 6).

Решение. Частота вращения выходного вала

$$n_{вых} = n_T = n_3 / u_{ред} = 1440 / 10 = 144 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающие моменты:

– на валу электродвигателя (1.20)

$$T_3 = T_B = 9550 P_3 / n_3 = 9550 \cdot 7,5 / 1440 = 49,7 \text{ Н·м};$$

– на выходном валу (1.24)

$$T_T = T_B u_{ред} \eta_{ред} = 49,7 \cdot 10 \cdot 0,96 = 477 \text{ Н·м};$$

По рекомендации примем число зубьев ведущей шестерни a (см. рис. 9.1)

$z_a = 18$. При числе сателлитов $C = 3$ условие сборки (9.4) выполнено: $18/3 = 6$.

Тогда по формуле (9.2) числа зубьев других колес (см. рис. 9.1):

– неподвижного колеса b с внутренними зубьями

$$z_b = z_a (u - 1) = 18 (10 - 1) = 162;$$

– сателлитов g

$$z_g = 0,5 (z_b - z_a) = 0,5 (162 - 18) = 72.$$

Условие соосности (9.3) выполнено: $162 = 18 + 2 \cdot 72 = 162$.

Условие соседства (9.5) выполнено:

$$(72 + 2) < (18 + 72) \sin (180^\circ/3), \\ 74 < 77,94.$$

Примем для колес сталь марки 40ХН с термообработкой по варианту III, т.е. колеса и шестерня подвергаются термообработке *улучшению* и последующей *поверхностной закалке* с нагревом ТВЧ. Твердость сердцевины 269 ... 302 НВ, поверхности 48 ... 53 HRC. Средняя твердость колес $HRC_{cp} = 0,5(48 + 53) = 50,5$ или после перевода в твердость по Бриннелю $HВ_{cp} = 490$ (см. с. 18).

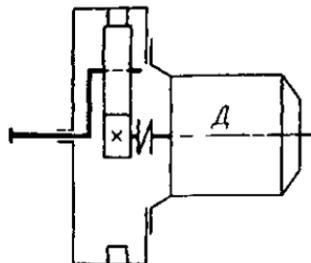


Рис. 9.11

Абсцисса точки перелома кривой усталости: по контактным напряжениям $N_{HG} = 30 \text{ НВ}_{\text{cp}}^{2,4} = 30 \cdot 490^{2,4} = 8,6 \cdot 10^7$; по напряжениям изгиба $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Определим относительные частоты вращения:

– центральной шестерни $n'_a = n_a - n_h = 1440 - 144 = 1296 \text{ мин}^{-1}$;

– сателлита $n'_g = n'_a z_a / z_g = 1296 \cdot 18/72 = 324 \text{ мин}^{-1}$.

Число циклов перемены напряжений в зубьях:

– ведущей центральной шестерни (9.7)

$$N'_a = 60 n'_a L'_h C = 60 \cdot 1296 \cdot 10000 \cdot 3 = 2,33 \cdot 10^9;$$

– сателлита (9.8)

$$N'_g = 60 n'_g L'_h = 60 \cdot 324 \cdot 10000 = 1,9 \cdot 10^8.$$

Так как N'_a и N'_g больше N_{HG} и N_{FG} , то коэффициенты долговечности $K_{HL} = 1$ и $K_{FL} = 1$.

По формуле табл. 2.2 находим допускаемые напряжения:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H \text{ lim}} = 14 \text{ HRC}_{\text{cp}} + 170 = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F \text{ lim}} = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

Для расчета межосевого расстояния передачи предварительно следует определить значения некоторых коэффициентов. Для прямозубой передачи коэффициент межосевого расстояния $K_a = 49,5$. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами примем $K_C = 1,2$. Примем коэффициент ширины колеса $\psi_{ba} = 0,315$. Передаточное число $u' = z_g / z_a = 72/18 = 4$. Коэффициент ширины $\psi_{bd} = 0,5$ $\psi_{ba} (u' + 1) = 0,5 \cdot 0,315(4 + 1) = 0,787$. По формуле (2.9) при $S = 8$ коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta} = 1 + 2\psi_{bd}/S = 1 + 2 \cdot 0,787/8 = 1,2$. Число сателлитов $C = 3$.

Предварительное значение межосевого расстояния по формуле (9.9) при $T_1 = T_B$

$$a'_w \geq K_a (u' + 1) \sqrt[3]{\frac{K_C K_{H\beta} T_1}{C \psi_{ba} u' [\sigma]_H^2}} = 49,5 (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 1,2 \cdot 49,7 \cdot 10^3}{3 \cdot 0,315 \cdot 4 \cdot 877^2}} \approx 72 \text{ мм.}$$

Ширина сателлита g : $b_g = \psi_{ba} a'_w = 0,315 \cdot 72 = 22$ мм.

Ширина венца колеса b : $b_b = b_g + 2 \dots 4 = 22 + 3 = 25$ мм.

Ширина центральной шестерни a : $b_a = 1,1$ $b_g = 1,1 \cdot 22 \approx 25$ мм.

Предварительное значение диаметра шестерни

$$d'_a = 2a'_w / (u' + 1) = 2 \cdot 72 / (4 + 1) = 28,8 \text{ мм.}$$

Модуль передачи $m' = d'_a / z_a = 28,8 / 18 = 1,6$ мм. Округляем в большую сторону до ближайшего стандартного значения (с. 22):
 $m = 1,75$ мм.

Окончательное значение межосевого расстояния передачи

$$a_w = 0,5m(z_a + z_g) = 0,5 \cdot 1,75(18 + 72) = 78,75 \text{ мм.}$$

Окончательные размеры колес.

Делительные диаметры (2.23):

$$d_a = z_a m = 18 \cdot 1,75 = 31,5 \text{ мм;}$$

$$d_g = z_g m = 72 \cdot 1,75 = 126 \text{ мм;}$$

$$d_b = z_b m = 162 \cdot 1,75 = 283,5 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f (2.24):

$$d_{aa} = d_a + 2m = 31,5 + 2 \cdot 1,75 = 35 \text{ мм;}$$

$$d_{af} = d_a - 2,5m = 31,5 - 2,5 \cdot 1,75 = 27,125 \text{ мм;}$$

$$d_{ga} = d_g + 2m = 126 + 2 \cdot 1,75 = 129,5 \text{ мм;}$$

$$d_{gf} = d_g - 2,5m = 126 - 2,5 \cdot 1,75 = 121,625 \text{ мм;}$$

$$d_{ba} = d_b - 2m = 283,5 - 2 \cdot 1,75 = 280 \text{ мм;}$$

$$d_{bf} = d_b + 2,5m = 283,5 + 2,5 \cdot 1,75 = 287,875 \text{ мм.}$$

Пригодность заготовок колес

$$D_{\text{зар}} = d_{aa} + 6 \text{ мм} = 35 + 6 = 41 \text{ мм, } S_{\text{зар}} = 0,5 b_g = 0,5 \cdot 22 = 11 \text{ мм.}$$

Обе величины значительно меньше предельных допускаемых величин $D_{\text{пр}}$, $S_{\text{пр}}$ (см. табл. 2.1). Следовательно, могут быть получены принятые механические характеристики материалов колес.

Окружная сила (9.10) при $T_a = T_B$

$$F_t = 2K_C T_a / (C d_a) = 2 \cdot 1,2 \cdot 49,7 \cdot 10^3 / (3 \cdot 31,5) = 1262 \text{ Н.}$$

Радиальная сила (2.25) при стандартном угле профиля зуба
 $\alpha = 20^\circ$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 1262 \cdot 0,364 = 459 \text{ Н.}$$

После этого надо проверить зубья колес по напряжениям изгиба и по контактным напряжениям. Предварительно определим значения некоторых коэффициентов.

Окружная скорость шестерни

$$v = \pi d_a n'_a / 60000 = 3,14 \cdot 31,5 \cdot 1296 / 60000 = 2,14 \text{ м/с.}$$

По табл. 2.4 степень точности передачи – не ниже 8-ой. Назначим степень точности 8. Коэффициент $K_{F\alpha} = 1$ (колеса прямозубые). Коэффициент $Y_\beta = 1$ (по той же причине). Коэффициент $K_{F\beta}$ по формуле (2.28)

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \psi_{bd}/S = 1 + 1,5 \cdot 0,787/8 = 1,15.$$

Коэффициент $K_{Fv} = 1,2$ (с. 26). Коэффициент Y_{FS} по табл. 2.5

$$Y_{FSa} = 4,23; \quad Y_{FSg} = 3,62.$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях сателлита (2.29)

$$\begin{aligned} \sigma_{Fg} &= K_{F\alpha} Y_\beta K_{F\beta} K_{Fv} Y_{FSg} F_t / (b_g m) = \\ &= 1 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,2 \cdot 3,62 \cdot 1262 / (22 \cdot 1,75) = 163,8 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни (2.30)

$$\sigma_{Fa} = \sigma_{Fg} Y_{FSa} / Y_{FSg} = 163,8 \cdot 4,23 / 3,62 = 191,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжение изгиба в зубьях обоих колес значительно ниже допустимого $[\sigma]_F = 310 \text{ Н/мм}^2$.

Значения коэффициентов при проверке зубьев по контактным напряжениям следующие: $K_{H\alpha} = 1,0$; $K_{H\beta} = 1,2$ (см. выше); $K_{Hv} = 1,1$ (с. 27).

Расчетное контактное напряжение (2.31)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u' + 1) F_t}{d_g b_g}} = \\ &= 436 \sqrt{\frac{1 \cdot 1,2 \cdot 1,1(4 + 1) 1262}{126 \cdot 22}} = 756 \text{ Н/мм}^2, \end{aligned}$$

что меньше допустимого $[\sigma]_H = 877 \text{ Н/мм}^2$.

Для построения компоновочной схемы определим некоторые размеры *тихоходного вала* с коническим выходным концом (3.1). Будем использовать формулу (3.2), относящуюся к рис. 3.1, и формулы (3.4), относящиеся к рис. 3.3. По формуле (3.1) диаметр

$$d = 6\sqrt[3]{T_1} = 6\sqrt[3]{477} = 46,9 \text{ мм.}$$

Округляя, примем $d = 50$ мм.

По формулам (3.4) диаметры других участков (см. рис. 3.3 и табл. 3.1):

$$d_1 = d + 2t_{\text{кон}} = 50 + 2 \cdot 2,3 = 54,6 \text{ мм. Примем } d_1 = 55 \text{ мм.}$$

$$d_2 = d_1 + (2 \dots 4) = 55 + (2 \dots 4) = 57 \dots 59 \text{ мм.}$$

Примем стандартное значение диаметра d_2 резьбового участка – $M60 \times 2$. С учетом условия $d_{11} \geq d_2$ примем $d_{11} = d_2 = 60$ мм. Тогда (при $r = 3,5$ мм, см. табл. 3.1).

$$d_{\text{БП}} = d_{11} + 3r = 60 + 3 \cdot 3,5 = 70,5 \text{ мм.}$$

Примем $d_{\text{БП}} = 71$ мм.

Длина резьбового участка $(0,4 d_{11}) = 0,4 \cdot 60 = 24$ мм.

Длина посадочного конца вала $l_{\text{MT}} = 1,5 d = 1,5 \cdot 50 = 75$ мм.

Длина промежуточного участка $l_{\text{КТ}} = 0,8 d_{11} = 0,8 \cdot 60 = 48$ мм.

Длина короткого цилиндрического участка $(0,15d) = 0,15 \cdot 50 = 7,5$ мм. Примем этот участок длиной 8 мм.

Диаметр концевой резьбовой участка (3.9)

$$d_p = 0,9 (d - 0,1 l_{\text{MT}}) = 0,9(50 - 0,1 \cdot 75) = 38,25 \text{ мм.}$$

Примем стандартное значение $M39 \times 3$. Длина участка $l_p = 0,8 d_p = 0,8 \cdot 39 = 31,2$ мм. Примем $l_p = 30$ мм.

Расстояние от середины зубчатого венца колеса b до торца заплечика вала равно 50 мм, до середины правого по рис. 9.12 подшипника $a = 61$ мм (см. рис. 9.4, a). Расстояние между подшипниками $b = (2,0 \dots 2,2)a = (2,0 \dots 2,2)61 = 122 \dots 134,2$ мм. Примем $b = 130$ мм.

Для опор *выходного вала* принимаем *шариковые радиальные подшипники* легкой серии 212, для *сателлитов* – *шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники* средней серии 1306 (табл. 19.20).

На рис. 9.12 приведена эскизная компоновка планетарного мотор-редуктора.

Продолжим конструирование планетарного редуктора. Конструктивные формы колес – очень простые (см. рис. 9.12). Ведущая центральная шестерня представляет собой цилиндрок длиной ~45 мм. Конструктивная форма сателлитов ясна из рис. 9.12. В отверстии сателлита предусмотрим канавки для размещения с обеих сторон подшипника плоских упорных колец. Колесо внутреннего зацепления выполнено в виде кольца шириной $b_b = 30$ мм и размером $S = 2,2m + 0,05 b_b = 2,2 \cdot 1,75 + 0,05 \cdot 30 = 5,4$ мм. Примем $S = 6$ мм. Тогда посадочный диаметр D колеса в корпус: $D = d_{bf} + 2S = 287,875 + 2 \cdot 6 = 299,875$ мм. Примем $D = 300$ мм. Колесо посажено в корпус на клей.

Наружный диаметр зубчатой муфты, соединяющей вал электродвигателя с центральной ведущей шестерней (см. рис. 9.5, 9.10, б)

$$d_m \geq d_a + 6m = 31,5 + 6 \cdot 1,75 = 42 \text{ мм.}$$

Длина муфты ~40 мм.

Предположим, что момент с выходного конического конца вала будет передавать шпоночное соединение. Сечение шпонки для вала $d = 50$ мм по табл. 12.5: $b = 12$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм. Примем длину шпонки $l = 70$ мм. Тогда рабочая длина шпонки $l_p = l - b = 70 - 12 = 58$ мм. Расчетное напряжение

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d l_p (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 477 \cdot 10^3}{50 \cdot 58 (8 - 5)} = 109 \text{ Н/мм}^2.$$

На выходной конец вала может быть установлена как стальная, так и чугунная деталь. Но расчетное напряжение превышает допускаемое $[\sigma]_{\text{см}} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ для чугунных деталей. В связи с этим заменим конический конец вала цилиндрическим, а шпоночное соединение шлицевым. Примем прямобоочные шлицы средней серии (табл. 19.12). Размеры шлицев: $D = 54$ мм, $d = 46$ мм, $z = 8$, $f = 0,5$ мм. Длина шлицев $l = 75$ мм.

Расчетное напряжение

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2K_3 T}{d_{\text{cp}} z h l}; \quad d_{\text{cp}} = 0,5(54 + 46) = 50 \text{ мм;}$$

$$h = 0,5(54 - 46) - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм.}$$

Тогда, при коэффициенте K_3 неравномерности распределения нагрузки между выступами равно $K_3 = 1,3$, имеем

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 477 \cdot 10^3}{50 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 75} = 13,73 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше допускаемого значения.

Окончательно принимаем конструкцию конца вала со шлицами.

Подбор подшипников качения. Для установки сателлитов на осях предварительно назначены подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные средней серии 1306.

Радиальная нагрузка на подшипник $R_r = 2F_l = 2 \cdot 1262 = 2524 \text{ Н}$.

Эквивалентная нагрузка R_E при $V = 1,2$; $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$

$$R_E = V R_r K_B K_T = 1,2 \cdot 2524 \cdot 1,4 \cdot 1 = 4240 \text{ Н.}$$

Требуемая грузоподъемность (9.13) при $a_{23} = 0,5$ (см. с. 200), ресурсе $L'_{10 \text{ аh}} = 10\,000$ ч и относительной частоте вращения $n'_a = 1296 \text{ мин}^{-1}$:

$$C_{r \text{ тр}} = R_E \left(\sqrt[3]{\frac{1}{a_{23}} \frac{60 n'_a z_a L'_{10 \text{ аh}}}{10^6 z_g}} \right) =$$

$$= 4240 \left(\sqrt[3]{\frac{1}{0,5} \frac{60 \cdot 1296 \cdot 18 \cdot 10000}{10^6 \cdot 72}} \right) = 30946 \text{ Н.}$$

По табл. 19.20 устанавливаем, что подшипник средней серии 1306 не подходит, так как $C_r < C_{r \text{ тр}}$ ($21200 < 30946$). Принимаем [10] подшипник широкой серии 1606: $C_r = 31200 \text{ Н}$ ($C_r > C_{r \text{ тр}}$). Размеры подшипника: $d = 30 \text{ мм}$, $D = 72 \text{ мм}$, $B = 27 \text{ мм}$.

Подбор подшипников качения для выходного вала – водила. Частота вращения вала $n = n_h = 144 \text{ мин}^{-1}$. Предварительно назначен подшипник шариковый радиальный однорядный легкой серии 212.

На рис. 9.13 приведена расчетная схема для определения реакций опор. Выходной вал нагружен силами F и F_k .

По формуле (9.12) при $T_h = T_T$

$$F = 0,1 T_h / a_w = 0,1 \cdot 477 \cdot 10^3 / 78,75 = 606 \text{ Н.}$$

Консольную силу назначим в соответствии с рекомендациями ГОСТ Р 50891-96

$$F_k = 125\sqrt{T_T} = 125\sqrt{477} = 2730 \text{ Н.}$$

Из условия равенства нулю моментов в опорах 1 и 2 имеем (рис. 9.13):

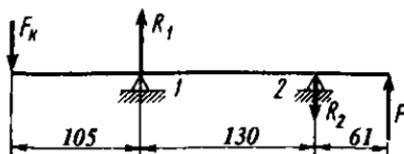


Рис. 9.13

$$\Sigma M_1 = 0; \quad -2730 \cdot 105 + R_2 \cdot 130 - 606 (130 + 61) = 0;$$

$$R_2 = [2730 \cdot 105 + 606 (130 + 61)] / 130 = 3095 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_2 = 0; \quad -2730 (105 + 130) + R_1 \cdot 130 - 606 \cdot 61 = 0;$$

$$R_1 = [2730 (105 + 130) + 606 \cdot 61] / 130 = 5219 \text{ Н.}$$

Проверка

$$-F_k + R_1 - R_2 + F = -2730 + 5219 - 3095 + 606 = 0,$$

реакции найдены правильно.

Подбор подшипников выполняем по наиболее нагруженной опоре 1:

$$R_r = R_1 = 5219 \text{ Н.}$$

Эквивалентная нагрузка при $V = 1$, $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$ (с. 141)

$$R_E = V R_r K_B K_T = 1 \cdot 5219 \cdot 1,4 \cdot 1 = 7307 \text{ Н.}$$

Требуемая грузоподъемность при $a_{23} = 0,7$ (см. с. 142) и ресурсе $L'_{10ah} = 10\,000$ ч

$$C_{r,тр} = R_E \left(\sqrt[3]{\frac{1}{a_{23}} \frac{60n L'_{10ah}}{10^6}} \right) =$$

$$= 7307 \left(\sqrt[3]{\frac{1}{0,7} \frac{60 \cdot 144 \cdot 10000}{10^6}} \right) = 36381 \text{ Н.}$$

Ранее намеченный шариковый радиальный однорядный подшипник 212 подходит (см. табл. 19.18): $C_r = 52\,000 \text{ Н}$ ($C_r > C_{r,тр}$).

Выбор посадок колец подшипников. Выходной вал редуктора установлен на подшипниках шариковых радиальных. Внутреннее кольцо подшипника вращается вместе с валом относительно вектора действующей радиальной нагрузки и имеет, следовательно, циркуляционное нагружение. Отношение $R_E / C_r = 7307/52000 = 0,14$. По табл. 6.6 выбираем поле допуска вала к6. Наружное кольцо подшипника неподвижно относительно вектора радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению. По табл. 6.7 выбираем поле допуска отверстия Н7.

При вращении *сателлита* на шариковом радиальном сферическом двухрядном подшипнике внутреннее кольцо не совершает поворота относительно действующей на ось водила радиальной нагрузки $R_r = 2F_t$ и подвергается местному нагружению. Отношение $R_E / C_r = 4240/31200 = 0,136$. По табл. 6.6 выбираем поле допуска оси h6. Наружное кольцо подшипника подвергается циркуляционному нагружению. По табл. 6.7 выбираем поле допуска отверстия в сателлите Н7.

Подшипники сателлитов от осевых смещений удерживают на оси водила и в отверстиях сателлитов пружинными плоскими опорными кольцами.

Примем схему установки подшипников выходного вала по рис. 9.4, а. В крышке подшипников расположим манжетное уплотнение.

Смазывание зацепления и подшипников будем осуществлять (см. табл. 8.2) для контактного напряжения $\sigma_H = 756 \text{ Н/мм}^2$ и окружной скорости шестерни $a v = 2,14 \text{ м/с}$ минеральным маслом сорта И-Г-А-46. Уровень заливки масла установим в соответствии с размером h_m (см. рис. 8.2, а):

$$h_m \approx 0,25d_g = 0,25 \cdot 126 \approx 30 \text{ мм.}$$

Конструкцию корпуса редуктора примем по рис. 11.18, толщина стенки корпуса по формуле (11.1):

$$\delta = 1,3\sqrt[4]{477} = 6,08 \geq 6 \text{ мм.}$$

Примем $\delta = 6 \text{ мм}$. Толщина высоких лап для крепления корпуса к раме $\approx 30 \text{ мм}$ (см. рис. 11.19, б).

Для уравнивания момента от силы тяжести электродвигателя опорную поверхность корпуса редуктора выполним по рис. 11.20.

Диаметр d_ϕ болтов для крепления редуктора к раме М12, диаметр отверстия в лапе $d_0 = 15 \text{ мм}$ (см. табл. 11.1).

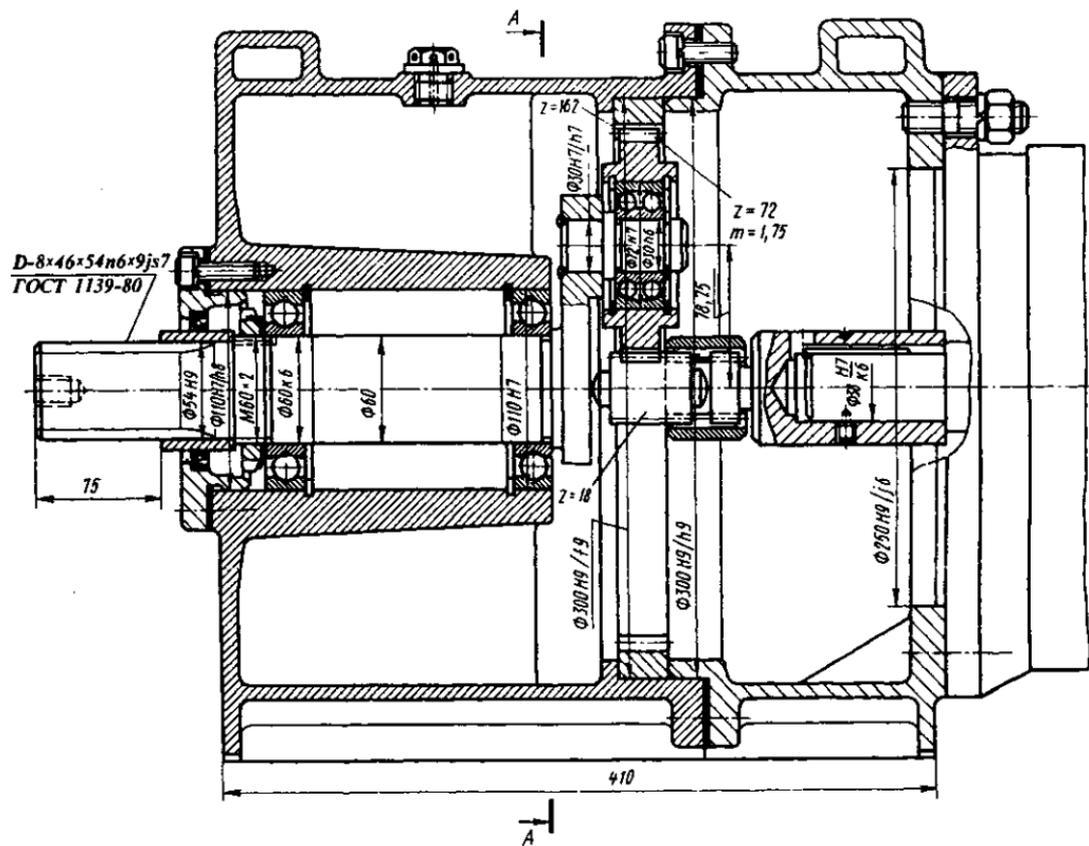
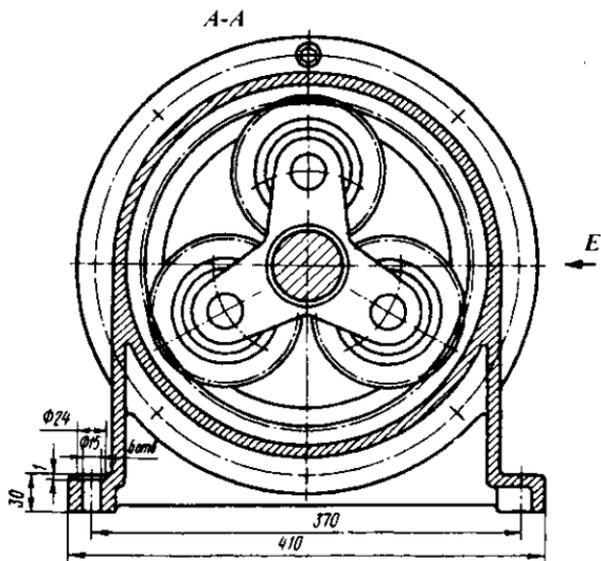
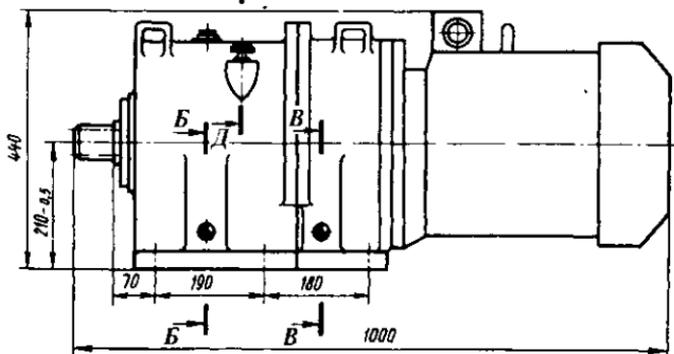
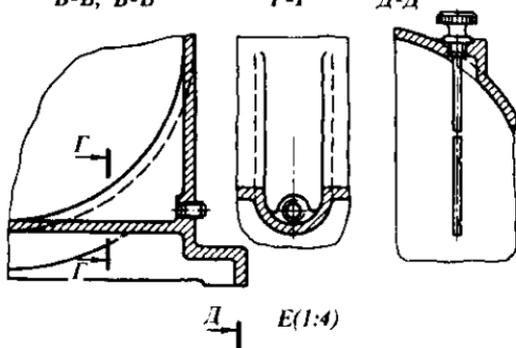


Рис. 9.14



Б-Б; В-В Г-Г Д-Д



Продолжение рис. 9.14

Диаметр d винтов для крепления крышки корпуса М10. Десять таких винтов расположены по окружности на расстоянии ~ 120 мм друг от друга.

Для транспортирования мотор-редуктора выполнены проушины, отлитые в корпусе и крышке корпуса.

На рис. 9.14 приведен чертеж общего вида планетарного мотор-редуктора.

Глава 10

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

10.1. Основные схемы передач

Основное применение имеют зубчатые волновые передачи с механическими генераторами волн и цилиндрическими колесами [6]. В волновой механической передаче преобразование вращательного движения происходит вследствие упругого волнового деформирования одного из звеньев механизма.

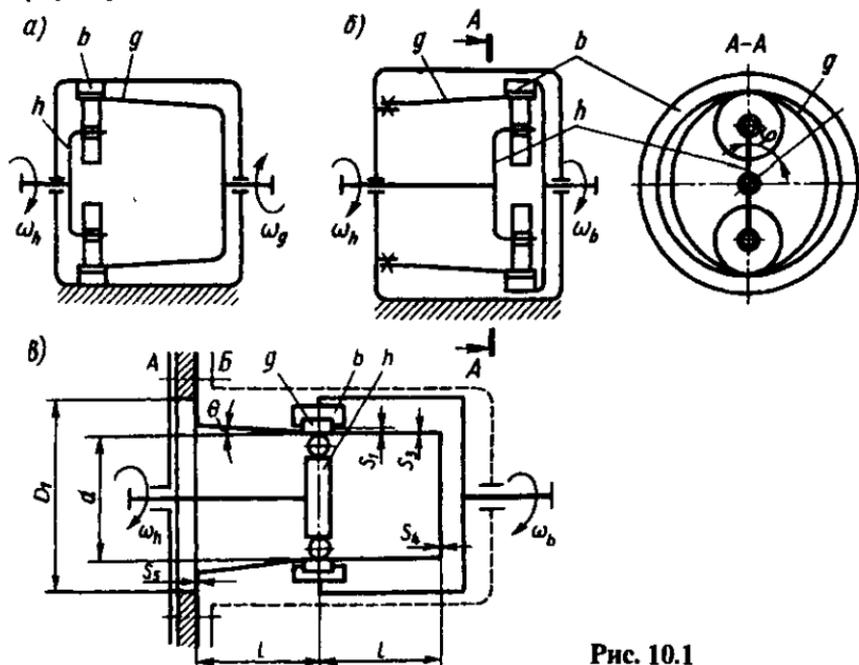


Рис. 10.1

Передача состоит из трех кинематических звеньев (рис. 10.1, *a–в*): гибкого колеса *g*, жесткого колеса *b* и генератора волн *h*. Гибкое колесо *g* выполняют в виде тонкостенного цилиндра, на кольцевом утолщении которого нарезаны наружные зубья. Гибкий тонкостенный цилиндр выполняет роль упругой связи между деформируемым кольцевым утолщением и жестким недеформируемым элементом передачи, которым может быть выходной вал (рис. 10.1, *a*) или корпус (рис. 10.1, *б, в*). Жесткое колесо *b* – обычное зубчатое колесо с внутренними зубьями. Генератор *h* волн деформации представляет собой водило (например, с двумя роликами), вставленное в гибкое колесо. При этом гибкое колесо, деформируясь в форме эллипса, образует по большой оси две зоны зацепления (рис. 10.1, *б*). Генератор в большинстве случаев является ведущим элементом передачи, соединенным с входным валом. Вращение генератора с угловой скоростью ω_h вызывает вращение гибкого колеса с угловой скоростью ω_g (рис. 10.1, *a*) или жесткого колеса с ω_b (рис. 10.1, *б, в*).

Передачное отношение *u* волновой передачи при:

– неподвижном жестком колесе *b* (рис. 10.1, *a*) гибкое колесо вращается в направлении, обратном направлению вращения генератора:

$$u = -z_g / (z_b - z_g);$$

– неподвижном гибком колесе *g* (рис. 10.1, *б, в*) жесткое колесо вращается в направлении вращения генератора:

$$u = z_b / (z_b - z_g).$$

В приведенных зависимостях z_g и z_b – числа зубьев соответственно гибкого и жесткого колес.

10.2. Выбор параметров зацепления

Профиль зубьев. В волновых передачах наиболее широко используют эвольвентные зубья, характеризующиеся известными технологическими достоинствами, возможностью использования существующего инструмента, способностью обеспечить под нагрузкой достаточно высокую многопарность зацепления. Для нарезания эвольвентных зубьев чаще всего применяют инструмент с углом исходного контура 20° (ГОСТ 13755-81).

Замечено, что напряжения в ободе гибкого зубчатого колеса уменьшаются с увеличением ширины впадины до размеров, близких или больших толщины зубьев. Эвольвентные зубья с широкой впадиной можно нарезать инструментом с уменьшенной высотой головки зуба. Профиль эвольвентных зубьев с широкой впадиной принят как основной для отечественного стандартного ряда волновых редукторов общемашиностроительного применения.

Форму деформирования гибкого колеса определяет конструкция генератора: с двумя роликами (рис. 10.2, а), четырехроликовый (рис. 10.2, б), дисковый (10.2, в). Любая из форм может быть получена кулачковым генератором. Кулачковый генератор лучше других сохраняет заданную форму деформирования и поэтому является предпочтительным.

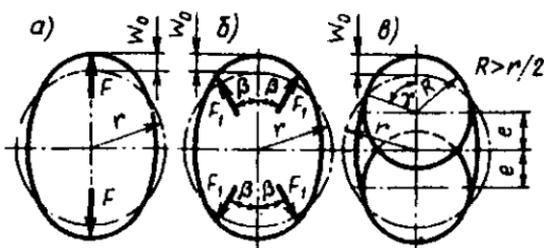


Рис. 10.2

Размер W_0 начального деформирования гибкого колеса является исходным при расчете параметров зацепления и геометрии генератора [6].

Геометрические параметры зубчатых венцов гибкого и жесткого колес. Одним из основных геометрических параметров волновой передачи является внутренний диаметр d гибкого колеса, приближенное значение которого определяют по критерию усталостной прочности гибкого венца,

$$d = 105 \sqrt[3]{T / (0,16\sigma_{-1}\sqrt{u} / (K_{\sigma}[S]_F))},$$

где T – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м; σ_{-1} – предел выносливости материала стального гибкого колеса, Н/мм²; $K_{\sigma} = 1,5 + 0,0015 u$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; u – передаточное отношение; $[S]_F = 1,6 \dots 1,7$ – коэффициент безопасности, большие значения – для вероятности неразрушения свыше 99 %.

Для передач с кулачковым генератором найденный диаметр согласуют с наружным диаметром D гибкого подшипника (см. ниже табл. 10.1).

Находят ширину $b_w = (0,15 \dots 0,2) d$ зубчатого венца и толщины S_1 гибкого колеса:

$$S_1 = 10^{-4} \left(65 + 2,5 \sqrt[3]{u^2} \right) d.$$

Определяют диаметр окружности впадин $d_{fg} = d + 2S_1$. Учитывая, что диаметр d_{fg} близок делительному диаметру гибкого колеса $d_g \approx d_{fg}$, находят модуль $m = d_g / z_g$. Предварительно принимают: $z_g = 2u$ для передачи по рис. 10.1, а и $z_g = 2u - 2$ для передач по рис. 10.1, б, в.

Значение модуля m согласуют со стандартным:

m , мм	1-й ряд	...	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00
	2-й ряд	...	0,28	0,35	0,45	0,55	0,70	0,90	

Далее уточняют числа зубьев z_g, z_b и подбирают смещения исходного контура, обеспечивающие получение диаметра d_{fg} [6]. Вычисляют делительные диаметры колес: гибкого $d_g = mz_g$ и жесткого $d_b = mz_b$. Находят наружный диаметр гибкого колеса $d_{zg} = d_{fg} + 2h_g$, где h_g – высота зубьев гибкого колеса. При нарезании на гибком колесе зубьев с узкой впадиной $h_g \approx (1,5 \dots 2,0)m$; с широкой впадиной – $h_g \approx (1,35 \dots 1,55)m$.

Затем назначают остальные размеры гибкого колеса (см. ниже) и в соответствии с выбранной формой деформирования выполняют проверочный расчет, определяя запас сопротивления усталости.

10.3. Конструирование гибких и жестких колес

Материалы гибкого и жесткого колес. Гибкие колеса волновых передач изготавливают из легированных сталей. Термической обработке – улучшению – подвергают заготовку в виде толстой трубы (твердость 30-37 HRC). Механическую обработку выполняют после термообработки. Зубчатый венец рекомендуют подвергать упрочнению: *наклепу*, включая впадины зубьев, или *азотированию*. Наклеп повышает предел выносливости в $\sim 1,15$ раза, азотирование в $\sim 1,4$ раза.

Для *тяжелонагруженных* гибких колес (при малых u) применяют стали повышенной вязкости марок 38Х2МЮА (т.о. – улучшение и азотирование, твердость сердцевины 32 ... 37 HRC, $\sigma_{-1} = 480 \dots 550 \text{ Н/мм}^2$); 40ХН2МА (улучшение, 32 ... 39 HRC, $\sigma_{-1} = 480 \dots 550 \text{ Н/мм}^2$), которые менее чувствительны к концентрации напряжений. *Средне- и легконагруженные* гибкие колеса чаще всего изготавливают из стали марки 30ХГСА (улучшение, 32 ... 37 HRC, $\sigma_{-1} = 420 \dots 450 \text{ Н/мм}^2$ при последующем дробеструйном наклепе или азотировании $\sigma_{-1} = 480 \dots 500 \text{ Н/мм}^2$). Сталь 30ХГСА принята как основная для изготовления стандартных волновых редукторов.

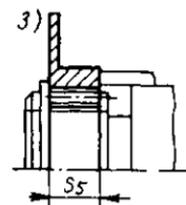
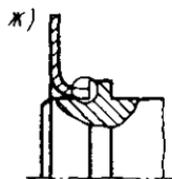
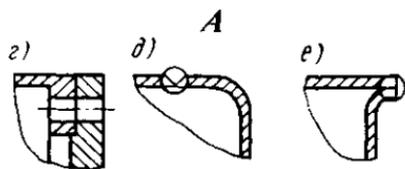
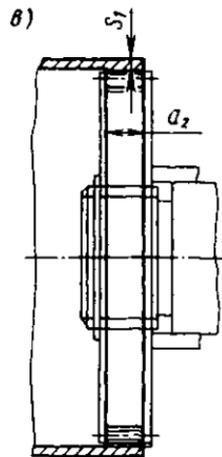
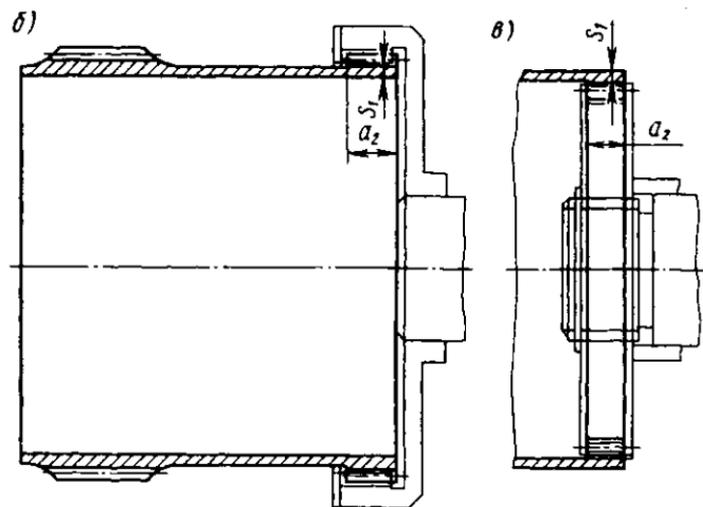
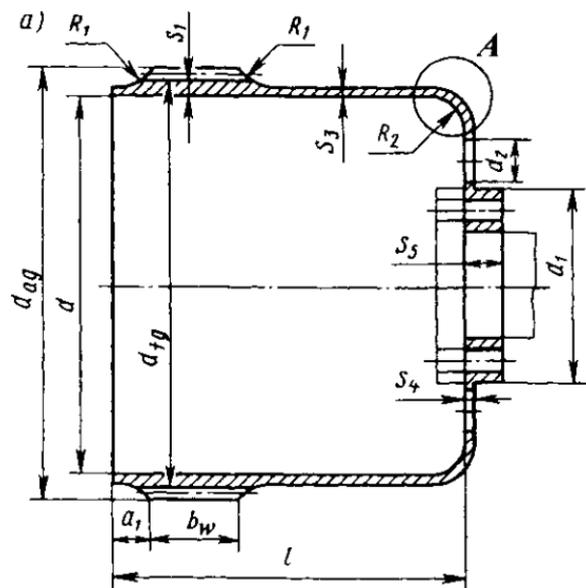
Материалы для сварных гибких колес должны хорошо свариваться. Предпочтительны стали марок 30ХГСА, 12Х18Н10Т (18 ... 22 HRC, $\sigma_{-1} = 280 \text{ Н/мм}^2$).

Жесткие колеса волновых передач характеризует менее высокое напряженное состояние. Их изготавливают из обычных конструкционных сталей марок 45, 40Х, 30ХГСА с твердостью на 20 ... 30 НВ ниже твердости гибкого колеса.

Конструкции гибких колес. На рис. 10.3 показаны наиболее распространенные конструкции гибких колес волновых передач: на рис. 10.3, *а* – с гибким дном и фланцем для присоединения к валу; на рис. 10.3, *б*, *в* – с шлицевым присоединением к валу. Шлицы могут быть нарезаны на наружной (рис. 10.3, *б*) или на внутренней поверхности цилиндра (рис. 10.3, *в*). Шлицевое соединение снижает жесткость цилиндра и вследствие осевой подвижности уменьшает напряжения в нем.

При отсутствии гибкого дна и жестком соединении цилиндра с валом (рис. 10.3, *г*) напряжения в цилиндре значительно возрастают, увеличивается его изгибная жесткость и связанная с ней нагрузка на генератор. Применять такую конструкцию не следует.

В исполнении гибкого колеса по рис. 10.3, *а* осевую податливость обеспечивают тонким дном в месте перехода цилиндра к валу. Применяют *сварные варианты* соединения цилиндра с гибким дном: стыковым швом (рис. 10.3, *д*), с отбортовкой кромок (рис. 10.3, *е*). Возможно также сварное соединение гибкого дна с валом по размеру не более d_1 (рис. 10.3, *ж*); на гибком дне выполняют отбортовку по диаметру вала.



Если дно имеет фланец, то соединение с валом может быть болтовым (рис. 10.3, *a*), шлицевым или соединением с натягом. Чаще всего выполняют шлицевое соединение, которое позволяет иметь сравнительно небольшой размер S_5 (рис. 10.3, *з*).

Поясок a_1 (рис. 10.3, *a*) выполняют для уменьшения концентрации напряжений на краях зубчатого венца. С этой же целью выполняют большим радиусом R_1 галтель от зубчатого венца к цилиндру. Отверстия d_2 увеличивают податливость гибкого дна и обеспечивают циркулирование смазочного материала. Число и размеры отверстий принимают возможно большими при соблюдении, однако, достаточной прочности и устойчивости дна.

Ранее расчетом были определены d , d_{fg} , d_{ag} , b_w и S_1 . Другие размеры, указанные на рис. 10.3, можно принимать по рекомендациям, проверенным на практике:

$$\begin{aligned} d_1 &= (0,7 \dots 0,8) d; & a_1 &\approx 2S_1; \\ l &= (0,8 \dots 1,0) d; & a_2 &\approx (0,3 \dots 0,5) b_w; \\ d_2 &= 0,4(d - d_1); & R_1 &\approx 3S_1; \\ S_3 &= (0,65 \dots 0,85) S_1; & R_2 &\approx 2S_1. \\ S_4 &= 1,25 S_3. \end{aligned}$$

Исполнение гибкого колеса по рис. 10.3, *б* является более универсальным по возможности присоединения к валу или корпусу. Заготовкой колеса может служить труба.

Исполнение с гибким дном (рис. 10.3, *a*) целесообразно применять в крупносерийном производстве, когда металлическую заготовку можно получить штамповкой или раскаткой. Если применение методов пластического деформирования затруднено, то применяют сварные конструкции (рис. 10.3, *д*, *е*). В единичном производстве заготовку гибкого колеса по рис. 10.3, *a* можно получить вытачиванием. Однако необходимо учитывать, что при этом снижается прочность.

Конструкции жестких колес. Жесткие колеса волновых передач подобны колесам с внутренними зубьями обычных (с неподвижными осями) и планетарных передач.

Жесткое колесо 1 (рис. 10.4, *a*) запрессовано в корпус 2 , вращающий момент воспринимает посадка с натягом и три-четыре штифта 3 . В конструкции по рис. 10.4, *б* жесткое колесо 1 имеет

фланец и центрирующие пояски для установки колеса в корпус 2 и крышки 4 на колесо. Конструкция колеса по рис. 10.4, а проще, но монтаж и демонтаж жесткого колеса менее удобны. Конструкция по рис. 10.4, б обеспечивает большую жесткость колеса.

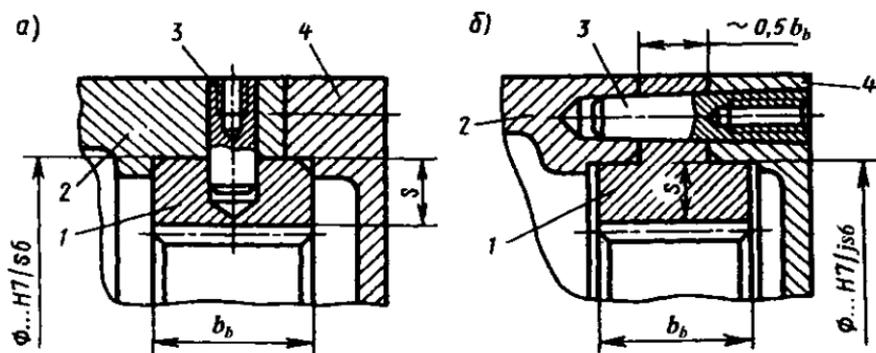


Рис. 10.4

Ширину b_b зубчатого венца у жесткого колеса выполняют на 2 ... 4 мм больше, чем у гибкого. Это позволяет снизить требования к точности расположения колес в осевом направлении. Толщину жесткого колеса принимают равной $S \approx 0,085d_b$.

10.4. Конструирование генератора волн

Конструкция кулачкового генератора волн. Кулачковый генератор состоит из кулачка 2 и напрессованного на него специального гибкого подшипника качения 1 (рис. 10.5), допускающего радиальную деформацию колец. В целях выравнивания нагрузки по длине зубьев и уменьшения осевой силы на гибкий подшипник генератор устанавливают посередине зубчатого венца или ближе к заднему торцу.

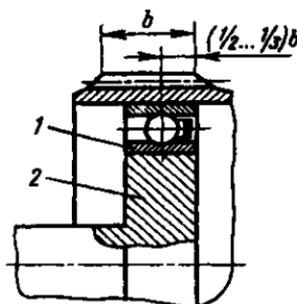


Рис. 10.5

Форму кулачка выполняют эквидистантной принятой форме деформирования гибкого колеса, при этом начальный радиус кулачка $r = 0,5d$ (рис. 10.2), где

d – внутренний диаметр гибкого подшипника (рис. 10.6, а). Гибкий подшипник отличается от обычного меньшей толщиной колец и конструкцией сепаратора. Сепаратор изготавливают из материала с относительно малым модулем упругости (трубчатого текстолита марки Ш, фенилона марки П) с U-образной формой гнезда (рис. 10.6, б, в). Под нагрузкой вследствие прогиба перемычек и действия осевой составляющей силы нажатия сепаратор выжимается из подшипника. Его удерживают, например, кольцом 1, прикрепленным к торцу кулачка генератора (рис. 10.7, а, б). Трение сепаратора об упорное кольцо увеличивает потери. Потери меньше при самозапирающей конструкции сепаратора (рис. 10.6, з).

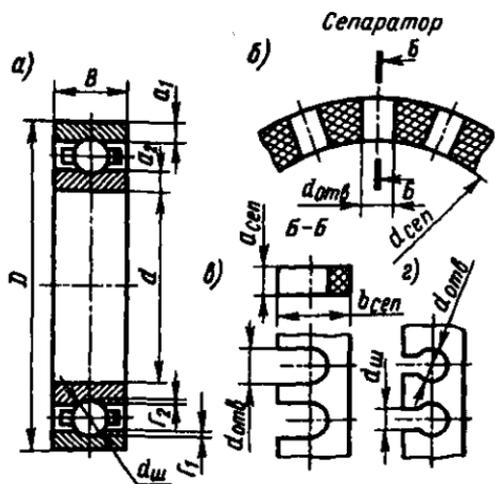


Рис. 10.6

Основными параметрами гибких подшипников (рис. 10.6):

- толщина колец $a_1 \approx a_2 \approx (0,020 - 0,023) D$;
- глубина желобов колец $\Gamma_1 \approx \Gamma_2 \approx (0,05 - 0,06) d_{ш}$;
- внутренний диаметр сепаратора $d_{сеп} = d + 2a_2 + 0,02 D + 0,05 d_{ш}$;
- толщина сепаратора $a_{сеп} = (0,055 - 0,060) D$;
- ширина сепаратора $b_{сеп} = (1,2 - 1,3) d_{ш}$;
- ширина паза сепаратора $d_{отв} = (1,01 - 1,03) d_{ш}$.

В табл. 10.1 приведены параметры подшипников по ГОСТ 23179–78 "Подшипники гибкие шариковые радиальные".

Гибкий подшипник устанавливают на кулачок, диаметральные размеры которого выполняют с полем

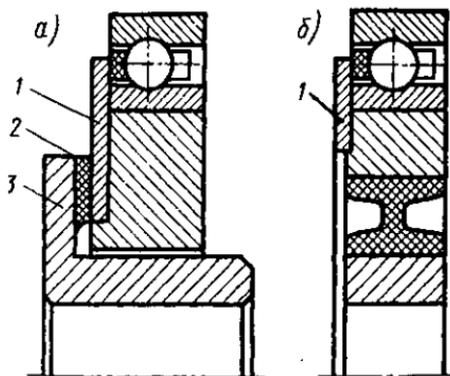


Рис. 10.7

10.1. Параметры гибких шариковых радиальных подшипников

Обозначение подшипника	Размеры в мм				C_r , кН	Радиальный зазор, мкм	Предельная частота вращения, мин ⁻¹
	D	d	B	r			
806	42 _{-0,011}	30 _{-0,010}	7	0,5	5,13	10–24	6000
808	52 _{-0,013}	40 _{-0,012}	8	0,5	6,74	12–26	
809	62 _{-0,013}	45 _{-0,012}	9	0,5	10,65	12–29	4980
811	72 _{-0,013}	55 _{-0,015}	11	0,5	13,87	13–33	
812	80 _{-0,013}	60 _{-0,015}	13	0,5	15,48	13–33	
815	100 _{-0,015}	75 _{-0,015}	15	1,0	22,58	14–34	4500
818	120 _{-0,015}	90 _{-0,020}	18	1,0	34,30	16–40	
822	150 _{-0,018}	110 _{-0,020}	24	1,0	51,50	20–46	3480
824	160 _{-0,025}	120 _{-0,020}	24	1,0	53,92	20–46	3000
830	200 _{-0,030}	150 _{-0,025}	30	1,0	92,12	23–58	2520
836	240 _{-0,030}	180 _{-0,025}	35	1,5	121,58	24–65	
844	300 _{-0,035}	220 _{-0,030}	45	2,5	182,33	33–83	
848	320 _{-0,040}	240 _{-0,030}	48	2,5	179,10	35–90	1980
860	400 _{-0,040}	300 _{-0,035}	60	2,5	252,43	45–105	
862	420 _{-0,045}	310 _{-0,035}	60	2,5	252,43	45–105	
872	480 _{-0,045}	360 _{-0,040}	72	3,5	338,45	55–125	

Примечания: 1. Число шариков $z = 21–23$. 2. r – размер фаски.

допуска js6 (js7). Наружное кольцо гибкого подшипника по размеру D сопрягают с внутренним диаметром гибкого колеса, выполненного с полем допуска H7.

Для компенсации отклонения от соосности кинематических звеньев применяют соединение генератора с валом с помощью упругих элементов или жестких шарниров. В конструкции (рис. 10.7, а) упругий элемент выполнен в виде резиновой шайбы 2, привулкани-

зированной к металлическим дискам 1 и 3, которые затем соединяют с кулачком и валом. Резиновый элемент, выполненный по рис. 10.7, б, обладает повышенной податливостью при угловых перекосах. Недостатком этих соединений является снижение прочности резины с течением времени.

В редукторах общего назначения применяют шарнирное с

крестообразным расположением пальцев соединение генератора с валом (рис. 10.8). Через вал 1 и втулку 2 проходит палец 3, два пальца 4 проходят через втулку 2 и кулачок 5. Пальцы установлены в отверстиях с зазорами. От выпадания палец 3 удерживает внутренняя поверхность кулачка 5, пальцы 4 – пружинное кольцо 6 и наружная поверхность вала.

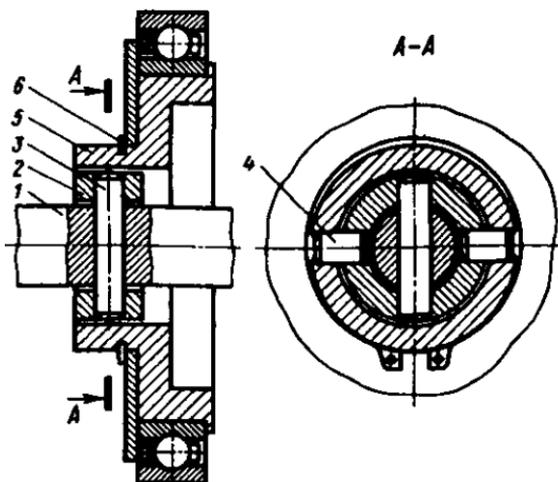


Рис. 10.8

10.5. Тепловой режим и смазывание волновой передачи

Тепловой режим волновой передачи рассчитывают по известным зависимостям (см. например, тепловой расчет червячного редуктора – разд. 2.2). Допускаемая температура масла для редукторов общемашиностроительного применения $[t] = 70 \dots 80 \text{ } ^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи принимают: для закрытых небольших помещений при отсутствии вентиляции $K_T = 8 \dots 12$, для помещений с интенсивной вентиляцией $K_T = 14 \dots 18$, при обдуве корпуса вентилятором $K_T = 21 \dots 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. При установке вентилятора на быстроходном валу редуктора и $n \leq 1000 \text{ мин}^{-1}$ принимают нижние, а при $n \geq 2800 \text{ мин}^{-1}$ – верхние значения K_T .

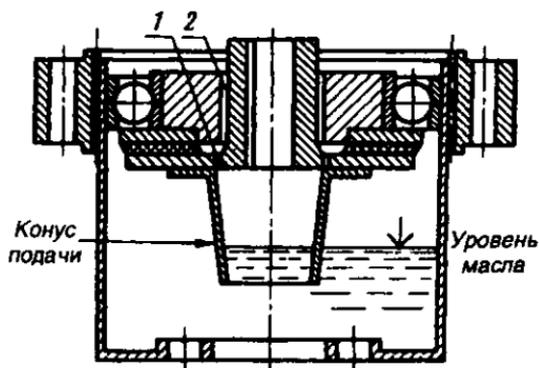


Рис. 10.9

Для смазывания волновых передач в редукторах общемашиностроительного применения рекомендуют жидкое минеральное масло марок И-Г-А-68, И-Т-Д-68 или И-Т-Д-100 (см. табл. 8.3).

В случае необходимости применяют пластичный смазочный материал. Смазывают

подшипники генератора и зацепление при сборке редуктора и периодически в процессе эксплуатации. Замену пластичного смазочного материала производят примерно через 1000 ч работы.

При вертикальном расположении оси редуктора можно применять пластичный смазочный материал. При смазывании жидким маслом в редукторе устанавливают специальное маслоподающее устройство (рис. 10.9). Под действием центробежных сил масло поднимается по внутренней поверхности конуса подачи, проходит через отверстия 1 и зазор 2 в генераторе и далее попадает в подшипник и зацепление. Конструкцию по рис. 10.9 рекомендуют при частоте вращения $n \geq 960 \text{ мин}^{-1}$.

Количество заливаемого в редуктор масла рекомендуют принимать таким, чтобы при горизонтальном положении редуктора его уровень проходил по центру нижнего шарика гибкого подшипника. При $n < 960 \text{ мин}^{-1}$ и вертикальном расположении вала допустимо полностью заполнять редуктор маслом.

10.6. Примеры конструкций волновых передач

На рис. 10.10 представлена типовая конструкция из стандартного ряда волновых редукторов общемашиностроительного применения – редуктор В3-160 (разработка ВНИИредуктора и МВТУ им. Н. Э. Баумана). Отличительные особенности конструкции: двухопорный вал генератора; соединение кулачкового генератора с валом с помощью шарнирной муфты (рис. 10.8); сварное

соединение цилиндра гибкого колеса с дном; шлицевое соединение гибкого колеса с валом; соединение с натягом жесткого колеса с корпусом; цилиндрическая форма внутренней полости корпуса без внутренних углублений и карманов, упрощающая отливку и очистку после литья и механической обработки. Другие рекомендации по проектированию корпусных деталей и крышек приведены в гл. 11.

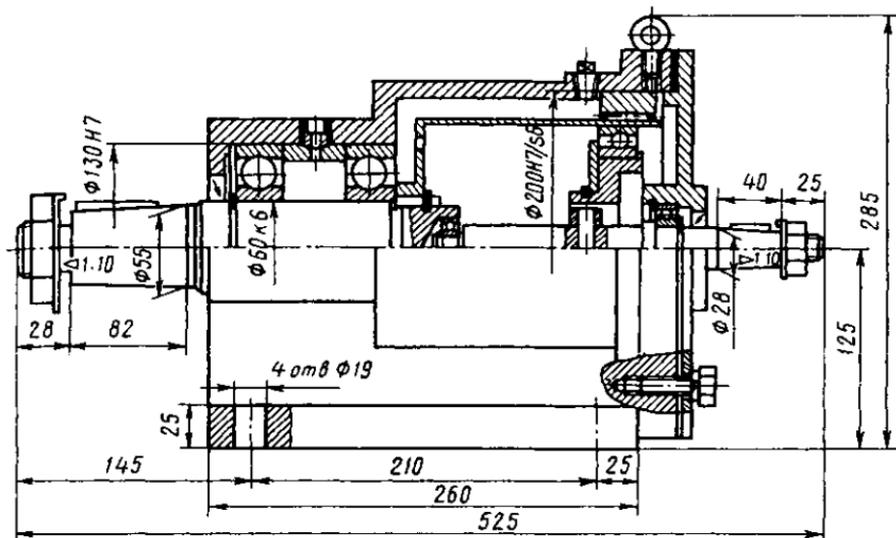


Рис. 10.10

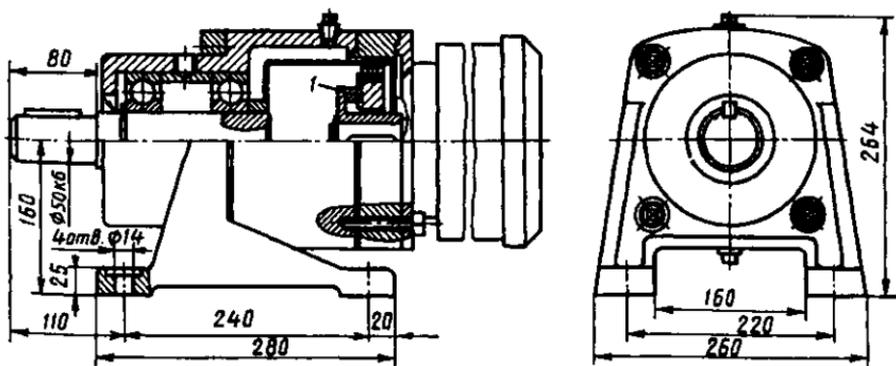


Рис. 10.11

На рис. 10.11 показан волновой редуктор с отъемными лапами, которые крепят к цилиндрическому корпусу винтами. Особенности конструкции: консольное расположение генератора на валу электродвигателя; соединение генератора с валом с помощью привулканизированной резиновой шайбы 1: гибкое колесо – штампованное с последующей механической обработкой; соединение с натягом гибкого колеса с валом; закрепление жесткого колеса на корпусе винтами и штифтами.

Глава 11

КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

К корпусным относят детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине. Корпусные детали обычно имеют довольно сложную форму, поэтому их получают *методом литья* (в большинстве случаев) или *методом сварки* (при единичном и мелкосерийном производстве). Для изготовления литых корпусных деталей широко используют чугун (например, марки СЧ15), а при необходимости ограничения массы машин – легкие сплавы (алюминиевые, магниевые).

Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев и других элементов, соединенных в единое целое.

При конструировании литой корпусной детали стенки следует по возможности выполнять одинаковой толщины. Толщину стенок литых деталей стремятся уменьшить до величины, определяемой условиями хорошего заполнения формы жидким металлом.

Для редукторов толщину стенки, *отвечающую требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса*, вычисляют по формуле

$$\delta = 1,3\sqrt[4]{T} \geq 6 \text{ мм}, \quad (11.1)$$

где T – вращающий момент на выходном (тихоходном) валу, Н·м.

Размеры корпуса определяет число и размеры размещенных в нем деталей, относительное их расположение, значение зазоров между ними.

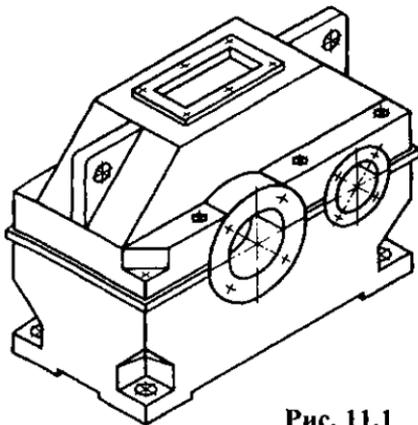


Рис. 11.1

Ориентировочные размеры корпуса были определены при составлении компоновочной схемы, уточнены при разработке конструкций узлов. Теперь следует выполнить их окончательную конструктивную обработку.

Корпуса современных редукторов (рис. 11.1) очерчивают плоскими поверхностями, все выступающие элементы (бобышки подшипниковых гнезд, ребра жесткости) уstraняют с наружных поверхностей и вводят внутрь корпуса, лапы под болты крепления к основанию не выступают за габариты корпуса, проушины для транспортирования редуктора отлиты за одно целое с корпусом. При такой конструкции корпус характеризуют большая жесткость и лучшие виброакустические свойства, повышенная прочность в местах расположения болтов крепления, уменьшение коробления при старении, возможность размещения большего объема масла, упрощение наружной очистки, удовлетворение современным требованиям технической эстетики. Однако масса корпуса из-за этого несколько возрастает, а литейная оснастка – усложнена.

Ниже, в разд. 11.1, рассмотрены общие вопросы конструирования основных элементов корпусов (выбор размеров фланцев, бобышек, оформление мест крепления, форма проушин и др.) на примере цилиндрических редукторов. В других разделах этой главы даны рекомендации по конструированию только специфических элементов корпусов редукторов других типов.

11.1. Корпуса цилиндрических редукторов

На рис. 11.1, 11.2 показан корпус одноступенчатого цилиндрического редуктора. Для удобства сборки корпус выполняют разъемным. Плоскость разъема проходит через оси валов. Поэтому в многоступенчатых редукторах оси валов располагают в одной плоскости. Нижнюю часть называют корпусом, верхнюю – крышкой корпуса.

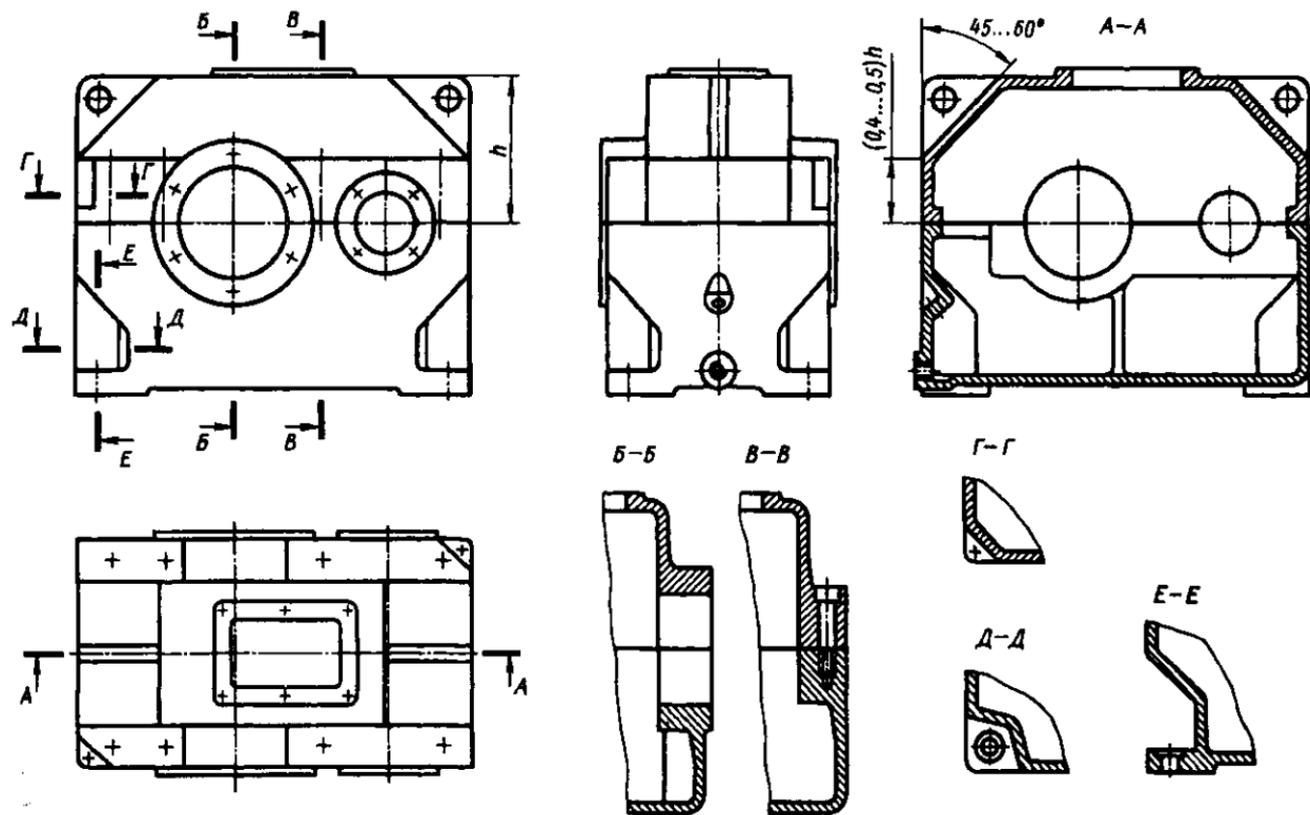


Рис. 11.2

Плоскость разъема для удобства обработки располагают параллельно плоскости основания. Верхнюю поверхность крышки, служащую технологической базой для обработки плоскости разъема, также выполняют параллельной плоскости основания.

Разработку конструкции начинают с прорисовки контуров нижней (корпуса) и верхней (крышки корпуса) частей.

Конструктивное оформление внутреннего контура редуктора (рис. 11.3). Из центра выходного (тихоходного) вала проводят тонкой линией дугу окружности радиусом

$$R_1 = 0,5d_{a2} + a,$$

где d_{a2} – наружный диаметр зубчатого колеса; a – зазор (см. (3.5)).

Из центра входного (быстроходного) вала проводят дугу радиусом R_B , в качестве которого принимают большее значение из следующих двух:

$$R_B = 0,5 d_{a1} + a \quad \text{или} \quad R_B = 0,5D + a,$$

где d_{a1} – наружный диаметр шестерни; D – диаметр отверстия в корпусе для опоры входного вала.

Толщина стенки крышки корпуса $\delta_1 \approx 0,9\delta \geq 6$ мм, где δ – толщина стенки корпуса. Затем оформляют крышку вертикальными стенками. Для уменьшения массы крышки боковые стенки выполняют наклонными (на рис. 11.3 показаны штриховыми линиями). Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса $b_0 \geq 3a$.

Для соединения корпуса и крышки по всему контуру плоскости разъема редуктора выполняют специальные фланцы (рис. 11.3, выноска В). На коротких боковых сторонах фланцы располагают внутрь от стенки корпуса. Вследствие погрешностей при изготовлении моделей крышки и корпуса, погрешностей при формовке и во время удаления моделей из формы размеры отливок получают с отклонениями от номинальных значений. Это приводит к несовпадению внешних контуров крышки и корпуса, ухудшает внешний вид. Несовпадение станет незаметным, если крышку корпуса выполнить с напуском (рис. 11.4, а). Размеры конструктивных элементов:

$$f = (0,4 \dots 0,5)\delta_1; \quad b = 1,5\delta; \quad b_1 = 1,5\delta_1; \quad l = (2 \dots 2,2) \delta.$$

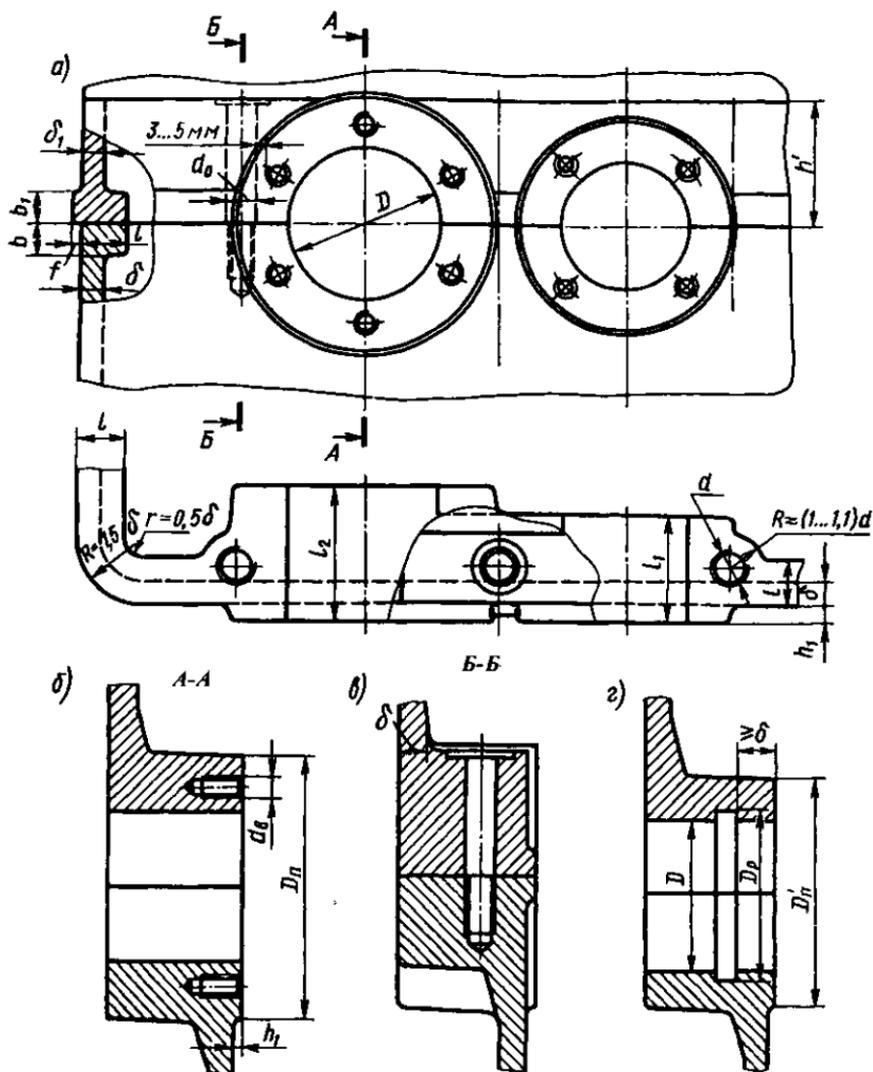


Рис. 11.4

Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд. Приливы, в которых располагают подшипники, конструктивно оформляют по рис. 11.4. Размеры приливов определяют конструкция крышки подшипника и диаметр D отверстия под подшипник. Диаметр прилива принимают (мм):

для закладной крышки (рис. 11.4, *з*) – $D'_n = 1,25D + 10$ мм;

для привертной крышки (рис. 11.4, *б*) – $D_n = D_\phi + 4 \dots 6$ мм,

где D_ϕ – диаметр фланца крышки подшипника, см. разд. 7.2. Там же приведены рекомендации по диаметру и числу винтов для крепления привертных крышек. Крепежные резьбовые отверстия для них обычно сверлят на станках при раздельной механической обработке корпуса и крышки редуктора. Поэтому *нельзя проектировать отверстия в стыке крышки с корпусом*, так как они могут быть выполнены только после сборки, что неудобно. Кроме того, при затяжке винтов действуют силы, отжимающие в этом случае крышку от корпуса.

Длины l_1 и l_2 подшипниковых гнезд (рис. 11.4, *а*) определяют конструктивно из условия размещения комплекта подшипника с крышкой и другими устанавливаемыми в гнезде деталями. Так как осевые размеры деталей и конструкции разных опор различны, то и длины подшипниковых гнезд выполняют разной длины (например, на рис. 11.4, *а* $l_1 < l_2$). Длину подшипниковых гнезд согласуют также с шириной фланца, необходимой для размещения головки винта для соединения крышки с корпусом или гайки (рис. 11.4, *в*).

Размеры l_1 и l_2 получаются, как правило, небольшими и устанавливать ребра жесткости на корпусе нет необходимости. Если на выходном валу действует большая по значению консольная сила, то предусматривают одно ребро, смещенное в сторону быстроходного вала (рис. 11.2, сечение А–А). *Не рекомендуют располагать ребра по вертикальной оси отверстия бобышки.*

Для удобства обработки *наружные торцы приливов* всех подшипниковых гнезд, расположенных на одной стенке корпуса, должны лежать в одной плоскости (рис. 11.4, *а*).

Крепление крышки редуктора к корпусу. Для соединения крышки с корпусом используют болты с наружной шестигранной уменьшенной головкой (рис. 11.5, *а*) или, предпочтительнее, винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" (рис. 11.5, *б*). В последнем случае получают наименьшую ширину фланца. Ширину фланца выбирают из условия свободного размещения головки винта (или гайки) и возможности поворота ее гаечным ключом на угол $\geq 60^\circ$. Винт заворачивают в резьбовое отверстие корпуса. Винты и болты должны быть класса прочности не менее 6.6.

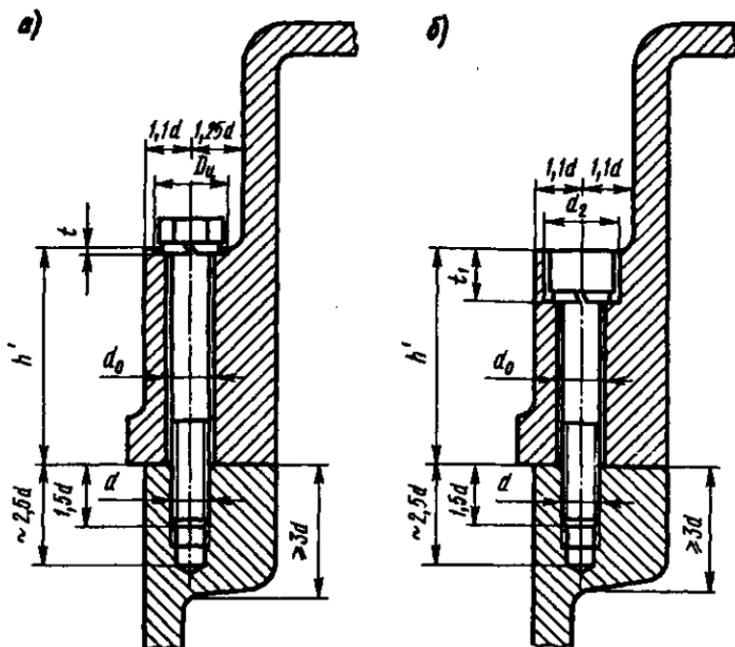


Рис. 11.5

Диаметр d (мм) винтов крепления крышки принимают в зависимости от вращающего момента T (Н·м) на выходном валу редуктора:

$$d = 1,25\sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм.} \quad (11.2)$$

Болты (винты) крепления крышки к корпусу располагают преимущественно по продольным сторонам в районе бобышек, стараясь максимально приблизить их к отверстию под подшипник (для увеличения жесткости и плотности соединения). Болт, расположенный между отверстиями под подшипники, размещают посередине между этими отверстиями.

Минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий должно составлять не менее 3 ... 5 мм (рис. 11.4, а). Для закладных крышек расстояние 3 ... 5 мм выдерживают между стенками отверстий диаметром D_p под выступ закладной крышки и отверстием диаметром d_0 под винт, стягивающий крышку и корпус редуктора (рис. 11.4, а, з).

Высоту h' прилива в крышке под стягивающий болт (рис. 11.4, а; 11.5, а, б) определяют графически, исходя из условия размещения головки болта на плоской опорной поверхности вне кольцевого прилива под подшипник большего диаметра (D_n или D'_n). Размеры головки в зависимости от диаметра d резьбы по табл. 19.29, 19.30. Для всего редуктора эту высоту принимают одинаковой, исходя из максимального значения D_n (D'_n).

Винты крепления ввинчивают в резьбовые отверстия корпуса. Размеры (мм) элементов крышки и корпуса принимают по рекомендациям рис. 11.5 и табл. 11.1.

Опорные поверхности на крышке под головки болтов (винтов) обрабатывают в зависимости от формы их головки (табл. 11.1). При качественном выполнении литья опорные поверхности под головки болтов можно не обрабатывать.

Если продольные стороны редуктора оказываются достаточно протяженными, то помимо винтов в районе подшипниковых гнезд устанавливают дополнительно винты на фланцах той же (рис. 11.5) или меньшей толщины (рис. 11.6, а, б), примерно на одинаковом расстоянии один от другого – с шагом $l_5 = (10 \dots 12) d$.

Для стопорения винтов кроме стопорных шайб часто применяют герметики.

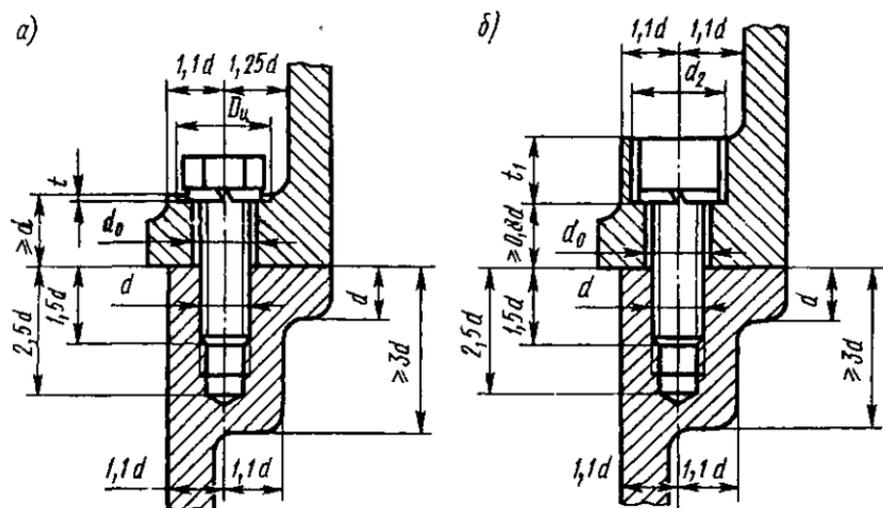


Рис. 11.6

11.1. Параметры опорных поверхностей под головки болтов

Диаметр резьбы	d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Диаметр отверстия: под стяжной болт	d_0	6,6	9	11	14	16	18	20	22	24	26
под болт креп- ления к плите (раме)		7	10	12	15	17	19	21	24	26	28
Диаметр цековки под головку болта или гайку с умень- шенным размером под ключ (рис. 11.5, а)	D_u	14	18	20	24	26	30	32	36	40	42
Глубина цековки	t	0,5 ... 1,0									
Диаметр отвер- стия под головку винта (рис. 11.5, б)	d_2	11	15	18	20	24	26	30	34	36	40
Глубина отвер- стия под головку винта (рис. 11.5, б)	t_1	9	11	14	16	19	21	23	26	28	31

Фиксирование крышки относительно корпуса. Крышку фиксируют относительно корпуса штифтами (рис. 11.7, а, б). Штифты предотвращают взаимное смещение корпусных деталей при растачивании отверстий, обеспечивают точное расположение их при повторных сборках. Диаметр штифтов

$$d_{шт} = (0,7 \dots 0,8)d,$$

где d – диаметр крепежного винта.

Обычно применяют два конических штифта с внутренней резьбой (рис. 11.7, а), которые устанавливают по срезам углов

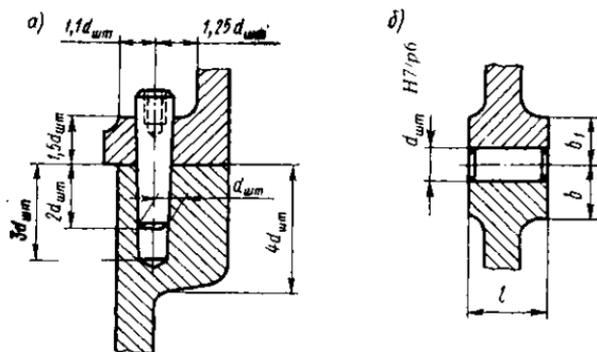


Рис. 11.7

цилиндрические штифты. Три или четыре цилиндрических штифта ставят в стык деталей (рис. 11.7, б) по одному на сторону корпуса. Размеры цилиндрических и конических штифтов принимают по табл. 19.9, 19.10: $b_1 = b \approx 1,1 d_{шт}$.

Поверхности сопряжения корпуса и крышки для плотного их прилегания шабруют или шлифуют. При сборке узла эти поверхности для лучшего уплотнения покрывают тонким слоем герметика. Прокладки в плоскость разъема не ставят из-за вызываемых ими искажения формы посадочных отверстий под подшипники и смещения осей отверстий с плоскости разъема.

Конструктивное оформление опорной части корпуса. Наиболее рациональной является опорная поверхность корпуса, выполненная в виде отдельных платиков, расположенных в районе установки болтов или шпилек.

Конструкции мест крепления корпуса к плите или раме показаны на рис. 11.8 – 11.10.

Диаметр винта крепления редуктора к плите

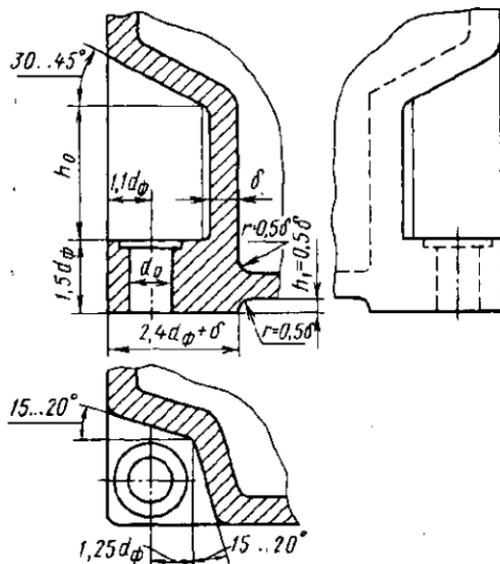


Рис. 11.8

(раме): $d_{\phi} \approx 1,25d$, где d – диаметр винта крепления крышки и корпуса редуктора. Число z винтов принимают в зависимости от межосевого расстояния $a_{вт}$ (мм) тихоходной ступени: $z = 4$ при $a_{вт} \leq 315$; $z = 6$ при $a_{вт} > 315$.

Места крепления корпуса к плите или раме располагают на возможно большем (но в пределах габарита корпуса) расстоянии друг от друга и оформляют в виде ниш, расположенных по углам корпуса (рис. 11.1, 11.2, 11.8). Если нишу не удается расположить в углу корпуса, то ее выносят на боковую стенку (рис. 11.9). Высоту ниши принимают при креплении болтами $h_0 = 2,5(d_{\phi} + \delta)$; шпильками $h_0 = (2 \dots 2,5) d_{\phi}$.

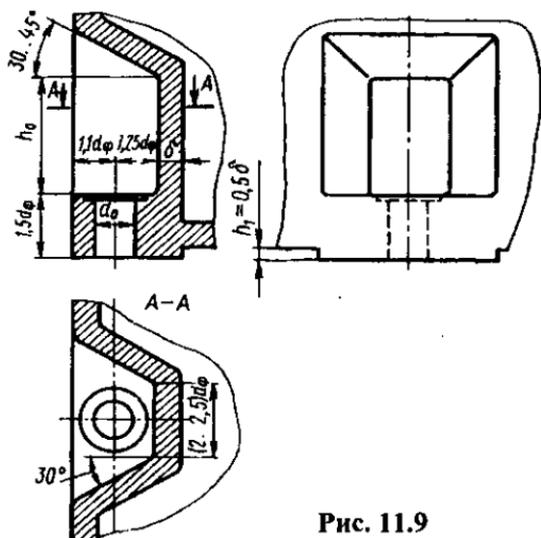


Рис. 11.9

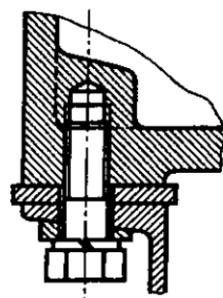


Рис. 11.10

Когда это возможно, редуктор крепят к раме снизу (рис. 11.10). Этот способ является лучшим из описанных.

Оформление сливных отверстий. Наиболее часто в редукторах используют *картерную систему смазывания*, при которой корпус является резервуаром для масла. Масло заливают через верхний люк. При работе передачи масло постепенно загрязняют продукты изнашивания, оно стареет – свойства его ухудшаются. Поэтому масло периодически меняют. Для слива масла в корпусе выполняют сливное отверстие, закрываемое пробкой. Сливное отверстие должно быть достаточно большого диаметра. Его распола-

гают ниже уровня дна (рис. 11.11, а, б). Чтобы масло из корпуса можно было слить без остатка, дно корпуса выполняют с уклоном $0,5 \dots 1,0^\circ$ в сторону сливного отверстия. Чем больше размер редуктора, тем уклон делают меньше. Внутри корпуса у самого отверстия предусматривают местное углубление для выхода инструмента, которым обрабатывают отверстие (рис. 11.11, а). Толщина дна в месте углубления должна оставаться без изменения.

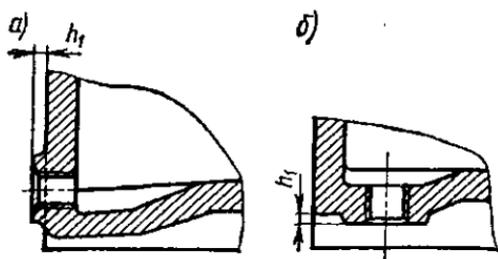


Рис. 11.11

При замене масла часть его может стекать по внешней стенке корпуса на плиту или основание. Поэтому лучше сливное отверстие располагать (если это удобно для пользования) в дне корпуса (рис. 11.11, б).

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту $h_1 = 0,58$ (рис. 11.11, а, б).

Отверстие для выпуска масла закрывают пробкой с цилиндрической (см. табл. 8.4) или конической (см. табл. 8.5) резьбой. Если применяют пробку с цилиндрической резьбой, то обязательно ставят уплотнительную прокладку из паронита или резиновое кольцо. Пробки с конической резьбой не требуют дополнительно уплотнения, поэтому и имеют преимущественное применение.

Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей. Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе применяют проушины, отливая их заодно с крышкой (рис. 11.12). По рис. 11.12, а проушина выполнена в виде ребра с отверстием; по рис. 11.12, б – в виде сквозного отверстия в крышке.

Люк в верхней части крышки редуктора используют не только для залива масла, но и для контроля правильности зацепления и для внешнего осмотра зубчатых колес, подшипников. Размеры его принимают по возможности большими, форму – прямоугольной, реже круглой.

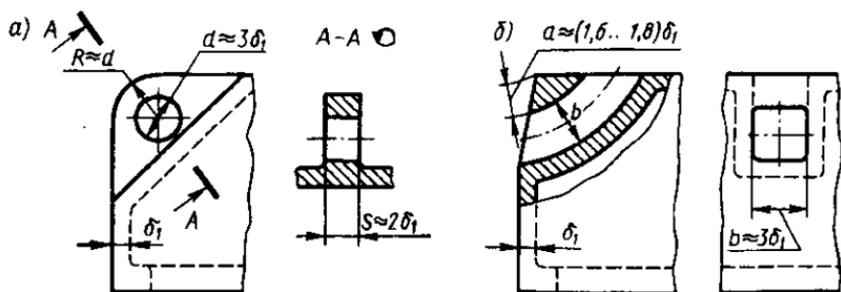


Рис. 11.12

Люк закрывают крышкой. При единичном и мелкосерийном производстве применяют простейшую конструкцию крышки из стального листа (рис. 11.13, а), толщина которого $\delta_k = (0,010 \dots 0,012)L \geq 2$ мм. При средне- и крупносерийном производстве применяют штампованные крышки (рис. 11.13, б). Под крышкой располагают уплотняющую прокладку из прокладочного картона марки А толщиной 1 ... 1,5 мм или технической резины марки МБС толщиной 2 ... 3 мм. Крышки крепят винтами диаметром $d \approx \delta_1$, располагая их на расстоянии $\sim (12 \dots 15)d$.

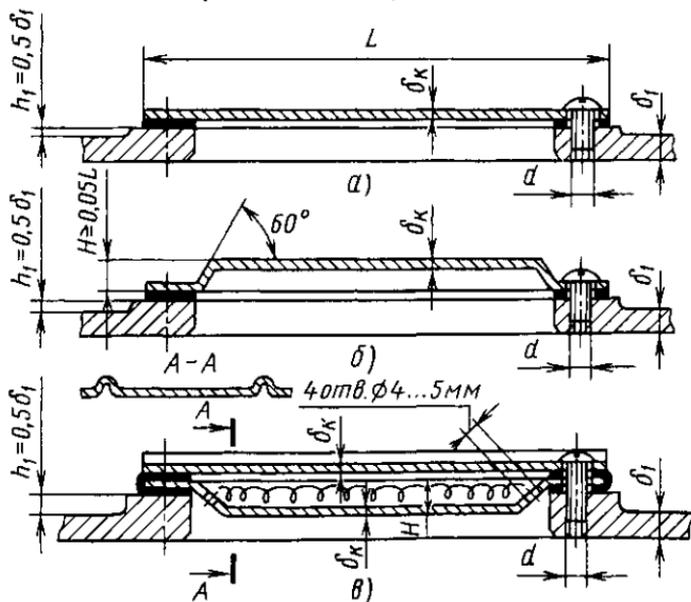


Рис. 11.13

Штампованную крышку можно объединить с отдушиной и фильтром (рис. 11.13, в). В этом случае крышка состоит из верхней плоской пластины, вдоль длинной стороны которой выдавлены два гребня (сечение А-А) для сообщения внутренней полости редуктора с внешней средой. В нижней штампованной части крышки пробиты 2 – 4 отверстия диаметром ~5 мм. Эта часть крышки по периметру окантована привулканизированной резиной. Фильтр, состоящий из тонкой медной проволоки или синтетических нитей, заполняет пространство между верхней и нижней частями крышки.

На рис. 11.14, а, б приведены конструкции литых крышек прямоугольной (а) и круглой (б) формы. Их изготавливают из чугуна, алюминиевого сплава. Аналогична конструкция крышек, прессованных из пластмассы.

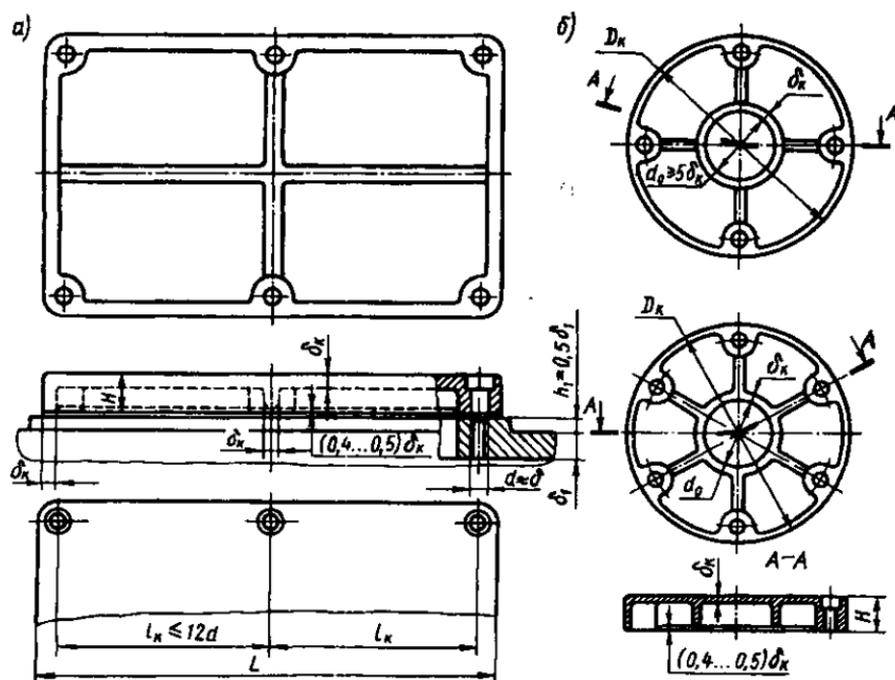


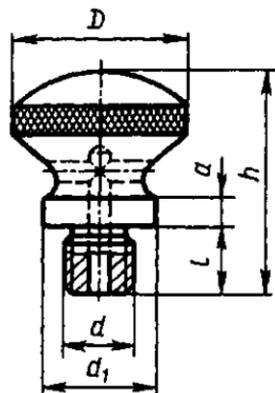
Рис. 11.14

Толщину δ_k стенок и высоту H принимают для крышек:
 чугуновых $-\delta_k = (0,7 \dots 0,8) \delta \geq 6 \text{ мм}; H \geq 0,08L(D_k);$
 из алюминиевого сплава
 и пластмассы $-\delta_k = (0,5 \dots 0,6) \delta \geq 5 \text{ мм}; H \geq 0,05L(D_k),$

где δ – толщина стенки корпуса редуктора (коробки передач).

Толщина δ_k стенок в любом сечении крышки должна быть по возможности одинаковой. Крышки усиливают ребрами жесткости. Чтобы радиальные ребра в круглых крышках не соединялись в общий узел, выполняют кольцевое ребро диаметром $d_0 \geq 5\delta_k$ (рис. 11.14, б). Диаметры d винтов крепления крышек к корпусной детали принимают равными толщине стенки корпуса.

В крышках люков удобно располагать пробковые отдушины (табл. 11.2, размеры в мм).



11.2. Размеры пробковых отдушин

d	d_1	D	h	l	a
M12×1,75	20	32	40	12	5,5
M16×2	25	40	50	16	7,0

Конструктивная форма корпуса цилиндрического редуктора, описанная выше, не является единственно возможной. При необходимости можно создавать и другие конструкции.

11.2. Конические и коническо-цилиндрические редукторы

Отличительной особенностью корпусов указанных редукторов является прилив, в котором размещают комплект вала конической шестерни со стаканом, подшипниками и крышкой. На рис. 11.15 показан корпус коническо-цилиндрического редуктора. Размеры прилива: $D_\phi = D_k + (4 \dots 6)$ мм, где D_k – наружный диаметр крышки подшипника; $D'_\phi = 1,25D + 10$ мм. С целью повышения жесткости прилив связывают ребрами с корпусом и крышкой редуктора. На выходе расточного инструмента, обрабатывающего отверстие под подшипники вала-шестерни, должна быть создана плоскость, перпендикулярная к оси отверстия.

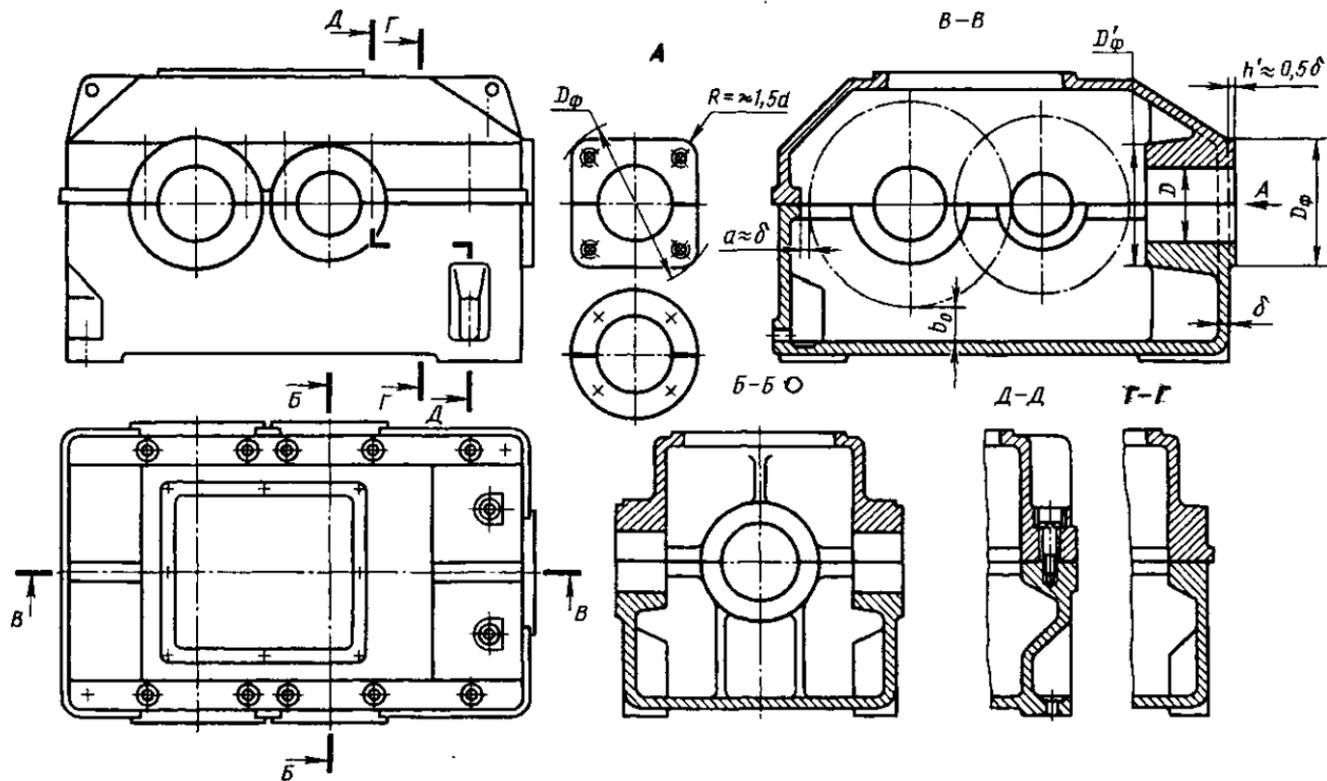


Рис. 11.15

Это предохранит расточной инструмент от поломки. Форма прилива при наблюдении по стрелке *A* может быть круглой или квадратной. Меньший расход металла характеризует квадратную форму пластика. Соответствующую форму придают фланцам стакана и крышке подшипника.

Остальные элементы корпуса коническо-цилиндрического редуктора такие же, как и цилиндрического.

11.3. Червячные редукторы

Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: *неразъемные* (при $a_w \leq 150$ мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке вводят в корпус комплект вала с червячным колесом, и *разъемные* (плоскость разъема располагают по оси вала червячного колеса).

Боковые крышки неразъемных корпусов центрируют по переходной посадке и крепят к корпусу винтами (рис. 11.16). Диаметры винтов принимают при $a_w = 100 \dots 125$ мм $d = 8$ мм; при $a_w \geq 140$ мм $d = 10$ мм. Расстояние между винтами $l_b \approx 10 d$.

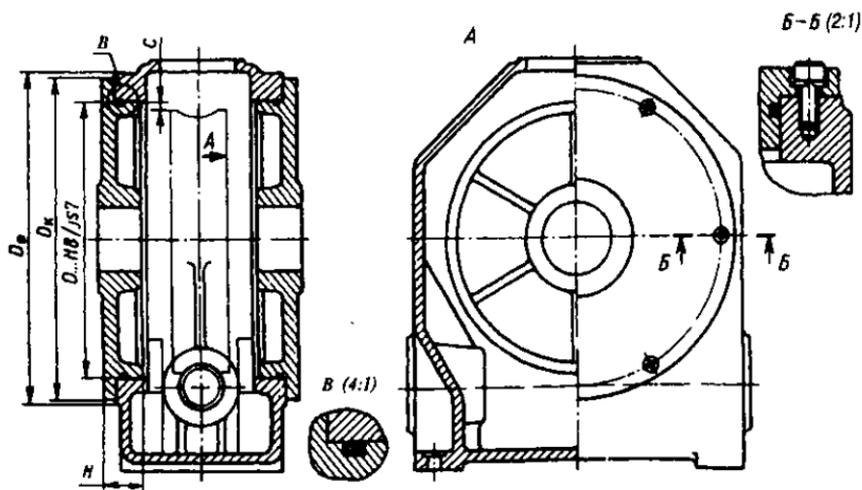
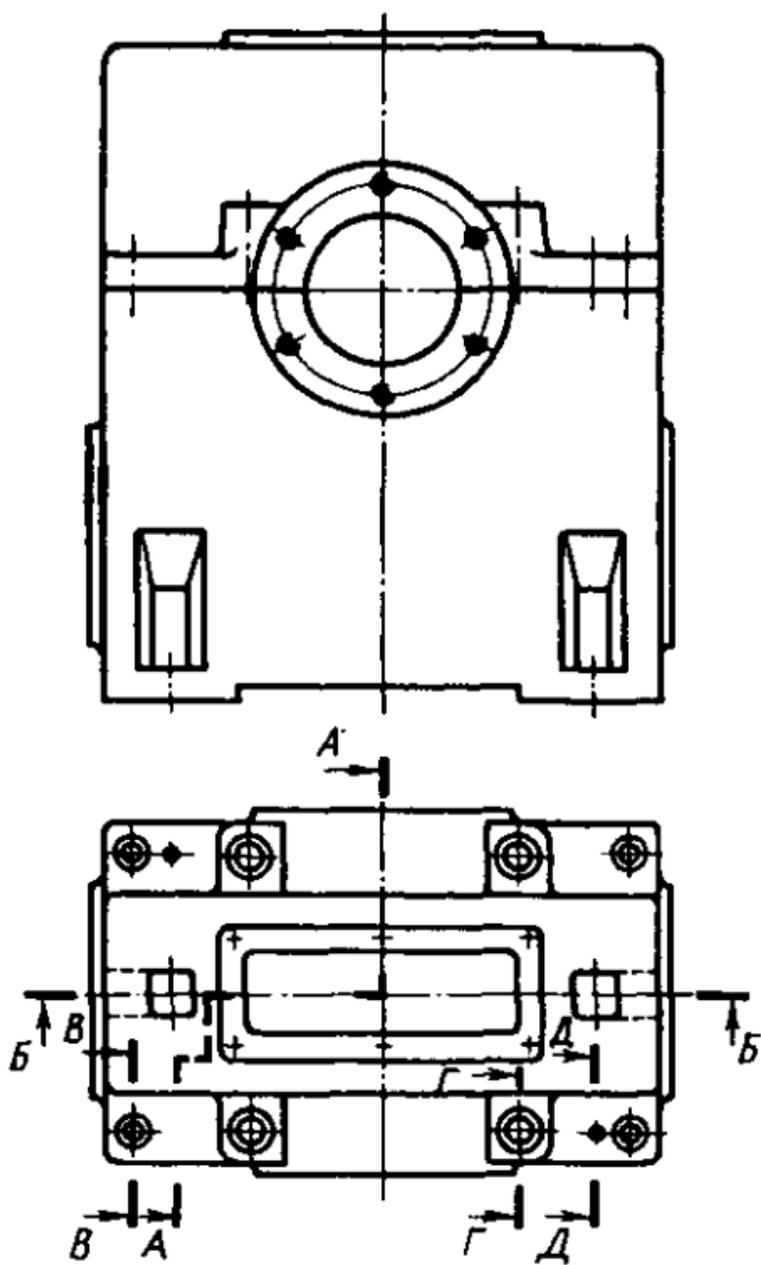
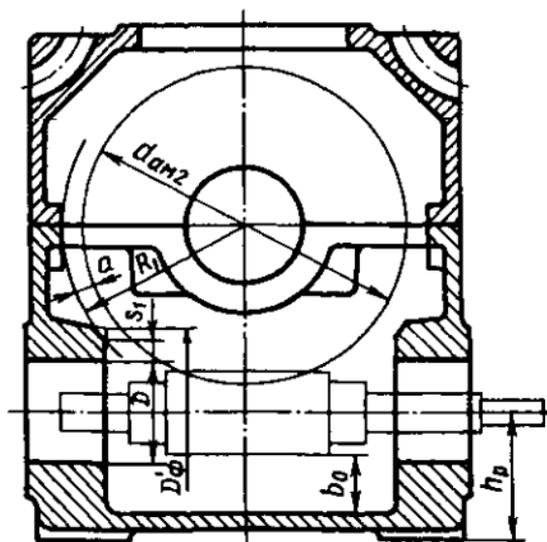
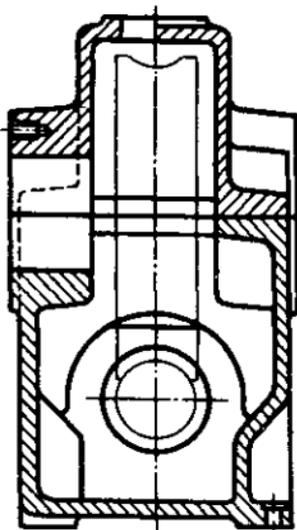


Рис. 11.16



A-A

B-B



Г-Г ○

В-В ○

Д-Д ○

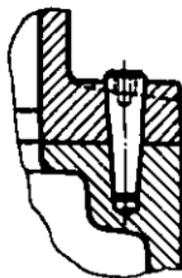
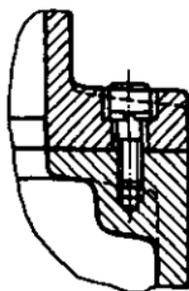
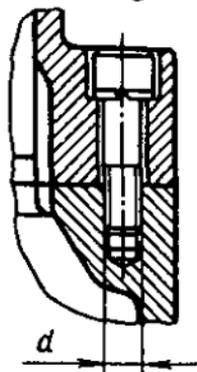


Рис. 11.17

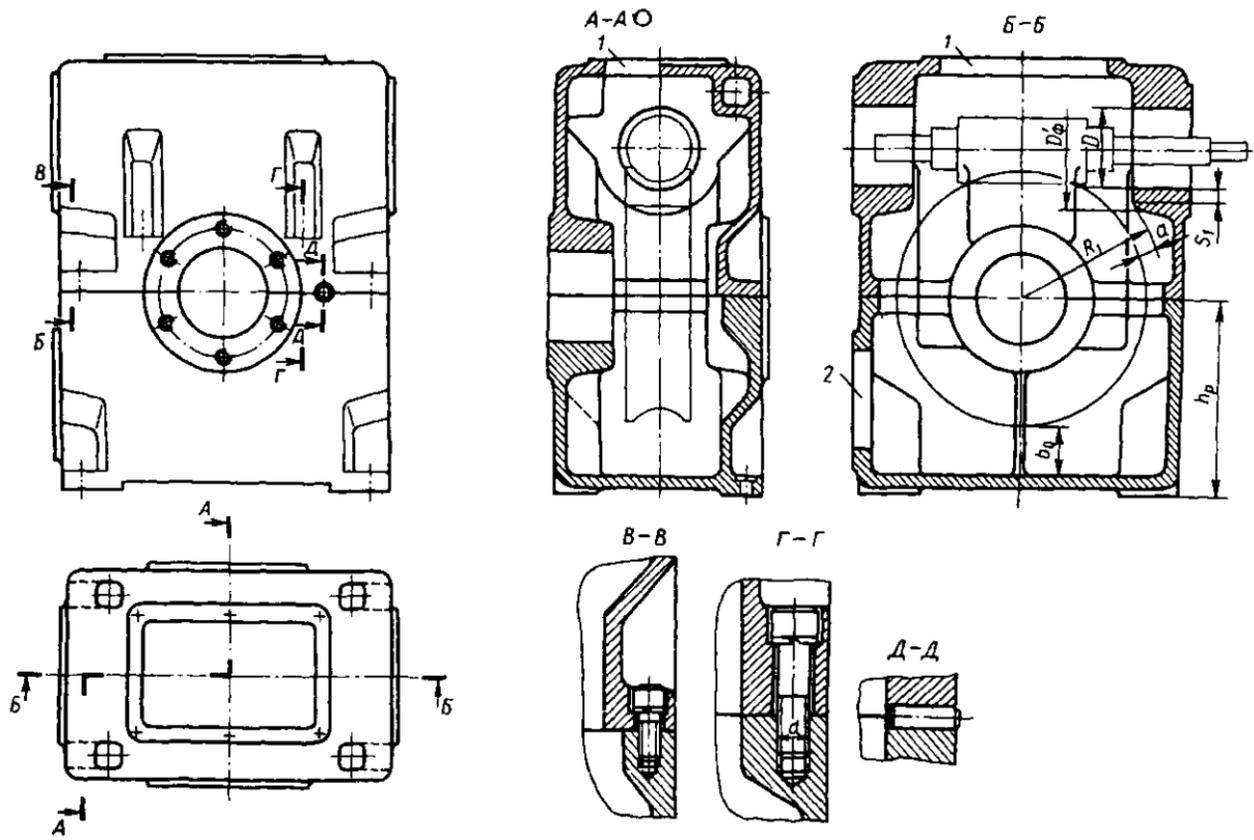


Рис. 11.18

Для удобства сборки диаметр D отверстия окна выполняют на $2C = 2 \dots 5$ мм больше максимального диаметра d_{aM2} колеса. Чтобы добиться необходимой жесткости боковые крышки выполняют высокими $H \geq 0,1 D_k$, с шестью радиально расположенными ребрами; диаметр прилива $D_\phi = D_k + 4 \dots 6$ мм, где $D_k = D + (4 \dots 4,4)d$. Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения (рис. 11.16, выносной элемент B).

На рис. 11.17 и 11.18 показаны примеры конструкций разъемных корпусов червячных редукторов с нижним и верхним расположением червяка. Размеры отдельных элементов корпусных деталей принимают по соотношениям, приведенным для цилиндрических редукторов.

Для увеличения жесткости червяка его опоры насколько возможно сближают. Места расположения приливов определяют прочерчиванием, выдерживая соотношения: $R_1 = 0,5d_{aM2} + a$, $a \approx \delta$; $S_1 \approx 0,1 D$; $D'_\phi = 1,25D + 10$ мм. Если боковые стороны редуктора оказываются достаточно протяженными, то помимо винтов в районе подшипниковых отверстий вала червячного колеса устанавливают дополнительные стяжные винты на фланцах меньшей толщины (рис. 11.17, 11.18 и 11.6). Расстояние между винтами $\approx 10d$.

Для контроля правильности зацепления и расположения пятна контакта, а также для залива масла в крышке корпуса предусматривают люк. При верхнем расположении червяка (рис. 11.18) через люк 1 невозможно наблюдать за зубьями колеса, так как их закрывает червяк. Поэтому в корпусе на узкой боковой стенке делают смотровое окно 2 , через которое наблюдают за расположением пятна контакта на зубьях колеса при регулировании зацепления во время сборки редуктора. После сборки окно закрывают крышкой, в которую может быть вмонтирован маслоуказатель.

Крепление крышки к корпусу при верхнем расположении червяка выполняют винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (или шпильками), установленными в нишах (рис. 11.18).

Расстояние b_0 от поверхности наружного цилиндра червяка (рис. 11.17) или колеса (рис. 11.18) до дна корпуса может быть увеличено, если согласуют размеры h_p в редукторе и в сопряженных узлах (электродвигатель, приводной вал и др.).

11.4. Корпуса планетарных и волновых редукторов

Конструкцию корпуса определяют расположенные в нем детали: в планетарном редукторе – центральные колеса, водило, сателлиты; в волновом – генератор, гибкое и жесткое колеса. Поэтому в поперечном сечении корпус очерчен рядом окружностей.

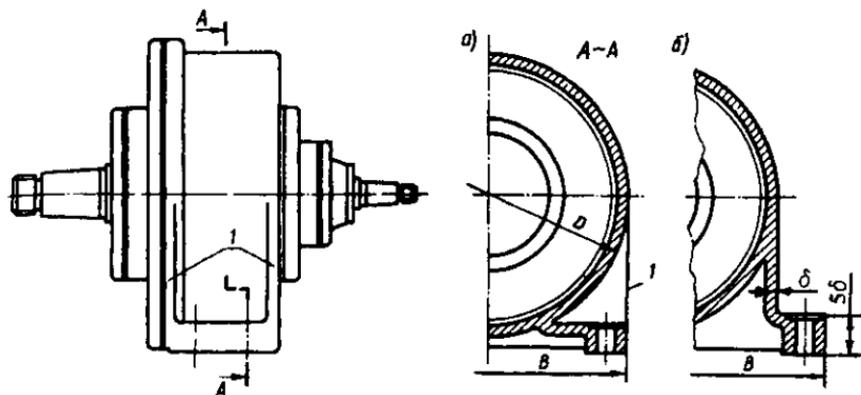


Рис. 11.19

Для крепления корпуса к плите (раме) предусматривают опорные поверхности с отверстиями для винтов. На рис. 11.19, *а*, *б* представлены два возможных исполнения нижней части корпуса. На рис. 11.19, *а* длина B опорной поверхности равна внешнему диаметру D корпуса. Для увеличения прочности опорные лапы усилены ребрами l . На рис. 11.19, *б* длина B больше диаметра D ; опорные лапы выступают за внешний диаметр корпуса; они выполнены более высокими и, следовательно, более прочными, и поэтому в упрочняющих ребрах не нуждаются.

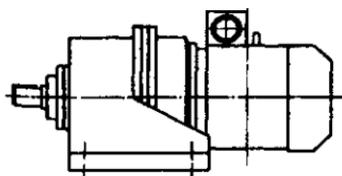


Рис. 11.20

В мотор-редукторах (рис. 11.20) опорную поверхность корпуса увеличивают для уравнивания момента от силы тяжести электродвигателя. Возможно исполнение волнового редуктора с съемными лапами, которые крепят к цилиндрическому корпусу винтами (рис. 10.11).

11.5. Корпуса коробок передач

Корпуса коробок передач не имеют плоскостей разъема по осям валов (рис. 11.21). Это повышает их жесткость, но усложняет сборку

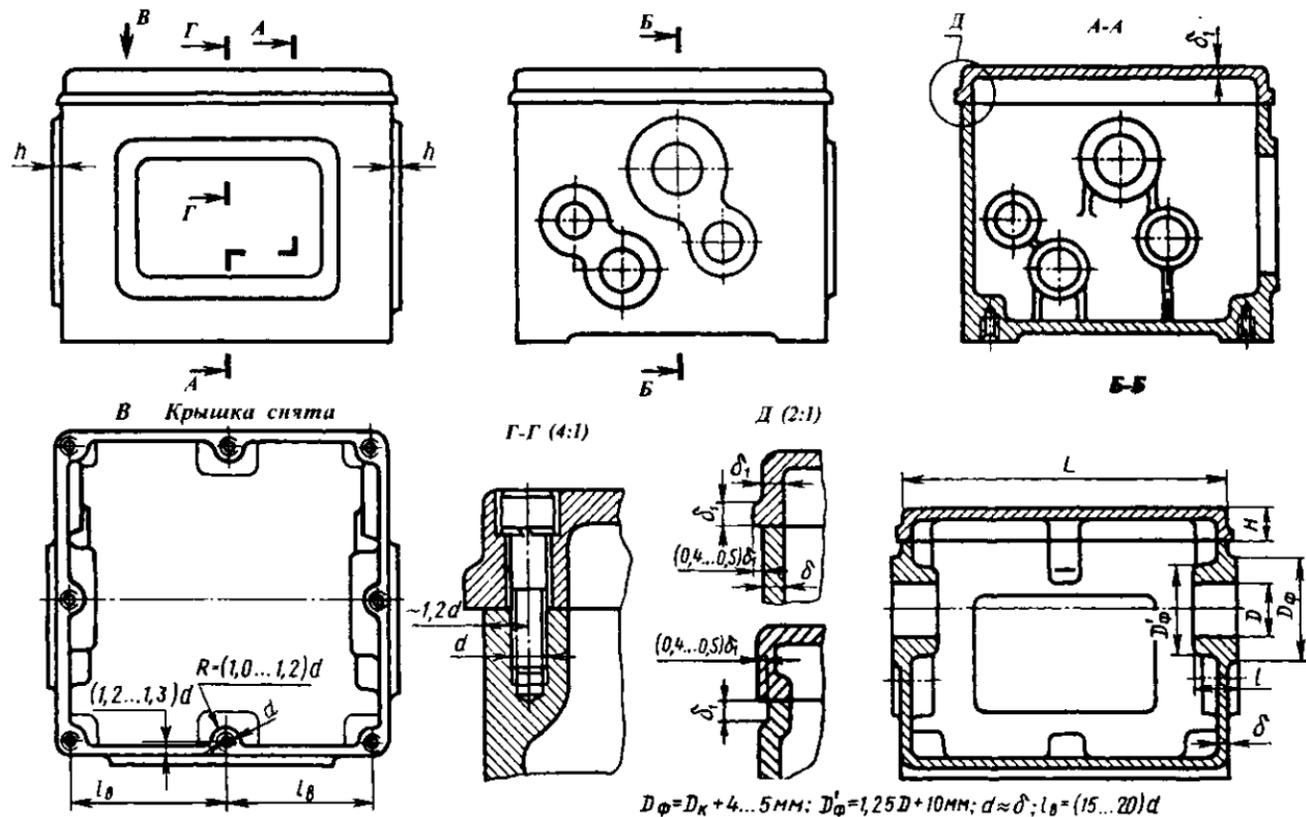


Рис. 11.21

изделия, для выполнения которой необходимо предусматривать дополнительные окна больших размеров. Корпус выполняют чаще всего коробчатого типа прямоугольной формы, с гладкими наружными поверхностями стенок. На этих стенках выступают лишь пластики высотой h для крепления крышек подшипников. Близко расположенные друг к другу пластики иногда объединяют.

Приливы (бобышки) для размещения опор валов направляют внутрь корпуса. Длину l отверстий в приливах определяет конструкция подшипникового узла. Диаметр D_{ϕ} бобышек определяют в зависимости от диаметра фланца D_k крышки подшипника (см. рис. 7.2):
 $D_{\phi} = D_k + 4 \dots 5 \text{ мм.}$

Для крепления коробки передач к раме или плите предусматривают ниши (см. рис. 11.9), расположенные вдоль стенок, параллельных осям валов. Часто коробки передач крепят винтами снизу (см. рис. 11.10).

Корпус коробки передач сверху закрывают крышкой коробчатой формы. Необходимую жесткость крышки достигают выбором высоты $H \geq 0,08L$ и применением ребер. Крышку крепят к корпусу винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ, располагая их в приливах (рис. 11.21, сечение Г–Г).

Несовпадение контуров крышки и корпуса ухудшает внешний вид коробки передач. Поэтому в крышке делают прилив или в корпусе углубление (рис. 11.21, элемент Д), скрадывающие возможное несовпадение контуров деталей и упрощающие съем крышки.

11.6. Оформление мест соединения корпуса с фланцем электродвигателя

Мотор-редуктор представляет собой конструктивно объединенные редуктор (цилиндрический, планетарный, волновой и др.) и электродвигатель в виде *однокорпусного* или *блочного* исполнения. В первом случае редуктор и статор двигателя встраиваемого исполнения размещают в одном корпусе. Во втором – двигатель с насаженной непосредственно на конец вала шестерней крепят на редукторе с помощью фланца; возможно, как вариант, фланцевое крепление двигателя на редукторе и соединение концов валов муфтой.

При конструировании мотор-редукторов *блочного* исполнения для присоединения фланцевого электродвигателя на корпусе кон-

струировать опорный фланец. Соосно с выступающим из корпуса концом вала узла вычерчивают конец вала и фланец электродвигателя, оставляя между торцами валов зазор $2 \dots 3$ мм или больше в зависимости от типа муфты (рис. 11.22, а). После этого к фланцу электродвигателя подводят опорный фланец толщиной S , который соединяют затем с корпусом стенкой толщиной δ_0 , равной толщине δ стенки корпуса редуктора или δ_1 его крышки. Размеры фланца электродвигателя приведены в табл. 19.27.

Толщину опорного фланца принимают $S = (1,4 \dots 2)d$, где d — диаметр винта или шпильки для крепления электродвигателя. При креплении шпильками толщину S принимают равной длине ввинчиваемой части шпильки (см. размер b_1 табл. 19.32).

Способ соединения опорного фланца с корпусом (рис. 11.22, а, б) зависит от соотношения размеров фланцев электродвигателя и корпуса. Иногда для упрощения конструкции корпусной детали электродвигатель крепят не непосредственно к корпусу, а к крышке подшипника, которую конструируют как показано на рис. 11.22, в. Обычно вал электродвигателя соединяют с валом узла *компенсирующей муфтой*. В этом случае центрирующую заточку фланца электродвигателя сопрягают с центрирующим отверстием опорного фланца по посадке $H7/j6$. Соединение валов глухими муфтами (втулочной и др.) *нежелательно*, так как вал узла и вал электродвигателя образуют в этом случае один многоопорный вал (статически неопределимая систе-

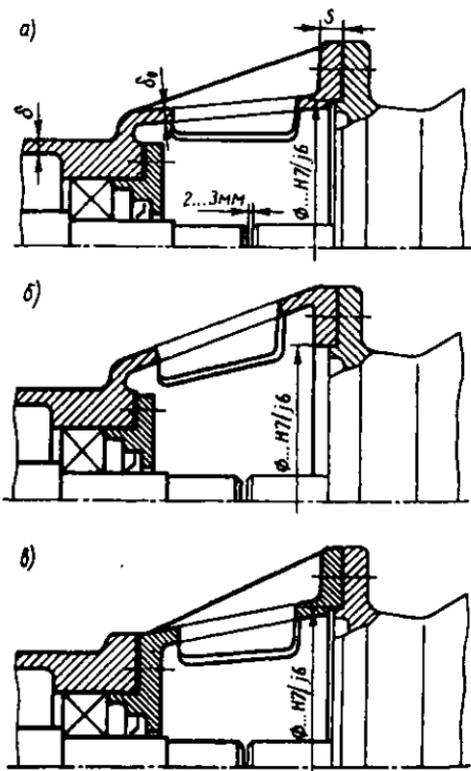


Рис. 11.22

ма); для нормальной работы такого соединения требуется строящаяся соосность валов, которую можно достичь применением очень сложной и дорогой операции ручной пригонки опорного фланца корпуса и точным совмещением осей при сборке.

Иногда диаметр вала узла бывает значительно больше диаметра вала двигателя. Тогда для уменьшения вылета электродвигателя его вал вставляют в отверстие вала узла, как показано на рис. 11.23. В этом случае центрирующую заточку фланца электродвигателя сопрягают с центрирующим отверстием опорного фланца по посадке с зазором ($D9/j6$).

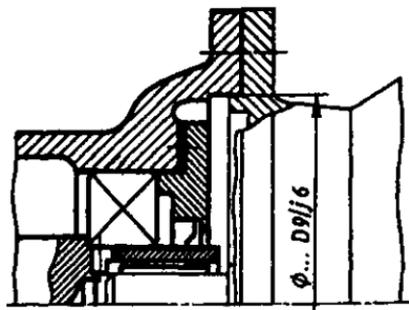


Рис. 11.23

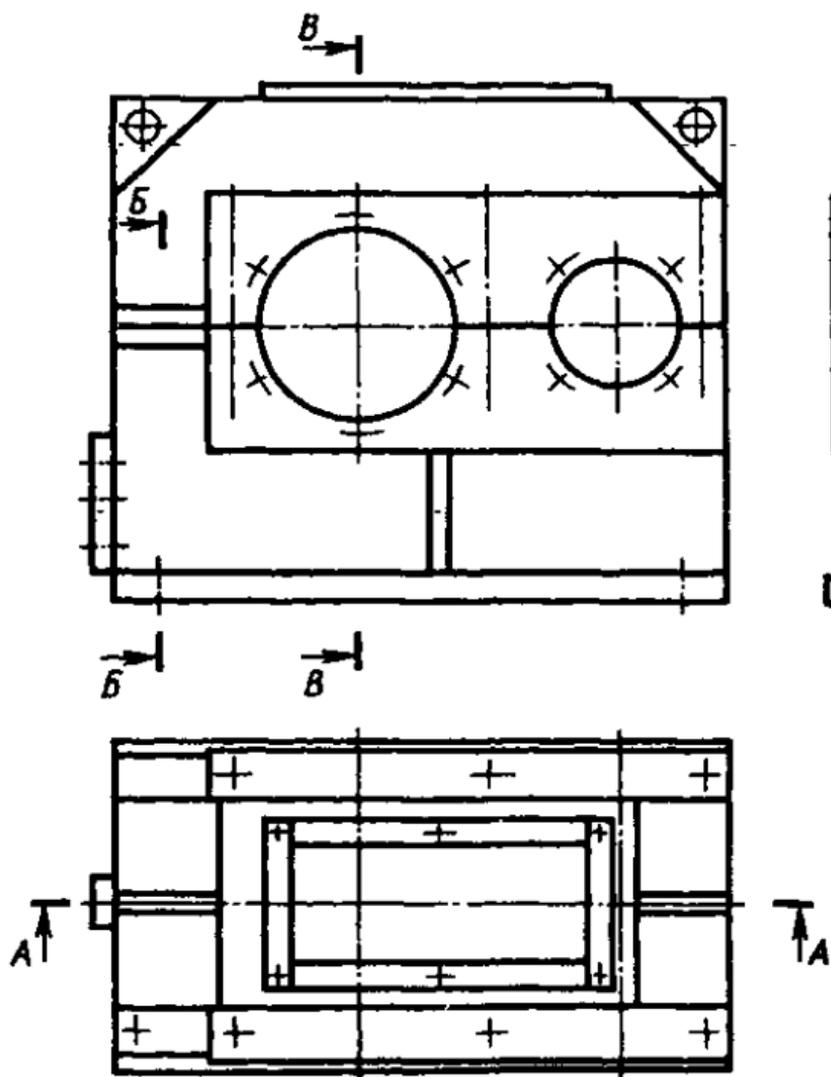
Крепление электродвигателя к корпусу производят шпильками или винтами с гайками. Диаметр шпилек (винтов) определяют по отверстиям во фланце электродвигателя.

11.7. Сварные корпуса

При единичном производстве экономически выгоднее корпусные детали выполнять сварными. Толщину стенок сварного корпуса принимают $\delta_{св} \approx (0,8 \dots 1,0) \delta$, где δ – толщина стенок литого чугунного корпуса (11.1).

Корпус и крышку редуктора сваривают из элементов, изготовленных из проката (лист, полоса, прутки круглого сечения и др.). После сварки корпус и крышку отжигают и иногда правят (рихтуют). Затем производят обработку резанием плоскостей и отверстий детали.

Конструкции сварных корпусов редукторов отличаются большим разнообразием. Возможный вариант конструктивного оформления сварного корпуса цилиндрического одноступенчатого редуктора показан на рис. 11.24. Сварные корпуса редукторов других типов конструируют аналогично. Конструирование отдельных элементов сварного корпуса (подшипниковых гнезд, мест крепления крышки и корпуса, опорных фланцев и др.) подчиняется общим правилам, изложенным в этой главе.



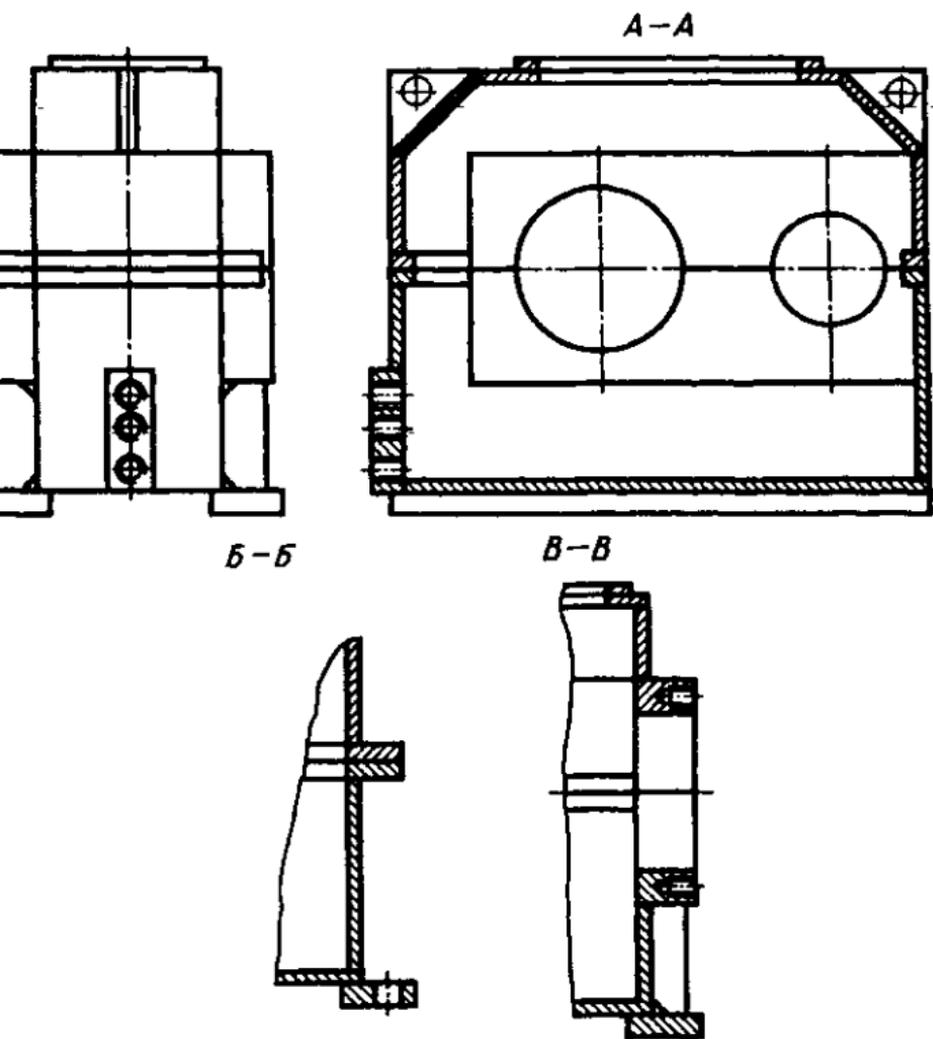


Рис. 11.24

КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

На этапе эскизного проектирования (см. гл. 3) ориентировочно была намечена конструкция валов, определены диаметры отдельных участков. Теперь следует уточнить эти размеры, согласовать их с деталями, устанавливаемыми на вал, учесть вид и расположение опор, конструкцию уплотнения, технологию изготовления.

Перед обработкой конструкции вала должны быть решены такие важные вопросы как способ передачи вращающего момента в соединении вал-ступица (см. гл. 5) и способ крепления деталей на валу от осевого перемещения (см. разд. 4.8).

12.1. Концевые участки валов

Входной и выходной валы редукторов, коробок передач имеют цилиндрические или конические концевые участки для установки полумуфт (шкивов, звездочек).

Цилиндрические концы валов.

Основные размеры d и f определяют по рекомендациям гл. 3. Переходный участок вала между двумя ступенями разных диаметров выполняют галтелью радиуса r , острые кромки притупляют фаской c (рис. 12.1). Размеры r и c (мм) для цилиндрических концов валов принимают по табл. 12.1.

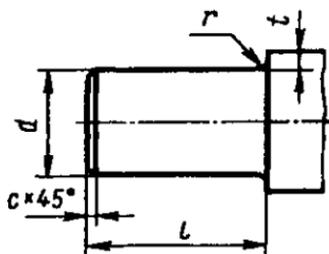


Рис. 12.1

12.1. Размеры r и c для цилиндрических концов валов

d	20, 22, 25, 28	32, 36, 40, 45	50, 55, 60, 70	80, 90, 100
r	1,6	2,0	2,5	3,0
c	1,0	1,6	2,0	2,5

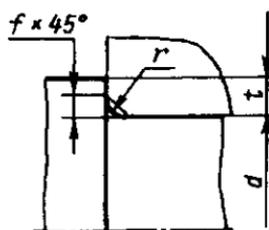


Рис. 12.2

Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, доводят до упора в заплечик высотой t (рис. 12.2). Высота заплечика $t \geq 2f$, где f – размер (мм) фаски детали, который принимают в зависимости от радиуса галтели r (мм) по табл. 12.2.

12.2. Размеры фаски

r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0

В валах, диаметры которых определены из условия жесткости (валы редукторов, коробок передач), а также на концевых участках валов, на которых изгибающие моменты невелики, выполняют канавки для выхода шлифовального круга (рис. 12.3). Размеры (мм) канавки приведены в табл. 12.3.

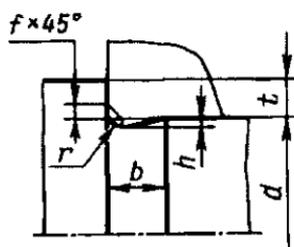


Рис. 12.3

12.3. Размеры канавки для выхода шлифовального круга

d	b	h	r
Св. 10 до 50	3	0,25	1,0
<< 50 << 100	5	0,5	1,6
<< 100	8	0,5	2,0

Соседним с концевым является участок вала для установки подшипника. Поэтому высота t заплечика концевой участка должна быть согласована с посадочным диаметром подшипника. При этом желательно предусмотреть возможность установки подшипника без съема призматической шпонки. Ориентировочно диаметр вала (мм) в месте установки подшипника (рис. 12.4):

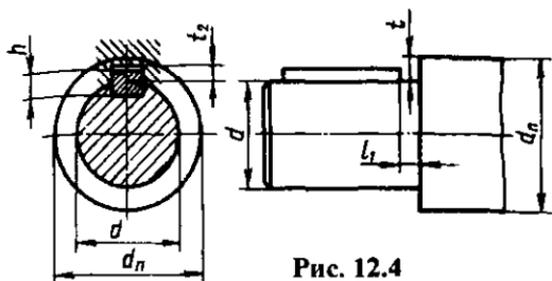


Рис. 12.4

$$d_{\Pi} \geq d + 2t_2 + 1,$$

где t_2 – глубина паза в ступице (см. табл. 19.11).

Полученное значение округляют в большую сторону до ближайшего стандартного для подшипника размера.

Выполнение условия установки подшипника без съема шпонки приводит, как правило, к значительной разности диаметров d_{Π} и d . В тех случаях, когда расстояние l_1 (рис. 12.4, 12.5) больше ширины B внутреннего кольца подшипника,

отличие в размерах d_{Π} и d можно уменьшить за счет обхода шпонки при установке подшипника. Последовательность монтажа подшипника в этом случае показана на рис. 12.5, а, б.

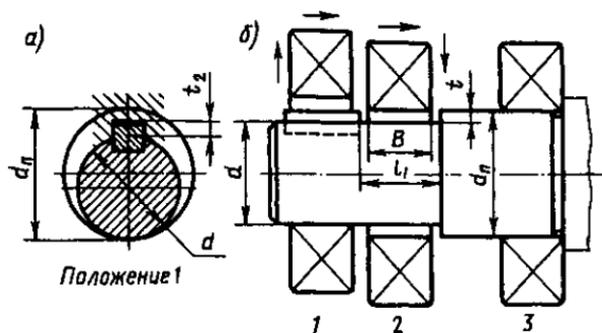


Рис. 12.5

Высоту заплечика получают наименьшей ($t \approx 2f$) при использовании сегментной шпонки, которую перед монтажом подшипника можно вынуть (рис. 12.6).

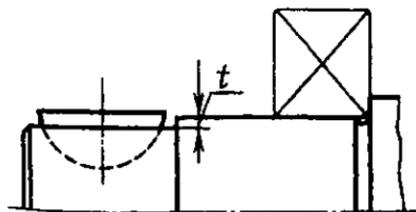


Рис. 12.6

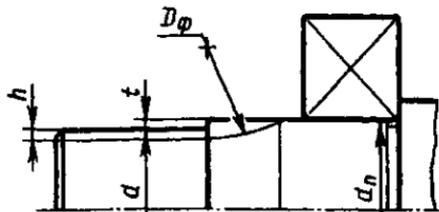


Рис. 12.7

Если на концевом цилиндрическом конце вала нарезают шлицы (рис. 12.7), то высота t заплечика ограничена необходимостью

свободного выхода фрезы: для *прямобоочных шлицев* $t \leq 0,5h$, *эвольвентных* $t \leq 0,25h$, где h – глубина шлица. На этом же рисунке показан выход фрезы, нарезающей шлицы. Диаметры D_Φ шлицевых фрез для прямобоочных шлицев средней серии приведены в табл. 12.4 в зависимости от диаметра d вала (размеры в мм).

12.4. Диаметры D_Φ шлицевых фрез

d	20 ... 22	25 ... 28	32 ... 38	42 ... 48	54 ... 65	72 ... 92
D_Φ	63	70	80	90	100	112

Участок выхода фрезы можно распространять на упорные заплечики (рис. 12.7) и частично на шейку вала для установки подшипника качения.

Конические концы валов изготавливают с конусностью 1:10 двух исполнений: с наружной (тип 1) и с внутренней (тип 2) резьбой. Номинальный диаметр d и длина l предварительно определены по рекомендациям гл. 3. Основные размеры (мм) для конических участков принимают по табл. 12.5.

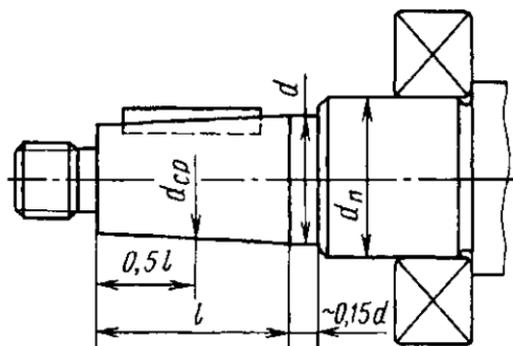
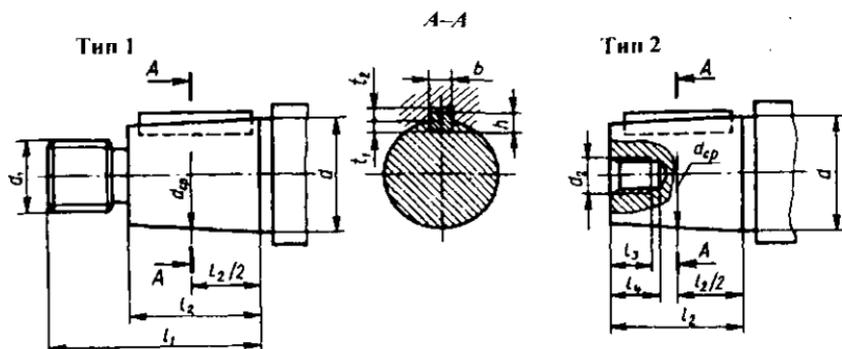


Рис. 12.8

Диаметр вала на участке, соседнем с концевым, определяют так же, как и для цилиндрического, из условия установки подшипника на вал без выема шпонки (рис. 12.8): $d_n \geq d_{cp} + 2t_2 + 1$ мм, где $d_{cp} = d - 0,05l$ и t_2 принимают по табл. 12.5.

Преимущественное распространение приобретает коническая форма концевой участка вала, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и снятия устанавливаемых деталей.

12.5. Концы валов конические (по ГОСТ 12081-72)



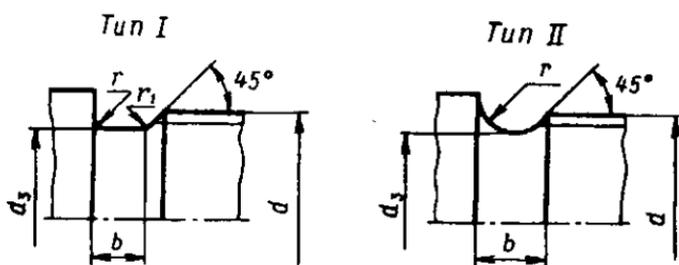
Номинальный диаметр d	Тип 1		A-A				Тип 2					
	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4	
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9	11,3	
22			20,2									
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14	15,7	
28			25,9									
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10	17	19,0	
36			33,1						M12	20	22,3	
40			35,9	10	8			M24×2	M12	20	22,3	
45	110	82	40,9	12	8	5,0	3,3	M30×2	M16	26	28,5	
50			45,9	12	8			M36×3	M16	26	28,5	
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36×3	M20	32	35,0	
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	32	35,0	
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. Размеры l_1 и l_2 приведены для исполнения 1 – длинные конические концы валов.

2. На концах валов типа 1 должны быть гайки по ГОСТ 5915-70 или ГОСТ 5916-70 и стопорные шайбы по ГОСТ 13465-77.

При наличии на концевом цилиндрическом или коническом участке вала наружной метрической резьбы предусматривают проточки по ГОСТ 10549–80 (табл. 12.6, размеры в мм). Основное применение имеют проточки типа I.

12.6. Размеры проточек для выхода резьбообразующего инструмента



Шаг резьбы	Тип I			Тип II		d_3
	b	r	r_1	b	r	
1	3	1	0,5	3,6	2	$d - 1,5$
1,25	4			4,4	2,5	$d - 1,8$
1,5				4,6	2,5	$d - 2,2$
1,75				5,4	3	$d - 2,5$
2	5	1,6	1,0	5,6	3	$d - 3,0$
2,5	6			7,3		$d - 3,5$
3				7,6	4	$d - 4,5$

12.2. Установка деталей на концевых участках валов

Цилиндрические концевые участки. Способы осевого фиксирования на цилиндрическом конце вала при относительно длинном отверстии ($l_{от}/d \geq 0,7$) показаны на рис. 12.9, $a - e$. На рис. 12.9, a деталь фиксируют установочным винтом 1, застопоренным пружинным кольцом 2. Применяют установочные винты с коническим и цилиндрическим концом (см. табл. 19.36). Форма отверстий и глубина засверловки приведены в табл. 19.35.

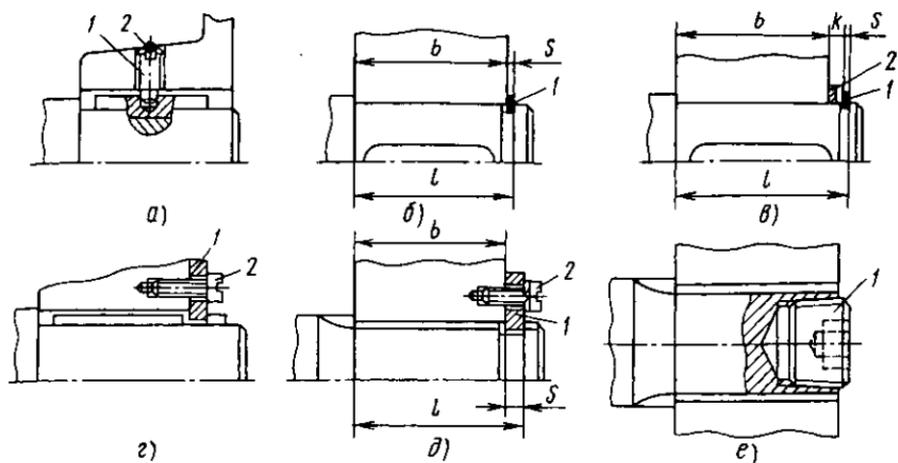


Рис. 12.9

На рис. 12.9, б деталь фиксируют на валу *плоским пружинным кольцом 1* (см. табл. 19.14). Вследствие погрешностей размеров l , b и S между торцами кольца 1 и детали может быть зазор. Если такой зазор нежелателен, то ставят компенсаторное кольцо 2 (рис. 12.9, в), толщину k которого подбирают или получают подшлифовкой торцов по результатам измерений при сборке.

Деталь на рис. 12.9, г фиксирует *шайба 1*, входящая в паз, выполненный в шпонке. Шайбу крепят винтом 2 к торцу детали. Шпонка в этом случае должна быть точно пригнана по длине паза.

Детали, устанавливаемые на шлицевой конец вала, можно фиксировать способами, представленными на рис. 12.9, а – в. Кроме того, используют фиксацию *шлицевым кольцом 1* (рис. 12.9, д). При сборке шлицевое кольцо перемещают вдоль вала, доводят до канавки, поворачивают на половину углового шага шлицев и крепят одним-двумя винтами 2 к торцу детали. Толщину S кольца подбирают или подшлифовывают по результатам измерений при сборке.

При завинчивании *конической пробки 1* (рис. 12.9, е) деформируют шлицевый конец вала, увеличивая его диаметр, и надежно фиксируют деталь от осевых смещений.

При относительно коротком отверстии ($l_{ст}/d < 0,7$) детали, устанавливаемые на гладкий или шлицевый цилиндрический конец вала, поджимают круглой шлицевой гайкой 1 к торцу заплечика вала (рис. 12.10, а). Гайку от самопроизвольного отвинчивания

стопорят многолапчатой шайбой 2. Размеры гаек и шайб приведены в табл. 19.4, 19.5. На резьбовом участке выполняют паз под язычок стопорной шайбы (см. табл. 19.6). Для выхода резьбонарезного инструмента на валу предусматривают проточку (см. табл. 12.6).

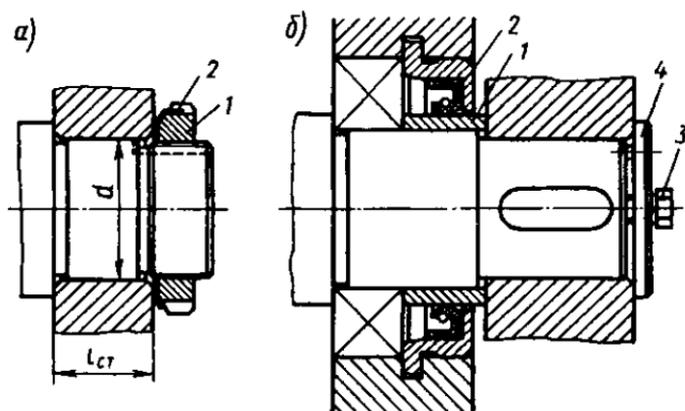


Рис. 12.10

Часто между подшипником и деталью ставят распорную втулку 1 (рис. 12.10, б), которую охватывает манжетное уплотнение 2. Во избежание проворачивания втулки относительно вала деталь обязательно поджимают к торцу втулки, например, болтом 3 через концевую шайбу 4. Размеры концевых шайб, болтов и штифтов для их фиксации приведены в табл. 19.7. Осевое поджатие по варианту конструкции, показанному на рис. 12.10, б, можно осуществлять и круглой шлицевой гайкой по типу рис. 12.10, а.

Конические концевые участки. Установку детали на конический конец вала выполняют с обязательным приложением осевой силы, например, с помощью болта 1 через концевую шайбу 2 (рис. 12.11, а). Стопорная шайба 3 фиксирует болт относительно шайбы 2, а цилиндрический штифт 4 фиксирует шайбу 2 относительно вала. Размеры концевых шайб, болтов и штифтов приведены в табл. 19.7.

Надежно крепление детали гайкой 1 (рис. 12.11, б). Круглую шлицевую гайку после затяжки стопорят многолапчатой шайбой 3. Размеры гаек, шайб и паза под язычок стопорной шайбы приведены в табл. 19.4 – 19.6. Для выхода резьбонарезного инструмента на валу предусматривают проточку (см. табл. 12.6).

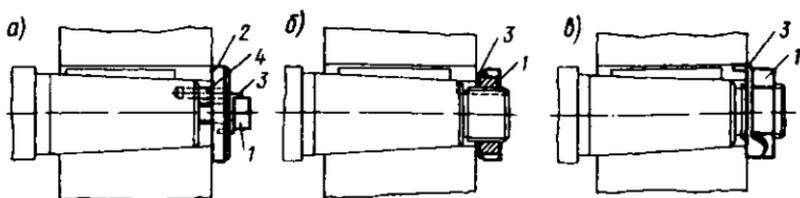


Рис. 12.11

Наибольшей силой поджима характеризуется конструкция по рис. 12.11, в, которую применяют при тяжелом реверсивном режиме работы. Шестигранную гайку 1 стопорят шайбой 3, одну лапку которой отгибают в шпоночный паз, а другую – на грань гайки. Применяют гайки шестигранные по ГОСТ 5915–70 или ГОСТ 5916–70 (табл. 12.7, размеры в мм).

12.7. Гайки шестигранные класса точности В

ГОСТ 5915-70

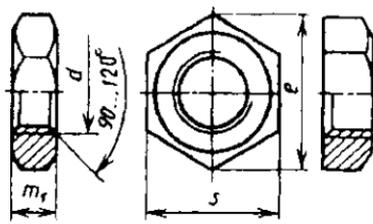
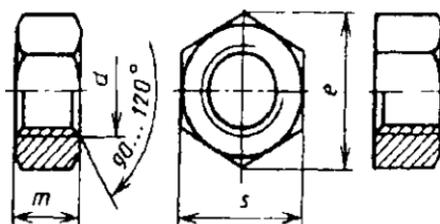
ГОСТ 5916-70

Исполнение 1

Исполнение 2

Исполнение 1

Исполнение 2



Резьба d	12×1,25	16×1,5	20×1,5	24×2	30×2	36×3	42×3	48×3
S	19	24	30	36	46	55	65	75
m	10	13	16	19	24	29	34	38
m ₁	6	8	10	12	15	18	21	24
e	20,9	26,2	33,0	39,6	50,9	60,8	71,3	82,6

12.3. Конструкции валов

Входные (быстроходные) валы. Входные валы имеют концевые участки, участки для установки подшипников и участки, на которых нарезают зубья шестерен цилиндрических или конических

зубчатых передач (конструкции валов-червяков см. разд. 4.7). Конструирование концевых участков и определение диаметров валов в местах установки подшипников рассмотрено выше (см. разд. 12.1).

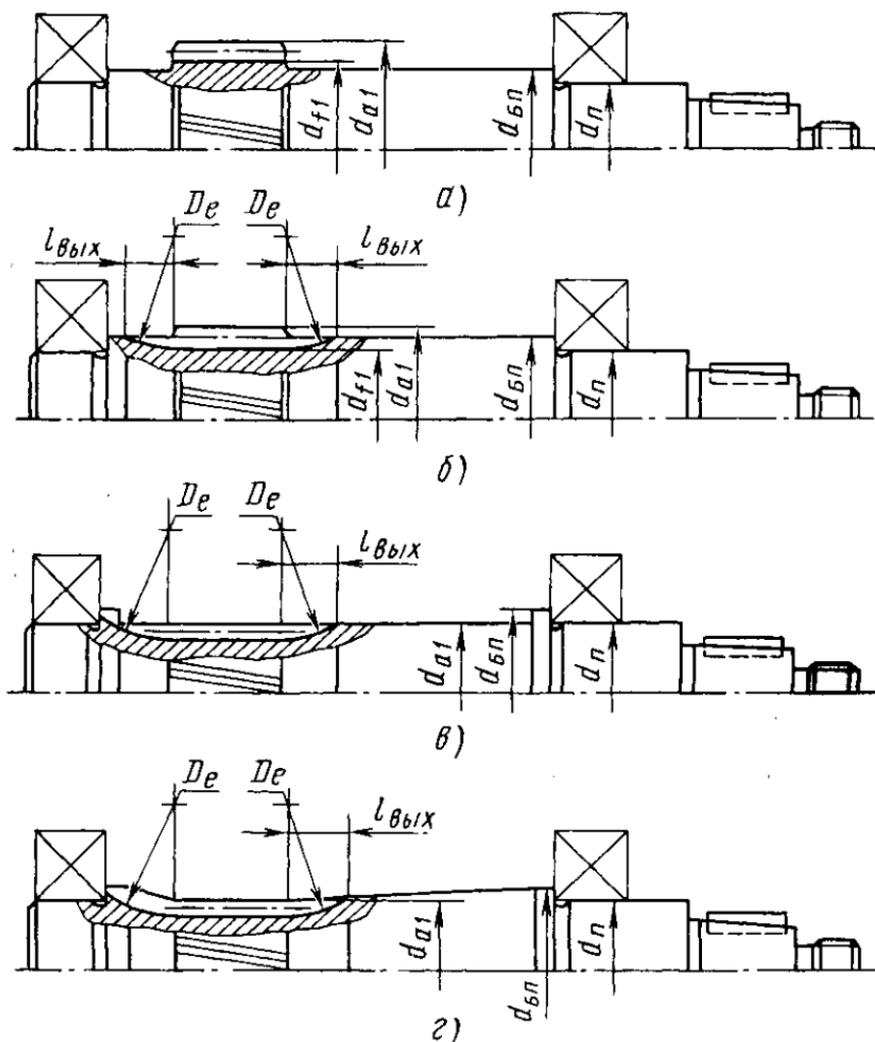


Рис. 12.12

На входном валу цилиндрической передачи зубья шестерен нарезают на среднем участке. Диаметр его определен чаще всего размером d_{6n} , значение которого находят из условия надежного

контакта торцов заплечика и внутреннего кольца подшипника (см. рис. 3.1, 3.2). Конструкция вала на среднем участке зависит от передаточного числа и значения межосевого расстояния передачи. При небольших передаточных числах и относительно большом межосевом расстоянии диаметр d_l окружности впадин шестерни больше диаметра $d_{БП}$ вала (рис. 12.12, а). При больших передаточных числах и малом межосевом расстоянии $d_l < d_{БП}$, тогда конструкцию вала выполняют по одному из вариантов рис. 12.12, б – г, предусматривая участки для выхода фрезы, нарезающей зубья. Диаметр D_c фрезы принимают по табл. 4.4 (стр. 94) в зависимости от модуля m . Длину $l_{\text{вых}}$ определяют графически.

Если наружный диаметр d_{a1} шестерни оказывается меньше диаметра $d_{БП}$, то обтачивают или весь вал в средней части по наружному диаметру шестерни (рис. 12.12, в), или между нарезанной частью и торцом вала выполняют конические переходные участки (рис. 12.12, г). Последний вариант несколько сложнее в изготовлении, но жесткость вала получается выше в сравнении с вариантом по рис. 12.12, в.

Участок выхода фрезы можно распространять на торец вала, по которому базируют подшипник качения (рис. 12.12, в, г).

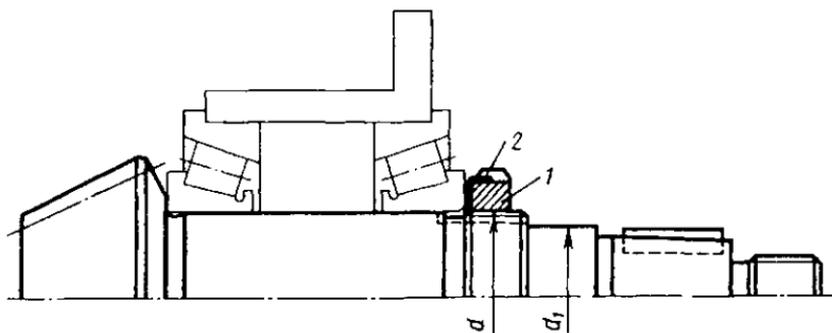


Рис. 12.13

Конструкцию входного вала конической передачи чаще всего выполняют по рис. 12.13, располагая шестерню консольно относительно подшипниковых опор. Регулирование подшипников проводят перемещением по валу правого по рис. 12.13 подшипника с помощью круглой шлицевой гайки 1. После регулирования гайку стопорят многолапчатой шайбой 2. Размеры проточки на валу для

выхода резбонарезного инструмента принимают по табл. 12.6, паза под язычок стопорной шайбы, а также наибольший допустимый размер d_1 — по табл. 19.6. Другие конструкции входных валов конических зубчатых передач представлены на рис. 14.4, 14.5.

Промежуточные валы. Промежуточные валы не имеют концевых участков. На рис. 12.14 показан промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора. На самом валу нарезаны зубья шестерни тихоходной ступени. Рядом расположено зубчатое колесо быстроходной ступени. Диаметры $d_{БП}$ и $d_{БК}$ определяют по рекомендациям гл. 3 (см. рис. 3.1, 3.2). В зависимости от размеров шестерни конструкцию выполняют или по рис. 12.14, а, ($d_{П1} \geq d_{БК}$), или по рис. 12.14, б ($d_{П1} < d_{БК}$). Допустимо участок выхода фрезы (D_e по табл. 4.4 стр. 94) распространять на торцы вала, контактирующие с колесом или внутренним кольцом подшипника (рис. 12.14, б).

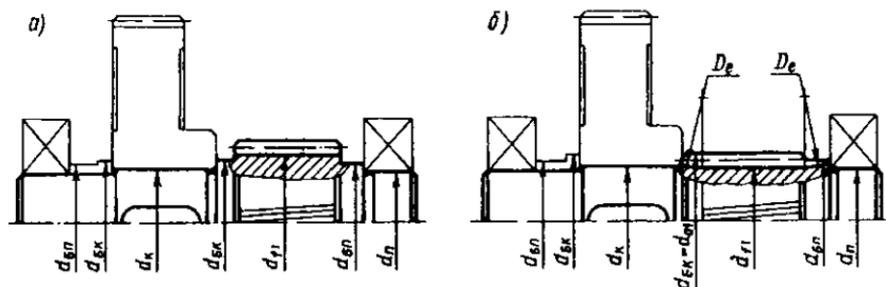


Рис. 12.14

Между подшипником и колесом на том же диаметре, что и подшипник, располагают дистанционное кольцо. Диаметральные размеры кольца определяют из условия контакта его торцов с колесом и с внутренним кольцом подшипника. Поэтому кольцо имеет чаще всего Г-образное сечение.

Выходные (тихоходные) валы. Выходные валы имеют концевой участок (см. разд. 12.1). В средней части вала между подшипниковыми опорами размещают зубчатое колесо. Наиболее простая конструкция вала показана на рис. 12.15. В сопряжении колеса с валом использована посадка с большим натягом. Подшипники установлены до упора в заплечики вала. Иногда между подшипниками и колесом располагают дистанционные втулки

(рис. 12.16). В этом случае вал может быть гладким, одного номинального диаметра, разные участки которого выполняют с различными отклонениями для обеспечения нужного характера сопряжения с устанавливаемыми деталями.

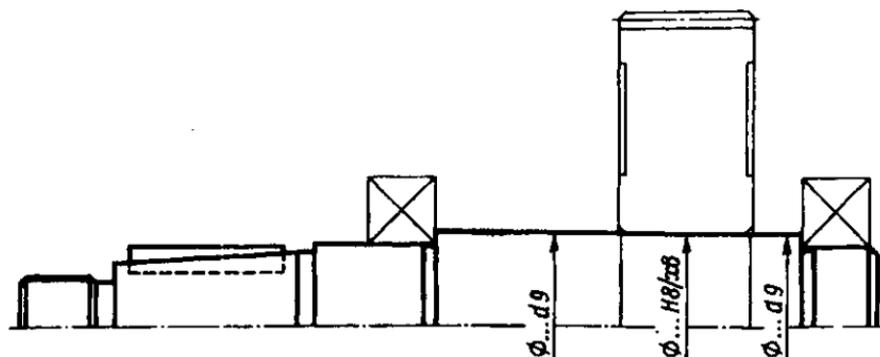


Рис. 12.15

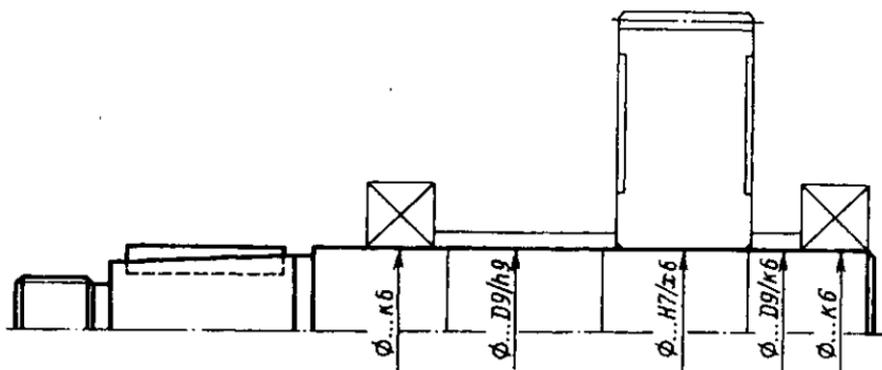


Рис. 12.16

Валы следует конструировать по возможности гладкими, с минимальным числом уступов (рис. 12.15, 12.16). В этом случае достигают существенного сокращения расхода металла на изготовление вала, что особенно важно в условиях крупносерийного производства. Сборку колеса с гладким валом выполняют в сборочном приспособлении, определяющем осевое положение колеса. В индивидуальном и мелкосерийном производстве валы можно снабдить заплечиками для упора колес (рис. 12.17).

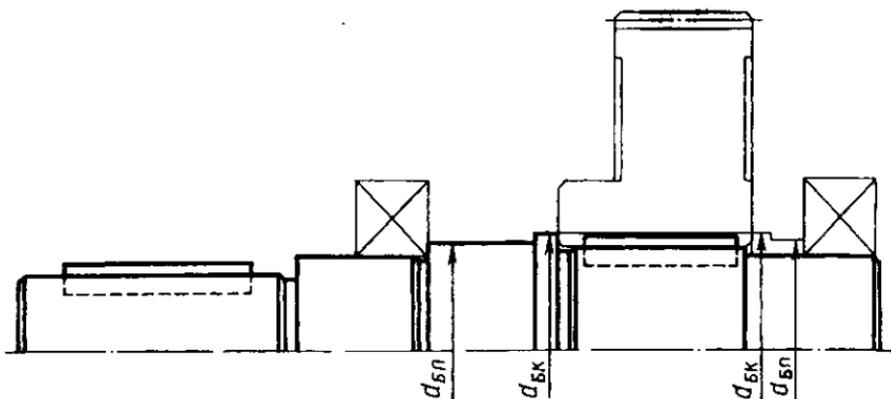


Рис. 12.17

Для повышения технологичности конструкции радиусы галтелей, размеры фасок и канавок для выхода инструмента на одном валу желательнo принимать одинаковыми. 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 (рис. 12.17).

12.4. Расчеты валов на прочность

После определения диаметров и длин участков вала, а также его конструктивных элементов производят расчет вала на прочность.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач. Силы на валы передают через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, звездочки, шкивы, полумуфты. При расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины. Под действием постоянных по значению и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу.

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали (табл. 12.8). Для большинства валов применяют термически обрабатываемые среднеуглеродистые и легированные стали марок 45, 40Х; для высоконапряженных валов ответственных машин – легированные стали марок 40ХН, 20Х, 12ХНЗА.

12.8. Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ(не менее)	Механические характеристики, Н/мм ²					Кoeffициент Ψ_t
			σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200	0,09
	≤ 80	270	900	650	390	410	230	0,10
40X	≤ 200	240	790	640	380	370	210	0,09
	≤ 120	270	900	750	450	410	240	0,10
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,10
20X	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07
12XНЗА	≤ 120	260	950	700	490	430	240	0,10
18XГТ	≤ 60	330	1150	950	660	500	280	0,12

Выполняют расчеты валов *на статическую прочность и на сопротивление усталости*. Расчет проводят в такой последовательности: по чертежу сборочной единицы вала *составляют расчетную схему*, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной X и вертикальной Y). Затем *определяют реакции опор* в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях *строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y , отдельно эпюру крутящего момента M_k* . *Предположительно устанавливают опасные сечения*, исходя из эпюр моментов, размеров сечений вала и концентраторов напряжений (обычно сечения, в которых приложены внешние силы, моменты, реакции опор или места изменений сечения вала, нагруженные моментами). *Проверяют прочность вала в опасных сечениях*.

Расчет на статическую прочность. Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства).

Величина перегрузки зависит от конструкции передачи (привода). Так, при наличии предохранительной муфты величину перегрузки определяет момент, при котором эта муфта срабатывает. При отсутствии предохранительной муфты возможную перегрузку условно принимают равной перегрузке при пуске приводного электродвигателя.

В расчете используют коэффициент перегрузки $K_n = T_{\max} / T$, где T_{\max} – максимальный кратковременно действующий вращающий момент (момент перегрузки); T – номинальный (расчетный) вращающий момент. Для асинхронных электродвигателей $K_n = 2,2 \dots 2,9$ (см. табл. 19.28).

В расчете определяют нормальные σ и касательные τ напряжения в рассматриваемом сечении вала при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = 10^3 M_{\max} / W + F_{\max} / A; \quad \tau = 10^3 M_{\kappa \max} / W_{\kappa},$$

где $M_{\max} = K_n \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – суммарный изгибающий момент, Н·м;

$M_{\kappa \max} = T_{\max} = K_n T$ – крутящий момент, Н·м; $F_{\max} = K_n F$ – осевая сила, Н; W и W_{κ} – моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение, мм³; A – площадь поперечного сечения, мм².

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям (пределы текучести σ_T и τ_T материала см. табл. 12.8):

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma; \quad S_{T\tau} = \tau_T / \tau;$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$S_T = S_{T\sigma} S_{T\tau} / \sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}.$$

Статическую прочность считают обеспеченной, если $S_T \geq [S_T]$, где $[S_T] = 1,3 \dots 2$ – минимально допустимое значение общего коэффициента запаса по текучести (назначают в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля).

Моменты сопротивления W при изгибе, W_{κ} при кручении и *площадь A* вычисляют по нетто-сечению:

для сплошного круглого сечения диаметром D

$$W = \pi D^3/32; \quad W_k = \pi D^3/16; \quad A = \pi D^2/4;$$

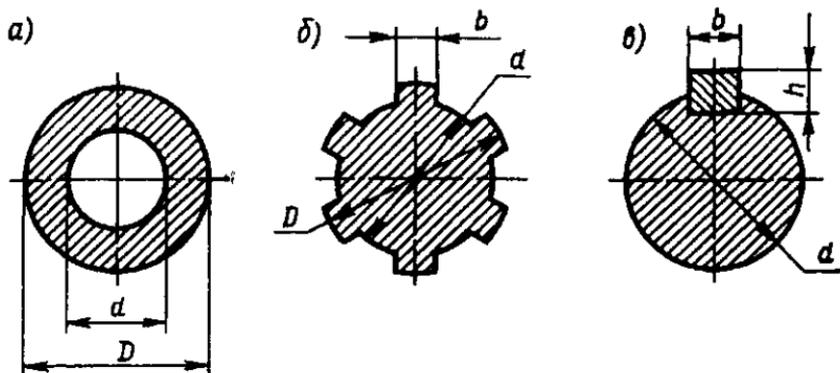


Рис. 12.18

для полого круглого сечения (рис. 12.18, а)

$$W = \xi_w \pi D^3/32; \quad W_k = \xi_w \pi D^3/16; \quad A = \pi (D^2 - d^2)/4,$$

где $\xi_w = 1 - (d/D)^4$ – коэффициент пересчета:

d/D	0,4	0,42	0,45	0,48	0,5	0,53	0,56	0,6	0,63	0,67	0,71
ξ_w	0,974	0,969	0,959	0,947	0,938	0,921	0,901	0,87	0,842	0,8	0,747

для вала с прямобочными шлицами (рис. 12.18, б)

$$W = [\pi d^4 + bz (D - d) (D + d)^2] / (32D); \quad W_k = 2W;$$

$$A = \pi d^2 / 4 + bz(D - d) / 2;$$

для вала с эвольвентными шлицами и для вала-шестерни в сечении по зубьям геометрические характеристики приведены в табл. 12.9, 12.10;

для вала с одним шпоночным пазом (рис. 12.18, в)

$$W = \pi d^3 / 32 - bh (2d - h)^2 / (16d); \quad W_k = \pi d^3 / 16 - bh (2d - h)^2 / (16d);$$

$$A = \pi d^2 / 4 - bh / 2;$$

12.9. Геометрические характеристики сечений вала-шестерни и сечений вала с эвольвентными шлицами

Геометрические характеристики	Формулы
Момент инерции при расчетах на жесткость (осевой)	$J = \pi(\delta_J d^4 - d_0^4) / 64,$ <p>где δ_J принимают по рис. 12.19, а в зависимости от коэффициента x смещения и числа z зубьев; d – диаметр делительной окружности, d_0 – диаметр центрального отверстия</p>
Момент сопротивления при расчете: на изгиб на кручение	$W = 2J/d_a,$ <p>где d_a – диаметр вершин зубьев; $W_k = 2W$</p>
Площадь сечения при расчете на растяжение (сжатие)	$A = \pi(\delta_s d^2 - d_0^2) / 4,$ <p>где δ_s принимают по рис. 12.19, б в зависимости от коэффициента x смещения и числа z зубьев</p>

Примечания: 1. Для косозубых валов-шестерен расчет по приведенным формулам идет в запас прочности.

2. Б – блокирующая линия из условия отсутствия подрезания зубьев (рис. 12.19).

Значения моментов сопротивления приведены: для сечений с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033–80 – в табл. 12.10; с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139–80 – в табл. 12.11; с пазом для призматической шпонки по ГОСТ 23360–78 – в табл. 12.12.

12.10. Значения моментов сопротивления W для сечений вала с эвольвентными шлицами

D , мм	$m = 1,25$ мм		$m = 2$ мм		$m = 3$ мм		$m = 5$ мм	
	z	W , мм ³	z	W , мм ³	z	W , мм ³	z	W , мм ³
20	14	579						
22	16	848						
25	18	1201						
28	21	1864	12	1696				
30	22	2161	13	2138				
32	24	2782	14	2693				
35	26	3532	16	3292				
38	29	4814	18	4349				
40	30	5389	18	5042				
42	32	6594	20	5966				
45	34	7804	21	7633	13	6985		
50	38	10850	24	10315	15	9836		
55			26	13940	17	12570		
60			28	18300	18	16610		
65			32	23540	20	21550		
70			34	29720	22	27360		
75			36	36850	24	34100		
80			38	45000	25	41870	14	39715
85					27	50780	15	45260
90					28	60760	16	54570
95					30	72140	18	65290
100					32	84810	18	76880

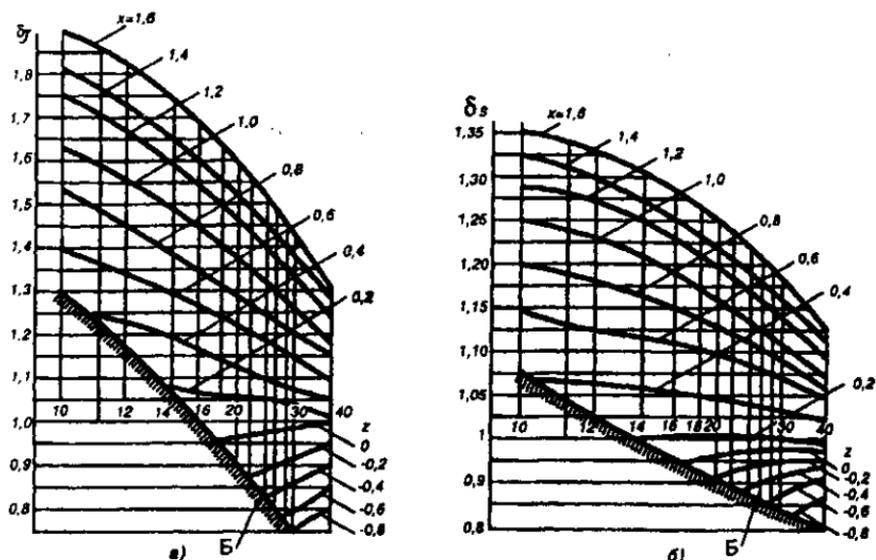


Рис. 12.19

12.11. Значения моментов сопротивления W для сечений вала с прямоугольными шлицами

d, мм	Серия											
	легкая				средняя				тяжелая			
	D, мм	b, мм	z	W, мм ³	D, мм	b, мм	z	W, мм ³	D, мм	b, мм	z	W, мм ³
18	—	—	—	—	22	4	6	741	23	2,5	10	790
21	—	—	—	—	25	5	6	1081	26	3	10	1131
23	26	6	6	1367	28	6	6	1502	29	4	10	1650
26	30	6	6	1966	32	6	6	2100	32	4	10	2190
28	32	7	6	2480	34	7	6	2660	35	4	10	2720
32	36	6	8	3630	38	6	8	3870	40	5	10	4190
36	40	7	8	5130	42	7	8	5660	45	5	10	5710
42	46	8	8	8000	48	8	8	8410	52	6	10	8220
46	50	9	8	10460	54	9	8	11500	56	7	10	11900
52	58	10	8	15540	60	10	8	16130	60	5	16	16120
56	62	10	8	18940	65	10	8	19900	65	5	16	19900
62	68	12	8	25800	72	12	8	27600	72	6	16	27600
72	78	12	10	40300	82	12	10	43000	82	7	16	42300
82	88	12	10	57800	92	12	10	60500	92	6	20	60560

12.12. Значения моментов сопротивления W и W_k для сечений вала с пазом для призматической шпонки

d , мм	$b \times h$, мм	W , мм ³	W_k , мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	W , мм ³	W_k , мм ³
20	6×6	655	1440	45	14×9	7800	16740
21		770	1680	48		9620	20500
22		897	1940	50		10916	23695
24	8×7	1192	2599	53	16×10	12869	28036
25		1275	2810	55		14510	30800
26		1453	3180	56		15290	33265
28		1854	4090	60	18×11	18760	40000
30		2320	4970	63		21938	47411
32	10×8	2730	5940	67	20×12	26180	56820
34		3330	7190	70		30200	63800
36		4010	8590	71		31549	68012
38		4775	10366	75		37600	79000
				80		45110	97271

Расчет на сопротивление усталости. Уточненные расчеты на сопротивление усталости отражают влияние разновидности цикла напряжений, статических и усталостных характеристик материалов, размеров, формы и состояния поверхности. Известно, что шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, отверстия под установочные винты, посадки деталей с натягом, а также канавки и резкие изменения сечений вала вызывают концентрацию напряжений, уменьшающую его усталостную прочность. Поэтому, если вал имеет небольшой запас по сопротивлению усталости, следует избегать использования элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

Расчет выполняют в форме проверки коэффициента S запаса прочности, минимально допустимое значение которого принимают в диапазоне $[S] = 1,5 \dots 2,5$ в зависимости от ответственности конструкции и последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля.

Для каждого из установленных предположительно опасных сечений вычисляют коэффициент S :

$$S = S_\sigma S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geq [S],$$

где S_σ и S_τ – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям

$$S_\sigma = \sigma_{-1D} / (\sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m); \quad S_\tau = \tau_{-1D} / (\tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m).$$

Здесь σ_a и τ_a – амплитуды напряжений цикла; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла; $\psi_{\sigma D}$ и $\psi_{\tau D}$ – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения.

В расчетах валов принимают, что *нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу*: $\sigma_a = \sigma_n$ и $\sigma_m = 0$, а *касательные напряжения – по отнулевому циклу*: $\tau_a = \tau_k / 2$ и $\tau_m = \tau_k / 2$.

Тогда

$$S_\sigma = \sigma_{-1D} / \sigma_a.$$

Амплитуду напряжений цикла в опасном сечении вычисляют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_n = 10^3 M / W; \quad \tau_a = \tau_k / 2 = 10^3 M_k / (2W_k),$$

где $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – результирующий изгибающий момент, Н·м; M_k – крутящий момент ($M_k = T$), Н·м; W и W_k – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, мм³.

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}; \quad \tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (табл. 12.8); $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

Значения $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ вычисляют по зависимостям

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V,$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 12.13); $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 12.14); K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 12.15).

12.13. Значения коэффициентов $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей						

12.14. Значения коэффициентов $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , Н/мм ²		$K_{F\tau}$ при σ_B , Н/мм ²	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
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

12.15. Значения коэффициента K_V

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_V при:		
	$K_\sigma = 1,0$	$K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3 – 1,6	1,6 – 1,7	2,4 – 2,8
Азотирование	1,15 – 1,25	1,3 – 1,9	2,0 – 3,0
Накатка роликом	1,2 – 1,4	1,5 – 1,7	1,8 – 2,2
Дробеструйный наклеп	1,1 – 1,3	1,4 – 1,5	1,6 – 2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Значения коэффициентов K_σ и K_τ берут из таблиц: для ступенчатого перехода с галтелью (рис. 12.20, а – в) – табл. 12.16; для шпоночного паза – табл. 12.17; для шлицевых и резьбовых участков валов – табл. 12.18. Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $K_\sigma/K_{d\sigma}$ и $K_\tau/K_{d\tau}$ (табл. 12.19).

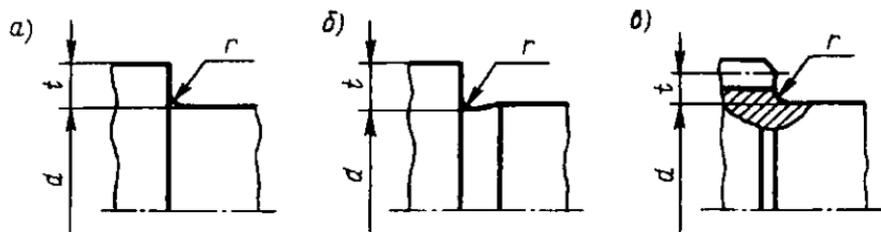


Рис. 12.20

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим значением $K_{\sigma D}$ или $K_{\tau D}$).

Коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала

$$\Psi_{\tau D} = \Psi_\tau / K_{\tau D},$$

где Ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (табл. 12.8).

12.16. Значения коэффициентов K_σ и K_τ для ступенчатого перехода с галтелью

t/r	r/d	K_σ при $\sigma_b, \text{Н/мм}^2$				K_τ при $\sigma_b, \text{Н/мм}^2$			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

12.17. Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} для шпоночного паза

$\sigma_b, \text{Н/мм}^2$	K_{σ} при выполнении паза фрезой		K_{τ}
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

12.18. Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} для шлицевых и резьбовых участков валов

$\sigma_b, \text{Н/мм}^2$	K_{σ} для		K_{τ} для шлицев		K_{τ} для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

12.19. Значения отношений $K_{\sigma}/K_{\sigma 0}$ и $K_{\tau}/K_{\tau 0}$ в местах установки на валу деталей с натягом

Диаметр вала d , мм	$K_{\sigma}/K_{\sigma 0}$ при $\sigma_b, \text{Н/мм}^2$				$K_{\tau}/K_{\tau 0}$ при $\sigma_b, \text{Н/мм}^2$			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Примечание. При установке с натягом колец подшипников табличное значение следует умножить на 0,9.

ПРИМЕРЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ РЕДУКТОРОВ

В гл. 3 приведены рекомендации по расчету зубчатых цилиндрических, конических и червячных передач, разработке компоновочных схем и эскизных проектов редукторов. Ниже даны примеры дальнейшей разработки конструкций, выполнения необходимых для этого расчетов.

13.1. Конструирование цилиндрического зубчатого редуктора

Расчет цилиндрической зубчатой передачи см. разд. 3.4.1. Эскизная компоновка редуктора приведена на рис. 3.11. Выполняем шестерню за одно целое с валом. Так как производство мелкосерийное, примем форму колеса по рис. 4.1, б: $d_{\text{ст}} = 75$ мм; $l_{\text{ст}} = 34$ мм; $S = 6$ мм. Примем, что вращающий момент $T = 216 \times 10^3$ Н·мм передают с колеса на вал соединением с натягом. Для подбора посадки примем материал вала – сталь марки 45 ($\sigma_{\text{т1}} = 650$ Н/мм², см. табл. 12.8). Материал колеса – сталь марки 40Х ($\sigma_{\text{т2}} = 640$ Н/мм²). Сборка осуществляется нагревом колеса.

Используем *методику подбора посадок с натягом*, изложенную в разд. 5.3.

Среднее контактное давление. На конце вала установлена звездочка цепной передачи, коэффициент запаса $K = 3,5$. Коэффициент сцепления при сборке нагревом $f = 0,14$. Тогда

$$p = \frac{2KT}{\pi d^2 l f} = \frac{2 \cdot 3,5 \cdot 216 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 48^2 \cdot 34 \cdot 0,14} = 43,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Деформация деталей. Вал сплошной – $d_1 = 0$, $d = 48$ мм. Зубчатое колесо выполнено без ступицы, в виде диска. Принимаем, ориентируясь на делительный диаметр колеса, $d_2 \approx 175$ мм. Модули упругости $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², коэффициенты $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ (см. с. 127). Тогда

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2 = \frac{1 + (48/175)^2}{1 - (48/175)^2} + 0,3 = 1,46;$$

$$\begin{aligned} \delta &= p d 10^3 (C_1/E_1 + C_2/E_2) = \\ &= 43,9 \cdot 48 \cdot 10^3 [0,7/(2,1 \cdot 10^5) + 1,46/(2,1 \cdot 10^5)] = 21,6 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Поправка на обмятие микронеровностей. В соответствии с табл. 16.2 принимаем $Ra_1 = 0,8$ мкм, $Ra_2 = 1,6$ мкм. Тогда поправка

$$u = 5,5(Ra_1 + Ra_2) = 5,5(0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм}.$$

Поправку на температурную деформацию в местах установки зубчатых колес не подсчитывают, принимая $\delta_t = 0$.

Минимальный необходимый натяг

$$[N]_{\min} = \delta + u + \delta_t = 21,6 + 13,2 + 0 = 34,8 \text{ мкм}.$$

Максимальный допустимый натяг. Максимально допустимое давление определяют по менее прочной детали:

для сплошного вала ($d_1 = 0$):

$$[p]_{\max 1} = \sigma_{T1} = 650 \text{ Н/мм}^2;$$

для колеса:

$$[p]_{\max 2} = 0,5\sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 640 [1 - (48/175)^2] = 295 \text{ Н/мм}^2.$$

Следовательно, $[p]_{\max} = 295 \text{ Н/мм}^2$, и максимально допустимая деформация деталей

$$[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \delta/p = 295 \cdot 21,6/43,9 = 145 \text{ мкм}.$$

Максимально допустимый натяг

$$[N]_{\max} = [\delta]_{\max} + u = 145 + 13,2 = 158,2 \text{ мкм}.$$

Выбор посадки. По табл. 5.5 находим, что посадка $H7/t6$, для которой $N_{\min} = 35$ мкм и $N_{\max} = 64$ мкм, удовлетворяет условиям (5.1): $35 > 34,8$ мкм; $64 < 158,2$ мкм.

Температура нагрева колеса. Для диаметра $d = 48$ мм зазор $Z_{сб} = 10$ мкм. Коэффициент линейного расширения для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/°C:

$$\begin{aligned} t &= 20^\circ + (N_{\max} + Z_{сб}) / (d \cdot 10^3 \alpha) = \\ &= 20^\circ + (64 + 10) / (48 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 10^{-6}) = 148,5 \text{ }^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

что является допустимым ($148,5 < 230$ °C).

Расчет шпоночных соединений. Для передачи вращающего момента $T = 216 \cdot 10^3$ Н·мм с вала на звездочку применим шпоночное соединение. Найдем диаметр в среднем сечении конического участка длиной $l = 54$ мм:

$$d_{\text{ср}} = d - 0,05l = 36 - 0,05 \cdot 54 = 33,3 \text{ мм.}$$

Шпонка призматическая (см. табл. 12.5): $b = 6$ мм, $h = 6$ мм, $t_1 = 3,5$ мм. Длина шпонки $l = 45$ мм, рабочая длина $l_p = l - b = 45 - 6 = 39$ мм.

Расчетные напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}}(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 216 \cdot 10^3}{33,3(6-3,5)39} = 133 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше $[\sigma]_{\text{см}} = 140$ Н/мм² для стальной ступицы звездочки.

Рассчитаем шпоночное соединение для передачи вращающего момента $T = 44,5 \cdot 10^3$ Н·мм с полумуфты на входной вал редуктора (см. рис. 3.11), средний диаметр которого $d_{\text{ср}} = 25 - 0,05 \cdot 40 = 23$ мм. Шпонка призматическая (см. табл. 12.5): $b = 5$ мм, $h = 5$ мм, $t_1 = 3$ мм. Длина шпонки $l = 32$ мм, рабочая длина $l_p = 32 - 5 = 27$ мм. Расчетные напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 44,5 \cdot 10^3}{23(5-3)27} = 71,7 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше $[\sigma]_{\text{см}} = 90$ Н/мм² для чугунной ступицы полумуфты.

Определение реакций опор. Расчетные схемы для определения реакций опор валов редуктора приведены на рис. 13.1. Силы здесь изображены как сосредоточенные, приложенные в серединах ступиц. Линейные размеры (мм) в предположении установки валов на шариковых радиальных однорядных подшипниках легкой серии (206 и 208 соответственно) берут по компоновочной схеме

(см. рис. 3.11): $l_1 = 34$; $l_2 = 68$; $l_3 = 58$; $l_4 = 35$; $l_5 = 70$; $l_6 = 72$; $d_1 = 35,255$; $d_2 = 174,745$. Силы в зацеплении: $F_t = 2472$ Н, $F_r = 920$ Н, $F_a = 520$ Н. Сила $F_u = 2972$ Н, действующая со стороны цепной передачи, разложена на составляющие в соответствии с углом $\alpha = 30^\circ$ наклона линии центров звездочек к горизонту:

$$F_{ув} = F_u \sin \alpha = 2972 \sin 30^\circ = 1486 \text{ Н};$$

$$F_{ур} = F_u \cos \alpha = 2972 \cos 30^\circ = 2574 \text{ Н}.$$

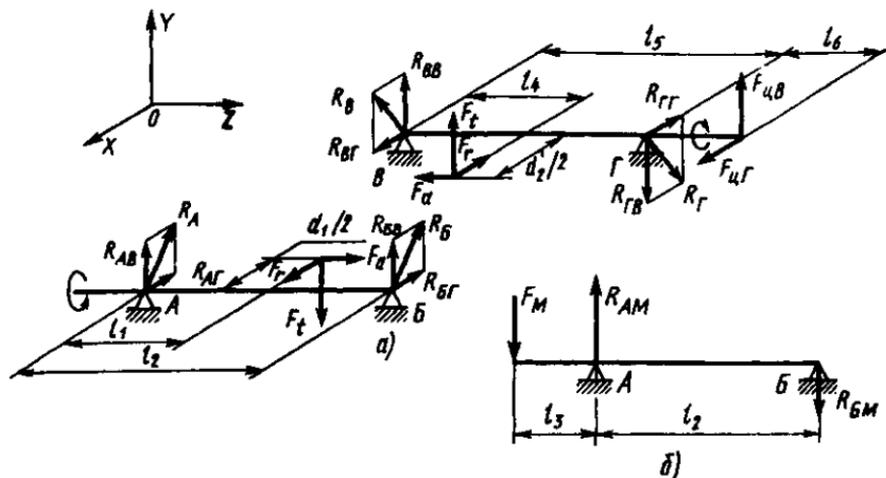


Рис. 13.1

Предположим, что входной вал редуктора соединяют с валом электродвигателя упругой втулочно-пальцевой муфтой. Тогда (см. с. 351)

$$F_M = 50\sqrt{T} = 50\sqrt{44,5} = 333 \text{ Н}.$$

Здесь T – вращающий момент на валу, Н·м. Направление F_M заранее не известно и на расчетной схеме показано условно (рис. 13.1, б).

Входной вал. Реакции от сил в зацеплении:
в плоскости YOZ

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_t l_1 - R_{БВ} l_2 = 0;$$

$$R_{БВ} = F_t l_1 / l_2 = 2472 \cdot 34 / 68 = 1236 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -F_t(l_2 - l_1) + R_{АВ} l_2 = 0;$$

$$R_{AB} = F_i(l_2 - l_1)/l_2 = 2472(68 - 34)/68 = 1236 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma Y = R_{AB} - F_i + R_{BB} = 1236 - 2464 + 1236 = 0$ — реакции найдены правильно;

— в плоскости XOZ

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_i l_1 + F_a d_1 / 2 - R_{BF} l_2 = 0;$$

$$R_{BF} = (F_i l_1 + F_a d_1 / 2) / l_2 = (920 \cdot 34 + 520 \cdot 35,255 / 2) / 68 = 594,8 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad R_{AF} l_2 - F_i (l_2 - l_1) + F_a d_1 / 2 = 0;$$

$$R_{AF} = [F_i (l_2 - l_1) - F_a d_1 / 2] / l_2 = \\ = [920(68 - 34) - 520 \cdot 35,255 / 2] / 68 = 325,2 \text{ Н}$$

Проверка: $\Sigma X = -R_{AF} + F_i - R_{BF} = -325,2 + 920 - 594,8 = 0$ — реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_A = \sqrt{R_{AB}^2 + R_{AF}^2} = \sqrt{1236^2 + 325,2^2} = 1278 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BB}^2 + R_{BF}^2} = \sqrt{1236^2 + 594,8^2} = 1372 \text{ Н.}$$

Реакции от силы F_M (рис. 13.1, б):

$$\Sigma M_A = 0; \quad -F_M l_3 + R_{BM} l_2 = 0;$$

$$R_{BM} = F_M l_3 / l_2 = 333 \cdot 58 / 68 = 284 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -F_M (l_2 + l_3) + R_{AM} l_2 = 0;$$

$$R_{AM} = F_M (l_2 + l_3) / l_2 = 333(68 + 58) / 68 = 617 \text{ Н};$$

Проверка: $-F_M + R_{AM} - R_{BM} = -333 + 617 - 284 = 0$ — реакции найдены правильно.

Направление вектора силы F_M заранее не известно (оно обусловлено фактическим отклонением от соосности соединяемых валов). Поэтому полную реакцию каждой опоры, соответствующую наиболее опасному случаю нагружения, находят арифмети-

ческим суммированием результирующих от сил в зацеплении (R_A и R_B) и реакций от силы F_M (R_{AM} и R_{BM} соответственно).

Полные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A + R_{AM} = 1278 + 617 = 1895 \text{ Н};$$

$$R_{rB} = R_B + R_{BM} = 1372 + 284 = 1656 \text{ Н}.$$

Выходной вал. Реакции в плоскости YOZ:

$$\Sigma M_B = 0; \quad -F_t l_4 + R_{ГВ} l_5 - F_{цв}(l_5 + l_6) = 0;$$

$$R_{ГВ} = [F_t l_4 + F_{цв}(l_5 + l_6)] / l_5 = [2472 \cdot 35 + 1486(70 + 72)] / 70 = 4250 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{Г} = 0; \quad R_{ВВ} l_5 + F_t(l_5 - l_4) - F_{цв} l_6 = 0;$$

$$R_{ВВ} = [-F_t(l_5 - l_4) + F_{цв} l_6] / l_5 = [-2472(70 - 35) + 1486 \cdot 72] / 70 = 292 \text{ Н}.$$

Проверка: $\Sigma Y = R_{ВВ} + F_t - R_{ГВ} + F_{цв} = 292 + 2472 - 4250 + 1486 = 0$ – реакции найдены правильно.

Реакции в плоскости XOZ:

$$\Sigma M_B = 0; \quad -F_r l_4 + F_a d_2 / 2 - R_{ГГ} l_5 + F_{цг}(l_5 + l_6) = 0;$$

$$R_{ГГ} = [-F_r l_4 + F_a d_2 / 2 + F_{цг}(l_5 + l_6)] / l_5 = \\ = [-920 \cdot 35 + 520 \cdot 174,745 / 2 + 2574(70 + 72)] / 70 = 5410,6 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{Г} = 0; \quad -R_{ВГ} l_5 + F_r(l_5 - l_4) + F_a d_2 / 2 + F_{цг} l_6 = 0;$$

$$R_{ВГ} = [F_r(l_5 - l_4) + F_a d_2 / 2 + F_{цг} l_6] / l_5 = \\ = [920(70 - 35) + 520 \cdot 174,745 / 2 + 2574 \cdot 72] / 70 = 3756,6 \text{ Н}.$$

Проверка: $\Sigma X = R_{ВГ} - F_r - R_{ГГ} + F_{цг} = 3756,6 - 920 - 5410,6 + 2574 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rB} = \sqrt{R_{ВВ}^2 + R_{ВГ}^2} = \sqrt{292^2 + 3756,6^2} = 3768 \text{ Н};$$

$$R_{rГ} = \sqrt{R_{ГВ}^2 + R_{ГГ}^2} = \sqrt{4250^2 + 5410,6^2} = 6880 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников для входного вала. Частота вращения вала $n = 1440 \text{ мин}^{-1}$, $d = 30 \text{ мм}$; требуемый ресурс подшипников

$L'_{10ah} = 8500$ ч. Схема установки подшипников – *враспор*. Радиальные реакции опор: $R_{rA} = 1895$ Н; $R_{rB} = 1656$ Н. Вал нагружен осевой силой $F_a = 520$ Н. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы $t_{раб} = 45$ °С.

Расчет ведем в последовательности, изложенной в разд. 6.3.

Предварительно принимаем подшипники шариковые радиальные однорядные легкой серии 206. Для этих подшипников из табл. 19.18 выписываем: $C_r = 19500$ Н; $C_{0r} = 10000$ Н.

Для радиальных подшипников осевые составляющие $R_{sA} = R_{sB} = 0$. Из условия равновесия вала осевые реакции опор: $R_{aA} = 0$; $R_{aB} = F_a = 520$ Н.

Так как $R_{aA} = 0$, то для опоры А имеем: $X = 1$; $Y = 0$.

Для опоры Б отношение $R_{aB} / C_{0r} = 520/10000 = 0,052$. Из табл. 6.1 выписываем: $X = 0,56$; $Y = 1,75$; $e = 0,25$.

Отношение $R_{rB} / (VR_{rB}) = 520 / (1 \cdot 1656) = 0,314$, что больше $e = 0,25$; коэффициент $V = 1$ – относительно вектора радиальной нагрузки R_{rB} вращается внутреннее кольцо. Тогда для опоры Б: $X = 0,56$ и $Y = 1,75$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ (см. табл. 6.4 п. 3) и $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100$ °С, см. табл. 6.5) в опорах А и Б соответственно:

$$R_{EA} = VX R_r K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 1895 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2653 \text{ Н};$$

$$R_{EB} = (VX R_r + YR_a) K_B K_T = (1 \cdot 0,56 \cdot 1656 + 1,75 \cdot 520) \cdot 1,4 \cdot 1 = 2572 \text{ Н}.$$

Для более нагруженной опоры А расчетный ресурс при $a_{23} = 0,7$ (обычные условия применения, см. с. 142), $p = 3$ (шариковый подшипник)

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,7 \left(\frac{19500}{2653} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 1440} = 3217 \text{ ч}.$$

Это меньше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 8500$ ч, поэтому подшипник 206 непригоден.

Примем подшипник шариковый радиальный однорядный средней серии 306. По табл. 19.18: $C_r = 28100$ Н; $C_{0r} = 14600$ Н.

Как и раньше, для опоры А: $X = 1$; $Y = 0$.

Для опоры Б отношение $R_{aB} / C_{0r} = 520/14600 = 0,0356$. Из табл. 6.1 выписываем: $X = 0,56$; $Y = 1,92$; $e = 0,23$.

Отношение $R_{aB} / (VR_{aB}) = 520/(1 \cdot 1656) = 0,314$, что больше $e = 0,23$. Тогда для опоры Б: $X = 0,56$ и $Y = 1,92$.

Эквивалентные динамические нагрузки в опорах А и Б соответственно:

$$R_{EA} = 1 \cdot 1 \cdot 1895 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2653 \text{ Н};$$

$$R_{EB} = (1 \cdot 0,56 \cdot 1656 + 1,92 \cdot 520) 1,4 \cdot 1 = 2696 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс подшипника более нагруженной опоры Б при $a_{23} = 0,7$ и $p = 3$:

$$L_{10ah} = 0,7 \left(\frac{28100}{2696} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 1440} = 9173 \text{ ч}.$$

Это больше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 8500$ ч. Поэтому для входного вала принимаем подшипник 306. Основные размеры подшипника: $d = 30$ мм, $D = 72$ мм, $B = 19$ мм.

Подбор подшипников для выходного вала. Частота вращения вала $n = 290,5$ мин⁻¹, $d = 40$ мм; требуемый ресурс подшипников $L'_{10ah} = 8500$ ч. Схема установки подшипников – *враспор*. Радиальные реакции опор: $R_{aB} = 3768$ Н, $R_{aГ} = 6880$ Н. Вал нагружен осевой силой $F_a = 520$ Н. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы $t_{раб} = 45$ °С.

Предварительно принимаем подшипник шариковый радиальный однорядный легкой серии 208. По табл. 19.18 для этого подшипника: $C_r = 32000$ Н, $C_{0r} = 17800$ Н. Осевые составляющие для радиальных подшипников $R_{aB} = R_{aГ} = 0$. Из условия равновесия вала (рис. 13.1, а): $R_{aГ} = 0$; $R_{aB} = F_a = 520$ Н. Так как $R_{aГ} = 0$, то для опоры Г: $X = 1$, $Y = 0$.

Для опоры В отношение $R_{aB} / C_{0r} = 520 / 17800 = 0,0292$. Из табл. 6.1 выписываем: $X = 0,56$; $Y = 1,98$; $e = 0,22$.

Отношение $R_{aB} / (VR_{aB}) = 520 / (1 \cdot 3768) = 0,138 < e = 0,22$; коэффициент $V = 1$ при вращении внутреннего кольца относительно вектора R_{aB} . Тогда для опоры В: $X = 1$, $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ и $K_{Г} = 1$:

$$R_{EB} = VXR_{rB}K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 3768 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5275 \text{ Н};$$

$$R_{ET} = VXR_{rT}K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 6880 \cdot 1,4 \cdot 1 = 9632 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс подшипника более нагруженной опоры Г при $a_{23} = 0,7$ и $p = 3$:

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,7 \left(\frac{32000}{9632} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 290,5} = 1472 \text{ ч}.$$

Это меньше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 8500$ ч, поэтому подшипник 208 не подходит.

Примем для расчета подшипник шариковый радиальный однорядный средней серии 308. По табл. 19.18 для него: $C_r = 41000$ Н, $C_{0r} = 22400$ Н. Ширина подшипника $B = 23$ мм. Поэтому изменяются некоторые размеры (см. рис. 13.1 и 3.11): $l_5 = 75$ мм, $l_4 = 37,5$ мм, $l_6 = 69,5$ мм. Изменения эти незначительны и влиянием их на величины реакций можно пренебречь. Проводя расчеты, аналогичные приведенным выше, получим для более нагруженной опоры Г расчетный ресурс $L_{10ah} = 3097$ ч, что меньше требуемого, поэтому подшипник 308 также не подходит.

Примем для дальнейших расчетов роликовый конический подшипник легкой серии 7208А. Схема установки подшипников – враспор. Из табл. 19.24: $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $T = 20$ мм, $e = 0,37$, $C_r = 58300$ Н, $Y = 1,6$. Расстояние между заплечиками вала по компоновочной схеме $l_T = 52$ мм (см. рис. 3.11). Тогда расстояние между широкими торцами наружных колец подшипников (см. рис. 6.1, 6.2) $l_n = l_T + 2T = 52 + 2 \cdot 20 = 92$ мм. Смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника

$$a = 0,5[T + (d + D)e / 3] = 0,5 [20 + (40 + 80)0,37/3] = 17,4 \text{ мм}.$$

Расстояние l_5 (см. рис. 13.1) равно

$$l_5 = l_n - 2a = 92 - 2 \cdot 17,4 \approx 57 \text{ мм}.$$

Другие линейные размеры: $l_4 = 28,5$ мм, $l_6 = 27 + 6 + 48 - 20 + 17,4 = 78,4$ мм. Найденные размеры существенно отличаются от ранее принятых (сравните, раньше было: $l_5 = 70$ мм, $l_4 = 35$ мм, $l_6 = 72$ мм). Поэтому пересчитаем радиальные реакции опор для выходного вала редуктора. Получим: $R_{rB} = 4977$ Н, $R_{rT} = 8137$ Н.

Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 13.1) к виду, представленному на рис. 6.4, а. Получим: $R_{r1} = R_{rГ} = 8137$ Н, $R_{r2} = R_{rВ} = 4977$ Н, $F_a = 520$ Н.

Определяем осевые составляющие:

$$R_{v1} = 0,83 \text{ e } R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 8137 = 2499 \text{ Н};$$

$$R_{v2} = 0,83 \text{ e } R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 4977 = 1528 \text{ Н}.$$

Так как $R_{v1} > R_{v2}$ и $F_a > 0$, то в соответствии с табл. 6.2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{v1} = 2499 \text{ Н}; \quad R_{a2} = R_{v1} + F_a = 2499 + 520 = 3019 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1} / (VR_{r1}) = 2499 / (1 \cdot 8137) = 0,307$, что меньше $e = 0,37$ и для опоры 1: $X = 1$, $Y = 0$. Отношение $R_{a2} / (VR_{r2}) = 3019 / (1 \times 4977) = 0,61$, что больше $e = 0,37$ и для опоры 2: $X = 0,4$ и $Y = 1,6$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 8137 \cdot 1,4 \cdot 1 = 11392 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (VXR_{r2} + YR_{a2})K_BK_T = (1 \cdot 0,4 \cdot 4977 + 1,6 \cdot 3019) 1,4 \cdot 1 = 9550 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс более нагруженного подшипника опоры 1 (опоры Г) при $a_{23} = 0,6$ (обычные условия применения, см. с. 142), $p = 10 / 3 = 3,33$ (роликовый подшипник)

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{58300}{11392} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 290,5} = 7908 \text{ ч}.$$

Это меньше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 8500$ ч, поэтому подшипник 7208А не подходит.

Для дальнейших расчетов примем подшипник конический роликовый средней серии 7308А. Из табл. 19.24: $d = 40$ мм, $D = 90$ мм, $T = 25,5$ мм, $e = 0,35$, $C_r = 80900$ Н, $Y = 1,7$.

Уточняем линейные размеры при установке этих подшипников:

$$l_n = l_t + 2T = 52 + 2 \cdot 25,5 = 103 \text{ мм}.$$

Смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника

$$a = 0,5[T + (d + D)e/3] = 0,5[25,5 + (40 + 90)0,35/3] = 20,3 \text{ мм}.$$

Расстояния: $l_5 = l_n - 2a = 103 - 2 \cdot 20,3 \approx 62$ мм; $l_4 = 31$ мм, $l_6 = 27 + 6 + 48 - 25,5 + 20,3 = 75,8$ мм (см. рис. 3.11).

Уточнив в связи с изменившимися расстояниями радиальные реакции опор, получим: $R_{rB} = 4387$ Н, $R_{rГ} = 7528$ Н. Приведем схему нагружения вала к виду, представленному на рис. 6.4, а. Имеем: $R_{r1} = R_{rГ} = 7528$ Н, $R_{r2} = R_{rB} = 4387$ Н, $F_a = 520$ Н.

Осевые составляющие:

$$R_{v1} = 0,83 e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 7528 = 2187 \text{ Н};$$

$$R_{v2} = 0,83 e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 4387 = 1274 \text{ Н}.$$

Так как $R_{v1} > R_{v2}$ и $F_a > 0$, то в соответствии с табл. 6.2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{v1} = 2187 \text{ Н}; \quad R_{a2} = R_{a1} + F_a = 2187 + 520 = 2707 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 2187/(1 \cdot 7528) = 0,29$, что меньше $e = 0,35$ и для опоры 1: $X = 1$, $Y = 0$. Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 2707/(1 \cdot 4387) = 0,617$, что больше $e = 0,35$ и для опоры 2: $X = 0,4$ и $Y = 1,7$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 7528 \cdot 1,4 \cdot 1 = 10539 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (VXR_{r2} + YR_{a2}) K_BK_T = (1 \cdot 0,4 \cdot 4387 + 1,7 \cdot 2707) 1,4 \cdot 1 = 8899 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс подшипника более нагруженной опоры 1 (опоры Г) при $a_{23} = 0,6$ и $p = 3,33$

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{80900}{10539} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 290,5} = 30507 \text{ ч}.$$

Это больше требуемого ресурса, поэтому подшипник 7308А пригоден.

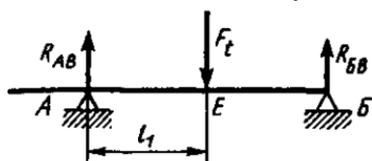
Выбор посадок колец подшипников. Входной вал редуктора установлен на подшипниках шариковых радиальных 306. Внутреннее кольцо подшипника вращается вместе с валом относительно вектора действующей радиальной нагрузки и имеет, следовательно, циркуляционное нагружение. Отношение эквивалентной динамической нагрузки к динамической грузоподъемности $R_E/C_r = 2696/28100 = 0,096$. По табл. 6.6 выбираем поле допуска вала *k6*.

Наружное кольцо подшипника неподвижно относительно вектора радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению. По табл. 6.7 выбираем поле допуска отверстия *H7*.

На выходной вал редуктора устанавливаются конические роликовые подшипники 7308А. Отношение $R_E/C_r = 10539/80900 = 0,13$. По табл. 6.6 и 6.7 принимаем поля допусков: вала – *т6*, отверстия – *H7*.

Построение эюр моментов. Входной вал (рис. 13.2, а). Для построения эюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала.

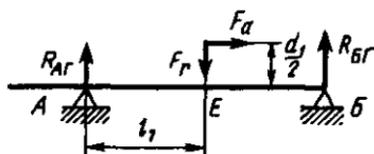
а) Вертикальная плоскость (YOZ)



Эюра M_x , Н·м



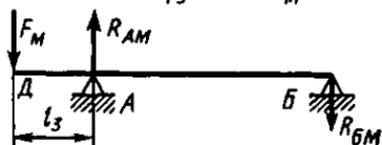
Горизонтальная плоскость (XOZ)



Эюра M_y , Н·м



Нагрузка F_M



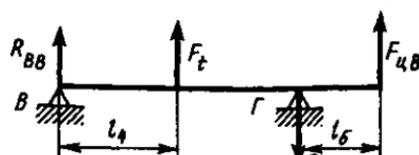
Эюра M_M , Н·м



Эюра M_K , Н·м



б) Вертикальная плоскость (YOZ)



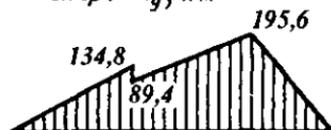
Эюра M_x , Н·м



Горизонтальная плоскость (XOZ)



Эюра M_y , Н·м



Эюра M_K , Н·м



Рис. 13.2

Вертикальная плоскость (YOZ):

– сечение A $M_x = 0$;

– сечение E $M_x = R_{AB} l_1 = 1236 \cdot 34 \cdot 10^{-3} = 42 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение B $M_x = 0$.

Горизонтальная плоскость (XOZ):

– сечение A $M_y = 0$;

– сечение E слева $M_y = R_{AG} l_1 = 325,2 \cdot 34 \cdot 10^{-3} = 11 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение E справа $M_y = R_{AG} l_1 + F_a d_1 / 2 = 325,2 \cdot 34 \cdot 10^{-3} + 520 \times$
 $\times 35,255 \cdot 10^{-3} / 2 = 20,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение B $M_y = 0$.

Нагружение от муфты:

– сечение D $M_m = 0$;

– сечение A $M_m = F_m l_3 = 333 \cdot 58 \cdot 10^{-3} = 19,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– сечение B $M_m = 0$.

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка до середины шестерни (эпюра M_k): $M_k = T = 44,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Подобным образом строят эпюры моментов для выходного вала (рис. 13.2, б). Эпюры построены для значений расстояний и радиальных реакций, соответствующих установке вала на окончательно выбранных подшипниках 7308А: $l_5 = 62 \text{ мм}$, $l_4 = 31 \text{ мм}$, $l_6 = 76 \text{ мм}$, $R_{ГВ} = 4543,5 \text{ Н}$, $R_{ВВ} = 585,5 \text{ Н}$, $R_{ГГ} = 6002 \text{ Н}$, $R_{ВГ} = 4348 \text{ Н}$.

Из сопоставления размеров валов и эпюр моментов следует, что наиболее нагруженным является выходной вал редуктора.

Расчет на прочность выходного вала проведем в соответствии с формулами разд. 12.4.

Ранее в качестве материала вала была принята сталь марки 45: $\sigma_b = 900 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_T = 650 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_{-1} = 410 \text{ Н/мм}^2$, $\tau_{-1} = 230 \text{ Н/мм}^2$, $\tau_T = 390 \text{ Н/мм}^2$, $\psi_T = 0,1$ (см. табл. 12.8).

В соответствии с формой вала и эпюрами изгибающих M_x , M_y и вращающего M_k моментов (рис. 13.2, б) предположительно опасным сечением является сечение Γ – место установки подшипника.

Расчет сечения Γ на статическую прочность. Суммарный изгибающий момент при коэффициенте перегрузки $K_n = 2,5$

$$M_{\max} = K_n \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = 2,5 \sqrt{112,9^2 + 195,6^2} = 564,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменты сопротивления сечения вала

$$W = \pi d^3 / 32 = 3,14 \cdot 40^3 / 32 = 6280 \text{ мм}^3; W_k = 2W = 2 \cdot 6280 = 12560 \text{ мм}^3$$

Нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении: $\sigma = 10^3 M_{\max} / W = 10^3 \cdot 564,6 / 6280 = 89,9 \text{ Н/мм}^2$;

$$\tau = 10^3 M_{k \max} / W_k = 10^3 \cdot 2,5 \cdot 216 / 12560 = 43 \text{ Н/мм}^2.$$

Частные коэффициенты запаса прочности

$$S_{\tau\sigma} = \sigma_{\tau} / \sigma = 650 / 89,9 = 7,2; \quad S_{\tau\tau} = \tau_{\tau} / \tau = 390 / 43 = 9,1.$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести

$$S_{\tau} = S_{\tau\sigma} S_{\tau\tau} / \sqrt{S_{\tau\sigma}^2 + S_{\tau\tau}^2} = 7,2 \cdot 9,1 / \sqrt{7,2^2 + 9,1^2} = 5,6 > [S_{\tau}] = 2,0.$$

Следовательно, статическая прочность вала в сечении Γ обеспечена.

Расчет сечения Γ на сопротивление усталости. Определим амплитуды напряжений цикла в опасном сечении:

$$\sigma_a = \sigma_n = M / W = 225,8 \cdot 10^3 / 6280 = 36,0 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_a = \tau_k / 2 = M_k / (2W_k) = 216 \cdot 10^3 / (2 \cdot 12560) = 8,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Внутреннее кольцо подшипника качения установлено на валу с натягом. Поэтому концентратор напряжений в сечении Γ – посадка с натягом. По табл. 12.19 имеем: $K_{\sigma} / K_{\sigma\sigma} = 4,3 \cdot 0,9 = 3,87$; $K_{\tau} / K_{\tau\tau} = 2,6 \cdot 0,9 = 2,34$.

Посадочную поверхность вала под подшипник шлифуют ($Ra = 1,25 \text{ мкм}$); $K_{f\sigma} = 0,89$; $K_{f\tau} = 0,93$ (см. табл. 12.14). Поверхность вала – без упрочнения: $K_V = 1$ (см. табл. 12.15).

Коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{\sigma\sigma} + 1 / K_{f\sigma} - 1) / K_V = (3,87 + 1 / 0,89 - 1) / 1 = 3,99;$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{\tau\tau} + 1 / K_{f\tau} - 1) / K_V = (2,34 + 1 / 0,93 - 1) / 1 = 2,42;$$

Пределы выносливости вала:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D} = 410 / 3,99 = 102,8 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D} = 230 / 2,42 = 95,0 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям: $S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / \sigma_a = 102,8 / 36,0 = 2,85$; $S_{\tau} = \tau_{-1D} / (\tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m) = 95,0 / (8,6 + 0,041 \cdot 8,6) = 10,6$.

Здесь $\psi_{\tau D} = \psi_{\tau} / K_{\tau D} = 0,1 / 2,42 = 0,041$.

Коэффициент запаса прочности в сечении Γ

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} = 2,85 \cdot 10,6 / \sqrt{2,85^2 + 10,6^2} = 2,75 > [S] = 2,5.$$

Следовательно, сопротивление усталости вала в сечении Γ обеспечено.

Конструирование крышек подшипников. Крышки подшипников примем привертными: глухие по рис. 7.2, а; с отверстием для выходного конца вала по рис. 7.3.

Размеры конструктивных элементов крышек подшипников (см. табл. 7.2): входного (1) и выходного (2) валов:

Вал	D	δ	Винт		δ ₁	δ ₂	C	D _ф
			d	z				
1	72	6	M8	4	7	6	8	105
2	90	6	M8	4	7	6	8	125

Смазывание и уплотнения. Окружная скорость зубчатого колеса

$$v = \pi d_2 n / 60000 = 3,14 \cdot 174,745 \cdot 290,5 / 60000 = 2,7 \text{ м/с.}$$

Контактные напряжения $\sigma_H = 651 \text{ Н/мм}^2$. По табл. 8.1 и 8.2 принимаем масло И-Г-А-46. Система смазывания – картерная. Глубина погружения колеса в масляную ванну $h_m \leq 0,25 d_2 = 0,25 \times \times 174,745 = 42 \text{ мм}$ (см. рис. 8.1). Принимаем $h_m = 25 \text{ мм}$. Примем для выходных концов валов редуктора манжетные уплотнения. Размеры уплотнений по табл. 19.16.

Конструкцию корпуса цилиндрического редуктора примем по рис. 11.1, 11.2. Толщина стенки корпуса

$$\delta = 1,3^4 \sqrt{T} = 1,3^4 \sqrt{216} = 4,98 \text{ мм.}$$

В соответствии с условием (11.1) принимаем $\delta = 6 \text{ мм}$. Толщина стенки крышки $\delta_1 = 6 \text{ мм}$. Размеры отдельных элементов корпусных деталей (см. разд. 11.1): $h_1 = 3 \text{ мм}$; $b = 10 \text{ мм}$; $b_1 = 9 \text{ мм}$; $f = 3 \text{ мм}$; $l = 15 \text{ мм}$; $D_6 = 130 \text{ мм}$; $h' = 48 \text{ мм}$.

Диаметр винтов для соединения крышки с корпусом

$$d = 1,25^3 \sqrt{T} = 1,25^3 \sqrt{216} = 7,5 \text{ мм.}$$

В соответствии с условием (11.2) принимаем M10, число винтов $z = 6$. Диаметр отверстия для винта в крышке $d_0 = 11 \text{ мм}$ (см. табл. 11.1). Диаметр цилиндрического штифта $d_{шт} = 8 \text{ мм}$, три штифта поставим в стык корпуса и крышки.

Диаметр винта крепления корпуса к раме $d_{ф} = 1,25d = 1,25 \cdot 10 = = 12,5 \text{ мм}$. Принимаем M12, число винтов $z = 4$. Места расположения этих винтов по рис. 11.10.

На рис. 13.3 приведен в качестве примера чертеж цилиндрического редуктора.

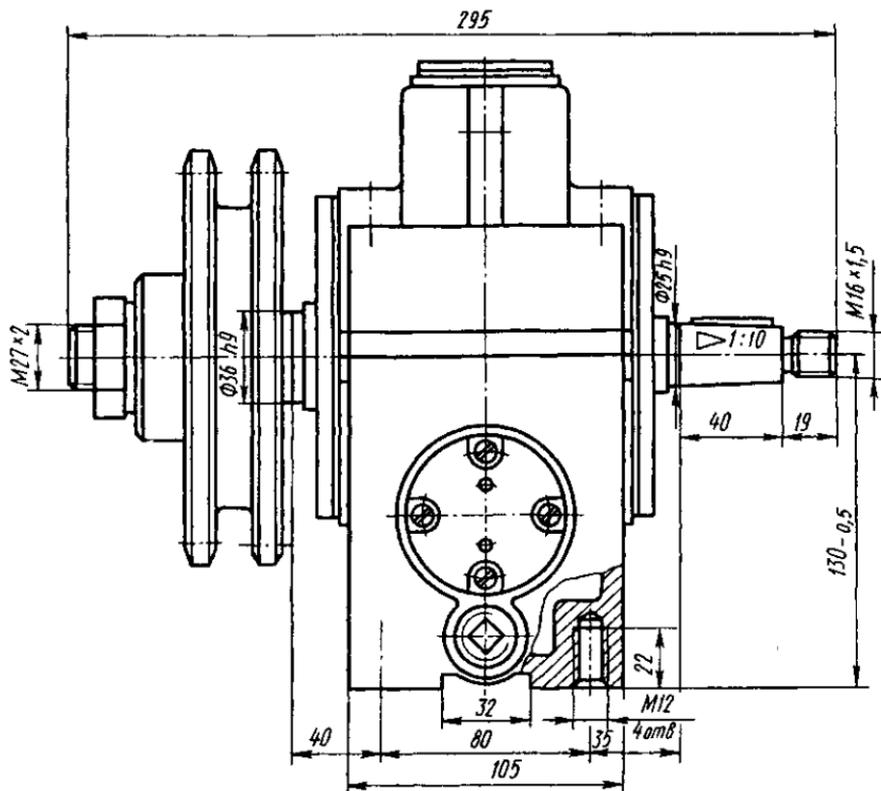


Рис. 13.3 (продолжение)

13.2. Конструирование конического зубчатого редуктора

Расчет конической зубчатой передачи см. разд. 3.4.2. Эскизная компоновка редуктора приведена на рис. 3.13. Так как угол делительного конуса шестерни $\delta_1 < 30^\circ$, принимаем форму венца по рис. 4.7, а и выполняем шестерню за одно целое с валом. Внешний диаметр вершин зубьев колеса $d_{ae2} > 120$ мм, производство мелкосерийное – принимаем форму колеса по рис. 4.8, а: $d_{ct} = 95$ мм, $l = 71$ мм, $\delta_0 = 5,5$ мм, $S = 20$ мм.

Для передачи вращающего момента $T = 293,4 \cdot 10^3$ Н·мм с колеса на вал применим шпоночное соединение. Шпонка призматическая (см. табл. 19.11): $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $t_1 = 7$ мм. Длина шпонки $l = 63$ мм.

Рабочая длина шпонки $l_p = l - b = 63 - 18 = 45$ мм. Тогда расчетные напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 293,4 \cdot 10^3}{60(11-7)45} = 54,3 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше $[\sigma]_{\text{см}} = 140 \text{ Н/мм}^2$ для стальной ступицы колеса.

Для передачи вращающего момента $T = 97 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ со шкива на входной вал редуктора применим шпоночное соединение. Найдем диаметр в среднем сечении конического участка длиной $l = 54$ мм:

$$d_{\text{ср}} = d - 0,05l = 36 - 0,05 \cdot 54 = 33,3 \text{ мм.}$$

Шпонка призматическая (см. табл. 12.5): $b = 6$ мм, $h = 6$ мм, $t_1 = 3,5$ мм. Длина шпонки $l = 45$ мм, рабочая длина $l_p = l - b = 45 - 6 = 39$ мм.

Расчетные напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}}(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 97 \cdot 10^3}{33,3(6-3,5)39} = 59,7 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше $[\sigma]_{\text{см}} = 90 \text{ Н/мм}^2$ для чугунной ступицы шкива.

Принимаем по рекомендации разд. 5.1 посадку колеса на вал $\varnothing 60 \text{ H7/s6}$. Проверим, обеспечит ли эта посадка осевую фиксацию колеса, нагруженного осевой силой $F_a = 905,6 \text{ Н}$.

Используем методику подбора посадок с натягом, изложенную в разд. 5.3.

Среднее контактное давление при сборке запрессовкой

$$p = \frac{KF_a}{\pi d l f} = \frac{3,5 \cdot 905,6}{3,14 \cdot 60 \cdot 71 \cdot 0,08} = 2,96 \text{ Н/мм}^2.$$

Другие величины (мкм):

δ	u	δ_i	$[N]_{\text{min}}$
2,8	13,2	0	16,0

Поскольку минимальный натяг посадки $\varnothing 60 \text{ H7/s6}$ $N_{\text{min}} = 30$ мкм (см. табл. 5.5) больше требуемого $[N]_{\text{min}} = 16,0$ мкм, то выбранная посадка обеспечивает осевую фиксацию колеса на валу. Сборка колеса будет выполнена запрессовкой. Сила запрессовки $F_n = 148 \text{ кН}$.

$F_{a2} = 905,6 \text{ Н}$, $F_{r2} = 284,6 \text{ Н}$. Сила, действующая на выходной вал со стороны цепной передачи, $F_u = 4260 \text{ Н}$. Линия центров звездочек по условию расположена горизонтально. Сила, действующая на входной вал со стороны ременной передачи, $F_p = 1685 \text{ Н}$. Линия центров шкивов по условию расположена горизонтально.

Входной вал. Реакции от сил в плоскости XOZ :

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_t l_1 - R_{БГ} l_2 = 0;$$

$$R_{БГ} = F_t l_1 / l_2 = 2608 \cdot 25 / 78 = 835,9 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad F_t (l_1 + l_2) - R_{АГ} l_2 = 0;$$

$$R_{АГ} = F_t (l_1 + l_2) / l_2 = 2608 (25 + 78) / 78 = 3443,9 \text{ Н}.$$

Проверка: $\Sigma X = -F_t + R_{АГ} - R_{БГ} = -2608 + 3443,9 - 835,9 = 0$ – реакции найдены правильно.

Реакции от сил в плоскости YOZ :

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_{a1} d_{m1} / 2 - R_{БВ} l_2 - F_{r1} l_1 - F_p (l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{БВ} = [F_{a1} d_{m1} / 2 - F_{r1} l_1 - F_p (l_2 + l_3)] / l_2 = [284,6 \cdot 70,1025 / 2 - 905,6 \cdot 25 - 1685(78 + 90)] / 78 = -3791,6 \text{ Н}.$$

Знак минус означает, что действительное направление реакции $R_{БВ}$ противоположно предварительно заданному, которое было принято совпадающим с направлением оси Y .

$$\Sigma M_B = 0; \quad F_{a1} d_{m1} / 2 - F_{r1} (l_1 + l_2) - R_{АВ} l_2 - F_p l_3 = 0;$$

$$R_{АВ} = [F_{a1} d_{m1} / 2 - F_{r1} (l_1 + l_2) - F_p l_3] / l_2 = [284,6 \cdot 70,1025 / 2 - 905,6 (25 + 78) - 1685 \cdot 90] / 78 = -3012,2 \text{ Н}.$$

Действительное направление реакции $R_{АВ}$ противоположно предварительно принятому.

Проверка: $\Sigma Y = -F_{r1} - R_{АВ} + R_{БВ} + F_p = -905,6 - (-3012,2) + (-3791,6) + 1685 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rА} = R_A = \sqrt{R_{АВ}^2 + R_{АГ}^2} = \sqrt{(-3012,2)^2 + 3443,9^2} = 4575 \text{ Н}.$$

$$R_{rБ} = R_B = \sqrt{R_{БВ}^2 + R_{БГ}^2} = \sqrt{(-3791,6)^2 + 835,9^2} = 3883 \text{ Н}.$$

Выходной вал. Реакции от сил в плоскости XOZ :

$$\Sigma M_B = 0; \quad F_l l_4 - R_{ГГ} l_5 = 0;$$

$$R_{ГГ} = F_l l_4 / l_5 = 2608 \cdot 80 / 220 = 948,4 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_{Г} = 0; \quad R_{ВГ} l_5 - F_l (l_5 - l_4) = 0;$$

$$R_{ВГ} = F_l (l_5 - l_4) / l_5 = 2608 (220 - 80) / 220 = 1659,6 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma X = -R_{ВГ} + F_l - R_{ГГ} = -1659,6 + 2608 - 948,4 = 0$ – реакции найдены правильно.

Реакции от сил в плоскости YOZ:

$$\Sigma M_B = 0; \quad -F_{a2} d_{m2} / 2 + F_{r2} l_4 - R_{ГВ} l_5 + F_u (l_5 + l_6) = 0;$$

$$R_{ГВ} = [-F_{a2} d_{m2} / 2 + F_{r2} l_4 + F_u (l_5 + l_6)] / l_5 = [-905,6 \cdot 224,9625 / 2 + 284,6 \cdot 80 + 4260(220 + 90)] / 220 = 5643,2 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_{Г} = 0; \quad R_{ВВ} l_5 - F_{a2} d_{m2} / 2 - F_{r2} (l_5 - l_4) + F_u l_6 = 0;$$

$$R_{ВВ} = [F_{a2} d_{m2} / 2 + F_{r2} (l_5 - l_4) - F_u l_6] / l_5 = [905,6 \cdot 224,9625 / 2 + 284,6(220 - 80) - 4260 \cdot 90] / 220 = -1098,6 \text{ Н.}$$

Действительное направление реакции $R_{ВВ}$ противоположно предварительно принятому.

Проверка: $\Sigma Y = R_{ВВ} - F_{r2} + R_{ГВ} - F_u = (-1098,6) - 284,6 + 5643,2 - 4260 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{R_{ВВ}^2 + R_{ГВ}^2} = \sqrt{(-1098,6)^2 + 1659,6^2} = 1990 \text{ Н.}$$

$$R_{rГ} = R_{Г} = \sqrt{R_{ГВ}^2 + R_{ГГ}^2} = \sqrt{5643,2^2 + 948,4^2} = 5722 \text{ Н.}$$

Подбор подшипников для входного вала. Частота вращения входного вала редуктора с учетом фактического значения передаточного числа ременной передачи $n = n_3 / u_{рп} = 1432 / 3,19 = 448,9 \text{ мин}^{-1}$, $d = 45 \text{ мм}$; требуемый ресурс подшипников $L'_{10ch} = 60000 \text{ ч}$. Схема установки подшипников – *вращажку*. Радиальные реакции опор: $R_{rA} = 4575 \text{ Н}$, $R_{rB} = 3883 \text{ Н}$. Вал нагружен осевой силой $F_{a1} = 284,6 \text{ Н}$. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы $t_{раб} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расчет ведем в последовательности, изложенной в разд. 6.3.

Предварительно принимаем подшипник роликовый конический легкой серии 7209А. Из табл. 19.24 для этого подшипника выписываем: $C_r = 62700$ Н; $e = 0,4$; $Y = 1,5$. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 13.4, а) к виду, представленному на рис. 6.4, б. Получим $R_{r1} = R_{rБ} = 3883$ Н, $R_{r2} = R_{rА} = 4575$ Н, $F_a = F_{a1} = 284,6$ Н.

Определяем осевые составляющие.

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 3883 = 1289 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 4575 = 1519 \text{ Н}.$$

Так как $R_{s1} < R_{s2}$ ($1289 < 1519$) и $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ [$284,6 > (1519 - 1289) = 230$], то в соответствии с табл. 6.2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{s1} = 1289 \text{ Н}; \quad R_{a2} = R_{a1} + F_a = 1289 + 284,6 \approx 1574 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1} / (VR_{r1}) = 1289 / (1 \cdot 3883) = 0,33$, что меньше $e = 0,4$ и для опоры 1: $X = 1$, $Y = 0$. Отношение $R_{a2} / (VR_{r2}) = 1574 / (1 \cdot 4575) = 0,34$, что меньше $e = 0,4$ и для опоры 2: $X = 1$ и $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ (см. табл. 6.4 п. 3) и $K_T = 1$ ($t_{раб} < 100$ °С, табл. 6.5):

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 3883 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5436 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = VXR_{r2}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 4575 \cdot 1,4 \cdot 1 = 6405 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс подшипника более нагруженной опоры 2 при $a_{23} = 0,6$ (обычные условия применения, см. с. 142), $p = 10/3 = 3,33$ (роликовый подшипник)

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{62700}{6405} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 448,9} = 44365 \text{ ч}.$$

Это меньше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 60000$ ч, поэтому намеченный подшипник 7209А не подходит.

Для дальнейших расчетов примем подшипник конический роликовый средней серии 7309А. Из табл. 19.24: $C_r = 101000$ Н, $e = 0,35$, $Y = 1,7$. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 13.4, а) к виду, представленному на рис. 6.4, б. Получим: $R_{r1} = R_{rБ} = 3883$ Н, $R_{r2} = R_{rА} = 4575$ Н, $F_a = F_{a1} = 284,6$ Н.

Осевые составляющие

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 3883 = 1128 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 4575 = 1329 \text{ Н}.$$

Так как $R_{s1} < R_{s2}$ ($1128 < 1329$) и $F_a > R_{s2} - R_{s1}$ [$284,6 > (1329 - 1128) = 201$], то в соответствии с табл. 6.2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{s1} = 1128 \text{ Н}; \quad R_{a2} = R_{a1} + F_a = 1128 + 284,6 \approx 1413 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1} / (VR_{r1}) = 1128 / (1 \cdot 3883) = 0,29$, что меньше $e = 0,35$ и для опоры 1: $X = 1$, $Y = 0$. Отношение $R_{a2} / (VR_{r2}) = 1413 / (1 \cdot 4575) = 0,31$, что меньше $e = 0,35$ и для опоры 2: $X = 1$ и $Y = 0$.

Таким образом, эквивалентные динамические нагрузки, как и ранее: $R_{E1} = 5436 \text{ Н}$; $R_{E2} = 6405 \text{ Н}$.

Расчетный ресурс подшипника более нагруженной опоры 2 при $a_{23} = 0,6$ и $p = 3,33$

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{101000}{6405} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 448,9} = 217036 \text{ ч}.$$

Это больше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 60000 \text{ ч}$, поэтому намеченный подшипник 7309А подходит. Основные размеры подшипника: $d = 45 \text{ мм}$, $D = 100 \text{ мм}$, $T = 27,5 \text{ мм}$.

Подбор подшипников для выходного вала. Частота вращения выходного вала с учетом фактического значения передаточного числа редуктора $n = 448,9 / 3,182 = 141,1 \text{ мин}^{-1}$, $d = 50 \text{ мм}$; требуемый ресурс подшипников $L'_{10ah} = 60000 \text{ ч}$. Схема установки подшипников – *враспор*. Радиальные реакции опор: $R_{rB} = 1990 \text{ Н}$, $R_{rT} = 5722 \text{ Н}$. Вал нагружен осевой силой $F_{a2} = 905,6 \text{ Н}$. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы $t_{\text{раб}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Предварительно принимаем подшипник роликовый конический легкой серии 7210А. Из табл. 19.24 для этого подшипника выписываем: $C_r = 70400 \text{ Н}$; $e = 0,43$; $Y = 1,4$. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 13.4, б) к виду, представленному на рис. 6.4, а. Получим $R_{r1} = R_{rT} = 5722 \text{ Н}$, $R_{r2} = R_{rB} = 1990 \text{ Н}$, $F_a = F_{a2} = 905,6 \text{ Н}$.

Определяем осевые составляющие:

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 5722 = 2042 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 1990 = 710 \text{ Н}.$$

Так как $R_{s1} > R_{s2}$ ($2042 > 710$) и $F_a > 0$ ($F_a = 905,6$), то в соответствии с табл. 6.2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{r1} = 2042 \text{ Н}; \quad R_{a2} = R_{a1} + F_a = 2042 + 905,6 = 2947,6 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1} / (VR_{r1}) = 2042 / (1 \cdot 5722) = 0,357$, что меньше $e = 0,43$ и для опоры 1: $X = 1$, $Y = 0$. Отношение $R_{a2} / (VR_{r2}) = 2947,6 / (1 \cdot 1990) = 1,48$, что больше $e = 0,43$ и для опоры 2: $X = 0,4$ и $Y = 1,4$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$:

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 5722 \cdot 1,4 \cdot 1 = 8011 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (VXR_{r2} + YR_{a2})K_BK_T =$$

$$= (1 \cdot 0,4 \cdot 1990 + 1,4 \cdot 2947,6)1,4 \cdot 1 = 6892 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс более нагруженного подшипника опоры 1 при $a_{23} = 0,6$ и $p = 3,33$

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{70400}{8011} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 141,1} = 98540 \text{ ч}.$$

Это больше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 60000$ ч, поэтому назначенный подшипник 7210А подходит. Основные размеры подшипника: $d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $T = 22$ мм.

Выбор посадок колец подшипников. Внутренние кольца подшипников входного и выходного валов подвержены циркуляционному нагружению, наружные – местному. Для более нагруженного подшипника входного вала $R_E / C_r = 6405 / 101000 = 0,063$. По табл. 6.6 выбираем поле допуска вала *k6*. Для более нагруженного подшипника выходного вала $R_E / C_r = 8011 / 70400 = 0,114$ – поле допуска *k6*. По табл. 6.7 поля допусков отверстий корпуса *H7*.

Построение эпюр моментов и расчеты валов на прочность выполняем подобно тому, как это было показано для цилиндрического редуктора (см. разд. 13.1).

Конструирование стакана и крышек подшипников. Примем для опор входного вала конструкцию стакана по рис. 7.1, б. Размеры конструктивных элементов стакана (мм):

D	D _a	δ	δ ₂	Винт		C	D _φ	t
				d	z			
100	120	10	12	M10	6	10	160	5

Поскольку стакан перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни, принимаем посадку стакана в корпус Ø120 H7/js6.

Крышки подшипников примем привертными: для входного вала (1) по типу рис. 7.2, в; для выходного (2) – по типу рис. 7.2, а, в. Размеры конструктивных элементов крышек (мм):

Вал	D	δ	Винт		δ ₁	δ ₂	C	D _φ
			d	z				
1	100	7	M10	6	9	7	10	160
2	90	6	M8	4	8	6	8	125

Смазывание и уплотнения. Окружная скорость конического колеса

$$v = \pi d_{m2} n / 60000 = 3,14 \cdot 224,96 \cdot 144,4 / 60000 = 1,7 \text{ м/с.}$$

Контактные напряжения $\sigma_H = 584 \text{ Н/мм}^2$. По табл. 8.1 и 8.2 принимаем масло И-Г-А-32. Система смазывания – картерная. Глубина погружения конического колеса в масляную ванну $h_m = 35 \text{ мм}$ (должны быть полностью погружены зубья колеса).

Примем для входного вала редуктора манжетное уплотнение (см. табл. 19.16), а для выходного вала – комбинированное: уплотнение упругой стальной шайбой по типу рис. 8.20 в сочетании с щелевым уплотнением и формой канавки по рис. 8.21, а.

Конструкцию корпуса конического редуктора принимаем по типу рис. 11.15.

Толщина стенки корпуса

$$\delta = 1,3\sqrt[4]{T} = 1,3\sqrt[4]{293,4} = 5,38 \text{ мм.}$$

В соответствии с условием (11.1) принимаем $\delta = 6$ мм. Толщина стенки крышки $\delta_1 = 6$ мм. Размеры прилива для размещения комплекта вала конической шестерни: $D_\phi = D_k + 5 = 160 + 5 = 165$ мм, $D'_\phi = 1,25D + 10 = 1,25 \cdot 120 + 10 = 160$ мм. Другие элементы корпуса (см. разд. 11.1): $h_1 = 3$ мм; $b = 10$ мм; $b_1 = 10$ мм; $f = 3$ мм; $l = 12$ мм; $D_6 = 130$ мм; $h' = 63$ мм.

Диаметр винтов для соединения крышки с корпусом

$$d = 1,25\sqrt[3]{T} = 1,25\sqrt[3]{293,4} = 8,3 \text{ мм.}$$

В соответствии с условием (11.2) принимаем М10, число винтов $z = 8$. Диаметр отверстия для винта в крышке $d_0 = 11$ мм (см. табл. 11.1). Диаметр конического штифта $d_{шт} = 8$ мм.

Диаметр винта крепления корпуса к раме (плите) $d_\phi = 1,25d = 1,25 \cdot 10 = 12,5$ мм. Принимаем М12, число винтов $z = 4$. Диаметр отверстия для винта $d_0 = 15$ мм (см. табл. 11.1). Места крепления редуктора к раме (плите) оформляем по рис. 11.8. Толщина лапы – 20 мм; $h_0 = 50$ мм; глубина ниши – 27 мм; ширина опорной поверхности – 45 мм.

На рис. 13.5 приведен в качестве примера чертеж конического редуктора.

13.3. Конструирование червячного редуктора

Расчет червячной передачи см. разд. 3.4.3. Эскизная компоновка редуктора приведена на рис. 3.15. По условию примера – производство среднесерийное. Примем первоначально центр червячного колеса литой из серого чугуна марки СЧ30, венец наплавленный. Формы наплавленных венцов, представленные на рис. 4.13, равноценны. Выберем вариант по рис. 4.13, в.

По формулам разд. 4.1 и 4.6 получены следующие размеры конструктивных элементов червячного колеса (мм):

d	$d_{ст}$	$l_{ст}$	b_2	S_4	S_0
71	115	71	53	16	20

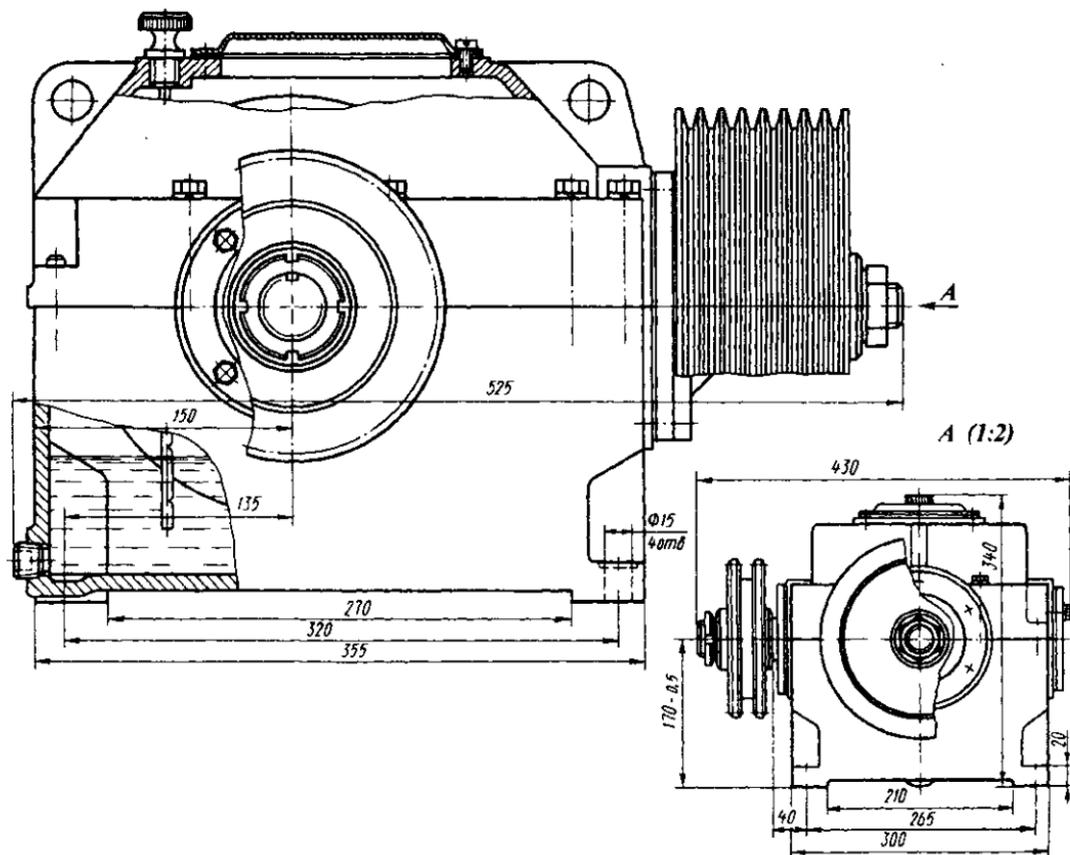


Рис. 13.5

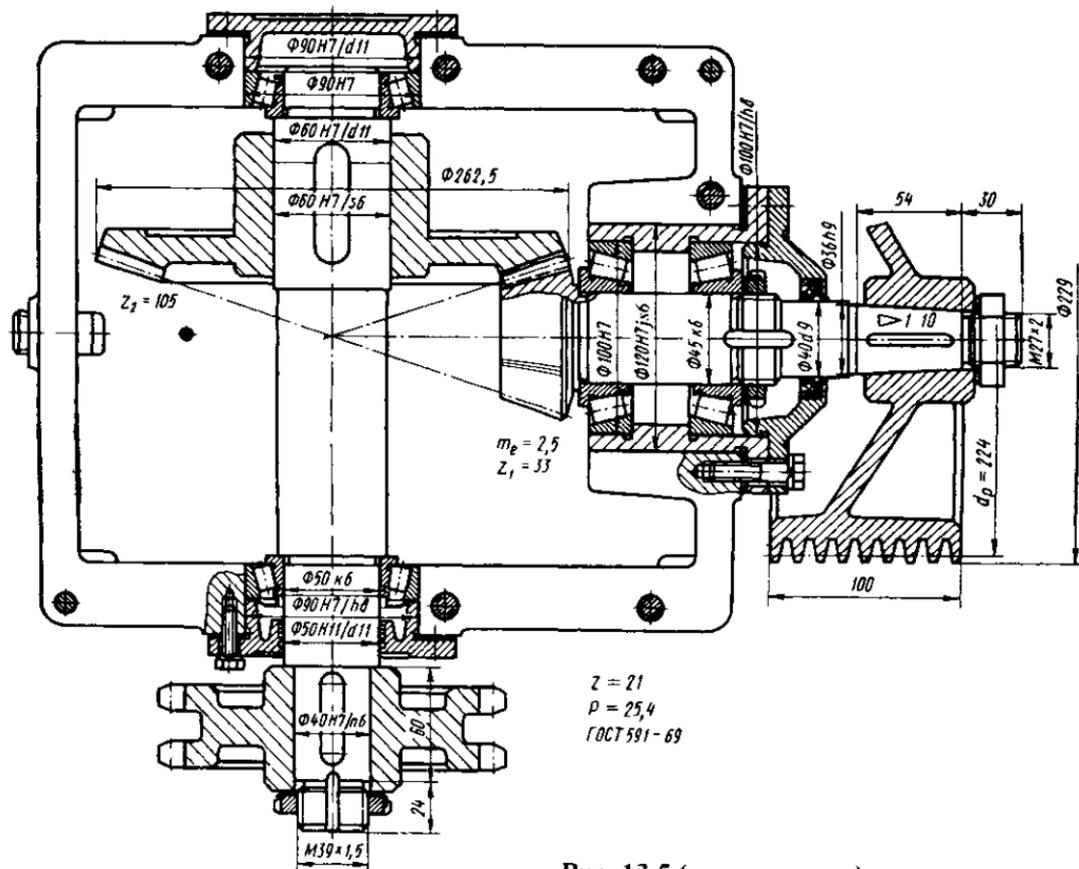


Рис. 13.5 (продолжение)

Размеры конструктивных элементов червяка приведены на рис. 3.15. Уточнение этих размеров может произойти в процессе конструирования опор, крышек подшипников, уплотнений, корпуса.

Для передачи вращающего момента $T = 800$ Н·м с червячного колеса на вал применим *соединение с натягом*. Примем предварительно в качестве материала вала сталь марки 45 ($\sigma_{T1} = 650$ Н/мм², $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², $\mu_1 = 0,3$; табл. 12.8), материала центра колеса чугун марки СЧ30 ($\sigma_{0,2} = 140$ Н/мм², $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ Н/мм², $\mu_2 = 0,25$). Пользуясь методикой подбора посадок с натягом, изложенной в разд. 5.3 (пример подбора посадки см. разд. 13.1 настоящей главы), получаем *при сборке запрессовкой*:

K	f	p	δ	u	δ_t	$[N]_{\min}$	$[p]_{\max}$	$[\delta]_{\max}$	$[N]_{\max}$
3	0,07	61	132	13,2	0	145,2	43,75	94,7	108

По условию прочности чугунного центра посадку выбрать невозможно, так как максимально допустимый по прочности центра натяг $[N]_{\max}$ меньше минимального необходимого натяга $[N]_{\min}$ (108 мкм $<$ $145,2$ мкм).

Если осуществить соединение нагревом колеса, то изменяются следующие величины (остальные сохраняют свои значения):

f	p	δ	$[N]_{\min}$
0,1	42,7	92,6	106

В этом случае также невозможно подобрать посадку, так как $[N]_{\max} \approx [N]_{\min}$ (108 мкм \approx 106 мкм).

Следовательно, серый чугун в качестве материала для центра колеса непригоден. Примем для центра сталь марки 45 ($\sigma_{T2} = 540$ Н/мм², см. табл. 12.8). Если соединение колеса с валом будем осуществлять запрессовкой, то по сравнению с первым вариантом расчета изменятся следующие величины:

δ	$[N]_{\min}$	$[p]_{\max}$	$[\delta]_{\max}$	$[N]_{\max}$	Посадка	F_n
66	79	172	186	199	H7/u7	321268

Посадка выбрана с помощью табл. 5.5 по условиям: $N_{\min} > [N]_{\min}$ (81 мкм $>$ 79 мкм) и $N_{\max} < [N]_{\max}$ (123 мкм $<$ 199 мкм).

Если соединение осуществить **нагревом колеса**, то изменятся следующие параметры:

f	p	δ	$[N]_{\min}$	Посадка	$t, ^\circ\text{C}$
0,14	30,5	33	46,2	H7/t6	134

Для выбранной посадки $N_{\min} > [N]_{\min}$ ($52\text{ мкм} > 46,2\text{ мкм}$) и $N_{\max} < [N]_{\max}$ ($87\text{ мкм} < 199\text{ мкм}$), см. табл. 5.5.

Окончательно выбираем для соединения червячного колеса с валом $\varnothing 71$ H7/t6, способ сборки – нагрев колеса до температуры 134°C .

Расчет шпоночных соединений. Для передачи вращающего момента $T = 55,5 \cdot 10^3$ Н·мм со шкива на вал червяка применим шпоночное соединение. По табл. 19.11 для диаметра вала 30 мм: $b = 8,0$ мм, $h = 7$ мм, $t_1 = 4$ мм. Длина шпонки $l = 32$ мм, рабочая длина шпонки $l_p = l - b = 32 - 8 = 24$ мм.

Расчетные напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 55,5 \cdot 10^3}{30(7-4)24} = 51 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше $[\sigma]_{\text{см}} = 90 \text{ Н/мм}^2$ для чугунной ступицы шкива.

Для расчета шпоночного соединения на коническом конце вала червячного колеса найдем диаметр в среднем сечении участка длиной $l = 84$ мм:

$$d_{\text{cp}} = d - 0,05l = 56 - 0,05 \cdot 84 = 51,8 \text{ мм.}$$

Шпонка призматическая (см. табл. 12.5): $b = 14$ мм, $h = 9$ мм, $t_1 = 5,5$ мм. Длина шпонки $l = 80$ мм, рабочая длина $l_p = l - b = 80 - 14 = 66$ мм.

Расчетные напряжения смятия при передаче вращающего момента $T = 800 \cdot 10^3$ Н·мм:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{cp}}(h-t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 800 \cdot 10^3}{51,8(9-5,5)66} = 134 \text{ Н/мм}^2,$$

что допустимо при установке стальной полумуфты ($[\sigma]_{\text{см}} = 140 \text{ Н/мм}^2$).

Определение реакций опор. Расчетные схемы для определения реакций опор валов червячного редуктора приведены на рис. 13.6 при вращении вала червяка (с правой нарезкой) по ходу часовой стрелки. Силы в зацеплении: $F_{t1} = F_{a2} = 1529$ Н, $F_{a1} = F_{t2} = 7055$ Н, $F_r = 2606$ Н. Сила, действующая на входной конец вала червяка, определена из расчета ременной передачи и составляет $F_p = 968$ Н. Силу, действующую на выходной конец вала червячного колеса, примем в соответствии с рекомендациями ГОСТ Р 50891-96

$$F_k = 125\sqrt{T} = 125\sqrt{800} = 3535 \text{ Н.}$$

На рис. 13.6 l_3 и l_6 – это расстояния между точками приложения к подшипникам радиальных реакций соответственно на валу червяка и червячного колеса. Их находят по зависимостям, приведенным на с. 132 (см. также рис. 6.2).

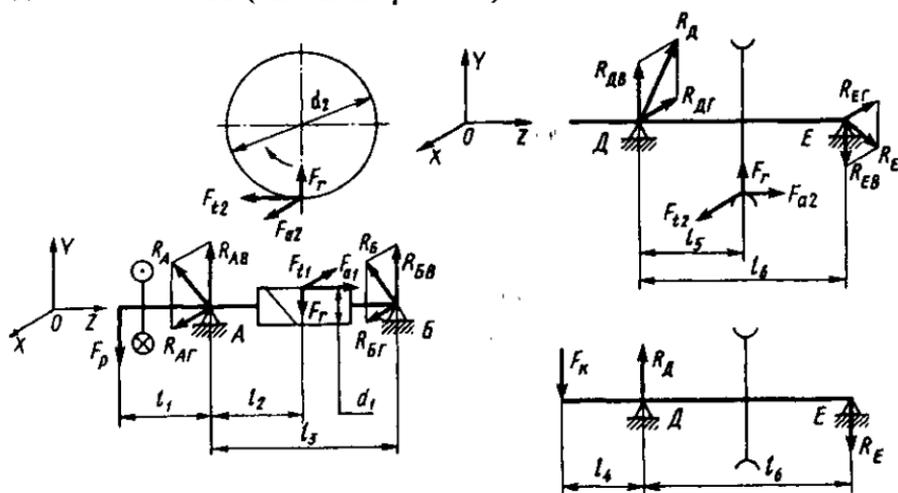


Рис. 13.6

Для вала червяка примем предварительно подшипники роликовые конические 7208А. Схема установки подшипников – враспор. Из табл. 19.24 выписываем: $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $T = 20$ мм, $e = 0,37$. Расстояние между заплечиками вала по компоновочной схеме $l_T = 200$ мм (рис. 3.15). Тогда расстояние между широкими торцами наружных колец подшипников $l_{\pi} = l_T + 2T = 200 + 2 \cdot 20 = 240$ мм. Смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника

$$a = 0,5[T + (d + D) e / 3] = 0,5 [20 + (40 + 80) 0,37 / 3] = 17,4 \text{ мм.}$$

Искомое расстояние l_3 равно

$$l_3 = l_n - 2a = 240 - 2 \cdot 17,4 \approx 205 \text{ мм.}$$

Для вала червячного колеса примем подшипники роликовые конические 7212А. Схема установки подшипников – *враспор*. Из табл. 19.24 выписываем: $d = 60$ мм, $D = 110$ мм, $T = 24$ мм, $e = 0,4$. Расстояние между заплечиками вала по компоновочной схеме $l_r = 80$ мм; между широкими торцами наружных колец подшипников $l_n = 80 + 2 \times 24 = 128$ мм. Смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника

$$a = 0,5[T + (d + D) e / 3] = 0,5[24 + (60 + 110) 0,4 / 3] = 23,3 \text{ мм.}$$

Отсюда искомое расстояние l_6 равно

$$l_6 = l_n - 2a = 128 - 2 \cdot 23,3 \approx 82 \text{ мм.}$$

Другие линейные размеры, необходимые для определения реакций, берем по компоновочной схеме (см. рис. 3.15) и результатам предыдущего расчета: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 102$ мм, $d_1 = 78,75$ мм, $l_4 = 120$ мм, $l_5 = 41$ мм, $d_2 = 226,8$ мм.

Вал червяка. Из условия равенства нулю моментов сил в опорах *A* и *B* по рис. 13.6 имеем:

– в плоскости *XOZ*

$$R_{AГ} = R_{БГ} = F_{t1} / 2 = 1529 / 2 = 764,5 \text{ Н;}$$

– в плоскости *YOZ*

$$\Sigma M_A = 0; \quad -F_p l_1 + F_r l_2 + F_{a1} d_1 / 2 - R_{БВ} l_3 = 0;$$

$$R_{БВ} = (-F_p l_1 + F_r l_2 + F_{a1} d_1 / 2) / l_3 = (-968 \cdot 100 + 2606 \cdot 102 + 7055 \cdot 78,75 / 2) / 204 = 2190 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -F_p (l_1 + l_3) + R_{АВ} l_3 - F_r (l_3 - l_2) + F_{a1} d_1 / 2 = 0;$$

$$R_{АВ} = [F_p (l_1 + l_3) + F_r (l_3 - l_2) - F_{a1} d_1 / 2] / l_3 = [968(100 + 204) + 2606(204 - 102) - 7055 \cdot 78,75 / 2] / 204 = 1384 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma Y = -F_p + R_{АВ} - F_r + R_{БВ} = -968 + 1384 - 2606 + 2190 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A = \sqrt{R_{AB}^2 + R_{AG}^2} = \sqrt{1384^2 + 764,5^2} = 1581 \text{ Н.}$$

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{R_{BB}^2 + R_{BG}^2} = \sqrt{2190^2 + 764,5^2} = 2320 \text{ Н.}$$

Вал червячного колеса. Из условия равенства нулю моментов сил в опорах *D* и *E* по рис. 13.6 имеем:

– в плоскости *XOZ*

$$R_{DG} = R_{EG} = F_{t2} / 2 = 7055 / 2 = 3527,5 \text{ Н;}$$

– в плоскости *YOZ*

$$\Sigma M_D = 0; \quad -F_{a2} d_2 / 2 - F_r l_5 + R_{EB} l_6 = 0;$$

$$R_{EB} = (F_{a2} d_2 / 2 + F_r l_5) / l_6 = (1529 \cdot 226,8 / 2 + 2606 \cdot 41) / 82 = 3417 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_E = 0; \quad R_{DB} l_6 + F_r (l_6 - l_5) - F_{a2} d_2 / 2 = 0;$$

$$R_{DB} = [F_{a2} d_2 / 2 - F_r (l_6 - l_5)] / l_6 = \\ = (1529 \cdot 226,8 / 2 - 2606 \cdot 41) / 82 = 811 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma Y = R_{DB} + F_r - R_{EB} = 811 + 2606 - 3417 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор:

$$R_D = \sqrt{R_{DB}^2 + R_{DG}^2} = \sqrt{811^2 + 3527,5^2} = 3620 \text{ Н.}$$

$$R_E = \sqrt{R_{EB}^2 + R_{EG}^2} = \sqrt{3417^2 + 3527,5^2} = 4911 \text{ Н.}$$

Направление консольной нагрузки F_K заранее не известно. Поэтому отдельно находят реакции опор от действия силы F_K . Полную реакцию каждой опоры, соответствующую наиболее опасному случаю нагружения, находят арифметическим суммированием результирующих от сил в зацеплении (R_D и R_E) и реакций от консольной нагрузки (R_{DK} и R_{EK} соответственно).

Реакции от консольной силы F_K :

$$\Sigma M_D = 0; \quad -F_K l_4 + R_{EK} l_6 = 0;$$

$$R_{EK} = F_K l_4 / l_6 = 3535 \cdot 120 / 82 = 5173 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_E = 0; \quad -F_K (l_4 + l_6) + R_{DK} l_6 = 0;$$

$$R_{DK} = F_K (l_4 + l_6) / l_6 = 3535 (120 + 82) / 82 = 8708 \text{ Н.}$$

Проверка: $-F_K + R_{DK} - R_{EK} = -3535 + 8708 - 5173 = 0$ – реакции найдены правильно.

Полные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rD} = R_D + R_{DK} = 3620 + 8708 = 12328 \text{ Н};$$

$$R_{rE} = R_E + R_{EK} = 4911 + 5173 = 10084 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников для вала червяка. Частота вращения входного вала с учетом фактического значения передаточного числа ременной передачи $n = n_3 / u_{pn} = 1410 / 2,68 = 526,1 \text{ мин}^{-1}$, $d = 40 \text{ мм}$; требуемый ресурс $L'_{10ah} = 20\,000 \text{ ч}$. Схема установки подшипников – *враспор*. Радиальные реакции опор: $R_{rA} = 1581 \text{ Н}$; $R_{rB} = 2320 \text{ Н}$. Вал нагружен осевой силой $F_{a1} = 7055 \text{ Н}$. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы $t_{\text{раб}} = 77 \dots 98 \text{ }^\circ\text{C}$.

Предварительно назначены подшипники роликовые конические легкой серии 7208А. Из табл. 19.24 для этого подшипника выписываем: $C_r = 58300 \text{ Н}$; $e = 0,37$; $Y = 1,6$. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 13.6) к виду, представленному на рис. 6.4, а. Получим: $R_{r1} = R_{rA} = 1581 \text{ Н}$; $R_{r2} = R_{rB} = 2320 \text{ Н}$; $F_a = F_{a1} = 7055 \text{ Н}$.

Определяем осевые составляющие:

$$R_{s1} = 0,83 e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1581 = 485,5 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83 e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2320 = 712,5 \text{ Н}.$$

Так как $R_{s1} < R_{s2}$ ($485,5 < 712,5$) и $F_a > (R_{s2} - R_{s1})$ [$7055 > (712,5 - 485,5)$], то в соответствии с табл. 6.2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{s1} = 485,5 \text{ Н}; \quad R_{a2} = R_{a1} + F_a = 485,5 + 7055 = 7540,5 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1} / (VR_{r1}) = 485,5 / (1 \cdot 1581) = 0,307$, что меньше $e = 0,37$ и для опоры 1: $X = 1$, $Y = 0$.

Отношение $R_{a2} / (VR_{r2}) = 7540,5 / (1 \cdot 2320) = 3,25$, что больше $e = 0,37$ и для опоры 2: $X = 0,4$ и $Y = 1,6$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ (см. табл. 6.4 п. 3) и $K_T = 1$ ($t_{\text{раб}} < 100 \text{ }^\circ\text{C}$, табл. 6.5):

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 1581 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2213 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (VXR_{r2} + YR_{a2}) K_B K_T = \\ = (1 \cdot 0,4 \cdot 2320 + 1,6 \cdot 7540,5) \cdot 1,4 \cdot 1 = 18190 \text{ Н.}$$

Расчетный ресурс более нагруженного подшипника опоры 2 при $a_{23} = 0,6$ (обычные условия применения, см. с. 142) и $p = 10/3 = 3,33$ (роликовый подшипник)

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{58300}{18190} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 526,1} = 919 \text{ ч.}$$

Это намного меньше требуемого ресурса $L'_{10ah} = 20\ 000$ ч. Поэтому намеченный подшипник 7208А не подходит.

Применение подшипника конического роликового средней серии 7308А ($C_r = 80900$ Н; $e = 0,35$; $Y = 1,7$) повышает расчетный ресурс до 2268 ч, что, однако, также намного меньше требуемого.

Примем для дальнейших расчетов подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности 1027308А. Подшипники с большим углом конусности очень чувствительны к изменению осевого зазора. Поэтому их рекомендуют устанавливать рядом, образуя из двух подшипников фиксирующую опору. Перейдем в соответствии с этим от схемы установки подшипников *враспор* к схеме с одной фиксирующей и другой плавающей опорами. В качестве фиксирующей выберем опору Б (рис. 13.6), отдавая предпочтение простоте обслуживания конических подшипников при эксплуатации. Отметим, что с противоположной стороны на конце вала устанавливается шкив ременной передачи.

Силы, нагружающие фиксирующую опору Б: $R_r = R_{rБ} = 2320$ Н; $R_a = F_{a1} = 7055$ Н. Плавающая опора А нагружена силой $R_r = R_{rА} = 1581$ Н.

Опора Б. Для фиксирующей опоры, состоящей из двух подшипников, принимаем подшипник 1027308А. Для этого подшипника по табл. 19.25: $C_r = 69300$ Н; $e = 0,83$. Для комплекта из двух подшипников $C_{r\text{ сум}} = 1,714 \cdot C_r = 1,714 \cdot 69300 = 118780$ Н.

Отношение $R_a / (VR_{rБ}) = 7055 / (1 \cdot 2320) = 3,04$, что больше $e = 0,83$. Коэффициент $V = 1$ – вращение внутреннего кольца относительно вектора $R_{rБ}$.

Вычислим коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок как для двухрядного конического роликового подшипника: $X = 0,67$ (см. с. 139);

$$\alpha = \arctg(e / 1,5) = \arctg(0,83 / 1,5) = 28,96^\circ,$$

$$Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha = 0,67 \operatorname{ctg} 28,96^\circ = 1,21.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка при $K_B = 1,4$ и $K_T = 1$
 $R_E = (VX'R_{\Gamma B} + YR_a) K_B K_T = (1 \cdot 0,67 \cdot 2320 + 1,21 \cdot 7055)1,4 \cdot 1 =$
 $= 14127 \text{ Н}.$

Расчетный ресурс при $a_{23} = 0,6$ и $p = 3,33$

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_{r\text{сум}}}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{118780}{14127} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 526,1} = 22812 \text{ ч}.$$

Подшипник 1027308А пригоден, так как расчетный ресурс больше требуемого $L'_{10ah} = 20\ 000$ ч. Основные размеры принятого подшипника: $d = 40$ мм, $D = 90$ мм, $T = 25,5$ мм.

Опора А. Для плавающей опоры червяка принимаем шариковый радиальный подшипник 208. По табл. 19.18 $C_r = 32000$ Н. Эквивалентная нагрузка при отсутствии осевой силы

$$R_E = VR_r K_B K_T = 1 \cdot 1581 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2213 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс при $a_{23} = 0,7$ и $p = 3$ (шариковый подшипник)

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,7 \left(\frac{32000}{2213} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 526,1} = 67048 \text{ ч}.$$

Подшипник 208 пригоден, так как расчетный ресурс больше требуемого $L'_{10ah} = 20\ 000$ ч. Основные размеры принятого подшипника: $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $B = 18$ мм.

Подбор подшипников для вала червячного колеса. Частота вращения выходного вала с учетом фактического значения передаточного числа ременной и червячной передач $n = 526,1 / 18 = 29,23$ мин⁻¹, $d = 60$ мм; требуемый ресурс $L'_{10ah} = 20\ 000$ ч. Схема установки подшипников – враспор. Радиальные реакции опор: $R_{rД} = 12328$ Н; $R_{rE} = 10084$ Н. Вал нагружен осевой силой $F_{a2} = 1529$ Н. Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы $t_{\text{раб}} = 77 \dots 98$ °С.

Предварительно назначены подшипники роликовые конические легкой серии 7212А. Из табл. 19.24 для этого подшипника выписываем: $C_r = 91300$ Н; $e = 0,4$; $Y = 1,5$. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 13.6) к

виду, представленному на рис. 6.4, а. Получим: $R_{r1} = R_{rД} = 12328$ Н; $R_{r2} = R_{rЕ} = 10084$ Н; $F_a = F_{a2} = 1529$ Н.

Определяем осевые составляющие:

$$R_{r1} = 0,83 \text{ e } R_{r1} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 12328 = 4093 \text{ Н};$$

$$R_{r2} = 0,83 \text{ e } R_{r2} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 10084 = 3348 \text{ Н}.$$

Так как $R_{r1} > R_{r2}$ и $F_a > 0$, то в соответствии с табл. 6.2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{r1} = 4093 \text{ Н}; \quad R_{a2} = R_{r1} + F_a = 4093 + 1529 = 5622 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 4093/(1 \cdot 12328) = 0,33$, что меньше $e = 0,4$ и для опоры 1: $X = 1$, $Y = 0$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 5622/(1 \cdot 10084) = 0,557$, что больше $e = 0,4$ и для опоры 2: $X = 0,4$ и $Y = 1,5$.

Эквивалентные динамические нагрузки при $K_B = 1,4$ (см. табл. 6.4 п. 3) и $K_T = 1$ ($t_{\text{раб}} < 100$ °С, табл. 6.5):

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_BK_T = 1 \cdot 1 \cdot 12328 \cdot 1,4 \cdot 1 = 17259 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (VXR_{r2} + YR_{a2}) K_B K_T = \\ = (1 \cdot 0,4 \cdot 10084 + 1,5 \cdot 5622) 1,4 \cdot 1 = 17453 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс более нагруженного подшипника опоры 2 при $a_{23} = 0,6$ (обычные условия применения, см. с. 142) и $p = 10/3 = 3,33$ (роликовый подшипник)

$$L_{10ah} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p \frac{10^6}{60n} = 0,6 \left(\frac{91300}{17453} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 29,23} = 84550 \text{ ч}.$$

Намеченный подшипник 7212А пригоден, так как расчетный ресурс больше требуемого $L'_{10ah} = 20\ 000$ ч. Основные размеры подшипника: $d = 60$ мм, $D = 110$ мм, $T = 24$ мм.

Выбор посадок колец подшипников. Внутренние кольца подшипников подвержены циркуляционному нагружению, наружные – местному. Для фиксирующей опоры червяка $R_E/C_{r_{\text{сум}}} = 14127/118780 = 0,12$. По табл. 6.6 выбираем поле допуска вала *т6*. Для плавающей опоры червяка $R_E/C_r = 2213/32000 = 0,07$. Поле допуска вала – *к6*. Для подшипника выходного вала $R_E/C_r = 17453/91300 = 0,191$. Выбираем поле допуска вала *т6*. По табл. 6.7 поля допусков отверстий корпусных деталей под установку наружных колец подшипников – *H7*.

Построение эпюр моментов и расчеты валов на прочность выполняем подобно тому, как это было показано для цилиндрического редуктора (см. разд. 13.1 настоящей главы).

Конструирование стакана и крышек подшипников. Примем для фиксирующей опоры червяка конструкцию стакана по рис. 7.1, а. Размеры конструктивных элементов стакана (мм):

D	D _a	δ	δ ₁	δ ₂	Винт		C	D _φ	t
					d	z			
90	105	7,5	7,5	9	M8	4	8	144	5

Посадку стакана в корпус примем Ø105 H7/k6.

Крышки подшипников привертные. В фиксирующей опоре червяка конструкцию крышки примем по рис. 7.2, з, а в плавающей опоре предварительно по рис. 7.2, в.

Крышки подшипников вала колеса примем по типу рис. 7.2, а, в. Размеры конструктивных элементов крышек подшипников (мм) для фиксирующей опоры червяка (1), плавающей опоры червяка (2), опор вала колеса (3):

Крышка опоры	D	δ	δ ₁	δ ₂	Винт		C	D _φ
					d	z		
1	90	6	8	6	M8	4	15,5	144
2	80	6	8	6	M8	4	8	115
3	110	7	9	7	M10	6	10	155

Смазывание и уплотнения. Скорость скольжения в зацеплении $v_s = 2,1$ м/с. Контактные напряжения $\sigma_H = 221$ Н/мм². По табл. 8.1 и 8.2 выбираем масло И-Т-С-320.

Глубину погружения червяка, при нижнем его расположении, примем $h_m = 0,4 d_{a1} = 0,4 \cdot 91,35 \approx 37$ мм (см. с. 182, рис. 8.3, а).

Уплотнение на выходе червяка примем торцовое по рис. 8.18; на выходе вала колеса – щелевое с дренажным отверстием по рис. 8.22. Размеры уплотнения на червяке установим сами по рекомендациям разд. 8.4.

Конструкцию корпуса червячного редуктора принимаем по рис. 11.16. Толщина стенки корпуса

$$\delta = 1,3\sqrt[4]{T} = 1,3\sqrt[4]{800} = 6,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta = 7$ мм. Толщины стенок боковых крышек $\delta_1 = 6$ мм. Размеры конструктивных элементов крышек: $C = 5$ мм; $D = 250$ мм; $D_k = 300$ мм; $D_\phi = 305$ мм; $H = 35$ мм.

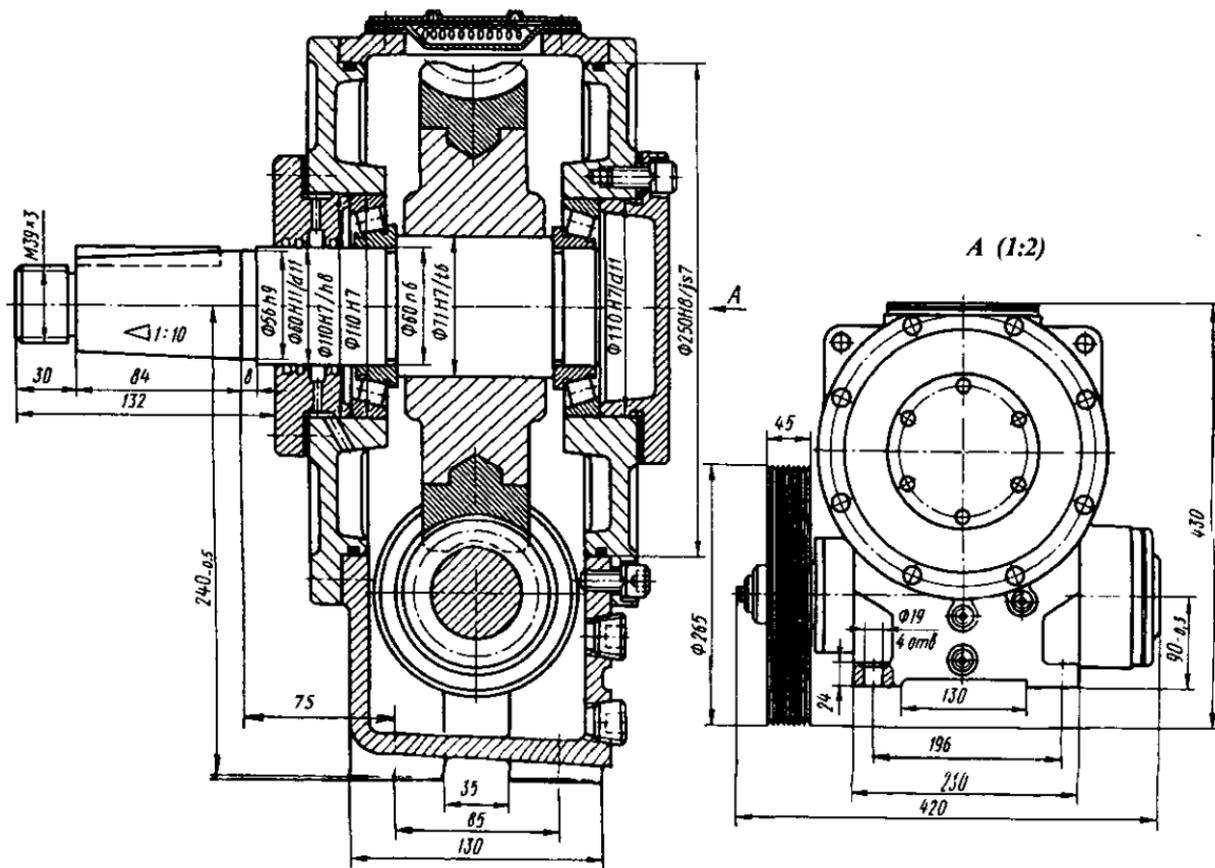


Рис. 13.7 (продолжение)

ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Выше приведены рекомендации по выполнению отдельных этапов курсового проекта, а также краткая характеристика вариантов конструктивных решений. При выполнении курсового проекта из всего многообразия вариантов необходимо выбрать один, оптимальный. Число возможных сочетаний типов подшипников, схем их установки, способов регулирования, конструкций стаканов, крышек подшипников, а также зубчатых или червячных колес, червяков, смазочных и уплотнительных устройств, велико. Многообразие возможных конструктивных решений создает при выполнении проекта определенные трудности. Для облегчения выбора решений в настоящей главе приведены варианты типовых конструкций опорных узлов зубчатых и червячных передач, состоящих из валов с установленными на них деталями. Напомним, что сборку валов с сопряженными деталями выполняют, как правило, в не корпуса изделия.

На специализированных заводах-изготовителях редукторов направление линии зуба косозубых цилиндрических колес с целью уменьшения их номенклатуры задают *правым*, а сопряженных шестерен – *левым*.

Ниже отдельно рассмотрены конструкции входных, промежуточных и выходных валов редукторов разных типов, а также корбков передач.

14.1. Входные (быстроходные) валы

Редукторы цилиндрические с прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами. На рис. 14.1 показаны конструкции входных валов *цилиндрических двухступенчатых редукторов, выполненных по развернутой схеме* (см. табл. 1.3). В таких редукторах шестерню располагают несимметрично относительно опор, смещая ее ближе к опоре, противоположной участку вала, выступающего из редуктора. Так как на входной конец вала действует консольная сила, то такое расположение шестерни приводит к более равномерному нагружению опор и меньшей неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

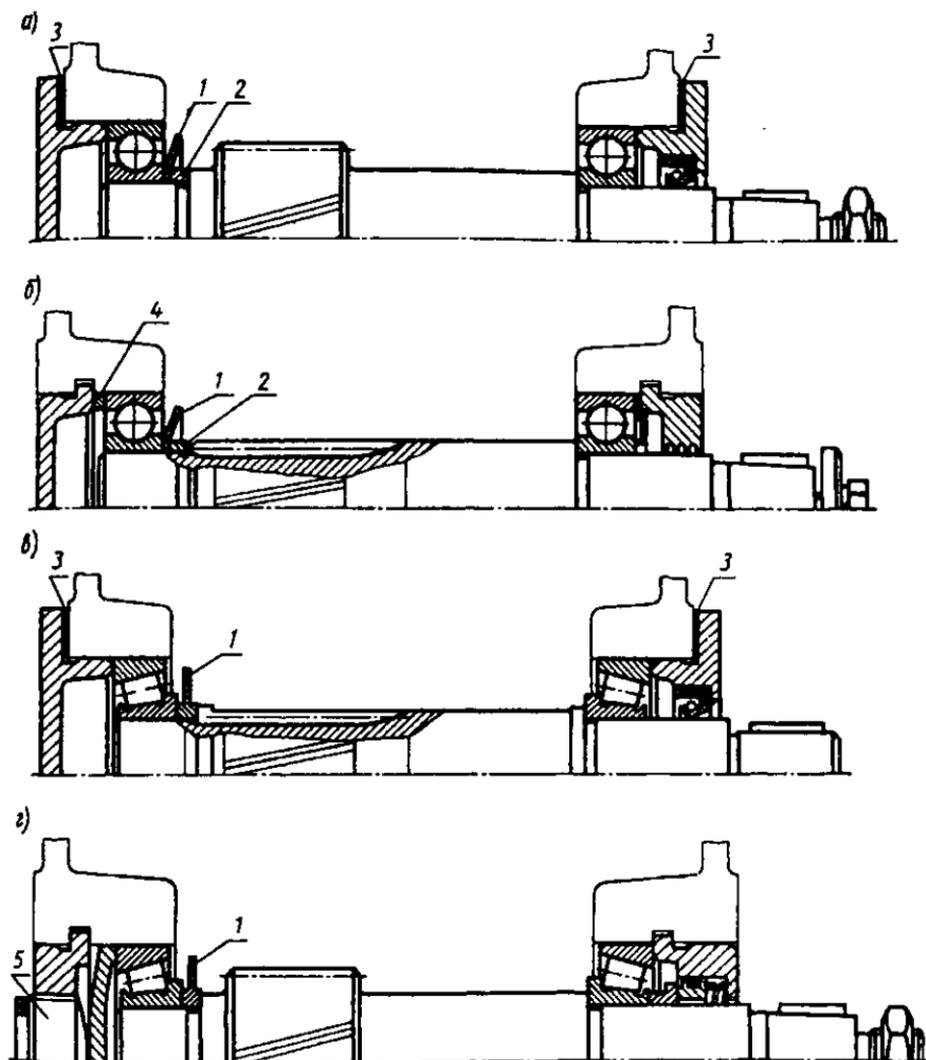


Рис. 14.1

Подшипник, находящийся вблизи шестерни, защищают маслоотражательными шайбами 1 от чрезмерного залива маслом, выдавливаемым вместе с продуктами износа из зубчатого зацепления. Если шайбы изготовлены из тонкого листового материала, то

устанавливают дополнительно дистанционное кольцо 2, ширина которого больше ширины канавки на валу перед заплечиком вала.

Подшипники входных валов цилиндрических редукторов с прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами чаще всего устанавливают по схеме *враспор*. Необходимый осевой зазор обеспечивают с помощью тонких металлических прокладок 3, устанавливаемых между корпусом и привертными крышками (рис. 14.1, *а, в*) или с помощью компенсаторного кольца 4, которое устанавливают между торцами закладной крышки и наружного кольца шарикового радиального подшипника (рис. 14.1, *б*). Для удобства сборки компенсаторное кольцо устанавливают со стороны глухой крышки.

При установке роликовых конических подшипников и применении закладных крышек необходимую точность регулирования можно достичь с помощью винта 5 (рис. 14.1, *г*). Конические роликоподшипники применяют в конструкциях входных валов цилиндрических редукторов чаще всего для повышения жесткости и уменьшения габаритов опор. Регулирование с помощью резьбовых деталей проще, так как не нужно снимать крышку для замены прокладок. Однако конструкция узла усложнена.

В качестве уплотнительных устройств можно применять (см. рис. 14.1): *а* и *в* – манжетное уплотнение, *б* – комбинированное (щелевое в сочетании с упругой стальной шайбой), *г* – торцовое уплотнение.

Конструкции входных валов *одноступенчатых цилиндрических редукторов* выполняют так, как показано на рис. 14.1, но шестерню располагают симметрично относительно опор.

На рис. 14.2 показаны конструкции входных валов *соосных цилиндрических двухступенчатых редукторов*. Шестерню располагают симметрично относительно опор вала. Подшипники устанавливают *враспор*. Необходимый осевой зазор обеспечивают при сборке установкой набора тонких металлических прокладок 1 под фланец привертной крышки (рис. 14.2, *а*) или установкой компенсаторного кольца 2 при применении закладной крышки (рис. 14.2, *б*). Одну из подшипниковых опор устанавливают на внешней боковой стенке редуктора, другую – на внутренней стенке (промежуточная опора) рядом с опорой соосно расположенного выходного вала редуктора.

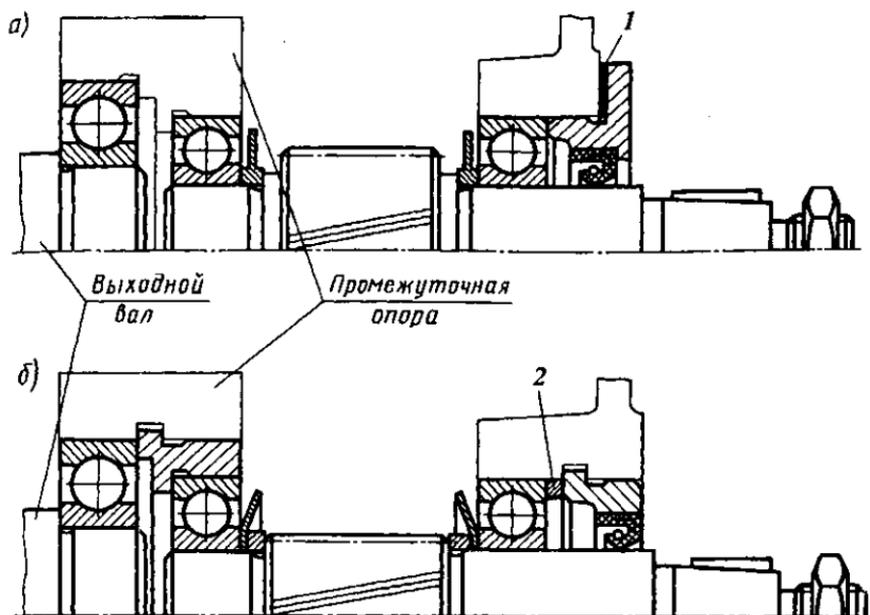


Рис. 14.2

Редукторы с шевронными зубчатыми колесами. Примеры конструкций входных валов одноступенчатых редукторов с шевронными зубчатыми колесами показаны на рис. 14.3. Валы – плавающие. Осевое положение плавающего вала определяют наклонные в противоположные стороны зубья полушевронов. Сопряженные с ними выходные валы фиксируют в осевом направлении относительно корпуса.

Наружное кольцо подшипника без бортов (рис. 14.3, а) поджимают торцом привертной крышки к кольцу 1. Это кольцо может быть сплошным, если плоскость разреза корпуса проходит через ось вала. Если корпус выполнен без разреза, то 1 – пружинное плоское упорное внутреннее кольцо. В плавающей опоре по рис. 14.3, а рекомендуют закреплять внутреннее кольцо подшипника с двух сторон с целью предотвращения его случайного схода с вала. Для компенсации неизбежной неточности изготовления по длине деталей между пружинным кольцом 2 и торцом внутреннего коль-

ца подшипника устанавливают компенсаторное кольцо 3, толщину которого подбирают при сборке.

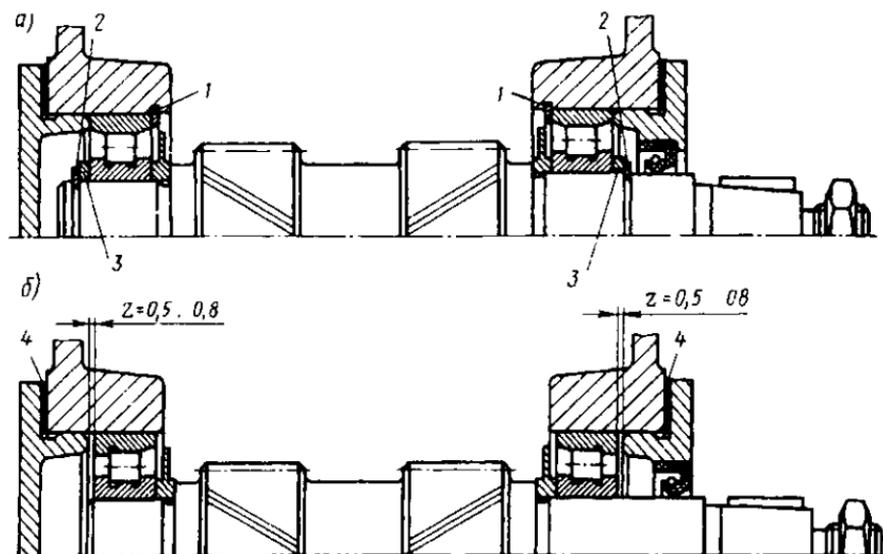


Рис. 14.3

При применении подшипника с одним бортом на наружном кольце (рис. 14.3, б) необходимое осевое положение привертных крышек устанавливают при сборке подбором тонких металлических прокладок 4. Наружные кольца имеют свободу осевого перемещения на величину зазора $z = 0,5 \dots 0,8$ мм в сторону крышки подшипника. В начальный момент осевого плавания вала ролики подшипников смещают наружные кольца на некоторую величину в сторону крышек. При этом зазор z уменьшается и в дальнейшем за счет тепловых деформаций вала выбирается полностью. Найдя свое положение, наружные кольца остаются неподвижными.

Закреплять на валу внутреннее кольцо подшипника пружинным кольцом в конструкции по рис. 14.3, б нет необходимости.

Основные характеристики подшипников роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами приведены в табл. 19.21 и 19.22.

Редукторы конические и коническо-цилиндрические. На рис. 14.4 показаны конструкции входных валов-конических шестерен с установкой подшипников *врастяжку* (см. рис. 3.6, *г*), а на рис. 14.5 — с одной фиксирующей и одной плавающей опорами (см. рис. 3.6, *в*).

При сборке конической передачи регулируют вначале зазор в подшипниках, а затем зацепление. Регулирование осевого зазора в радиально-упорных подшипниках (см. рис. 14.4) осуществляют осевым перемещением по валу с помощью круглой шлицевой гайки внутреннего кольца подшипника. При регулировании зацепления вал-шестерню перемещают в осевом направлении путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок *1* между корпусом редуктора и фланцем стакана.

В узле по рис. 14.4, *а* применены конические роликовые подшипники с упорным бортом на наружном кольце (см. табл. 19.26). Стакан при этом имеет очень простую конструкцию.

Подшипник, расположенный ближе к конической шестерне, нагружен большей радиальной силой и, кроме того, воспринимает и осевую силу со стороны зацепления. Поэтому в ряде конструкций этот подшипник выбирают более тяжелой серии (рис. 14.4, *б*) или с большим диаметром посадочного отверстия (рис. 14.4, *в*). Устанавливают подшипник непосредственно в отверстии корпуса. Это повышает точность радиального положения шестерни.

В узле по рис. 14.4, *г* для размещения подшипников вала конической шестерни применен стакан с кольцевым выступом в отверстии. Точность установки наружных колец в стакане зависит от точности изготовления торцов этого выступа. Наличие кольцевого выступа в отверстии стакана усложняет его обработку, требует высокой точности изготовления.

Особенностью конструкций стаканов, применяемых для установки подшипников *врастяжку*, является то, что их положение в корпусе определяет не внешняя цилиндрическая поверхность, а весьма развитый фланец. Поэтому цилиндрическая поверхность, используемая лишь для центрирования, в некоторых конструкциях может быть значительно сокращена (рис. 14.4, *в*).

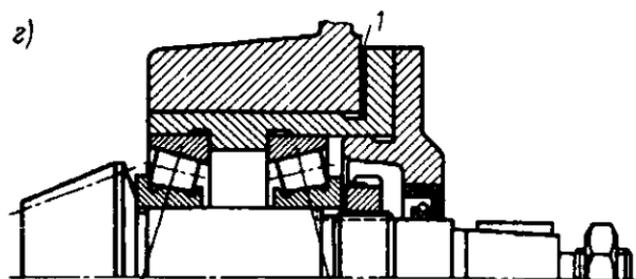
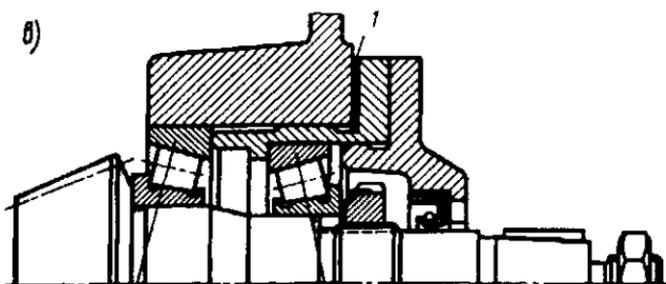
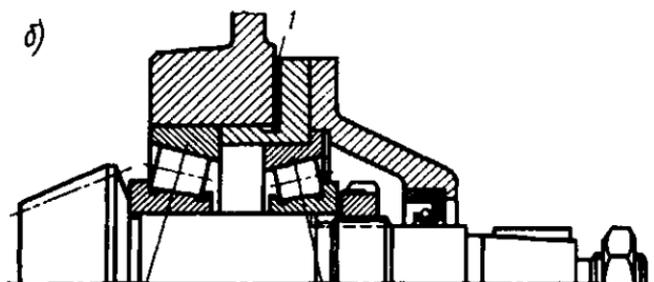
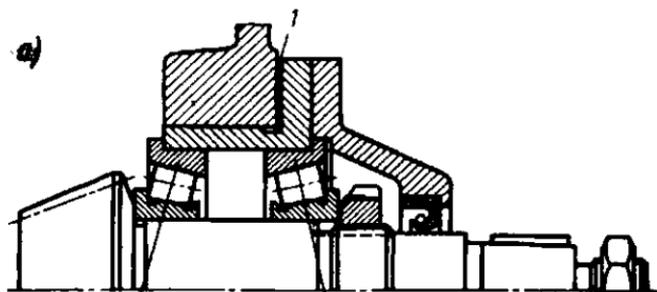


Рис. 14.4

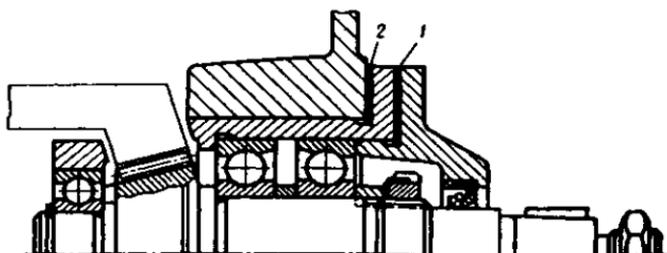


Рис. 14.5

Общим недостатком консольного расположения конической шестерни (рис. 14.4) является неравномерное распределение нагрузки по длине зуба шестерни. Более рациональным с точки зрения уменьшения неравномерности распределения нагрузки по длине зуба является неконсольное расположение шестерни. Однако такие конструкции сложнее. Дополнительную опору можно разместить в стакане или в специально выполненной внутренней стенке редуктора. Так как зубья конической шестерни нарезают на валу, то посадочный диаметр под внутреннее кольцо подшипника дополнительной опоры оказывается небольшим. Рядом расположенное колесо конической зубчатой передачи ограничивает радиальные размеры этой опоры. Возможный вариант конструкции с расположением дополнительной опоры в стакане показан на рис. 14.5. Жесткость узла в этом случае достаточно высокая и с целью снижения потерь на вращение можно использовать *шариковые* радиально-упорные подшипники в фиксирующей опоре и радиальный подшипник в плавающей опоре.

Регулирование подшипников фиксирующей опоры выполняют тонкими металлическими прокладками 1. Коническое зацепление регулируют набором металлических прокладок 2, устанавливаемых под фланцем стакана.

Редукторы червячные. В червячных редукторах входным является вал червяка. Примеры возможного конструктивного оформления показаны на рис. 14.6, где радиально-упорные подшипники установлены *враспор*, и на рис. 14.7 – установка подшипников по рис. 3.6, *в*: левая опора фиксирующая, правая – плавающая. Схема установки подшипников по рис. 14.7 характеризуется тем, что фиксирующая опора может воспринимать значительные осевые нагрузки, так как здесь можно применить конические подшипники с большим углом конусности (см. табл. 19.25).

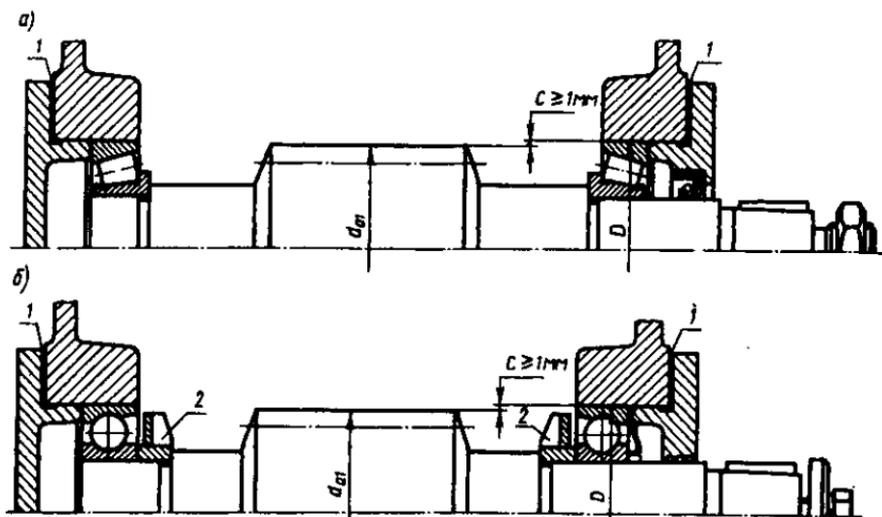


Рис. 14.6

Регулирование радиально-упорных подшипников во всех показанных вариантах выполняют набором тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцем крышки подшипника.

В зависимости от окружной скорости червяк может иметь верхнее или нижнее расположение относительно червячного колеса. При нижнем расположении червяк погружен в масляную ванну и при вращении создает своей винтовой нарезкой струю масла, заливающую подшипник. Для защиты подшипника устанавливают маслоотражательное кольцо 2 (рис. 14.6, б). Это кольцо выполняют с поперечными выступами-лопатками, которыми масло разбрызгивают внутри корпуса редуктора, смазывая зацепление и подшипники выходного вала. При верхнем расположении червяка кольца 2 не ставят. Если в этом случае не удастся обеспечить надежный подвод масла для смазывания подшипников, то их смазывают пластичным смазочным материалом, для предотвращения вытекания которого устанавливают мазеудерживающие кольца 2 (рис. 14.7).

Валы-червяки при сборке заводят в корпус через отверстие, предназначенное для установки подшипников. Поэтому диаметральные размеры червяка или деталей, расположенных на валу, должны быть меньше диаметра отверстия на $2c$. Если диаметр d_{a1} червяка больше диаметра D подшипника, то подшипник устанавливают в стакане (рис. 14.7).

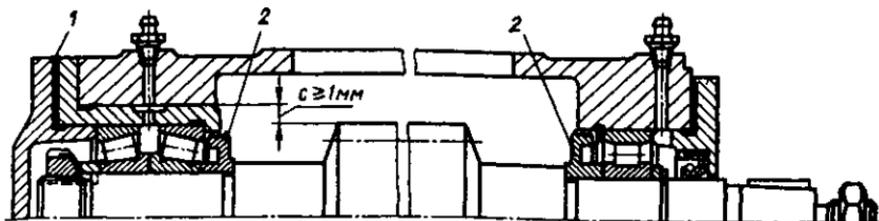


Рис. 14.7

Коробки передач. Подшипники валов двухскоростных коробок передач устанавливают чаще всего *враспор*. Зазор для компенсации тепловых деформаций обеспечивают установкой тонких металлических прокладок *1* под фланцы привертных крышек (рис. 14.8).

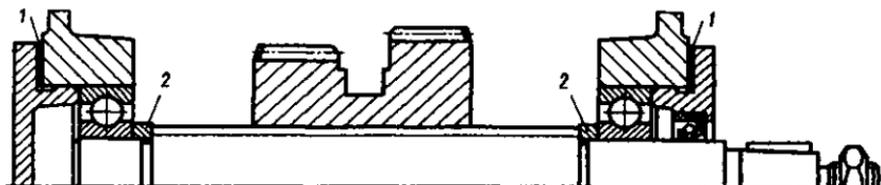


Рис. 14.8

На входном валу коробок передач располагают передвижной блок шестерен. Вращающий момент передают шлицевым соединением. Шлицы нарезают по всей длине вала между подшипниками. Для предотвращения аварийного перемещения блока шестерен до упора в подшипник предусматривают ограничители хода, в качестве которых можно использовать кольца *2*.

14.2. Промежуточные валы

Редукторы цилиндрические с прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами. На промежуточном валу двухступенчатого цилиндрического редуктора расположены зубчатое колесо быстроходной и шестерня тихоходной передач. Направление линии наклона зубьев у этих зубчатых колес должно быть одинаковым, чтобы осевые силы, действующие на опоры, хотя бы частично взаимно уравновешивались.

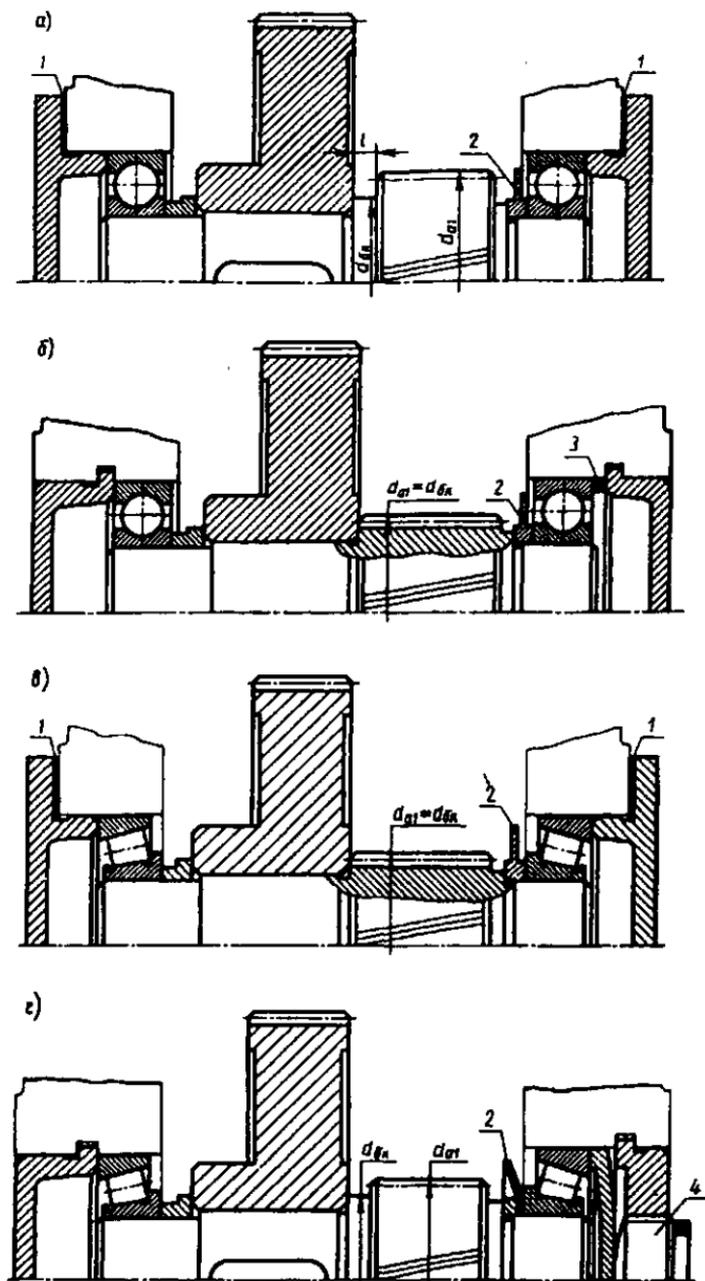


Рис. 14.9

В редукторах, выполненных по развернутой схеме, расстояние l между торцами шестерни и колеса невелико (рис. 14.9, а). Зубья шестерни часто нарезают так, что торец ступицы колеса упирают в торец шестерни (рис. 14.9, б, в).

В тех случаях, когда диаметр d_{a1} шестерни намного превышает диаметр $d_{БК}$ (например, при небольших передаточных числах тихоходной ступени) выполняют переходную часть вала между шестерней и колесом (рис. 14.9, а, з). Для передачи вращающего момента с колеса на вал используют шпоночное соединение (рис. 14.9, а, з) или соединение с натягом (рис. 14.9, б, в). Подшипники устанавливают *враспор*. При применении привертных крышек регулирование осевого зазора выполняют набором тонких металлических прокладок 1 (рис. 14.9, а, в). В конструкциях с закладными крышками необходимый осевой зазор обеспечивают компенсаторным кольцом 3 (рис. 14.9, б) при установке вала на радиальных шарикоподшипниках или нажимным винтом 4 (рис. 14.9, з) при установке вала на радиально-упорных конических подшипниках. Регулирование нажимным винтом проще, но конструкция узла усложнена. Подшипник, расположенный рядом с шестерней, защищают маслоотражательным кольцом 2 от чрезмерного залива маслом, выжимаемым вместе с продуктами изнашивания из зацепления тихоходной ступени.

В цилиндрических соосных редукторах расстояние l между торцами шестерни и колеса на промежуточном валу конструктивно получается большим, оно должно быть больше ширины промежуточной опоры (рис. 14.10 и 14.11). На рис. 14.10 показан пример конструкции промежуточного вала соосного редуктора с *внешним*, а на рис. 14.11, – с *внутренним* зацеплением тихоходной ступени. По рис. 14.10 шестерня и колесо расположены между опорами. Подшипники установлены *враспор*, осевой зазор устанавливают набором металлических прокладок 1. Подшипник, расположенный рядом с шестерней тихоходной ступени, защищают маслоотражательным кольцом 2 от залива маслом. Если диаметр $d_{БК}$ заплечика вала в месте установки колеса мало отличается от наружного диаметра шестерни d_{a1} , то вал в средней части выполняют постоянного диаметра (рис. 14.10). Если различие в диаметрах $d_{БК}$ и d_{a1} велико, то вал в средней части оформляют с уступом по примеру конструкции на рис. 14.9, а.

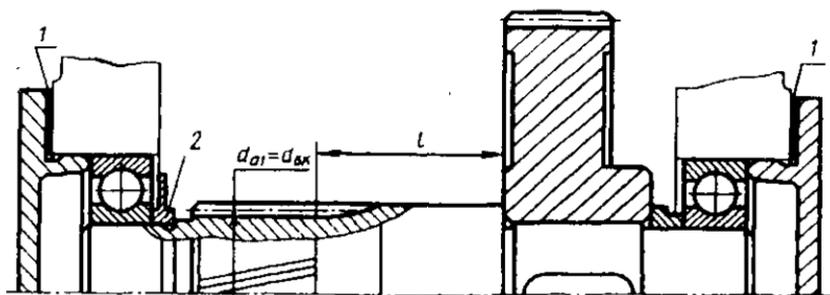
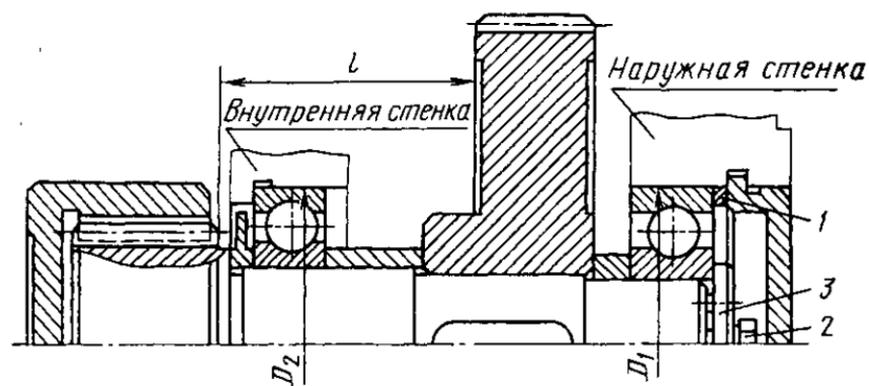
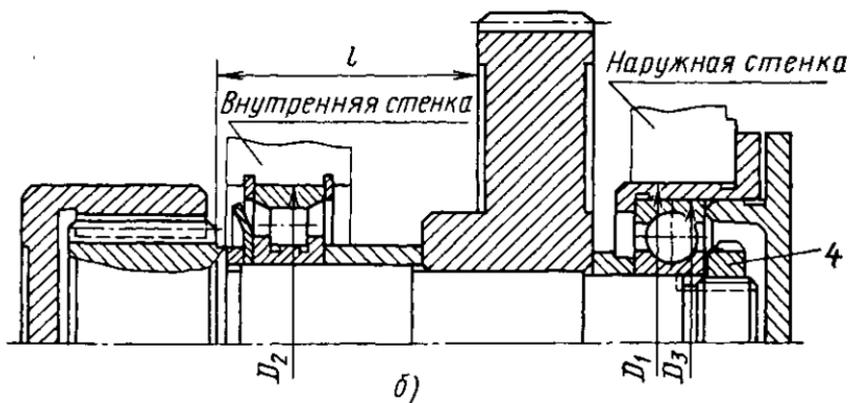


Рис. 14.10



а)



б)

Рис. 14.11

При внутреннем зацеплении шестерню тихоходной ступени располагают консольно (см. рис. 14.11). Расточку отверстий в корпусе выполняют со стороны наружной стенки. Необходимо выдержать соотношение $D_1 \geq D_2$. В варианте конструкции по рис. 14.11, а подшипники установлены *враспор*, необходимый осевой зазор устанавливают подбором толщины компенсаторного кольца 1. Для обеспечения осевой фиксации вала внутренние кольца подшипников поджимают к торцу вала с помощью винта 2 и торцевой шайбы 3. Особенностью конструкции является то, что подшипник, расположенный на внутренней стенке редуктора, нагружен большей радиальной силой, а диаметральные размеры корпусной детали в этом месте ограничены, так как рядом на той же внутренней стенке находятся подшипники опор соосно расположенных входного и выходного валов. Поэтому часто во внутренней стенке устанавливают радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами, отличающийся большей грузоподъемностью (рис. 14.11, б). Такая опора является плавающей. Наружное кольцо подшипника плавающей опоры крепят в корпусе двумя плоскими упорными кольцами.

Вторую опору выполняют фиксирующей, располагая шариковый радиальный однорядный подшипник в стакане. Подбирая толщину стенки стакана, обеспечивают выполнение условия $D_1 \geq D_2$. Комплект деталей на валу стягивают круглой шлицевой гайкой 4 (рис. 14.11, б).

Редукторы коническо-цилиндрические. Промежуточные валы двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов устанавливают на конических роликоподшипниках (рис. 14.12). Схема установки – *враспор*. Особенностью конструкции является то, что помимо регулирования осевого зазора в подшипниках необходимо выполнять регулирование конического зацепления, которое выполняют осевым перемещением всего собранного комплекта вала. И одно, и другое регулирование осуществляют с помощью либо набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек (рис. 14.12, а), либо двумя нажимными винтами 2, вворачиваемыми в закладные крышки (рис. 14.12, б). В конструкции по рис. 14.12, а для перемещения вала прокладки под крышками подшипников переставляют с одной стороны корпуса на другую, причем суммарная толщина их, для сохранения правильной установки подшипников, должна оставаться неизменной. Регулируют осевое положение вала винтами 2, отворачивают нажимной винт с

одной стороны корпуса, одновременно **заворачивая винт с другой стороны на такую же величину.**

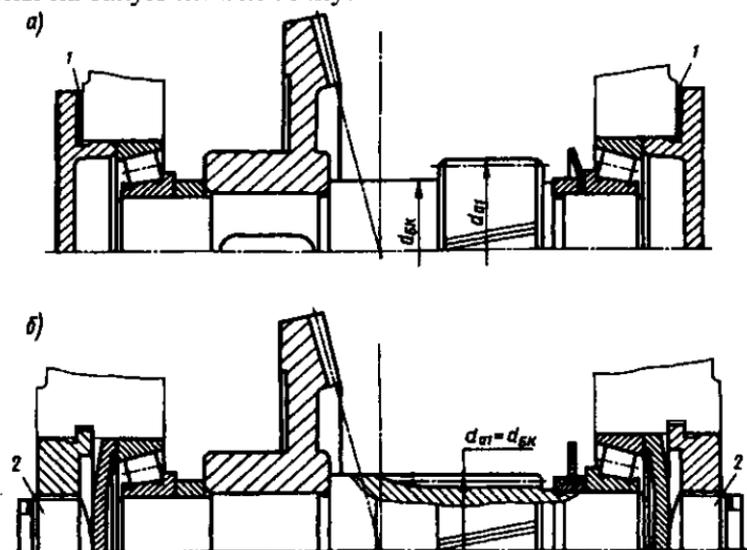


Рис. 14.12

Вращающий момент передают с колеса на вал шпоночным соединением (рис. 14.12, а) или соединением с натягом (рис. 14.12, б).

Корпус редуктора чаще всего выполняют симметричным относительно оси входного вала, поэтому вершину делительного конуса колеса располагают на оси симметрии корпуса редуктора. С целью уменьшения прогиба промежуточного вала шестерню цилиндрической передачи смещают ближе к опоре. При этом ступица сопряженного колеса цилиндрической передачи (тихоходной ступени) может выступать в сторону конического колеса. В зависимости от соотношения размеров $d_{вк}$ и $d_{вт}$ конструкцию вала в средней части выполняют по рис. 14.12, а или б.

14.3. Выходные (тихоходные) валы

Редукторы цилиндрические с прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами. Примеры конструкций выходных валов двухступенчатых редукторов, выполненных по развернутой схеме (см. табл. 1.3), показаны на рис. 14.13. Сами валы проектируют с воз-

можно меньшим числом ступеней, обеспечивая осевую фиксацию зубчатых колес на валу посадками с натягом (рис. 14.13, а–в).

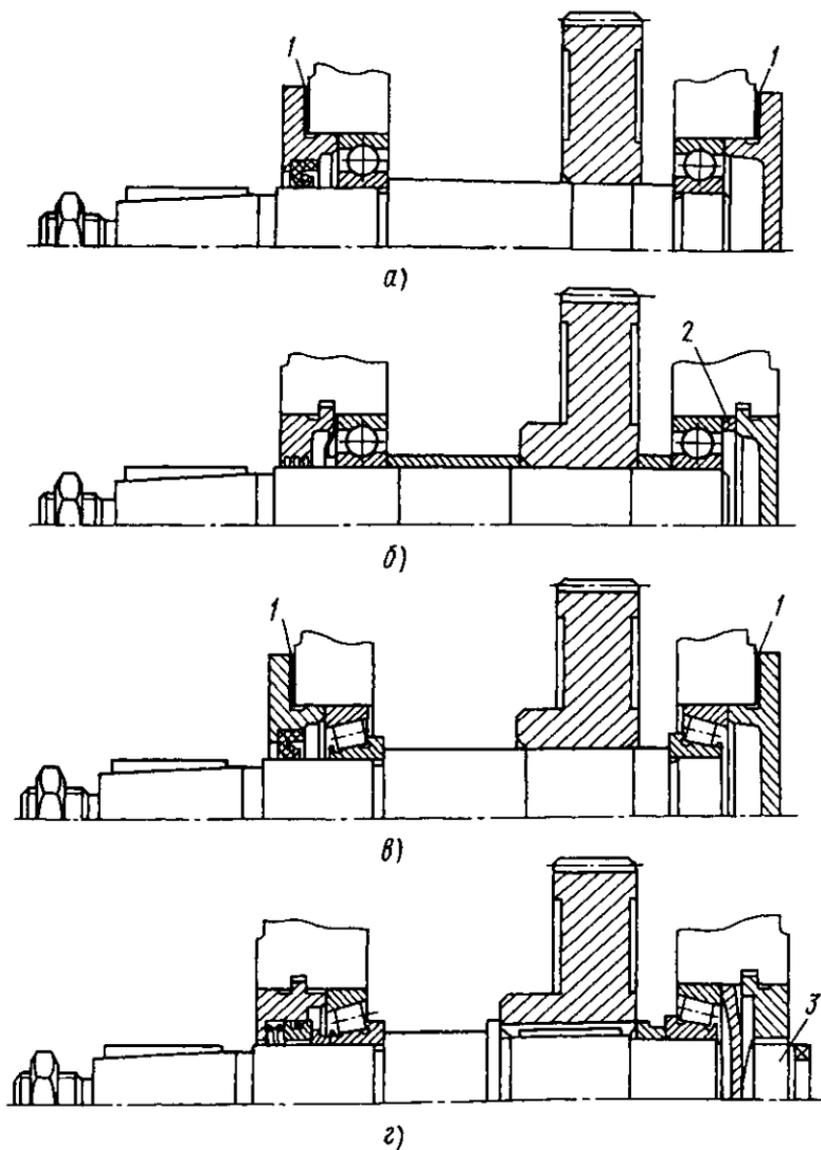


Рис. 14.13

Наряду с ними применяют конструкцию вала по рис. 14.13, *з*, в которой колесо при сборке доводят до упора в заплечик вала. Во всех вариантах конструкций рис. 14.13 подшипники установлены *враспор*. Необходимый осевой зазор обеспечивают установкой набора тонких металлических прокладок 1 под фланец привертной крышки (рис. 14.13, *а*, *в*), а в конструкциях с закладной крышкой – установкой компенсаторного кольца 2 при применении радиального шарикоподшипника (рис. 14.13, *б*) или нажимного винта 3 при применении конических роликоподшипников (рис. 14.13, *з*).

В *одноступенчатом цилиндрическом редукторе* применяют зубчатое колесо с симметричной ступицей и располагают его на равном расстоянии от опор по одному из представленных на рис. 14.13 вариантов.

В качестве уплотнительных устройств можно применять (см. рис. 14.13): *а* и *в* – манжетное уплотнение, *б* – комбинированное (щелевое в сочетании с упругой стальной шайбой), *з* – торцовое уплотнение.

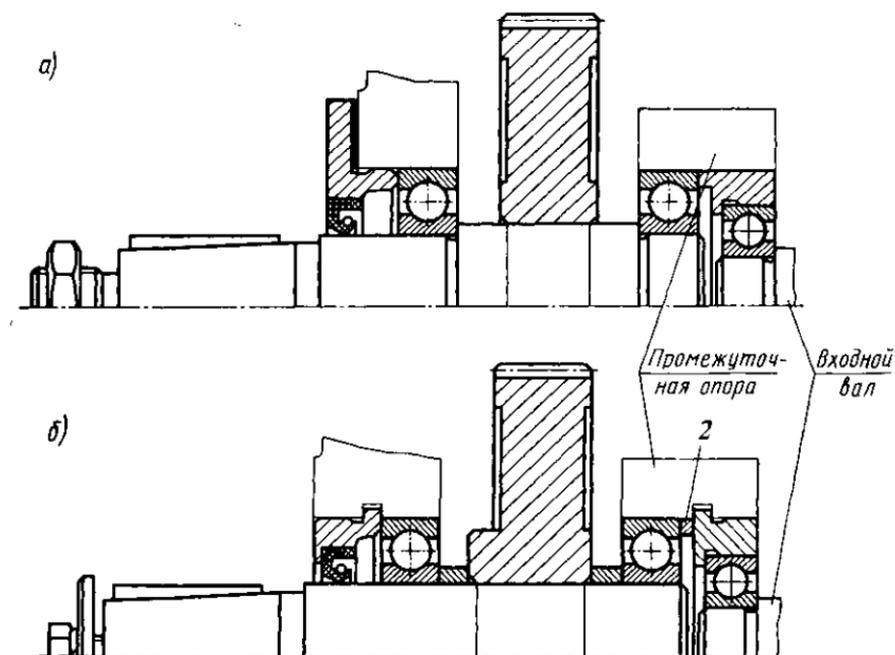


Рис. 14.14

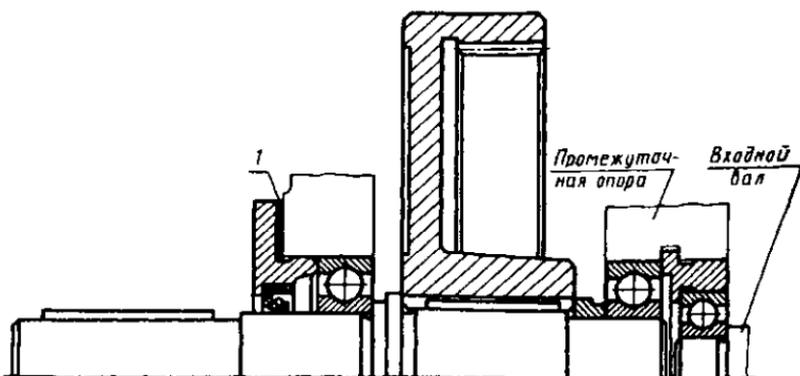


Рис. 14.15

В двухступенчатых соосных цилиндрических редукторах с внешним зацеплением выходной вал можно выполнять так, как показано на рис. 14.14. Вращающий момент передают с зубчатого колеса на вал соединением с натягом. Колесо располагают на валу симметрично относительно опор. Подшипники устанавливают *враспор*. Осевой зазор обеспечивают тонкими металлическими прокладками 1, подкладываемыми под фланцы привертных крышек на входном и выходном валах редуктора (рис. 14.14, а), так как при конструктивном оформлении промежуточной опоры по рис. 6.28, в эти валы образуют общую систему. В случае применения закладных крышек необходимый осевой зазор достигают установкой компенсаторного кольца 2, которое в конструкции по рис. 14.14, б удобнее расположить в промежуточной опоре.

На рис. 14.15 показана конструкция выходного вала соосного цилиндрического редуктора с внутренним зацеплением. Колесо при сборке доводят до упора в торец заплечика вала. Подшипники устанавливают *враспор*, осевой зазор обеспечивают набором тонких металлических прокладок 1 при применении привертных крышек или компенсаторным кольцом – при установке закладных крышек.

Редукторы с шевронными зубчатыми колесами. Примеры конструкций выходных валов одноступенчатых редукторов с шевронными зубчатыми колесами показаны на рис. 14.16. Вращающий момент передают с зубчатого колеса на вал соединением с натягом.

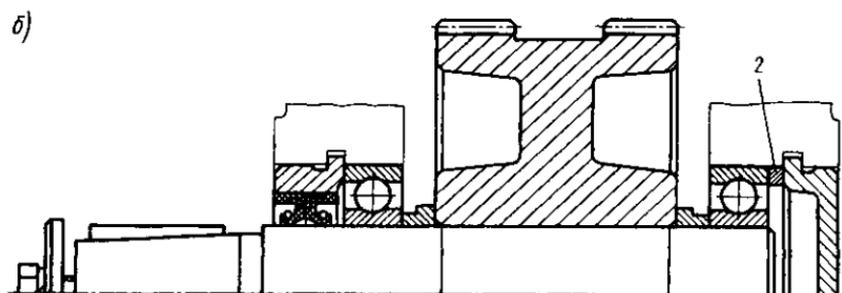
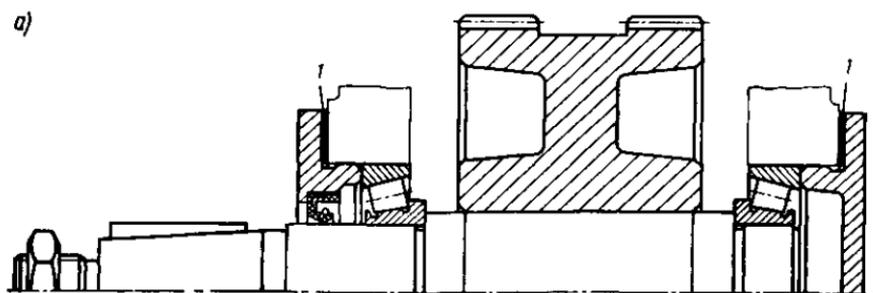


Рис. 14.16

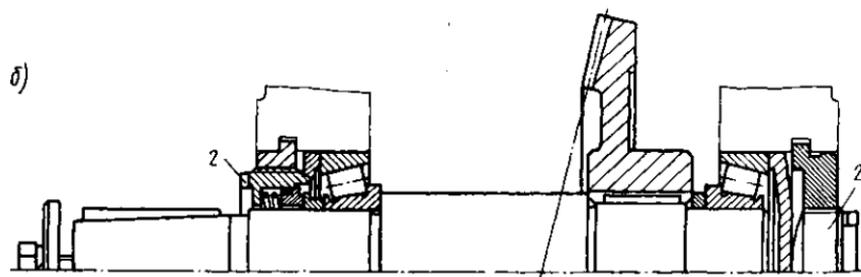
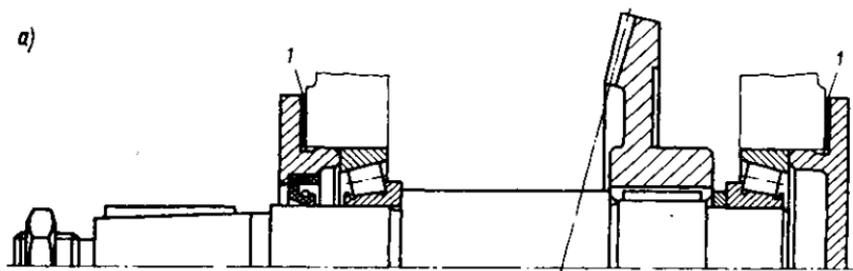


Рис. 14.17

Валы фиксируют относительно корпуса установкой подшипников *враспор*. Осевой зазор в конических роликоподшипниках регулируют с помощью тонких металлических прокладок *1*, устанавливаемых под фланцы привертных крышек (рис. 14.16, *а*). Осевой зазор по рис. 14.16, *б* устанавливают подшлифовкой компенсаторного кольца *2*.

Редукторы конические. Выходные валы конических редукторов устанавливают на конических роликоподшипниках (рис. 14.17). Схема установки – *враспор*. Вершина делительного конуса колеса должна совпадать с вершиной делительного конуса шестерни, т.е. должна быть расположена на оси входного вала. Коническое колесо располагают на валу ближе к той опоре, которая находится дальше от выходного конца. Так как на конец вала действует консольная нагрузка, то при таком расположении колеса достигают более благоприятного нагружения подшипников. Регулирование радиально-упорных подшипников выполняют набором тонких металлических прокладок *1*, устанавливаемых под фланцы привертных крышек (рис. 14.17, *а*). Переносом части прокладок с одной стороны корпуса на другую при сохранении их суммарной толщины изменяют осевое положение колеса, т.е. регулируют коническое зацепление. При установке закладных крышек (рис. 14.17, *б*) регулирование подшипников и зацепления выполняют с помощью нажимных винтов *2*. В нажимной винт со стороны выходного конца вала встраивают уплотнительное устройство, например, торцовое уплотнение (рис. 14.17, *б*).

Редукторы червячные. На выходном валу червячного редуктора симметрично относительно опор располагают червячное колесо (рис. 14.18). Вал устанавливают на конических роликоподшипниках *враспор*. При сборке регулируют вначале подшипники, а затем червячное зацепление. Для регулирования осевого зазора в радиально-упорных подшипниках предусматривают установку набора тонких металлических прокладок *1*. Для регулирования червячного зацепления необходимо весь комплект вала с червячным колесом смещать в осевом направлении до совпадения средней плоскости венца червячного колеса с осью червяка. Осевое смещение вала выполняют переносом части прокладок *1* с одной стороны корпуса на другую. Для сохранения необходимых зазоров в подшипниках суммарная толщина набора прокладок должна оставаться неизменной.

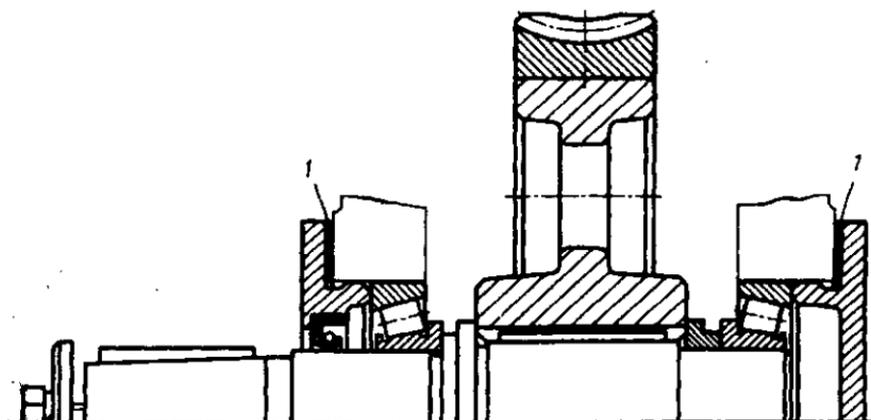


Рис. 14.18

Коробки передач. Подшипники выходных валов двухскоростных коробок передач устанавливают *враспор*. С помощью регулировочных тонких металлических прокладок 1 (рис. 14.19), подкладываемых под фланцы привертных крышек, обеспечивают необходимый осевой зазор. Для передачи вращающего момента с колес на вал используют шлицевое соединение. С целью уменьшения изнашивания шлицев вследствие микроперемещений при вращении вала под нагрузкой, зубчатые колеса поджимают круглой шлицевой гайкой к пружинному упорному кольцу 2.

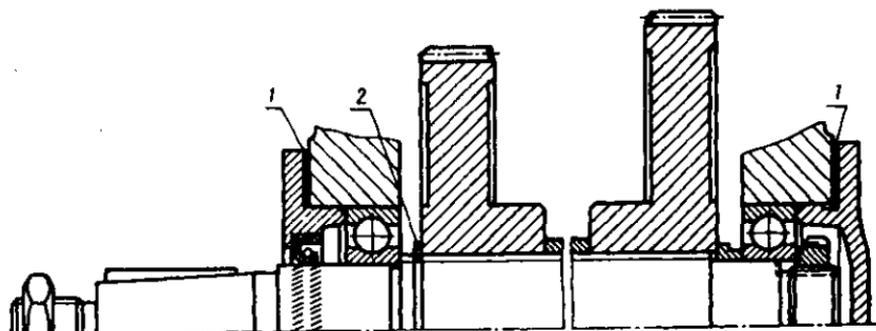


Рис. 14.19

МУФТЫ

Конструкция, расчет и свойства муфт для соединения валов описаны в работах [1, 2, 7, 8, 9, 12, 13]. Некоторые муфты стандартизованы. В работах [1, 2, 9, 13] приведены конструкции муфт с таблицами их размеров. Следовательно, имеется информация, позволяющая подобрать наиболее подходящий для данных условий тип муфты и ее размеры. Поэтому ниже даны рекомендации по конструированию лишь некоторых типов механических муфт.

Для приближенного расчета вращающего момента T_k , нагружающего муфту в приводе, используют зависимость

$$T_k = T_n + T_d = KT_n,$$

где T_n – номинальный длительно действующий момент; T_d – динамическая составляющая момента; K – коэффициент режима работы.

При *спокойной* работе и небольших разгоняемых при пуске массах (приводы конвейеров, испытательных установок) $K = 1,1 \dots 1,4$. При *неравномерной* работе с толчками и средних разгоняемых массах (поршневые компрессоры, мельницы, металлорежущие станки) $K = 1,5 \dots 2,0$. При *ударной* нагрузке и больших разгоняемых массах (молоты, прокатные станы) $K = 2,5 \dots 3,0$.

15.1. Установка полумуфт на валах

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конические концы валов. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau \leq 15 \text{ Н/мм}^2$) полумуфты сажают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам типа $H7/k6$; $H7/m6$. При реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах ($\tau > 15 \text{ Н/мм}^2$) применяют посадку $H7/n6$.

Для передачи вращающего момента используют шпоночное соединение. Установку полумуфт на цилиндрические шлицевые концы валов применяют, если при расчете шпоночного соединения длина посадочного отверстия получается большей $1,5d$. Посадки по центрирующим поверхностям принимают: для прямобочных шлицев – $H7/js6$; для эвольвентных шлицев – $H7/7n$.

Установка полумуфт на цилиндрические концы валов с натягом и последующее снятие их вызывают затруднения, которые не возникают при конических концах. Затяжкой полумуфт на конические концы можно создать значительный натяг в соединении и обеспечить точное радиальное и угловое положение полумуфты относительно вала. Поэтому при больших нагрузках, работе с толчками, ударами и при реверсивной работе предпочтительно полумуфты устанавливать на конические концы валов, несмотря на несколько большую сложность их изготовления.

Способы установки и крепления полумуфт на цилиндрических и конических концах валов описаны в разд. 12.2, рис. 12.9 ... 12.11.

15.2. Компенсирующие муфты

Вследствие погрешностей изготовления деталей и погрешностей сборки валы, соединяемые муфтой, как правило имеют *смещения: радиальное Δ , угловое (перекос) γ и осевое ω* . В связи с неизбежными смещениями номинально соосных валов для их соединения примеряют *жесткие компенсирующие или упругие муфты*. Смещения валов приводят к дополнительному нагружению деталей муфты, самих валов и их опор.

Из числа жестких компенсирующих муфт наибольший интерес представляют муфты цепные однорядные по ГОСТ 20742–93 (рис. 15.1)

Цепные муфты. В цепных муфтах полумуфтами служат звездочки 1 и 2, в качестве соединительного элемента применяют цепи 3 роликовые однорядные (рис. 15.1), двухрядные, а также зубчатые. Достоинство цепных муфт: при монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов.

Для удержания смазочного материала муфту закрывают кожухом 4, 5, разъемным в осевой плоскости. Чтобы предотвратить утечку масла, в кожух встраивают уплотнения 7. Кожух обычно выполняют литым из легких сплавов. При его сборке между плоскостями разъема ставят уплотняющую прокладку 8. Так как вследствие отклонений от соосности валов звездочки-полумуфты имеют радиальные и угловые смещения, кожух надевают на ступицы

звездочек с некоторым зазором. Чтобы кожух вращался вместе со звездочками, его фиксируют на ступице установочным винтом или штифтом *б*, который одновременно удерживает кожух от смещения в осевом направлении.

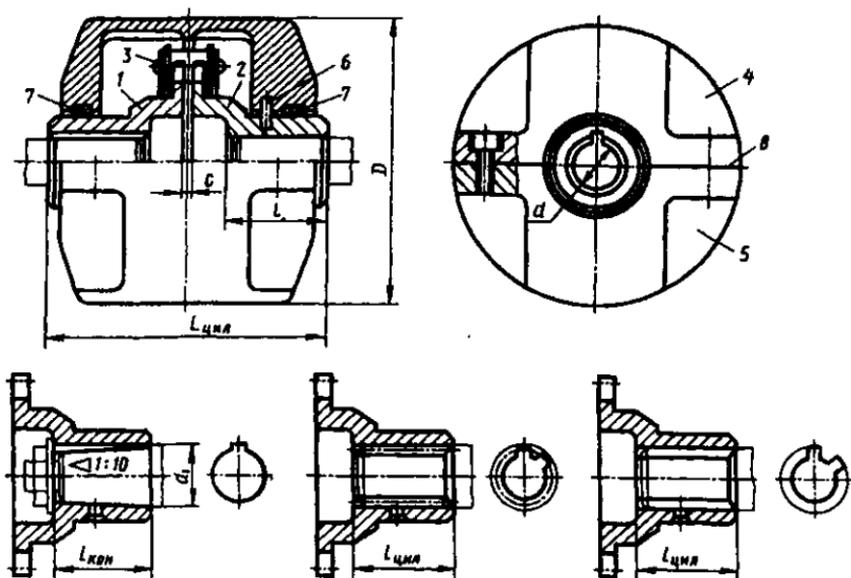


Рис. 15.1

Полумуфты устанавливают на концы валов следующих исполнений: цилиндрические со шпонкой, конические со шпонкой с резьбовым концом, шлицевые с эвольвентными или прямобочными шлицами.

Так как в шарнирах самой цепи и в сопряжении ее со звездочками имеются зазоры, цепные муфты не применяют в реверсивных приводах, а также в приводах с большими динамическими нагрузками.

За счет выборки зазоров цепные муфты допускают перекос γ валов, а также радиальные смещения Δ , зависящие от передаваемого момента (см. табл. 15.1).

15.1. Размеры и параметры цепных муфт (из ГОСТ 20742–93)

Момент $T, \text{Н}\cdot\text{м}$	Частота вращения $n, \text{мин}^{-1}$, не более	Отверстие, мм			Габариты, мм			Смещения осей валов, не более		$C, \text{мм}$
		d, d_1	$l_{\text{цпл}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цпл}}$	$L_{\text{кон}}$	D	$\Delta, \text{мм}$	γ	
63	1500	20; 22; 24	36	25	102	80	110	0,16	1°	1,3
		25; 28	42	27	122	92				
125	1320	25; 28	42	27	122	92	125	0,2		1,8
		30; 32; 35; 36	58	39	162	124				
250	1200	32; 35; 36; 38	58	39	162	124	140	0,25		2
		40; 42; 45	82	57	222	172				
500	1000	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	82	57	222	172	200	0,32		3,5
		50; 53; 55; 56	82	57	222	172				
1000	960	60; 63; 65; 70; 71	105	73	284	220	210	0,4		

Силу, с которой муфта воздействует на вал, можно принимать в долях от F_0 – окружной силы на делительном диаметре звездочки:

$$F_m \approx 0,25 F_0.$$

Размеры муфт цепных однорядных подбирают по табл. 15.1.

Упругие муфты состоят из двух полумуфт, соединенных упругими элементами, выполненными из резины или стали.

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) (рис. 15.2) получили широкое распространение вследствие относительной простоты конструкции и удобства замены резиновых упругих элементов. Однако их характеризует невысокая компенсирующая способность, а при соединении несоосных валов – достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро разрушаются. Муфты МУВП стандартизованы – ГОСТ 21424–93.

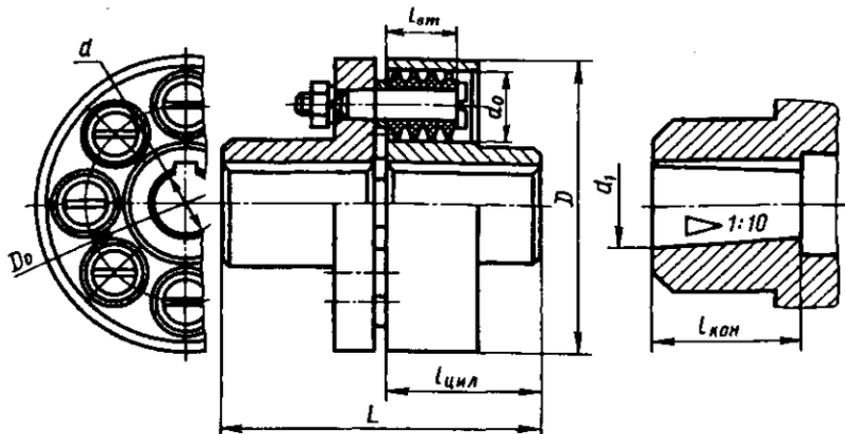


Рис. 15.2

Размеры муфты по заданному моменту подбирают по справочникам, атласу и по табл. 15.2. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений (с цилиндрическим и коническим отверстиями) с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.

Если необходимо уменьшить размеры муфты по сравнению с размерами по стандарту, проектируют специальную муфту, в которой размещают большее число упругих элементов.

При этом пальцы и кольца оставляют стандартными, размещая их так, чтобы было выполнено условие

$$z_c d_0 \leq 2,8 D_0,$$

где z_c – число пальцев; d_0 – диаметр отверстия под упругий элемент, мм; D_0 – диаметр окружности расположения пальцев, мм.

Наружный диаметр муфты: $D = D_0 + (1,5 \dots 1,6) d_0$.

Резиновые упругие элементы такой специальной муфты проверяют на смятие в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 10^3 T_k / (z_c D_0 d_n l_{вт}) \leq [\sigma]_{см},$$

где T_k – вращающий момент, Н·м; d_n – диаметр пальца, мм; $l_{вт}$ – длина упругого элемента, мм.

Расчет по напряжениям смятия условный. Поэтому допускаемые напряжения принимают заниженными: $[\sigma]_{см} = 2 \text{ Н/мм}^2$.

15.2. Размеры и параметры муфт упругих втулочно-пальцевых (из ГОСТ 21424-93)

Момент T , Н·м	Частота вращения n , мин ⁻¹ , не более	Отверстие, мм			Габариты, мм		Параметры пальцев и втулок					Смещения осей валов, не более	
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цил}}$ ($L_{\text{кон}}$)	D	D_0	$d_{\text{п}}$	$l_{\text{вт}}$	Кол-во	d_0	Δ , мм	γ
31,5	6360	16; 18; 19	28	18	60	90	63	10	15	4	20	0,2	1°30'
63	5700	20; 22; 24	36	24	76	100	71			6			
125	4620	25; 28; 30	42	26	89	120	90	14	28	4	28	0,3	
250	3780	32; 36; 38	58	38	121	140	105			6			
		40; 42; 45	82	56	169					8			
500	3600	40; 42; 45	82	56	169	170	130	18	36	10	36	0,4	1°00'
1000	2880	50; 55; 56	82	56	170	220	160						
		60; 63; 65	105	72	216								

Пальцы муфты изготавливают из стали марки 45 (ГОСТ 105088) и рассчитывают на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} = 2 \cdot 10^3 T_{\text{к}} (0,5l_{\text{врт}} + C) / (z_c D_0 0,1d_n^3) \leq [\sigma]_{\text{и}}.$$

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{\text{и}} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_{\text{т}}$, где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала пальцев, Н/мм². Зазор между лумфтами $C = 3 \dots 5$ мм. Так как муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью, их применение целесообразно при установке соединяемых узлов на плитах (рамах) большой жесткости. Кроме того, сборку узлов необходимо проводить с повышенной точностью и с применением подкладок.

Предельные смещения валов следует принимать: радиальные – $\Delta = 0,10 \dots 0,15$ мм; угловые – $\gamma = 0,6/100$ мм/мм; осевые – $\omega = 3$ н.

Так как возможные угловые смещения валов даже при высокой точности монтажа незначительны, то нагрузку от угловых смещений на элементы муфты, валы и их опоры можно не учитывать.

Радиальную силу $F_{\text{м}}$ (Н), действующую на вал, определяют по формуле

$$F_{\text{м}} = 50\sqrt{T},$$

где T – вращающий момент, Н·м.

Муфты упругие с резиновой звездочкой. Компенсирующие способности муфты (рис. 15.3) невелики. При соединении несбалансированных валов муфта оказывает на них значительное силовое воздействие, хотя и меньшее, чем муфта МУВП. Она требует точного монтажа узлов. Размеры муфты по расчетному моменту подбирают по справочникам, атласу и по табл. 15.3.

Допускается сочетание полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.

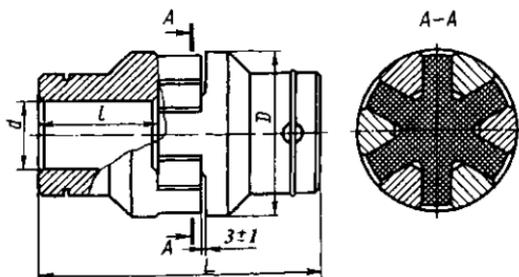


Рис. 15.3

Эти муфты обладают большой радиальной, угловой и осевой жесткостью. Поэтому их применение так же, как и муфт МУВП, возможно при установке узлов на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку узлов необходимо производить с повышенной точностью, применяя подкладки и контролируя положение узлов.

Радиальную силу F_m (Н), действующую на вал, определяют по формуле

$$F_m \approx 50\sqrt{T}$$

где T – вращающий момент, Н·м.

15.3. Размеры и параметры упругих муфт с резиновой звездочкой (из ГОСТ 14084-93)

Момент T , Н·м	Частота вращения n , мин ⁻¹ , не более	Отверстие, мм		Габариты, мм		Смещения осей валов, не более			
		d	l	L	D	Δ , мм	γ		
16	3780	12; 14	25	71	53	0,2	1°30'		
		16; 18	28	77					
31,5	3000	16; 18; 19	28	77	71				
		20; 22	36	93					
63	2220	20; 22; 24	36	100	85				
		25; 28	42	112					
125	1980	25; 28	42	112	105			0,3	
		30; 32; 35; 36	58	144					
250	1800	32; 35; 36; 38	58	147	135			0,4	1°
		40; 42; 45	82	195					
400	1500	38	58	152	166				
		40; 42; 45; 48	82	200					

Муфты упругие с торообразной оболочкой. Муфты с торообразной упругой оболочкой обладают большой крутильной, радиальной и угловой податливостью. В соответствии с ГОСТ Р 50892-96 муфты изготавливают с оболочкой *выпуклого* профиля и оболочкой *вогнутого* профиля.

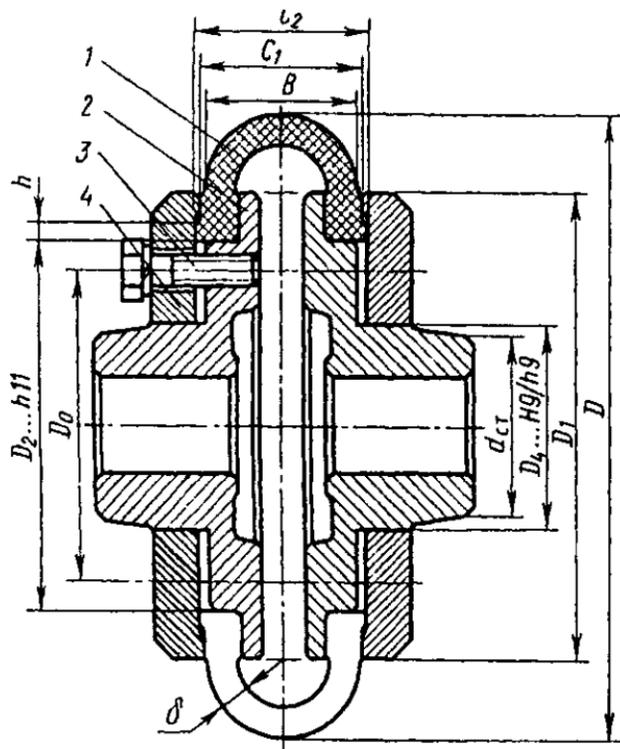


Рис. 15.4

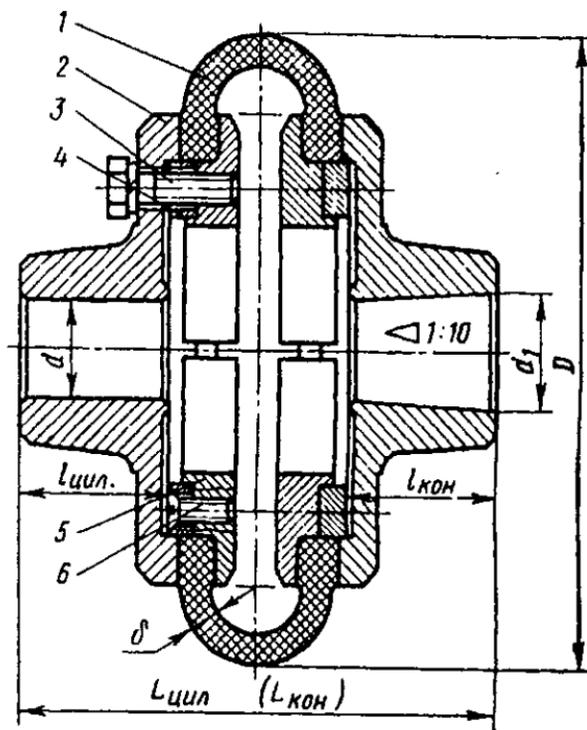


Рис. 15.5

Муфты с оболочкой выпуклого профиля применяют в двух исполнениях: с *разрезной* (рис. 15.4) и *неразрезной* (рис. 15.5) оболочкой. Размеры муфты с неразрезной оболочкой приведены в табл. 15.4.

Муфта по рис. 15.4 состоит из резинового упругого элемента 1 и полумуфт 2, к которым винтами 3 притягивают прижимные кольца 4. Муфта по рис. 15.5 состоит из упругого элемента 1 и полумуфт 2, к которым винтами 3 через центрирующие кольца 4 притягивают прижимные полукольца 5. При сборке муфты полукольца 5 соединяют с кольцом 4 винтами 6, расположенными между винтами 3.

Полумуфты устанавливают как на цилиндрические, так и на конические концы валов. Допускается сочетание полумуфт с разными из указанных исполнений и с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.

90 %-ный ресурс муфт при непрерывной работе с постоянной нагрузкой, равной номинальному вращающему моменту, с частотой вращения, равной 70 % от значения предельной частоты вращения, не менее 2,5 лет.

Вращающий момент с полумуфт на оболочку передают силами трения, созданными при затяжке винтов 3. При передаче момента в оболочке действуют касательные напряжения крутильного сдвига τ_k .

Ориентировочные значения основных размеров (мм) элементов муфты:

$$D \geq 28\sqrt{T_k / [\tau]_k}; \quad D_1 = 0,75D; \quad D_2 = 0,6D; \quad \delta = 0,05D;$$

$$D_4 = d_{\text{ср}} + (3 \dots 5) \text{ мм}; \quad B = 0,25D; \quad C_1 = 1,06B; \quad C_2 = 1,12B;$$

$$h = 0,0375D; \quad D_0 = (0,5 \dots 0,52)D.$$

Здесь T_k – Н·м, $[\tau]_k$ – Н/мм².

Оболочки диаметром $D \leq 300$ мм выполняют из резины: допускаемые касательные напряжения $[\tau]_k = 0,45 \dots 0,50$ Н/мм². При $D > 300$ мм для повышения нагрузочной способности и срока службы оболочки армируют нитями корда. Для них $[\tau]_k = 0,70 \dots 0,75$ Н/мм².

После предварительных расчетов проверяют прочность оболочки в кольцевом сечении диаметром D_1 :

$$\tau_k = 2 \cdot 10^3 T_k / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau]_k.$$

15. 4. Размеры и параметры упругих муфт с торообразной неразрезной оболочкой (из ГОСТ 20884-93)

Момент T , Н·м	Частота вращения n , мин ⁻¹ , не более	Отверстие, мм			Габариты, мм			Смещения осей валов, не более				
		d, d_1	$l_{цил}$	$l_{кон}$	$L_{цил}$	$L_{кон}$	D	Δ , мм	γ	ω , мм		
20	3000	14	28	-	105	-	100	1,0	1°00'	1,0		
40		16; 18; 19	30	20	110	95	125					
		18; 19	30	20	115	100						
		20; 22; 24	38	26	130	120						
80		25	44	28	140	130	160	1,6		2,0		
		22; 24	38	26	140	130						
		25; 28	44	28	150	140						
125		2460	30	60	40	185	170	180		2,0	2,5	
			25; 28	44	28	155	145					
200		2460	30; 32; 35; 36; 38	60	40	200	185	200		2,0	2,5	
	40		84	60	250	235						
315	1980	35; 36; 38	60	40	215	195	250	2,5	3,0			
		40; 42; 45; 48	84	60	270	250						
500	1560	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	84	60	270	250	280	3,0	1°30'	3,6		
800		48; 50; 53; 55; 56	84	60	280	270					320	
		60; 63	108	75	330	310						
		1250	55; 56	84	60	280	230					360
60; 63; 65; 70; 71; 75			108	75	330	260						

Число z винтов в зависимости от D предварительно принимают:

D , мм ... до 160 св. 160 до 300 св. 300

z ... 4 6 8

Класс прочности винта 3 не ниже 5.6. Требуемая сила затяжки одного винта

$$F_{\text{зат}} = 4 \cdot 10^3 T_{\text{к}} / [zf(D_1 + D_2)],$$

где f – коэффициент трения, в паре сталь-резина $f \approx 0,3$.

Затяжку винтов контролируют.

При отклонении валов от соосности муфта нагружает валы осевой силой F_{ω} – при компенсации осевого смещения валов, радиальной силой и изгибающим моментом – при компенсации радиального и углового смещений. От действия центробежных сил и деформирования оболочки при передаче муфтой вращающего момента возникает осевая сила F_{ω} .

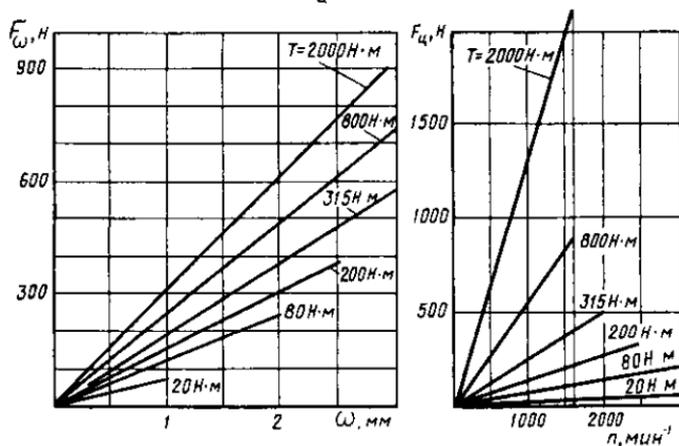


Рис. 15.6

Даже при предельно допустимых для муфты смещениях радиальная сила и изгибающий момент невелики, поэтому при расчете валов и их опор этими нагрузками можно пренебречь. Силы, действующие на валы, могут быть определены по графикам рис. 15.6. При построении графика F_{ω} модуль упругости для резин принят $E = 5$ МПа. Для резин с другим значением E силу F_{ω} , снятую с графика, пересчитывают, принимая прямую пропорциональность между F_{ω} и E .

ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

16. 1. Общие положения

Рабочие чертежи разрабатывают на все детали (кроме покупных и стандартных), входящие в состав изделия. При выполнении рабочего чертежа детали ограничиваются минимальным числом проекций, видов, разрезов и сечений. Лишние виды и разрезы требуют затраты времени на вычерчивание и затрудняют чтение чертежа. Поэтому, например, для деталей-тел вращения достаточно одной проекции с необходимым числом сечений и выносных изображений некоторых конструктивных элементов.

Чертеж должен содержать все сведения, определяющие форму и размеры детали, предельные отклонения размеров, допуски формы и расположения, параметры шероховатости поверхностей и другие данные, необходимые для изготовления и контроля детали. На чертеже детали *не допускается помещать технологические указания*. В виде исключения можно указывать совместную обработку, притирку, гибку, развальцовку. В связи с этим *центровые отверстия, которые являются технологическими базами, на чертежах деталей не изображают и в технических требованиях никаких указаний не приводят*. Если в центровом отверстии детали должна быть резьба, то на чертеже приводят только размеры резьбы: глубину отверстия под резьбу, диаметр и длину нарезки (рис. 16.1).

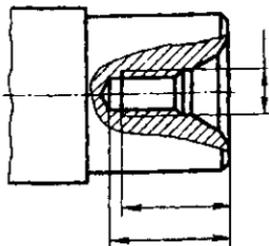


Рис. 16.1

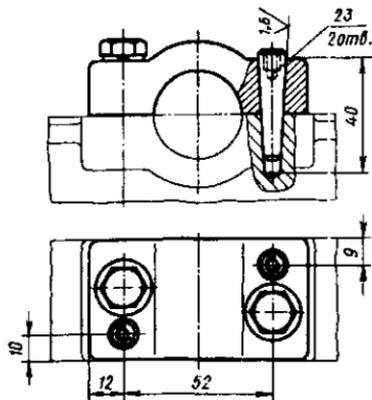


Рис. 16.2

Если обработка отверстий под винты, штифты и другие крепежные детали должна выполняться при сборке, то на рабочем чертеже детали эти отверстия не изображают и никаких указаний в технических требованиях не помещают. Все необходимые данные для обработки таких отверстий (изображения, размеры, шероховатости поверхностей, координаты расположения и количество отверстий) помещают на чертеже сборочной единицы (рис. 16.2).

Часто в одной из деталей сверлят отверстия, через которые затем размечают или, как по кондуктору, сверлят отверстия в другой, сопряженной детали. Тогда на чертеже первой детали изображают такие отверстия и приводят все необходимые данные для их изготовления (рис. 16.3).

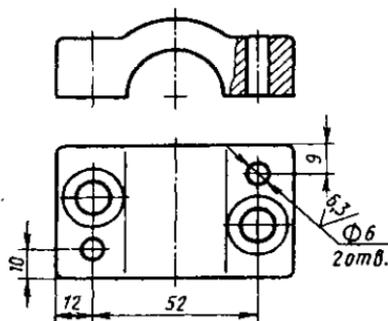


Рис. 16.3



Рис. 16.4

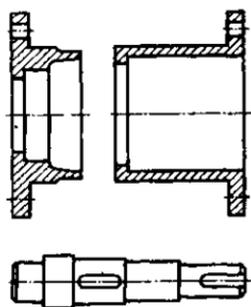


Рис. 16.5

Чертеж каждой детали выполняют на листе стандартного формата и помещают основную надпись. На формате А4 основную надпись располагают вдоль короткой стороны листа (рис. 16.4), на других форматах — преимущественно вдоль длинной стороны листа. Деталь изображают на чертеже в положении,

при котором наиболее удобно его читать, т.е. в положении, в котором деталь устанавливают на станке. В частности, ось детали-тела вращения (вал, зубчатое колесо, шкив, стакан и др.) располагают параллельно основной надписи (см. рис. 16.4).

Изображение детали-тела вращения располагают на чертеже вправо той стороной, которая более трудоемка для токарной обработки (рис. 16.5).

16.2. Задание размеров

На чертеже должно быть задано *минимальное* число размеров, но *достаточное* для изготовления и контроля детали. Каждый размер следует приводить на чертеже лишь *один раз*. Не допускается повторять размеры одного и того же элемента детали на разных изображениях; на изображении детали и в технических требованиях или в основной надписи. Дублирование размеров на чертежах является основной причиной ошибок и брака при изготовлении деталей и поэтому запрещено стандартами.

Размеры на чертежах не допускается наносить в виде замкнутой цепи, за исключением случаев, когда один из размеров указан как справочный.

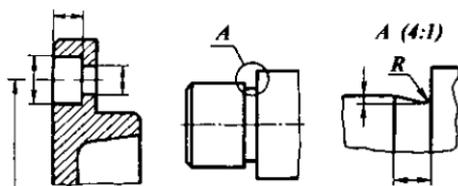


Рис. 16.6

Размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу, следует группировать в одном месте (рис. 16.6).

Частой *ошибкой* является включение ширины фасок и канавок в общую цепочку размеров (рис. 16.7, а). *Размеры фасок и канавок должны быть заданы отдельно* (рис. 16.7, б). Удобнее канавки выносить, показывать в масштабе увеличения форму канавки и все ее размеры (рис. 16.6 и 16.7, б).

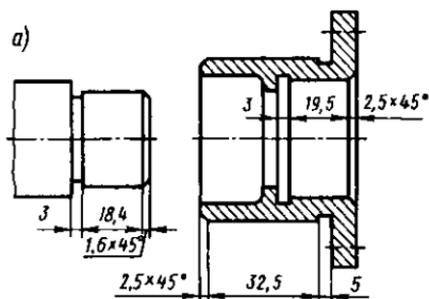


Рис. 16.7

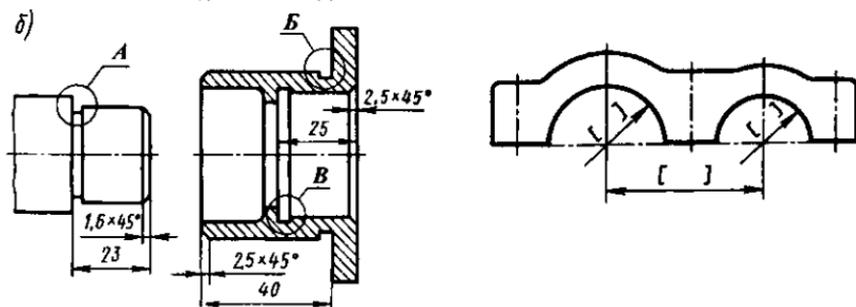


Рис. 16.8

Размеры элементов деталей, обрабатываемых совместно, включают в квадратные скобки (рис. 16.8) и в технических требованиях записывают:

"Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с дет. № Детали маркировать одним порядковым номером и применять совместно".

Размерные числа на нескольких параллельных или концентрических размерных линиях следует располагать в шахматном порядке (рис. 16.9).



Рис. 16.9

Размеры, приводимые на чертежах деталей, условно делят на

- *функциональные*, определяющие качественные показатели изделия: размеры сборочных размерных цепей; сопряженные размеры; диаметры посадочных мест валов для зубчатых, червячных колес, муфт, подшипников и других деталей; размеры резьб на валах для установочных гаек; диаметры расположения винтов на крышках подшипников;

- *свободные* (размеры несопряженных поверхностей);
- *справочные*.

Основной принцип задания размеров на чертежах деталей заключается в следующем. *Функциональные размеры* задают на чертежах деталей, взяв их из чертежа сборочной единицы (редукторы, коробки передач) и из схем размерных цепей. *Свободные размеры* задают с учетом технологии изготовления и удобства контроля. *Справочные размеры* не подлежат выполнению по данному чертежу. Их указывают для большего удобства пользования чертежом, при изготовлении детали их не контролируют. *Справочные размеры* на чертеже отмечают знаком "*", а в технических требованиях записывают: "*Размеры для справок".

Способы задания размеров для типовых деталей рассмотрены ниже (см. разд. 16.9).

16.3. Предельные отклонения размеров

Для всех размеров, нанесенных на чертеже, указывают предельные отклонения в миллиметрах. Допускается не указывать предельные отклонения на размерах, определяющих зоны различной шероховатости и различной точности одной и той же поверхности, зоны термической обработки, покрытия, накатки, а также на диаметрах накатанных поверхностей. В этих случаях непосредственно у таких размеров наносят знак \approx (рис. 16.10, а). При необходимости вместо знака \approx у таких размеров задают предельные отклонения (рис. 16.10, б) *грубого* или *очень грубого* класса точности по табл. 19.2 (см. также Приложение А).

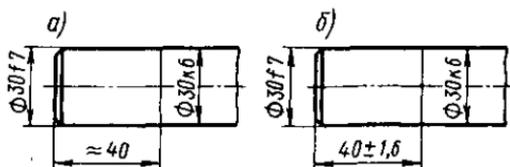


Рис. 16.10

Предельные отклонения многократно повторяющихся размеров относительно низкой точности (от 12-го качества и грубее) на изображении детали не наносят, а указывают в технических требованиях общей записью (см. также Приложение А):

"Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $+H14$, валов $-h14$, остальных $\pm IT14/2$ "

или

"Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $+t_2$, валов $-t_2$, остальных $\pm t_2/2$ по ГОСТ 25670-83"

Здесь под "валом" понимают любые наружные, включая и нецилиндрические, элементы детали (например, выступы), а под "отверстием" – любые внутренние (например, пазы).

Предельные отклонения линейных размеров указывают по одному из следующих трех способов:

- условными обозначениями полей допусков, например 63H7;
- числовыми значениями предельных отклонений, например $64^{+0,030}$;
- условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках значений предельных отклонений, например $18P8 \begin{pmatrix} -0,018 \\ -0,045 \end{pmatrix}$.

Первый способ рекомендуют применять при номинальных размерах, входящих в ряд стандартных чисел (см. табл. 19.1), второй – при нестандартных числах номинальных размеров и третий – при стандартных числах, но при нереконструируемых полях допусков.

Предельные отклонения функциональных размеров берут из чертежа сборочной единицы (редуктора), на котором эти размеры заданы (посадки, цепочные размеры) или, в общем случае, по результатам расчета соответствующих размерных цепей.

В учебных проектах предельные отклонения цепочных размеров принимают в зависимости от способа компенсации:

- если компенсатором служит деталь, которую шабруют или шлифуют по результатам измерений при сборке, то в целях уменьшения припуска на обработку поля допусков цепочных размеров следует принимать: отверстий H9, валов h9, остальных $\pm IT9/2$;

- если компенсатором служит набор металлических прокладок, то поля допусков цепочных размеров принимают более свободными: H11, h11, $\pm IT11/2$;

- если же компенсатором служит резьбовая пара, то вследствие ее широких компенсирующих способностей поля допусков размеров принимают: H14, h14, $\pm IT14/2$ (или $+t_2, -t_2, \pm t_2/2$ по ГОСТ 25670-83).

Предельные отклонения свободных размеров оговаривают в технических требованиях записью, аналогичной записи для размеров низкой точности (см. стр. 362).

Предельные отклонения координат крепежных отверстий принимают по рекомендациям, приведенным, например, в табл. 16.11.

Предельные отклонения диаметров резьб показывают на чертежах деталей в соответствии с посадками резьбовых соединений, приведенными на чертежах сборочных единиц.

Например, для резьб в отверстиях:

M20-7H, M16-3H6H, M30×1, 5-2H5C;

для резьб на валах:

M42-8g, M16-2m, M30×1, 5-2g.

16. 4. Допуски формы и допуски расположения поверхностей

При обработке деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов деталей. Эти погрешности могут оказывать вредное влияние на работоспособность деталей машин, вызывая вибрации, динамические нагрузки, шум.

Для подшипников качения, например, важно, чтобы не были искажены дорожки качения колец подшипников. Кольца подшип-

ников очень податливы и при установке копируют форму посадочных поверхностей валов и корпусов. Чтобы уменьшить искажение формы дорожек качения, на посадочные поверхности валов и корпусов *задают допуски формы* (см. также Приложение Б).

В общем случае под *отклонением формы* понимают отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от формы номинальной поверхности или номинального профиля.

Относительный перекося наружного и внутреннего колец подшипников увеличивает сопротивление вращению валов и потери энергии, снижает ресурс подшипников. Перекося колец могут вызывать:

- отклонения от соосности посадочных поверхностей вала и корпуса;
- отклонения от перпендикулярности базовых торцов вала и корпуса;
- деформации вала и корпуса в работающем узле.

Чтобы ограничить перечисленные отклонения, на чертежах *задают допуски расположения посадочных поверхностей вала и корпуса*.

В общем случае под *отклонением расположения* понимают отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения.

Кинематическая точность передачи и точность по нормам контакта, кроме прочих причин, зависит от точности расположения посадочных поверхностей и базовых торцов валов, а также посадочных отверстий и базовых торцов колес. Поэтому на чертежах валов, зубчатых и червячных колес *задают допуски расположения базовых поверхностей*.

Примем следующие обозначения:

Δ – для отклонений формы или расположения;

T – для допусков формы и допусков расположения.

При учебном проектировании нужно учитывать следующие виды погрешностей формы и погрешностей расположения поверхностей.

1. *Отклонение от круглости* – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 16.11).

Допуск круглости T – наибольшее допускаемое значение отклонения от круглости.

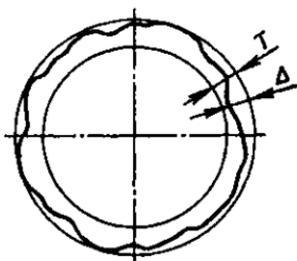


Рис. 16.11

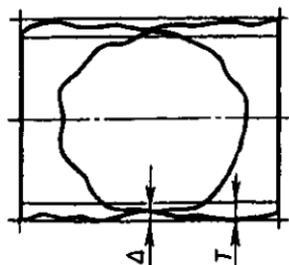


Рис. 16.12

Частными видами отклонений от круглости являются овальность и огранка. *Овальность* – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях. *Огранка* – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой многогранную фигуру.

2. *Отклонение от цилиндричности* – наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра (рис. 16.12).

Допуск цилиндричности T – наибольшее допускаемое значение отклонения от цилиндричности. Отклонение от цилиндричности включает в себя отклонение от круглости.

3. *Отклонение от соосности относительно оси базовой поверхности* – наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности (рис. 16.13).

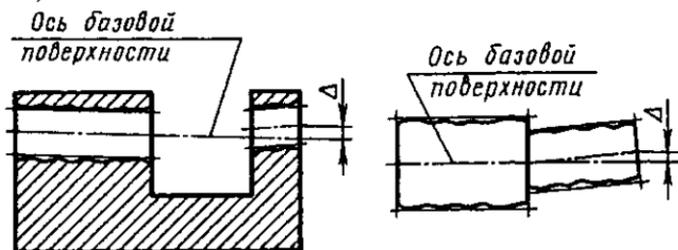


Рис. 16.13

Отклонение от соосности относительно общей оси – наибольшее расстояние Δ_1, Δ_2 между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух поверхностей (рис. 16.14).

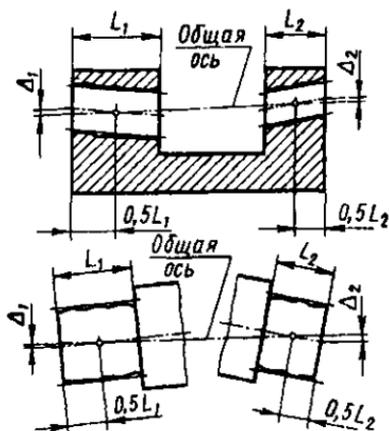


Рис. 16.14

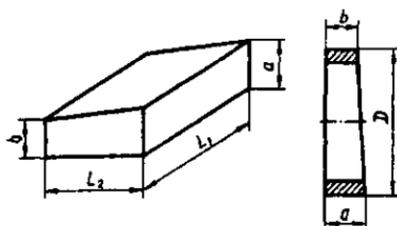


Рис. 16.15

Допуск соосности T в диаметральном выражении – удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения от соосности.

4. Отклонение от параллельности плоскостей – разность $\Delta = a - b$ наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями в пределах нормируемого участка (рис. 16.15).

Допуск параллельности T – наибольшее допускаемое значение отклонения от параллельности.

5. Отклонение от перпендикулярности плоскости относительно оси – отклонение угла между плоскостью и базовой осью от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка L или D (рис. 16.16).

Допуск перпендикулярности T – наибольшее допускаемое значение отклонения от перпендикулярности.

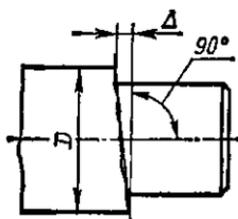


Рис. 16.16

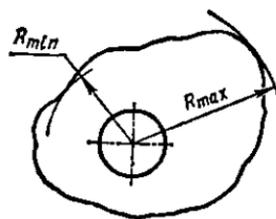


Рис. 16.17

6. *Радиальное биение* – разность $\Delta = R_{\max} - R_{\min}$ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 16.17).

Допуск радиального биения T – наибольшее допускаемое значение радиального биения.

7. *Позиционное отклонение* – наибольшее расстояние Δ между реальным расположением элемента (его центра, оси) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка (рис. 16.18).

Позиционный допуск T в диаметральной выразении – удвоенное наибольшее допускаемое значение позиционного отклонения элемента.

8. *Отклонение от симметричности* – наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии рассматриваемого элемента и плоскостью симметрии базового элемента в пределах нормируемого участка (рис. 16.19).

Допуск симметричности T в диаметральной выразении – удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения от симметричности.

Базовые оси и поверхности обозначают на чертежах в соответствии с ГОСТ 2.308-79 равносторонним зачерненным треугольником, соединенным с рамкой, в которой записывают обозначение базы заглавной буквой (рис. 16.20). Высота зачерненного треугольника h , а высота рамки $2h$, где h – высота размерных чисел на чертеже (обычно $h = 3,5$ мм).

При выполнении чертежей с помощью выводных устройств ЭВМ допускается треугольник, обозначающий базу, не зачернять.

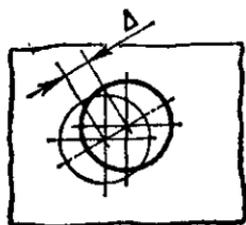


Рис. 16.18

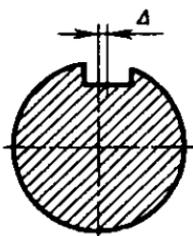


Рис. 16.19

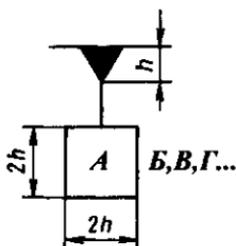
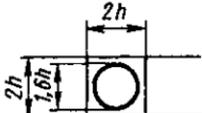
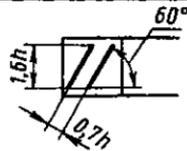
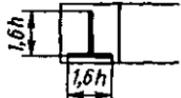
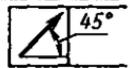
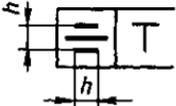


Рис. 16.20

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертеже условными обозначениями – графическими знаками (табл. 16.1), которые записывают в рамке, разделенной на две или три части. В первой части размещают графический знак допуска, во второй – его числовое значение и в третьей – обозначение базы, относительно которой задан допуск. Высота рамки такая же, как и рамки для обозначения базы, $2h$.

16.1. Условные знаки допусков формы и расположения

Допуск	Знак
Круглости	
Цилиндричности	
Соосности*	
Параллельности	
Перпендикулярности	
Радиального биения	
Симметричности	
Позиционный*	

*Знаки \varnothing и T означают, что допуск задан в диаметральном выражении.

Установлены (ГОСТ 2.308-79) следующие правила нанесения на чертежах деталей условных обозначений баз, допусков формы и расположения:

– если базой является *поверхность*, а не ось, то зачерненный треугольник располагают на достаточном расстоянии от конца размерной линии (рис. 16.21, а);

– если базой является *ось или плоскость симметрии*, то зачерненный треугольник располагают в конце размерной линии (рис. 16.21, б);

– если нет необходимости назначать базу, вместо зачерненного треугольника применяют стрелку (рис. 16.21, в);

– если *допуск* относят к *поверхности*, а не к оси элемента, то стрелку соединительной линии располагают на достаточном удалении от конца размерной линии (рис. 16.21, г – обозначение допуска цилиндричности);

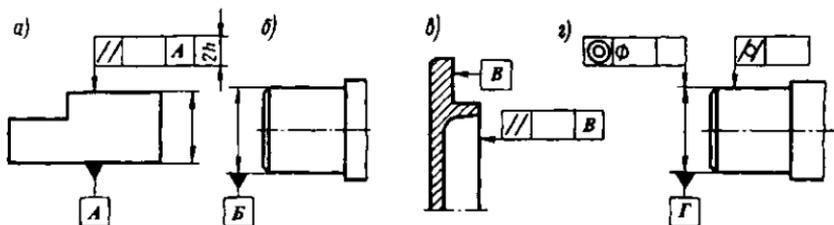


Рис. 16.21

– если же *допуск* относят к *оси или плоскости симметрии*, то конец соединительной линии должен совпадать с продолжением размерной линии (рис. 16.21, г – обозначение допуска соосности).

16. 5. Шероховатость поверхностей

Из числа параметров шероховатости, установленных ГОСТ 2789-73, в машиностроении наиболее часто применяют:

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля, мкм (основной из высотных параметров шероховатости; назначают на все обработанные поверхности);

Rz – высота неровностей профиля, мкм (определяют по пяти измерениям высот неровностей; назначают на поверхности, получаемые литьем, ковкой, чеканкой);

tp – относительная опорная длина профиля, %, где p – значение уровня сечения профиля. Числовые значения уровня сечения профиля p составляют долю (в %) от наибольшей высоты профиля R_{\max} .

Параметр tp содержит оценку площади контакта сопрягаемых поверхностей. Назначают на сопрягаемые поверхности, от которых требуется герметичность, контактная жесткость, износостойкость или прочность сцепления (например, детали, соединяемые с натягом).

Значение шероховатости указывают: для параметров Ra – без символа (например, 0,8); для параметров Rz – после символа (например, $Rz20$). Параметры шероховатости поверхности задают наибольшими предельными значениями (см. также Приложение В).

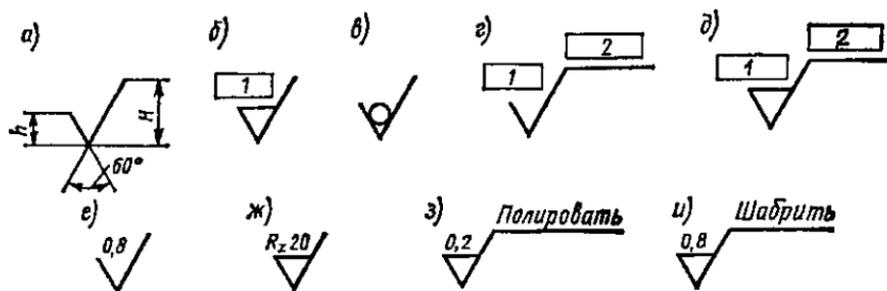


Рис. 16.22

Для обозначения на чертежах шероховатости поверхностей применяют знаки, изображенные на рис. 16.22. На рис. 16.22, а показана форма знака. Высота h равна высоте размерных чисел на чертеже, высота $H = (1,5 \dots 3,0)h$ – в зависимости от объема записи.

Если вид обработки поверхности конструктор не устанавливает, то применяют знак по рис. 16.22, а. Это обозначение является предпочтительным. Если требуется, чтобы поверхность была образована обязательно удалением слоя материала, например точением, шлифованием, полированием и пр., применяют знак по рис. 16.22, б.

Если важно, чтобы поверхность была образована без удаления слоя материала (чеканка, накатывание роликами и пр.), применяют знак по рис. 16.22, в. Такой же знак применяют для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу.

На месте прямоугольника 1 (рис. 16.22, б, з, д) записывают числовые значения параметров шероховатости Ra или Rz (рис. 16.22, е, ж), на месте прямоугольников 2 – вид обработки поверхности (рис. 16.22, з, и).

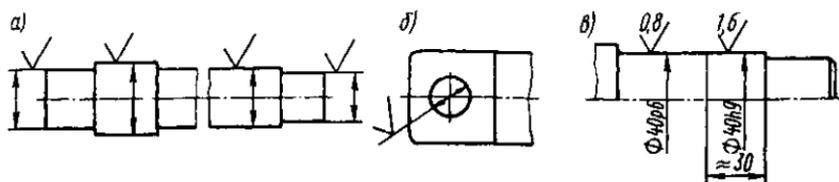


Рис. 16.23

Обозначение шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, на выносных линиях в непосредственной близости от размерной линии (рис. 16.23, а) или на полках линий-выносок, при недостатке места – на размерной линии или на ее продолжении (рис. 16.23, б).

При изображении детали с разрывом обозначение шероховатости наносят только на одной части изображения, вблизи размерной линии (рис. 16.23, в).

Если шероховатость одной и той же поверхности различна, то ее разделяют тонкой линией и на каждой части поверхности показывают свое обозначение шероховатости (рис. 16.23, в).

Обозначение преобладающей шероховатости показывают в правом верхнем углу поля чертежа (рис. 16.24, а). Толщина линий и высота знака, заключенного в скобки, такая же, как в изображении на чертеже, а перед скобкой – в 1,5 раза больше.

Если преобладающее число поверхностей не обрабатывают по данному чертежу, то шероховатость их показывают в правом верхнем углу поля чертежа по рис. 16.24, б.

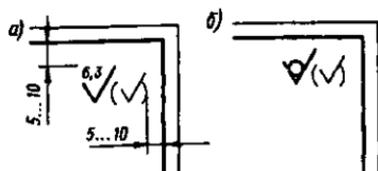


Рис. 16.24

Числовые значения параметра шероховатости Ra можно принимать по табл. 16.2.

16.2. Числовые значения параметра шероховатости Ra

Вид поверхности	Ra , мкм
Посадочные поверхности валов и корпусов из стали под подшипники качения класса точности 0 при:	
<i>d</i> или <i>D</i> до 80 мм	1,25
<i>d</i> или <i>D</i> св. 80 мм	2,5
Посадочные поверхности корпусов из чугуна под подшипники качения класса точности 0 при:	
<i>D</i> до 80 мм	2,5
<i>D</i> св. 80 мм	3,2
Торцы заплечиков валов и корпусов для базирования подшипников качения класса точности 0	2,5
Торцы заплечиков валов для базирования зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия ступицы к его диаметру:	
$l/d < 0,7$	1,6
$l/d \geq 0,7$	3,2
Поверхности валов для соединений с натягом	0,8
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,32
Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах:	
рабочие	3,2
нерабочие	6,3
Поверхности шпоночных пазов в отверстиях колес, шкивов:	
рабочие	1,6
нерабочие	3,2
Поверхности шлицев на валах:	
- боковая поверхность зуба соединения:	
неподвижного	1,6
подвижного	0,8
- цилиндрические поверхности центрирующие соединения:	
неподвижного	0,8
подвижного	0,4

Вид поверхности	Ra, мкм
- цилиндрические поверхности нецентрирующие Поверхности шлицев в отверстиях колес, шкивов, звездочек:	3,2
- боковая поверхность зуба соединения: неподвижного	1,6
подвижного	0,8
- цилиндрические поверхности центрирующие соединения: неподвижного	1,6
подвижного	0,8
- цилиндрические поверхности нецентрирующие	3,2
Поверхности отверстий ступиц для соединений с натягом	1,6
Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, базирующих по торцу заплечиков валов, при отношении длин отверстия в ступице к его диаметру:	
$l/d < 0,7$	1,6
$l/d \geq 0,7$	3,2
Торцы ступиц зубчатых, червячных колес, по которым базируют подшипники качения класса точности 0	1,6
Свободные (нерабочие) торцовые поверхности зубчатых, червячных колес	6,3
Рабочие поверхности зубьев зубчатых колес внешнего зацепления:	
с модулем ≤ 5 мм	1,25
с модулем > 5 мм	2,5
Рабочие поверхности витков червяков:	
цилиндрических	0,63
глобоидных	1,25
Поверхности выступов зубьев колес, витков червяков, зубьев звездочек цепных передач	6,3
Фаски и выточки на колесах	6,3
Рабочая поверхность шкивов ременных передач	2,5
Рабочая поверхность зубьев звездочек цепных передач	3,2
Поверхности отверстий под болты, винты, шпильки	12,5
Опорные поверхности под головки болтов, винтов, гаек	6,3

На посадочные поверхности валов и отверстий зубчатых и червячных колес при передаче момента посадкой с натягом кроме параметра Ra задают параметр tp , для которого принимают $tp = 50 \pm 10\%$ при $p = 60\%$ от наибольшей высоты неровностей профиля. Пример обозначения при $Ra = 0,8$ мкм:

$$t_{50}^{0,8} \pm 10\%$$

Шероховатость поверхностей, неуказанных в табл. 16.2, **можно** определить по формуле $Ra \approx 0,05t$, где t – допуск размера.

16.6. Обозначение термической обработки

Установлены следующие правила нанесения на чертежах указаний о термической и химико-термической обработке, обеспечивающей получение необходимых свойств материала детали.

Если всю деталь подвергают термообработке одного вида, то в *технических требованиях* чертежа приводят требуемые показатели свойств материала записью типа:

- 235 ... 265 НВ или 250 ± 15 НВ;
- 44 ... 50 HRC или 47 ± 3 HRC;
- ТВЧ $h1, 6 \dots 2,0$ мм, 50 ... 56 HRC или ТВЧ $h1, 8 \pm 0,2$ мм, 53 ± 3 HRC (буквой h обозначена глубина обработки);
- -цементировать $h0,8 \dots 1,2$ мм, 56 ... 62 HRC или цементировать $h1, 0 \pm 0,2$ мм, 59 ± 3 HRC.

Если термообработке подвергают отдельный участок детали, то его обводят на чертеже утолщенной штрихпунктирной линией, а на полке линии-выноски наносят показатели свойств материала (рис. 16.25, а).

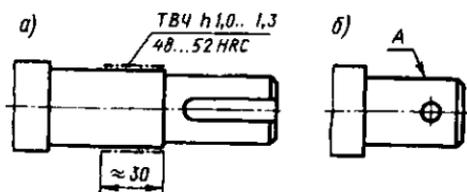


Рис. 16.25

Если всю деталь подвергают одному виду термообработки, а некоторые ее части другому или оставляют без обработки, в *технических требованиях* делают запись по типу:

- "269 ... 302 НВ, кроме места, обозначенного особо" (рис. 16.25, а);
- "40 ... 45 HRC, кроме

поверхности А" (рис. 16.25, б).

16.7. Обозначение сварных швов

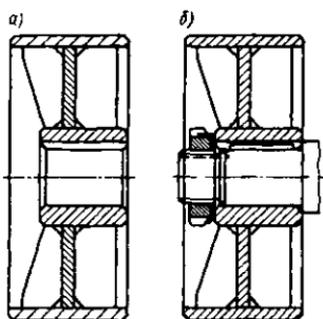


Рис. 16.26

Чертежи сварных деталей оформляют как чертежи сборочных единиц. Элементы сварной детали в разрезах и сечениях штрихуют в разных направлениях (рис. 16.26, а). Если же сварную деталь изображают в сборе с другими деталями, то все элементы ее штрихуют в одном направлении (рис. 16.26, б).

Сварные швы на чертежах деталей изображают и обозначают по ГОСТ 2.312-72. Видимые швы изображают сплошными (рис. 16.27, а), а невидимые – штриховыми (рис. 16.27, б) линиями.

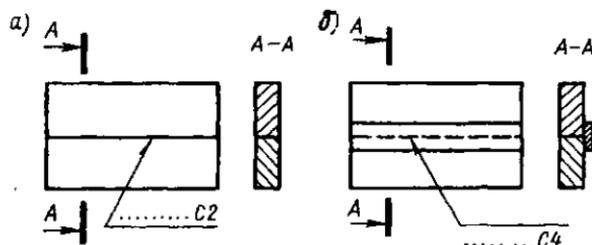


Рис. 16.27

Условное обозначение шва наносят:

- на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва с лицевой стороны (рис. 16.28, а);

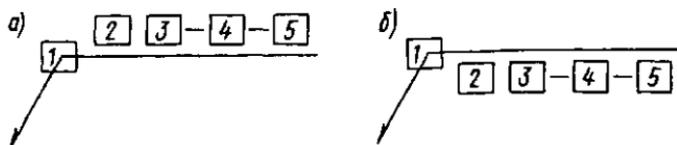


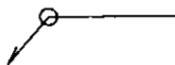
Рис. 16.28

- под полкой линии-выноски, проведенной от изображения шва с оборотной стороны (рис. 16.28, б).

Условное обозначение сварных швов в общем случае должно содержать в порядке, показанном прямоугольниками 1 ... 5 на рис. 16.28, следующее:

1. Вспомогательные знаки, например:

- шов по замкнутой линии;



2. Обозначение стандарта на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений:

а) ГОСТ 5264-80 – основные типы и конструктивные элементы швов, выполненных ручной дуговой сваркой;

б) ГОСТ 8713-79 – то же, что и ГОСТ 5264-80, но швы выполнены автоматической или полуавтоматической сваркой под флюсом;

в) ГОСТ 11533-75 – основные типы, конструктивные элементы и размеры швов при расположении свариваемых элементов под острыми и тупыми углами; швы выполнены автоматической и полуавтоматической дуговой сваркой под флюсом;

г) ГОСТ 11534-75 – то же, что и ГОСТ 11533-75, но швы выполнены ручной дуговой сваркой;

д) ГОСТ 15878-79 – соединения, выполненные контактной сваркой.

3. Обозначение шва, состоящее из буквы, соответствующей виду соединения, и цифры, устанавливающей форму подготовки кромок (с отбортовкой, без отбортовки, со скосом), например: С8 – шов стыкового, У4 – углового, Т3 – таврового, Н2 – нахлесточного соединений.

В табл. 16.3 приведена выборка буквенно-цифровых обозначений швов.

16.3. Условные обозначения сварных швов

Форма поперечного сечения сварного шва	Толщина листов, мм	Обозначение по ГОСТ 5264-80
	1 ... 4	C2
	3 ... 60	C8
	3 ... 60	C12

Форма поперечного сечения сварного шва	Толщина листов, мм	Обозначение по ГОСТ 5264-80
	1 ... 30	У4
	2 ... 40	Т1
	2 ... 40	Т3
	2 ... 60	Н1
	2 ... 60	Н2

4. Знак "  " и размер катета шва (только для угловых швов).

5. Вспомогательные знаки:

"  " – шов прерывистый или точечный с цепным расположением;

"  " – шов прерывистый или точечный с шахматным расположением;

"  " – шов по незамкнутой линии.

Обозначение одинаковых швов наносят только у одного из изображений. От изображений остальных швов проводят линии-выноски с полками. Всем одинаковым швам присваивают один порядковый номер (рис. 16.29), который наносят:

– на линии-выноске, имеющей полку с нанесенным обозначением шва;

– на полке линии-выноски, проведенной от изображения видимого шва, не имеющего обозначения;

– под полкой линии-выноски, проведенной от изображения невидимого шва, не имеющего обозначения.

Если все швы на сварной детали одинаковые и изображены на чертеже с одной стороны, то допускается не присваивать им порядкового номера, а привести обозначение шва в технических требованиях. Швы отмечают в этом случае линиями-выносками без полок.

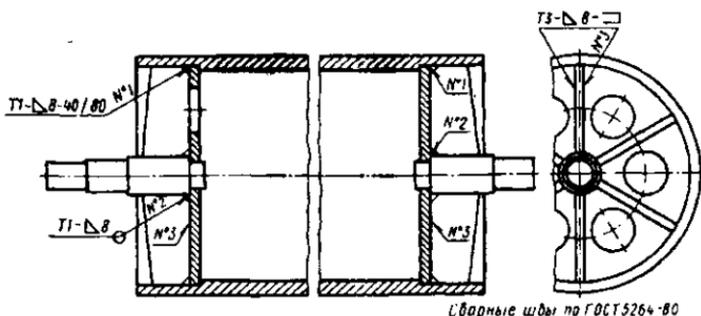


Рис. 16.29

Пример условного обозначения шва таврового соединения без скоса кромок, двустороннего прерывистого с шахматным расположением, выполняемого ручной дуговой сваркой: катет шва 8 мм, длина провариваемого участка 50 мм, шаг 100 мм:

"ГОСТ 5264-80 ТЗ- ∇ 8-50 Z 100"

16.8. Расположение на чертеже детали размеров, обозначений баз, допусков формы и расположения, шероховатости и технических требований

На рабочих чертежах деталей задают размеры, приводят условные обозначения баз, допусков формы и расположения, параметров шероховатости. Для удобства чтения чертежа все сведения, необходимые для изготовления детали, должны быть организованы в следующую систему.

На чертежах деталей-тел вращения (валы, валы-шестерни, червяки, колеса, стаканы, крышки подшипников) следует располагать (рис. 16.30):

- осевые линейные размеры – под изображением детали на возможно меньшем (2 – 3) числе уровней;
- условные обозначения баз – под изображением детали;
- условные обозначения допусков формы и расположения – над изображением детали на одном-двух уровнях;
- условные обозначения параметров шероховатости – на верхних частях изображения деталей, а на торцовых поверхностях – под изображением детали. В обоих случаях условные обозначения шероховатости располагают в непосредственной близости от размерной линии;

полки линии-выноски, указывающие поверхности для термообработки и покрытий – над изображением детали.

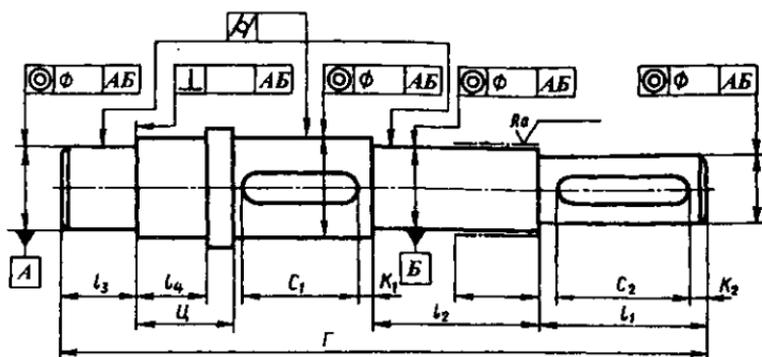


Рис. 16.30

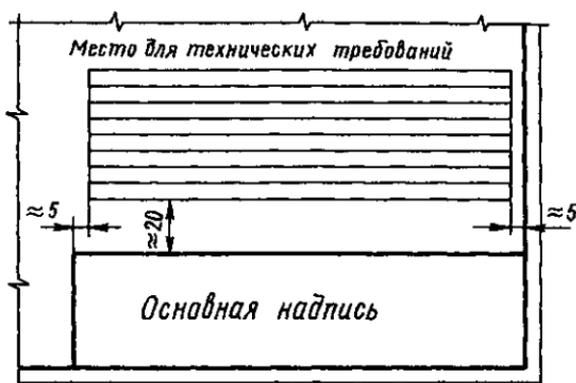


Рис. 16.31

Технические требования располагают над основной надписью (рис. 16.31), а при недостатке места – левее основной надписи. Технические требования записывают в следующем порядке:

1. Требования к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (... НВ, ... HRC).
2. Указания о размерах (размеры для справок, радиусы закруглений, углы и др.).
3. Предельные отклонения размеров (неуказанные предельные отклонения, общие допуски и др.)
4. Допуски формы и взаимного расположения поверхностей, на которые в ГОСТ 2.308-79 нет условных графических знаков.

5. Требования к качеству поверхности (указания об отделке, покрытии, шероховатости).

Для размеров и предельных отклонений, приводимых в технических требованиях, *обязательно указывают единицы измерения*. Заголовок "Технические требования" не пишут.

16. 9. Рабочие чертежи типовых деталей

Ниже приведены указания по разработке рабочих чертежей деталей машин типа валов, валов-шестерен, червяков, зубчатых и червячных колес, стаканов, крышек подшипников, шкивов, звездочек.

Для каждого типа деталей даны указания о способе задания осевых размеров, выборе предельных отклонений и полей допусков размеров, а также выборе допусков формы и допусков расположения поверхностей.

Допуски формы и допуски расположения после их определения округляют до ближайшего числа (мкм) из ряда предпочтительных:

1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800

16.9.1. Валы, валы-шестерни, червяки

В настоящем разделе даны указания по выполнению чертежей валов и тех элементов валов-шестерен и червяков, которые характерны для валов. Указания по оформлению зубчатых венцов валов-шестерен и витков червяков приведены ниже в разделе "Зубчатые и червячные колеса".

Размеры и предельные отклонения. На чертежах валов задают сопряженные, цепочные, габаритные размеры. Затем задают свободные размеры с учетом технологии изготовления и удобства измерений. На рис. 16.30 показан способ задания осевых размеров вала. На этом рисунке обозначены размеры: C_1 и C_2 – сопряженные (длины шпоночных пазов); G и $Ц$ – габаритный и цепочный,

K_1 и K_2 – координирующие расположение шпоночных пазов, удобные для контроля штангенциркулем или шаблоном; l_1 – длина выступающего конца вала (присоединительный размер), l_2 и l_3 – длины сопряженных поверхностей. Размеры l_1, l_2, l_3, l_4 отвечают последовательным этапам токарной обработки вала.

В данном примере размеры C_1, C_2 и $Ц$ – функциональные, остальные – свободные.

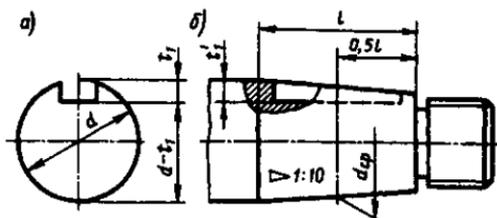


Рис. 16.32

На чертежах валов задают также глубину шпоночного паза – размер t_1 (рис. 16.32, а). Если шпоночный паз, расположенный на конце вала, сквозной, то удобнее для контроля задавать размер $(d - t_1)$.

Глубину шпоночного паза t_1' (рис. 16.32, б) на большем диаметре конического участка вала с конусностью 1:10 вычисляют

$$t_1' = t_1 + 0,025l,$$

где t_1 – принимают по табл. 12.5 для диаметра вала d_{cp} .

Иногда показывают глубину t_1 шпоночного паза на среднем диаметре d_{cp} вала. В этом случае на чертеже вала задают расстояние до измерительного сечения (рис. 16.32, б).

На сопряженные размеры задают поля допусков в соответствии с посадками, показанными на чертеже редуктора (коробки передач). На цепочные размеры задают поля допусков или предельные отклонения по рекомендациям, приведенным на стр. 363. На свободные размеры задают предельные отклонения чаще всего *среднего класса точности* (см. табл. 19.2).

На ширину шпоночного паза приводят обозначение поля допуска: для призматической шпонки Р9, а для сегментной шпонки Н9.

Предельное отклонение глубины t_1 , t'_1 шпоночного паза (рис. 16.32) при сечении шпонки до 6×6 мм: $+0,1$ мм; свыше 6×6 до 32×18 мм: $+0,2$ мм. На размер $(d - t_1)$ предельные отклонения задают соответственно: $-0,1$ и $-0,2$ мм.

На чертежах валов, имеющих элементы шлицевых соединений, в соответствии с ГОСТ 2.409-74 указывают длину l_1 зубьев полного профиля до сбега (рис. 16.33, а). Для обозначения шероховатости на боковых поверхностях показывают профиль одного зуба (рис. 16.33, б).

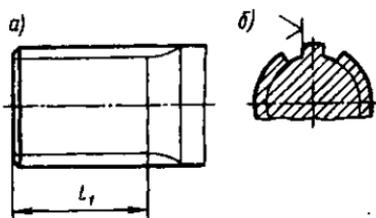


Рис. 16.33

Условное обозначение элементов шлицевого соединения вала по соответствующему стандарту (см. разд. 5.2) приводят на полке линии-выноски или в технических требованиях.

На чертежах валов выноской в масштабе увеличения

(4 : 1) приводят форму и размеры канавок для выхода шлифовального круга (табл. 12.3), проточек для выхода резьбонарезного инструмента (табл. 12.6).

Допуски формы и допуски расположения поверхностей.

Вал в работающем узле вращается в подшипниках качения. Поэтому рабочей осью вала является *общая ось*, обозначенная на рис. 16.34 буквами *АВ*. Общая ось – прямая, проходящая через точки пересечения каждой из осей двух посадочных поверхностей для подшипников качения со средними поперечными сечениями этих поверхностей (см. также рис. 16.14).

Вследствие неизбежных погрешностей общая ось не совпадает с осью вращения вала при его изготовлении.

На чертеже вала задают необходимые требования точности изготовления отдельных его элементов. В табл. 16.4 в соответствии с позициями на рис. 16.34 приведены указания по определению числовых значений допусков формы и расположения поверхностей.

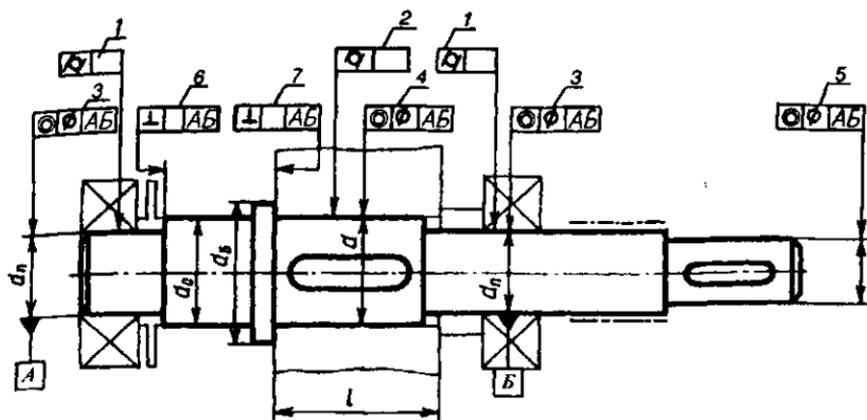


Рис. 16.34

16. 4. Рекомендации по определению допусков формы и расположения поверхностей валов

Позиция на рис. 16.34	Допуск
1, 2	$T_{\sigma} \approx 0,5t$, где t – допуск размера поверхности.
3	T_{\odot} по табл. 16.5 в зависимости от типа подшипника.
4	T_{\odot} на диаметре d по табл. 16.6. Степень точности допуска по табл. 16.7
5	$T_{\odot} \approx 60/n$ для $n > 1000 \text{ мин}^{-1}$; допуск – в мм.
6	T_{\perp} на диаметре d_0 по табл. 16.8. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 8, роликовых – 7.
7	T_{\perp} на диаметре d_B при $l/d < 0,7$ по табл. 16.8. Степень точности допуска по табл. 16.9.

Назначение каждого из допусков формы или расположения следующее:

- допуск цилиндричности (поз. 1) посадочных поверхностей для подшипников качения задают, чтобы ограничить отклонения геометрической формы этих поверхностей и тем самым ограни-

чить отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников (по ГОСТ 3325-85 следует контролировать отдельные составляющие этого допуска: допуск круглости, допуск профиля продольного сечения, допуски непостоянства диаметра в поперечном и продольном сечении);

- *допуск цилиндричности* (поз. 2) посадочных поверхностей валов в местах установки на них с натягом зубчатых, червячных колес задают, чтобы ограничить концентрацию давлений;

- *допуск соосности* (поз. 3) посадочных поверхностей для подшипников качения относительно их общей оси задают, чтобы ограничить перекося колец подшипников качения;

- *допуск соосности* (поз. 4) посадочной поверхности для зубчатого, червячного колеса задают, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач;

- *допуск соосности* (поз. 5) посадочной поверхности для полумуфты, шкива, звездочки назначают, чтобы снизить дисбаланс вала и деталей, установленных на этой поверхности. Допуск соосности по поз. 5 задают при частоте вращения вала более 1000 мин^{-1} ;

- *допуск перпендикулярности* (поз. 6) базового торца вала назначают, чтобы уменьшить перекося колец подшипников и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника;

- *допуск перпендикулярности* (поз. 7) базового торца вала задают только при установке на вал узких зубчатых колес, у которых отношение длины l посадочного отверстия к его диаметру d менее 0,7. Допуск задают, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. При отношении $l/d \geq 0,7$ допуск перпендикулярности (поз. 7) не задают.

Ниже приведены таблицы, на которые имеются ссылки в табл. 16.4. Значения θ по табл. 16.5 используют при проверке жесткости валов.

16. 5. Допуски соосности посадочных поверхностей вала и корпуса и допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника по ГОСТ 3325-85 (в ред. 1988 г.)

Тип подшипника	$T_{\Theta B}$, мкм	$T_{\Theta K}$, мкм	θ , угл. мин.
Радиальный шариковый однорядный	4	8	1,6
Радиально-упорный шариковый однорядный	3	6	1,2
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами:			
без модифицированного контакта	1	2	0,4
с модифицированным контактом	3	6	1,2
Конический роликовый:			
без модифицированного контакта	1	2	0,4
с модифицированным контактом	2	4	0,8
Игольчатый роликовый однорядный			
без модифицированного контакта	0,5	1	0,2
с модифицированным контактом	2	4	0,8
Радиальные шариковые и роликовые двухрядные сферические	6	12	2,4

Примечания. 1. $T_{\Theta B}$ и $T_{\Theta K}$ – допуски соосности посадочной поверхности вала и корпуса длиной $B = 10$ мм в диаметральном выражении. При длине B_1 посадочного места табличное значение следует умножить на $0,1 B_1$. 2. θ – допустимый угол взаимного перекоса колец подшипника, вызываемого деформациями вала и корпуса в работающем узле.

16. 6. Допуски соосности по ГОСТ 24643-81

Интервал размеров, мм	Допуск соосности, мкм, при степени точности допуска				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 30	10	16	25	40	60
» 30 » 50	12	20	30	50	80
» 50 » 120	16	25	40	60	100
» 120 » 250	20	30	50	80	120
» 250 » 400	25	40	60	100	160

16. 7. Степени точности допусков соосности посадочных поверхностей для колес передач зубчатых (числитель) и червячных (знаменатель)

Степень кинематической точности передачи	Степень точности допуска соосности при диаметре делительной окружности, мм		
	св. 50 до 125	св. 125 до 280	св. 280 до 560
6	5/6	5/6	6/7
7	6/7	6/7	7/8
8	7/8	7/8	8/9
9	7/8	8/9	8/9

16. 8. Допуски параллельности, перпендикулярности по ГОСТ 24643-81

Интервал размеров, мм	Допуски параллельности, перпендикулярности, мкм, при степени точности допуска					
	5	6	7	8	9	10
Св. 16 до 25	4	6	10	16	25	40
» 25 » 40	5	8	12	20	30	50
» 40 » 63	6	10	16	25	40	60
» 63 » 100	8	12	20	30	50	80
» 100 » 160	10	16	25	40	60	100
» 160 » 250	12	20	30	50	80	120
» 250 » 400	16	25	40	60	100	160

16. 9. Степени точности допуска перпендикулярности торца заплечика вала при установке колес

Тип колес	Степень точности допуска перпендикулярности при степени точности передачи по нормам контакта		
	6	7,8	9
Зубчатые	5	6	7
Червячные	6	7	8

На рис. 16.35 приведен полученный с помощью ЭВМ чертеж выходного вала для рассматриваемого в качестве примера цилиндрического редуктора (см. разд. 13.1, а также рис. 13.3).

Поясним основные положения при выполнении чертежа вала.

Вначале наносим осевые размеры вала: сопряженный – длину шпоночного паза (45 мм), габаритный (214 мм) и цепочный (52 мм); размер, координирующий расположение шпоночного паза (4,5 мм), длину выступающего конца вала (60 и 6 мм), длину резьбового участка (30 мм), длину посадочной поверхности (48 мм). Размеры 30, 60 и 48 мм отвечают последовательным этапам токарной обработки вала. Задаем также глубину шпоночного паза на коническом конце вала $t'_1 = t_1 + 0,025l = 3,5 + 0,025 \cdot 54 = 4,9$ мм, где t_1 принимают по табл. 12. 5 для среднего диаметра, l - длина конического участка.

На сопряженные диаметральные размеры задаем поля допусков в соответствии с посадками, показанными на чертеже редуктора (см. рис. 13.3): $\varnothing 40m6$, $\varnothing 48t6$, $\varnothing 40d9$.

На цепочный размер задаем поле допуска $h11$ (см. стр. 363), так как компенсатором в размерной цепи с коническими роликовыми подшипниками служит набор металлических прокладок, на размере 52 мм это составляет $-0,19$ мм. Предельные отклонения глубины шпоночного паза по рекомендациям стр. 382 составляют $+0,1$ мм. Допуски формы и расположения определим по рекомендациям табл. 16.4. Допуски размеров по табл. 19.3: $\varnothing 40m6 - IT = 16$ мкм, $\varnothing 48t6 - IT = 16$ мкм. Допуск цилиндричности $0,5 \cdot 16 = 8$ мкм. Допуск соосности посадочных для конических роликовых подшипников поверхностей $\varnothing 40m6$ длиной $B_1 = 24$ мм с учетом рекомендаций табл. 16. 5: $0,1 \cdot 24 \cdot 2 = 4,8$ мкм.

После округления допуск соосности равен $0,006$ мм.

Допуск соосности (мкм) поверхности для установки зубчатого колеса на диаметре 48 мм по табл. 16.6 (степень точности допуска 6 (табл. 16.7) при степени точности передачи 7): $0,020$ мм. Допуск перпендикулярности базового торца вала на диаметре 48 мм по табл. 16.8 для степени точности 7 (вал установлен на конических роликоподшипниках): $0,016$ мм.

16.9.2. Зубчатые цилиндрические, конические и червячные колеса, червяки

Таблица параметров. Помимо изображения детали с размерами, необходимыми размерами, предельными отклонениями размеров, параметрами шероховатости и других сведений в правом верхнем углу поля чертежа приводят таблицу параметров зубчатого венца или витков червяка.

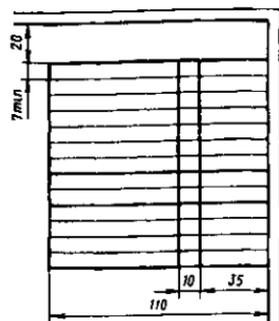


Рис. 16.36

На рис. 16.36 приведена форма этой таблицы, ее размеры и расположение относительно сторон формата чертежа. Таблица параметров состоит из *трех частей*, отделенных друг от друга сплошными основными линиями. В *первой части* таблицы приводят данные для нарезания зубьев колес или витков червяка, во *второй* – данные для контроля (в учебных проектах эту часть можно не заполнять), в *третьей* – справочные данные. Неиспользуемые строки исключают или ставят прочерк.

Цилиндрические зубчатые колеса. Размеры и предельные отклонения. На рис. 16.37 показаны примеры простановки осевых размеров: $\varnothing(G)$ – цепочный (габаритный) размер; b – ширина зубчатого венца.

Если заготовку колеса обрабатывают кругом (рис. 16.37, а), то размер a – для удобства выполнения и контроля – проставляют от торцов зубчатого венца. В этом случае толщину диска колеса получают как замыкающий размер цепочки.

Если заготовку зубчатого колеса получают в штампах, то она поступает на механическую обработку с определенной толщиной диска (рис. 16.37, в). По-

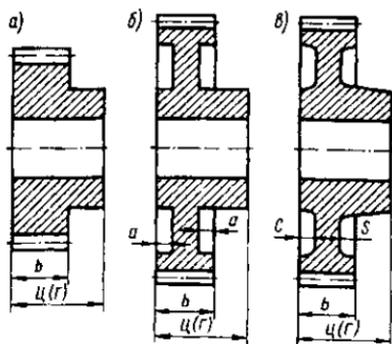


Рис. 16.37

этому на чертеже такого колеса указывают: S – толщину диска, полученную в заготовительной операции (штамповке); C – размер, связывающий систему размеров для заготовительной и механической операции (между необработанной и обработанной поверхностями детали).

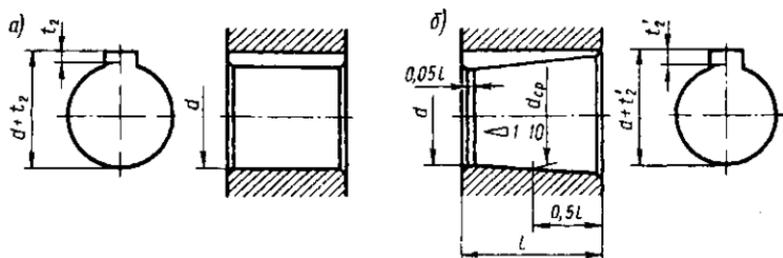


Рис. 16.38

На чертежах цилиндрических зубчатых колес кроме прочих размеров указывают диаметры: d_a – вершин зубьев, d – отверстия, $d_{ст}$ – ступицы.

На чертеже колеса с цилиндрическим отверстием и шпоночным пазом задают размер $d + t_2$ (рис. 16.38, а), который принимают по табл. 19.11.

На ширину шпоночного паза чаще всего задают поле допуска JS9.

На чертеже колеса с коническим отверстием задают размер $d + t_2'$ (рис. 16.38, б), который вычисляют по формуле

$$d + t_2' = d_{cp} + t_2 - 0,0225l,$$

где размер t_2 принимают для диаметра d_{cp} по табл. 12.5.

На глубину шпоночного паза (размер $d + t_2$; $d + t_2'$ на рис. 16.38) задают предельные отклонения при сечении шпонки до 6×6 мм: +0,1 мм; свыше 6×6 до 32×18 : +0,2 мм.

Если в отверстии колеса имеются шлицы, то выноской в масштабе увеличения показывают профиль одной впадины с указанием шероховатости поверхностей.

На сопряженные, цепочные и свободные размеры колес задают предельные отклонения по тем же рекомендациям, как и для валов (см. с. 381).

Допуски формы и допуски расположения поверхностей. На рис. 16.39 показано несколько зубчатых колес и условные обозначения баз и допусков формы и расположения поверхностей. В соответствии с позициями на этом рисунке, в табл. 16.10 даны указания по определению допусков.

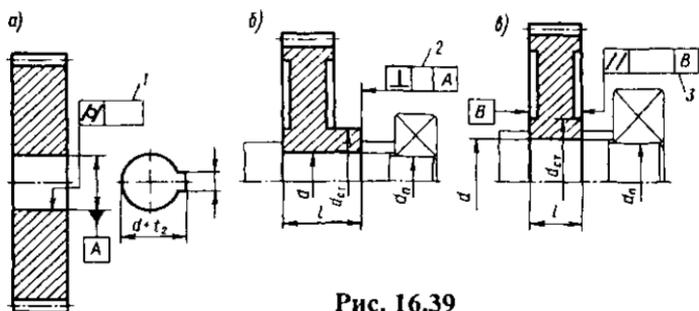


Рис. 16.39

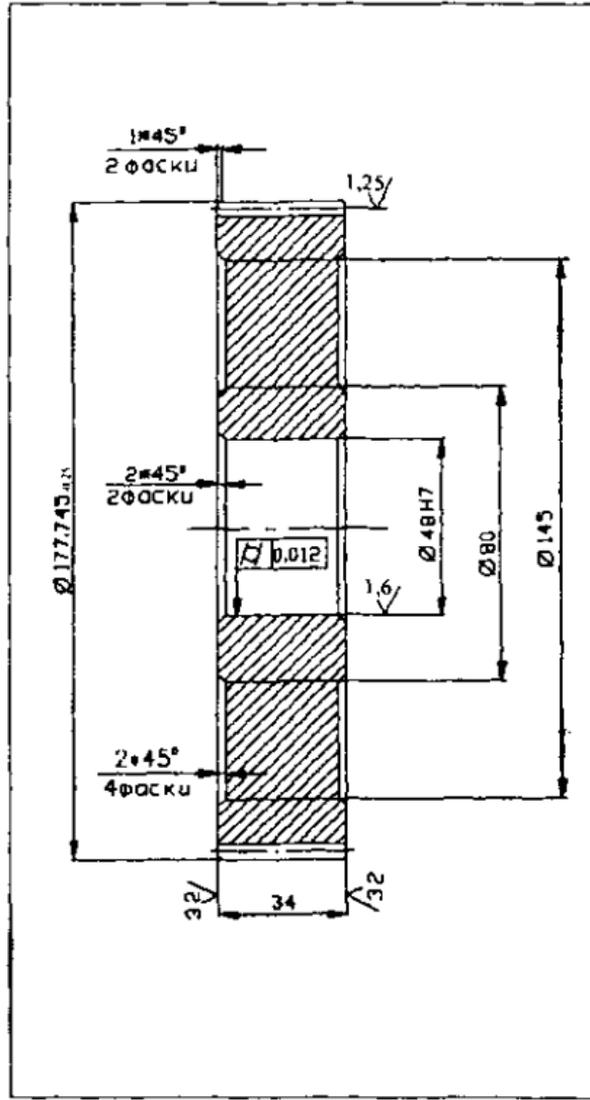
16.10. Рекомендации по определению допусков формы и расположения поверхностей зубчатых колес

Позиция на рис. 16.39	Допуск
1	$T_{\perp} \approx 0,5t$, где t – допуск размера поверхности
2	T_{\perp} на диаметре $d_{ст}$ при $l/d \geq 0,7$ по табл. 16.8. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 8, роликовых – 7.
3	$T_{//}$ на диаметре $d_{ст}$ при $l/d < 0,7$ по табл. 16.8. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 7, роликовых – 6.

Назначение каждого из допусков:

- допуск цилиндричности посадочной поверхности (поз. 1) назначают, чтобы ограничить концентрацию контактных давлений;

- допуск перпендикулярности торца ступицы (поз. 2) задают, чтобы создать точную базу для подшипника качения, уменьшить перекося его колец и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца;



6.3/ (✓)

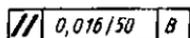
Модуль	m	15
Число зубьев	z	114
Угол наклона	β	$11^{\circ}52'37''$
Направление линии зуба	-	правое
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Кэфф смещения	x	0
Степень точности	-	7-B
-	-	-
Делительный диаметр	d	174.745
Обозначение чертежа сопряженного колеса	ДП16-03.10.13	

- 1 269. 302НВ
- 2 Радиусы скруглений 16мм max
- 3 Неуказанные предельные отклонения размеров:
балов - t_s , остальных $\pm t_s/2$ по ГОСТ 25670-83

				ДП16-03.10.16		
Изм/Лист	№ докум.	Листов	Детей	Колесо зубчатое	Лист	Масштаб
Разраб					1	1:1
Проб					Лист	Листов
1 контр					ИВУ от К.З. Бурин	
И.контр				Листь 40X ГОСТ4543-71		
Зав						

Рис. 16.40

- допуск параллельности торцов ступицы узких колес (поз. 3) задают по тем же соображениям, как и допуск перпендикулярности торца ступицы (поз. 2). Если у колеса нет выточки и, следовательно, нет размера $d_{ст}$, допуск параллельности относят к условному диаметру $d' = (1,5 \dots 2)d$. Тогда в рамке условного обозначения приводят значение допуска параллельности (например, 0,016 мм) и диаметр измерения (например, $d' = 50$ мм):



На чертеже промежуточного между подшипником и колесом кольца (см. рис. 16.39, б, в) задают допуск параллельности торцов, принимая степень точности допуска на единицу точнее, чем в табл. 16.10.

Если торцы ступиц не участвуют в базировании подшипников, то допуски по поз. 2 и 3 не назначают.

В первой части таблицы параметров для цилиндрических колес приводят: модуль m , число зубьев z , угол наклона β , направление линии зуба – правое, левое, шевронное; нормальный исходный контур со ссылкой на ГОСТ 13755-81; коэффициент смещения x , степень точности, вид сопряжения и обозначение стандарта на нормы точности – ГОСТ 1643-81.

Вторую часть таблицы – одну-две строки – оставляют свободными.

В третьей части таблицы приводят делительный диаметр d и обозначение чертежа сопряженного колеса, сформированное при составлении спецификации на редуктор (коробку передач).

На рис. 16.40 приведен полученный с помощью ЭВМ чертеж цилиндрического зубчатого колеса для рассматриваемого в качестве примера цилиндрического редуктора (см. разд. 13.1, а также рис. 13.3).

Конические зубчатые колеса. Размеры и предельные отклонения. На черте-

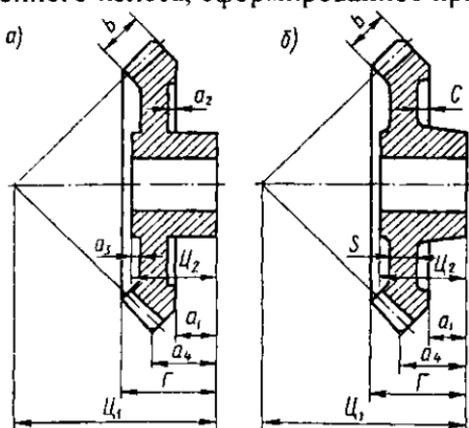


Рис. 16.41

же конического *кругом обработанного колеса* ставят осевые размеры по рис. 16.41, а:

C_1 – цепочный, определяющий положение вершины делительного конуса колеса;

C_2 – цепочный, определяющий величину осевого зазора в комплекте вала с подшипниками;

b – ширина зубчатого венца;

a_1 – размер, координирующий положение венца относительно ступицы;

a_2, a_3 – размеры углублений;

a_4 – размер, координирующий осевое положение зуба относительно ступицы колеса;

Γ – габаритный размер.

На чертеже конического *штампованного колеса* ставят осевые размеры по рис. 16.41, б. В отличие от предыдущего указывают размер S , полученный на заготовительной операции (штамповке), а вместо a_2 – связующий размер C .

Размеры и точность шпоночного паза задают по тем же рекомендациям, как для цилиндрических зубчатых колес.

На чертежах конических зубчатых колес кроме размеров, определяющих форму и габариты детали, приводят размеры венца (рис. 16.42): внешние диаметры d_{ae} и d'_{ae} , осевые размеры A, C и l ; ширину венца b ; угол δ_a конуса вершин зубьев; угол $(90^\circ - \delta)$ внешнего дополнительного конуса, где δ – угол делительного конуса. Звездочкой обозначены размеры для справок.

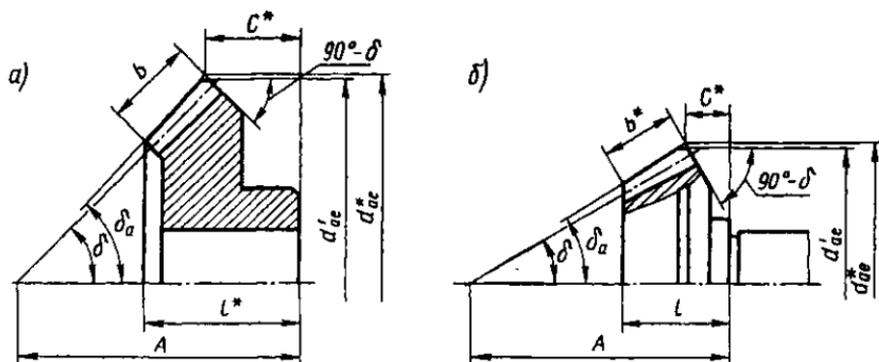


Рис. 16.42

Допуски формы и допуски расположения поверхностей конических колес определяют так же, как для цилиндрических (рис. 16.43, табл. 16.10).

Форма и расположение таблицы параметров зубчатого венца приведена на рис. 16.36.

В первой части таблицы параметров для конических колес приводят:

- модуль m_e внешний окружной для прямозубого колеса;
- средний нормальный модуль m_n для колеса с круговыми зубьями;
- число зубьев z ; тип зуба: "Прямой", "Круговой";
- осевую форму (I, II или III) зуба по ГОСТ 19325-73; для колес с круговыми зубьями: средний угол β_n наклона зуба, направление линии зуба (правое, левое); исходный контур со ссылкой на соответствующий стандарт: ГОСТ 13754-81 для колес с прямыми зубьями, ГОСТ 16202-81 для колес с круговыми зубьями;
- коэффициент смещения с соответствующим знаком: внешний окружной x_e для колес с прямыми зубьями, средний нормальный x_n для колес с круговыми зубьями (при отсутствии смещения в графе проставляют 0); угол делительного конуса δ ; номинальный диаметр d_0 зуборезной головки для зубчатого колеса с круговыми зубьями; степень точности, вид сопряжения и обозначение стандарта на нормы точности ГОСТ 1758-81.

Вторую часть таблицы – одну-две строки – оставляют свободной.

В третьей части таблицы приводят: межосевой угол передачи Σ ; модуль m_m средний окружной для колеса с прямыми зубьями, m_{ie} внешний окружной для колеса с круговыми зубьями; внешнее R_c конусное расстояние; обозначение чертежа сопряженного колеса, сформированное при составлении спецификации на редуктор.

На рис. 16.44 приведен в качестве примера чертеж конического зубчатого колеса.

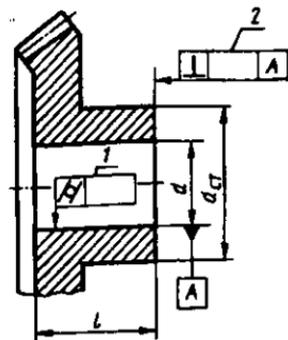
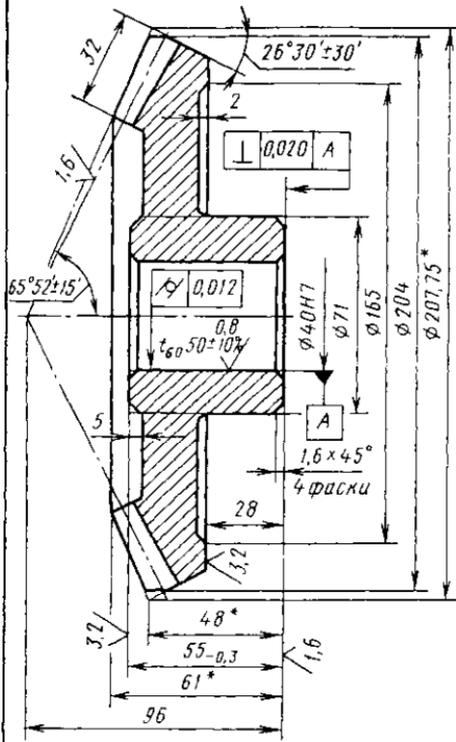


Рис. 16.43

6.3
√(√)



Средний нормальный модуль	m_n	4
Число зубьев	z	36
Тип зуба	-	круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	-	II
Средний угол наклона зуба	β_n	35°
Направление линии зуба	-	левое
Исходный контур	-	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	x_n	-0,29
Угол делителя конуса	δ	63°29'40"
Степень точности	-	7-B
Межосевой угол пер	Σ	90°
Внешний окружной модуль	m_{te}	5,67
Внешнее конусное расстояние	R_e	113,98
Среднее конусное расстояние	R	97,98
Средний делительный диаметр	d	175,79
Угол конуса впадин	δ_f	59°58'40"
Внешняя высота зуба	h_e	10,633
Обозначение чертежа сопряженного колеса		

- 1 269.302 НВ
- 2* Размеры для справок
- 3 Радиусы скруглений 2мм так
- 4 Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий $+t_2$, валов $-t_2$ остальных $\pm t_2/2$ по ГОСТ 25670-83

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Колесо зубчатое	Лит	Масса	Масш
Разработ						у		1:1
Провер						лист	листов	1
Т.контр								
Исполн					Сталь 40ХНГОСТ 4543-71			
УТВ								

Рис. 16.44

Червяк и червячное колесо. На чертежах этих деталей кроме габаритного Γ и прочих задают размеры, определяющие нарезанную часть червяка и венец червячного колеса (рис. 16.45). На чертеже червяка:

- диаметр d_{a1} вершин витков;
- длину b_1 нарезанной части;
- радиусы закруглений $\rho_{f1} = 0,3m$ впадин и $\rho_{k1} = 0,1m$ вершин витков.

Концевые участки витков приобретают заосgrenную форму. Их необходимо притупить фрезерованием или

запиливанием – на чертеже об этом приводят соответствующее указание.

На чертеже колеса:

- диаметр d_{a2} вершин зубьев;
- наибольший диаметр d_{am2} ;
- ширину b_2 венца;
- цепочный \mathcal{C} , определяющий положение средней плоскости венца;
- радиус $R = (0,5d_1 - m)$ выемки поверхностей вершин зубьев;
- радиусы закруглений $\rho_{f2} = 0,3m$ впадин и $\rho_{k2} = 0,1m$ вершин зубьев.

Размеры и точность шпоночного паза в отверстии червячного колеса задают по тем же рекомендациям, что и для цилиндрических зубчатых колес.

Допуски формы и допуски расположения поверхностей валов-червяков. На рис. 16.46 показан червяк, условные обозначения баз, допусков формы и расположения. Назначение допусков такое же, как и для валов. Числовые значения допусков определяют по рекомендациям табл. 16.4.

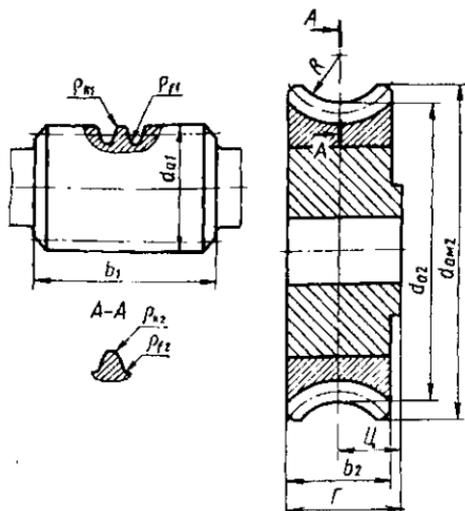


Рис. 16.45

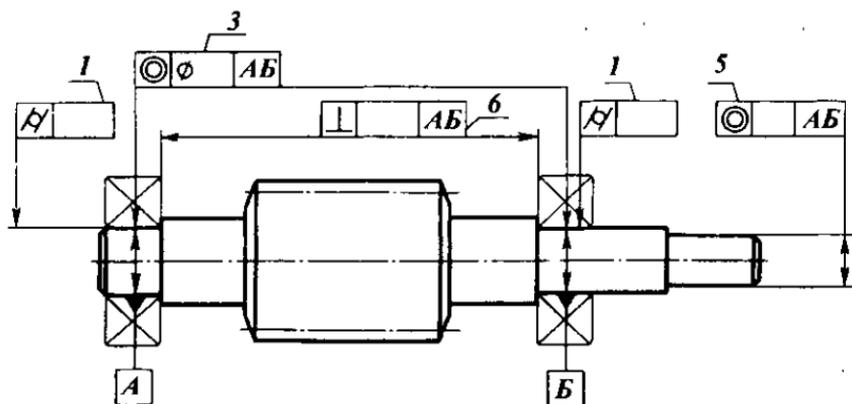


Рис. 16.46

На рис. 16.47 приведен в качестве примера чертеж червяка. Форма и расположение таблицы параметров витков червяка приведена на рис. 16.36. В первой части таблицы записывают: модуль m , число витков z_1 , вид червяка (по типу ZI , ZT и т.д.), делительный угол γ подъема линии витка, направление линии витка ("Правое", "Левое"), исходный червяк со ссылкой на ГОСТ 19036-94, степень точности, вид сопряжения по нормам бокового зазора и обозначение стандарта на нормы точности (ГОСТ 3675-81). В настоящее время применяют следующие виды цилиндрических червяков: ZI - эвольвентный, $ZT1$ - образованный тором, $ZK1$ - образованный конусом, $ZN1$ - конволютный с прямолинейным профилем витка, ZA - архимедов.

Во второй части таблицы записывают делительную толщину \bar{s}_{a1} по хорде, высоту \bar{h}_{a1} до хорды.

В третьей части таблицы записывают: делительный диаметр d_1 червяка, ход p_{z1} витка, обозначение чертежа сопряженного колеса, сформированное при составлении спецификации на редуктор.

Значения p_{z1} и \bar{s}_{a1} , \bar{h}_{a1} вычисляют по формулам: $p_{z1} = \pi m z_1$;
 $\bar{s}_{a1} = 1,571 m \cos \gamma$; $\bar{h}_{a1} = m + 0,5 \bar{s}_{a1} \operatorname{tg} [0,5 \arcsin (\bar{s}_{a1} \sin^2 \gamma / d_1)]$.

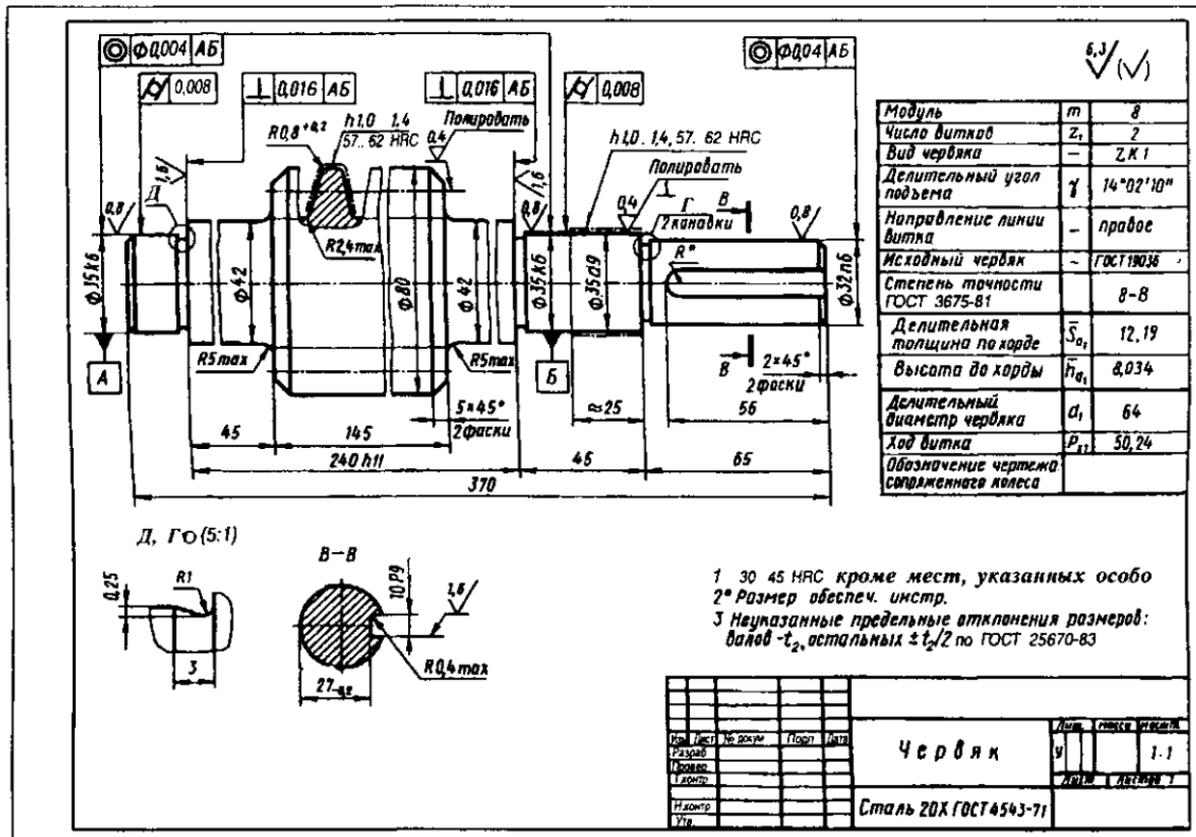


Рис. 16.47

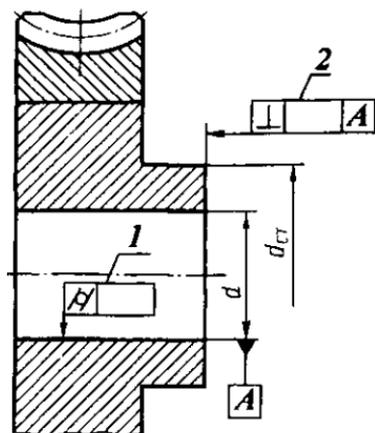


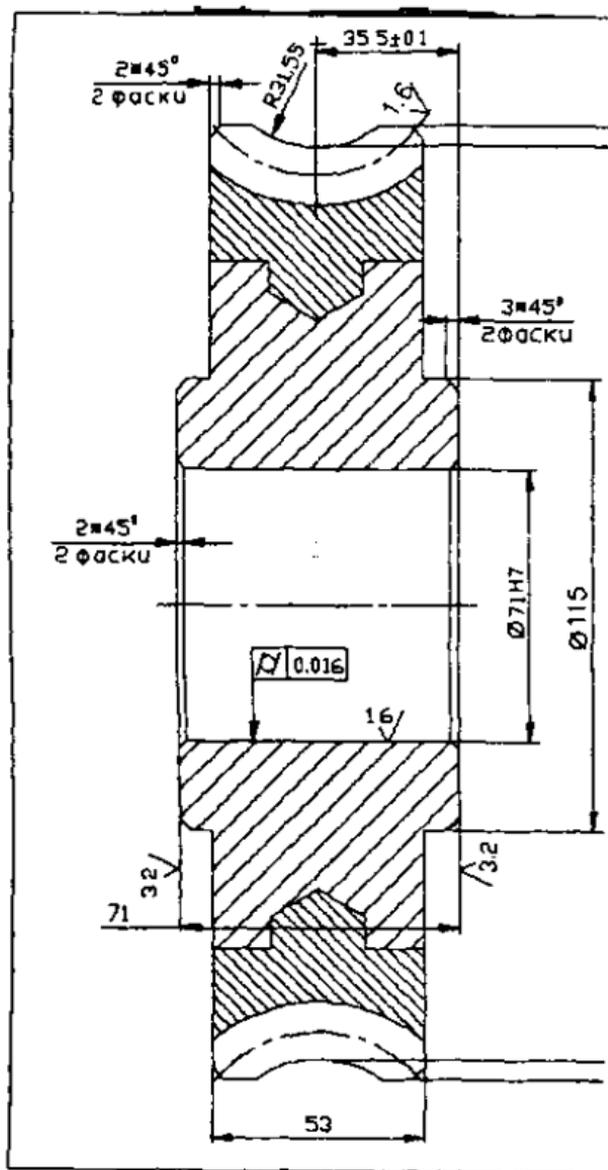
Рис. 16.48

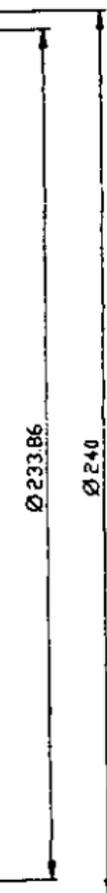
Допуски формы и допуски расположения поверхностей червячных колес. На рис. 16.48 показано червячное колесо, условное обозначение базы, допуски формы и расположения. Числовые значения допусков определяют так же, как и для цилиндрических зубчатых колес (табл. 16.10).

На рис. 16.49 приведен чертеж червячного колеса, полученный с помощью ЭВМ для рассматриваемого в качестве примера червячного редуктора (см. разд. 13.3, а также рис. 13.7). Форма и расположение таблицы параметров зубчатого венца приведена на рис. 16.36. В первой части таблицы записывают: модуль m , число z_2 зубьев, направление линии зуба ("Правое", "Левое"), коэффициент x смещения червяка, исходный производящий червяк со ссылкой на стандарт (ГОСТ 19036-94), степень точности, вид сопряжения по нормам бокового зазора и обозначение стандарта (ГОСТ 3675-81).

Вторую часть таблицы (2 – 3 строки) оставляют свободной.

В третьей части таблицы записывают: межосевое расстояние a_w , делительный диаметр d_2 колеса, вид сопряженного червяка, число z_1 витков сопряженного червяка, обозначение чертежа сопряженного червяка, сформированное при составлении спецификации на редуктор.





6.3/
√(√)

Модуль	m	6.3
Число зубьев	z	36
Направление линии зуба	-	правое
Коэффициент смещения червяка	x	-0.44
Исходный производящий червяк	-	ГОСТ 19036-94
Степень точности ГОСТ3675-81	-	8-B
Межосевое расстояние	a _e	150
Делительный диаметр червячного колеса	d _e	226.8
Вид сопряженного червяка	-	ZK1
Число витков сопряженного червяка	z ₁	2
Обозначение червяка сопряженного червяка		

Неуказанные предельные отклонения размеров валов - t_2 , остальных $\pm t_2/2$ по ГОСТ 25670-83

Изм./лист	№ докум.	Подпись	Дата	Колесо червячное				Лист	Масса	Листов
Формат								У		
Гр.об.								Лист	Листов	
Г.полюс								НЕРУ от Н.З. Бурова		
И.проект.										
Зав.										

Рис. 16.49

16.9.3. Стаканы

На рис. 16.50 показаны конструкции стаканов современных машин. На этом рисунке показаны также условные обозначения баз, допусков формы и расположения.

На чертежах стаканов задают осевые линейные размеры: габаритные G , цепочные C и свободные.

Предельные отклонения задают на размеры: свободные – среднего класса точности (t_2 , см. табл. 19.2); цепочные – по общему правилу (стр. 363).

Допуски формы и допуски расположения поверхностей приведены в табл. 16.11, в которой даны ссылки на позиции рис. 16.50. Характер технических требований определяет то, что основной базой является поверхность B фланца стакана. Точность положения базовых торцов стакана для упора подшипников обеспечивают их параллельностью торцу B стакана.

Назначение каждого из допусков:

- *допуск цилиндричности* (поз. 1) задают, чтобы ограничить отклонения геометрической формы посадочных поверхностей и, следовательно, дорожек качения наружных колец подшипников;

- *допуски соосности* посадочных поверхностей стакана назначают, чтобы ограничить отклонение межосевого расстояния в конической передаче (поз. 2) и перекос колец подшипников качения (поз. 3);

- *допуск перпендикулярности* (поз. 4) и *допуск параллельности* (поз. 5) задают, чтобы ограничить перекос колец подшипников;

- *позиционный допуск* (поз. 6) задают, чтобы ограничить отклонения в расположении центров крепежных отверстий и обеспечить так называемую "собираемость" резьбового соединения. Этот допуск задают только в том случае, когда отверстия для винтов в стакане и в корпусной детали сверлят независимо друг от друга в приспособлениях или на станках с ЧПУ. В остальных случаях позиционный допуск по поз. 6 не приводят.

16.11. Рекомендации по определению допусков формы и расположения поверхностей стаканов

Позиция на рис. 16.50	Допуск
1	$T_{\alpha} \approx 0,5t$, где t – допуск размера поверхности
2	$T_{\circ} \approx 0,6t$, где t – допуск размера поверхности
3	T_{\circ} по табл. 16.5 в зависимости от типа подшипника
4	T_{\perp} на диаметре D по табл. 16.8. Степень точности допуска для подшипников: шариковых – 8, роликовых – 7
5	$T_{//}$ на диаметре D_{ϕ} по табл. 16.8. Степень точности допуска для подшипников: шариковых – 8, роликовых – 7
6	$T_{\downarrow} \approx 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}})$, где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия, $d_{\text{в}}$ – диаметр винта

На рис. 16.51 в качестве примера приведен чертеж стакана, полученный с помощью ЭВМ для рассматриваемого в качестве примера червячного редуктора (см. разд. 13.3, а также рис. 13.7).

Осевые линейные размеры заданы в соответствии с рис. 16.50. Размер 72 мм входит в состав сборочной размерной цепи, определяющей осевой зазор в конических роликовых подшипниках фиксирующей опоры. В связи с этим на этот размер заданы предельные отклонения $\pm 0,095$ мм ($\pm IT11/2$, см. стр. 363, компенсатор – набор металлических прокладок).

На диаметральные размеры $\varnothing 90$ и $\varnothing 105$ мм заданы поля допусков в соответствии со сборочным чертежом (см. рис. 13.7).

Допуски формы и расположения определены по рекомендациям, приведенным в табл. 16.11.

Допуск цилиндричности (поз. 1, рис. 16.50) равен $0,5 \cdot 30 = 15$ мкм, или после округления до стандартной величины – 0,016 мм.

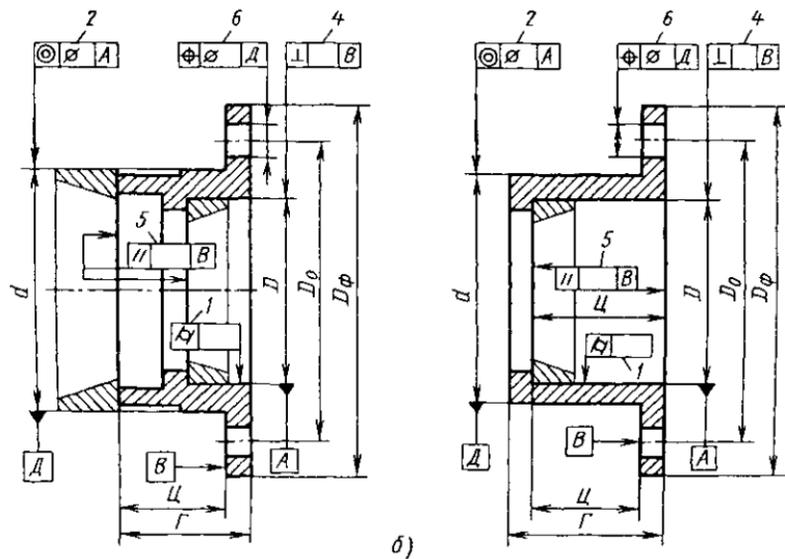


Рис. 16.50 (продолжение)

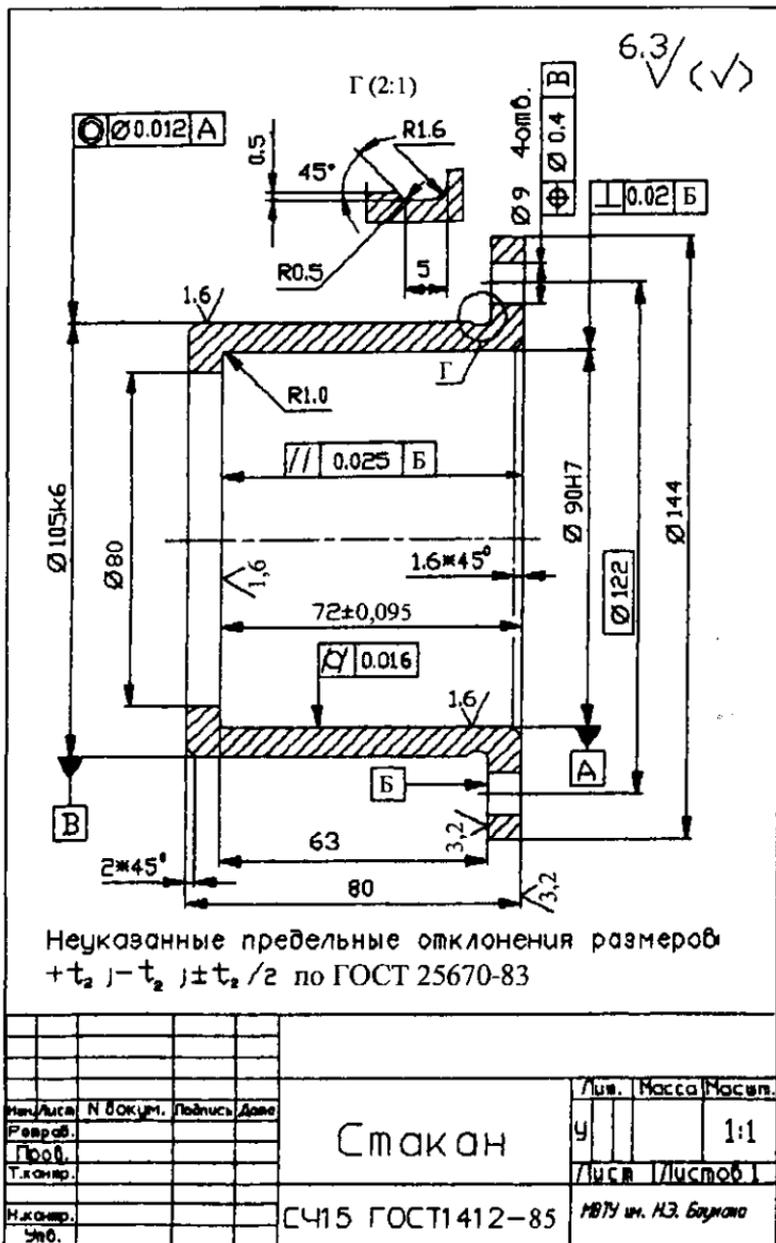


Рис. 16.51

Допуск соосности (поз. 2) равен $0,6 \cdot 22 = 13,2$ мкм, или после округления до стандартной величины – 0,012 мм.

Допуск перпендикулярности (поз. 4) оси отверстия к базовой плоскости по табл. 16.8 на диаметре $\varnothing 90H7$ при степени точности 7 (для конических роликовых подшипников) 0,02 мм.

Допуск параллельности торцов (поз. 5) на диаметре $\varnothing 144$ по табл. 16.8 при степени точности 7 – 0,025 мм.

Так как в соответствии с заданием производство червячных редукторов среднесерийное, то крепежные отверстия во фланце стакана будут сверлить независимо от отверстий других сопряженных деталей. Поэтому задают позиционный допуск.

Позиционный допуск (поз. б) вычисляют по формуле

$$0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}) = 0,4(9 - 8) = 0,4 \text{ мм.}$$

Размер $\varnothing 122$ на чертеже взят в рамку. Это означает, что технические требования, записанные над основной надписью, не относятся к этому размеру.

На чертежах стаканов выноской в масштабе увеличения (2:1) приводят форму и размеры канавки для выхода инструмента. Размеры канавки см. табл. 6.10.

16.9.4. Крышки подшипников качения

На чертежах крышек подшипников осевые размеры проставляют по рис. 16.52.

Во всех конструктивных вариантах размер S получен при отливке крышки на заготовительной операции. Размер h обычно входит составляющим размером размерной цепи, определяющей осевой зазор в комплекте вала с подшипниками качения. Размер H везде габаритный. Размер C связывает необработанные и обработанные поверхности, C_0 – глубина гнезда для манжетного уплотнения.

На чертежах крышек подшипников приводят предельные отклонения размеров и допуски расположения поверхностей.

Предельные отклонения цепочного размера h располагают симметрично относительно номинального значения по рекомендациям, приведенным на стр. 363. Поля допусков центрирующего пояса D и диаметра D_m под манжетное уплотнение принимают по рис. 16.52.

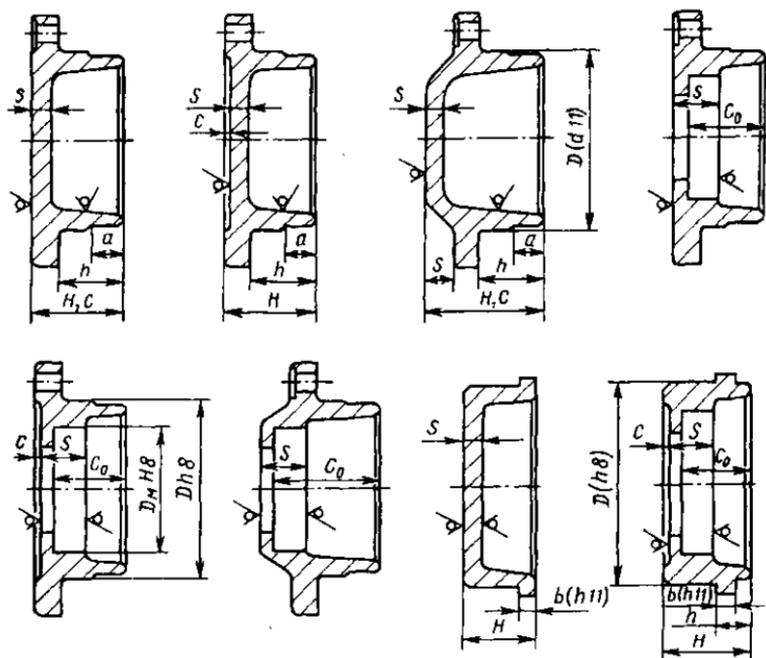


Рис. 16.52

Допуски расположения поверхностей принимают по табл. 16.12 в соответствии с позициями, указанными на рис. 16.53.

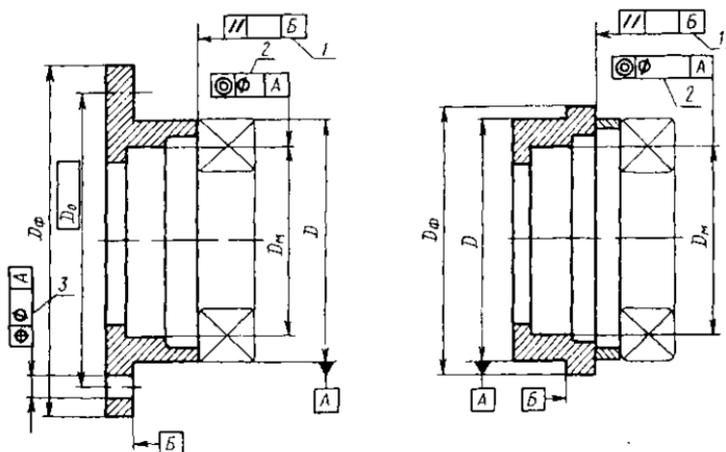


Рис. 16.53

16.12. Рекомендации по определению допусков формы и расположения поверхностей крышек подшипников

Позиция на рис. 16.53	Допуск
1	$T_{//}$ на диаметре D_{ϕ} по табл. 16.8. Степень точности допуска при базировании подшипников: шариковых – 9 (привертная крышка) или 8 (закладная крышка); роликовых – 8 (привертная крышка) или 7 (закладная крышка)
2	T_{\odot} = $0,6t$, где t – допуск размера поверхности
3	T_{\diamond} $\approx 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}})$, где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия, $d_{\text{в}}$ – диаметр винта

Назначение каждого из допусков следующее:

- *допуск параллельности* торцов (поз. 1) задают, если по торцу крышки базируют подшипник качения, как это показано на рис. 16.53. Допуск назначают, чтобы ограничить перекосяк колец подшипников качения;

- *допуск соосности* (поз. 2) задают, чтобы ограничить радиальное смещение уплотнительной манжеты и уменьшить таким образом неоднородность давления на рабочую кромку манжеты;

- *позиционный допуск* (поз. 3) задают в тех же случаях и с той же целью, как и на чертежах стаканов (см. поз. 6 на рис. 16.50).

На рис. 16.54 приведен чертеж крышки подшипника, полученный с помощью ЭВМ для рассматриваемого в качестве примера червячного редуктора (см. разд. 13.3, а также рис. 13.7).

Осевые линейные размеры заданы на чертеже крышки в соответствии с рис. 16.52. Размер 26 мм входит в состав сборочной размерной цепи, определяющей осевой зазор в конических роликовых подшипниках фиксирующей опоры. В связи с этим на этот размер заданы предельные отклонения $\pm 0,065$ мм ($\pm IT11/2$, см. стр. 363, компенсатор – набор прокладок). Поле допуска центрирующего пояса диаметром $\varnothing 90$ мм принято $d11$ по рис. 16.52 и чертежу рис. 13.7.

Заданы допуски расположения (см. рис. 16.53 и табл. 16.12): допуск параллельности торцов (поз. 1, рис. 16.53) на диаметре $\varnothing 144$ мм по табл. 16.8 при степени точности допуска 8 (привертная крышка, конические роликовые подшипники) равный 0,04 мм, и позиционный допуск равный $0,4(d_{отв} - d_b) = 0,4(9 - 8) = 0,4$ мм.

Размер $\varnothing 122$ на рис. 16.54 заключен в рамку. Это означает, что технические требования, записанные над основной надписью, не относятся к этому размеру.

На чертежах крышек выносной в масштабе увеличения (2 : 1) приводят форму и размеры канавки для выхода инструмента (табл. 6.10).

16.9.5. Шкивы

На чертежах шкивов осевые размеры задают по рис. 16.55, на котором обозначены:

S_1, S_2 – размеры элементов шкива, полученные в отливке;

C_1 – размер, координирующий расположение диска шкива относительно обода,

C_2 – размер, определяющий расположение торцов обода и ступицы;

L – габаритный размер.

Предельные отклонения на чертежах шкивов задают на:

- расчетный диаметр d_p (см. рис. 4.35 и 4.36) - поле допуска h11;

- размеры f, e (см. рис. 4.35 и 4.36) – по табл. 4.10 и 4.11;

- ширину и глубину шпоночного паза – по нормам, приведенным в разд. 16.9.2 для зубчатых колес.

Допуски формы и расположения. Допуск цилиндричности базового отверстия задают по нормам, приведенным для зубчатых колес (табл. 16.10).

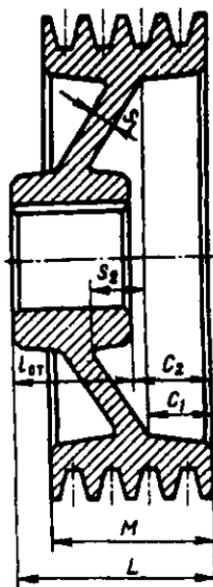


Рис. 16.55

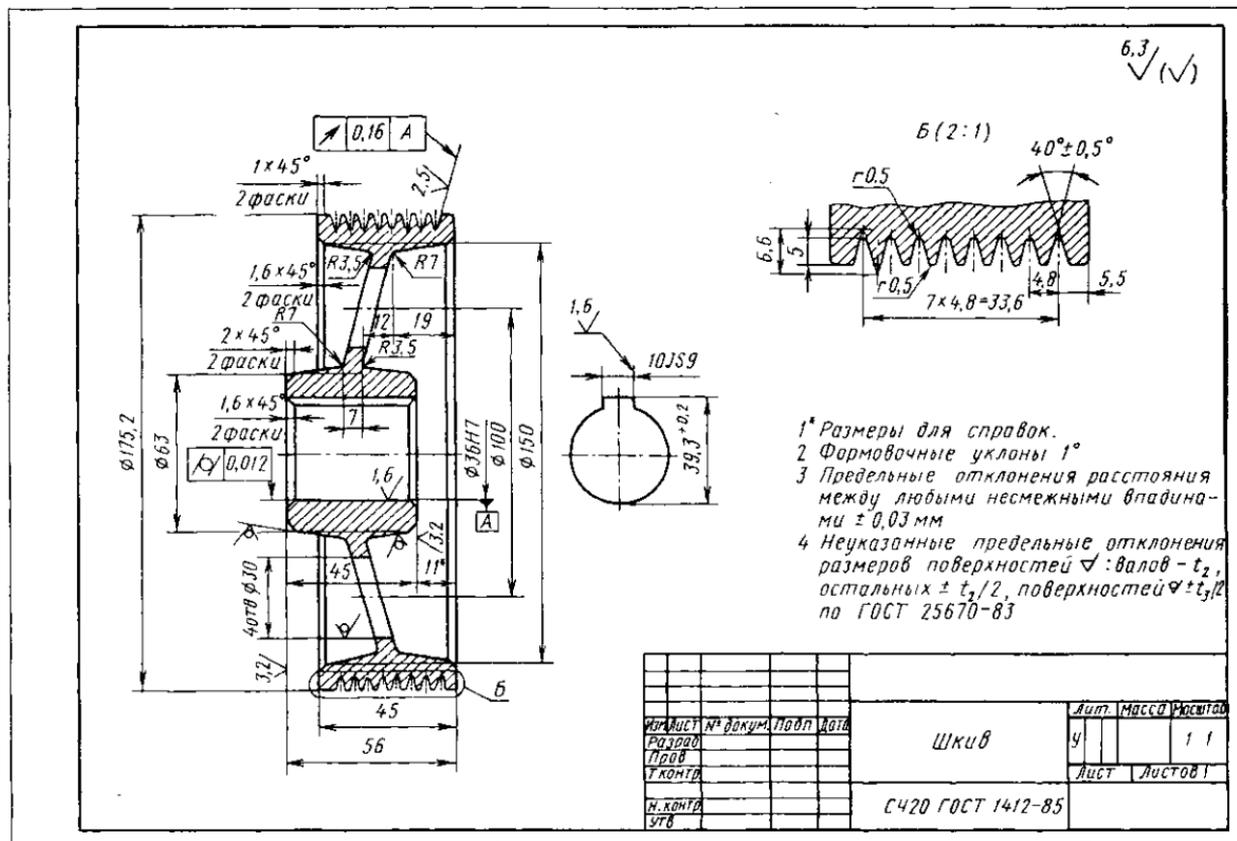


Рис. 16.56

Допуск соосности (в диаметральном выражении) рабочей поверхности шкивов плоскоременных передач принимают (см. рис. 4.34):

D , мм	св. 50 до 120	св. 120 до 260	св. 260 до 500
Допуск соосности, мм	0,04	0,05	0,06

На чертежах шкивов для клиновых и поликлиновых ремней задают допуск биения конусной поверхности ручьев перпендикулярно образующей:

$$T_t \approx 0,005td_p,$$

где d_p – расчетный диаметр шкива, мм; t – удельное биение (мм/мм) принимают в зависимости от частоты вращения n :

n , мин ⁻¹	до 500	св. 500 до 1000	св. 1000
t , мм/мм	0,2	0,15	0,1

Каждый шкив при работе его со скоростью свыше 5 м/с должен быть статически отбалансирован. Допускаемый дисбаланс:

Скорость ремня, м/с	св. 5 до 10	св. 10 до 15	св. 15 до 20	св. 20
Дисбаланс, г · мм	60	30	20	10

На рис. 16.56 приведен пример оформления чертежа шкива для поликлинового ремня.

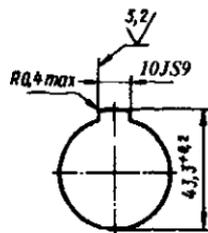
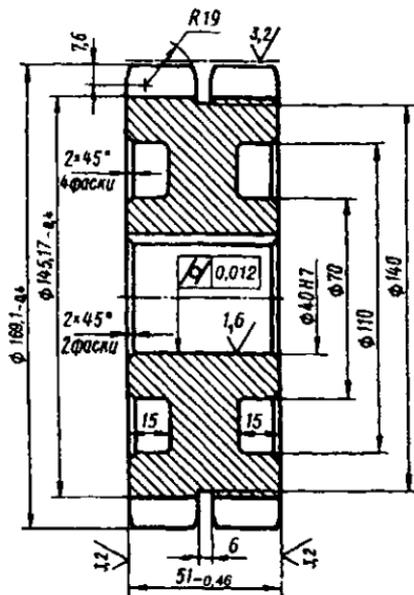
16.9.6. Звездочки

На рис. 16.57 и 16.58 даны примеры оформления чертежа звездочки для роликовой и зубчатой цепи соответственно.

На чертежах звездочек приводных *роликовых и втулочных* цепей указывают размеры по рис. 4.38, *а, б*. Числовые значения этих размеров определяют по зависимостям, приведенным в разделе 4.12.

Таблицу параметров зубчатого венца размещают в правом верхнем углу чертежа. Размеры граф таблицы и их расположение такие же, как на чертежах зубчатых колес (рис. 16.36). Таблица параметров состоит из двух частей, разделенных сплошной основной линией.

В первой части таблицы приводят обозначение сопрягаемой цепи. Во второй части таблицы указывают параметры звездочки: число зубьев, профиль зубьев со ссылкой на стандарт и указанием о смещении, класс точности (обычно 2-й класс по ГОСТ 591-69), радиус впадины, радиус сопряжения, радиус головки зуба, половину угла впадины, угол сопряжения.



1. 200...240HB
2. Радиусы скруглений 1,6 мм max.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $+t_2$, валов $-t_2$, остальных $\pm t_2/2$ по ГОСТ 25670-83

6,3
✓(✓)

Цель ПЗ-1-19,05-74-45 ГОСТ 13552-81	
Число зубьев звездочки	Z 28
Радиус застремия криволинейного профиля зуба	R 45,7
Наибольший зазор между рабочей гранью пластины и зубом	K 0,76
Профиль зуба	ГОСТ 13576-81
Класс точности	2 класс ГОСТ 13576-81
Диаметр делительной окружности	d_0 170,14

№ документа	Исполнитель	Звездочка	Исп.	Масштаб
№ документа	Исполнитель		9/	1:1
№ документа	Исполнитель	Сталь 45 ГОСТ 1050-88	Исп.	Длина

Рис. 16.58

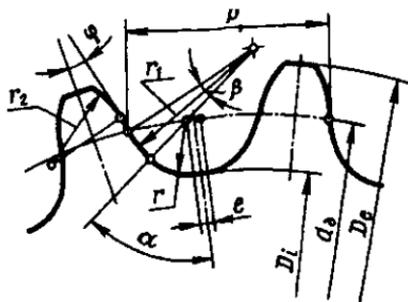


Рис. 16.59

Смещение $e = 0,03P$ задают для свободного размещения ролика цепи во впадине зубьев звездочки. Здесь P – шаг цепи.

Другие параметры звездочки рассчитывают (рис. 16.59):

- радиус впадины, мм: $r = 0,5025d_1 + 0,05$;
- радиус сопряжения, мм: $r_1 = 1,3025d_1 + 0,05$;
- радиус головки зуба, мм:

$$r_2 = d_1(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05,$$

где половина угла зуба $\varphi = 17^\circ - 64^\circ/z$; угол сопряжения $\beta = 18^\circ - 60^\circ/z$; половина угла впадины $\alpha = 55^\circ - 60^\circ/z$; d_1 – диаметр ролика цепи (см. табл. 4.12).

На чертежах звездочек *зубчатых* цепей указывают размеры, приведенные на рис. 4.39 и 16.60. Их числовые значения определяют по формулам разд. 4.12.

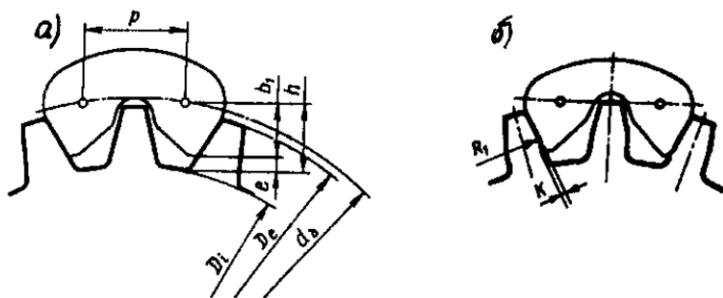


Рис. 16.60

Пример оформления чертежа дан на рис. 16.58.

В правом верхнем углу чертежа размещают таблицу параметров зубчатого венца, состоящую из трех частей, разделенных сплошной основной линией.

В первой части таблицы указывают обозначение сопрягаемой цепи.

Во второй части приводят данные для звездочки: число зубьев; при криволинейном профиле зубьев приводят радиус $R_1 = 2,4P$ построения профиля и наибольший зазор $K = 0,04P$ между рабочей гранью пластин и зубом (см. рис. 16.60, б); профиль зуба со ссылкой на стандарт; класс точности со ссылкой на стандарт (для общего машиностроения 2-й класс точности).

В третьей части таблицы приводят диаметр d_d делительной окружности, определяемый по формуле: $d_d = P/\sin(180^\circ/z)$.

На чертеже звездочки задают допуск цилиндричности базового отверстия, который определяют по нормам, приведенным для зубчатых колес (табл. 16.10).

Глава 17

АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНСТРУКТОРСКИХ РАБОТ

17.1. Элементы САПР и их использование при курсовом проектировании по деталям машин

Системой автоматизированного проектирования (САПР) называют совокупность средств и методов для осуществления автоматизированного проектирования. Под автоматизированным проектированием понимают проектирование с помощью ЭВМ, включающее поиск оптимального решения с выдачей результатов в графическом виде на экране дисплея или с помощью графопостроителя на бумаге. Такое проектирование ведется в диалоговом режиме "человек-ЭВМ".

Необходимость автоматизации проектирования обусловлена требованием существенного сокращения времени разработки новых конструкций, которое может быть достигнуто повышением производительности конструкторских работ за счет устранения несоответствия между традиционной технологией проектирования

и постоянно *возрастающей сложностью проектируемых изделий, удваивающейся в течение каждого десятилетия.*

В развитии САПР выделяют несколько этапов: первый – применение ЭВМ для решения отдельных расчетных задач; второй – ввод-вывод графической информации в диалоговом режиме; третий – комплексная автоматизация. Результаты могут выдаваться, например, в виде рабочих чертежей, пространственных изображений, полей изменения параметров.

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделия, наилучшим образом удовлетворяющие различным, часто противоречивым требованиям: наименьшим массе (или массе, отнесенной к вращающему моменту), габаритам, стоимости, наибольшему КПД, требуемым жесткости, надежности.

Одним из элементов САПР, применяемых при курсовом проектировании, является автоматизация расчетов [9, 11], предусматривающая применение современных точных методов расчета, которые были невозможны при ручном счете.

Другим элементом САПР является развитие навыка и умения работы с банками данных. Такими, например, как параметры стандартных узлов (электродвигателей, подшипников качения, муфт приводов и др.), или графическими данными – чертежами деталей общего назначения (валов, зубчатых колес); каталогом готовых графических решений; пакетами прикладных программ. Работа с банками данных осуществляется в диалоговом режиме с ЭВМ.

В практической конструкторской деятельности очень часто приходится иметь дело с выбором параметров, задаваемых в технической документации в табличной форме. Выбранное табличное значение используют непосредственно для простановки на чертежах, для проведения различных расчетов или в качестве входного параметра при определении показателей, заданных в табличной форме. Поэтому большое практическое значение имеет такой элемент САПР, как извлечение данных из многомерных таблиц и облегчение программирования табличных операций с ними.

Перспективным элементом САПР в курсовом проектировании по деталям машин является автоматизация конструкторских и графических работ, конструирование с помощью ЭВМ.

Ниже приводится описание возможных для применения при курсовом проектировании направлений оптимизации и конструирования деталей машин с помощью вычислительной техники. Описываемые программы реализованы на персональных ЭВМ и позволяют получить, например, компоновочную схему двухступенчатого цилиндрического редуктора в соответствии с выбранным критерием оптимизации, эскизный или рабочий чертежи сконструированного вала, рабочий чертеж зубчатого цилиндрического колеса и др.

Программы конструирования используют разработанную ранее [9, 11], усовершенствованную и расширенную впоследствии библиотеку программ. Результатом выполнения программ конструирования является созданный и отредактированный образ чертежа, который может быть выведен в виде твердой копии на лист и (или) сохранен в библиотеке чертежей (банке проектов) в виде чертежного или обменного файлов.

17.2. Оптимизационное проектирование

Из всех возможных вариантов при проектировании конструктор должен выбрать оптимальный. Оптимизация, по существу, является главной задачей конструктора.

С применением ЭВМ расширяется объем используемой информации, возрастает значение анализа влияния различных параметров на качественные показатели, на основе которого могут приниматься обоснованные решения.

При автоматизированном проектировании пользователь ставит задачу для ЭВМ и принимает окончательное решение, а машина обрабатывает весь объем информации и делает первичный отбор. Повышаются производительность и качество труда конструктора, ускоряются поиск и выбор оптимального варианта.

Наиболее проста однокритериальная оптимизация, проводимая по одному доминирующему критерию. Она позволяет выделить наиболее важные критерии и параметры, влияющие на качество проектируемого изделия, сократить их число и облегчить многокритериальную оптимизацию, проводимую по нескольким критериям.

В основном проводят параметрическую оптимизацию, при которой обеспечиваются оптимальные параметры элементов заданной структуры (например, параметры редуктора заданной схемы) без изменения самой структуры (без изменения схемы редуктора).

САПР предполагает активное участие человека в анализе вариантов, оптимизации, принятии решений. Такой творческий подход может быть реализован при курсовом проектировании, например, на базе программ по расчету передач [9, 11].

В программах проектного расчета зубчатых и червячных передач вычисления производятся с перебором значений (варьированием) наиболее значимых параметров: *способа термической обработки или применяемых материалов (допускаемых напряжений), коэффициента ширины зубчатого венца, распределения общего передаточного числа между ступенями*. Пользователю необходимо провести анализ влияния этих параметров на качественные показатели и с учетом налагаемых ограничений выбрать оптимальный вариант.

В качестве критерия оптимальности наиболее часто принимают массу изделия. Масса характеризует материалоемкость, она тесно связана с габаритами (объемом) изделия и трудоемкостью его изготовления, а стоимость материала составляет значительную часть стоимости машины. Особое значение уменьшение массы имеет для транспортных машин, летательных аппаратов.

Выбор варианта выполняют с учетом следующих *общих ограничений*:

- возможности конструктивного решения выбранного варианта;
- дефицитности материалов (для редукторов общепромышленного применения предпочтительны малолегированные стали и безоловянные бронзы, особенно при крупносерийном производстве);
- технологических возможностей производства (наличие соответствующего оборудования для зубонарезания; при высокой твердости материала колес необходимы отделочные операции: шлифование, притирка поверхностей зубьев);
- соразмерности узлов и деталей привода (электродвигателя, редуктора, ременной или цепной передачи, приводного вала и др.), которая обусловлена требованиями целесообразности и технической эстетики.

Под конструктивными ограничениями понимают прежде всего возможность изготовления зубьев шестерни и обеспечение необходимой прочности и жесткости входного (быстроходного) вала, возможность размещения в корпусе редуктора подшипников валов быстроходной ступени. Чем больше передаточное число $u_{ред}$ редуктора и выше поверхностная твердость зубьев, тем труднее удовлетворить конструктивным ограничениям.

Исходя из обеспечения необходимой прочности и жесткости вычисляют диаметр d (мм) концевой участка входного (быстроходного) вала

$$d \geq K \sqrt[3]{T_B} \quad (17.1)$$

где $K = 7$ для цилиндрических и $K = 8$ для конических передач; T_B – вращающий момент на валу, Н · м.

В связи с обычным по соображениям жесткости увеличением диаметра вала от концевой участка к участку расположения шестерни необходимо выполнение условия (здесь d вычисляют по формуле (17.1)):

- для шестерни цилиндрической передачи редуктора

$$d_{f1} \geq 1,25d; \quad (17.2)$$

- для передвижной шестерни цилиндрической ступени коробки передач

$$d_{f1} \geq 1,8d; \quad (17.3)$$

- для шестерни конической передачи

$$d_{m1} \geq 1,35d. \quad (17.4)$$

Ниже приведены рекомендации по выбору рационального варианта для отдельных типов редукторов.

Конический редуктор. В качестве вариантов термообработки шестерни и колеса рассматривают улучшение, закалку с нагревом ТВЧ, цементацию. В соответствии с программой производится расчет передачи по контактным напряжениям с проверкой по напряжениям изгиба, в результате чего определяют: размеры и массу зубчатых колес, габариты корпуса редуктора, массу всего редуктора. Вид термообработки оказывает существенное влияние на перечисленные параметры. Так, например, у цементованных колес по сравнению с улучшенными масса уменьшается в 2,5 ... 3 раза, однако масса редуктора снижается ~ 20 %, так как большая часть массы одноступенчатого редуктора приходится на корпус и валы.

По результатам расчета следует установить зависимость (построить график) массы зубчатых колес и всего редуктора, а также среднего делительного диаметра d_{m1} шестерни от вида термообработки.

При выборе рационального варианта необходимо отдать предпочтение варианту с меньшей массой, удовлетворяющему, кроме общих, дополнительным конструктивным ограничениям:

- средний делительный диаметр шестерни должен удовлетворять условию (17.4);

- для обеспечения соразмерности редуктора и деталей, устанавливаемых на концах входного и выходного валов необходимо, чтобы диаметр ведомого шкива ременной или диаметр ведущей звездочки цепной передачи не превышали более чем на 20 % диаметр d_{ac2} вершин зубьев колеса.

Цилиндрический редуктор. В качестве варьируемых параметров могут использоваться варианты термообработки, относительная ширина ψ_{ba} зубчатых колес. Для анализа строят графические зависимости массы зубчатых колес и всего редуктора от вида термообработки при различных значениях коэффициента ψ_{ba} .

При выборе рационального варианта необходимо отдать предпочтение варианту с меньшей массой, удовлетворяющему, кроме общих, дополнительным конструктивным ограничениям:

- диаметр d_{f1} впадин зубьев шестерни должен удовлетворять условию (17.2);

- для обеспечения соразмерности редуктора и деталей, устанавливаемых на концах входного и выходного валов, необходимо, чтобы диаметр ведомого шкива ременной или диаметр ведущей звездочки цепной передачи не превышали более чем на 20 % диаметр d_{a2} вершин зубьев колеса;

- должно быть обеспечено размещение в корпусе редуктора подшипников валов передачи с возможной установкой между подшипниками болта крепления крышки и корпуса редуктора (при плоскости разъема корпуса по осям валов).

Коробка передач. Анализ проводят так же, как для цилиндрического одноступенчатого редуктора, но с проверкой выполнения условия (17.3) и учетом того, что колеса в коробках передач уже, чем в редукторах.

Планетарный редуктор. Так же, как и для цилиндрического, основное влияние на массу редуктора оказывает вид термообработки.

В качестве рационального нужно выбрать вариант с меньшей массой, но с возможностью размещения подшипника в сателлите, оценкой соразмерности солнечной шестерни и входного вала, эпицикла и детали, устанавливаемой на конце выходного вала.

Червячный редуктор. При расчете определяют: межосевое расстояние, размеры червяка и колеса, КПД передачи, температуру масла в редукторе.

Расчет проводится последовательно для разных материалов венца червячного колеса: БрО10Ф1, БрО5Ц5С5, БрА9ЖЗЛ. Наиболее целесообразным является вариант с возможно меньшей массой и большим КПД при допустимой температуре масла в редукторе, с оценкой целесообразности установки вентилятора на быстроходном валу и соразмерности редуктора и деталей, устанавливаемых на концах входного и выходного валов.

Двухступенчатый цилиндрический (коническо-цилиндрический) редуктор. При проектировании двухступенчатых редукторов необходимо решить вопрос о распределении известного общего передаточного числа $u_{ред}$ редуктора между быстроходной u_B и тихоходной u_T ступенями ($u_{ред} = u_B u_T$). Поэтому в программе предусматривается проведение расчетов при разных способах термообработки зубчатых колес и разных отношениях u_B/u_T .

Наибольшее влияние на массу редуктора оказывает термообработка. Закалка зубчатых колес с нагревом ТВЧ по сравнению с улучшением снижает массу редуктора в $\sim 1,2$ раза, а цементация в $\sim 1,7$ раза. Меньшее влияние оказывает распределение общего передаточного числа $u_{ред}$, а влияние относительной ширины колес невелико: при любой термообработке колес при изменении ψ_{ba} от 0,3 до 0,6 масса редуктора изменяется на $\sim 10\%$.

Термообработка оказывает существенное влияние на металлоемкость колес. Так, цементация с последующей закалкой по сравнению с улучшением снижает массу колес в 3,5 раза. При этом масса редуктора, как было сказано выше, изменяется меньше, так как масса улучшенных зубчатых колес составляет 30 ... 40 % общей массы редуктора, а цементованных – 15 ... 20 %.

Для оценки результатов счета строят графики, отражающие влияние распределения передаточного числа $u_{ред}$ между ступенями, вида термообработки зубчатых колес на основные качественные показатели: массу m_k зубчатых колес, массу $m_{ред}$ редуктора, суммарное межосевое расстояние $a_{wc} = a_{wБ} + a_{wТ}$, диаметр d_{f1} впадин зубьев быстроходной шестерни, диаметры $d_{a2Б}$ и $d_{a2Т}$ вершин зубьев колес быстроходной и тихоходной ступеней.

Поиск варианта с наименьшей массой редуктора должен предусматривать выполнение следующих конструктивных ограничений:

- диаметр d_{f1} (или d_{m1}) впадин зубьев шестерни быстроходной ступени должен удовлетворять условию (17.2) (или (17.4));
- должно быть обеспечено размещение в корпусе редуктора подшипников валов быстроходной и тихоходной ступеней; между подшипниками валов тихоходной ступени должен быть размещен болт крепления крышки и корпуса редуктора (при плоскости разъема корпуса по осям валов);
- при смазывании зацеплений погружением в масляную ванну зубчатых колес обеих ступеней разность $\Delta R = |0,5(d_{a2Т} - d_{a2Б})|$ диаметров вершин зубьев колес соответственно тихоходной и быстроходной ступеней должна быть по возможности меньше при выполнении условия $\Delta R \leq 0,25d_{a2Т}$.

На рис. 17.1 приведены графики, построенные по результатам расчета двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме, для трех способов термообработки зубьев шестерни и колеса и трех способов распределения передаточного числа $u_{ред} = u_{Б}u_{Т}$ между ступенями редуктора (трех значений отношения $u_{Б}/u_{Т}$): всего девять вариантов.

На графиках римскими цифрами обозначены следующие сочетания твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса, соответствующие способу термической обработки: I – улучшение шестерни и улучшение колеса ($H_{1cp} = 28,5HRC$, $H_{2cp} = 24,8HRC$); II – закалка с нагревом ТВЧ шестерни и улучшение колеса ($H_{1cp} = 47,5HRC$, $H_{2cp} = 28,5HRC$); III – цементация шестерни и колеса ($H_{1cp} = 59HRC$, $H_{2cp} = 59HRC$).

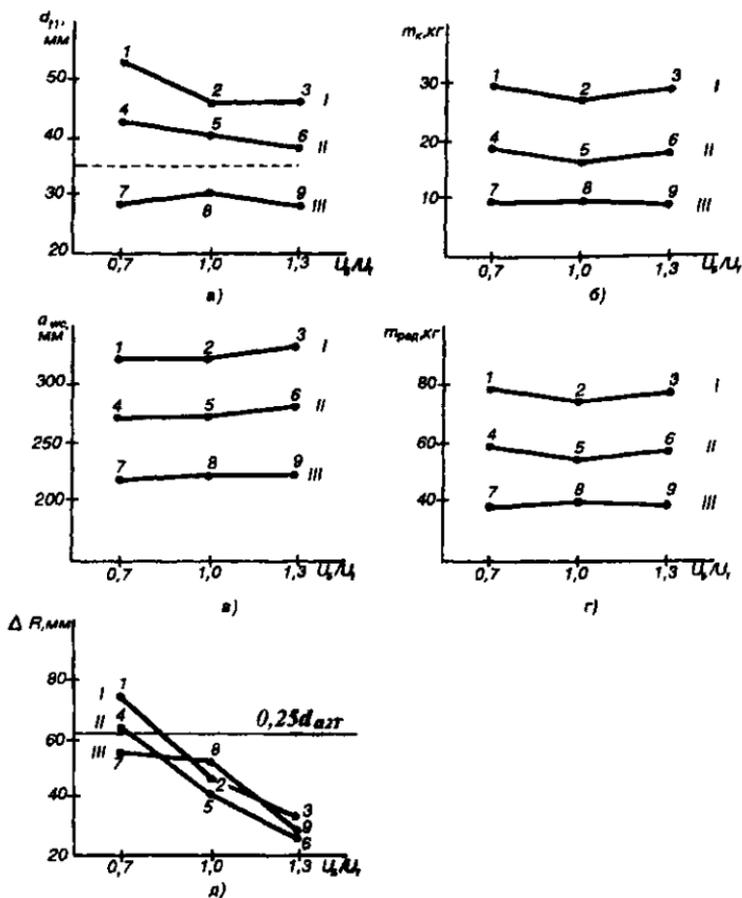


Рис. 17.1

На рис. 17.1, а проведена штриховая линия, соответствующая минимально допустимому значению диаметра $d_{\text{вс}}$ впадин зубьев быстроходной шестерни по условию (17.2). В качестве оптимального следует выбрать вариант с меньшей массой $m_{\text{ред}}$ редуктора из числа тех, что расположены выше штриховой линии и удовлетворяют условию $\Delta R \leq 0,25d_{\text{азТ}}$. Поэтому для конструктивной проработки рекомендуется принять вариант 5 (см. рис. 17.1, б, г).

При выполнении расчетов передач редукторов с одновременным выбором электродвигателя вычисления проводят при различных частотах вращения валов электродвигателей одной и той же мощности. Масса m_3 двигателя при этом тем меньше, чем выше частота вращения вала. Но необходимость реализации большего передаточного числа $u_{ред}$ приводит к увеличению массы $m_{ред}$ редуктора. Поэтому оптимальным является вариант с минимальной суммарной массой привода $m_{сум} = m_3 + m_{ред}$. Поиск варианта с наименьшей суммарной массой привода должен предусматривать выполнение перечисленных выше конструктивных ограничений для двухступенчатого редуктора.

При нескольких влияющих параметрах целесообразно проводить поиск оптимальных решений на ЭВМ с выдачей результатов в графическом виде на экране или на бумаге с помощью графопостроителя.

Рассмотрим программу оптимизации двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме. В качестве варьируемого параметра рассматриваем распределение передаточных чисел между быстроходной u_B и тихоходной u_T ступенями при заданном общем передаточном числе $u_{ред} = u_B u_T$ редуктора. Изменение в распределении передаточных чисел между ступенями характеризуется отношением u_B/u_T .

В качестве критериев оптимальности примем:

- длину L и площадь A основания редуктора (исходя из рационального использования площади цеха);
- объем V редуктора (что соответствует его массе);
- массу M_k зубчатых колес.

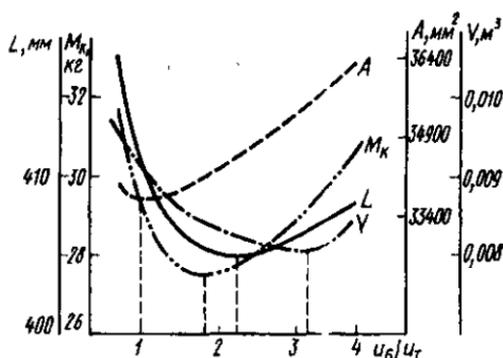


Рис. 17.2

Как показывает анализ, каждый из критериев имеет минимум,

который достигается при вполне определенном распределении передаточных чисел между ступенями. На рис. 17.2 приведены зависимости критериев L , A , V , M_k от отношения u_B/u_T , полученные по результатам расчета двухступенчатого цилиндрического редуктора на сопротивление контактной усталости при следующих исходных данных: вращающий момент на выходном валу $T_2 = 420 \text{ Н} \cdot \text{м}$, общее передаточное число редуктора $u_{ред} = 20$, допускаемые контактные напряжения при расчете быстроходной и тихоходной ступеней $[\sigma]_{НБ} = [\sigma]_{НТ} = 600 \text{ Н/мм}^2$. Из анализа рис. 17.2 следует, что могут быть получены минимальные значения критериев: площади основания (A_{min}) при $u_B/u_T = 1$ ($u_B = u_T = 4,47$); массы колес (M_{kmin}) при $u_B/u_T = 1,75$ ($u_B = 5,91$; $u_T = 3,38$); длины редуктора (L_{min}) при $u_B/u_T = 2,2$ ($u_B = 6,64$; $u_T = 3,02$); объема редуктора (V_{min}) при $u_B/u_T = 3,1$ ($u_B = 7,88$; $u_T = 2,54$).

С увеличением общего передаточного числа $u_{ред}$ минимальным значениям критериев A , M_k , L , V соответствуют большие значения отношения u_B/u_T , т.е. большие передаточные числа быстроходной ступени u_B и соответственно меньшие значения u_T (рис. 17.3).

Более нагруженные зубчатые колеса тихоходной ступени могут иметь другую термообработку и большие допускаемые напряжения $[\sigma]_{НБ}$. С ростом напряжений $[\sigma]_{НТ}$ отношения u_B/u_T , соответствующие минимальным значениям критериев A , M_k , L , V , смещаются в область меньших значений (рис. 17.4).

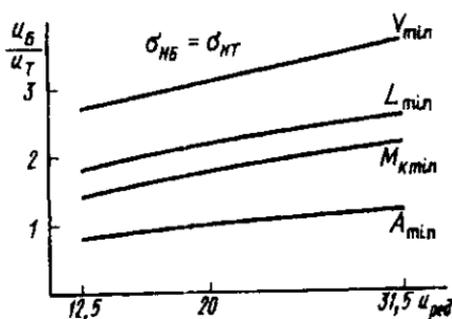


Рис. 17.3

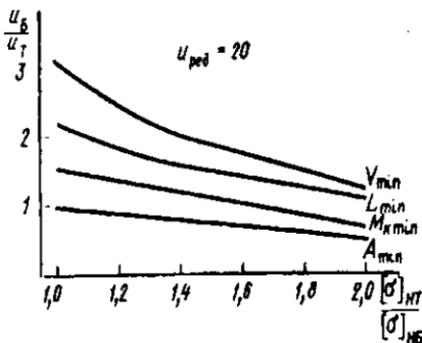


Рис. 17.4

Таким образом, оптимальное распределение передаточных чисел между ступенями двухступенчатого редуктора зависит как от общего передаточного числа $u_{ред}$ так и от соотношения допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_{НВ}$ быстроходной и $[\sigma]_{Н1}$ тихоходной ступеней.

От передаточных чисел ступеней, в свою очередь, зависят размеры зубчатых колес, диаметр промежуточного вала, определяемый из расчета по передаваемому вращающему моменту. Поэтому следующей важной задачей является проверка возможности реализации варианта, выбранного по минимальному значению какого-либо критерия, путем сопоставления получаемых расчетом результатов с принятыми конструктивными ограничениями.

В качестве конструктивных ограничений рассматриваются (рис. 17.5):

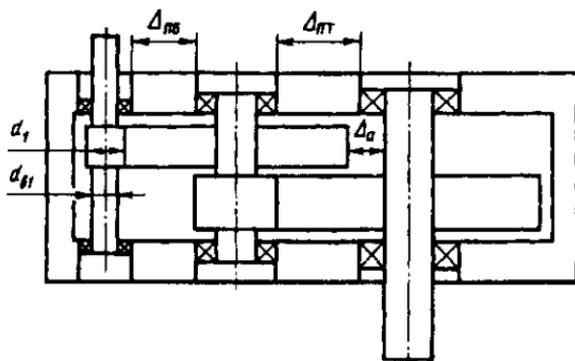


Рис. 17.5

- условие размещения подшипников валов быстроходной ступени (при необходимости с учетом расположения между ними болта соединения крышки и корпуса редуктора) – параметр $\Delta_{нв}$;

- условие размещения колеса быстроходной ступени – параметр Δ_a ;

- условие размещения подшипников валов тихоходной ступени – параметр $\Delta_{\text{ПТ}}$;
- условие изготовления неврезной шестерни быстроходной ступени.

Последнее из перечисленных ограничений не является жестким. При исполнении программы пользователь информируется о получаемых размерах d_1 и $d_{в1}$, где d_1 – диаметр делительной окружности шестерни быстроходной ступени, $d_{в1}$ – диаметр входного (быстроходного) вала в месте расположения шестерни. При его согласии может быть принято конструктивное исполнение с врезной шестерней.

Допустимые значения параметров устанавливает пользователь, например: $\Delta_{\text{ПБ}} = 15$ мм; $\Delta_a = 10$ мм; $\Delta_{\text{ПТ}} = 15$ мм [$\Delta_{\text{П}} = 2(T_2)^{1/3}$].

На рис. 17.6 показан характер изменения числовых представлений конструктивных ограничений в зависимости от распределения передаточных чисел (отношения $u_{\text{Б}}/u_{\text{Т}}$). Из рис. 17.6 следует, что с уменьшением отношения $u_{\text{Б}}/u_{\text{Т}}$ (с уменьшением передаточного числа быстроходной ступени) проще удовлетворить конструктивные ограничения, связанные с размещением колеса быстроходной ступени (Δ_a), а также подшипников валов тихоходной ступени ($\Delta_{\text{ПТ}}$), проще получить неврезное исполнение быстроходной шестерни (d_1), но труднее выполнить условие размещения подшипников валов быстроходной ступени ($\Delta_{\text{ПБ}}$), так как с уменьшением $u_{\text{Б}}/u_{\text{Т}}$ величина $\Delta_{\text{ПБ}}$ уменьшается.

На параметры $\Delta_{\text{ПБ}}$, $\Delta_{\text{ПТ}}$, Δ_a , d_1 значительное влияние оказывает величина допускаемых контактных напряжений. Значения этих параметров уменьшаются с увеличением контактных напряжений $[\sigma]_{\text{H}}$ – при высоких значениях $[\sigma]_{\text{H}}$ труднее удовлетворить конструктивным ограничениям. Общее передаточное число $u_{\text{ред}}$ сильно влияет на размер быстроходной шестерни (d_1 при $u_{\text{ред}} = 31,5$ в 1,6 раза меньше, чем при $u_{\text{ред}} = 12,5$), слабо влияет на условие размещения подшипников и не оказывает влияния на условие размещения колеса быстроходной ступени.

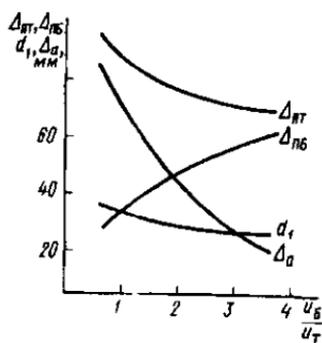


Рис. 17.6

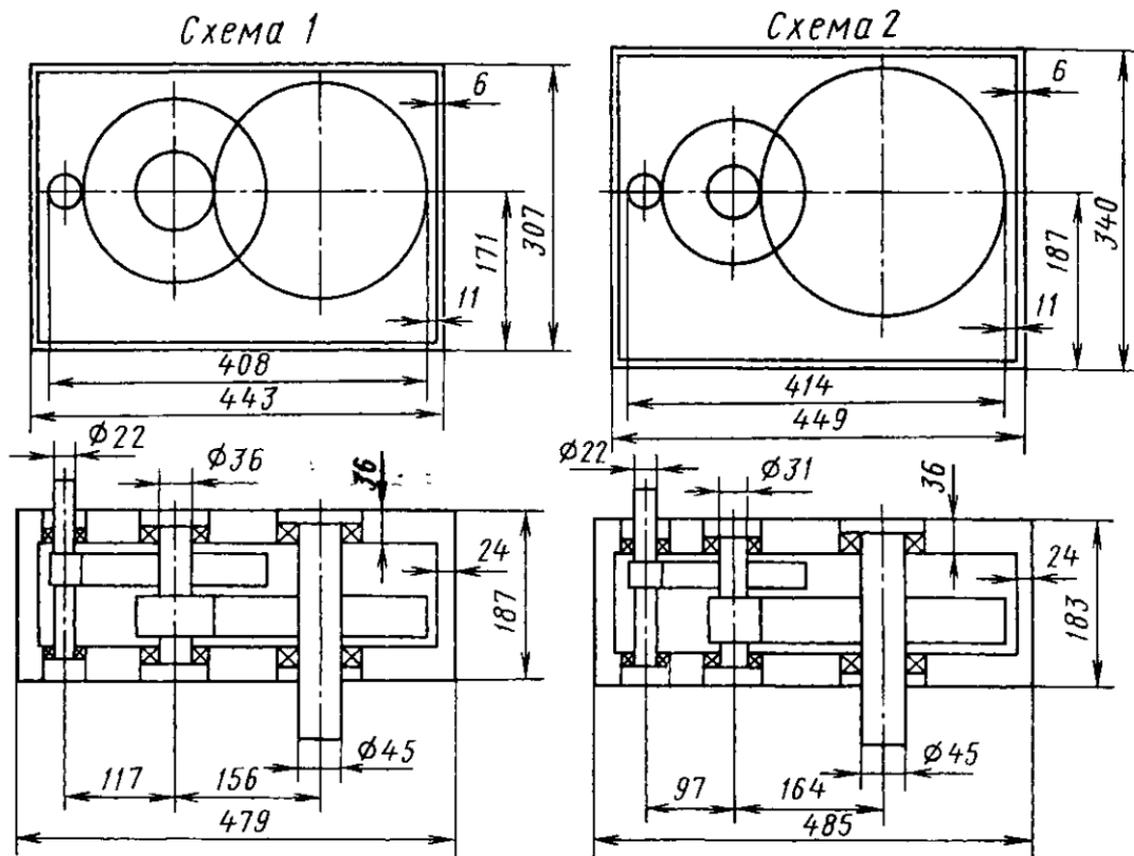


Рис. 17.7

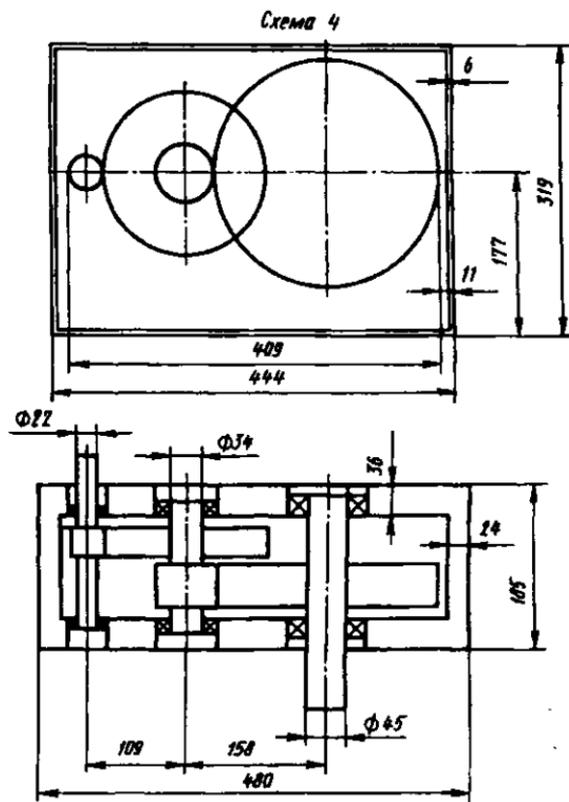
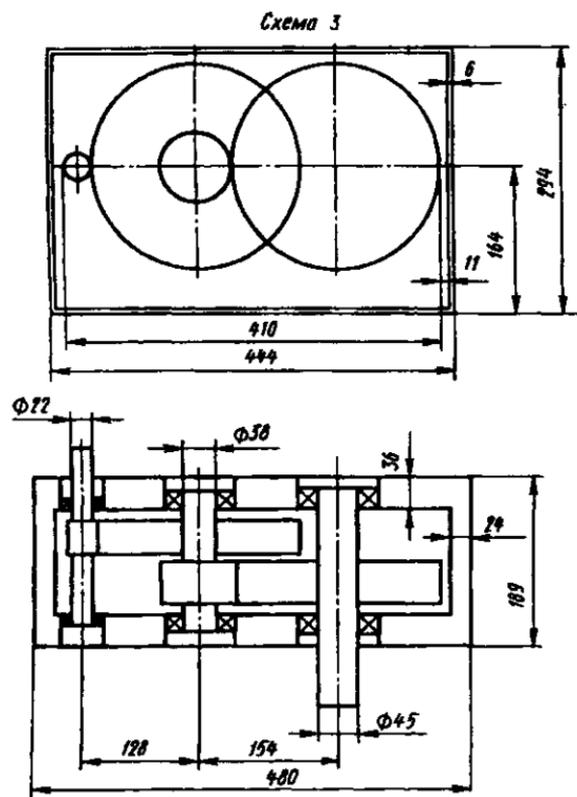


Рис. 17.7 (продолжение)

Работа по программе предусматривает поиск отношения u_B/u_T , соответствующего минимальному значению каждого из четырех выделенных критериев (A_{\min} , M_{\min} , L_{\min} , V_{\min}), с последующей проверкой удовлетворения конструктивных ограничений.

Если для рассматриваемого критерия не обнаружено противоречия ни одному из ограничений, то конструктивная схема с минимальным значением критерия вычерчивается на графопостроителе, а на печать выводятся дополнительные сведения (u_B , u_T , размеры и масса колес и др.).

Если же не удовлетворяется любое из наложенных ограничений, то в этом случае выбирается конструктивная схема не с минимальным значением критерия, а с наименьшим возможным по условию удовлетворения лимитирующего (одного или нескольких) ограничения.

Масштаб изображения компоновочной схемы на графопостроителе задает пользователь. На рис. 17.7 приведены в качестве примера компоновочные схемы для следующих исходных данных: вращающий момент на выходном валу $T_2 = 420 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $[\sigma]_{HB} = 600 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma]_{HT} = 600 \text{ Н/мм}^2$, $u_{\text{ред}} = 20$, $\psi_{ba1} = \psi_{ba2} = 0,315$. Номера схем на рис. 17.7 соответствуют: 1 – $L_{\min}(u_B = 6,2; u_T = 3,2)$; 2 – $A_{\min}(u_B = 4,2; u_T = 4,7)$; 3 – $V_{\min}(u_B = 7,3; u_T = 2,7)$; 4 – $M_{\min}(u_B = 5,4; u_T = 3,7)$.

17.3. Автоматизированное проектирование цилиндрических зубчатых колес

Для автоматизированного проектирования в среде *AutoCAD* цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления разработана система *ПДМ-ACAD**, которая работает на ПЭВМ или на графстанциях типа *IBM PC/AT*.

Система автоматизированного проектирования зубчатых колес обеспечивает в интерактивном (диалоговом) режиме:

- формирование геометрического образа колеса (конструирование);
- выполнение эскизного или рабочего чертежа;
- сохранение результатов проектирования (создание банка проектов).

* Система разработана совместно с В. Г. Хрящевым

На всех этапах проектирования широко используются накопленный практикой опыт выполнения конструкторских работ. Все нормативные материалы строго соответствуют действующим стандартам.

В соответствии с решаемыми при проектировании вопросами можно представить геометрический образ зубчатого колеса в виде совокупности отдельных элементов с возможностью их раздельного проектирования, с необходимой типизацией и унификацией проектных решений. Основными элементами зубчатого колеса являются: зубчатый венец, диск, ступица, отверстие в ступице (рис. 17.8).

Процесс конструирования делится на этапы. Этап заканчивается созданием описаний, относящихся к одному элементу зубчатого колеса. Автоматизированной системой решаются задачи синтеза и анализа описаний.

При решении задач синтеза определяется состав каждого элемента и способ связи между отдельными элементами при выполнении тех или иных условий. При решении задач анализа оцениваются результаты конструирования (например, допустимость конструктивного исполнения, получаемого в соответствии с конкретными исходными данными).

Для удобства работы с системой проектирования в экранном меню содержится строка *HELP* вызова краткой справки о последовательности проектирования и назначении функций пользовательского меню.

Исходные данные могут быть введены в диалоге или переданы из расчетного пакета прикладных программ через файл данных. Участие пользователя проявляется в оценке результатов, выборе продолжений и корректировке хода проектирования.

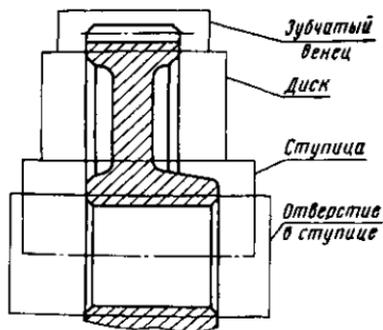


Рис. 17.8

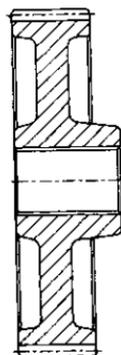


Рис. 17.9

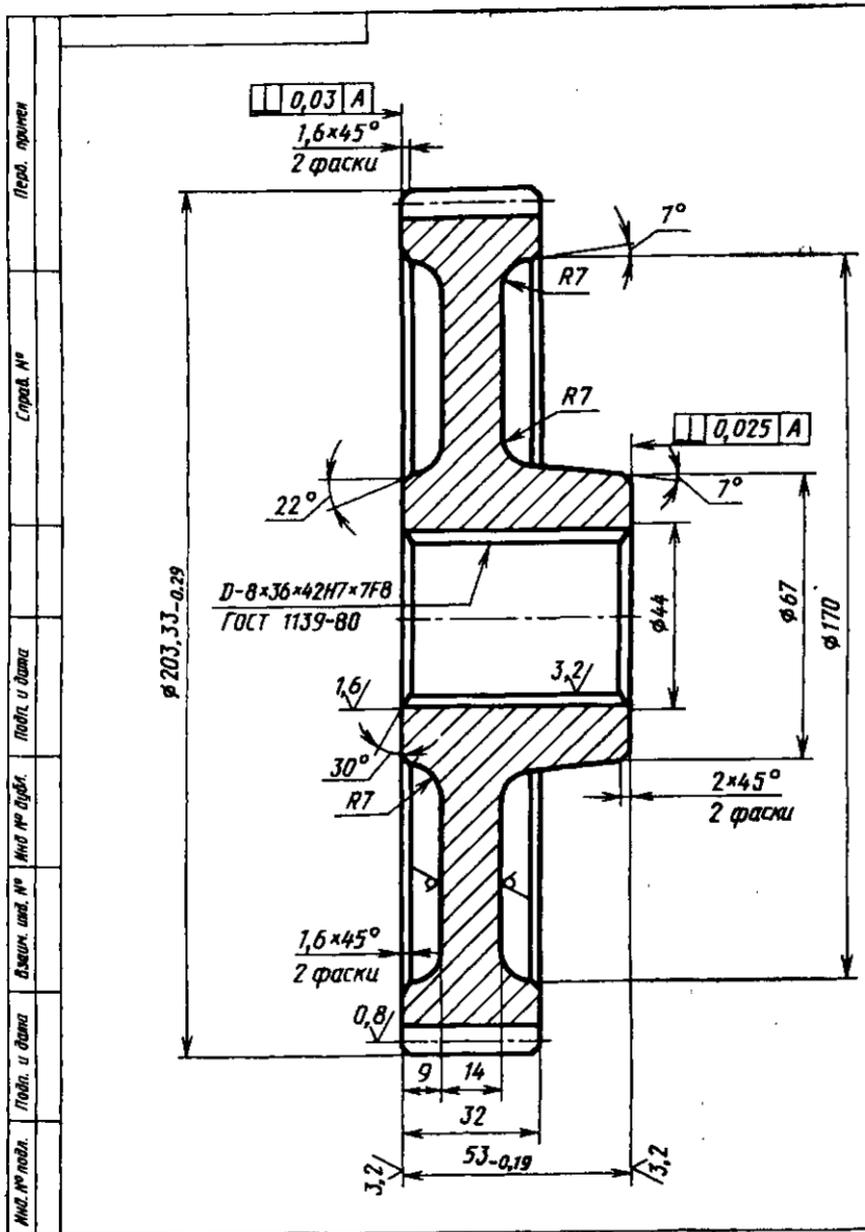
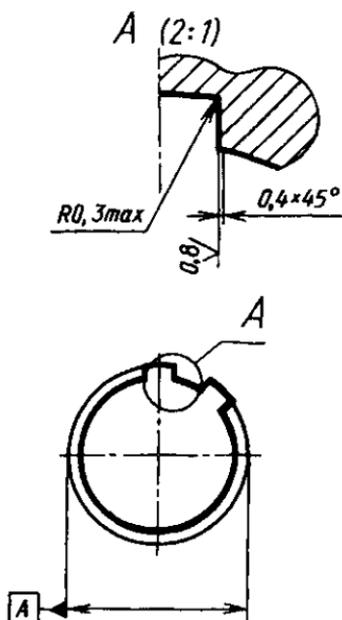


Рис. 17.10

6,3 / (√)



Модуль	m	3	
Число зубьев	z	65	
Угол наклона зубьев	β	12° 30'	
Направление линии зуба	-	правое	
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81	
Корректирующий коэффициент исходного контура	x	-0,4	
Степень точности. ГОСТ 1643-81	-	7-6-6-G	
Длина общей нормали	W	59,67 ^{-0,08} -0,16	
Допуск на радиальные выенца венца	Fr	0,05	
Допуск на колебание измерительного межзубового расстояния	За оборот зубчатого колеса	Fi	0,065
	На одном зубе	fi	0,016
Суммарное пятно контакта	По высоте	%	не менее 50
	По длине	%	не менее 70
Делительный диаметр	d	199,735	
Обозначение чертёжа сопряжённого колеса	-	ДМ20-04. 10. 12	

1. 280...302HB

2. Неуказанные предельные отклонения размеров:
отверстий $\pm t_2$, вала $-t_3$, остальных $\pm t_4/2$

				ДМ20-04. 10. 14			
Изм.	Лист	И докум.	Подпись	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Степанская Л.И.			у	5,2	1:1
Пров.		Вацков В.А.					
Т. контр.		Филиппов В.А.			Лист	Листов	1
Н. контр.		Алехин О.П.			Кафедра РК-3		
Утв.					Сталь 40ХМ ГОСТ 4543-71		

В соответствии с конструируемым элементом необходимые сведения вводятся в режиме диалога с помощью клавиатуры в виде ответов пользователя на вопросы, задаваемые программой, или при работе с пиктографическим меню в виде выбора нужного конструктивного исполнения. Система автоматизированного проектирования использует большой объем справочных данных из соответствующих стандартов и других нормативных документов.

Программой предусматривается оценка возможности реализации выбранного конструктивного исполнения исходя из сопоставления размеров отдельных элементов.

Результат работы с системой автоматизированного проектирования – разработка эскизного (рис. 17.9) или рабочего (рис. 17.10) чертежа зубчатого колеса.

Результаты работы с системой автоматизированного проектирования зубчатого колеса хранятся в банке проектов, содержащем файлы разработанных чертежей и файлы данных с необходимой для выполнения чертежа информацией. Использование банка проектов во многих случаях может существенно ускорить разработку новых чертежей.

Общие характеристики входной и выходной информации.

Входная информация поступает в систему проектирования с клавиатуры, из экранных и пиктографических меню, вспомогательных файлов данных. Она может быть передана также из расчетного пакета ПДМ через обменный файл.

Ввод и редактирование данных выполняются в экранном режиме с помощью клавиш перемещения курсора и редактирующих клавиш. Возможно использование различных типов манипуляторов "мышь". При вводе возможно задание числовых значений, строковых параметров и выбор значений из имеющейся базы данных. Работа с системой сопровождается выводом на экран дисплея текстового сопровождения. Предусмотрены комментарии, рекомендации, справочная информация, сообщения об ошибочных действиях и о текущем состоянии проектирования.

Можно выделить исходные данные двух видов:

- известные до обращения к системе (вводятся в диалоге или передаются через обменный файл);

- определяемые в системе (предлагаются пользователю как рекомендуемые значения или допустимые диапазоны).

Выходная информация выдается в виде чертежа и текстовых сообщений на экран. На графопостроитель или на принтер чертеж выводят средствами *AutoCAD*.

Основные этапы проектирования зубчатого колеса. *ПДМ-ACAD* обеспечивает проектирование цилиндрических прямозубых, косозубых или шевронных зубчатых колес внешнего зацепления различного конструктивного исполнения.

Проектирование осуществляют в диалоговом режиме, общение пользователя с системой проектирования происходит посредством экранного пользовательского меню. Структура пользовательского меню соответствует основным этапам проектирования зубчатого колеса:

- формирование геометрического образа – конструирование;
- выполнение рабочего чертежа колеса;
- сохранение результатов проектирования.

Главное меню содержит строки перехода в подменю для выполнения следующих операций основных этапов проектирования:
конструирование:

- выбор варианта исполнения каждого из основных элементов зубчатого колеса (зацепления, зубчатого венца, отверстия в ступице, ступицы, диска);
- задание основных параметров зубчатого колеса;
- отображение на экране геометрического образа колеса (эскизный чертеж);
- редактирование геометрического образа колеса;

выполнение рабочего чертежа:

- формирование дополнительных изображений: видов, выносных элементов;
- задание и простановка размеров, выявление цепочных размеров;
- задание и простановка предельных отклонений или полей допусков цепочных и сопряженных размеров;
- простановка обозначений шероховатости поверхностей;

- указание обозначений баз, определение значений и постановку допусков формы и расположения;
- оформление таблицы параметров зубчатого венца;
- формирование текстовых технических требований;
- оформление основной надписи;
- отображение сформированного чертежа для редактирования;

сохранение результатов проектирования:

- вывод чертежа в виде твердой копии на лист средствами *ACAD*,
- организация и ведение библиотеки чертежей (банка проектов);
- сохранение основных данных о чертеже в специальном файле данных, позволяющем выполнить чертеж с помощью системы *ПДМ-ACAD*.

информация о текущем варианте исполнения и основных параметрах колеса.

Выбор операций проектирования из экранного меню осуществляют с помощью устройства указания и светового курсора в области экранного меню.

17.3.1. Формирование геометрического образа (конструирование)

Выбор и задание варианта исполнения. Диалоговый режим этапа конструирования реализован посредством общения пользователя с экраным и пиктографическим меню. При этом в виде геометрических образов выбирают тип зацепления и варианты исполнения отдельных конструктивных элементов, из которых формируется геометрический образ колеса.

Для выполнения данного этапа конструирования из главного экранного меню переходят в подменю выбора и задания варианта исполнения основных элементов зубчатого колеса. Выбор одной из строк этого подменю вызывает появление на экране пиктографического меню с геометрическими образами исполнения:

- зацепления (рис. 17.11, четыре варианта);

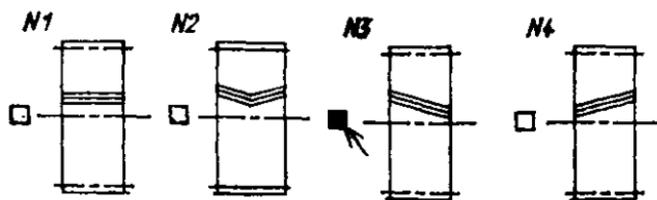


Рис. 17.11

- зубчатого венца (рис. 17.12, семь вариантов);

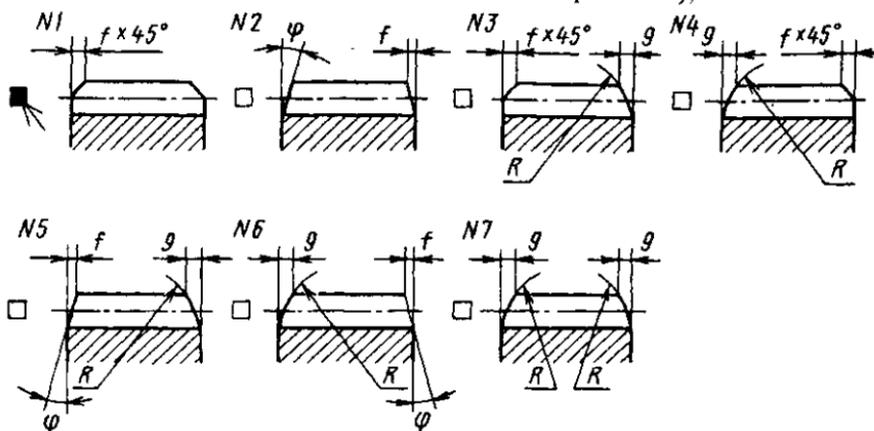


Рис. 17.12

- отверстия в ступице (рис. 17.13, восемь вариантов);

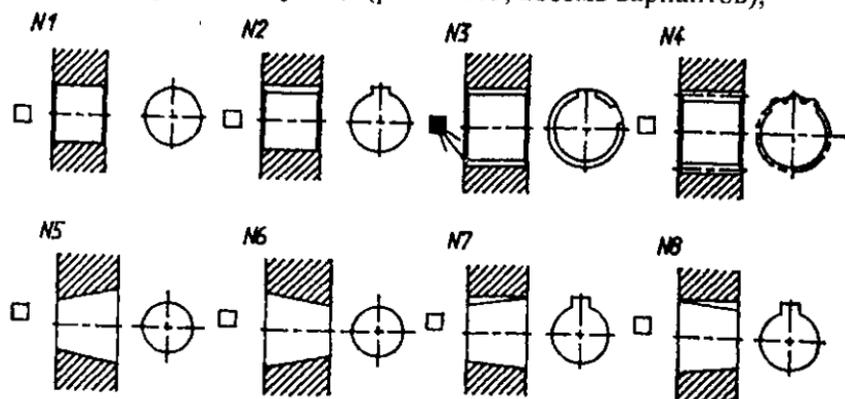


Рис. 17.13

- ступицы зубчатого колеса (рис. 17.14, три варианта);

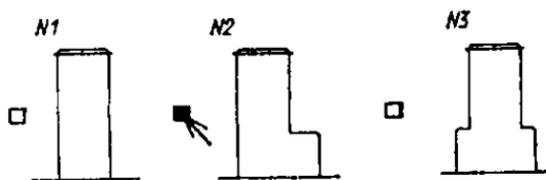


Рис. 17.14

- диска колеса (рис. 17.15, пять вариантов).

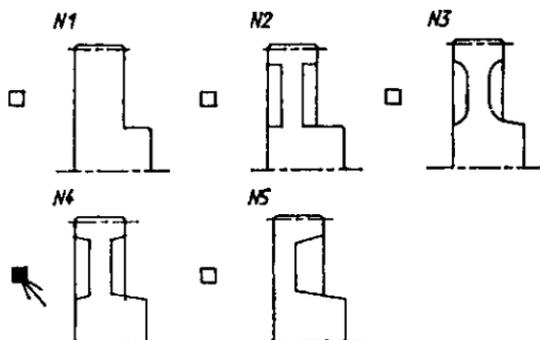


Рис. 17.15

Выбор варианта, представленного в пиктографическом меню, осуществляют с помощью устройства указания: стрелку на экране устанавливают в окно выбора и нажимают клавишу *Ввод*. При использовании манипулятора типа "мышь" выбор варианта исполнения производят указанием стрелкой-курсором на окно выбора варианта с одновременным нажатием *левой кнопки* манипулятора.

Конструирование таким образом построено по уровням, заданным в экранном подменю (сверху вниз).

Задание основных параметров зубчатого колеса. Для выполнения этого этапа конструирования из главного экранного меню вызывают подменю функций задания основных параметров зубчатого колеса, в котором представлены строки вызова функции диалога для ввода необходимых параметров соответственно зубчатого зацепления, зубчатого венца, отверстия в ступице, ступицы, диска зубчатого колеса.

В момент ввода параметров выдается информационное сообщение, характеризующее текущий вариант исполнения данного элемента колеса.

Задание параметров осуществляют в диалоге, отображаемом на экране. В диалоговых запросах приведены сообщения о рекомендуемых значениях параметров и о допустимых диапазонах их изменения. Предусмотрен контроль правильности ввода исходных данных с анализом соответствия их значений рекомендациям и допустимому диапазону.

Для ввода нормированных значений параметров система проектирования предлагает выбирать их из экранного меню с помощью устройства указания и светового курсора в области экранного меню.

Ввод основных параметров для вариантов исполнения каждого элемента колеса завершается запросом:

"Хотите изменить введенные значения параметров? (Д или Н):"

При ответе *Д (Да)* диалоговые запросы на ввод параметров повторяются, что дает возможность провести корректировку заданных значений. Ранее введенные значения параметров при этом приведены в угловых скобках и могут быть подтверждены по умолчанию (нажатием клавиши *Ввод*).

Задание параметров зубчатого зацепления. Такими параметрами являются: модуль, число зубьев колеса, угол наклона зубьев, коэффициент смещения исходного контура у колеса. Кроме того вводят: число зубьев и коэффициент смещения у сопряженного колеса (шестерни). Для задания модуля в экранном меню предложены числовые значения по ГОСТ 9563-60.

По введенным параметрам вычисляются делительный диаметр и диаметр вершин зубьев, проводится проверка качества зацепления по геометрическим показателям (отсутствие подрезания зуба, проверка радиального зазора в передаче, отсутствие интерференции). По результатам проверки может быть выдано одно из диагностических сообщений:

*** При заданном коэффициенте смещения исходного	***
*** контура – подрез зуба;	***
*** При заданных исходных параметрах зацепление	***
*** осуществить невозможно;	***
*** Радиальный зазор во впадине колеса <значение> мм	***
*** меньше рекомендуемого <значение> мм;	***

- *** Радиальный зазор во впадине сопряженного колеса ***
- *** <значение> мм меньше минимального рекомендуемого ***
- *** <значение> мм; ***
- *** Интерференция вершины зуба колеса с переходной ***
- *** поверхностью сопряженного зуба. ***

После выдачи сообщения предлагается изменить значения параметров для продолжения проектирования.

Задание параметров зубчатого венца. В диалоге задают ширину венца и параметры фаски с одного или двух торцов в зависимости от варианта исполнения (рис. 17.12). Для криволинейной фаски значение радиуса вычисляется программой. В круглых скобках приведены рекомендуемые из конструктивных соображений значения параметров и допустимые диапазоны.

Для выбора размера фаски предложен нормальный ряд значений по ГОСТ 6636-69, представленный в экранном меню.

Для фаски с углом не 45° возможно два варианта задания параметров: по углу или по ширине фаски. Допустимый диапазон угла – от 0 до 45° , рекомендуемое значение – 15° . Фаску относят к высоте зуба.

Центр дуги скашивания торца зубьев венца криволинейным профилем расположен на окружности впадин зубьев.

Для удобства работы на экран автоматически вызывается и затем с него удаляется изображение зубчатого венца выбранного варианта исполнения.

Задание параметров отверстия в ступице. В диалоге задают диаметр отверстия в ступице (рис. 17.13). В экранном меню предложены следующие значения диаметров:

- для цилиндрических и конических отверстий из ряда *Ra40* (ГОСТ 6636-69) от 10 до 950 мм;
- для шлицевых прямобоочных отверстий по ГОСТ 1139-80 в зависимости от серии от 14 до 125 мм;
- для шлицевых эвольвентных отверстий по ГОСТ 6083-80 от 4 до 500 мм. Диаметр отверстия определяют в зависимости от числа зубьев и модуля, для выбора которого в экранном меню предложен нормальный ряд значений от 0,5 до 10,0 мм.

Для задания конусности в коническом отверстии предложен в экранном меню нормальный ряд значений от 1:3 до 1:50 по ГОСТ 8593-81.

Ввод конусности и серии шлицев контролируется программой, которая не допускает задания ошибочных значений, повторяя запрос при их появлении.

Ширина фаски на цилиндрическом и коническом отверстиях рекомендуется из нормального ряда в зависимости от диаметра отверстия. Для шлицевых отверстий рекомендуется фаска с углом 30° и наружным диаметром на торце ступицы равным:

$d + 2$ мм – для прямобочных шлицев;

$d + 1,1m$ – для эвольвентных шлицев,

где d – номинальный диаметр отверстия, мм; m – модуль шлицев, мм.

Задание параметров ступицы колеса. Параметры ступицы задают в диалоге. Допустимые значения длины ступицы находятся в диапазоне от 1 до 600 мм, но не менее ширины венца (рис. 17.14). Фаска выбирается в зависимости от диаметра ступицы из экранного меню, представленного нормальным рядом. Штамповочные уклоны рекомендуются равными 7° для штампованного диска (варианты № 4 и № 5, рис. 17.15, возможный диапазон от 3° до 30°) и 12° для штамповки с выемками (вариант № 3, рис. 17.15, возможный диапазон от 12° до 80°).

По введенным параметрам, проводится проверка возможности реализации выбранного исполнения по геометрическим соображениям. В случае необходимости вычисляется требуемое значение штамповочного уклона.

Задание параметров диска. Параметры задают в диалоге в соответствии с выбранным вариантом исполнения (рис. 17.15). В диалоговых запросах сообщаются рекомендуемые значения параметров или диапазоны их возможных значений. Размеры фасок приведены в экранном меню, представленном нормальным рядом.

Для вариантов исполнения № 1 и № 2 диск может быть выполнен с отверстиями. Рекомендуемые значения параметров отверстий (диаметр окружности центров, количество и диаметр отверстий) вычисляются исходя из геометрических условий размещения отверстий на диске.

Значения радиусов сопряжений диска со ступицей и венцом рекомендуются в зависимости от варианта исполнения диска. Максимально возможные значения радиусов в этих вариантах исполнения диска вычисляют исходя из геометрических условий их выполнения. Если расчетное максимально возможное значение радиуса оказывается меньше минимально допустимого, то выво-

дается соответствующее предупреждение и даются рекомендации по дальнейшим действиям.

Отображение геометрического образа колеса. Наглядное представление о конструируемом зубчатом колесе дает отображение его геометрического образа на экране. Эта операция производится автоматически при выборе соответствующей функции из экранного подменю. Помимо изображения зубчатого колеса для текущего варианта исполнения это подменю содержит строки-функции, выбор которых позволяет выполнить все необходимые операции по оформлению чертежа:

- нанесение размеров, предельных отклонений;
- простановка обозначений шероховатости поверхностей;
- указание обозначений баз, нанесение обозначений допусков формы и расположения поверхностей.

Образ зубчатого колеса на экране представлен в виде чертежного изображения – фронтального разреза.

Пользователь может выбором соответствующей строки из экранного меню получить информацию о текущем варианте исполнения и параметрах колеса, например:

Текущий вариант исполнения.

Колесо зубчатое цилиндрическое, внешнее зацепление, косозубое, направление зуба правое (№ 3);
Модуль = 3 мм; Число зубьев = 65; Коэффициент смещения исходного контура = -0,438;
Диаметр вершин зубьев = 203,1048 мм;
Угол наклона зубьев = 12,5°;
Скашивание торцов зубьев фаской с углом 45° двустороннее (№ 1);
Ширина венца = 44 мм; Ширина фаски венца = 1,6 мм;
Отверстие в ступице цилиндрическое с прямобочными шлицами (№ 3);
Диаметр отверстия в ступице = 40 мм; Серия шлицев = л;
Угол фаски = 30°; Диаметр фаски = 42 мм;
Ступица, выступающая в одну сторону (№ 2);
Длина ступицы = 60 мм; Диаметр ступицы = 63 мм;
Ширина фаски ступицы = 2 мм;
Штамповочный уклон = 7°; Штамповочный уклон ступицы слева = 15°;
Диск симметричный при штампованной заготовке (№ 4);
Диаметр диска = 172 мм; Ширина фаски диска = 1,6 мм;
Толщина диска = 18 мм; Штамповочный уклон = 7°;
Радиус сопряжения с венцом = 5 мм; Радиус сопряжения со ступицей = 5 мм;
Диск без отверстий.

Изображение выполняется по размерам, введенным при задании параметров зубчатого колеса. Масштаб изображения выбирается автоматически в пределах от 4:1 до 1:50 из условия размещения на формате А3 и сразу заносится в графу "Масштаб" основной надписи будущего чертежа.

Предусмотрена также возможность задания масштаба увеличения изображения по желанию пользователя.

Пример отображения геометрического образа зубчатого колеса (эскизный чертеж) приведен на рис. 17.9.

Пользователь имеет возможность внести изменения в конструкцию зубчатого колеса, т. е. провести редактирование.

Редактирование геометрического образа. Редактирование сформированного геометрического образа зубчатого колеса может быть выполнено путем изменения:

- вариантов исполнения его основных элементов;
- параметров элементов для принятых вариантов исполнения.

Редактирование, в отличие от начала конструирования, допускается начинать с любого элемента зубчатого колеса.

Очевидно, что после изменения варианта исполнения какого-либо элемента зубчатого колеса, необходимо провести сеанс задания параметров этого вновь введенного элемента в соответствии с установленной последовательностью (иерархией) конструирования.

Система проектирования отслеживает такие ситуации, когда редактирование одних элементов колеса затрагивает параметры, влияющие на другие (зависимые) элементы, и выдает сообщения о необходимых действиях.

Вследствие заданной иерархии конструирования основных элементов зубчатого колеса *зависимыми являются элементы на ниже расположенных уровнях последовательности конструирования (строках пользовательского меню)*, что облегчает действия пользователя. Например, уровень (строка) задания параметров ступицы ниже уровня (строки) задания параметров отверстия в ступице, а рекомендуемые значения длины и диаметра ступицы зависят от диаметра отверстия в ней. Поэтому изменение при редактировании диаметра отверстия в ступице для принятого варианта ее исполнения вызывает появление сообщения:

" Вы изменили параметры: < диаметр отверстия) "

" Рекомендуем проверить правильность задания параметров: "

" длина ступицы, диаметр ступицы. "

При проверке правильности задания параметров следует строго придерживаться уровневой иерархии конструирования (сверху вниз).

В диалоговом запросе при редактировании какого-либо параметра в угловых скобках приведено его предыдущее значение, что позволяет пользователю принять решение об изменении или быстро ввести его по умолчанию в случае сохранения, нажав клавишу *Ввод*.

17.3.2. Выполнение чертежа колеса

Задание допусков, полей допусков и предельных отклонений. Задание допусков размеров, полей допусков и предельных отклонений выполняют в режиме диалога перед простановкой размеров на чертеже детали. Ниже приведены рекомендации по их назначению и значения, устанавливаемые по умолчанию [3, 4].

Диаметр вершин. Допуск диаметра вершин зубьев назначают в пределах 6 ... 11-го квалитетов с учетом действительных размеров и необходимости использования наружного цилиндра заготовки в качестве базовой поверхности при ее установке на зубообрабатывающем станке или при контроле толщины зубьев.

Если наружный цилиндр заготовки не используется в качестве базовой поверхности при установке на станке и при контроле толщины зубьев, то исходят из условия обеспечения нормальных условий зацепления, при которых уменьшение диаметра вершин зубчатых колес 3 ... 7-й степеней точности не должно превышать $0,1m$, а для низких степеней точности - $0,2m$, где m – модуль зацепления. В этом случае предельные отклонения внешнего диаметра зубчатого венца можно принять соответствующими полям допусков: при модуле до 2,5 мм – h9, св. 2,5 до 6,3 мм – h11, св. 6,3 – h14.

Длина ступицы. Допуск назначают в том случае, если длина ступицы является составляющим размером размерной цепи (цепочным размером). Поэтому вначале пользователь отвечает на вопрос:

" Является ли длина ступицы составляющим размером "

" размерной цепи ? (Д или Н) "

При отрицательном ответе *H* (*Нет*) размер является свободным. В случае положительного ответа *D* (*Да*) предельные отклонения принимают в соответствии со способом компенсации (см. с. 363).

Для указанного пользователем качества и номинального размера длины ступицы определяется числовое значение по ГОСТ 25346-89, которое и проставляется на чертеже для поля допуска *h*.

Отверстие в ступице. Диаметр цилиндрического отверстия в ступице является сопряженным размером. Предельные отклонения указывают условным обозначением поля допуска из ряда: H7, JS7, K7, M7, N7, P7, F8, H8, E9.

Шпоночный паз. На глубину шпоночного паза задают предельные отклонения в зависимости от размеров сечения шпонки (см. с. 382).

Поле допуска ширины шпоночного паза принимают по ГОСТ 23360-78 в зависимости от типа соединения шпонка-ступица: свободное – D10; нормальное – JS9; плотное – P9 (см. стр. 122). Соответствующее обозначение можно ввести с клавиатуры или выбрать из экранного меню.

Поля допусков элементов *шлицевого соединения* назначают в соответствии со способом центрирования (по наружному, внутреннему диаметрам или по боковым поверхностям) и видом соединения (подвижное или неподвижное), задаваемыми в диалоге (см. табл. 5.1 и 5.2).

Предельные отклонения *свободных размеров* оговаривают общей записью в технических требованиях (см. стр. 362).

Простановка шероховатости поверхностей. Назначение и простановку шероховатости поверхностей осуществляют в полуавтоматическом режиме в *треугольной конфигурации графического экрана*. Это позволяет одновременно видеть полное изображение колеса и укрупненное – место простановки обозначения шероховатости. Увеличенное изображение появляется в верхнем левом и правом окнах.

После появления увеличенного изображения места простановки шероховатости и запроса значения пользователь может:

- согласиться с предложенным значением параметра *Ra* шероховатости (см. табл. 16.2);
- выбрать значение из предпочтительного ряда, который отображен в экранном меню;

- выбрать значение из общего ряда допустимых значений;
- ввести произвольное значение (например, $Rz40$);
- отменить простановку шероховатости данной поверхности.

В правом верхнем углу чертежа зубчатого колеса приводят значение преобладающей шероховатости: например, $Ra = 6,3$ мкм.

Простановка допусков формы и расположения поверхностей. Простановку допусков формы и расположения поверхностей осуществляют также в трехоконной конфигурации экрана, при которой в верхнем левом и правом окнах в увеличенном масштабе отображается место обозначения базы или допуска, а в нижнем левом – полное изображение зубчатого колеса.

Перед запросом значения допуска вычерчивается рамка с указанием типа допуска формы или расположения и последнего буквенного обозначения базы. Границы рамки устанавливаются автоматически в зависимости от объема текста.

В ответ на запрос о значении допуска пользователь может:

- согласиться с предложенным значением;
- выбрать необходимое значение из экранного меню;
- ввести исходные данные для определения величины допуска в диалоге;
- ввести произвольное значение с клавиатуры;
- отменить простановку допуска.

Диалог предусмотрен для определения значения допуска перпендикулярности торца ($ld \geq 0,7$) или параллельности торцов ($ld < 0,7$) ступицы, участвующих в базировании подшипника качения. Значения других допусков формы и расположения, устанавливаются по умолчанию (см. стр. 383). Так, в частности, допуск перпендикулярности базового торца зубчатого венца задают при $ld \geq 0,7$ с целью обеспечения норм контакта зубьев. Его значение устанавливают на основе допуска F_β на направление зуба, который находят по ГОСТ 1643-81 при исполнении программы в зависимости от степени точности передачи по нормам контакта, модуля и ширины зубчатого венца.

Оформление таблицы параметров, технических требований и основной надписи. После выполнения на экране дисплея изображения зубчатого колеса с размерами, предельными откло-

нениями, обозначениями шероховатости поверхностей, обозначениями баз, допусками формы и расположения поверхностей переходят к оформлению таблицы параметров зубчатого венца, формированию технических требований и заполнению основной надписи чертежа.

Оформление таблицы параметров зубчатого венца. Некоторые параметры зубчатого венца (модуль, число зубьев, угол наклона, направление линии зуба, коэффициент смещения, степени точности) были заданы ранее. На этом этапе вводят: обозначение стандарта на нормальный исходный контур (ГОСТ 13755-81), вид сопряжения зубчатых колес в передаче, метод контроля, обозначение чертежа сопряженного колеса.

Вид сопряжения зубчатых колес в передаче предложено выбрать из ряда: *A, B, C, D, E, H*. Ввод значений, отличных от приведенных, программой не допускается – запрос повторяется. Вид допуска на боковой зазор устанавливается в программе соответственно: *a, b, c, d, h*.

Расчет размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев выполняется в соответствии с выбранным в диалоге одним из следующих методов:

- 1) длины общей нормали;
- 2) размера по роликам;
- 3) толщины по хорде зуба и высоте до хорды.

После ввода номера метода контроля в программе определяются необходимые размеры и предельные отклонения.

Длину общей нормали рассчитывают по ГОСТ 19274-73. Предельные отклонения устанавливают по ГОСТ 1643-81:

- наименьшее отклонение длины общей нормали в зависимости от степени точности по нормам плавности, вида сопряжения и делительного диаметра зубчатого колеса;

- допуск на длину общей нормали в зависимости от вида сопряжения, вида допуска на боковой зазор и допуска на радиальное биение зубчатого венца. Значение последнего определяется по ГОСТ 1643-81 при исполнении программы.

Размер по роликам рассчитывают по ГОСТ 19274-73. Диаметр ролика (проволочки) выбирается в программе из стандартного ряда (ГОСТ 2475-88) или может быть задан при вводе исходных

данных. Предельные отклонения устанавливаются в соответствии с рекомендациями ГОСТ 1643-81:

- наименьшее отклонение размера по роликам в зависимости от степени точности по нормам плавности, вида сопряжения, делительного диаметра зубчатого колеса, допуска на радиальное биение зубчатого венца, угла профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика и угла наклона зуба на основном цилиндре;

- допуск на размер по роликам в зависимости от вида сопряжения, вида допуска на боковой зазор, допуска на радиальное биение зубчатого венца, угла профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика и угла наклона зуба на основном цилиндре.

Значение допуска на радиальное биение зубчатого венца определяется по ГОСТ 1643-81 при выполнении программы.

Размер толщины по хорде зуба и высоту до хорды рассчитывают по ГОСТ 19274-73. Сначала определяют параметры постоянной хорды зуба. При невозможности контроля по постоянной хорде определяются параметры хорды на окружности, отстоящей от окружности вершин на значение модуля.

Предельные отклонения устанавливаются в соответствии с рекомендациями ГОСТ 1643-81:

- наименьшее отклонение толщины зуба в зависимости от степени точности по нормам плавности, вида сопряжения и делительного диаметра зубчатого колеса;

- допуск на толщину зуба в зависимости от вида сопряжения, вида допуска на боковой зазор и допуска на радиальное биение зубчатого венца. Значение последнего определяется по ГОСТ 1643-81 при выполнении программы.

В программе предусмотрена проверка возможности выполнения заданного метода контроля и в случае невозможности его выполнения выводится одно из следующих сообщений:

" Ширина колеса недостаточна для измерения длины " " " " общей нормали. " "

" Диаметр принятого ролика (шарика) мал для измерения. "

" В массиве стандартных роликов требуемого размера нет. "

" Диаметр принятого ролика (шарика) велик для измерения. "

" При заданном модуле контроль рекомендуется вести другим методом. "

Для продолжения проектирования необходимо изменить метод контроля или диаметр принятого ролика.

Обозначение чертежа сопряженного колеса вводится согласно классификатору ЕСКД или принятому в учебных проектах обозначению конструкторских документов (см. стр. 454).

Другие строки таблицы заполняются при исполнении программы на основании ранее введенных данных. По ним определяют, в частности, контрольные параметры качества зубчатого колеса по установленным ГОСТ 1643-81 показателям.

Показателями кинематической точности зубчатого колеса являются допуски:

- на радиальное биение зубчатого венца;
- на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса.

Значения допусков находят в зависимости от степени кинематической точности, модуля зацепления и делительного диаметра зубчатого колеса.

Показателем плавности работы зубчатого колеса является допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе. Значение допуска находят в зависимости от степени точности по нормам плавности, модуля зацепления и делительного диаметра зубчатого колеса.

Показателями контакта зубьев служат размеры суммарного пятна контакта по высоте и по длине, которые находят в зависимости от степени точности по нормам контакта.

Для удобства чтения таблица параметров зубчатого венца выполняется увеличенной во весь экран. Если результат оформления таблицы не устраивает пользователя, то таблицу удаляют и процесс ее оформления повторяют.

Оформление технических требований. В диалоге вводят значения диапазона твердостей материала и обозначения по ГОСТ 25670-83 класса точности (t_1, t_2, t_3, t_4) неуказанных предельных отклонений размеров: отверстий, валов, остальных. Перед обозначением класса точности следует указывать знак, например: $+ t_2, - t_2, + - t_2$.

Кроме перечисленных параметров в технические требования автоматически заносятся значения неуказанных радиусов скруглений при механической обработке диска и (при наличии) характеристика шлицевого эвольвентного отверстия в ступице.

Заполнение граф основной надписи. На этапе выполнения чертежа пользователь работает с увеличенным изображением основной надписи. В диалоге следует ответить на запросы о содержании граф. Для изменения ранее введенной информации диалог должен быть повторен вводом положительного ответа на запрос о желании изменить имеющуюся информацию.

Отметим, что графы "Наименование" и "Материал" могут быть заполнены в две строки, а графа "Лист" не заполняется при количестве листов равном единице.

Для заполнения графы "Масса" предусмотрено вычисление массы зубчатого колеса, которое выполняется в соответствии с назначенным материалом. В диалоге предложено выбрать один из следующих материалов: *сталь; чугун; латунь; оловянная бронза; безоловянная бронза; титановый сплав; алюминиевый сплав; магниевый сплав.*

17.3.3. Сохранение чертежа, создание банка проектов

Выполненный чертеж зубчатого колеса средствами *AutoCAD* может быть выведен на графопостроитель (принтер) или записан для сохранения в *чертежный файл* (с расширением *.DWG*). В системе проектирования предусмотрено также создание специального *файла данных* (с расширением *.PDM*). В нем хранится вся информация, необходимая для выполнения чертежа спроектированного зубчатого колеса. В файл данных записывают также промежуточную информацию на любом этапе проектирования. Из таких файлов может быть создан банк проектов.

При считывании файла данных значения параметров передаются в систему проектирования. Это позволяет:

- осуществлять проектирование с использованием какого-либо имеющегося проекта, который в этом случае будет прототипом для проектируемого зубчатого колеса;
- прерывать проектирование на любом этапе и продолжать его в другом сеансе.

Чтение и запись файлов данных сопровождается диалоговыми сообщениями.

17.3.4. Редактирование чертежа средствами *AutoCAD*

Созданный системой *ПДМ-ACAD* файл чертежа (с расширением *.DWG*) может быть отредактирован средствами *AutoCAD*. Необходимость редактирования может возникнуть для корректировки изображения или в случаях внесения в чертеж дополнительной информации, не предусмотренной системой проектирования.

Глава 18

ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

Курсовой проект по "Деталям машин" представляет собой совокупность конструкторских документов: *графических* (чертежи) и *текстовых* (пояснительная записка, спецификации).

Правила, порядок разработки и оформления конструкторских документов регламентированы комплексом стандартов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

18.1. Виды изделий и конструкторских документов, их обозначение

Под изделием понимают любую продукцию, изготавливаемую по конструкторской документации.

В учебном проектировании используют следующие основные виды изделий: *детали* и *сборочные единицы*.

Различают также *покупные* (в том числе стандартные) изделия, к которым относят изделия, не изготавливаемые на данном предприятии, а получаемые им в готовом виде (за исключением получаемых в порядке кооперирования).

При проектировании применяют следующие виды конструкторских документов: *чертеж детали, сборочный чертеж, чертеж общего вида, спецификация, пояснительная записка.*

Чертеж детали – документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля.

Сборочный чертеж (код СБ) – документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления) и контроля.

Чертеж общего вида (код ВО) – документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его составных частей и поясняющий принцип работы изделия. В учебном проектировании чертеж общего вида включает элементы "*Теоретического чертежа*", определяющего геометрическую форму изделия и координаты расположения составных частей, "*Габаритного чертежа*", содержащего упрощенное изображение изделия с габаритными, установочными и присоединительными размерами, и "*Монтажного чертежа*", содержащего данные для установки изделия на месте применения.

Спецификация – документ, определяющий состав сборочной единицы.

Пояснительная записка (код ПЗ) – документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, а также обоснования принятых при его разработке технических и технико-экономических решений, сопровождаемые необходимыми расчетами.

К основным конструкторским документам относят: для деталей – *чертеж детали*, для сборочной единицы – *спецификацию*. Основным документам код не присваивают.

Документы в зависимости от стадии разработки подразделяют на *проектные* (техническое предложение, эскизный проект и технический проект) и *рабочие* (рабочая документация на деталь, сборочную единицу), присваивая им соответствующую литеру.

Учебным конструкторским документам присваивают литеру "У".

Обозначение изделия является одновременно обозначением его *основного* конструкторского документа (чертежа детали или спецификации сборочной единицы).

Обозначение *неосновного* конструкторского документа состоит из обозначения изделия и кода документа, установленного стандартами ЕСКД.

В учебных проектах конструкторские документы обозначают по установленной в учебном заведении системе обозначений *эскизных документов*. Структура обозначения приведена на рис. 18.1:

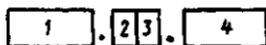


Рис. 18.1

- в поле 1 записывают условный код, сформированный из обозначения технического задания (например, ДМ 16) на курсовой проект и номера варианта задания (например, 03): "ДМ 16-03";

- в поле 2 записывают порядковый номер от 1 до 9 основной сборочной единицы, входящей в состав изделия;

- в поле 3 записывают порядковый номер от 1 до 9 сборочной единицы, входящей в состав основной сборочной единицы и обозначенной в поле 2;

- в поле 4 записывают номер от 11 до 99 чертежа детали.

В обозначении конструкторских документов между полями 1 и 2, 3 и 4 ставят разделительные точки (рис. 18.1).

Обозначение *кода* документа приводят правее поля 4.

В обозначении всего проектируемого изделия в сборе, одновременно являющимся обозначением его спецификации, в полях 2, 3, 4 записывают нули. Такое же обозначение записывают в графу 2 основной надписи спецификации (см. ниже разд. 18.4). Для неосновных конструкторских документов всего изделия в сборе (чертежа общего вида, пояснительной записки) помимо обозначения изделия правее поля 4 приводят буквенные обозначения кода документа (соответственно: ВО или ПЗ).

Другими конструкторскими документами всего изделия в сборе могут быть спецификации сборочных единиц, входящих в его состав, и чертежи деталей, не вошедших ни в одну из сборочных единиц. Номер сборочной единицы в этом случае записывают в поле 2 обозначения спецификации, а номер детали – в поле 4 обозначения чертежа.

Примеры обозначения конструкторской документации *всего проектируемого изделия в сборе*:

спецификация изделия:	ДМ 16-03.00.00;
чертеж общего вида:	ДМ 16-03.00.00 ВО;
пояснительная записка:	ДМ 16-03.00.00 ПЗ;
спецификация основной сборочной единицы:	ДМ 16-03.10.00;
чертеж детали:	ДМ 16-03.00.11.

Конструкторскими документами сборочной единицы, обозначенной в поле 2, могут быть спецификации сборочных единиц, входящих в ее состав, и чертежи составляющих ее деталей. Номер составляющей сборочной единицы записывают в поле 3 обозначения спецификации, а номер детали – в поле 4 обозначения чертежа.

Примеры обозначения конструкторской документации *основной сборочной единицы*, входящей в состав изделия:

спецификация: ДМ 16-03. 10. 00;
 сборочный чертеж: ДМ 16-03. 10. 00 СБ;

спецификация составляющей сборочной единицы: ДМ 16-03.11.00;
 чертеж детали: ДМ 16-03.10.11.

18.2. Основные надписи

Основную надпись располагают в правом нижнем углу документа. На листах формата А4 по ГОСТ 2.301-68 – вдоль короткой стороны; на других форматах – преимущественно вдоль длинной стороны листа.

Для всех видов *чертежей* (деталей, сборочных, общих видов) применяют форму основной надписи по ГОСТ 2.104-68 (рис. 18.2).

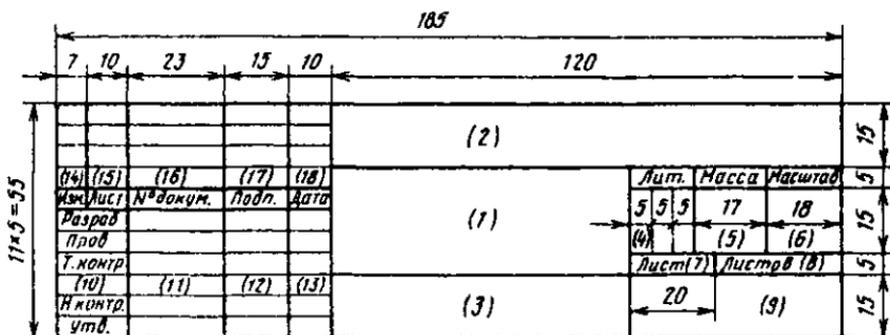


Рис. 18.2

В текстовых документах (спецификациях, пояснительной записке) применяют форму основной надписи по рис. 18.3 (для первого или заглавного листа) или по рис. 18.4 (для последующих листов).

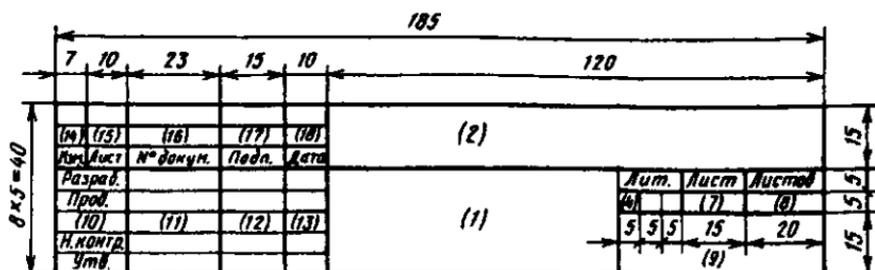


Рис. 18.3

Допускается для последующих листов чертежей и схем применять форму по рис. 18.4.

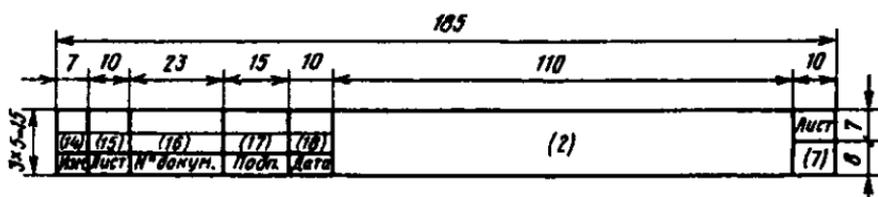


Рис. 18.4

В графах основных надписей (номера граф на рис. 18.2, 18.3 и 18.4 указаны в скобках) приводят:

1 – наименование изделия (детали, сборочной единицы), а также наименование документа, если этому документу присвоен код. Наименование записывают в именительном падеже единственного числа. На первом месте помещают имя существительное;

2 – обозначение документа (чертежа детали, сборочного, общего вида, пояснительной записки, спецификации);

3 – обозначение по стандарту материала детали (графу заполняют только на чертеже детали, например: "Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71");

4 – литеру документа (в крайней левой клетке пишут букву "У");

5 – массу изделия в килограммах без указания единицы измерения (в учебных проектах графу можно не заполнять);

6 – масштаб (1:1; 1:2; 2:1 и др.; при выполнении документов на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ допустимо применять масштабы уменьшения $1:n$ и увеличения $n:1$, где n – рациональное число);

7 – порядковый номер листа (на документах, состоящих из одного листа, графу не заполняют);

8 – общее количество листов документа (чертежа детали, сборочного, общего вида; пояснительной записки; спецификации) – графу заполняют только на первом листе;

9 – сокращенное обозначение учебного заведения, шифр группы.

10, 11, 12, 13 – характер работы, выполняемой лицом, подписавшим документ: в строке "Разраб." – фамилию учащегося, его подпись и дату; в строке "Пров." – фамилию преподавателя, его подпись и дату.

Подписи лиц, разработавших документ, являются обязательными.

Остальные строки и графы 14 – 18 в учебных проектах не заполняют.

Если чертеж состоит из двух и более листов, то на последующих листах основную надпись допускается выполнять в соответствии с рис. 18.4. При этом заполняют графы 2 и 7.

18.3. Составление пояснительной записки

Пояснительную записку выполняют на листах формата А4 одним из следующих способов:

- машинописным, высота шрифта не менее 2,5 мм, лента только черного цвета;

- рукописным – чертежным шрифтом по ГОСТ 2.304-81 с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать черной тушью;

- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ.

Допускается часть информации (текст, таблицы, рисунки, чертежи) выполнять любым сочетанием этих способов.

Пояснительную записку можно рассматривать также как оригинал и выполнять рукописным способом с четким и ясным написанием цифр и букв черными чернилами, пастой или тушью.

В состав пояснительной записки входят титульный лист, содержание, техническое задание на проектирование, основной текст, список использованных источников и приложения.

Титульный лист является первым листом документа. Его выполняют на листах формата А4 по форме, приведенной на рис. 18.5.

The diagram shows a rectangular frame representing a title page form. Inside the frame, there are seven horizontal rectangular fields, each containing a number from 1 to 7. Field 1 is the largest and is at the top. Field 2 is smaller and is positioned below field 1. Fields 3 and 4 are stacked vertically and are of similar size. Field 5 is smaller and is positioned below fields 3 and 4. Field 6 is the largest field in the lower half of the form. Field 7 is the smallest and is located at the bottom center of the form.

Рис. 18.5

В поле 1 записывают наименование учебного заведения, в поле 2 – наименование подразделения, разработавшего данный документ.

В поле 3 записывают наименование изделия (заглавными буквами), в поле 4 – наименование, а в поле 5 – обозначение документа.

Пример заполнения полей 3, 4 и 5:

" СТЕНД ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ

Пояснительная записка

ДМ 16-03.00.00 ПЗ "

В поле 6 – подписи разработчиков документа: в первой строке – фамилию, имя и отчество учащегося, индекс учебной группы, во второй строке – фамилию, имя и отчество руководителя проекта.

В поле 7 записывают год выполнения документа.

Содержание приводят в начале пояснительной записки на заглавном и последующих листах. Заглавный лист должен иметь основную надпись по форме рис. 18.3, остальные листы – по форме рис. 18.4.

В графах основной надписи указывают:

1 – наименование изделия, а также наименование документа, например:

"Привод цепного конвейера.
Пояснительная записка";

2 – обозначение пояснительной записки, например:
ДМ 20-04.00.00 ПЗ.

Правила заполнения остальных граф приведены в разд. 18.2.

Слово "Содержание" записывают симметрично относительно текста.

В содержании перечисляют заголовки всех разделов и подразделов с указанием номеров страниц, на которых помещены эти заголовки.

Пример оформления содержания пояснительной записки приведен на рис. 18.6, а, б.

Техническое задание. Бланк технического задания на проектирование содержит *исходные данные, специальные требования, дату выдачи и объем проекта с подписями руководителя (преподавателя) и исполнителя (учащегося)*. Бланк помещают после листов содержания.

Основной текст документа разделяют на разделы и подразделы. Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всего документа, обозначенные арабскими цифрами без точки и записанные с абзацного отступа.

СОДЕРЖАНИЕ

	Техническое задание	С. 4
	Введение	5
1	Кинематический расчет привода	5
	1.1 Подбор электродвигателя	5
	1.2 Определение частот вращения и вращающих моментов на валах	6
2	Расчет червячной передачи	7
	2.1 Выбор материала червяка и червячного колеса	7
	2.2 Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба	8
	2.3 Проектный расчет	10
	2.4 Проверочный расчет	13
3	Эскизное проектирование	14
	3.1 Проектные расчеты валов	14
	3.2 Выбор типа и схемы установки подшипников	15
	3.3 Составление компоновочной схемы	16
4	Конструирование червяка и червячного колеса	17
5	Расчет соединений	19
	5.1 Шлицевые соединения	19
	5.2 Соединения с натягом	20
	5.3 Резьбовые соединения	22
6	Подбор подшипников качения на заданный ресурс	24
7	Конструирование корпусных деталей и крышек подшипников	27

						ДМ 20-04.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод цепного конвейера Пояснительная записка	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Белов Ю.А.					У	1	41
Пров.	Лебедев Л.А.					МГТУ им. Баумана Каф. Детали машин Группа РК5-61		
Н.контр.								
Утв.								

Рис. 18.6, а

Разделы и подразделы должны иметь заголовки, кратко и четко отражающие содержание. Заголовки записывают с прописной буквы без точки в конце, не подчеркивая. Переносы слов в заголовках недопустимы. Также не нужно ставить точку в конце заголовка. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой.

8	Расчет валов на статическую прочность и сопротивление усталости	29
9	Выбор смазочных материалов и системы смазывания	32
10	Тепловой расчет червячного редуктора	32
11	Расчет муфт	33
	11.1 Подбор и проверочный расчет упругой муфты	33
	11.2 Расчет и конструирование упруго-предохранительной муфты	34
12	Порядок сборки привода, выполнение необходимых регулировочных работ	36
	Список использованных источников	37
	Приложение А - Текст программы вычерчивания червяка	38

						ДМ 20-04.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата			2

Рис. 18.6, б

Подразделы номеруют в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точку не ставят (см. рис. 18.6).

Каждый раздел начинают с нового листа (страницы).

Изложение текста. Полное наименование изделия на титульном листе, в основной надписи и при первом упоминании в тексте документа должно быть одинаковым с наименованием его в основном конструкторском документе (например, "Стенд испытательный").

В последующем тексте порядок слов в наименовании должен быть прямой, т.е. на первом месте приводят определение (прилагательное), а затем – существительное, например: "Испытательный стенд оборудован ...".

Расстояние от рамки до границ текста в начале и в конце строк – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм.

Абзацы в тексте начинают отступом 15 – 17 мм.

Основной текст пояснительной записки должен включать:

- *введение* (с краткой характеристикой области и условий применения изделия и общей характеристикой объекта, для применения в котором предназначено данное изделие, а также приведением основных технических характеристик изделия: мощности, частоты вращения, КПД и т.п.);

- *описание и обоснование выбранной конструкции* (с приведением описания рассмотренных вариантов изделия, выбором оптимального варианта, обоснованием выбора, а также описанием последовательности сборки изделия и способов регулирования осевого положения червячного и конических колес, регулирования зазоров в подшипниках качения; обслуживания и соответствия изделия требованиям техники безопасности);

- *расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции*: кинематические расчеты (подбор электродвигателя, определение частот вращения валов и передаточных чисел передач); определение вращающих моментов на валах; расчет передач: зубчатых, червячных, ременных, цепных и др.; определение диаметров валов по приближенным зависимостям; расчет соединений с натягом, шпоночных, шлицевых; подбор посадок; составление расчетных схем валов, определение реакций опор, расчет одного наиболее нагруженного вала на сопротивление усталости; расчет подшипников качения; тепловой расчет червячного редуктора; расчет ответственных нагруженных соединений (штифтовых, передающих вращающий момент; резьбовых, сварных, клеевых); выбор смазочного материала и способа смазывания деталей передач и подшипников качения; подбор и расчет муфт.

Каждый расчет должен содержать:

- *заголовок* с указанием, какую деталь рассчитывают и по какому критерию работоспособности (прочность, жесткость, износостойкость);

- *расчетную схему* с указанием сил, эпюр моментов и всех размеров, используемых в расчете;

- *наименование выбранного материала* с указанием его термической обработки и механических свойств;

- *допускаемые значения* расчетных параметров: напряжений, деформаций, износа, температуры и др., *принятые допущения*;

- *расчет и заключение* по результатам расчета.

При оформлении расчета записывают расчетную формулу и дают пояснение каждого параметра с указанием единиц измерения в той же последовательности, в какой они приведены в формуле. Первую строку пояснения начинают со слова "где" без двоеточия после него, например:

"Напряжения изгиба σ_{F2} (Н/мм²) вычисляют по формуле [12, с. 169]

$$\sigma_{F2} = K_F F_t Y_{Fs} / (b_2 m),$$

где K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = 1,78$; F_t – окружная сила, $F_t = 14750$ Н; Y_{Fs} – коэффициент формы зуба и концентрации напряжений, $Y_{Fs} = 3,6$; b_2 – ширина венца колеса, $b_2 = 90$ мм; m – модуль, $m = 5$ мм."

Каждое обозначение поясняют в записке один раз.

Затем подставляют в расчетную формулу числовые значения в том же порядке, в котором они приведены в формуле, и приводят окончательный результат вычислений, опуская промежуточные операции и сокращения:

$$\sigma_{F2} = 1,78 \cdot 14750 \cdot 3,6 / (90 \cdot 5) = 210 \text{ Н/мм}^2.$$

Полученные расчетом размеры деталей следует округлять, где это возможно, до стандартных значений, приведенных в табл. 19.1.

Расчетные схемы, эпюры моментов, эскизы номеруют арабскими цифрами в пределах всей записки, например: Рисунок 1, Рисунок 2 и т.д.

Ссылки на рисунки в тексте дают по типу: "Как следует из рисунка 2 ..."; ссылки на ранее упомянутые величины – (см. с. ...).

При большом объеме расчеты могут быть оформлены в виде отдельного документа: "Расчет" (код РР).

Материал, дополняющий текст пояснительной записки (схема алгоритма, текст программы расчета или конструирования, результаты математического моделирования и др.), допускается помещать в приложениях, которые обозначают заглавными буквами русского алфавита, начиная с *A*. Приложение должно иметь тематический заголовок и общую с остальной частью документа сквозную нумерацию.

Список использованных источников приводят в конце пояснительной записки. Список составляют в алфавитном порядке по фамилиям авторов. При написании использованных данных (формул, числовых значений коэффициентов и т.д.) записывают в скобках порядковый номер источника (учебник, справочник), приведенного в списке, и номер страницы, где эти данные приведены, например: "Значение коэффициента $Y_{Fs} = 3,6$ ([12], с. 170)".

18.4. Составление спецификаций

Состав и структура спецификации. Спецификация определяет состав изделия и всей его конструкторской документации. Спецификацию составляют на листах формата А4 по формам, представленным на рис. 18.7 (заглавный лист, основная надпись по рис. 18.3) и рис. 18.8 (последующие листы, основная надпись по рис. 18.4).

В графах основной надписи приводят:

1 – наименование изделия, без наименования документа, например: "Привод цепного конвейера";

2 – обозначение спецификации, например: ДМ 20-04.00.00.

Правила заполнения остальных граф приведены выше в разд. 18.2.

В спецификацию вносят составные части специфицируемого изделия, а также конструкторские документы, относящиеся к этому изделию и к его неспецифицируемым составным частям.

В учебных проектах спецификации составляют на все изделие в сборе и на одну или несколько сборочных единиц. Листы спецификации брошюруют отдельно или помещают в конце пояснительной записки.

В общем случае спецификация состоит из следующих разделов:

- документация;
- сборочные единицы;
- детали;
- стандартные изделия;
- материалы.

Наименование каждого раздела записывают в виде заголовка в графе "Наименование" и подчеркивают. Разделы не номеруют. Ниже заголовка оставляют одну свободную строку, выше – не менее одной свободной строки.

К разделу "Документация" относят документы, составляющие основной комплект конструкторской документации изделия, кроме его спецификации (для всего изделия в сборе – чертеж общего вида и пояснительная записка, для сборочной единицы – сборочный чертеж).

В разделе "Сборочные единицы" записывают изделия, состоящие из составных частей.

К разделу "Детали" относят оригинальные детали: валы, зубчатые колеса, червяки, втулки, стаканы и др.

В разделе "Стандартные изделия" записывают изделия, примененные по стандартам (государственным, отраслевым, предприятий), например: подшипники качения, манжеты, винты, гайки, штифты.

В разделе "Материалы" при учебном проектировании обычно записывают смазочные материалы.

После каждого раздела оставляют 2 – 3 свободные строки для возможных дополнительных записей.

В спецификации все записи приводят на каждой строке в один ряд.

Если в графе документа записан текст в несколько строк, то в последующих графах записи начинают на уровне первой строки.

Заполнение граф спецификации.

1. В графе "Формат" указывают форматы документов, обозначения которых записаны в графе "Обозначение". Для документов, записанных в разделах "Стандартные изделия" и "Материалы", графу не заполняют.

Для деталей, на которые не выпущены чертежи, указывают: БЧ.

2. В графе "Зона" указывают обозначение зоны, в которой находится номер позиции записываемой составной части (при разбивке поля чертежа на зоны по ГОСТ 2.104-68).

Графы "Формат" и "Зона" в учебных проектах можно не заполнять.

3. В графе "Поз." записывают порядковые номера составных частей, указанные на полках-выносках чертежа изделия в последовательности записи этих составных частей в спецификации.

Допускается резервировать номера позиций, которые представляют в спецификацию при заполнении резервных строк. Например, раздел "Детали" заканчивают номером позиции 25, а следующий раздел "Стандартные изделия" начинают с номера позиции 29, резервируя таким образом три номера позиций для возможных изменений.

Для раздела "Документация" графу не заполняют.

4. В графу "Обозначение" записывают:

в разделе "Документация" – обозначение записываемых документов (в спецификации всего изделия в сборе – обозначение чертежа общего вида и обозначение пояснительной записки; в спецификации сборочной единицы – обозначение сборочного чертежа);

в разделах "Сборочные единицы" и "Детали" – обозначения основных конструкторских документов (спецификаций сборочных единиц и чертежей деталей соответственно);

в разделах "Стандартные изделия" и "Материалы" графу "Обозначение" не заполняют.

5. В графе "Наименование" указывают:

в разделе "Документация" – только наименование документа (например, в спецификации всего изделия в сборе: "Чертеж общего вида" и "Пояснительная записка"; в спецификации составной части изделия – сборочной единицы: "Сборочный чертеж");

в разделе "Сборочные единицы" и "Детали" – наименования основных конструкторских документов – спецификации сборочной единицы и чертежа детали – на записываемые в эти разделы изделия.

Например, в разделе "Сборочные единицы" спецификации изделия "Стенд испытательный" записывают: "Редуктор червячный", "Рама" (если рама сборная, например, сварная), а в разделе "Сборочные единицы" изделия "Редуктор червячный" записывают: "Корпус", "Крышка корпуса" (если корпус и крышка сварные),

"Колесо червячное" (если колесо состоит из нескольких деталей: центра и напрессованного на него зубчатого венца).

Запись производят в порядке возрастания обозначений сборочных единиц (поля 2 и 3 по рис. 18.1);

в разделе "Стандартные изделия" – наименования и обозначения изделий в соответствии со стандартом на эти изделия. *В пределах каждой категории стандартов* (государственные, отраслевые, предприятий) запись производят *по группам изделий, объединенных по функциональному назначению* (например, подшипники, крепежные изделия), *в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименований изделий, в пределах наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов, а в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.*

Например, для группы крепежных изделий записывают:

"Болт М12-6е × 60.58 ГОСТ 7796-70

Болт М16-6g × 60.58 ГОСТ 7796-70

Болт М10-6g × 50.46 ГОСТ 7798-70

Винт М12-6g × 40.68 ГОСТ 11738-84

Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 5915-70

Шпилька М16-6g × 100.58 ГОСТ 22032-76";

в разделе "Материалы" – обозначения материалов, установленные в стандартах или технических условиях. Например:

"Масло И-Г-С-220 ТУ 38 101413-78".

6. В графе "Кол." указывают для составных частей изделия (сборочных единиц или деталей) количество их на одно изделие:

в разделе "Материалы" записывают общее количество материалов на одно изделие с указанием единиц измерения, например: "1,5 л.";

в разделе "Документация" графу не заполняют.

Если для регулирования составные части изделия (например, прокладки) подбирают, то в графе "Кол." указывают наиболее вероятное при установке их количество, а в графе "Примечание" записывают: "Наиб. кол."

7. В графе "Примечание" записывают дополнительные сведения для планирования и организации производства (по усмотрению конструктора).

На рис. 18.9 и 18.10 даны примеры оформления спецификации на все изделие в сборе и на одну из его сборочных единиц соответственно.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание						
				<u>Документация</u>								
			ДМ 20-04.00.00 ВО	Чертеж общего вида								
			ДМ 20-04.00.00 ПЗ	Пояснительная записка								
				<u>Сборочные единицы</u>								
		1	ДМ 20-04.10.00	Вал приводной	1							
		2	ДМ 20-04.20.00	Муфта комбинированная	1							
		3	ДМ 20-04.30.00	Рама	1							
		4	ДМ 20-04.40.00	Редуктор червячный	1							
				<u>Детали</u>								
		6	ДМ 20-04.00.11	Подкладка	2							
				<u>Стандартные изделия</u>								
		9		Двигатель ИМ1081	1							
				АИР 100L2 ТУ 16-525.564-84								
		10		Муфта 40-1-28-1-25-1-У2	1							
				ГОСТ 20884-93								
		11		Болт М16-6g×100.58	8							
				ГОСТ 7796-70								
		12		Гайка М16-6Н.5	8							
				ГОСТ 5915-70								
		13		Шайба 16 65Г ГОСТ 6402-70	8							
				ДМ 20-04.00.00								
Изм.	Лист	№ докум	Подп.	Дата	<table border="1"> <tr> <td>Лит.</td> <td>Лист</td> <td>Листов</td> </tr> <tr> <td>У</td> <td>1</td> <td>2</td> </tr> </table>		Лит.	Лист	Листов	У	1	2
Лит.	Лист	Листов										
У	1	2										
Разраб		Белов Ю.А.										
Пров		Лебедев Л.А.										
Н.контр												
Утв												
Привод цепного конвейера					МГТУ им. Баумана Каф. Детали машин Группа РК5-61							

Рис. 18.9

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
			ДМ 20-04.40.00 СБ	Сборочный чертёж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	ДМ 20-04.41.00	Колесо червячное	1	
		2	ДМ 20-04.42.00	Маслоуказатель	1	
		3	ДМ 20-04.43.00	Отдушина	1	
				<u>Детали</u>		
		4	ДМ 20-04.40.11	Корпус	1	
		5	ДМ 20-04.40.12	Крышка корпуса	1	
		6	ДМ 20-04.40.13	Вал	1	
		7	ДМ 20-04.40.14	Червяк	1	
		8	ДМ 20-04.40.15	Втулка	1	
		9	ДМ 20-04.40.16	Кольцо	2	
		10	ДМ 20-04.40.17	Крышка люка	1	
		11	ДМ 20-04.40.18	Крышка подшипника	1	
		12	ДМ 20-04.40.19	Крышка подшипника	2	
		13	ДМ 20-04.40.20	Прокладка регулировочная	6	Наиб. кол.
		14	ДМ 20-04.40.21	Прокладка регулировочная	5	Наиб. кол.

				ДМ 20-04.40.00			
Изм лист	№ докум.	Подп	Дата	Редуктор червячный	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Белов Ю.А.				У	1	2
Пров.	Лебедев Л.А.				МГТУ им. Баумана Каф. Детали машин Группа РК5-61		
Н. контр							
Утв							

Рис. 18.10, а

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		21	ДМ 20-04.40.27	Стакан	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
				Подшипники		
		25		Роликовый конический 7207А ГОСТ 27365-87	2	
		26		Роликовый конический 7211А ГОСТ 27365-87	2	
		27		Шариковый радиальный 207 ГОСТ 8338-75	1	
				Крепежные изделия:		
		28		Болт М8-6е x 25.58 ГОСТ 7796-70	4	
		29		Болт М12-6д x 60.58 ГОСТ 7796-70	4	
				
		38		Манжета 1-40x60-3 ГОСТ 8752-79	1	
		39		Манжета 1-50x70-3 ГОСТ 8752-79	1	
		40		Шпонка 18x1x70 ГОСТ 23360-78	1	
				<u>Материалы</u>		
				Масло И-Г-С-220 ТУ 38 101413-78	2,5л	
				ДМ 20-04.40.00		Лист 2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Рис. 18.10, б

18.5. Оформление сборочного чертежа

Сборочный чертеж редуктора, коробки передач учебного проекта должен содержать изображения всех деталей, входящих в эти изделия. Виды, разрезы, сечения, выносные элементы должны давать полное представление о конструкции каждой детали.

Детали типа тел вращения (валы, колеса, стаканы, втулки и др.) полностью выявляет одна проекция. Для выявления конструкции более сложных деталей требуется несколько проекций, разрезов и сечений. В частности, чтобы показать конструкцию корпуса или крышки корпуса на чертеже редуктора, показывают: основной вид – развертку по осям валов, внешние виды спереди, сверху и сбоку, а также ряд сечений.

Известно, что при изображении изделий в масштабе уменьшения, размеры деталей и их соотношения конструктор воспринимает в искаженном виде. Поэтому конструктивную проработку изделия и чертеж редуктора – его главный вид – выполняют в масштабе 1:1.

Наиболее простые внешние виды допустимо изображать в масштабе уменьшения (1:2). Сечения и выносные элементы, относящиеся к этим видам, выполняют в масштабе 1:1 или в масштабе увеличения (2:1, 4:1).

При выполнении курсового проекта учащийся должен отчетливо представлять себе не только конструкцию и взаимодействие деталей, но и назначение отдельных конструктивных элементов.

На сборочных чертежах рабочего проекта стандартами ЕСКД рекомендовано ряд деталей изображать упрощенно, например, подшипники качения, детали резьбовых соединений. *В учебных проектах такие упрощения недопустимы.* В связи с этим подшипники качения изображают в разрезе и вычерчивают их по правилам, приведенным в гл. 6 (см. рис. 6.33).

При вычерчивании резьбовых соединений обязательно следует показывать зазоры между стержнем болта (винта, шпильки) и отверстием детали, запасы резьбы и запасы глубины сверления (рис. 18.11).

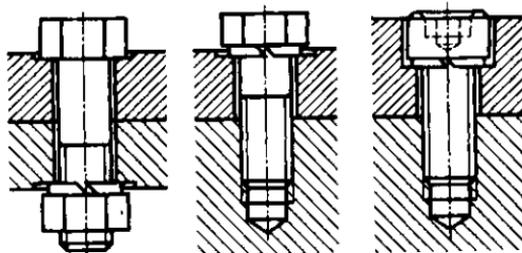


Рис. 18.11

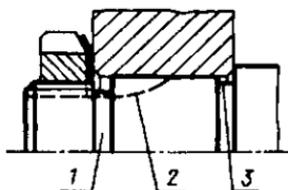


Рис. 18.12

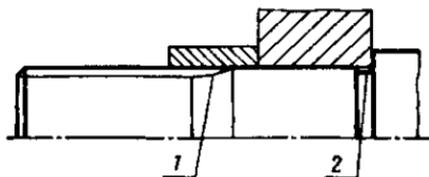


Рис. 18.13

На изображениях деталей следует показывать канавки для выхода инструмента (элементы 1 и 3 на рис. 18.12, 2 на рис. 18.13), а также след инструмента на выходе при фрезеровании пазов, шлицев и зубьев (элемент 2 на рис. 18.12 и элемент 1 на рис. 18.13).

В правом нижнем углу сборочного чертежа помещают основную надпись (см. рис. 18.2), в графах которой указывают:

1 – наименование сборочной единицы, а также наименование документа, например: *"Редуктор волновой. Сборочный чертеж"*;

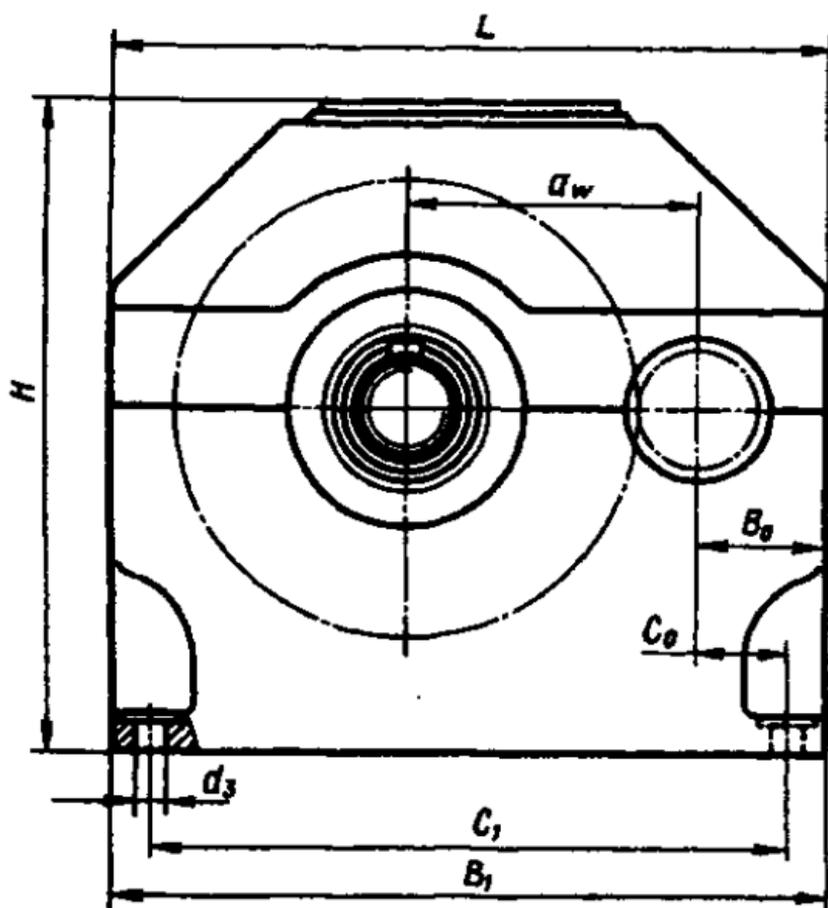
2 – обозначение сборочного чертежа, например:

ДМ 16-03.10.00 СБ;

3 – графу не заполняют.

Правила заполнения остальных граф приведены выше в разд. 18.2.

На сборочном чертеже редуктора, коробки передач приводят следующие данные (рис. 18.14):



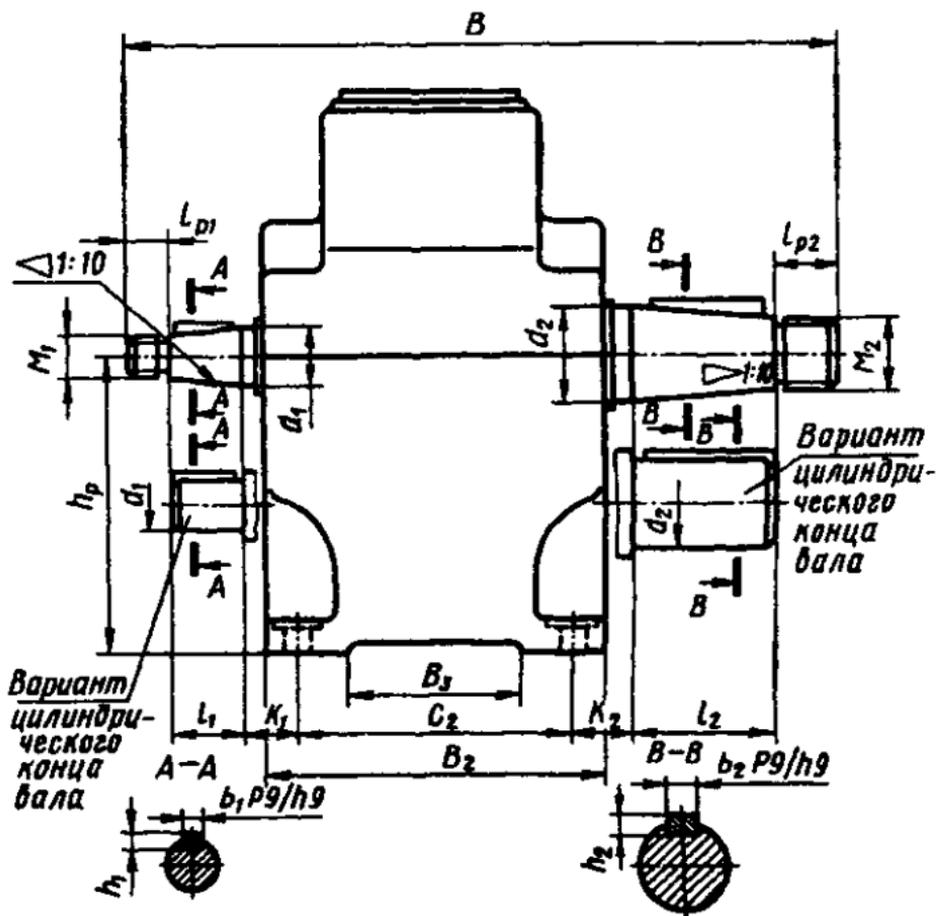


Рис. 18.14

- габаритные размеры: длину L , ширину B , высоту H ;
- размеры присоединительных поверхностей: выступающих концов валов и опорных поверхностей корпуса. К присоединительным размерам относят: диаметры d_1 , d_2 и длины l_1 , l_2 ; диаметры M_1 и M_2 резьб выступающих концов валов, размеры сечений $b \times h$ шпонок на них или обозначение шлицев; расстояния K_1 и K_2 от торцов упорных заплечиков (от начала конусной поверхности конических концов валов) до осей отверстий для крепления редуктора к плите или раме; диаметры d_3 и координаты C_0 , C_1 и C_2 этих отверстий; размеры B_1 , B_2 и B_3 базовых опорных плоскостей; расстояние h_p от осей валов до базовой опорной плоскости;

- основные расчетные параметры передач: межосевые расстояния a_n зубчатых, червячных передач; делительные диаметры конических колес: числа зубьев z_1 , z_2 и модуль m ; угол наклона зубьев; ширину зубчатого венца колеса;

- сопряженные размеры: диаметры и посадки на валах зубчатых и червячных колес, шкивов, полумуфт, подшипников, стаканов, втулок, центрирующих поверхностей крышек подшипников; обозначения шлицевых соединений; размеры и посадки резьбовых соединений и др.;

- техническую характеристику изделия, например, редуктора:

1. Вращающий момент на выходном валу, Н · м	...
2. Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	...
3. Общее передаточное число	...
4. Степень точности изготовления передачи (зубчатой, червячной, волновой и др.)	...
5. Коэффициент полезного действия	... "

- технические требования к изделию, например, редуктору:

"1. Необработанные поверхности литых деталей, находящиеся в масляной ванне, красить маслостойкой красной эмалью

2. Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ-115 ГОСТ6465-76.

3. Зазор A обеспечить установкой необходимого количества дет. поз. ...

4. Плоскость разъема покрыть тонким слоем герметика УТ-34 ГОСТ 24285-80 при окончательной сборке

5. Радиальная консольная нагрузка на валу, не более:

входном	... Н;
выходном	... Н''.

Кроме того, на сборочном чертеже (редуктора, коробки передач) показывают номера позиций сборочных единиц и деталей. Номера позиций приводят на полках, расположенных параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения. Их группируют в строчку или колонку по возможности на одной горизонтали или вертикали.

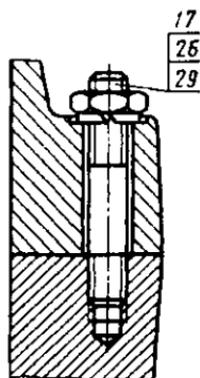


Рис. 18.15

Номера позиций наносят на чертеже один раз.

Допустимо делать общую линию-выноску с вертикальным расположением номеров позиций для группы крепежных изделий, относящихся к одному и тому же месту крепления (рис. 18.15).

Шрифт номеров позиций должен быть на один-два размера больше, чем шрифт, принятый для размерных чисел на том же чертеже.

Номерами позиций от 1 до 9 обозначают сборочные единицы, входящие в состав редуктора, коробки передач (червячное колесо в сборе, корпус сварной, маслоуказатель сборный и др.).

Номерами позиций от 11 до 99 обозначают детали и стандартные изделия.

18.6. Оформление чертежа общего вида

Для полной информации о всем изделии в целом (например, приводе конвейера), его эксплуатационной характеристике, основных размерах, взаимной связи отдельных сборочных единиц и деталей, о присоединительных поверхностях и их размерах составляют чертеж общего вида.

Чертеж общего вида выполняют в масштабе уменьшения (1:2,5; 1:4; 1:5) в трех проекциях.

Чертеж должен легко восприниматься. Его не надо загромождать мелкими деталями и элементами узлов – сборочные единицы и детали изображают на чертеже упрощенно. Винты и гайки показывают осевыми линиями, кроме тех, которыми отдельные узлы

крепят к плите (раме), а плиту – к полу, потолку, цеховой колонне и др. Так как обычно все болты для крепления плиты (рамы) к полу цеха одинаковые, вычерчивают только один болт, а положение остальных показывают осевыми линиями. Так же изображают и болты для крепления сборочных единиц к плите (раме) привода.

В правом нижнем углу чертежа общего вида помещают основную надпись (см. рис. 18.2), в графах которой указывают:

1 – наименование всего изделия в сборе, а также наименование документа, например: *"Привод ленточного конвейера. Чертеж общего вида"*;

2 – обозначение чертежа общего вида, например: *ДМ16-03.00.00 В0*;

3 – графу не заполняют.

Правила заполнения остальных граф приведены выше в разд. 18.2.

Чертеж общего вида изделия должен содержать:

- изображение изделия;
- полное или частичное изображение устройства, к которому крепят изделие;

- габаритные размеры: длину, ширину и высоту;
- присоединительные и монтажные размеры (размеры опорных поверхностей, диаметры и координаты крепежных отверстий, зазоры между торцами деталей, расстояние между осями сборочных единиц и др.);

- технические требования, в которых записывают основные данные, выполнение которых обеспечивает достижение показателей качества изделия в условиях эксплуатации (требования к точности монтажа, допускаемым нагрузкам);

- техническую характеристику, в которой приводят основные показатели изделия в соответствии с установленными техническим заданием.

Например, для привода цепного конвейера, в состав которого входят электродвигатель и редуктор, соединяющая концы их валов упругая муфта, а также приводной вал с тяговыми звездочками, вращающий момент на который передают с выходного вала редуктора с помощью цепной передачи:

Технические требования

1. Смещения валов электродвигателя и редуктора **не более:**

осевое	... мм;
радиальное	... мм;
угловое	... мм/мм.

2. Радиальная консольная нагрузка на выходном валу **редуктора**

не более	... Н.
----------	--------

Техническая характеристика

1. Окружная сила на тяговых звездочках, Н	...
2. Скорость движения тяговой цепи, м/с	...
3. Общее передаточное число привода	...
4. Мощность электродвигателя, кВт	...
5. Частота вращения вала электродвигателя, мин ⁻¹	...

Номерами позиций от 1 до 9 на полках линий-выносок обозначают сборочные единицы, входящие в состав всего изделия в целом (для привода: редуктор, приводной вал, рама сварная, муфта нестандартная).

Номерами позиций от 11 до 99 обозначают детали (плита) и стандартные изделия (электродвигатель, ремень, муфта стандартная, винты). На рис. 18.16 дан пример оформления чертежа привода цепного конвейера.

СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

19.1. Нормальные линейные размеры, мм (из ГОСТ 6636-69)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

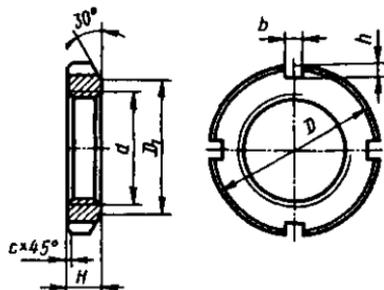
19.2. Значения допусков t , мм (из ГОСТ 25670-83)

Класс точности	Интервал размеров, мм					
	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 30	Св. 30 до 120	Св. 120 до 315	Св. 315 до 1000
Точный t_1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6
Средний t_2	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0	1,6
Грубый t_3	0,3	0,4	1,0	1,6	2,4	4,0
Очень грубый t_4	0,3	1,0	2,0	3,0	4,0	6,0

19.3. Значения допусков, мкм (из ГОСТ 25346-89)

Интервал размеров, мм	Квалитет														
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
» 6 » 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
» 10 » 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
» 18 » 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
» 30 » 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
» 50 » 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
» 80 » 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
» 120 » 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
» 180 » 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
» 250 » 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
» 315 » 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
» 400 » 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

19.4. Гайки круглые шлицевые класса точности А
(из ГОСТ 11871-88), мм

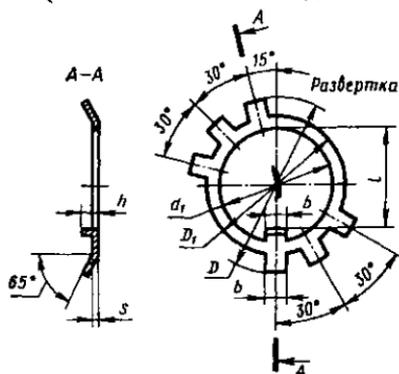


Резьба, $d \times P$	D	D_1	H	b	h	$c \leq$
M20×1,5*	34	26	8	6	2	1
M22×1,5	38	29	10		2,5	
M24×1,5*	42	31		8		
M27×1,5	45	35			3,5	
M30×1,5*	48	38		12		
M33×1,5	52	40	10		1,6	
M36×1,5*	55	42		15		10
M39×1,5	60	48	8		4	
M42×1,5*	65	52		12		3,5
M45×1,5	70	55	10		1,6	
M48×1,5*	75	58		15		10
M52×1,5	80	61	8		4	
M56×2,0*	85	65		12		3,5
M60×2,0	90	70	10		1,6	
M64×2,0*	95	75		15		10
M68×2,0	100	80	8		4	
M72×2,0*	105	85		12		3,5
M76×2,0	110	88	10		1,6	
M80×2,0*	115	90		15		10
M85×2,0	120	98	8		4	

Примечания: 1. Звездочкой "*" отмечены предпочтительные размеры. 2. Пример условного обозначения гайки с диаметром резьбы $d = 64$ мм, с мелким шагом и полем допуска резьбы $7H$, из углеродистой стали марки 35 (материал группы 05), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

"Гайка М64 × 2-7H. 05.05 ГОСТ 11871-88"

19.5. Шайбы стопорные многолапчатые, тип Н — нормальные
(из ГОСТ 11872-89), мм

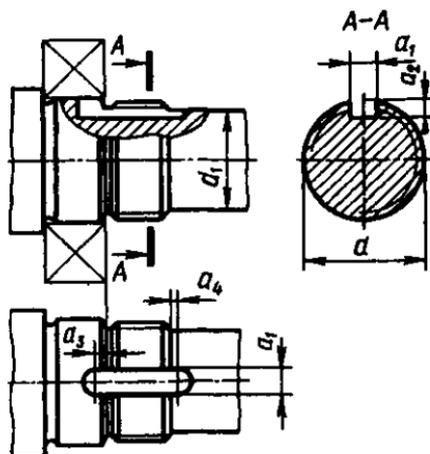


Резьба, $d \times P$	d_1	D	D_1	l	b	h^*	s
M20×1,5	20,5	36	27	17	4,8	6	1,0
M22×1,5	22,5	40	30	19			
M24×1,5	24,5	44	33	21			
M27×1,5	27,5	47	36	24	5,8	8	1,6
M30×1,5	30,5	50	39	27			
M33×1,5	33,5	54	42	30			
M36×1,5	36,5	58	45	33	7,8	10	1,6
M39×1,5	39,5	62	48	36			
M42×1,5	42,5	67	52	39			
M45×1,5	45,5	72	56	42	9,5	13	1,6
M48×1,5	48,5	77	60	45			
M52×1,5	52,5	82	65	49			
M56×2,0	57,0	87	70	53	9,5	13	1,6
M60×2,0	61,0	92	75	57			
M64×2,0	65,0	98	80	61			
M68×2,0	69,0	102	85	65	9,5	13	1,6
M72×2,0	73,0	107	90	69			
M76×2,0	77,0	112	95	73			
M80×2,0	81,0	117	100	76	9,5	13	1,6
M85×2,0	86,0	122	105	81			

Примечания: 1. Звездочкой "*" отмечено наибольшее значение.
2. Пример обозначения шайбы типа Н для гайки круглой шлицевой с резьбой М64 × 2, из стали марки 08кп (материал группы 01), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

"Шайба Н.64.01.05 ГОСТ 11872-89"

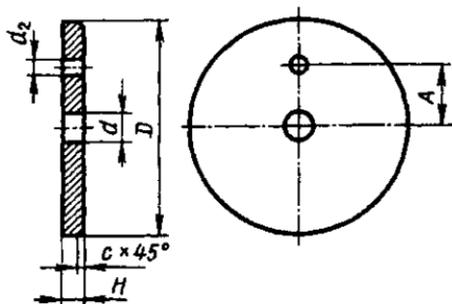
19.6. Паз под язычок стальной шайбы, мм



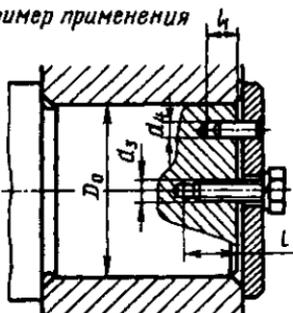
Резьба, $d \times P$	a_1	a_2	a_3	a_4	d_1
M20×1,5	6	2	3,5	1,0	16,5
M22×1,5	6	2	3,5	1,0	18,5
M24×1,5	6	2	3,5	1,0	20,5
M27×1,5	6	3	4,0	1,5	23,5
M30×1,5	6	3	4,0	1,5	26,5
M33×1,5	6	3	4,0	1,5	29,5
M36×1,5	6	3	4,0	1,5	32,5
M39×1,5	6	3	4,0	1,5	35,5
M42×1,5	8	3	5,0	1,5	38,5
M45×1,5	8	3	5,0	1,5	41,5
M48×1,5	8	3	5	1,5	44,5
M52×1,5	8	3	5	1,5	48,0
M56×2,0	8	3	5	1,5	52,0
M60×2,0	8	3	6	1,5	56,0
M64×2,0	8	3	6	1,5	60,0
M68×2,0	8	3	6	1,5	64,0
M72×2,0	10	5	6	1,5	68,0
M76×2,0	10	5	6	1,5	72,0
M80×2,0	10	5	6	2,0	75,0
M85×2,0	10	5	6	2,0	80,0

19.7. Шайбы концевые (из ГОСТ 14734-69), мм

Шайба



Пример применения

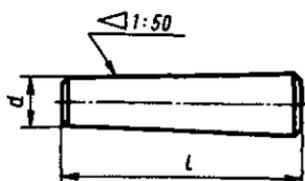


Обозначение шайбы	D	H	A	d	d_2	c	D_0	d_3	d_4	l	l_1	Болт*	Штифт**
7019-0623	32		9				24-28						
7019-0625	36		10				28-32						
7019-0627	40	5	10	6,6	4,5	1,0	32-36	M6	4K7	18	12	M6×16	4m6×12
7019-0629	45		12				36-40						
7019-0631	50		16				40-45						
7019-0633	56		16				45-50						
7019-0635	63		20				50-55						
7019-0637	67		20				55-60						
7019-0639	71	6	25	9,0	5,5	1,6	60-65	M8	5K7	22	16	M8×20	5m6×16
7019-0641	75		25				65-70						
7019-0643	85		28				70-75						

Примечания: 1. Болт по ГОСТ 7798-70 отмечен звездочкой "*".
 2. Штифт по ГОСТ 3128-70 отмечен двумя звездочками "**". 3. Пример условного обозначения концевой шайбы $D = 50$ мм:

"Шайба 7019-0631 ГОСТ 14734-69".

19.8. Штифты конические, исполнение 2, класс точности В
(из ГОСТ 3129-70), мм



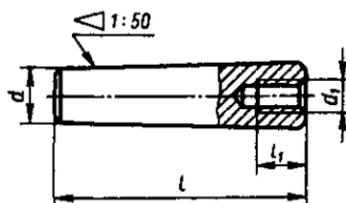
d	6	8	10	12
l	20 – 110	25 – 140	30 – 180	36 – 220

Примечания: 1. Длину l (мм) штифта выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85.

2. Пример условного обозначения конического штифта $d = 10$ мм, $l = 50$ мм, без покрытия:

"Штифт 2.10 × 50 ГОСТ 3129-70"

19.9. Штифты конические с внутренней резьбой, исполнение 2,
класс точности В (из ГОСТ 9464-79), мм



d	6	8	10	12
d_1	M4	M5	M6	M8
l_1	6	8	10	12
l	16 – 60	18 – 80	22 – 100	26 – 120

Примечания: 1. Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. 19.8.

Пример условного обозначения конического штифта с внутренней резьбой и размерами $d = 10$ мм, $l = 60$ мм, без покрытия:

"Штифт 2.10 × 60 ГОСТ 9464-79"

19.10. Штифты цилиндрические, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 3128-70), мм

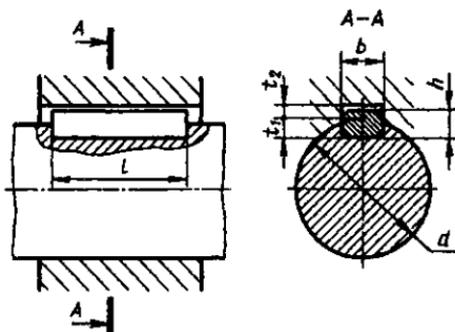


d	6	8	10	12	16
c	1,2	1,6	2	2,5	3
l	12 – 120	16 – 160	20 – 160	25 – 160	30 – 280

Примечания: 1. Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. 19.8. 2. Предельные отклонения диаметра d – по т6 (h8, h11). 3. Пример условного обозначения цилиндрического штифта $d = 10$ мм, $l = 60$ мм, без покрытия:

"Штифт 2 10 × 60 ГОСТ 3128-70"

19.11. Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78), мм



Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки s	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	0,25 – 0,4	3	2,3	10 – 56
» 17 » 22	6	6		3,5	2,8	14 – 70
» 22 » 30	8	7		4	3,3	18 – 90
» 30 » 38	10	8	0,4 – 0,6	5	3,3	22 – 110
» 38 » 44	12	8		5	3,3	28 – 140
» 44 » 50	14	9		5,5	3,8	36 – 160
» 50 » 58	16	10		6	4,3	45 – 180
» 58 » 65	18	11		7	4,4	50 – 200

Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки s	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
» 65 » 75	20	12	0,6 – 0,8	7,5	4,9	56 – 220
» 75 » 85	22	14		9	5,4	63 – 250
» 85 » 95	25	14		9	5,4	70 – 280

Примечания: 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280. 2. Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм:

"Шпонка 18 × 11 × 80 ГОСТ 23360-78"

19.12. Соединения шлицевые прямобоочные (из ГОСТ 1139-80) (см. рис. 5.2)

Основные параметры	d , мм														
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92

Легкая серия

D , мм	—	—	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z	—	—	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b , мм	—	—	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f , мм	—	—	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Средняя серия

D , мм	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b , мм	5	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f , мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Основ- ные пара- метры	<i>d</i> , мм														
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92

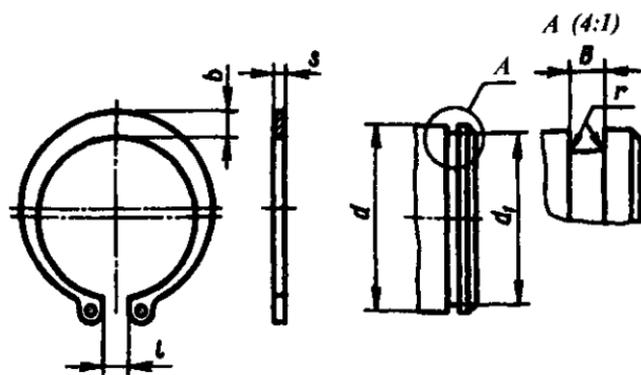
Тяжелая серия

<i>D</i> , мм	23	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
<i>z</i>	10	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	20
<i>b</i> , мм	3	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
<i>f</i> , мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

**19.13. Соединения шлицевые эвольвентные (из ГОСТ 6033–80)
(см. рис. 5.3)**

Мо- дуль <i>m</i> , мм	Номинальный диаметр <i>D</i> , мм																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
	Число зубьев <i>z</i>																
1,25	14	18	22	26	30	34	38										
2,0			16	18	21	24	26	28	31	34	36	38					
3,0							17	18	20	22	24	25	27	28	30	32	
5,0													15	16	18	18	

19.14. Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические (из ГОСТ 13942–86) и канавки для них, мм

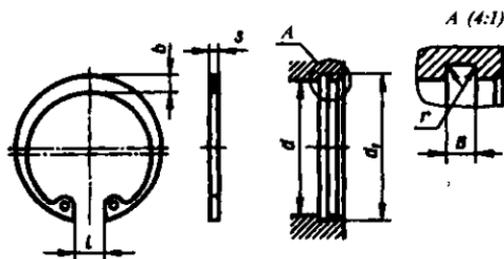


Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	r	s	b	l	Допускаемая осевая сила, кН
20	18,6	1,4	0,1	1,2	2,6	3	10,6
22	20,6				2,8		11,7
23	21,5				2,9		12,7
24	22,5				3,0		13,7
25	23,5				3,0		14,2
26	24,5				3,1		14,9
28	26,5				3,2		16
29	27,5				3,4		16,7
30	28,5				3,5		17,1
32	30,2				3,6		22
34	32,2	3,8	22,3				
35	33	1,9	0,2	1,7	3,9	6	26,7
36	34				4,0		27,4
37	35				4,1		28,2
38	36				4,2		29
40	37,5				4,4		39
42	39,5				4,5		40
45	42,5				4,7		42,9
46	43,5				4,8		43,9
48	45,5				5,0		45,7

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	r	s	b	l	Допускаемая осевая сила, кН
50	47	2,2	0,2	2	5,1	6	57
52	49				5,2		59,4
54	51				5,3		61,7
55	52				5,4		62,9
56	53				5,5		64
58	55				5,6		66,4
60	57				5,8		68,8
62	59	6,0	71,1				
65	62	2,8	0,3	2,5	6,3		74,7
68	65				6,5		78,2
70	67				6,6	80,6	
72	69				6,8	82,9	
75	72				7,0	86,4	

Примечание. Пример обозначения кольца для вала $d = 30$ мм:
"Кольцо 30 ГОСТ 13942-86"

19.15. Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические (из ГОСТ 13943-86) и канавки для них, мм



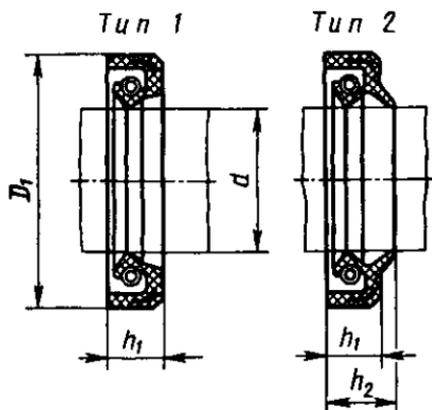
Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	r	s	b	l	Допускаемая осевая сила, кН
40	42,5	1,9	0,2	1,7	3,9	12	40,4
42	44,5				4,1		43
45	47,5				4,2		45,2
46	48,5				4,3	14	46
47	49,5				4,4		47,2
48	50,5				4,5		48,2
50	53				4,6		60,7
52	55				4,7	16	62,9
54	57				4,8		64,7

Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	r	s	b	l	Допускаемая осевая сила, кН
55	58	1,9	0,2	1,7	5,0	16	66,4
56	59				5,1		67,5
58	61				5,2		69,6
60	63				5,4		72,5
62	65				5,5		74,7
65	68				5,8		78,2
68	71				6,1		81,7
70	73				6,2		84,2
72	75				6,4		86,1
75	78				6,6		90
78	81	2,2	2	2	6,8	18	93,5
80	83,5				7,0		112
82	85,5				7,0		115
85	88,5				7,2	119	
88	91,5				7,4	123	
90	93,5				7,6	126	
92	95,5				7,8	129	
95	98,5				8,1	133	
98	101,5				8,3	137	
100	103,5				8,4	139	
102	106	2,8	0,3	2,5	8,5	22	163
105	109				8,7		168
108	112				8,9		173
110	114				9,0		176
112	116				9,1		179
115	119				9,3		183
120	124				9,7		191
125	129				10		197
130	134				10,2		207

Примечание. Пример обозначения кольца для отверстия $d = 50$ мм:

"Кольцо 50 ГОСТ 13943-86"

**19.16. Манжеты резиновые армированные для валов
(из ГОСТ 8752-79), мм**



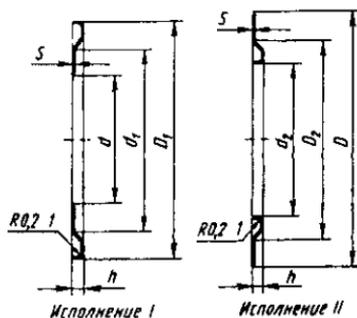
Диаметр вала, d	D_1		h_1	h_2	Диаметр вала, d	D_1		h_1	h_2
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
20	40	35	8	12	42	62	65	10	14
		37				68			
		38				65			
		42	10	14					
21	40	37	8	12	45	65	62	10	14
		42	10	14	70				
22		35	8	12	48		65		
		42	10	14	50	70	72		
24	45							75	
								80	12
25	42	40	8	12	52	75	72	10	14
		45	10	14			80	12	16
26	45	40	8	12			55	80	75
		47			82	12			16
28	-	45	10	14	56	80			-
		47			58		75	10	14
		50					82	12	16
30	52	45	10	14	60	85	80	10	14
		47					82		
		50							
32	58	45			62		80		
		50					82		

Диаметр вала, d	D_1		h_1	h_2	Диаметр вала, d	D_1		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	
35	58	47	10	14	62	-	85	10	12
		50			90	-	10	12	
		55			95	-	-	-	
		57			90	-	-	-	
36		52			68	-	90	12	16
		55							
38	58	55	10	14	68	-	95	12	16
		60			70	95	100	-	-
		62			71	95	-	10	14
40	60	55	10	14	75	100	-	-	-
		58					102	12	16
		62					-	-	-

Примечания: 1. 95 %-ный ресурс – не менее 3000 ч. 2. Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d = 50$ мм с наружным диаметром $D_1 = 70$ мм из резины 3-й группы (на основе нитрильного синтетического каучука):

"Манжета 1-50 × 70-3 ГОСТ 8752-79"

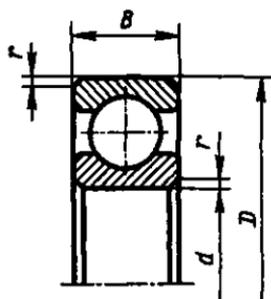
19.17. Шайбы стальные уплотнительные, мм



Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение I			Исполнение II		
d	D	s	h	D_1	d	d_1	d_2	D	D_2
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37
	52			44,8			27,2		40

Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение I			Исполнение II			
d	D	s	h	D_1	d	d_1	d_2	D	D_2	
25	52	0,3	2,5	47	25	36	31,5	52	42	
	62			54,8		40	32,2	62	47	
30	62			56,2	30	44	36,3	62	47	
	72			64,8		48	37,2	72	56	
35	72			35	3	64,8	48	43	72	56
	80					70,7	54	45	80	65
40	80		40	3	72,7	40	57	48	80	62
	90				80,5		60	51	90	70
45	85		45	3	77,8	45	61	53	85	68
	100				90,8		75	56	100	80
50	90	50	3	82,8	50	67	57,5	90	73	
	110			98,9		80	62	110	86	
55	100	55	3	90,8	55	75	64,5	100	80	
	120			108,0		89	67	120	93	
60	110	60	3	100,8	60	85	70	110	85	
	130			117,5		95	73	130	102	
65	120	65	3	110,5	65	90	74,5	120	95	
	140			127,5		100	76,5	140	110	
70	125	0,3	3,5	115,8	70	95	79,5	125	102	
	150	0,5		137,0		110	82,6	150	120	
75	130	0,5	3,5	120,5	75	100	85	130	105	
	160			147,0		110	87,2	160	125	

19.18. Подшипники шариковые радиальные однорядные
(из ГОСТ 8338-75)



Легкая серия

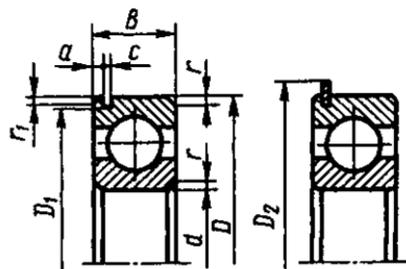
Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
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

Средняя серия

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	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	61,8	36,0
311	55	120	29	3	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	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5

Примечание. Пример обозначения подшипника 209:
 "Подшипник 209 ГОСТ 8338-75"

19.19. Подшипники шариковые радиальные однорядные с канавкой под упорное пружинное кольцо (из ГОСТ 2893-82)



Легкая серия

Обозначение	Размеры, мм				
	d	D_1	D_2	a	c
50204	20	44,6	52,7	2,46	1,4
50205	25	49,7	57,9	2,46	1,4
50206	30	59,6	67,7	3,28	1,9

Легкая серия

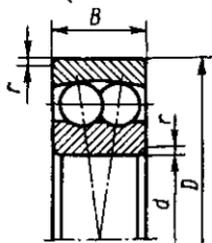
Обозначение	Размеры, мм				
	d	D_1	D_2	a	c
50207	35	68,8	78,6	3,28	1,9
50208	40	76,8	86,6	3,28	1,9
50209	45	81,8	91,6	3,28	1,9
50210	50	86,8	96,5	3,28	2,7
50211	55	96,8	106,5	3,28	2,7
50212	60	106,8	116,6	3,28	2,7
50213	65	115,2	129,7	4,06	3,1
50214	70	120,2	134,7	4,06	3,1
50215	75	125,2	139,7	4,06	3,1

Средняя серия

Обозначение	Размеры, мм				
	d	D_1	D_2	a	c
50304	20	49,7	57,9	2,46	1,4
50305	25	59,6	67,7	3,28	1,9
50306	30	68,8	78,6	3,28	1,9
50307	35	76,8	88,6	3,28	1,9
50308	40	86,8	96,5	3,28	2,7
50309	45	96,8	106,5	3,28	2,7
50310	50	106,8	116,6	3,28	2,7
50311	55	115,2	129,7	4,06	3,1
50312	60	125,2	139,7	4,06	3,1
50313	65	135,2	149,7	4,9	3,1
50314	70	145,2	159,7	4,9	3,1
50315	75	155,2	169,7	4,9	3,1

Примечания: 1. $r_1 = 0,5 - 0,8$ мм. 2. Значения D , B , r , C_r и C_{0r} следует принимать по табл. 19.18 для соответствующего размера подшипника.

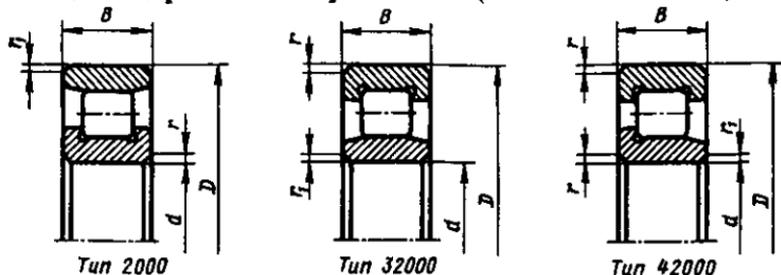
19.20. Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (из ГОСТ 28428-90)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры					
							e	$R_a/R_r \leq e$		$R_a/R_r > e$		Y_0
	d	D	B	r	C_r	C_{or}		X	Y	X	Y	
Легкая серия												
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,27	1	0,65	2,31	3,57	2,42
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,4	0,27			2,32	3,6	2,44
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,2	0,24			2,58	3,99	2,7
1207	35	72	17	2	16,0	6,95	0,23			2,74	4,24	2,87
1208	40	80	18	2	19,3	8,8	0,22			2,87	4,44	3,01
1209	45	85	19	2	22,0	10,0	0,21			2,97	4,6	3,11
1210	50	90	20	2	22,8	11,0	0,21			3,13	4,85	3,28
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,2			3,2	5,0	3,39
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,19			3,4	5,27	3,57
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17			3,7	5,73	3,88
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18			3,5	5,43	3,68
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,18			3,6	5,57	3,77
Средняя серия												
1304	20	52	15	2	12,5	4,4	0,29	1	0,65	2,17	3,35	2,27
1305	25	62	17	2	18,0	6,7	0,28			2,26	3,49	2,36
1306	30	72	19	2	21,2	8,5	0,26			2,46	3,80	2,58
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,25			2,57	3,98	2,69
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,23			2,61	4,05	2,74
1309	45	100	25	2,5	38,0	17,0	0,25			2,54	3,93	2,66
1310	50	110	27	3	41,5	19,3	0,24			2,68	4,14	2,80
1311	55	120	29	3	51,0	24,0	0,23			2,70	4,17	2,82
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,23			2,80	4,33	2,93
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,23			2,79	4,31	2,92
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22			2,81	4,35	2,95
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22			2,84	4,39	2,97

Примечание. Пример обозначения подшипника 1210:
 "Подшипник 1210 ГОСТ 28428-90"

19.21. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ 8328-75)

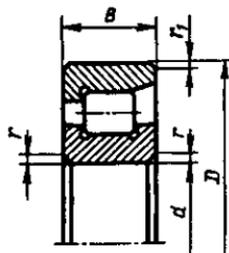


Обозначение	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН			
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>s</i> [*]	<i>C</i> _r	<i>C</i> _{ir}		
Легкая серия										
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	1,6	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
Средняя серия										
2304	32304	42304	20	52	15	2	2	1,0	20,5	10,4
2305	32305	42305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	2,5	2,5	1,1	56,1	32,5
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	1,1	72,1	41,5
2310	32310	42310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0

Примечания: 1. *s*^{*} – допустимое осевое смещение колец из среднего положения. 2. Пример обозначения подшипника 2207:

"Подшипник 2207 ГОСТ 8328-75"

10.22. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце (из ГОСТ 8328-75)

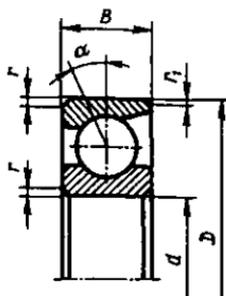


Обозначение	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>s</i> [*]	<i>C</i> _r	<i>C</i> _{nr}
Легкая серия								
12204	20	47	14	1,5	1	1	14,7	7,35
12205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
12206	30	62	16	1,5	1	1,0	22,4	12,0
12207	35	72	17	2	1	1,1	31,9	17,6
12208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
12209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
12210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
12211	55	100	21	2,5	2	1,6	56,1	34,0
12212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
12213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
12214	70	125	24	2,5	2,5	1,2	79,2	51,0
12215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3	63,0
Средняя серия								
12304	20	52	15	2	2	1,0	20,5	10,4
12305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
12306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
12307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
12308	40	90	23	2,5	2,5	1,0	56,1	32,5
12309	45	100	25	2,5	2,5	1,1	72,1	41,5
12310	50	110	27	3	3	1,6	88,0	52,0
12311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
12312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
12313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
12314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
12315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0

Примечания: 1. *s*^{*} – допустимое осевое смещение колец из среднего положения. 2. Пример обозначения подшипника 12207:

"Подшипник 12207 ГОСТ 8328-75"

19.23. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75)

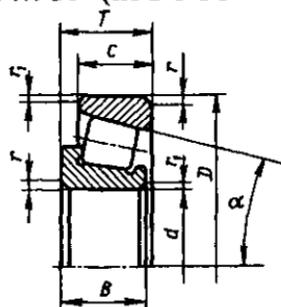


Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i> _r	<i>C</i> _{0r}	<i>C</i> _r	<i>C</i> _{0r}
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	2,5	1,2	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	2,5	1,2	—	—	78,4	53,8
Средняя серия										
—	46304	20	52	15	2	1	—	—	17,8	9,0
—	46305	25	62	17	2	1	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	2	1	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	2,5	1,2	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	2,5	1,2	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	3	1,5	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	3	1,5	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	3,5	2	—	—	100,0	65,3
—	46313	65	140	33	3,5	2	—	—	113,0	75,0
—	46314	70	150	35	3,5	2	—	—	127,0	85,3

Примечания: 1. Параметры подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$ (тип 36200К6) см. [10]. 2. Пример обозначения подшипника 36209:

"Подшипник 36209 ГОСТ 831-75"

**19.24. Подшипники роликовые конические однорядные
повышенной грузоподъемности
 $\alpha = 12 \dots 16^\circ$ (из ГОСТ 27365-87)**



Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	T _{наиб}	B	c	r	r ₁	C _r	C _{0r}	e	Y	Y ₀
Легкая серия												
7204A	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,7	0,9
7205A	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,6	0,9
7206A	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38,0	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210A	50	90	22	20	17	2	0,8	70,4	55,0	0,43	1,4	0,8
7211A	55	100	23	21	18	2,5	0,8	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3	70,0	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5	0,8
7214A	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119,0	89,0	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5	25	22	2,5	0,8	130,0	100,0	0,43	1,4	0,8
Средняя серия												
7304A	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20,0	0,3	2,00	1,1
7305A	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28,0	0,3	2,00	1,1
7306A	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	1,9	1,1
7308A	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,7	0,9
7310A	50	110	29,5	27	23	3	1	117,0	90,0	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32	29	25	3	1	134,0	110,0	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161,0	120,0	0,35	1,7	0,9
7313A	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183,0	150,0	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209,0	170,0	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229,0	185,0	0,35	1,7	0,9

Примечание. Пример обозначения подшипника 7206A:
"Подшипник 7206A ГОСТ 27365-87"

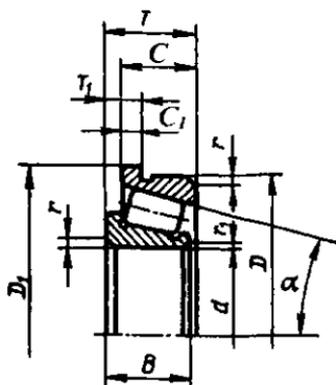
**19.25. Подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности, $\alpha \approx 29^\circ$
(из ГОСТ 27365–87) (обозначения по рис. к табл. 19.24)**

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	$T_{\text{наиб}}$	B	c	r	r_1	C_r	C_{0r}	e	γ	γ_0
1027305A	25	62	18,5	17	13	2	0,8	35,8	23,2	0,83	0,72	0,4
1027306A	30	72	21	19	14	2	0,8	44,6	29,0			
1027307A	35	80	23	21	15	2,5	0,8	57,2	39,0			
1027308A	40	90	25,5	23	17	2,5	0,8	69,3	54,0			
1027309A	45	100	27,5	25	18	2,5	0,8	85,8	60,0			
1027310A	50	110	29,5	27	19	3	1	99,0	72,5			
1027311A	55	120	32	29	21	3	1	114,0	80,0			
1027312A	60	130	34	31	22	3,5	1,2	134,0	96,5			
1027313A	65	140	36,5	33	23	3,5	1,2	154,0	112,0			
1027314A	70	150	38,5	35	25	3,5	1,2	176,0	127,0			
1027315A	75	160	40,5	37	26	3,5	1,2	194,0	143,0			

Примечание. Пример обозначения подшипника 1027308A:

"Подшипник 1027308A ГОСТ 27365–87"

19. 26. Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце.
Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365–87)



D	D ₁	C ₁ для конструктивной разновидности подшипников		
		7200A	7300A	1027300A
47	51	3,0	3,0	—
52	57	3,5	3,5	—
62	67	3,5	4,0	4,0
72	77	4,0	4,0	4,0
80	85	4,0	4,5	4,5
85	90	4,0	—	—
90	95	4,0	4,5	4,5
100	106	4,5	5,0	5,0
110	116	4,5	5,0	5,0
120	127	4,5	5,5	5,5
125	132	5,0	—	—
130	137	5,0	5,5	5,5
140	147	5,0	6,0	6,0
150	158	5,0	7,0	7,0
160	168	6,0	7,0	7,0

Примечания: 1. $T_1 = T - C + C_1$. 2. Другие параметры подшипников см. табл. 19.24 и 19.25.

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение								
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081 и		
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}
71A, B		19	40	273			170	90	45	7
80A		22	50	297	6	6	190	100	50	10
80B				321						
90L		24		337			210	125	56	
100S	2, 4,	28	60	360	8	7	240	112	63	12
100L	6, 8			391						
112M		32	80	435	10	8	246	140	70	
132S	4, 6, 8	38		460			288		89	
132M	2, 4, 6, 8			498						
160S	2	42	110	630	12		334	178	108	
	4, 6, 8	48			14					9
160M	2	42		660	12	8		210		
	4, 6, 8	48		14	9					
180S	2	48		630	14	9	375	203	121	
	4	55			16	10				
180M	2	48		680	14	9		241		
	4, 6, 8	55			16	10				

Примечание. См. рис. на стр. 507.

ИМ2081				ИМ2081 и ИМ3081						ИМ3081		
b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}	h_{17}		
112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117		
125	80	10	205							125		
140	90	11	225	4	12	215	15	250	180	135		
160	100	12	247		14					147		
190	112		285		16					265	300	230
216	132	13	325		18					300	19	350
254	160	18	385	5	15	225						
279	180	20	448	18	350	400	300	260				

**19.28. Технические данные двигателей серии АИР
(числитель – тип, знаменатель – асинхронная частота
вращения, мин⁻¹)**

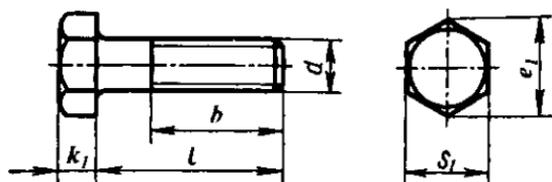
Мощность <i>P</i> , кВт	Синхронная частота, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,37	–	–	71A6/915	–
0,55	–	71A4/1357	71B6/915	–
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/920	90LA8/705
1,1	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/715
1,5	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,2	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716
5,5	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,5	112M2/2895	132S4/1440	132M6/960	160S8/727 ³
11	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970 ⁴	160M8/727 ³
15	160S2/2910 ¹	160S4/1455 ²	160M6/970 ⁵	180M8/731
18,5	160M2/2910 ¹	160M4/1455 ²	180M6/980 ³	–
22	180S2/2919 ¹	180S4/1462 ³	–	–
30	180M2/2925 ¹	180M4/1470 ¹	–	–

Примечания: 1. Отношение максимального вращающего момента к номинальному $T_{\max}/T=2,2$; для отмеченных знаками: ¹ – $T_{\max}/T=2,7$; ² – $T_{\max}/T=2,9$; ³ – $T_{\max}/T=2,4$; ⁴ – $T_{\max}/T=2,5$; ⁵ – $T_{\max}/T=2,6$.

2. Пример обозначения двигателя:

"Двигатель АИР100L2 ТУ 16-525.564-84"

19.29. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В (из ГОСТ 7796-70), мм

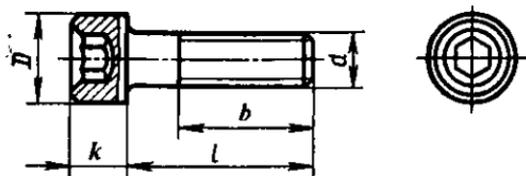


d	S_1	e_1	k_1	l	b
8	12	13,1	5	8 – 100	$b = l$ при $l \leq 25$ $b = 22 \gg l \geq 30$
10	14	15,3	6	10 – 200	$b = l$ при $l \leq 30$ $b = 26 \gg l \geq 35$
12	17	18,7	7	14 – 260	$b = l$ при $l \leq 30$ $b = 30 \gg l \geq 35$
16	22	23,9	9	20 – 300	$b = l$ при $l \leq 30$ $b = 30 \gg l \geq 35$
20	27	29,6	11	25 – 300	$b = l$ при $l \leq 40$ $b = 38 \gg l \geq 45$
24	32	35,0	13	35 – 300	$b = l$ при $l \leq 50$ $b = 46 \gg l \geq 55$

Примечания: 1. В порядке понижения точности изготовления различают болты классов точности А, В и С. 2. Размер l (мм) в указанных пределах брать из ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300. 3. Пример условного обозначения болта диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 6g, класса прочности 5.8, с цинковым покрытием (01) толщиной 6 мкм, хромированным:

"Болт М12-6g × 60 58 016 ГОСТ 7796-70"

19.30. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А (из ГОСТ 11738-84), мм

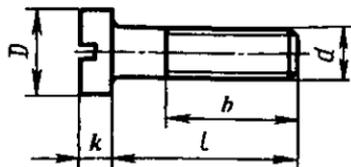


d	D	k	l	b
6	10	6	10 – 50	$b = l$ при $l \leq 30$ $b = 24$ » $l \geq 35$
8	13	8	12 – 80	$b = l$ при $l \leq 35$ $b = 28$ » $l \geq 40$
10	16	10	14 – 100	$b = l$ при $l \leq 40$ $b = 32$ » $l \geq 45$
12	18	12	20 – 130	$b = l$ при $l \leq 45$ $b = 36$ » $l \geq 50$
16	24	16	25 – 160	$b = l$ при $l \leq 55$ $b = 44$ » $l \geq 60$
20	30	20	30 – 220	$b = l$ при $l \leq 65$ $b = 52$ » $l \geq 70$

Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенного в табл. 19.29. 2. Пример условного обозначения винта с диаметром резьбы $d = 10$ мм, с полем допуска резьбы 6g, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 6.8, без покрытия:

"Винт М10-6g × 60.68 ГОСТ 11738-84"

19.31. Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В (из ГОСТ 1491-80), мм

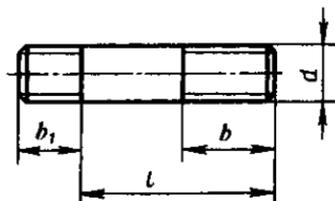


d	D	k	l	b	d	D	k	l	b
6	10	3,9	8 – 60	28*; 18	12	18	7	20 – 100	46*;
8	13	5	12 – 80	34*; 22	16	24	9	30 – 100	58*;
10	16	6	20 – 100	40*; 26	20	30	11	40 – 120	70*;

Примечания: 1. Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенного в табл. 19.29. 2. Винты со стержнем длиной менее длины b резьбы изготовляют с резьбой по всей длине стержня. Предпочтительная длина резьбы обозначена звездочкой "*". 3. Пример условного обозначения винта с цилиндрической головкой класса точности А диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом и полем допуска резьбы 6g, длиной $l = 65$ мм, длиной резьбы $b = 46$ мм, класса прочности 5.6, с цинковым покрытием (01) толщиной 6 мкм, хромированным:

"Винт А.М12-6g × 65-46.56 016 ГОСТ 1491-80"

19.32. Шпильки классов точности А и В (из ГОСТ 22032-76 – ГОСТ 22039-76), мм



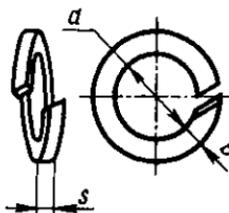
d	8	10	12	16	20
b_1	8, 10, 14, 16	10, 12, 16, 20	12, 15, 20, 24	16, 20, 25, 32	20, 25, 32, 40
l	b				
16	10	8	–	–	–
20	14	12	–	–	–
25	19	17	16	–	–
30	22	22	21	–	–

d	8	10	12	16	20
b_1	8; 10; 14; 16	10; 12; 16; 20	12; 15; 20; 24	16; 20; 25; 32	20; 25; 32; 40
l	b				
35	22	26	24	23	—
40	22	26	30	28	25
45	22	26	30	33	30
48	22	26	30	38	33
50	22	26	30	38	35
55	22	26	30	38	40
60—150	22	26	30	38	46

Примечания: 1. Размер l от 60 до 150 мм брать из ряда чисел: 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150. 2. Пример условного обозначения шпильки с ввинчиваемым концом длиной $b_1=1,25d$, диаметром резьбы $d=16$ мм, крупным шагом и полем допуска резьбы 6g, длиной $l=120$ мм, класса точности В, класса прочности 5.8, без покрытия:

"Шпилька М16-6g × 120.58 ГОСТ 22034-76"

19.33. Шайбы пружинные, тип Н – нормальные (из ГОСТ 6402-70), мм

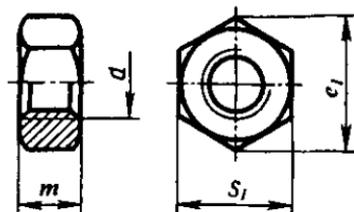


Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	d	$s = b$	Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки		
			d	$s = b$	
6	6,1	1,4	16	16,3	3,5
8	8,2	2,0	20	20,5	4,5
10	10,2	2,5	24	24,5	5,5
12	12,2	3,0			

Примечание. Пример условного обозначения нормальной пружинной шайбы для болта, винта, шпильки диаметром резьбы 12 мм из стали 65Г, без покрытия:

"Шайба 12 65Г ГОСТ 6402-70"

19.34. Гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности В (из ГОСТ 15521-70), мм

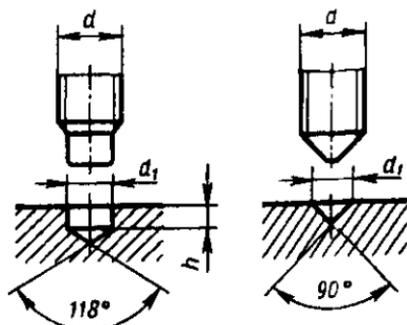


d	8	10	12	16	20	24
S_1	12	14	17	22	27	32
e_1	13,1	15,3	18,7	23,9	29,6	35
m	6,5	8	10	13	16	19

Примечание. Пример условного обозначения гайки с диаметром резьбы $d = 12$ мм, крупным шагом и полем допуска резьбы 6H, класса прочности 5, без покрытия:

"Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 15521-70".

19.35. Отверстия под концы установочных винтов (из ГОСТ 12415-80), мм



d	5	6	8	10	12
d_1	3,5	4,0	5,5	7,0	8,5
h	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

**19.36. Винты установочные с прямым шлицем
классов точности А и В:
с коническим концом, рис. 1 (из ГОСТ 1476-93);
с цилиндрическим концом, рис. 2 (из ГОСТ 1478-93), мм**

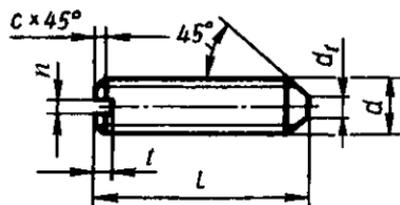


Рис. 1

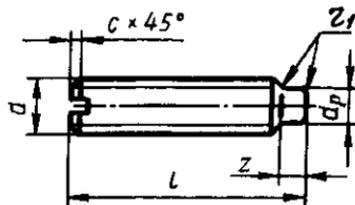


Рис. 2

Общие размеры				Рис. 1		Рис. 2			
d	n	t	c	d_t	l	d_p	$r_1 \leq$	z	l
5	0,8	1,6	1,0	0,5	5 – 25	3,5	0,3	2,75	8 – 25
6	1,0	2,0	1,0	1,5	6 – 30	4,0	0,4	3,25	8 – 30
8	1,2	2,5	1,6	2,0	8 – 40	5,5	0,4	4,3	10 – 40
10	1,6	3,0	1,6	2,5	10 – 50	7,0	0,5	5,3	12 – 50
12	2,0	3,6	1,6	3,0	12 – 60	8,5	0,6	6,3	12 – 60

Примечания: 1. Длину винта l (мм) выбирают из ряда: 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60. 2. Пример условного обозначения винта с цилиндрическим концом класса точности В, диаметром резьбы $d = 10$ мм, с полем допуска 6g, длиной $l = 25$ мм, класса прочности 14Н, без покрытия:

"Винт М10-6g × 25.14Н ГОСТ 1478-93"

19.37. Перечень стандартов на основные материалы деталей

Материал	Марка	ГОСТ
Сталь углеродистая обыкновенного качества	Ст0, Ст2, Ст3, Ст5, Ст6	380-94
Сталь углеродистая качественная	10, 15, 20, 30, 35, 45, 50	1050-88
Сталь рессорно-пружинная углеродистая и легированная	65, 70 60Г, 65Г, 60С2, 50ХФА	14959-79
Сталь легированная конструкционная	20Х, 35Х, 40Х, 18ХГТ, 35ХГФ, 20ХН, 40ХН, 12ХНЗА, 20Х2Н4А, 30ХГСА, 38Х2МЮА	4543-71
Сталь высоколегированная	20Х13, 12Х18Н9Т	5632-72
Сталь литейная конструкционная	25Л, 30Л, 35Л, 40Л, 35ГЛ, 40ХЛ, 20ХМА	977-88
Чугун	СЧ15, СЧ20, СЧ25	1412-85
Сплав алюминиевый	АК9ч(АЛ4), АК5М(АЛ5), АК7(АЛ7), АК7ч(АЛ9), АК12(АЛ2)	1583-93 (2685-75)
Бронза оловянная	БрО10Ф1, БрО5Ц5С5, БрО6Ц6С3	613-79
Бронза безоловянная	БрА9Ж3Л, БрА10Ж3Мц2, БрА10Ж4НЛ	493-79
Латунь	ЛЦ23А6Ж3Мц2, ЛЦ40Мц3Ж	17711-93
Резина техническая атмосферомаслостойкая и маслобензостойкая	АМС, МБС	7338-90
Картон прокладочный	А	9347-74
Текстолит конструкционный	ПТК, ПТ	5-78

19.38. Значения основных отклонений валов,

Интервалы размеров, мм	Обозначение основного						
	Верхнее отклонение es						
	c	d	e	f	g	h	js
	все						
Св. 3 до 6	-70	-30	-20	-10	-4	0	$\pm IT/2$
« 6 « 10	-80	-40	-25	-13	-5	0	
« 10 « 14	-95	-50	-32	-16	-6	0	
« 14 « 18							
« 18 « 24	-110	-65	-40	-20	-7	0	
« 24 « 30							
« 30 « 40	-120	-80	-50	-25	-9	0	
« 40 « 50	-130						
« 50 « 65	-140	-100	-60	-30	-10	0	
« 65 « 80	-150						
« 80 « 100	-170	-120	-72	-36	-12	0	
« 100 « 120	-180						
« 120 « 140	-200	-145	-85	-43	-14	0	
« 140 « 160	-210						
« 160 « 180	-230						
« 180 « 200	-240	-170	-100	-50	-15	0	
« 200 « 225	-260						
« 225 « 250	-280						

отклонения

Нижнее отклонение e_l

Квалитеты												
4-7	Св. 7	все										
k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	
+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35
+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42
+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50
									+39	+45	-	+60
+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73
							+41	+48	+55	+64	+75	+88
+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112
							+54	+70	+81	+97	+114	+136
+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172
					+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210
+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258
					+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310
+3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365
					+65	+100	+134	+199	+228	+280	+340	+415
					+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465
+4	0	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520
					+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575
					+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640

19.39. Рекомендуемые посадки в системе отверстия при

Основное отверстие	Основные отклонения						
	a	b	c	d	e	f	g
H5							$\frac{H5}{g4}$
H6						$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}; \frac{H7^*}{e8}$	$\frac{H7^*}{f7}$	$\frac{H7^*}{g6}$
H8			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8^*}{e8}$	$\frac{H8^*}{f7}; \frac{H8^*}{f8}$	
				$\frac{H8^*}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$	
H9				$\frac{H9^*}{d9}$	$\frac{H9}{e8}; \frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8}; \frac{H9}{f9}$	
H10				$\frac{H10}{d10}$			
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11^*}{d11}$			
H12		$\frac{H12}{b12}$					

Примечание. Предпочтительные посадки отмечены звездочкой "*".

номинальных размерах от 1 до 500 мм (из ГОСТ 25347-82)

ВАЛОВ

h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{js4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$								
$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$					
$\frac{H7^*}{h6}$	$\frac{H7^*}{js6}$	$\frac{H7^*}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7^*}{n6}$	$\frac{H7^*}{p6}$	$\frac{H7^*}{r6}$	$\frac{H7^*}{s6}; \frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$			
$\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u8}$		$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
$\frac{H8}{h9}$												
$\frac{H9}{h8}; \frac{H9}{h9}$												
$\frac{H10}{h10}$												
$\frac{H11^*}{h11}$												
$\frac{H12^*}{h12}$												

19.40. Перечень нормативно-технической документации на смазочные материалы

Обозначение	Нормативно-техническая документация
Жидкие смазочные материалы (масла)	
Индустриальные:	
И-Л-А-22, И-Г-А-32, И-Г-А-46, И-Г-А-68	ГОСТ 20799-88
И-Г-С-32, И-Г-С-46, И-Г-С-220, И-Т-С-320	ТУ 38 101413-78
И-Т-Д-68, И-Т-Д-100, И-Т-Д-220	ТУ 38 101451-78
Турбинные: Тп-30, Тп-46	ГОСТ 9972-74
Трансмиссионные: ТСП-15К, ТАД-17И	ГОСТ 23652-79
Авиационные: МС-20, МС-20С	ГОСТ 21743-76
Цилиндровое 38, Цилиндровое 52	ГОСТ 6411-76
Пластичные смазочные материалы	
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

Список литературы

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. Изд. 8-е в 3-х тт. М.: Машиностроение, 2001.
2. **Детали машин.** Атлас конструкций. Под ред. Решетова Д. Н. Изд. 5-е в двух частях. М., Машиностроение, 1992.
3. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П., Варламова Л. П.** Допуски и посадки. Обоснование выбора: М.: Высшая школа, 1984.
4. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 2001.

5. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. 8-е изд. М.: Издательский центр "Академия", 2003.
6. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи. М.: Высш. шк., 1981.
7. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин. М.: Высш. шк., 1987.
8. Леликов О. П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу "Детали машин". – М.: Машиностроение, 2004.
9. Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение, 1995. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1 / Под общ. ред. Д. Н. Решетова.
10. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: Энциклопедический справочник / В. Б. Носов, И.М. Карпухин, Н.Н. Федотов и др.; Под общ. ред. В. Б. Носова. М.: Машиностроение, 1997.
11. Расчет деталей машин на ЭВМ. Учебное пособие для вузов. Высшая школа, 1985.
12. Решетов Д. Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 4-е. М.: Машиностроение, 1989.
13. Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ОСНОВНЫЕ НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ. ОБЩИЕ ДОПУСКИ. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ РАЗМЕРОВ С НЕУКАЗАННЫМИ ДОПУСКАМИ ПО ГОСТ 30893.1–2002 (ИСО 2768-1-89)*

1. Область применения

ГОСТ 30893.1–2002 распространяется на металлические детали, изготовленные резанием, или детали, изготовленные формообразованием из листового металла, и устанавливает общие допуски для линейных и угловых размеров, если эти допуски не указаны непосредственно у номинальных размеров.

Общие допуски по ГОСТ 30893.1–2002 могут применяться также для неметаллических деталей и деталей, обрабатываемых способами, не относящимися к обработке резанием или формообразованию из листового материала, если они не предусмотрены другими стандартами и пригодны для указанных деталей.

Дополнительные требования, отражающие потребности экономики страны, выделены курсивом (см. табл. 1 и разд. 6).

2. Определения

В ГОСТ 30893.1–2002 применяют следующие термины с соответствующими определениями:

2.1. **Общий допуск размера** – предельные отклонения (допуски) линейных или угловых размеров, указываемые на чертеже или в других технических документах общей записью и применяемые в тех случаях, когда предельные отклонения (допуски) не указаны индивидуально у соответствующих номинальных размеров.

2.2. **Термины и определения допусков и предельных отклонений размеров** – по ГОСТ 25346.

3. Основные положения

3.1. Общие допуски по ГОСТ 30893.1–2002 применяют для следующих размеров с неуказанными индивидуально предельными отклонениями:

• линейных размеров (например, наружных, внутренних, диаметров, радиусов, расстояний, размеров уступов, размеров притупленных кромок: наружных радиусов закругления и размеров фасок);

* Дата введения 01.01.2004 г.

- угловых размеров, включая угловые размеры, обычно не указываемые, т.е. прямые углы (90°), если нет ссылки на ГОСТ 30893.2, или углы правильных многоугольников;

- линейных и угловых размеров, получаемых при обработке деталей в сборе.

3.2. Общие допуски по ГОСТ 30893.1–2002 не применяют для:

- размеров, к которым относятся ссылки на общие допуски по другим стандартам;

- справочных размеров;

- номинальных (теоретически точных) размеров, заключенных в прямоугольные рамки.

3.3. Общие допуски по ГОСТ 30893.1–2002 применяются, если на чертеже или в другой технической документации имеется ссылка на ГОСТ 30893.1–2002 в соответствии с разд. 5.

Если кроме указанной ссылки имеется ссылка на другие стандарты, устанавливающие общие допуски для других способов обработки, например литья, то для размеров с неуказанными предельными отклонениями между обработанными и необработанными поверхностями, например в отливках или поковках, применяется больший из двух общих допусков.

Принципы назначения общих допусков размеров изложены в разд. 7

3.4. Общие допуски установлены по четырем классам точности. При выборе класса точности следует учитывать обычную точность соответствующего производства. Если для отдельных размеров необходимы меньшие допуски или допустимы и экономически выгодны большие допуски, то соответствующие предельные отклонения необходимо указать непосредственно у размера согласно ГОСТ 2.307.

3.5. Общие допуски линейных размеров ограничивают только местные размеры элемента, т.е. размеры, измеренные по двухточечной схеме в любом сечении, и не ограничивают все отклонения форм элемента.

3.6. Общие допуски угловых размеров ограничивают угол между прилегающими плоскостями или прямыми, образующими стороны рассматриваемого угла, и не ограничивают отклонений форм элементов, образующих стороны угла.

4. Предельные отклонения линейных и угловых размеров

4.1. Предельные отклонения линейных размеров, кроме размера притупленных кромок (наружных радиусов скругления и высот фасок), по классам точности общих допусков приведены в табл. 1.

1. Предельные отклонения линейных размеров, мм, по классам точности общих допусков

Класс точности	Предельные отклонения для интервалов номинальных размеров										
	от 0,5 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 30	св. 30 до 120	св. 120 до 400	св. 400 до 1000	св. 1000 до 2000	св. 2000 до 4000	св. 4000 до 6000	св. 6000 до 8000	св. 8000 до 10000
Точный f	$\pm 0,05$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	—	—	—	—
Средний m	$\pm 0,10$	$\pm 0,10$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	± 2	± 3	± 5	± 8
Грубый c	$\pm 0,20$	$\pm 0,30$	$\pm 0,5$	$\pm 0,80$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$	$\pm 3,0$	± 4	± 8	± 12	± 20
Очень грубый v	—	$\pm 0,50$	$\pm 1,0$	$\pm 1,5$	$\pm 2,5$	$\pm 4,0$	$\pm 6,0$	± 8	± 12	± 20	± 30

Примечание. Для размеров менее 0,5 мм предельные отклонения следует указывать непосредственно у номинального размера.

2. Предельные отклонения размеров притупленных кромок, мм (наружных радиусов скругления и высот фасок) по классам точности общих допусков

Класс точности	Предельные отклонения для интервалов номинальных размеров		
	от 0,5 до 3	св. 3 до 6	св. 6
Точный f	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$	± 1
Средний m	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$	± 1
Грубый с	$\pm 0,4$	$\pm 1,0$	± 2
Очень грубый v	$\pm 0,4$	$\pm 1,0$	± 2

Примечание. Для размеров менее 0,5 мм предельные отклонения следует указывать непосредственно у номинального размера.

3. Предельные отклонения угловых размеров по классам точности общих допусков

Класс точности	Предельные отклонения для номинальных длин меньшей стороны угла, мм				
	до 10	св. 10 до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 400	св. 400
Точный f	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$	$\pm 10'$	$\pm 5'$
Средний m		$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 15'$
Грубый с	$\pm 3^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$
Очень грубый v					

4.2. Предельные отклонения размеров притупленных кромок (наружных радиусов скругления и высот фасок) по классам точности общих допусков приведены в табл. 2.

4.3. Предельные отклонения угловых размеров по классам точности общих допусков приведены в табл. 3.

5. Указание общих допусков

Ссылка на общие допуски линейных и угловых размеров в соответствии с разд. 4 должна содержать номер стандарта и буквенное обозначение класса точности, например, для класса точности средний:

"Общие допуски по ГОСТ 30893.1-m" или
"ГОСТ 30893.1-m".

6. Дополнительные варианты назначения предельных отклонений линейных размеров с неуказанными допусками

6.1. Приведенные ниже дополнительные варианты предельных отклонений линейных размеров с неуказанными допусками находят применение в промышленности.

Кроме симметричных предельных отклонений, установленных в основной части ГОСТ 30893.1-2002, в дополнение к ИСО 2768-1 допускается применение односторонних предельных отклонений для размеров отверстий и валов по квалитетам ГОСТ 25346 и ГОСТ 25348 (дополнительный вариант 1) или классам точности ГОСТ 30893.1-2002 (дополнительный вариант 2) в соответствии с табл. 4.

Назначение дополнительных вариантов предельных отклонений линейных размеров с неуказанными допусками при новом проектировании рекомендуется ограничить.

6.2. Предельные отклонения по квалитетам ($H, h, \pm IT/2$) должны соответствовать ГОСТ 25346 и ГОСТ 25348.

Симметричные предельные отклонения по классам точности ($\pm IT/2$) должны соответствовать приведенным в табл. 1, при этом обозначение $\pm IT/2$ соответствует обозначению $f, \pm t_2/2 - m, \pm t_3/2 - c, \pm t_4/2 - v$.

Односторонние предельные отклонения ($+t, -t$) должны соответствовать приведенным в табл. 5.

4. Дополнительные варианты неуказанных предельных отклонений линейных размеров

Дополнительный вариант	Класс точности	Обозначения предельных отклонений		
		размеров отверстий	размеров валов	размеров элементов, не относящихся к отверстиям и валам
1	Точный	H12	h12	$\pm IT/2$ (или $\pm IT12/2$)
	Средний	H14	h14	$\pm IT_2/2$ (или $\pm IT14/2$)
	Грубый	H16	h16	$\pm IT_3/2$ (или $\pm IT16/2$)
	Очень грубый	H17	h17	$\pm IT_4/2$ (или $\pm IT17/2$)
2	Точный	$+t_1$	$-t_1$	$\pm t_1/2$
	Средний	$+t_2$	$-t_2$	$\pm t_2/2$
	Грубый	$+t_3$	$-t_3$	$\pm t_3/2$
	Очень грубый	$+t_4$	$-t_4$	$\pm t_4/2$

5. Односторонние предельные отклонения линейных размеров, мм, кроме притупленных кромок (наружных радиусов скругления и высот фасок, см. табл. 2) по классам точности

Класс точности	Обозначение предельных отклонений	Предельные отклонения для интервалов номинальных размеров										
		от 0,5 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 30	св. 30 до 120	св. 120 до 400	св. 400 до 1000	св. 1000 до 2000	св. 2000 до 4000	св. 4000 до 6000	св. 6000 до 8000	св. 8000 до 10000
Точный	+ t_1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,6	+1,0	-	-	-	-
	- t_1	-0,1	-0,1	-0,2	-0,3	-0,4	-0,6	-1,0	-	-	-	-
Средний	+ t_2	+0,2	+0,2	+0,4	+0,6	+1,0	+1,6	+2,4	+4	+6	+10	+16
	- t_2	-0,2	-0,2	-0,4	-0,6	-1,0	-1,6	-2,4	-4	-6	-10	-16
Грубый	+ t_3	+0,4	+0,6	+1,0	+1,6	+2,4	+4,0	+6,0	+8	+16	+24	+40
	- t_3	-0,4	-0,6	-1,0	-1,6	-2,4	-4,0	-6,0	-8	-16	-24	-40
Очень грубый	+ t_4	-	+1,0	+2,0	+3,0	+5,0	+8,0	+12,0	+16	+24	+40	+60
	- t_4	-	-1,0	-2,0	-3,0	-5,0	-8,0	-12,0	-16	-24	-40	-60

6.3. Неуказанные предельные отклонения размеров притупленных кромок (наружных радиусов скругления и высот фасок) и угловых размеров для дополнительных вариантов должны соответствовать приведенным в табл. 2 и 3 для соответствующих классов точности.

6.4. Ссылка на общие допуски с применением вариантов предельных отклонений линейных размеров, предусмотренных настоящим разделом, должна содержать номер стандарта и обозначения предельных отклонений согласно табл. 4. Примеры (для класса точности средний):

Вариант 1:

"Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H14, h14, \pm t_2/2$ " или

"Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H14, h14, \pm IT14/2$ "

Вариант 2:

"Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $+t_2, -t_2, \pm t_2/2$ "

7. Принципы назначения общих допусков на линейные и угловые размеры

7.1. Элементы деталей имеют размеры и геометрические характеристики (форма, ориентация, расположение) поверхностей. Функция деталей требует ограничения размеров и геометрии элементов, т.е. установления определенных пределов (допусков), превышение которых может привести к нарушению этой функции.

Ограничение размеров и геометрии элементов на чертеже должно быть полным и пониматься однозначно: не должно быть разночтений, и ничто не должно оставляться для произвольного истолкования при изготовлении и контроле.

Использование общих допусков размеров и геометрии создает реальные предпосылки для решения этой задачи.

7.2. Значения общих допусков установлены по классам точности, характеризующим различные уровни обычной производственной точности, достигаемой без применения дополнительной обработки повышенной точности. Выбор класса точности проводят с учетом возможностей производства и функциональных требований к детали.

7.3. Если по функциональным требованиям для элемента необходимы допуски размеров, меньшие чем общие допуски, то они указываются непосредственно у размеров.

То же относится и к случаям, когда по функциональным соображениям требуется иное, чем предусмотрено общим допуском, расположение поля допуска (предельных отклонений) относительно номинального размера. При симметричных предельных отклонениях для общих допусков, установленных в основной части стандарта, несимметричные предельные отклонения, в том числе и односторонние "в тело детали"

(от нуля в плюс для отверстий и от нуля в минус для валов), должны при необходимости указываться непосредственно у размера.

7.4. Увеличение допусков сверх принятых значений общих допусков обычно не дает экономических преимуществ при изготовлении. Например, для диаметра 35 мм детали, изготавливаемой в производственных условиях, которым соответствует класс точности "средний", замена предельных отклонений $\pm 0,3$ мм (общий допуск) на ± 1 мм не даст преимуществ для данного производства, даже если отклонения ± 1 мм допустимы по условиям функционирования.

В тех случаях, когда допуск, превышающий общий допуск, все же дает экономию при изготовлении детали и может быть разрешен исходя из ее служебного назначения, соответствующие предельные отклонения указывают непосредственно у размера.

7.5. Применение общих допусков дает следующие преимущества:

- чертежи легче читаются, облегчается связь с пользователем чертежом;

- конструктор экономит время за счет исключения детальных расчетов допусков; достаточно только знать, что допуск, исходя из функционального назначения детали, больше общего допуска или равен ему;

- чертежи четко показывают, какие элементы могут быть изготовлены при обычных возможностях процесса, что облегчает управление качеством благодаря снижению уровня контроля этих элементов;

- остальные размеры, которые имеют индивидуально указанные допуски, по большей части относятся к элементам, для которых их функция требует относительно малых допусков и которые, следовательно, могут требовать особых усилий при изготовлении; это обстоятельство облегчает планирование производства и помогает службе контроля качества при анализе требований к контролю;

- для работников служб снабжения и субподрядчиков упрощается работа по заключению договоров, так как обычная производственная точность известна до заключения контрактов; это устраняет также споры между поставщиком и потребителем при поставках продукции, так как чертежи с точки зрения требований являются полными.

Перечисленные преимущества применения общих допусков будут проявляться в полной мере, если есть уверенность в том, что общие допуски не будут превышены при изготовлении, т.е. обычная производственная точность данного производства обеспечивает соблюдение общих допусков, указанных на чертежах.

Поэтому производству рекомендуется:

- определять с помощью измерений, какова для него обычная производственная точность;

- принимать только те чертежи, в которых общие допуски соответствуют или превышают его обычную производственную точность;
- контролировать выборочно размеры с общими допусками, чтобы убедиться, что обычная производственная точность не отклоняется от первоначально установленной.

7.6. Подход к назначению общих допусков предполагает, что в ряде случаев допуск, вытекающий из функциональных требований, превышает общий допуск. Поэтому функция детали не всегда нарушается, если общий допуск случайно превышен для какого-либо ее элемента.

Выход размеров деталей за общий допуск (неуказанные предельные отклонения) не должен вести к их автоматическому забракованию, если не нарушена способность детали к функционированию и если в документации не оговорено другое истолкование неуказанных предельных отклонений.

П Р И Л О Ж Е Н И Е Б

ОСНОВНЫЕ НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ. ОБЩИЕ ДОПУСКИ. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ, НЕ УКАЗАННЫЕ ИНДИВИДУАЛЬНО, ПО ГОСТ 30893.2–2002 (ИСО 2768–2–89)*

1. Область применения

ГОСТ 30893.2–2002 распространяется на металлические детали, изготовленные резанием, и устанавливает общие допуски формы и расположения для тех элементов, для которых на чертеже эти допуски не указаны индивидуально (неуказанные допуски формы и расположения).

Общие допуски по ГОСТ 30893.2–2002 могут применяться также для неметаллических деталей и деталей, обрабатываемых способами, не относящимися к обработке резанием, если они не предусмотрены другими стандартами и пригодны для этих деталей.

Дополнительные требования, отражающие потребности экономики страны, выделены курсивом (см. разд. 7).

2. Определения

В ГОСТ 30893.2–2002 приняты следующие термины с соответствующими определениями:

2.1. Общий допуск формы или расположения – допуск, указываемый на чертеже или в других технических документах общей записью

* Дата введения 01.01.2004 г.

и применяемый в тех случаях, когда допуск формы или расположения не указан индивидуально для соответствующего элемента детали.

2.2. Термины и определения допусков формы и расположения поверхностей – по ГОСТ 24642.

2.3. Термины и определения допусков размеров – по ГОСТ 25346.

3. Общие положения

3.1. Общие допуски формы и расположения поверхностей по ГОСТ 30893.2–2002 применяются, если на чертеже или в другой технической документации имеется ссылка на стандарт в соответствии с разд. 6.

Принципы назначения общих допусков формы и расположения изложены в разд. 8.

3.2. Общие допуски формы и расположения установлены по трем классам точности. При выборе класса точности следует учитывать обычную точность соответствующего производства. Если необходимы меньшие допуски или допустимы и экономически выгодны большие допуски, то эти допуски должны быть указаны непосредственно для соответствующих элементов согласно ГОСТ 2.308.

3.3. Значения общих допусков формы и расположения применяются независимо от действительных размеров рассматриваемых и базовых элементов (допуски являются независимыми).

3.4. Общие допуски цилиндричности, профиля продольного сечения, наклона, перекоса осей, позиционные, полного радиального и полного торцового биения, формы заданного профиля и формы заданной поверхности не устанавливаются. Отклонения этих видов косвенно ограничиваются допусками на линейные и угловые размеры или другими видами допусков формы и расположения, в том числе и общими. Если такого ограничения недостаточно, то перечисленные виды допусков должны указываться на чертеже непосредственно для соответствующих элементов.

4. Общие допуски формы

4.1. Отклонения формы для элементов с указанными на чертеже предельными отклонениями размеров в соответствии с ГОСТ 25346 должны быть ограничены в пределах поля допуска размера (разд. 7).

1. Общие допуски прямолинейности и плоскостности для элементов с не указанными на чертеже предельными отклонениями (общими допусками) размеров, мм

Класс точности	Общие допуски прямолинейности и плоскостности для интервалов номинальных длин					
	до 10	св. 10 до 30	св. 30 до 100	св. 100 до 300	св. 300 до 1000	св. 1000 до 3000
Н	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
К	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

Примечание. Допуск прямолинейности выбирается исходя из длины элемента, а плоскостности – по длине большей стороны поверхности или ее диаметру, если поверхность ограничена круговым контуром.

4.2. Общие допуски прямолинейности и плоскостности для элементов с не указанными на чертеже предельными отклонениями (общими допусками) размеров приведены в табл. 1.

Дополнительные требования по ограничению общего допуска прямолинейности и плоскостности для элементов с указанными на чертеже допусками ориентации (параллельности, перпендикулярности, наклона) приведены в разд. 7.

4.3. Общий допуск круглости для элементов с не указанными на чертеже предельными отклонениями размеров равен допуску на диаметр, но не должен превышать общего допуска на радиальное биение (5.4).

5. Общие допуски расположения и биения

5.1. Общий допуск параллельности равен допуску размера между рассматриваемыми элементами. За базу следует принимать наиболее протяженный из двух рассматриваемых элементов. Если два элемента имеют одинаковую длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

5.2. Общие допуски перпендикулярности должны соответствовать приведенным в табл. 2. За базу следует принимать элемент, образующий более длинную сторону рассматриваемого прямого угла. Если стороны угла имеют одинаковую номинальную длину, то в качестве базы может быть принята любая из них.

5.3. Общие допуски симметричности и пересечения осей должны соответствовать приведенным в табл. 3. За базу следует принимать элемент с большей длиной. Если рассматриваемые элементы имеют одинаковую длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

2. Общие допуски перпендикулярности

Класс точности	Общие допуски перпендикулярности для интервалов номинальных длин более короткой стороны угла, мм			
	до 100	св. 100 до 300	св. 300 до 1000	св. 1000 до 3000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1,0
L	0,6	1,0	1,5	2,0

3. Общие допуски симметричности и пересечения осей

Класс точности	Общие допуски симметричности и пересечения осей для интервалов номинальных длин более короткой стороны угла, мм			
	до 100	св. 100 до 300	св. 300 до 1000	св. 1000 до 3000
H	0,5			
K	0,6		0,8	1
L	0,6	1,0	1,5	2

Примечание. Допуски симметричности и пересечения осей указаны в диаметральном выражении.

5.4. Общие допуски радиального и торцового биения, а также биения в заданном направлении (перпендикулярно к образующей поверхности) должны соответствовать указанным:

Класс точности Допуск биения, мм:

H	0,1
K	0,2
L	0,5

За базу следует принимать подшипниковые (опорные) поверхности, если они могут быть однозначно определены из чертежа, например, заданные как базы для указанных допусков биения. В других случаях за базу для общего допуска радиального биения следует принимать более длинный из двух соосных элементов. Если элементы имеют одинаковую номинальную длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

5.5. Общие допуски соосности применяются в случаях, когда измерение радиального биения невозможно или нецелесообразно. Общий допуск соосности в диаметральном выражении следует принимать равным общему допуску радиального биения.

6. Указание общих допусков на чертежах

6.1. Ссылка на общие допуски формы и расположения по ГОСТ 30893.2–2002 должна содержать:

- обозначение стандарта;
- класс точности общих допусков формы и расположения. Например: "Общие допуски формы и расположения – ГОСТ 30893.2–К" или "ГОСТ 30893.2–К".

6.2. Ссылка на общие допуски размеров, формы и расположения должна включать общий номер обоих стандартов на общие допуски, обозначение общих допусков размеров по ГОСТ... .1 и обозначение общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2–2002.

Например: "Общие допуски по ГОСТ 30893.2–mK"
или "ГОСТ 30893.2–mK"

(m – класс точности "средний" общих допусков линейных размеров по ГОСТ 30893.1, K – класс точности общих допусков формы и расположения по ГОСТ 30893.2).

Пример указания общих допусков на чертеже и их интерпретации приведен в разд. 9.

7. Отклонения формы, ограничиваемые полем допуска размера или допусками ориентации

7.1. Для элементов с указанными на чертеже предельными отклонениями размеров и неуказанными допусками формы допускаются любые отклонения формы в пределах поля допуска размера рассматриваемого элемента.

Условия, ограничивающие отклонения формы, соответствуют определению предельных размеров по ГОСТ 25346.

7.2. Отклонения формы, ограничиваемые полем допуска размера, и наибольшие значения этих отклонений, возможные при полном использовании допуска размера, приведены в табл. 4.

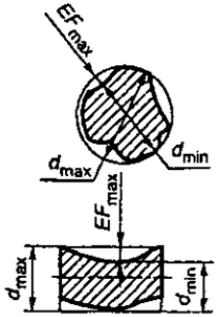
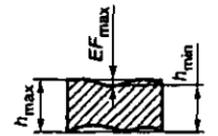
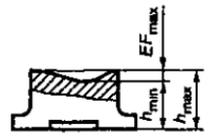
7.3. Ограничение отклонений формы допуском размера возможно при следующих условиях контроля размера:

- для цилиндрических и плоских элементов (пункты 1 и 2, перечисление а) табл. 4) размер элемента (d или h) должен контролироваться по пределу максимума материала (проходному пределу) средством, измерительная поверхность которого имеет формы парной соединяемой детали и длину, равную длине соединения, по пределу минимума материала (непроходному пределу) – двухточечным средством во всех¹ точках поверхности или линии;

- для плоских поверхностей (пункт 2, перечисление б) табл. 4) размер h (между рассматриваемой поверхностью (прямой) и другой поверхностью, принимаемой за базу) должен контролироваться во всех¹ точках

¹ Допускается контроль в некоторых характерных точках.

4. Отклонения формы, ограничиваемые полем допуска размера, и наибольшие значения этих отклонений, возможные при полном использовании допуска размера

Вид отклонения формы	Допуск размера, ограничивающий отклонение формы	Эскиз	EF_{\max}
1. Отклонение от цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения	Допуск диаметра цилиндрической поверхности IT_d		$EF_{\max} = IT_d$
2. Отклонение от плоскостности и прямолинейности	а) Допуск размера (ширины, толщины) рассматриваемого элемента IT_h		$EF_{\max} = IT_h$
	б) Допуск размера между рассматриваемой плоскостью (прямой) и другой плоскостью IT_h		

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: EF_{\max} – наибольшее значение отклонения формы, возможное при полном использовании допуска размера; IT с индексом – допуск размера, указанного индексом.

рассматриваемой поверхности или линии. Отклонения формы поверхности, принятой за базу при контроле, не выявляются, так как эта поверхность заменяется прилегающей плоскостью. При необходимости ее отклонения формы нормируют отдельно.

7.4. Для частных видов отклонений формы, указанных в пункте 1 табл. 4, таких как овальность, огранка с четным числом граней, конусообразность, бочкообразность и седлообразность, наибольшее возможное отклонение формы равно $0,5IT_d$.

7.5. Приведенные в табл. 4 наибольшие отклонения формы учитываются при анализе их влияния на работу изделия и оценке необходимости в

назначении отдельного, более жесткого допуска формы. Однако они не должны использоваться изготовителем в качестве допуска формы, так как при этом не будет запаса на другие составляющие допуска размера (смещение настройки станка на размер, температурные изменения размера и др.).

7.6. Для элементов, для которых индивидуально указаны допуски ориентации (параллельности, перпендикулярности, наклона), общий допуск плоскостности или прямолинейности равен допуску ориентации, но не должен превышать значений табл. 1.

7.7. На зарубежных чертежах и в другой технической документации требования по ограничению отклонений формы, установленные в 7.1, предполагаются в следующих случаях:

- на чертежах, содержащих ссылку на стандарт ИСО 8015 типа "Tolerancing ISO 8015" ("Нанесение допусков по ИСО 8015");

- для элементов, у которых размер с указанными предельными отклонениями дополнен символом (E), например 40 H7 (E);

- для всех элементов с указанными отклонениями размеров и неуказанными допусками формы, если ссылка на общие допуски дополнена буквой E, например:

"Tolerancing ISO 8015 (Нанесение допусков по ИСО 8015)

General tolerances ISO 2768-mK-E" (Общие допуски по ИСО 2768 mK-E)

- на чертежах, не содержащих ссылку на стандарт ИСО 8015, для элементов с указанными предельными отклонениями размеров и неуказанными допусками формы.

8. Принципы назначения общих допусков формы и расположения поверхностей

8.1. Элементы деталей имеют размеры и геометрические характеристики (форма, расположение) поверхностей. Функция деталей требует установления предельных отклонений размеров, допусков формы и расположения элементов, превышение которых может привести к нарушению этой функции.

Ограничение размеров и геометрии элементов на чертеже должно быть полным и пониматься однозначно: не должно быть разночтений и произвольного истолкования требований при изготовлении и контроле.

Использование общих допусков размеров, формы, расположения создает реальные предпосылки для решения этой задачи.

8.2. Значения общих допусков формы и расположения установлены по классам точности, характеризующим различные уровни обычной производственной точности, достигаемой без применения дополнительной обработки повышенной точности. Выбор класса точности осуществляют с учетом функциональных требований к детали и возможностей производства.

8.3. Если по функциональным требованиям для элемента необходимы допуски, меньшие чем общие допуски, то они должны указываться на чертеже непосредственно для данного элемента.

Это же относится и к случаям, когда общим допуском не могут быть оговорены все условия, необходимые для ограничения отклонений формы и расположения элемента, например допуск расположения должен относиться к базе, отличной от указанной в ГОСТ 30893.2–2002, или может быть зависимым и т.д.

Допуски формы и расположения, на которые ГОСТ 30893.2–2002 не распространяется, при необходимости их ограничения должны быть указаны на чертеже, иначе они могут остаться неограниченными.

8.4. Увеличение допусков сверх принятых значений общих допусков обычно не дает экономических преимуществ при изготовлении.

Например, если при изготовлении элемента диаметром $25 \pm 0,1$ мм и длиной 80 мм с общим допуском размера по ГОСТ 30893.1 по классу точности *m* и общими допусками формы и расположения по ГОСТ 30893.2–2002 по классу точности *H* (0,1 мм для прямолинейности, круглости и радиального биения) обычная точность производства равна или превышает указанные допуски, то установление более грубых допусков для данного производства не представляет интереса.

В тех случаях, когда допуск, превышающий общий допуск, все же дает экономию при изготовлении и может быть разрешен исходя из функции детали, его указывают непосредственно на чертеже, например допуск круглости для большого и тонкого кольца.

8.5. Применение общих допусков дает следующие преимущества:

- чертежи легче читаются, облегчается связь с пользователем чертежами;
- конструктор экономит время за счет исключения детальных расчетов допусков; достаточно только знать, что допуск, исходя из функционального назначения детали, больше или равен общему допуску;
- чертежи четко показывают, какие элементы могут быть изготовлены при обычных возможностях процесса, что облегчает управление качеством благодаря уменьшению уровня контроля этих элементов;
- остальные элементы, которые имеют индивидуально указанные допуски, по большей части относятся к таким, для которых их функция требует относительно малых допусков и которые, следовательно, могут требовать особых усилий при изготовлении; это обстоятельство облегчает планирование производства и помогает службе контроля качества при анализе требований к контролю;
- для работников служб снабжения и субподрядчиков упрощается работа по заключению договоров, так как обычная производственная точность известна до заключения контрактов; это устраняет также споры между поставщиком и потребителем при поставках продукции, так как чертежи, с точки зрения требований, являются полными.

Перечисленные преимущества применения общих допусков будут проявляться в полной мере, если есть уверенность в том, что общие допуски не будут превышены при изготовлении, т.е. что обычная производственная точность данного производства обеспечивает соблюдение общих допусков, указанных на чертежах.

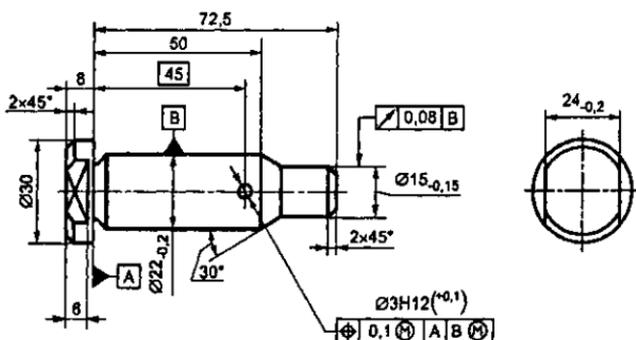
Поэтому производству рекомендуется:

- определять с помощью измерений, какова для него обычная производственная точность;
- при приемке чертежей обращать внимание на то, чтобы указанные в них общие допуски соответствовали или превышали его обычную производственную точность;
- контролировать выборочно отклонения формы и расположения элементов с общими допусками, чтобы убедиться, что обычная производственная точность не отклоняется от первоначально установленной.

8.6. Подход к назначению общих допусков предполагает, что в ряде случаев допуск, вытекающий из функциональных требований, превышает общий допуск. Поэтому случайное превышение общего допуска какого-либо элемента не всегда приводит к нарушению функции детали.

Выход отклонений формы и расположения элемента за общий допуск не должен вести к автоматическому забракованию детали, если не нарушена способность детали к функционированию.

9. Пример указания общих допусков на чертеже и их интерпретации (рис. 1, 2)



Общие допуски по ГОСТ 30893.2 — mH¹⁾

Рис. 1. Пример указания общих допусков на чертеже

¹⁾ m — обозначение общих допусков размеров по классу точности "средний" по ГОСТ 30893.1; H — обозначение класса точности общих допусков формы и расположения по настоящему стандарту.

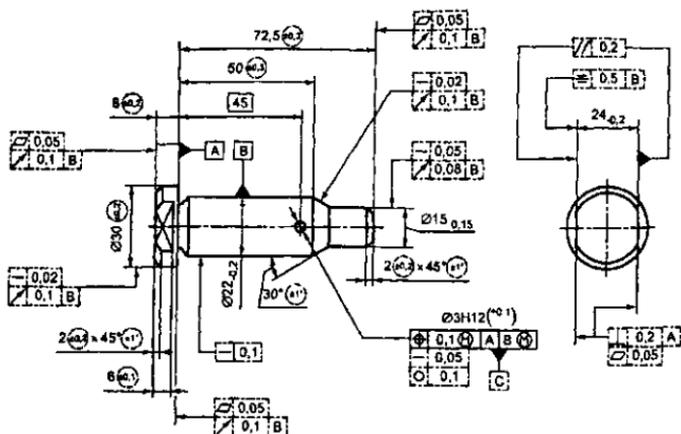


Рис. 2. Интерпретация общих допусков:

1. Допуски, заключенные в окружности или прямоугольные рамки (изображенные штрихпунктирными линиями с двумя штрихами), являющиеся общими. Эти допуски должны автоматически достигаться при механической обработке в производстве, обычная точность которого равна или выше, чем по ГОСТ 30893.2 – mH; такие допуски, как правило, не требуют контроля.

2. В интерпретации раскрыты не все общие допуски, в частности, на те виды отклонений формы и расположения, которые ограничиваются указанными или общими допусками на другие виды отклонений, например, допуски радиального биения ограничивают также отклонения от круглости

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ИЗМЕНЕНИЯ, ВНЕСЕННЫЕ В ГОСТ 2.309–73 "ЕСКД. ОБОЗНАЧЕНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ"

Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации установлен срок введения изменений – с 1 января 2005 г.

Изменения касаются как обозначения шероховатости поверхностей, так и правил их нанесения на чертеж (см. ИУС № 3. 2003 г.).

Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.309 полностью соответствует стандарту ИСО 1302.

1. Обозначение шероховатости поверхностей

Шероховатость поверхностей обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей изделия, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции.

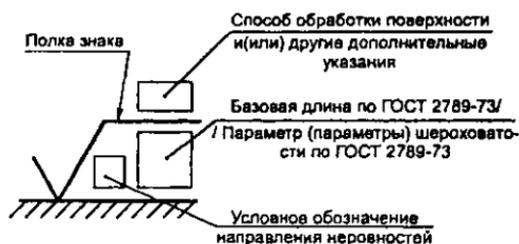


Рис. 1

Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рис. 1. При применении знака без указания параметра и способа обработки его изображают без полки.

В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рис. 2.

Высота h должна быть приблизительно равна применяемой на чертеже высоте цифр размерных чисел. Высота H равна $(1,5...5)h$. Толщина линий знаков должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной основной линии, применяемой на чертеже. В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак по рис. 2, а. В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак по рис. 2, б. В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак по рис. 2, в с указанием значения параметра шероховатости.

Поверхности детали, изготовляемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, должны быть отмечены знаком по рис. 2, в без указания параметра шероховатости. Состояние поверхности, обозначенной таким знаком, должно соответствовать требованиям, установленным соответствующим стандартом или техническими условиями, или другим документом, причем на этот документ должна быть приведена ссылка, например, в виде указания сортамента материала в графе 3 основной надписи чертежа по ГОСТ 2.104-68.

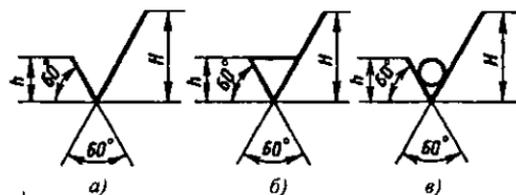


Рис. 2

Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789-73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа, например: $Ra\ 0,4$; $R_{max}\ 6,3$; $S_m\ 0,63$; $t_{50}\ 70$; $S\ 0,032$; $Rz\ 50$. В примере $t_{50}\ 70$ указана относительная опорная длина профиля $t_p = 70\ %$ при уровне сечения профиля $p = 50\ %$.

При указании наибольшего значения параметра шероховатости в обозначении приводят параметр шероховатости без предельных отклонений, например:

$$\sqrt{Ra\ 0,4}; \sqrt{Rz\ 50}.$$

При указании наименьшего значения параметра шероховатости после обозначения параметра следует указывать "min", например:

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

При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхности в обозначении шероховатости приводят пределы значений параметра, размещая их в две строки, например:

$$\begin{array}{cccc} Ra\ 0,8; & Rz\ 0,10; & Rmax\ 0,80; & t_{50}\ 50. \\ 0,4 & 0,05 & 0,32 & 70 \end{array}$$

В верхней строке приводят значение параметра, соответствующее более грубой шероховатости.

При указании номинального значения параметра шероховатости поверхности в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями по ГОСТ 2789-73, например:

$$Ra\ 1+20\%; Rz\ 100_{-10}\%; Sm\ 0,63^{+20}\%; t_{50}\ 70\pm 20\%.$$

При указании двух и более параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости значения параметров записывают сверху вниз в порядке, представленном на рис. 3 (см. также рис. 1).

$$\begin{array}{l} \text{Параметр высоты неровностей профиля} \\ \text{Параметр шага неровностей профиля} \\ \text{Относительная опорная длина профиля} \end{array} \sqrt{\begin{array}{l} Ra\ 0,1 \\ 0,8/Sm\ 0,063 \\ 0,040 \\ 0,25/t_{50}\ 80\pm 10\% \end{array}}$$

Рис. 3

При нормировании требований к шероховатости поверхности параметрами Ra , Rz , $Rmax$ базовую длину в обозначении шероховатости не приводят, если она соответствует указанной в приложении 1 ГОСТ 2789-73 для выбранного значения параметра шероховатости.

Условные обозначения направления неровностей должны соответствовать приведенным в таблице.

Типы направления неровностей	Обозначение	Типы направления неровностей	Обозначение

В соответствии с внесенными изменениями таблица дополнена обозначением:

Типы направления неровностей	Обозначение

Условные обозначения направления неровностей приводят на чертеже при необходимости.

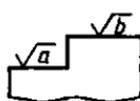
Высота знака условного обозначения направления неровностей должна быть приблизительно равна h . Толщина линий знака должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной основной линии.

Вид обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в случаях, когда он является единственным, применимым для получения требуемого качества поверхности (рис. 4).

Допускается применять упрощенное обозначение шероховатости поверхностей с разъяснением его в технических требованиях чертежа по примеру, указанному на рис. 5.

Полировать
 $\sqrt{M Ra 0,025}$

Рис. 4



$$\sqrt{a} = \sqrt{M 0,8 / Ra 0,4}$$

$$\sqrt{b} = \sqrt{\frac{Ra 0,8}{2,5 / t_{до 60}}}$$

Рис. 5

2. Правила нанесения обозначений шероховатости поверхностей на чертежах

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении изделия располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок. Допускается при недостатке места располагать обозначение шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, на рамке допуска формы, а также разрывать выносную линию (рис. 6).

Обозначения шероховатости поверхности, в которых знак имеет полку, располагают относительно основной надписи чертежа так, как показано на рис. 7 и 8, а если знак не имеет полки, то так, как показано на рис. 9. При расположении поверхности в заштрихованной зоне обозначение наносят только на полке линии-выноски.

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей изделия обозначение шероховатости помещают в правом верхнем углу чертежа и на изображении не наносят, рис. 10. Размеры и толщина линий знака в обозначении шероховатости, вынесенном в правый верхний угол чертежа, должны быть приблизительно в 1,5 раза больше, чем в обозначениях, нанесенных на изображении.

Обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей изделия, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа (рис. 11, 12) вместе с условным обозначением (\checkmark). Это означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости или знак ∇ , должны иметь шероховатость, указанную перед условным обозначением (\checkmark). Размеры знака, взятого в скобки, должны быть одинаковыми с размерами знаков, нанесенных на изображении.

Если шероховатость одной и той же поверхности различна на отдельных участках, то эти участки разграничивают сплошной тонкой линией с нанесением соответствующих размеров и обозначений шероховатости

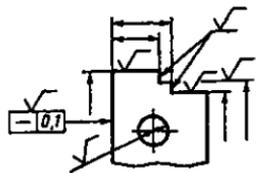


Рис. 6

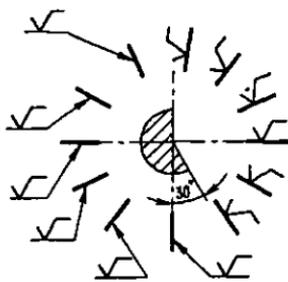


Рис. 7

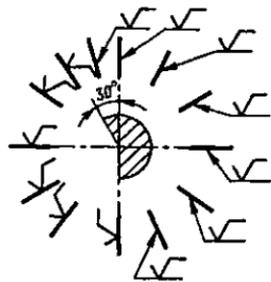


Рис. 8

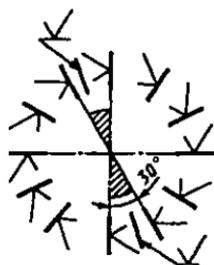


Рис. 9

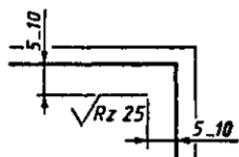


Рис. 10

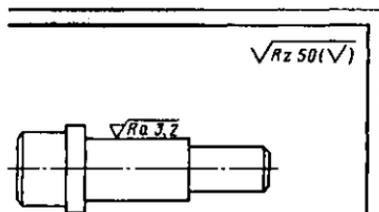


Рис. 11

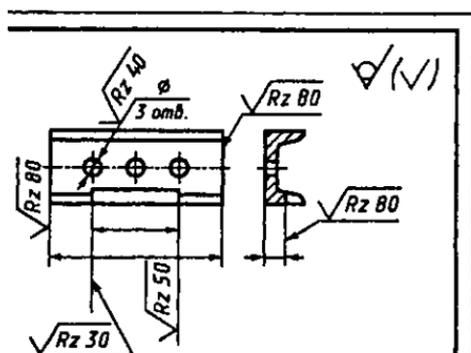


Рис. 12

(рис. 13, а). Через заштрихованную зону линию границы между участками не проводят (рис. 13, б).

Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, эвольвентных шлицев и т.п., если на чертеже не приведен их профиль, условно наносят на линии делительной поверхности (рис. 14, а-в), а для глобоидных червяков и сопряженных с ними колес – на линии расчетной окружности (рис. 14, г).

Обозначение шероховатости поверхности профиля резьбы наносят по общим правилам при изображении профиля (рис. 15, а), или условно на выносной линии для указания размера резьбы (рис. 15, б-д), на размерной линии или на ее продолжении (рис. 15, е). Знаком "*" на рис. 15, д отмечено место нанесения обозначения резьбы.

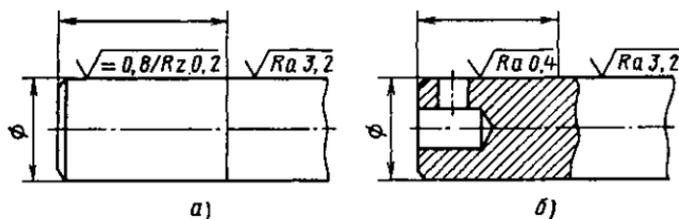


Рис. 13

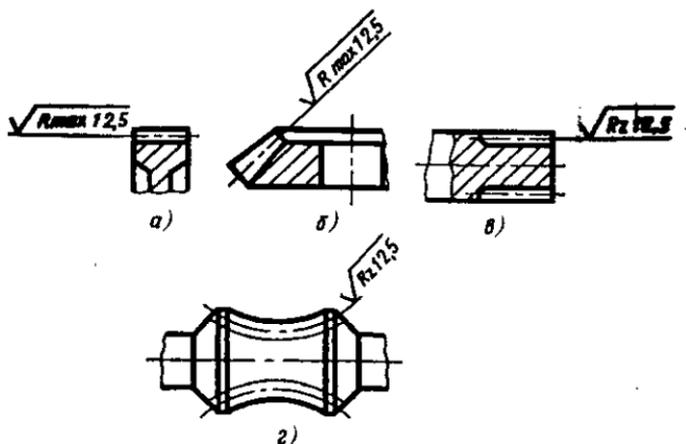


Рис. 14

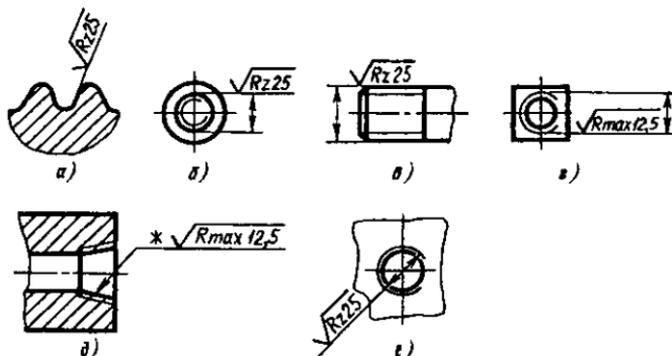


Рис. 15

Если шероховатость поверхностей, образующих контур, должна быть одинаковой, обозначение шероховатости наносят один раз в соответствии с рис. 16. Диаметр вспомогательного знака \bigcirc – 4...5 мм. В обозначении одинаковой шероховатости поверхностей, плавно переходящих одна в другую, знак \bigcirc не приводят (рис. 17).

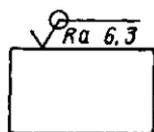


Рис. 16

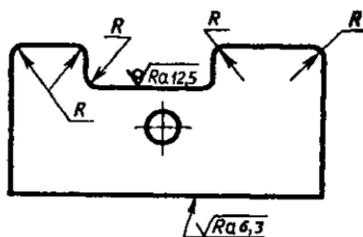


Рис. 17

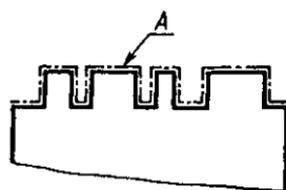


Рис. 18

Обозначение одинаковой шероховатости поверхности сложной конфигурации допускается приводить в технических требованиях чертежа со ссылкой на буквенное обозначение поверхности, например:

"Шероховатость поверхности А – $\sqrt{Ra\ 0,4}$; $\sqrt{Rz\ 50}$.

При этом буквенное обозначение поверхности наносят на полке линии-выноски, проведенной от утолщенной штрихпунктирной линии, которой обводят поверхность на расстоянии 0,8...1 мм от линии контура (рис. 18).

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автоматизация проектирования 417, 419, 432

Б

Бобышки 233, 237

Болты 241, 511

В

Валы, диаметры 43

- концевые участки цилиндрические со шпоночным пазом 259

- - - - шлицевые 261

- - - - конические 263

- материалы 273

- расчет на статическую прочность 273, 296

- расчет на сопротивление усталости 279, 297

- пример расчета допусков формы и расположения 383, 388

Валы-шестерни, конструирование 92, 325, 328, 330, 334

Винты крепежные 512, 513

- установочные 515, 516

Водило 204, 205

Волновые зубчатые передачи 219

- - - подшипники шариковые радиальные для кулачкового генератора 227, 228

Г

Гайки круглые шлицевые 483

- шестигранные 267, 515

Галтели 259, 260, 282

Д

Диаметры отверстий под болты 241

- - под крепежные винты 241

Долбяк, размеры 89

Допуски общие 524, 533, 534

Допуски размеров, числовые значения 481, 482

- - степень точности 386

- формы и расположения, основные понятия 363, 533, 534

- условные обозначения 368
- числовые значения 380
- расчет 388

З

- Записка пояснительная, общие требования 458
- Звездочки для роликовых и втулочных цепей, рабочий чертеж 118, 413, 414
 - для зубчатых цепей, рабочий чертеж 119, 415
- Зубчатые колеса, автоматизированное проектирование 432
 - модули 22
 - передачи конические, выбор материала и термической обработки 16
 - допускаемые напряжения 19
 - допуски формы и расположения 395, 533
 - определение основных параметров 27
 - силы в зацеплении 31
 - цилиндрические, выбор материала и термической обработки 16
 - допускаемые напряжения 19
 - допуски формы и расположения 391, 533
 - определение основных параметров 20
 - силы в зацеплении 24
 - фрезы, диаметры 94

К

- Канавки для выхода долбяка 89
 - фрезы в шевронных зубчатых колесах 88
 - шлифовального круга 167
- Кольца пружинные упорные плоские 152, 491, 492
- Крышки люков 245, 246
 - подшипников закладные 176
 - привертные 173

М

- Манжеты резиновые армированные для валов 189, 494
- Масла, выбор 179
- Маслоуказатели 187
- Материалы смазочные 522
- Муфты приводов, компенсирующие возможности 346
 - цепные 346

- упругие втулочно-пальцевые 348
- со звездочкой 351
- с торообразной оболочкой 352

О

- Опоры валов плавающие 51, 153, 163
 - фиксирующие 51, 152
- Основная надпись для текстовых документов 457
 - для чертежей 456, 457
- Отдушины 188, 247

П

- Передачи, коэффициент полезного действия 7
 - передаточные числа 8
 - выбор степени точности 25
- Перечень стандартов на основные материалы деталей 517
 - нормативно-технической документации на смазочные материалы 522
- Подшипники качения, вычерчивание внутренней конструкции 169, 170
 - выбор 49
 - для кулачкового генератора 227, 228
 - крепление на валу и в корпусе 149, 152
 - монтаж и демонтаж 145
 - нагрузка эквивалентная 137, 139
 - осевая 136
 - посадки колец 142, 294, 307
 - примеры подбора 214, 289, 291, 304, 317, 319
 - ресурс 141
 - способы регулирования зазора 156 - 160
 - схемы установки 51
- Предельные отклонения размеров 361, 524
- Пробка коническая 186
 - цилиндрическая 186
- Проектирование с помощью ЭВМ 16, 387, 392, 401, 406, 410, 417, 419, 425
- Проточки для выхода резьбообразующего инструмента 264

Р

Размеры нормальные линейные 481

- свободные 361, 362

- функциональные 361

- цепочные 361, 363

Реакции опор, определение 131, 132, 286, 302, 314

Регулирование зубчатых конических передач 103

- подшипников качения 156

- червячных передач 104

Редукторы волновые 231

- конические, пример расчета и конструирования 75, 300, 311

- планетарные, пример расчета и конструирования 206, 212, 217

- схемы 12, 196, 219

- цилиндрические, пример расчета и конструирования 56, 284, 299

- червячные, пример расчета и конструирования 83, 309, 322, 323

Роликоподшипники конические однорядные 50, 504 – 506

- - - пример расчета 292, 305, 315, 317

- - с большим углом конусности 505

- - с упорным бортом на наружном кольце 506

- радиальные с короткими цилиндрическими роликами 50, 501, 502

С

Сварные швы, обозначения 375

Системы автоматизированного проектирования (САПР) 417

Смазывание передач (зубчатых, червячных) 178

- подшипников 182

Соединения с натягом, пример расчета 126, 284, 312

- шлицевые 122

- - прямобочные, пример расчета 125, 213

- - эвольвентные 125

- шпоночные, пример расчета 121, 213, 286, 301, 313

Спецификация 465, 470, 471

Т

Термическая обработка, обозначение на чертежах 374

Таблица параметров зубчатого венца 389, 392, 396, 399

Технические требования 379, 476, 480, 524, 532

Техническая характеристика 476, 480

У

Уплотнения комбинированные 195

- лабиринтные 193
- манжетные 189, 494
- торцовые 191
- центробежные 195
- щелевые 193

Управление передвижными деталями 104

- - - размеры переводных камней 107

Ф

Фаска, размеры 86, 259

Фреза для нарезания зубьев цилиндрических колес, размеры 94

- - прямобочных шлицев, размеры 262

Ч

Червяки, конструкции 98, 332

- допуски формы и расположения 383, 398, 532

Червячные передачи, выбор материала 34, 36

- - допускаемые напряжения 35, 37
- - определение основных параметров 37
- - силы в зацеплении 40

Чертежи, нанесение надписей, технических требований и таблиц 378, 524, 532

- - - - вал 380, 383, 387
- - - - звездочка 413
- - - - колесо зубчатое цилиндрическое 389, 391, 392
- - - - коническое 391, 395, 396
- - - - червячное 389, 397, 401
- - - - крышка привертная 409, 410
- - - - стакан 403, 406
- - - - червяк 383, 398, 399
- - - - шкив 411, 412

Ш

Шайбы концевые 486

- стопорные пружинные 514
- - многолапчатые 484

- уплотнительные 192, 495
- Шарикоподшипники радиальные однорядные 49, 497
 - - - пример расчета 289
 - - - со стопорной канавкой на наружном кольце 498
 - - сферические двухрядные 214, 500
 - радиально-упорные однорядные 50, 503
- Шероховатость поверхности, обозначение на чертежах 370, 541
 - - рекомендуемые параметры 372
- Шкивы ременных передач 113, 115
- Шлицевые соединения 122
 - прямобочные, конструкция и размеры 123, 489
 - эвольвентные, конструкция и размеры 123, 490
- Шпильки 513
- Шпонки призматические 121, 488
- Шпоночные соединения, пример расчета 121, 213, 286, 301, 313
- Штифты конические 487
 - цилиндрические 488

Э

- Электродвигатели, выбор 6, 10, 56, 67, 76
 - серии АИР 507, 508
 - основные размеры 508, 509
- Эскизный проект 43, 53, 56, 66, 67, 75, 76, 83, 212
- Эпюры моментов 295

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Выбор электродвигателя. Кинематические расчеты. Определение вращающих моментов на валах	5
1.1. Выбор электродвигателя	6
1.2. Кинематические расчеты	11
1.3. Определение вращающих моментов на валах	14
Глава 2. Расчеты передач	16
2.1. Расчет зубчатых передач	16
2.1.1. Расчет цилиндрических зубчатых передач	20
2.1.2. Расчет конических зубчатых передач	27
2.2. Расчет червячных передач	34
2.3. Расчеты других типов передач	43
Глава 3. Эскизное проектирование	43
3.1. Диаметры валов. Расстояния между деталями передач	43
3.2. Выбор типа подшипника	49
3.3. Схемы установки подшипников	51
3.4. Примеры расчетов и разработки эскизных проектов	53
3.4.1. Расчет и эскизное проектирование цилиндрического зубчатого редуктора	56
3.4.2. Расчет и эскизное проектирование конического зубчатого редуктора	67
3.4.3. Расчет и эскизное проектирование червячного редуктора	76
Глава 4. Конструирование зубчатых, червячных колес, червяков, шкивов и звездочек	84
4.1. Цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления	84

4.2. Цилиндрические зубчатые колеса внутреннего зацепления	88
4.3. Блоки зубчатых колес	89
4.4. Конические зубчатые колеса	90
4.5. Валы-шестерни	92
4.6. Червячные колеса	94
4.7. Конструктивные формы червяков	98
4.8. Установка колес на валах	99
4.9. Регулирование осевого положения колес	102
4.10. Управление передвижными деталями	104
4.11. Конструирование шкивов ременных передач	113
4.12. Конструирование звездочек цепных передач	118
Глава 5. Соединения вал-ступица	121
5.1. Шпоночные соединения	121
5.2. Шлицевые соединения	122
5.3. Соединения с натягом	126
Глава 6. Конструирование подшипниковых узлов	131
6.1. Определение сил, нагружающих подшипники	131
6.2. Подбор подшипников по статической грузоподъемности	136
6.3. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности	138
6.4. Выбор посадки колец подшипников	142
6.5. Монтаж и демонтаж подшипников	145
6.6. Крепление подшипников на валах	149
6.7. Крепление подшипников в корпусе	152
6.8. Регулирование подшипников	156
6.9. Конструирование опор валов конических шестерен	160
6.10. Конструирование опор валов-червяков	161
6.11. Опоры плавающих валов	163

6.12. Опоры соосно расположенных валов	165
6.13. Конструктивное оформление посадочных мест	167
6.14. Вычерчивание внутренней конструкции подшипников	169
Глава 7. Конструирование стаканов и крышек подшипников	171
7.1. Конструирование стаканов	171
7.2. Конструирование крышек подшипников	173
Глава 8. Смазывание, смазочные устройства и уплотнения	178
8.1. Смазывание зубчатых и червячных передач	178
8.2. Смазывание подшипников	182
8.3. Смазочные устройства	185
8.4. Уплотнительные устройства	189
Глава 9. Расчет и конструирование планетарных передач	196
9.1. Кинематический расчет	196
9.2. Силовой расчет	198
9.3. Конструирование планетарных передач	201
9.4. Пример расчета и конструирования мотор-редуктора с планетарной передачей	206
Глава 10. Расчет и конструирование волновых передач	219
10.1. Основные схемы передач	219
10.2. Выбор параметров зацепления	220
10.3. Конструирование гибких и жестких колес	222
10.4. Конструирование генератора волн	226
10.5. Тепловой режим и смазывание волновой передачи	229
10.6. Примеры конструкций волновых передач	230
Глава 11. Корпусные детали	232
11.1. Корпуса цилиндрических редукторов	233
11.2. Конические и коническо-цилиндрические редукторы	247

11.3. Червячные редукторы	249
11.4. Корпуса планетарных и волновых редукторов	253
11.5. Корпуса коробок передач	253
11.6. Оформление мест соединения корпуса с фланцем электродвигателя	255
11.7. Сварные корпуса	257
Глава 12. Конструирование, валов	259
12.1. Концевые участки валов	259
12.2. Установка деталей на концевых участках валов	264
12.3. Конструкции валов	267
12.4. Расчеты валов на прочность	272
Глава 13. Примеры конструирования редукторов	284
13.1. Конструирование цилиндрического зубчатого ре- дуктора	284
13.2. Конструирование конического зубчатого редуктора	300
13.3. Конструирование червячного редуктора	309
Глава 14. Примеры конструкций узлов зубчатых и чер- вячных передач	324
14.1. Входные (быстроходные) валы	324
14.2. Промежуточные валы	333
14.3. Выходные (тихоходные) валы	338
Глава 15. Муфты	345
15.1. Установка полумуфт на валах	345
15.2. Компенсирующие муфты	346
Глава 16. Выполнение чертежей деталей	357
16.1. Общие положения	357
16.2. Задание размеров	359
16.3. Предельные отклонения размеров	361
16.4. Допуски формы и допуски расположения поверх- ностей	363

16.5. Шероховатость поверхностей	369
16.6. Обозначение термической обработки	374
16.7. Обозначение сварных швов	375
16.8. Расположение на чертеже детали размеров, обозначений баз, допусков формы и расположения, шероховатости и технических требований	378
16.9. Рабочие чертежи типовых деталей	380
16.9.1. Валы, валы-шестерни, червяки	380
16.9.2. Зубчатые цилиндрические, конические и червячные колеса, червяки	389
16.9.3. Стаканы	402
16.9.4. Крышки подшипников качения	407
16.9.5. Шкивы	411
16.9.6. Звездочки	413
Глава 17. Автоматизация конструкторских работ	417
17.1. Элементы САПР и их использование при курсовом проектировании по деталям машин	417
17.2. Оптимизационное проектирование	419
17.3. Автоматизированное проектирование цилиндрических зубчатых колес	432
17.3.1. Формирование геометрического образа (конструирование)	438
17.3.2. Выполнение чертежа колеса	446
17.3.3. Сохранение чертежа, создание банка проектов	452
17.3.4. Редактирование чертежа средствами AutoCAD	453
Глава 18. Оформление проекта	453
18.1. Виды изделий и конструкторских документов, их обозначение	453
18.2. Основные надписи	456
18.3. Составление пояснительной записки	458
18.4. Составление спецификаций	465

18.5. Оформление сборочного чертежа	473
18.6. Оформление чертежа общего вида	477
Глава 19. Справочные таблицы	481
Список литературы	522
Приложение А.	524
Приложение Б.	532
Приложение В.	541
Предметный указатель	549

Учебное издание

**Дунаев Петр Федорович,
Леликов Олег Павлович**

ДЕТАЛИ МАШИН. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Лицензия ИД № 05672 от 22.08.01 г.

Редакторы: *С. М. Макеева, А. А. Куликова, Д. А. Елисеев*
Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Корректор *М. Я. Барская*

Инженеры по компьютерному макетированию:
И. В. Евсеева, Г. Ю. Корабельникова, М. А. Филатова

Сдано в набор 18.05.04. Подписано в печать 31.05.04
Формат 60 × 88/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times.
Печать офсетная. Усл. печ. 34,3. Усл.кр-отт. 34,3
Уч.-изд. л. 32,00. Тираж 5000 экз. Заказ № 10292

ОАО "Издательство "Машиностроение"
107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Оригинал макет подготовлен в издательско-полиграфическом центре
Тамбовского государственного технического университета
392000, г. Тамбов, ул. Советская, 106, к. 104

Отпечатано в ГУП ПШП "Типография "Наука" РАН
121099, г. Москва, Шубинский пер., 6