

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Главной частью резьбового соединения является резьба. Резьбы можно разделить по назначению на следующие виды:

1. Крепежные резьбы, служащие главным образом для скрепления деталей, как правило, треугольного профиля, обладающего повышенным трением (приведенный коэффициент трения f' в $f/\cos \gamma$ раз больше обычного коэффициента f , где γ — половина угла профиля резьбы) и свойством самоторможения резьбы, повышенной прочностью резьбы и удобством изготовления.

2. Крепежно-уплотнительные резьбы, служащие для герметичного скрепления деталей (трубопроводов, арматуры), выполняемые также треугольного профиля, но без радиальных зазоров.

3. Резьбы для передачи движения (в ходовых и грузовых винтах). Для уменьшения трения выполняются трапецидальными с симметричным и несимметричным (упорная резьба) профилем, а также с прямоугольным профилем.

Деление резьб по назначению не является строгим. Так, например, резьбы треугольного профиля с малым шагом иногда используют для особо точных ходовых винтов, а треугольные и упорные резьбы — в качестве крепежных.

Наибольшее распространение в промышленности имеет метрическая резьба.

инструмента и уменьшения повреждений (забоин) вершины витков и впадины винта и гайки выполняют притупленными (форма впадин резьбы винта стандартом не определяется и может быть как плоско-срезной, так и закругленной с $r = \frac{H}{6} = 0,144S$).

Так как срезанная вершина витка гайки не доходит до тела винта, а срезанная вершина витка винта — до тела гайки, то метрическая резьба получается негерметичной.

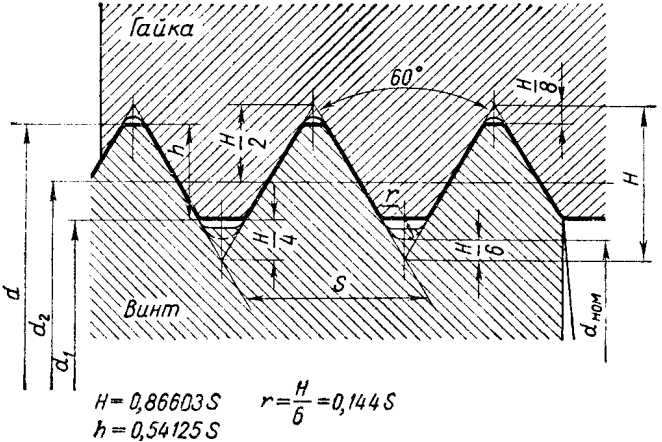


Рис. 1.1

ГОСТ 8724—58 для каждого диаметра d резьбы предусматривает один крупный и несколько мелких шагов, величины которых для интервала диаметров от 6 до 48 мм приведены в табл. 1.1.

В крепежных изделиях (болтах, шпильках и винтах) резьбы с мелкими шагами применяют редко. Используют их для соединений с малыми осевыми усилиями, где желательно лучшее самоторможение и не требуется равная прочность стержня и резьбы [11].

В табл. 1.2 приведены основные размеры резьб (интервал

Таблица 1.1

Шаги метрических резьб для $d = 6 \div 48$ мм по ГОСТ 8724—58 (рис. 1.1)
Размеры, мм

Диаметр d			Шаги S							
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	крупный	мелкие						
6			1,00						0,75	0,5
		7	1,00						0,75	0,5
8			1,25					1	0,75	0,5
		9	(1,25)					1	0,75	0,5
10			1,50				1,25	1	0,75	0,5
		11	(1,50)					1	0,75	0,5
12			1,75			1,5	1,25	1	0,75	0,5
	14		2,00			1,5	1,25	1	0,75	0,5
		15	—			1,5				
16			2,00			1,5		1	0,75	0,5
		17	—			1,5				
	18		2,50		2	1,5		1	0,75	0,5
20			2,50		2	1,5		1	0,75	0,5
	22		2,50		2	1,5		1	0,75	0,5
24			3,00		2	1,5		1	0,75	
	25		—		2	1,5				
	27		3,00		2	1,5		1	0,75	
30			3,50		2	1,5		1	0,75	
	33		3,50		2	1,5		1	0,75	
36			4,00	3	2	1,5		1	0,75	
	39		4,00	3	2	1,5		1		
		40	4,00			1,5				
42			4,50	3	2	1,5		1		
	45		4,50	3	2	1,5		1		
48			5,00	3	2	1,5		1		

Примечание. При выборе диаметров резьбы предпочитают 1-й ряд 2-му, 2-й ряд 3-му.

диаметров от 6 до 20 мм) с крупным шагом, изготавливаемых по ГОСТ 9150—59.

Условное обозначение резьбы диаметром, например, $d = 24$ мм с крупным шагом: M24. То же, с мелким шагом $S = 1,5$ мм: M24×1,5.

§ 1. МЕТРИЧЕСКАЯ РЕЗЬБА

На рис. 1.1 приведена метрическая резьба по ГОСТ 9150—59 (утолщенной линией показан номинальный профиль, общий для винта и гайки). Параметрами резьбы являются наружный диаметр d винта и шаг S .

Профиль метрической резьбы — равнобедренный треугольник (высота треугольника $H = \frac{S}{2} \cdot \tan 30^\circ = 0,86603S$), со срезанной по прямой вершиной (у винта на $\frac{1}{8}$, а у гайки на $\frac{1}{4}$ высоты треугольника). Рабочая высота профиля $h = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4} = 0,625H = 0,54125S$. Для уменьшения концентрации напряжений, повышения стойкости резьбообразующего

Таблица 1.2

Основные размеры, мм, метрических резьб для $d = 6 \div 20$ мм по ГОСТ 9150—59 (рис. 1.1)

Диаметры резьбы			Шаг резьбы S	Высота профиля h
наружный d	средний d_2	внутренний d_1		
6	5,350	4,918	1,00	0,541
7	6,350	5,918	1,00	0,541
8	7,188	6,647	1,25	0,676
9	8,188	7,647	1,25	0,676
10	9,026	8,376	1,50	0,812
11	10,026	9,376	1,50	0,812
12	10,863	10,106	1,75	0,947
14	12,701	11,835	2,00	1,082
16	14,701	13,835	2,00	1,082
18	16,376	15,294	2,50	1,353
20	18,376	17,294	2,50	1,353

§ 2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ДРУГИХ ТИПАХ РЕЗЬБ

На рис. 1.2 приведена трубная цилиндрическая резьба по ГОСТ 6357—52, являющаяся герметичной резьбой и применяемая главным образом (но не исключительно)

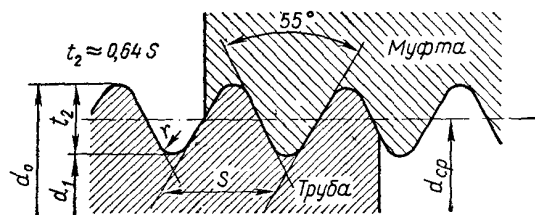


Рис. 1.2

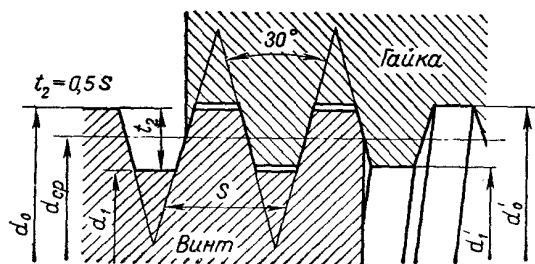


Рис. 1.3

в трубопроводах. На чертежах наружный диаметр d_0 резьбы условно обозначают размером внутреннего диаметра трубы в дюймах. Так, например, «1" труб.» означает: наружный диаметр резьбы на поверхности трубы с условным внутренним диаметром 1". В стандарте для каждого условного диаметра в интервале $\frac{1}{8}$ до 6" указаны: d_0 , d_{cp} , d_1 , S , высота t_2 профиля и радиус r закругления вершины профиля. Для условных диаметров от 1 до 6": $S = 2,309$ мм, $t_2 = 1,478$ мм и $r = 0,317$ мм.

Для соединения труб, установки пробок и масленок применяется еще трубная коническая резьба (конусность

1 : 16) по ГОСТ 6211—52, которая может свинчиваться также с цилиндрической трубной резьбой. Затяжкой конической резьбы достигают особо плотного прилегания профилей по вершинам, непроницаемости и требуемого натяга.

На рис. 1.3 изображена трапецеидальная резьба по ГОСТ 9484—60. Профиль—трапеция с углом при

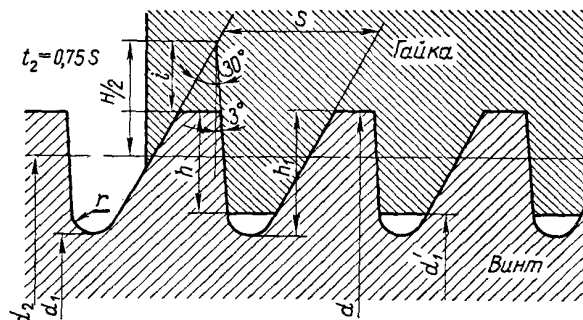


Рис. 1.4

вершине 30°. Имеет меньшие потери на трение, чем треугольная метрическая резьба, удобна при изготовлении и более прочна, чем прямоугольная. Является основной для передач винт—гайка.

На рис. 1.4 показан профиль упорной резьбы по ГОСТ 10177—62. Малый угол ($\gamma = 3^\circ$) наклона рабочей стороны несимметричных треугольных витков резьбы снижает коэффициент $f' = \frac{f}{\cos 3^\circ}$ и силу трения по сравнению с трапецеидальной резьбой (резьба с $\gamma = 0^\circ$ неудобна в изготовлении). Применяется для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой (прессы, грузовые крюки).

Дюймовую крепежную резьбу с углом при вершине 55° (ОСТ НКТП 1260) применяют для замены деталей в машинах некоторых иностранных фирм.

Кроме рассмотренных, стандартизовано еще несколько специальных резьб (для буровых труб; вентилей пневматических машин; круглая для цоколей электроламп и др.) [6].

§ 3. ИЗГОТОВЛЕНИЕ И МОНТАЖ РЕЗЬБОВЫХ ИЗДЕЛИЙ

Резьбу наносят режущим инструментом или накаткой (при массовом изготовлении).

Процесс накатки состоит в выдавливании металла цилиндрической заготовки гребенкой с последующей обкаткой и кали-

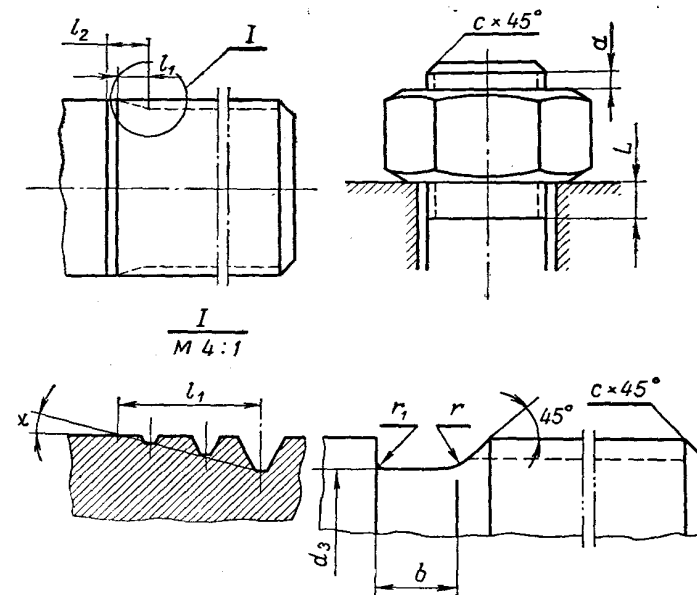


Рис. 1.5

Таблица 1.3

Выходы резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски, мм, по ГОСТ 10549—63 (рис. 1.5 и 1.6)

Шаг резьбы S	Для наружной резьбы							Для внутренней резьбы						
	Сбег	Недорез *	Проточка				Фаска c	Сбег	Недорез	Проточка				Фаска c_1
			Тип I, нормальная							Тип I, нормальная				
			l_1 max при $\alpha = 20^\circ$	l_2 max	b	r				r_1	d_2	l_3 max	l_4 max	
1,00	1,8	3,0	3,0	1,0	0,5	$d-1,5$	1,0	2,7	4,0	4,0	1,0	0,5	$d+0,5$	1,0
1,25	2,2	4,0	4,0	1,0	0,5	$d-1,8$	1,5	3,3	5,0	5,0	1,0	0,5	$d+0,5$	1,0
1,50	2,8	4,0	4,0	1,0	0,5	$d-2,2$	1,5	4,0	6,0	6,0	1,5	1,0	$d+0,7$	1,5
1,75	3,2	4,0	4,0	1,0	0,5	$d-2,5$	1,5	4,7	7,0	7,0	1,5	1,0	$d+0,7$	1,5
2,00	3,5	5,0	5,0	1,5	0,5	$d-3,0$	2,0	5,5	8,0	8,0	2,0	1,0	$d+1,0$	2,0
2,50	4,5	6,0	6,0	1,5	1,0	$d-3,5$	2,5	7,0	10,0	10,0	3,0	1,0	$d+1,0$	2,5
3,00	5,2	6,0	6,0	1,5	1,0	$d-4,5$	2,5	5,7	9,0	10,0	3,0	1,0	$d+1,2$	2,5

* Недорез складывается из сбега и недовада резьбы.

Примечания. 1. α — угол заборной части резьбообразующего инструмента.

2. Под недовадом резьбы понимают величину ненарезанной части детали между концом сбега и ее опорной поверхностью.

3. В ответственных случаях применяют более широкие (тип II) проточки с одинаковым и, для уменьшения концентрации напряжения, большим радиусом закругления.

4. Стандарт предусматривает также уменьшенные недорезы и узкие проточки.

5. Для внутренней резьбы с шагом $S \geq 3$ мм сбеги и недорезы предусматривают только уменьшенных размеров.

6. Стандарт не распространяется на концы установочных винтов.

7. Размеры $a \geq (1 \div 2) S$; $L \geq (2,5 \div 3,5) S$.

бровкой резьбы. Преимущества этого метода по сравнению с обработкой резанием: более высокая производительность, меньшие затраты на инструмент и повышенная прочность резьбы вследствие уплотнения материала (современными резьбонакатными станками обеспечивается высокая точность резьбы).

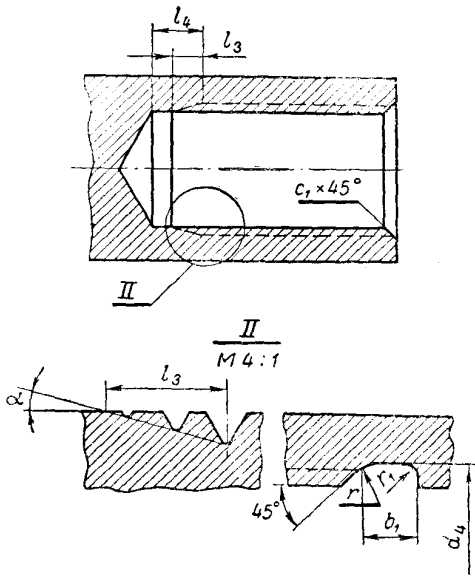


Рис. 1.6

Недостаток — увеличение диаметра резьбы по сравнению с диаметром заготовки.

При нарезании резьбы на обрабатываемой детали для вывода режущего инструмента предусматривают проточки или участки

Таблица 1.4

Места под шестигранные головки болтов и гайки по МН 5016—63 (рис. 1.7)
Размеры, мм

<i>d</i>	Размер «под ключ» <i>S</i>	Под шестигран- ные гайки, головки болтов и пружинные шайбы	Под шайбы по ГОСТ 11371—65	<i>D</i> ₁
		<i>D</i> ₀		
8	12	18	—	20
8	14	20	22	24
10	14	20	—	24
10	17	24	26	28
12	17	24	—	28
12	19	26	28	30
14	19	26	—	30
14	22	30	32	34
16	22	30	—	34
16	24	32	36	38
18	24	32	—	38
18	27	36	40	42
20	27	36	—	42
20	30	40	42	45

Примечание. Размер *h* — до чистоты.

с неполным профилем резьбы (сбеги) и фаски (подробно см. [11]).

В табл. 1.3 приведены размеры элементов выходов.

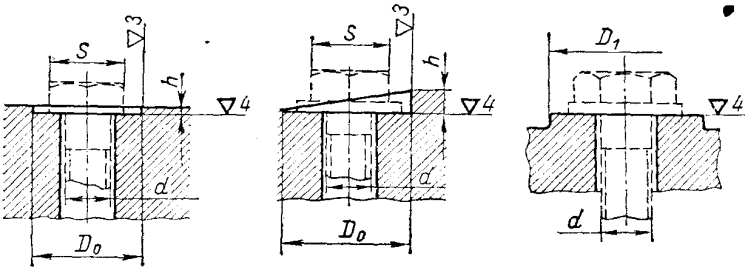


Рис. 1.7

Таблица 1.5
Места под головки винтов по МН 5016—63 (рис. 1.8)
Размеры, мм

<i>d</i>	<i>d</i> ₁			<i>D</i>		<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂	<i>D</i> под винты с потайной и полупотайной головкой
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	1-й ряд	2-й ряд			
5	5,2	5,5	6,0	9,5	10	4,0	5,5	10,3
6	6,3	6,5	7,0	11	12	4,5	6,5	12,3
8	8,4	9,0	10,0	14	15	5,5	8,5	16,5
10	10,5	11,0	12,0	17	18	7,0	11	20,0
12	12,5	13,0	14,0	19	20	8,0	13	24,0
14	14,5	15,0	17,0	22	24	9,0	15	28,0
16	16,5	17,0	19,0	26	28	10,0	17	31,0
18	18,5	19,0	21,0	28	30	11,0	19	35,0
20	21,0	22,0	24,0	32	34	12,0	21	39,0

Примечания: 1. Значение *D* рекомендуется применять: а) по 1-му ряду, если сквозные отверстия взяты также по 1-му ряду; б) по 2-му ряду, если сквозные отверстия по 2-му и 3-му ряду.
2. В случае применения пружинной шайбы размеры *h*₁ и *h*₂ увеличивают на толщину шайбы.
3. Размеры *h* — до чистоты.

Таблица 1.6

Диаметры отверстий на проход (под болты, винты и шпильки), мм [2]

Диаметр резьбы	Точная сборка		Грубая сборка	
	первая	вторая	первая	вторая
8	8,3	8,5	9	10,5
10	10,5	11,0	11	12,5
12	12,5	13,0	13	14,5
14	14,5	15,0	15	17,0
16	16,5	17,0	17	19,0
18	18,5	19,0	20	21,0
20	20,0	21,0	22	24,0
22	22,5	23,0	24	26,0
24	24,5	25,0	26	28,0

Примечания: 1. Градация диаметров отверстий соответствует ГОСТ 885—65 «Сверла спиральные».
2. В графе «Точная сборка» указаны диаметры сверл для точной механики и приборостроения (сборка 1-я) и для машиностроения, станкостроения и т. д. (сборка 2-я).
3. В графе «Грубая сборка» указаны диаметры сверл как для машиностроения, так и для других отраслей промышленности.

Для устранения неравномерного распределения сил на опорных поверхностях головок болтов и гаек и появления в стержнях напряжений изгиба ([11, стр. 69] места деталей,

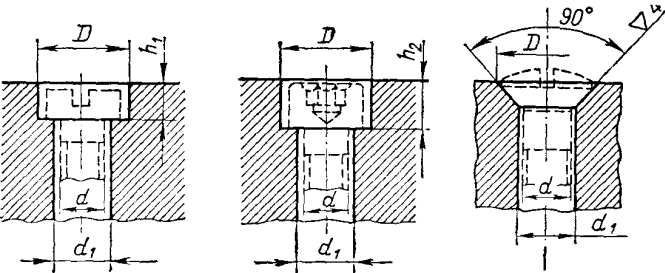


Рис. 1.8

соприкасающиеся с головками и гайками, обрабатывают до чистоты (рис. 1.7 и табл. 1.4).

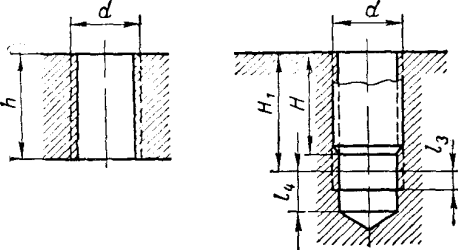


Рис. 1.9

Головки винтов могут удобно утапливаться в углублениях на детали (рис. 1.8, табл. 1.5), благодаря чему уменьшаются габаритные размеры машины, улучшается ее внешний вид и облегчается обтирка.

Таблица 1.7

Глубина завинчивания винтов и шпилек с метрической резьбой крупного шага, выполняемой по ГОСТ 9150—59 (рис. 1.9) [2]

<i>d</i>	Сталь и бронза			Чугун		
	<i>h</i>	<i>H</i>	<i>H</i> ₁	<i>h</i>	<i>H</i>	<i>H</i> ₁
6	8	6	8,0	12	10	12
8	10	8	10,5	15	12	15
10	12	10	13,0	18	15	18
12	15	12	16,0	22	18	22
14	18	14	18,0	24	20	24
16	20	16	20,0	26	22	26
18	22	18	24,0	30	25	30
20	24	20	25,0	32	28	34

Примечания: 1. *H* — нормальная глубина завинчивания шпилек и винтов, мм.
2. *H*₁ — наименьшая длина полной резьбы (без сбега), мм.
3. Размеры *l*₃ и *l*₄ — по ГОСТ 10549—63, мм.

БОЛТЫ, ШПИЛЬКИ, ВИНТЫ, ГАЙКИ, ШАЙБЫ И ГАЕЧНЫЕ КЛЮЧИ

§ 1. СТАНДАРТНЫЕ ТИПЫ БОЛТОВ

Стандарты устанавливают 18 типов болтов, отличающихся один от другого формой головки, наличием или отсутствием подголовка и его формой, видом конца стержня и точностью изготовления.

Головки: шестигранная, полукруглая и потайная.

Подголовки: цилиндрический — служит для направления; квадратный и в виде «уса» (при потайных и полукруглых головках) — для устранения вращения при затягивании гайки ключом.

Концы стержней у болтов: с шестигранной головкой — фаска (небольшой высоты конус) под углом 45° и цилиндрический выступ (у болтов с утолщенным стержнем, см. рис. 2.13); с полукруглой и потайной головками с накатанной резьбой — без фаски. Общие для всех болтов ГОСТ 1759—62 и 10549—63 допускают накатку резьбы без конической фаски (у болтов с ше-

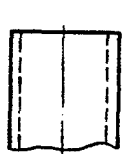


Рис. 2.1

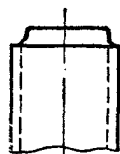


Рис. 2.2

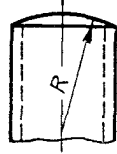


Рис. 2.3

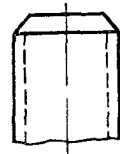


Рис. 2.4

стигранной головкой) и применение сферической и цилиндрической формы концов стержней.

Обработка болтов нормальной точности производится по 3-му классу чистоты $\nabla 3$, а повышенной — по $\nabla 4$; стержня между головкой и резьбой — по $\nabla 5$.

Переход от стержня к головке для уменьшения концентрации напряжений оформляют в виде галтели с радиусом закругления от 0,5 до 1,5 мм в зависимости от диаметра резьбы.

Отношения высот H головок, размеров S «под ключ» и диаметров D описанных окружностей головок к диаметрам резьбы болтов нормальной и повышенной точности с нормальными шестигранными головками для болтов диаметром от 12 до 48 мм колеблются в следующих пределах:

$$\begin{aligned} H/d &= 0,75 \div 0,63 \approx 0,7; \\ S/d &= 1,83 \div 1,56 \approx 1,7; \\ D/d &= 2,1 \div 1,8 \approx 1,95. \end{aligned}$$

Эти отношения не постоянны для болтов разных диаметров, поскольку размеры H и S «под ключ» округлены в стандартах до целых чисел миллиметров.

Кроме нормальных шестигранных головок, стандартами предусмотрены головки уменьшенные ($H/d \approx 0,55$; $S/d \approx 1,5$ и $D/d \approx 1,6$), у которых размеры H , S и D такие же, как у нормального болта с предыдущим меньшим диаметром; например, размеры уменьшенной головки у болта диаметром 27 мм те же, что и у нормальной головки болта диаметром 24 мм. При разных высотах прочность уменьшенной головки на срез меньше нормальной, но на изгиб из-за меньшего изгибающего

момента больше. Болты с уменьшенными головками дешевле, а потому их целесообразно применять во всех случаях, когда опорная поверхность уменьшенной головки достаточна.

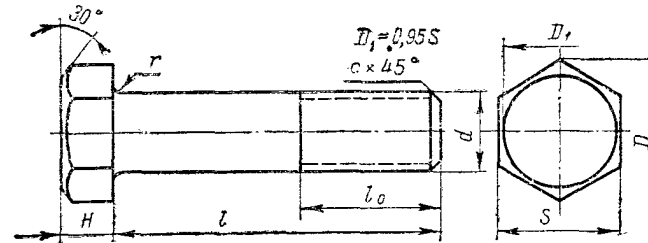


Рис. 2.5

Рис. 2.1, 2.2, 2.3 и 2.4. Концы болтов, винтов и шпилек по ГОСТ 1759—62 и 10549—63.

Рис. 2.5. Форма болта с шестигранной головкой (нормальной и повышенной точности) по ГОСТ 7798—62 и 7805—62. Такая же

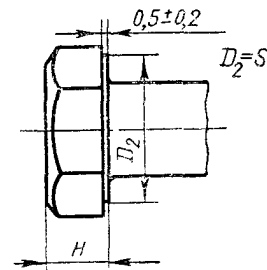


Рис. 2.6

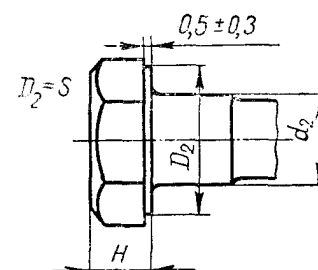


Рис. 2.8

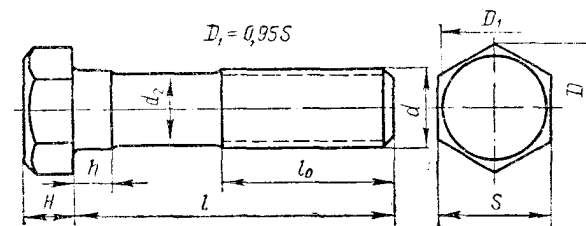


Рис. 2.7

форма предусмотрена и для болтов с шестигранной уменьшенной головкой по ГОСТ 7796—62 и 7808—62.

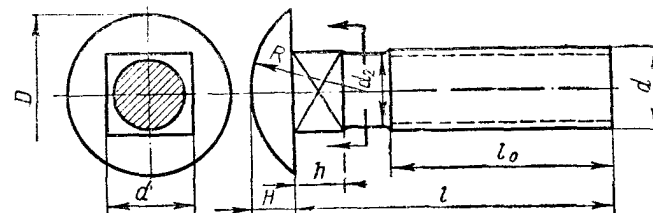


Рис. 2.9

Рис. 2.6. Вариант головки болта повышенной точности по ГОСТ 7798—62 и 7805—62.

Рис. 2.7. Болт с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком нормальной и повышенной точности по ГОСТ 7795—62 и 7811—62.

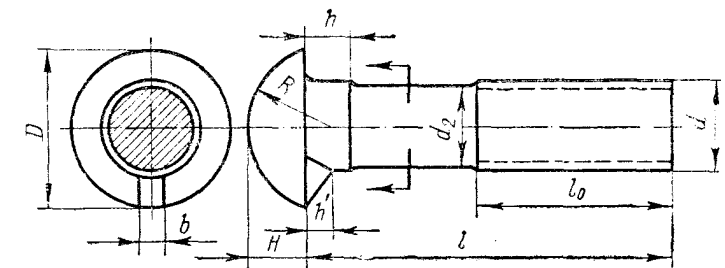


Рис. 2.10

Рис. 2.8. Вариант головки с направляющим подголовком по ГОСТ 7795—62 и 7811—62.

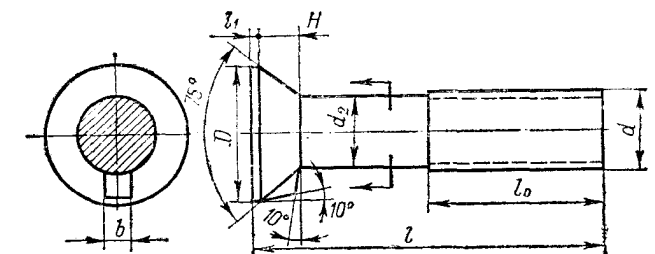


Рис. 2.11

Рис. 2.9. Болт с полукруглой головкой и квадратным подголовком нормальной точности по ГОСТ 7802—62. Такая же форма предусмотрена и для болтов с увеличенной полукруглой головкой по ГОСТ 7804—62.

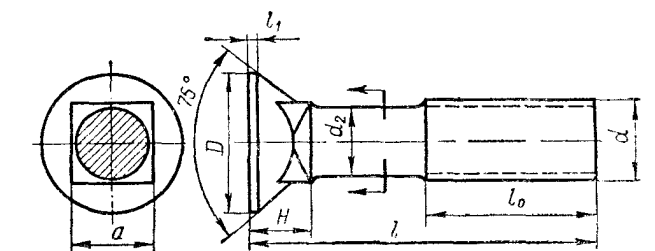


Рис. 2.12

Рис. 2.10. Болт с полукруглой головкой и усом по ГОСТ 7801—62.

Рис. 2.11. Болт с потайной головкой и усом по ГОСТ 7785—62.

Рис. 2.12. Болт с потайной головкой и квадратным подголовком по ГОСТ 7786—62.

Рис. 2.13. Болт с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817—62. Такой болт предназначен для восприятия только поперечных нагрузок

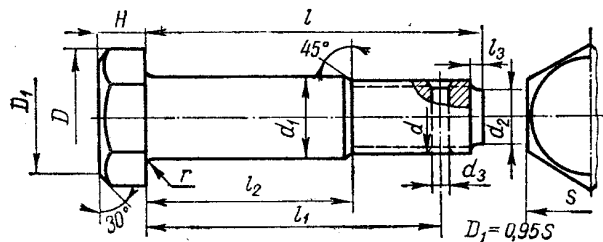


Рис. 2.13

стержнем между головкой и резьбой, вставляется в отверстие с небольшим натягом. Стержень до конической части перед резьбой обрабатывают по $\nabla 7$ под посадку в системе отверстия.

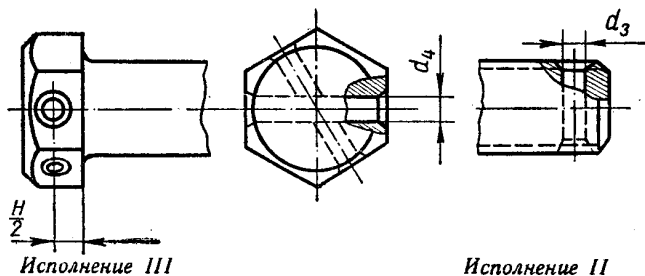


Рис. 2.14

Рис. 2.14. Несколькими ГОСТами предусмотрены болты повышенной точности с отверстиями для шплинтов или проволоки в головках или на концах стержней, например, ГОСТ 7805—62 предусмотрены не только исполнение болта, форма

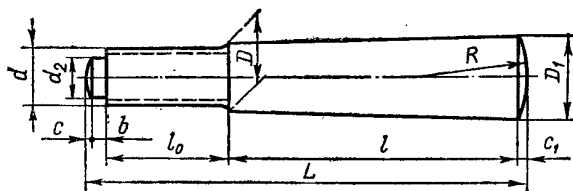


Рис. 2.15

которого показана на рис. 2.5 (исполнение I), но и отличающиеся от изображенного наличием отверстий либо только

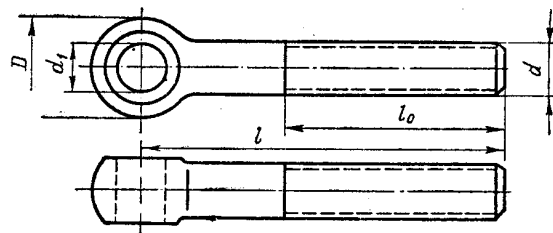


Рис. 2.16

в стержне (исполнение II), либо только в головке (исполнение III).

Размеры, мм, болтов с шестигранной головкой (нормальной и повышенной точности) по ГОСТ 7798—62 и 7805—62 и таких же болтов с уменьшенной головкой по ГОСТ 7796—62 и 7808—62 (рис. 2.5 и 2.14)

ГОСТ 7798—62 и 7805—62							ГОСТ 7796—62					ГОСТ 7808—62				
d	S	H	D	r	d ₃	d ₄	от l до	l ₀	от l до	l ₀	Резьба до головки при l ≤	от l до	l ₀	от l до	l ₀	Резьба до головки при l ≤
6	10	4,0	11,5	0,5	2	1,8	14—75	18	—	—	20	6—75	18	—	—	20
8	14	5,5	16,2	0,5	2	2,0	14—80	22	—	—	25	8—90	22	—	—	25
10	17	7,0	19,6	0,6	2	2,5	20—150	26	160—200	32	30	12—150	26	160—200	32	30
12	19	8,0	21,9	0,8	3	3,0	25—150	30	160—260	36	30	14—150	30	160—260	36	30
(14)	22	9,0	25,4	0,8	3	3,5	25—150	34	160—260	40	35	16—150	34	160—260	40	35
16	24	10,0	27,7	1,0	4	4,0	30—150	38	160—300	44	45	20—150	38	160—260	44	40
(18)	27	12,0	31,2	1,0	4	4,0	35—150	42	160—300	48	45	20—150	42	160—260	48	45
20	30	13,0	34,6	1,0	4	4,0	40—150	46	160—300	52	50	25—150	46	160—260	52	50
(22)	32	14,0	36,9	1,0	5	4,0	50—150	50	160—300	56	55	30—150	50	160—260	56	55
24	36	15,0	41,6	1,5	5	4,0	50—150	54	160—300	60	60	35—150	54	160—260	60	60
(27)	41	17,0	47,3	1,5	5	4,0	60—150	60	160—300	66	65	35—150	60	160—260	66	65
30	46	19,0	53,1	1,5	6	4,0	60—150	66	160—300	72	70	40—150	66	160—260	72	70
36	55	23,0	63,5	2,0	6	5,0	75—150	78	160—300	84	80	45—150	78	160—300	84	80
42	65	26,0	75,0	2,0	8	5,0	80—150	90	160—300	96	90	55—150	90	160—300	96	100
48	75	30,0	86,5	2,0	8	5,0	90—150	102	160—300	108	110	65—150	102	160—300	108	110

ГОСТ 7796—62 и 7808—62							ГОСТ 7796—62					ГОСТ 7808—62				
d	S	H	D	r	d ₃	d ₄	от l до	l ₀	от l до	l ₀	Резьба до головки при l ≤	от l до	l ₀	от l до	l ₀	Резьба до головки при l ≤
8	12	5,0	13,8	0,5	2	1,8	14—150	22	—	—	25	8—150	22	—	—	30
10	14	6,0	16,2	0,6	2	1,8	16—150	26	160—200	32	30	10—150	26	160—200	32	30
12	17	7,0	19,6	0,8	3	2,0	25—150	30	160—260	36	30	14—150	30	160—260	36	35
(14)	19	8,0	21,9	0,8	3	2,0	25—150	34	160—260	40	35	16—150	34	160—260	40	35
16	22	9,0	25,4	1,0	4	3,0	30—150	38	160—260	44	40	20—150	38	160—260	44	40
(18)	24	10,0	27,7	1,0	4	3,0	35—150	42	160—260	48	45	20—150	42	160—260	48	45
20	27	11,0	31,2	1,0	5	3,0	40—150	46	160—260	52	50	25—150	46	160—260	52	50
(22)	30	12,0	34,6	1,0	5	3,0	50—150	50	160—260	56	55	30—150	50	160—260	56	55
24	32	13,0	36,9	1,2	5	3,0	50—150	54	160—260	60	60	35—150	54	160—260	60	60
(27)	36	15,0	41,6	1,2	5	3,0	60—150	60	160—260	66	65	35—150	60	160—260	66	65
30	41	17,0	47,3	1,2	6	3,0	60—150	66	160—260	72	70	40—150	66	160—260	72	70
36	50	20,0	57,7	1,5	6	4,0	75—150	78	160—300	84	80	45—150	78	160—300	84	80
42	55	23,0	63,5	1,5	8	4,0	80—150	90	160—300	96	90	55—150	90	160—300	96	100
48	65	26,0	75,0	1,5	8	4,0	90—150	102	160—300	108	110	65—150	102	160—300	108	110

Примечания. 1. Ряд длин: 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, (42), 45, (48), 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, (210), 220, 230, 240, (250), 260, 280, 300 мм.
2. Болты с размерами, заключенными в скобки, по возможности не применять.

Рис. 2.15. Болт конусный для отверстий из-под развертки (ОСТ 4151). Такие болты называются еще «призонными» и предназначаются так же, как и болты с цилиндрическими стержнями, для отверстий из-под развертки, для восприятия поперечных (рис. 2.13) нагрузок.

Рис. 2.16. Болт откидной по ГОСТ 3033—55. Размеры болтов по ГОСТ 7798—62, 7805—62, 7796—62, 7808—62 и 7817—62 приведены в табл. 2.1 и 2.2 (размеры, заключенные в скобки, по возможности не применять).

Изготавливаются крепежные изделия из углеродистых, легированных и нержавеющей сталей и цветных металлов, а для предохранения от коррозии могут иметь покрытия.

Таблица 2.2

Размеры, мм, болтов с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817—62 (рис. 2.13)

d	d_1	S	H	D	d_2	l_s	r	d_3	от l_1 до	от l_2 до
6	7	10	4,0	11,5	4,0	1,5	0,5	2	19,5—69,5	$\frac{20}{8} - \frac{75}{60}$
8	9	12	5,0	13,8	5,5	1,5	0,5	2	24,5—74,5	$\frac{30}{15} - \frac{80}{62}$
10	11	14	6,0	16,2	7,0	2,0	0,6	2	24,5—114,5	$\frac{30}{12} - \frac{120}{95}$
12	13	17	7,0	19,6	8,5	2,0	0,8	3	33,0—173,0	$\frac{35}{13} - \frac{180}{152}$
(14)	15	19	8,0	21,9	10,0	3,0	0,8	3	37,0—192,0	$\frac{40}{15} - \frac{200}{170}$
16	17	22	9,0	25,4	12,0	3,0	1,0	4	41,0—191,0	$\frac{45}{17} - \frac{200}{168}$
(18)	19	24	10,0	27,7	13,0	3,0	1,0	4	46,0—191,0	$\frac{55}{25} - \frac{200}{165}$
20	21	27	11,0	31,2	15,0	4,0	1,0	4	50,0—190,0	$\frac{55}{23} - \frac{200}{162}$
(22)	23	30	12,0	34,6	17,0	4,0	1,0	5	54,0—189,0	$\frac{55}{20} - \frac{200}{160}$
24	25	32	13,0	36,9	18,0	4,0	1,2	5	59,0—189,0	$\frac{60}{22} - \frac{200}{155}$

В табл. 2.3 приведены механические свойства (примеры марок) материалов болтов, винтов и гаек по ГОСТ 1759—62 и покрытия для них по ГОСТ 9791—61.

Применяемые материалы условно разделены на пять групп (0; 1; 2; 6 и 7) и одиннадцать подгрупп (00; 01; 02; 05; 10; 12; 20; 23; 60; 61 и 70), а покрытия — на три категории (I, II и III) и девять групп (0 и 1—8).

В условных обозначениях * болтов перед буквой М указывают исполнение (исполнение I не указывается), за ней — диа-

* Условные обозначения деталей проставляют на чертежах и в спецификациях и применяют в документах заказов, поставок, учета и отчетности, а также используют в технической литературе.

Таблица 2.3
Механические свойства (примеры марок) материалов по ГОСТ 1759—62 для болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб, а также покрытия для них по ГОСТ 9791—61

Материал					Покрытия			
Группа	Подгруппа	Предел прочности σ_B		Вид	Рекомендуемые марки	категория	группа	Обозначения (общие) материала и покрытия
		МПа	кг/мм²					
0	00	294,5	30	Углеродистые стали	10	I; II и III	0; 1—6	000 — не обозначается. 001; 002; 003; 004; 005; 006
	01	491,0	50		20			010; 011; 012; 013; 014; 015; 016
	02	590,0	60		25			020; 021; 022; 023; 024; 025; 026
	05	785,0	80	То же, после термообработки (HВ 221—285)	35			050; 051; 052; 053; 054; 055; 056
1	10	883,0	90	Легированные стали после термообработки (HВ 257—315)	35Х	I; II и III	0; 1—6 1—6	100; 101; 102; 103; 104; 105; 106
	12	1080,0	110		30ХГСА			121; 122; 123; 124; 125; 126
2	20	432,0	44	Нержавеющие стали без термообработки	2Х13	III	0; 6; 7, 8	200; 206; 207; 208
	23	835,0	85	То же, после термообработки (HВ 242—300)	2Х13			230; 236; 237; 238
6	60	314,0	32	Цветные металлы и сплавы	ЛС59-1	I; II и III	0; 1—8	600; 601; 602; 603; 604; 605; 606; 607; 608
	61	314,0	32		ЛС59-1 (антимагнитная)			III
7	70	372,5	38	Легкие металлы и сплавы	Д1Т	I и II	1	701

Примечания. 1. Разрешается применять другие марки, обеспечивающие механические свойства не ниже указанных.
2. Предел текучести, относительное удлинение и ударная вязкость, являющиеся характеристиками материала, — по соответствующим стандартам на материалы.

Продолжение табл. 2.3

3. Наименования и обозначения групп покрытий:

Группа	Наименование	Обозначение
0	Без покрытия	Не обозначается
1	Цинковое, хромированное	Ц. хр
2	Окисное, наполненное раствором хром-пика (только для 7-й группы материалов)	Ан. Окс. хр
3	Кадмиевое, хромированное	Кд. хр
4	Никелевое многослойное	МН
5	Хромовое многослойное или никелевое многослойное	МНХ или МН
6	Окисное	Хим. Окс
7	Фосфатное	Хим. Фос
8	Пассивирование (только для материалов 60 и 61 подгрупп)	Хим. Пас
	Полирование всех поверхностей, кроме резьбы, с последующим пассивированием, или травление с последующим пассивированием (только для 20 и 23 подгруппы материалов)	Не обозначается
	Медное (только для 20 и 23 подгруппы материалов)	М
	Оловянное (лужение) (только для 60 подгруппы материалов)	О
	Серебряное (только для 60 подгруппы материалов)	Ср

4. Категории покрытий (рекомендуемые): I, включающая 1-ю и 3-ю группы покрытий, — для легких условий работы; II, включающая 2-ю и 4-ю группы покрытий, — для средних и жестких условий работы и тропического климата; III, включающая 5-ю и 6-ю (см. примечание 3), 7-ю и 8-ю, а также 1-ю (см. примечание 3) и 2-ю группы покрытий, — для специальных условий работы.

5. Толщина покрытия не регламентируется.

метр и длину болта, класс точности резьбы, подгруппу материала, группу покрытия * и стандарт (индекс и номер).

Например, болт диаметром 12 мм, длиной 40 мм, класс точности резьбы 2 и 2а, из материала подгруппы 01 с покрытием по группе 1, с крупным шагом резьбы (исполнение I) по ГОСТ 7805—62: Болт М12×40 кл. 2—011 ГОСТ 7805—62; то же, с мелким шагом резьбы S = 1,25 мм: Болт М12×1,25×40 кл. 2—011 ГОСТ 7805—62; то же, с крупным шагом (исполнение II): Болт ИМ12×40 кл. 2—011 ГОСТ 7805—62; с мелким шагом S = 1,25 мм и классом резьбы 2а (исполнение III): Болт ИИМ12×1, 25×40 кл. 2а—011 ГОСТ 7805—62.

В условных обозначениях винтов или гаек слово Болт заменяют словом Винт или Гайка, остальное аналогично.

§ 2. СТАНДАРТНЫЕ ТИПЫ ШПИЛЕК И ВИНТОВ

Рис. 2.17 (табл. 2.4). Шпильки нормальной (ГОСТ 11765—66) и повышенной (ГОСТ 11766—66) точности. Шпилька — стержень с резьбой на обоих концах: на длине l_0 — резьба под гайку, на длине l_1 — для ввинчивания в деталь. Стандарты предусматривают шпильки двух типов: тип А, у которого диаметры резьбы и гладкой части одинаковые, и тип Б, у которого диаметр резьбы больше диаметра гладкой части.

В шпильках обоих типов длина l_1 равна d и $1,25d$: первая для ввинчивания в резьбовые отверстия в стальных, бронзовых и латунных деталях с достаточной пластичностью (относительное удлинение не менее 8%), вторая для ввинчивания в чугун. Для ввинчивания в легкие металлические сплавы применяют шпильки с $l_1 = 2d$.

* 1. Для болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб из материала подгруппы 00 без покрытия (группа 0) подгруппу материала и группу покрытия в обозначениях не указывают.

2. 3-й класс точности резьбы в обозначении также не указывают.

Таблица 2.4

Размеры, мм, шпилек нормальной и повышенной точности по ГОСТ 11765—66 и 11766—66 (рис. 2.17)

d	$l_1 = d$	$l_1 = 1,25d$	$l_1 = 2d$	$l_1 = 3d$	Шаг резьбы S крупный мелкий	$\frac{l}{l_0}$	$\frac{l \text{ от } - \text{ до}}{l_0}$
6	6	7,5	12	1,0	1,0	$\frac{16}{12}; \frac{20}{16}$	$\frac{25-160}{18}$
8	8	10,0	16	1,5	$\frac{1,25}{1,0}$	$\frac{16}{12}; \frac{20}{16}; \frac{25}{18}$	$\frac{30-200}{22}$
10	10	12,0	20	1,5	$\frac{1,5}{1,25}$	$\frac{16}{12}; \frac{20}{16}; \frac{25}{18}; \frac{30}{22}$	$\frac{35-150}{26}; \frac{160-200}{32}$
12	12	15,0	24	1,5	$\frac{1,75}{1,25}$	$\frac{25}{18}; \frac{30}{22}; \frac{35}{26}$	$\frac{40-150}{30}; \frac{160-220}{36}$
(14)	14	18,0	28	2,0	$\frac{2,0}{1,5}$	$\frac{25}{18}; \frac{30}{22}; \frac{35}{26}; \frac{40}{30}$	$\frac{45-150}{34}; \frac{160-220}{40}$
16	16	20,0	32	2,0	$\frac{2,0}{1,5}$	$\frac{35}{26}; \frac{40}{30}; \frac{45}{34}$	$\frac{50-150}{38}; \frac{160-220}{36}$
(18)	18	22,0	36	2,5	$\frac{2,5}{1,5}$	$\frac{35}{26}; \frac{40}{30}; \frac{45}{34}; \frac{50}{38}$	$\frac{55-150}{42}; \frac{160-220}{48}$
20	20	25,0	40	2,5	$\frac{2,5}{1,5}$	$\frac{40}{30}; \frac{45}{34}; \frac{50}{38}; \frac{55}{42}$	$\frac{60-150}{46}; \frac{160-240}{52}$
(22)	22	28,0	44	2,5	$\frac{2,5}{1,5}$	$\frac{45}{34}; \frac{50}{38}; \frac{55}{42}; \frac{60}{46}$	$\frac{65-150}{50}; \frac{160-240}{56}$
24	24	30,0	48	2,5	$\frac{3,0}{2,0}$	$\frac{45}{34}; \frac{50}{38}; \frac{55}{42}; \frac{60}{46}; \frac{65}{50}$	$\frac{70-150}{54}; \frac{160-240}{60}$
(27)	27	35,0	54	2,5	$\frac{3,0}{2,0}$	$\frac{55}{42}; \frac{60}{46}; \frac{65}{50}; \frac{70}{54}$	$\frac{75-150}{60}; \frac{160-260}{66}$
30	30	38,0	60	2,5	$\frac{3,5}{2,0}$	$\frac{60}{46}; \frac{65}{50}; \frac{70}{54}; \frac{75}{60}$	$\frac{90-150}{65}; \frac{160-260}{72}$

Примечания. 1. Ряд длин: 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, (42), 45, (48), 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260 мм.
2. Шпильки с размерами, заключенными в скобки, по возможности не применять.

Стандартизованы также шпильки с диаметром резьбы более 48 мм (M52—M160) нормальной (ГОСТ 11767—66) и повышенной (ГОСТ 11768—66) точности, а также шпильки с резьбой диаметром от 2 до 48 мм нормальной (ГОСТ 11769—66) и повышенной (ГОСТ 11770—66) точности одинаковой длины на обоих концах под гайки для деталей с гладкими отверстиями (см. рис. 7.28, дет. 18).

Обработка шпилек нормальной и повышенной точности: резьба — $\nabla 4$ и $\nabla 5$, остальное — $\nabla 3$ и $\nabla 4$ соответственно.

В условных обозначениях шпилек перед буквой *M* указывают тип шпильки, за ней диаметр, шаг (через знак $\times$) и класс точности резьбы (для ввинчиваемого конца в числителе, для другого — в знаменателе), длины: l , l_1 и l_0 (l_1 — в числителе, l_0 — в знаменателе), подгруппу материала, группу покрытия и стандарт (индекс и номер).

Например, шпилька типа А с диаметром резьбы $d = 16$ мм и крупным шагом $S = 2$ мм, класса точности 3, длиной $l = 120$ мм ($l_1 = 16$ мм и $l_0 = 38$ мм) из материала подгруппы 00 без покрытия, нормальной точности: Шпилька А М16 $\times$ 120 ($\frac{16}{38}$) ГОСТ 11765—66; то же, с мелким шагом $S = 1,5$ мм:

Шпилька А М16 $\times$ 1,5 $\times$ 120 ($\frac{16}{38}$) ГОСТ 11765—66; то же, но с мелким шагом резьбы $S = 1,5$ мм на ввинчиваемом конце, класса точности 2а и с крупным шагом $S = 2$ мм на другом конце, класса точности 3 из материала подгруппы 02, с покрытием по группе 5: Шпилька А М16 $\times$ $\frac{1,5}{2}$ кл. 2а $\frac{2a}{3}$ $\times$ 120 ($\frac{16}{38}$) 025 ГОСТ 11765—66.

Рис. 2.18, 2.19, 2.20 и 2.21 (табл. 2.5). В качестве винта может быть применен обыкновенный болт с шестигранной головкой. Для крепежных винтов диаметром $d \leq 20$ мм стандартами предусмотрены четыре вида головок — под отвертку. Стенки шлица для отвертки у винта с цилиндрической головкой (рис. 2.18;

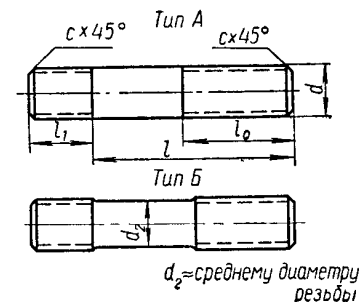


Рис. 2.17

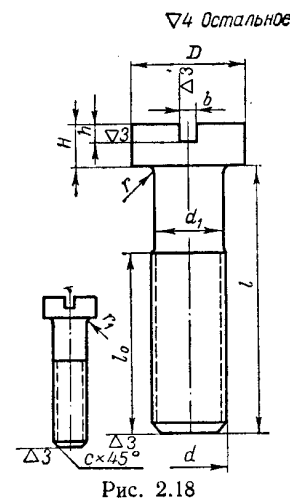


Рис. 2.18

служивающего персонала. Для винтов с головками потайной (рис. 2.20; ГОСТ 1490—62) и полупотайной (рис. 2.21; ГОСТ 1475—62), кроме сверления, для стержня требуется дополнительная обработка (зенкерование) детали под коническую головку.

На рис. 2.22 (табл. 2.6) представлен винт с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» по ГОСТ

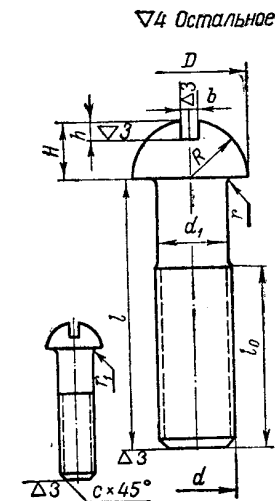


Рис. 2.19

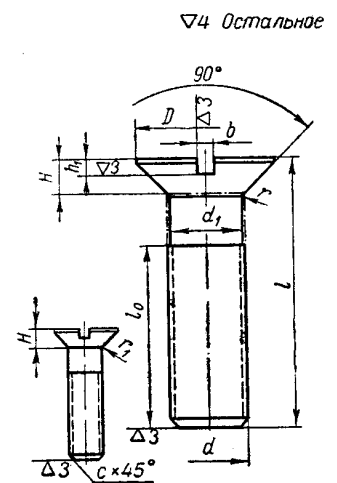


Рис. 2.20

11738—66, устанавливаемый в углубление на детали, что придает соединению красивый внешний вид и безопасность в обслуживании.

Стандартами предусмотрены винты двух исполнений: I — с накатанной резьбой $d_1 = d$ и II — с нарезанной резьбой при $r_1 = \frac{r}{2}$.

Кроме винтов, служащих для соединения деталей, стандартизовано 18 типов установочных винтов (ГОСТ: 10975—64 ÷ 10977—64; 1474—64 ÷ 1479—64; 1481—64 ÷ 1486—64; 1488—64;

Таблица 2.5

Размеры, мм, винтов с головкой под отвертку (исполнение I) по ГОСТ 1489—62, 1491—62, 1475—62 и 1490—62

Общие размеры					Винты с цилиндрической головкой по ГОСТ 1491—62 (рис. 2.18)				Винты с полукруглой головкой по ГОСТ 1489—62 (рис. 2.19)				Винты с потайной головкой по ГОСТ 1490—62 (рис. 2.20)				Винты с полупотайной головкой по ГОСТ 1475—62 (рис. 2.21)					
d	b	$r \leq$	l_0	Резьба до головки при $l \leq$	D	H	h	от l до	D	H	h	от l до	D	H	h	от l до	D	H	h_1	h	R	от l до
4	1,0	0,4	14	16	7,0	2,8	1,4	4—70	7,0	3,2	1,8	4—70	7,5	2,0	1,1	(7)—70	7,5	2,0	1,0	1,2	7,5	(7)—(32)
5	1,2	0,4	16	(18)	8,5	3,5	1,7	6—70	9,0	4,0	2,2	6—70	9,0	2,5	1,2	8—70	9,0	2,5	1,3	1,8	8,4	8—(42)
6	1,5	0,5	18	20	10,0	4,0	2,0	8—70	10,5	4,5	2,5	8—70	11,0	3,0	1,5	8—70	11,0	3,0	1,5	2,0	10,8	8—55
8	2,0	0,5	22	25	12,5	5,0	2,5	12—70	13,0	6,0	3,2	12—70	15,0	4,0	2,0	10—70	15,0	4,0	2,0	2,5	15,0	12—65
10	2,5	0,6	26	30	15,0	6,0	3,0	20—70	16,0	7,5	3,8	20—70	18,0	4,8	2,5	20—70	18,0	4,8	2,5	3,2	17,5	(18)—65
12	3,0	0,8	30	35	18,0	7,0	3,5	25—80	18,5	9,0	4,2	25—80	22,0	5,6	3,0	(22)—90	22,0	5,6	3,0	3,6	21,7	(22)—(85)

Примечания. 1. Ряд длин: 4, 5, 6, (7), 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, (42), 45, (48), 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85 мм.
2. Фаска с — по ГОСТ 10549—63, табл. 1.3.
3. В табл. 2.5 и 2.6 диаметр d_1 равен среднему диаметру резьбы (см. табл. 1.2).

Таблица 2.6

Размеры, мм, винтов с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» по ГОСТ 11738—66 (рис. 2.22)

d	D	H	S	D_1	D_2	h	h_1	$r \leq$	R	c	l_0	l от — до	Резьба до головки при $l \leq$
(4)	7,0	4	3	3,5	3,8	2,5	3,0	0,4	2,3	0,3	14	8—40	16
(5)	8,5	5	4	4,6	4,9	3,0	3,5	0,4	3,0	0,3	16	10—50	18
6	10,0	6	5	5,8	6,1	3,5	4,0	0,5	4,0	0,3	18	10—60	20
8	12,5	8	6	6,9	7,2	4,0	5,0	0,5	4,75	0,5	22	12—80	25
10	15,0	10	8	9,2	9,7	5,0	6,0	0,6	6,5	0,5	26	16—100	30
12	18,0	12	10	11,5	12,0	7,0	8,0	0,8	8,5	0,5	30	(18)—130	30

Примечание. Ряд длин: 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100, 105, 110, 120, 130 мм.

8878—64 и 11073—64÷11075—64), различающихся способом завинчивания (отверткой или ключом) и формой конца винта.

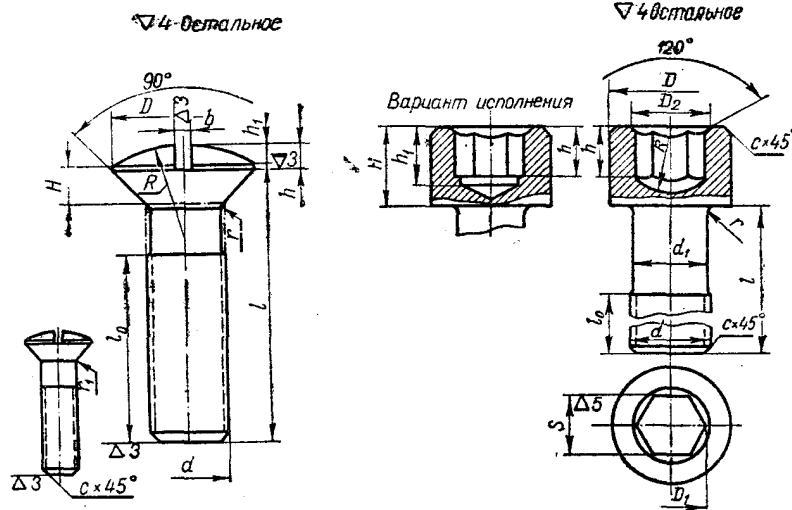


Рис. 2.21

Рис. 2.22

На рис. 2.23 и 2.24 (табл. 2.7) изображены винты с коническим концом по ГОСТ 1476—64 и с квадратной головкой и

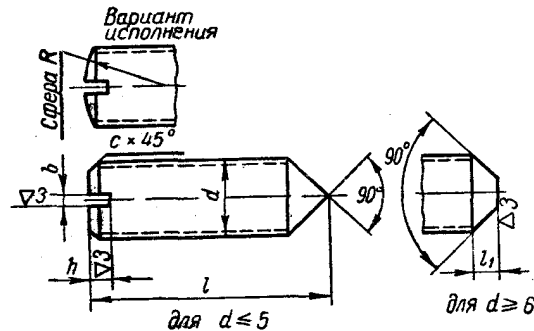


Рис. 2.23

ступенчатым концом по ГОСТ 1484—64, получившие большое распространение. Установочные винты входят в специальные

Размеры, мм, винтов установочных по ГОСТ 1476—64 и 1484—64 (рис. 2.23 и 2.24)

ГОСТ 1476—64						ГОСТ 1484—64						
<i>d</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>R</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> от — до	<i>H</i>	<i>S</i>	<i>≥ r</i>	<i>d</i> ₁	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> от — до
5	0,8	1,8	5	—	5—25	—	—	—	—	—	—	—
6	1,0	2,0	6	2,5	6—30	6	7	0,4	4,5	4	2,0	12—35
8	1,2	2,5	8	3,0	8—35	7	8	0,4	6,0	5	2,5	14—40
10	1,6	3,0	10	4,0	12—40	8	10	0,5	7,0	6	3,0	16—50
12	2,0	3,5	12	5,0	12—50	10	12	0,6	9,0	7	3,5	20—60

Примечания. 1. Ряд длин: 5, 6, 8, 10, 12, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм.
2. Фаска c — по ГОСТ 10549—63, табл. 1.3.

сверления на валах (рис. 2.25, табл. 2.8) и обеспечивают передачу значительных сдвигающих усилий.

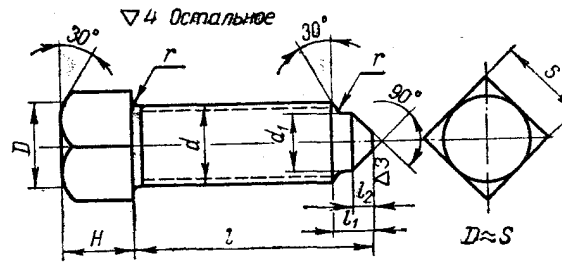


Рис. 2.24

Рис. 2.26 (табл. 2.9). Винт грузовой (рым-болт) по ГОСТ 4751—67. Грузовой винт вместо головки имеет кольцо, пред-

Таблица 2.8

Углубления на валах под концы установочных винтов [2]
(рис. 2.25)
Размеры, мм

d	d_1	c	c_1	h_1	h_2	d	d_1	c	c_1	h_1	h_2
4	—	2,0	—	—	—	8	6	3,0	5	5	3,0
5	—	2,5	—	—	—	10	7	3,5	6	6	3,5
6	4,5	2,0	4	4	2,25	12	9	4,0	7	8	4,5

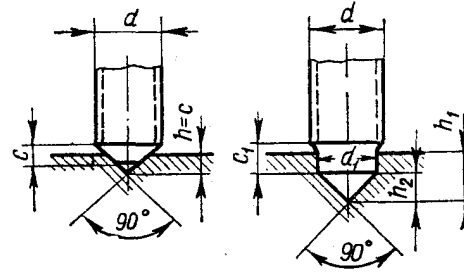


Рис. 2.25

назначенное для захвата деталей и агрегатов при их транспортировании, сборке и разборке. Изготавливают винты из стали

Таблица 2.7

Размеры, мм, винтов грузových и гнезд под них по ГОСТ 4751—67 (рис. 2.26)

																	Грузоподъемность			
d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	$l \geq$	f	b	c	x	r	r_1	r_2	на один винт		на два винта	
																	n	$кг$	n	$кг$
8	36	20	8	20	13	18	6	5	18	2	10	1,2	2,5	2	4	4	1180	120	1570	160
10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	3,0	2	5	4	1965	200	2450	250
12	54	30	12	30	17	26	10	7	25	2	14	1,8	3,5	2	5	6	2945	300	3440	350

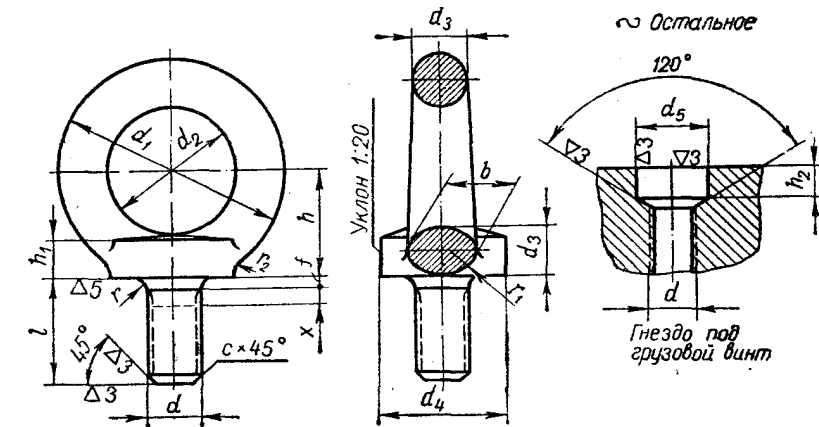


Рис. 2.26

марок 20 и 25 по ГОСТ 1050—60 с последующим отжигом или нормализацией и выбирают по табл. 2.9 в зависимости от грузоподъемности.

Условное обозначение грузового винта $d = 10$ мм: Винт грузовой М10 ГОСТ 4751—52.

§ 3. ГАЙКИ И ШАЙБЫ

Одним из элементов резьбового соединения является шестигранная гайка (рис. 2.27—2.29) нормальной и повышенной точности, изготавливаемая в двух исполнениях: I — с двумя и

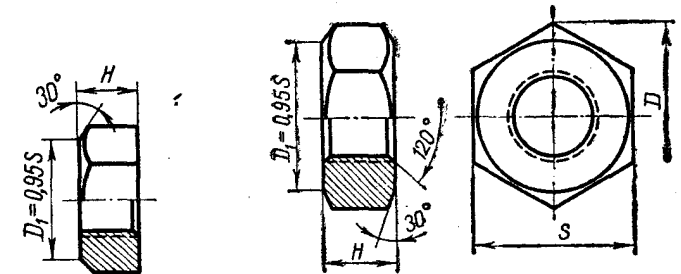


Рис. 2.27

Рис. 2.28

II — с одной фасками (для $d = 5$ мм у низких гаек без уменьшения размера «под ключ» фаски не предусматривают). Размеры гаек нормальной и повышенной точности одинаковы.

Отношения высот H , размеров S «под ключ» и диаметров D описанных окружностей гаек к диаметрам d резьбы у нормальных гаек для резьб с диаметрами от 12 до 48 мм колеблются в следующих пределах:

$$\begin{aligned} H/d &= 0,83 \div 0,79 \approx 0,8; \\ S/d &= 1,56 \div 1,50 \approx 1,5; \\ D/d &= 2,10 \div 1,80 \approx 1,95. \end{aligned}$$

Высота гайки с уменьшенным размером «под ключ» такая же (у М12 и М24 немного меньше), как и у гайки без уменьшения этого размера. Размеры S и D те же, что и у нормальной резьбы

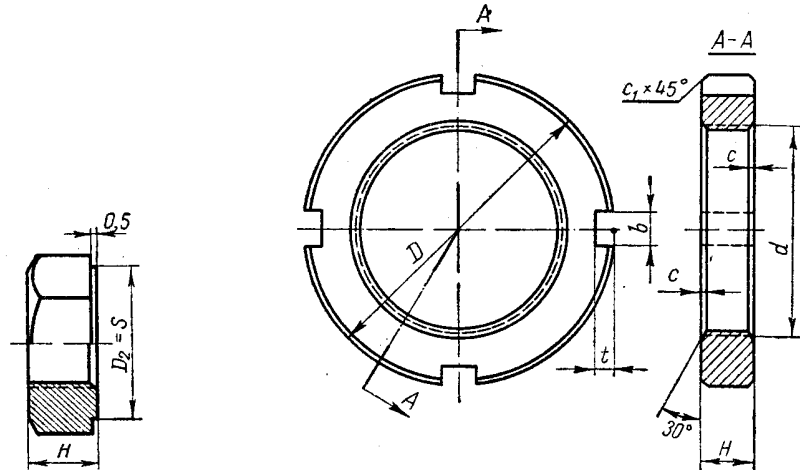
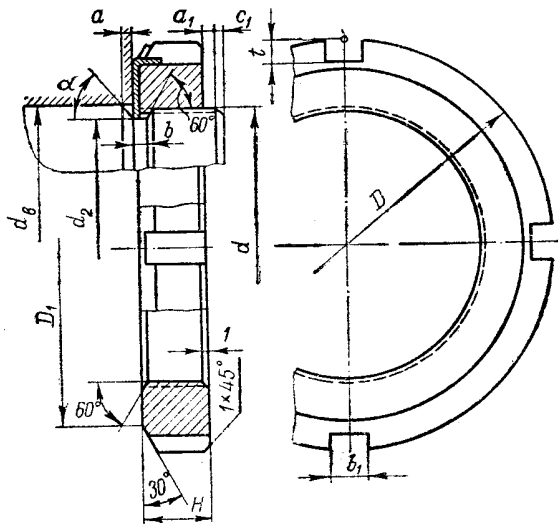


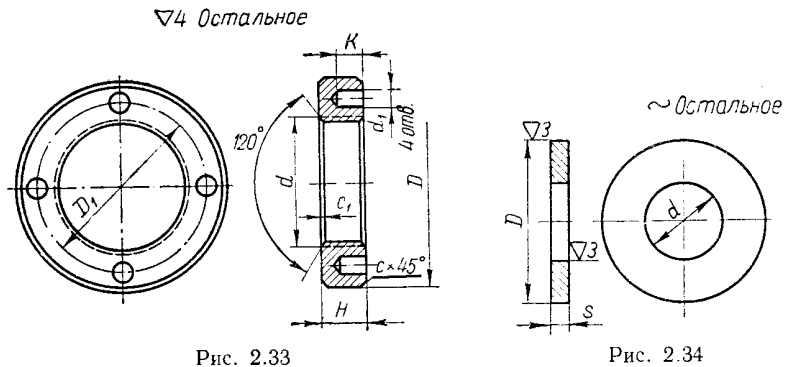
Рис. 2.29

Рис. 2.30

с предыдущим меньшим диаметром, например, размеры S и D гайки с уменьшенным размером «под ключ» и диаметром резьбы 20 мм такие же, как у нормальной диаметром 18 мм.



Для крепления деталей главным образом на валах в условиях относительно малых осевых нагрузок используют также круглые установочные гайки (рис. 2.30, 2.31, 2.32 и 2.33) со шлицами или углублениями на торце для заворачивания. Гайки по рис. 2.30 и 2.33 имеют общее машиностроительное применение, а гайки по рис. 2.31 и 2.32 с коническими фасками специальное — для крепления деталей с малыми опорными



поверхностями (внутренние кольца подшипников качения, малогабаритные конические шестерни и т. п.). Гайка по рис. 2.32 имеет прорезь для стопорения зажимным винтом. Размеры гаек для определенного интервала диаметров резьбы приведены в табл. 2.10—2.13.

Таблица 2.13

Размеры, мм, гаек круглых с цилиндрическими углублениями на торце «под ключ» по ГОСТ 6393—66 (рис. 2.33)

Диаметр резьбы d	D	D ₁	H	d ₁	K	c	c ₁
24×1,5	42	34	10	4,0	5	1,2	0,5
30×1,5	48	38	10	4,5	6	1,2	0,5
(36×1,5)	56	48	10	4,5	6	1,5	0,5
42×1,5	65	56	10	5,5	6	1,5	0,5

Таблица 2.14

Размеры, мм, шайб по ГОСТ 10450—63, 11371—65 и 6958—65 (рис. 2.34)

Шайбы		Диаметр резьбы									
ГОСТ	размеры	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
10450—63 (уменьшенные)	d	6,3	8,4	10,5	12,5	14,5	16,5	21,0	23,0	22,0	24,0
	D	12	16	18	21	24	27	30	32	36	25
	S	1,0	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5
11371—65	d	6,4	8,4	10,5	13,0	15,0	17,0	19,0	21,0	23,0	25,0
	D	12,5	17,5	21,0	24,0	28,0	30,0	34,0	37,0	39,0	44,0
	S	1,2	2,0	2,0	2,5	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0
6958—65 (увеличенные)	d	6,4	8,4	10,5	13,0	15,0	17,0	19,0	21,0	23,0	25,0
	D	18	24	30	36	42	48	55	60	65	70
	S	1,6	2,0	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	5,0	5,0	6,0

Рис. 2.34 (табл. 2.14). Шайбы по ГОСТ 10450—63, 11371—65 и 6958—65. Обработка шайб по ГОСТ 10450—63 кругом $\nabla 4$; по ГОСТ 11371—65 и 6958—65: цилиндрические поверхности $\nabla 3$, опорные ∞ . Пример условного обозначения шайбы для болта, винта и шпильки диаметром 12 мм из материала подгруппы 01 с покрытием по группе 1, ГОСТ 11371—65: Шайба 12—011 ГОСТ 11371—65.

§ 4. ГАЕЧНЫЕ КЛЮЧИ

Рис. 2.35. Двусторонний гаечный ключ по ГОСТ 2839—62 с двумя растворами (размерами S «под ключ»), позволяющими сократить комплект монтажного инструмента. Применяют при наличии свободного доступа к гайке или головке болта.

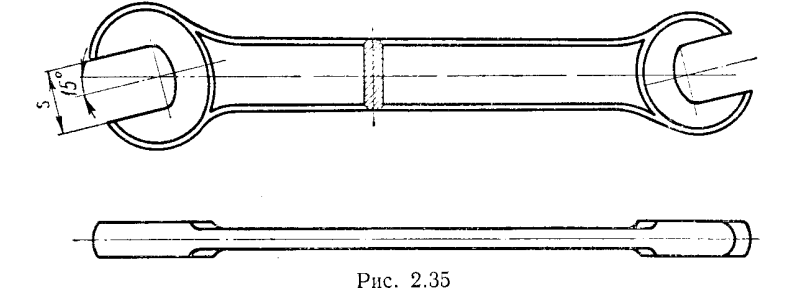
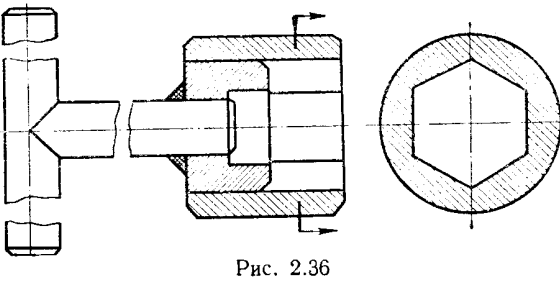


Рис. 2.36. Торцовый ключ, надеваемый на гайку с ее торца. Торцовые ключи приходится применять, когда заворачивание



гаек обычным ключом затруднительно или невозможно, например при очень близком расположении болтов или при расположении гаек в углублении.

Рис. 2.37. Односторонний гаечный ключ для круглых гаек по ГОСТ 3106—62. Применяют для трех-четырех размеров гаек.

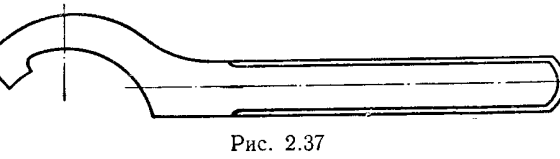


Рис. 2.38. Рожковый ключ по ГОСТ 6394—52. Применяют для круглых гаек, у которых отверстия для заворачивания расположены на торце.

Рис. 2.39. Ключ по ГОСТ 11737—66 для винта с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» по ГОСТ 11738—66.

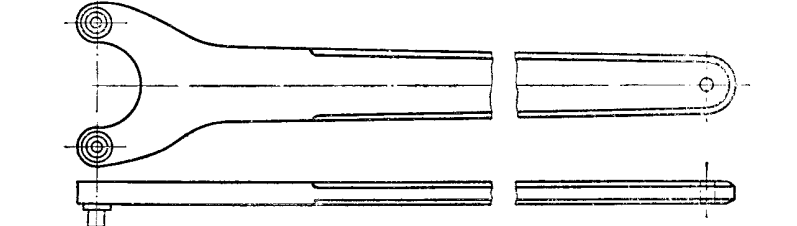
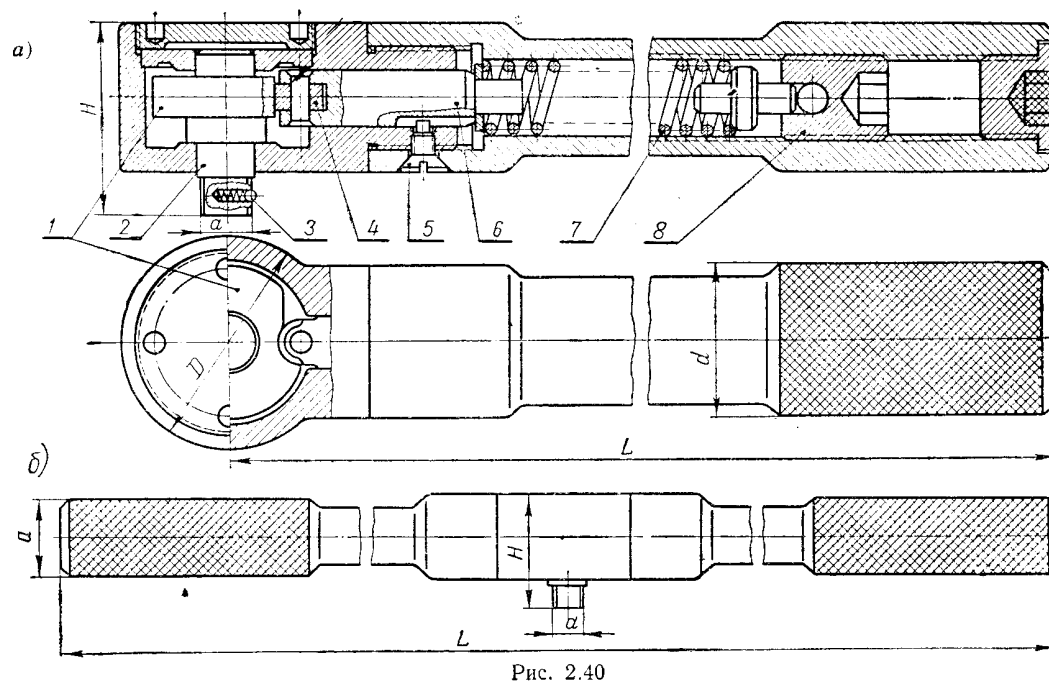
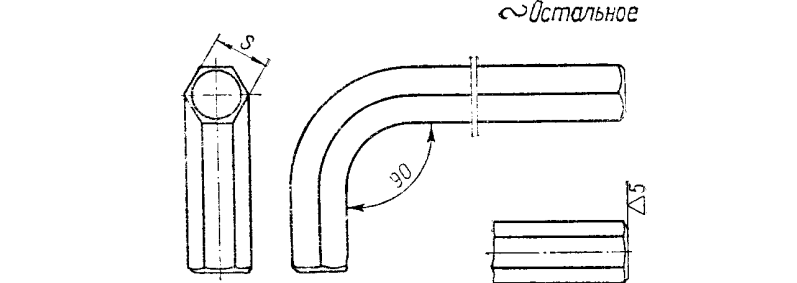


Рис. 2.40. Динамометрические ключи или ключи предельного момента по ГОСТ 7068—54. Цилиндрическая тарированная пружина 7 через шток 6 прижимает ролик 4 к фигурной шайбе 1, посаженной на ось 2. Положение штока и ролика фиксируют винтом 5. В случае превышения заданного момента шайба 1, сжимая пружину 7, повернется, что сопровождается



бе 1, посаженной на ось 2. Положение штока и ролика фиксируют винтом 5. В случае превышения заданного момента шайба 1, сжимая пружину 7, повернется, что сопровождается

Таблица 2.15

Основные размеры, мм, динамометрических ключей
(рис. 2.40, а)

Момент		L	D	d	H	a
кн·м	кг·см					
19,6—147	20—150	165	32	18	30	7
98,1—787	100—800	300	48	25	37	10
687—1960	700—2000	500	55	34	48	14

характерным щелчком. Положение пружины и ключа регулируют микрометрическим винтом 8. Ось 2 заканчивается квадратом, на который надевают сменную головку (рис. 2.41), фиксируемую шариком 3 с пружиной (рис. 2.40). Момент может быть отрегулирован в пределах, указанных в табл. 2.15.

Изготавливают ключи либо с одной (рис. 2.40, а), либо с двумя (рис. 2.40, б) рукоятками. Последние облегчают монтаж (завинчивание возможно двумя руками), но для работы требуют больше места.

Ключи предельного момента выполняют и с упругой рукояткой, прогибы которой, пропорциональные моменту, замеряют.

Рис. 2.41. Сменная головка гаечных ключей по ГОСТ 3329—54.

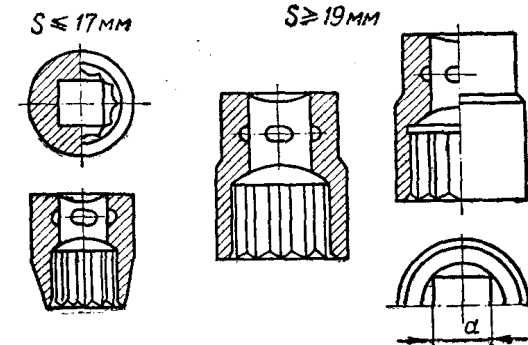


Рис. 2.41

ПРИМЕРЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Рис. 4.1—4.3. Нормальные болтовое, шпильчное и винтовое соединения стандартными крепежными деталями. Шпильку показывают на чертежах ввинченной до самого пояска (в деталь шпильку ввинчивают до отказа со значительным усилием и той

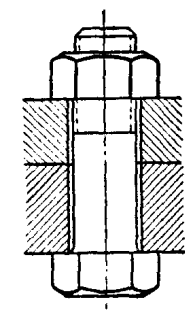


Рис. 4.1

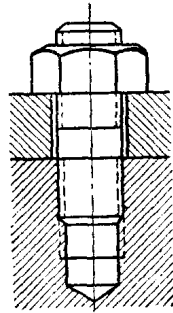


Рис. 4.2

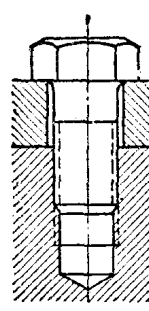


Рис. 4.3

ее частью, где расположен сбеги резьбы. Это делается для того, чтобы при отвинчивании гайки шпилька не вывинчивалась).

Рис. 4.4. Соединение стандартным болтом с круглой головкой и квадратным подголовком. Болт вставляют сверху через широкое прямоугольное отверстие (см. левую проекцию), затем

продвигают в сторону и затягивают. Квадратный подголовок препятствует вращению болта при затягивании.

Рис. 4.5. Фундаментный болт с прямоугольной головкой. Болт вставляют сверху. Головку проводят через прямоугольное

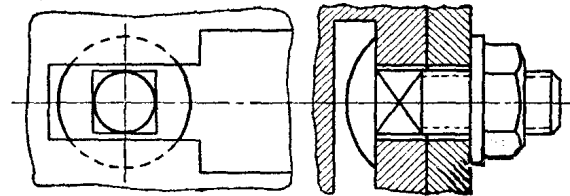


Рис. 4.4

отверстие в заливной в бетоне плите. Затем болт поворачивают на 90° и затягивают.

Рис. 4.6. Крепление детали к полке швеллера. Под гайкой квадратная косая шайба. Нижняя поверхность шайбы с уклоном $1:10$, равным уклону верхней плоскости полки швеллера. Гайка с уменьшенным размером «под ключ».

Рис. 4.7. Соединение винтом (исполнение II) с распорной трубкой длиной, равной необходимому расстоянию между соединяемыми деталями.

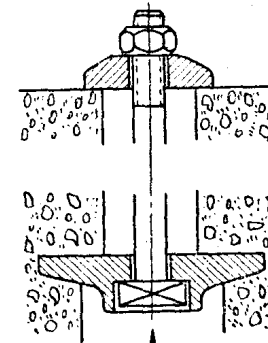
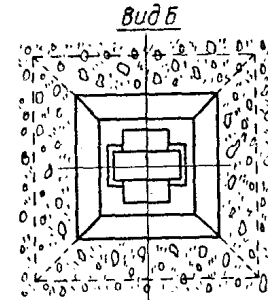


Рис. 4.5

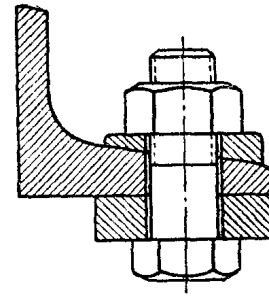


Рис. 4.6

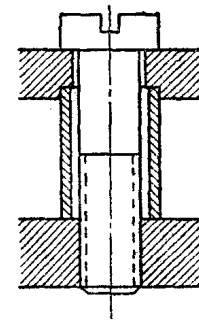


Рис. 4.7

Рис. 4.8. Клеммовое соединение рычага с валом. В результате затяжки болта силой Q губки клеммы нажимают на вал силами N и вызывают силы и момент трения. Момент трения ($M_F = Nfd$) уравнивает внешний момент ($M_P = PL$).

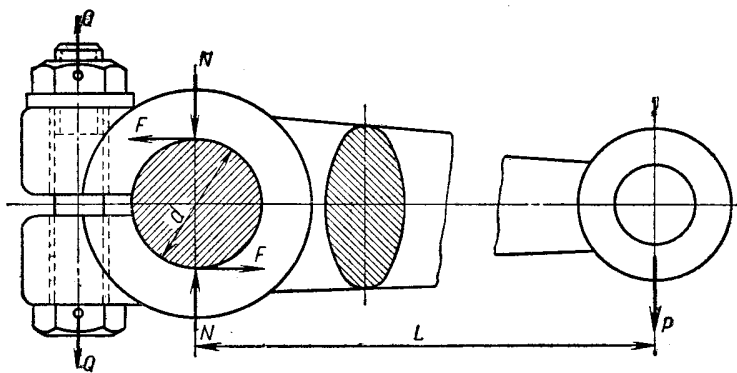


Рис. 4.8

Рис. 4.9. Фланцевое соединение с откидными болтами и гайками-барашками, завинчиваемыми без ключа.

Рис. 4.10. Стандартное фланцевое (фланцы по ГОСТ 1260—54) соединение трубопровода с условным проходом $D_y = 32$ мм. Давление $0,59$ Мн/м² (6 кг/см²).

Рис. 4.11. Фланцевое соединение болтами с несимметричными (молотковыми) головками. Достоинство такого соединения — наименьший возможный момент, изгибающий фланец. Недостаток — значительное увеличение нормального напряжения в болте вследствие эксцентричного приложения нагрузки ([11], стр. 69).

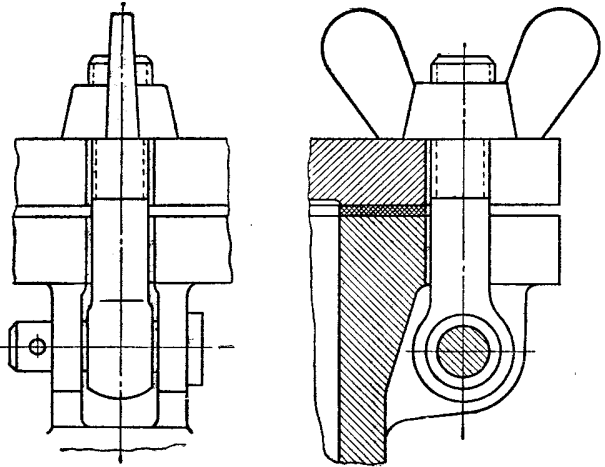


Рис. 4.9

Рис. 4.12. Крепление направляющей шпонки на валу винтами с потайными головками. Среднее отверстие с резьбой — для отжима шпонки при демонтаже при помощи одного из вывинченных винтов.

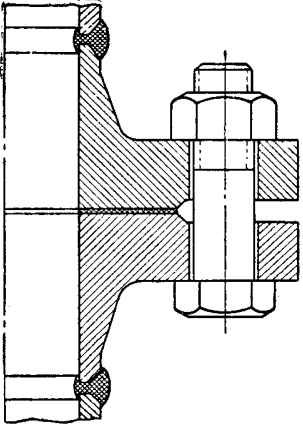


Рис. 4.10

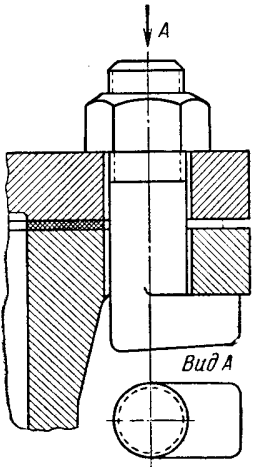


Рис. 4.11

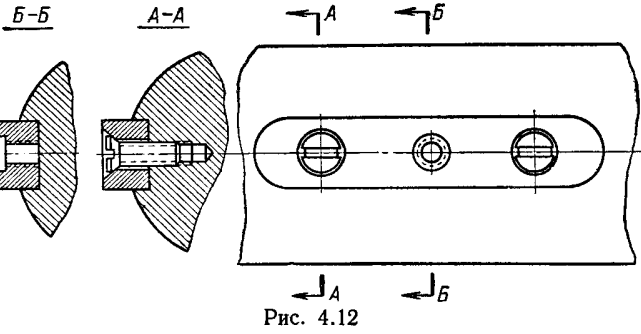


Рис. 4.12

Рис. 4.13. Крепление винтами к ступице шкива колпачка, ограждающего конец вала с круглой гайкой.

Рис. 4.14. Соединение труб с помощью тройника по ГОСТ 6154—52. Резьба: на трубах — трубная цилиндрическая, на тройнике — трубная коническая.

Рис. 4.15. Соединение бронзового венца с чугуном центром червячного колеса. Венец насаживают на центр колеса с натягом. Во избежание проворачивания венца относительно центра колеса в место соединения их ввертывают несколько (чаще всего три) винтов. Круговой порожок на центре колеса и круговой вырез на венце — для облегчения монтажа.

Рис. 4.16. То же, что и на рис. 4.15. Соединение болтами в отверстиях с натягом.

Рис. 4.17. Соединение крышки с корпусом аппарата, работающего под давлением $29,4$ Мн/м² (300 кг/см²). Шесть шпи-

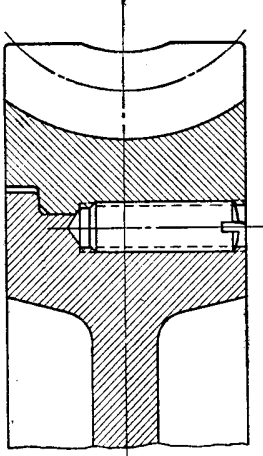


Рис. 4.15

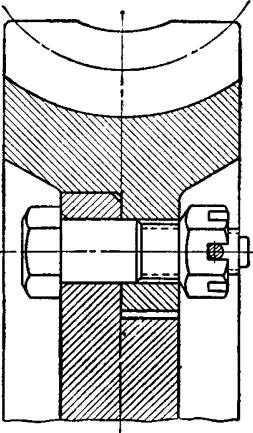


Рис. 4.16

лек диаметром М110 и восьмигранными гайками. Центральное отверстие — для ввода трубы. Уплотняющая прокладка (см. $\frac{1}{\text{М1:1}}$) из электролитической меди, сжимаемая давлением, превышающим ее предел текучести.

Рис. 4.18. Соединение крышки с корпусом экспериментального аппарата для работы с газами при давлениях до 147 Мн/м² (1500 кг/см²). Центральная часть крышки прижата к прокладке (см. $\frac{1}{\text{М1:1}}$) из электролитической меди шестью винтами, ввинченными в толстое кольцо, соединенное с корпусом трапецидальной резьбой. Резьба кольца и корпуса прервана в четырех местах (см. вид сверху). При монтаже кольцо опускают, затем поворачивают на 90° ; при повороте резьба кольца входит в резьбу корпуса (пушечный затвор). Все детали — из высоколегированной стали. Для большего удобства при монтаже головки винтов значительно уменьшены по сравнению с стандартными, что возможно, так как опорные поверхности головок не используются.

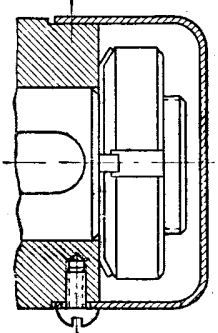


Рис. 4.13

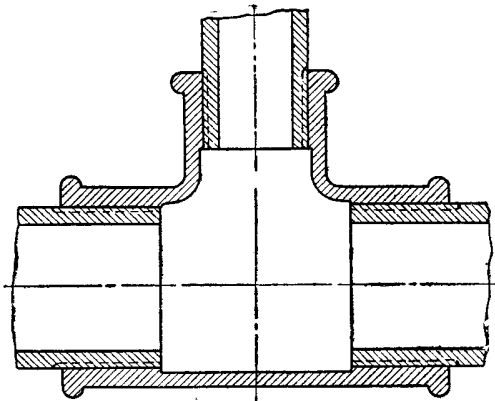


Рис. 4.14

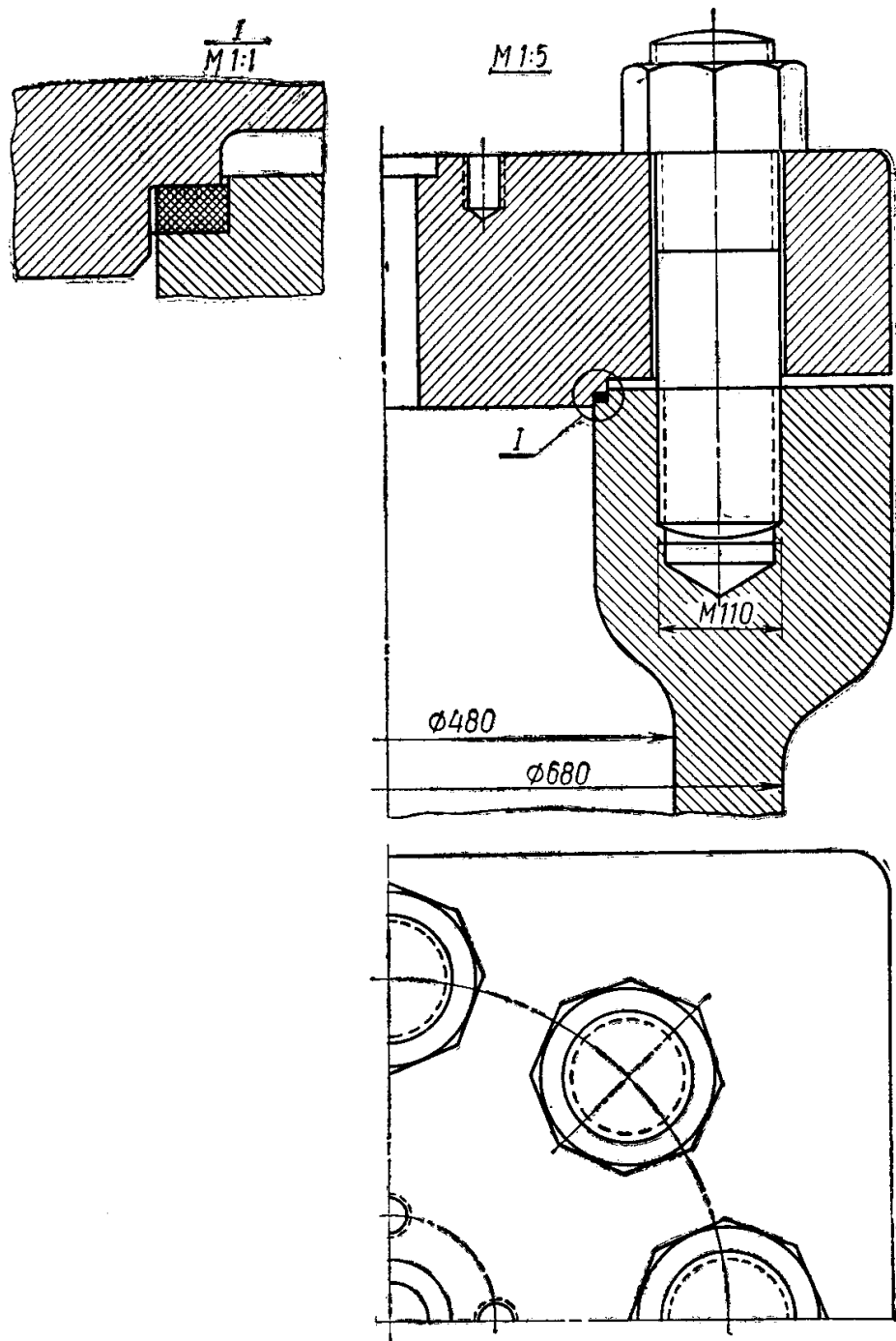


Рис. 4.17

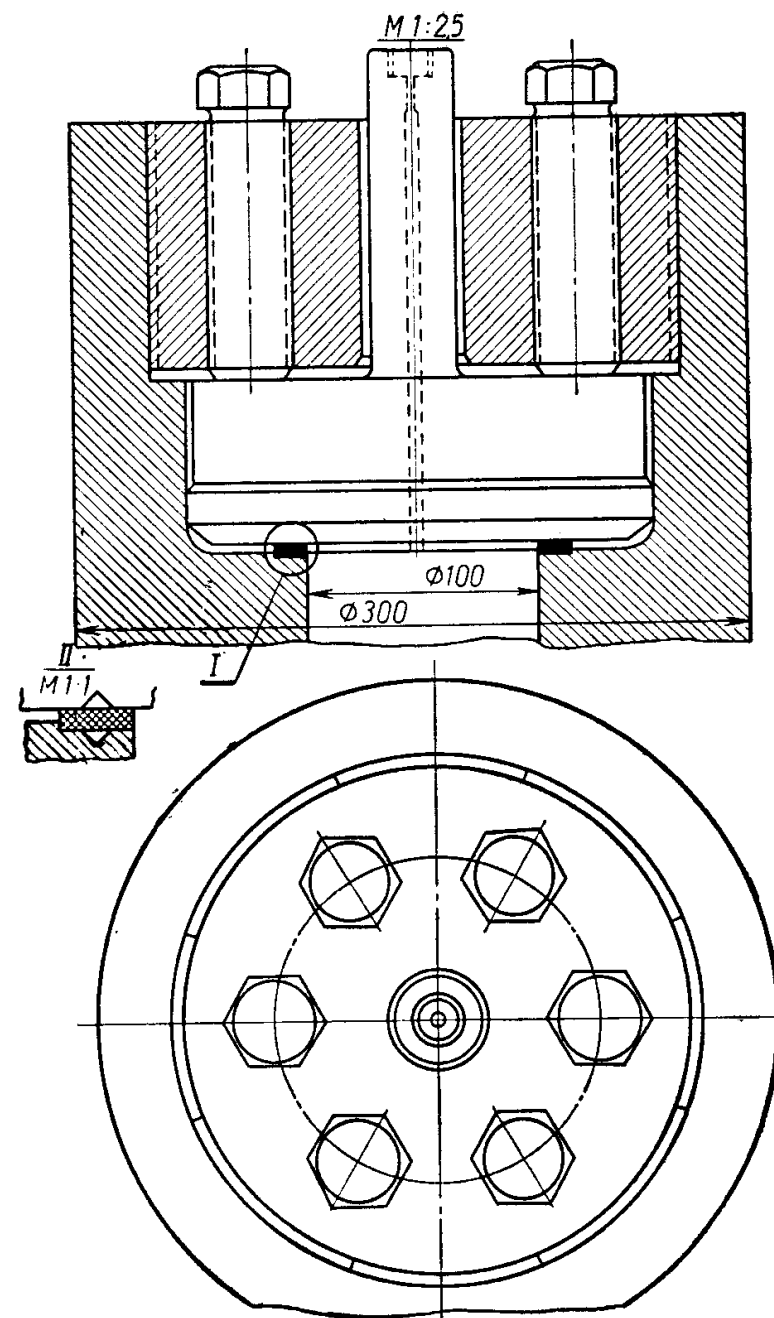


Рис. 4.18

УСТРОЙСТВА ПРОТИВ САМООТВИНЧИВАНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Из многочисленных стопорных устройств, препятствующих самоотвинчиванию резьбовых соединений, на рис. 3.1—3.2 приведены лишь наиболее часто применяемые.

Обычно стопорение осуществляют: 1) трением в резьбе и 2) специальными запирающими элементами.

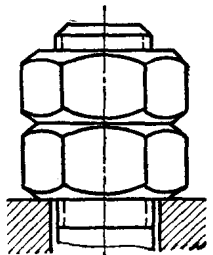


Рис. 3.1

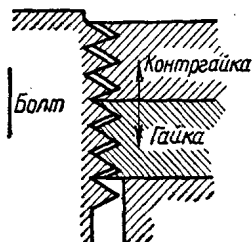


Рис. 3.2

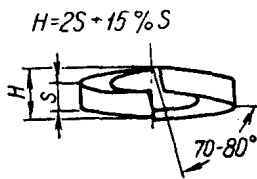


Рис. 3.3

Стопорение трением основано на создании в резьбе дополнительных сил трения, сохраняющихся и после снятия с винта внешней осевой нагрузки.

Рис. 3.1. Контргайка — вторая обычная гайка, навинчиваемая поверх основной. При затягивании контргайка, отжи-

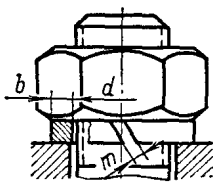


Рис. 3.4

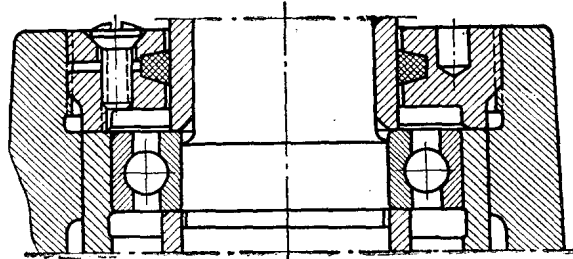


Рис. 3.5

мая витки гайки от витков болта, вызывает дополнительное упругое нажатие (рис. 3.2) и силы трения в резьбе, препятствующие самоотвинчиванию. Достоинство устройства — допускает возможность многократной разборки и сборки соединения. Недостатки: неполная надежность, повышенный расход гаек, увеличение габаритных размеров и массы устройства.

Следует отметить, что контргайка не может быть меньше гайки, так как после затягивания она полностью принимает на себя внешнюю нагрузку.

Рис. 3.3 и 3.4. Пружинная шайба по ГОСТ 6402—61 (табл. 3.1) и ее применение. Сжатая шайба с большой силой поджимает витки резьбы гайки к виткам болта. Недостаток — некоторое эксцентричное приложение нагрузки ([11], стр. 69).

Материал шайбы: стали марок 65Г по ГОСТ 1050—60 и 3Х13 по ГОСТ 5949—61 (при термообработке).

Условное обозначение пружинной шайбы нормальной из стали 65Г для болта (винта, шпильки) с диаметром резьбы, например, 20 мм: Шайба пружинная 20Н 65Г ГОСТ 6402—61.

Таблица 3.1
Размеры, мм, шайб пружинных по ГОСТ 6402—61
(рис. 3.3 и 3.4)

Шайбы	Размеры шайб	Диаметры резьбы											
		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
	<i>d</i>	6,1	8,2	10,2	12,2	14,2	16,3	18,3	20,5	22,5	24,5	27,5	30,5
Легкие (Л)	<i>s</i>	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	4,8	5,5	6,0
	<i>b</i>	1,6	2,0	2,5	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0
Нормальные (Н)	<i>b=s</i>	1,4	2,0	2,5	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
Тяжелые (Т)	<i>s</i>	1,4	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	4,8	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5
	<i>b</i>	1,8	3,5	4,0	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	8,5	9,5	10,0

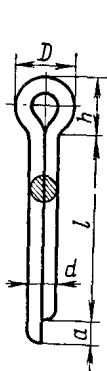


Рис. 3.6

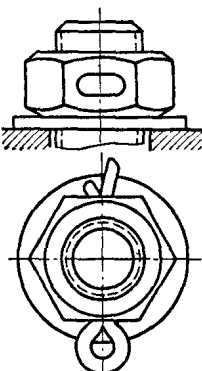


Рис. 3.7

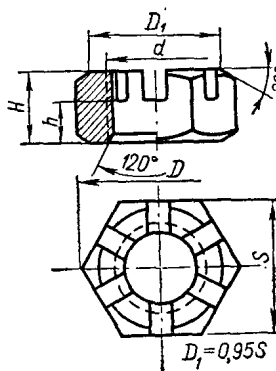


Рис. 3.8

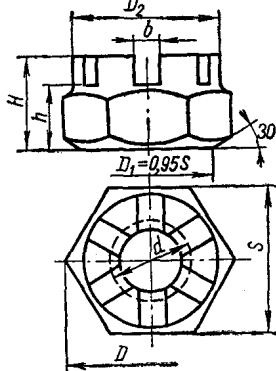


Рис. 3.9

Рис. 3.5. Соединение с применением зажимного винта. Винт стягивает концы разрезанной части ввинченной в корпус крышки, прижимая резьбу крышки к резьбе корпуса. Применяется в случае, когда необходимо только фиксировать положение.

Таблица 3.2

Размеры, мм, шплинтов по ГОСТ 397—66 (рис. 3.6)

<i>d</i>	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
<i>d</i>	2,7	3,5	4,5	5,6	7,5	9,5
<i>D</i>	5,95	7,55	9,5	12,1	15,0	19,0
<i>h</i>	6,3	8,0	10,0	13,0	16,0	20,0
<i>a</i>	4	4	4	4	4	6
<i>l</i>	18	22	25	36	45	60
от до	40	55	80	110	160	220
Рекомендуемый диапазон диаметров валов, болтов и винтов для каждого размера шплинта	11—14	14—20	20—28	28—40	40—55	55—80

Примечания. 1. Ряд длин: 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280 мм.
2. *d* — отверстие под шплинт.

жение находящейся в корпусе детали (например, наружного кольца подшипника качения), не нажимая на нее. Крышку ввинчивают рожковым ключом, для двух штифтов которого предусмотрены цилиндрические углубления.

Рис. 3.6 и 3.7. Шплинт по ГОСТ 397—66 (табл. 3.2) и соединение с применением шплинта. Один конец шплинта длиннее другого для большего удобства ввода в отверстие и разведения после этого его концов. Достоинство — абсолютная надежность. Недостаток — после подтягивания гайки необходимо через отверстие в гайке сверлить новое отверстие в напряженной части болта, уже ослабленной первым отверстием.

Рис. 3.8 и 3.9. Прорезные и корончатые гайки (нормальной и повышенной точности) по ГОСТ 5918—62, 5932—62, 5919—62 и 5933—62 (табл. 3.4) с прорезами для шплинта (в корончатой гайке прорезы выполнены в цилиндрической части — короне). При подтягивании гайки на угол 60° устраняется необходимость сверления в болте другого отверстия. Кроме того, отверстие для шплинта сверлится в ненапряженной части болта.

В табл. 3.3 приведены рекомендуемые марки материалов шплинтов и покрытия для них.

Таблица 3.3

Рекомендуемые марки материалов шплинтов по ГОСТ 397—66 и покрытия для них по ГОСТ 9791—61

Материалы				Покрытия		Обозначения (общие) материала и покрытия
Группа	Под-группа	Вид	Рекомендуемые марки	Группа	Под-группа	
0	00	Низкоуглеродистые стали	Стали с содержанием углерода не выше 0,2% по ГОСТ 380—60 и ГОСТ 1050—60	A; H; П	0; 1—6	000 — не обозначается; 001; 002; 003; 004; 005; 006
2	21	Коррозионно-стойкие стали	X18H10T по ГОСТ 5632—61	A; П	0; 6	210; 216
6	62	Цветные металлы и сплавы	Л62 по ГОСТ 1019—47	A; H	0; 3; 4	620; 623; 624
7	71	Легкие материалы и сплавы	АМц по ГОСТ 4781—55	A; H	0; 1	710; 711

Под-группа	Наименование	Обозначение
0	Без покрытия (для всех групп материалов)	Не обозначается
1	Цинковое, хромированное (только для материалов группы 0) Окисное, наполненное раствором хром-пика (только для материалов группы 7)	Ц. хр Ан. Окс. хр
2	Кадмиевое, хромированное (только для материалов группы 0)	Кд. хр
3	Никелевое однослойное (только для материалов группы 6)	Н
	Никелевое многослойное (только для материалов группы 0)	МН
4	Хромовое многослойное (для материалов группы 0 и 6)	МНХ или МХ
	Хромовое однослойное (только для материалов группы 6)	Х
5	Окисное, наполненное раствором хром-пика (только для материалов группы 7)	Ан. Окс. хр
6	Фосфатное (только для материалов группы 0) Травление с последующим пассивированием (только для материалов группы 2)	Хим. Фос Не обозначается

Примечания. 1. Механические характеристики материалов — по соответствующим стандартам.
2. Наименования и обозначения подгрупп покрытий:
3. Группы покрытий: А, включающая 2-ю и 4-ю подгруппы покрытий, — атмосферостойкие (под открытым небом); Н, включающая 3-ю и 1-ю (см. примечание 2) подгруппы покрытий, — стойкие для работы в открытых неотапливаемых помещениях; П, включающая 5-ю и 6-ю подгруппы покрытий, — стойкие для работы внутри отапливаемых помещений.

Рис. 3.10, 3.11, 3.12, 3.13. Стопорные шайбы с лапками по ГОСТ 3693—52 (табл. 3.5) и соединения с применением таких шайб. Одна лапка шайбы подгибается к грани детали, другая — к грани гайки.

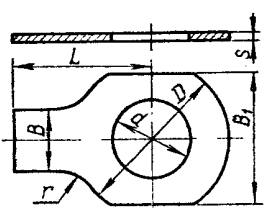


Рис. 3.10

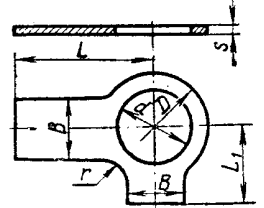


Рис. 3.11

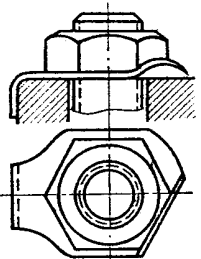


Рис. 3.12

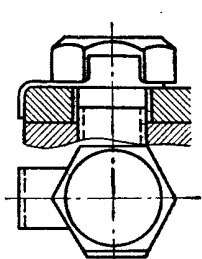


Рис. 3.13

Рис. 3.14 и 3.15. Шайба с наружным носком по ГОСТ 3695—52 (табл. 3.6) и ее применение. Носок шайбы подгибают в цилиндрическое углубление детали, а край шайбы — к грани гайки.

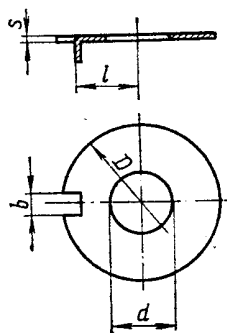


Рис. 3.14

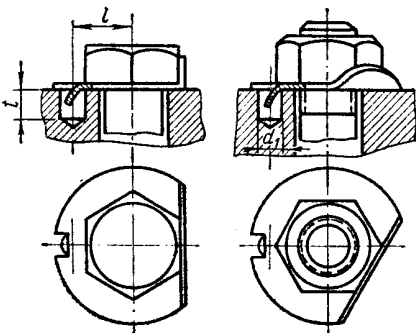


Рис. 3.15

Рис. 3.16 и 3.17. Шайба с внутренним носком по ГОСТ 3695—52 (табл. 3.7) и соединение с применением такой шайбы. Используется для стопорения круглых гаек.

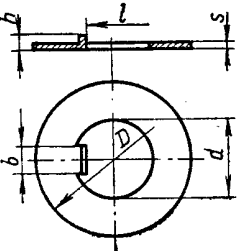


Рис. 3.16

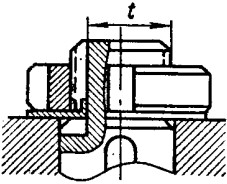


Рис. 3.17

Таблица 3.4

Размеры, мм, гаек шестигранных прорезных и корончатых (нормальной и повышенной точности) по ГОСТ 5918—62 и 5932—62 и таких же гаек низких нормальной точности по ГОСТ 5919—62 и 5933—62 (рис. 3.8 и 3.9)

Диаметр резьбы	S	H		D	Число прорезей	b	h		D ₂	Размеры шплинта для гаек	
		ГОСТ 5918-62 и 5932-62	ГОСТ 5919-62 и 5933-62				ГОСТ 5918-62 и 5932-62	ГОСТ 5919-62 и 5933-62		прорез- ной	коронча- той
12	19	14	10	21,9	6	4	10	6	17	3×30	3×25
14	22	16	11	25,4	6	4	11	7	20	3×30	3×25
16	24	19	12	27,7	6	5	13	7	22	4×35	4×30
18	27	20	13	31,2	6	5	14	8	25	4×40	4×35
20	30	22	13	34,6	6	5	16	8	28	4×40	4×35

Таблица 3.5

Размеры, мм, шайб стопорных с одной и с двумя лапками по ГОСТ 3693—52 (рис. 3.10 и 3.11)

Диаметр болта	Общие размеры				Шайба					
	d	B	L	s	с одной лапкой			с двумя лапками		
					D	B ₁	r	D	L ₁	r
6	6,5	7	18	0,5	19	12	4	11	9	1
8	8,5	8	20	0,5	22	17	4	14	11	2
10	11,0	10	22	0,5	26	20	6	17	13	2
12	13,0	12	28	1,0	32	26	10	22	16	2
14	15,0	12	28	1,0	32	26	10	22	16	2
16	17,0	15	32	1,0	40	32	10	27	20	2
18	19,0	18	36	1,0	45	38	10	32	22	3
20	21,0	18	36	1,0	45	38	10	32	22	3

Рис. 3.18 и 3.19. Стопорная шайба для круглых установочных гаек с коническими фасками (табл. 3.8) и соединение с применением такой шайбы. Внутренний зуб шайбы заводят в паз вала, а один из наружных зубьев подгибают в паз гайки.

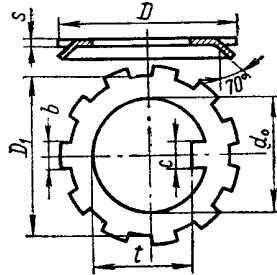


Рис. 3.18

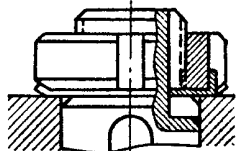


Рис. 3.19

Примеры условных обозначений стопорных шайб: с двумя лапками; с наружным носком при d = 15 мм и с внутренним носком при d = 20 мм и D = 36 мм: Шайба стопорная 15—2 ГОСТ 3693—52; Шайба стопорная 15 ГОСТ 3695—52; Шайба стопорная 20×36 ГОСТ 3695—52.

Изготавливают стопорные шайбы из стальной низкоуглеродистой (обычно сталь Ст.2) ленты по ГОСТ 503—41.

Таблица 3.6

Размеры, мм, шайб стопорных с наружным носком
по ГОСТ 3695—52 (рис. 3.14 и 3.15)

Диаметр болта	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>l</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>d</i> ₁
8	8,5	22	3,5	8,5	0,5	4	4
10	11,0	26	4,5	10,0	0,5	5	5
12	13,0	32	4,5	12,0	1,0	6	5
14	15,0	32	4,5	12,0	1,0	6	5

Таблица 3.7

Размеры, мм, шайб стопорных с внутренним носком
по ГОСТ 3695—52 (рис. 3.16 и 3.17)

Диаметр резьбы	<i>D</i> под гайку		<i>l</i>	<i>b</i> (<i>X</i> _с)	<i>h</i>	<i>c</i>	<i>t</i>
	по ГОСТ 3104—46	по ГОСТ 3105—46					
18×1,5	34	30	15	5	4	0,8	14
20×1,5	36	34	17	5	4	0,8	16
24×1,5	42	38	21	5	4	0,8	20
27×1,5	45	42	24	6	5	0,8	23
30×1,5	48	45	27	6	5	0,8	26
33×1,5	52	48	30	6	5	0,8	29
36×1,5	55	52	33	6	5	1,0	32
39×1,5	58	55	36	6	5	1,0	35

Рис. 3.20. Стопорение группы винтов проволокой. В отверстиях головок винтов проволоку располагают так, чтобы при самоотвинчивании одного из винтов смежные винты ею затягивались.

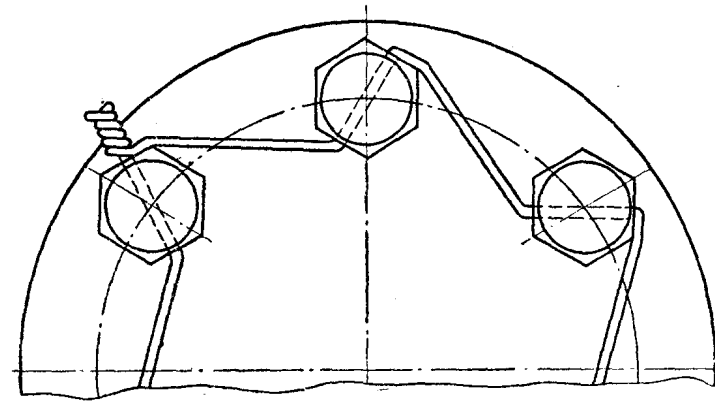


Рис. 3.20

В условном обозначении шплинта указывают отверстие под шплинт, длину, подгруппы материала и покрытия и ГОСТ. Например, шплинт под отверстие $d_0 = 5$ мм, длиной 28 мм из материала подгруппы 00 с покрытием по подгруппе 1: Шплинт 5×28—001 ГОСТ 397—66; то же, из материала под-

группы 21: Шплинт 5×28—211 ГОСТ 397—66; то же, из материала подгруппы 62 с покрытием по подгруппе 3: Шплинт 5×28—623 ГОСТ 397—66.

Для шплинта из материала подгруппы 00 без покрытия (подгруппа 0) материал и покрытие в обозначении не указывают.

Таблица 3.8

Размеры, мм, шайб стопорных для круглых установочных гаек с конической фаской (рис. 3.18 и 3.19)

Диаметр резьбы	<i>d</i> ₀	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>t</i>	Число зубьев
18×1,5	18,5	35	28	4,5	5	15	11
20×1,5	20,5	35	28	4,5	5	17	11
24×1,5	24,5	42	34	4,5	5	21	13
27×1,5	27,5	48	40	4,5	6	24	15
30×1,5	30,5	48	40	4,5	6	26	15
33×1,5	33,5	55	46	5,5	6	29	15
39×1,5	39,5	60	51	5,5	6	35	15
42×1,5	42,5	65	65	5,5	6	38	17
45×1,5	45,5	68	56	6,5	6	41	17
48×1,5	48,5	72	62	6,5	6	44	17
52×1,5	52,5	80	68	6,5	8	47,5	17
56×1,5	56,5	85	73	7,5	8	52	17
60×1,5	60,5	85	73	7,5	8	55	17

Примечание. $s = 1$ мм.

ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

§ 1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпонка — деталь, устанавливаемая в пазах вала и соприкасающейся с ним втулкой (ступицей какой-либо детали (например, зубчатого колеса, ременного шкива и др.) и увлекающая во вращение втулку при вращении вала или, наоборот, вал при вращении втулки.

Рис. 6.1. Призматическая шпонка со скругленными торцами — рис. 6.1, а (исполнение А), наиболее распространен-

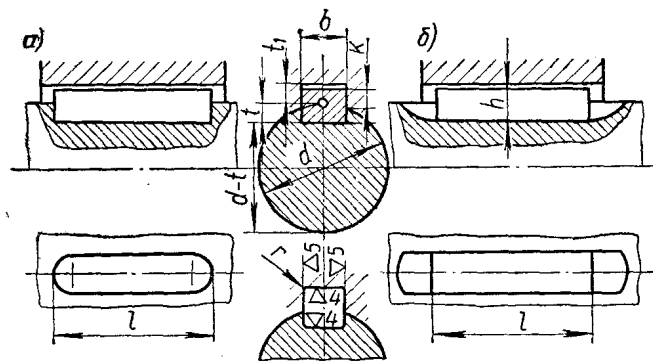


Рис. 6.1

ная и с плоскими торцами — рис. 6.1, б (исполнение Б). Поперечные сечения шпонок и пазов стандартизованы в зависимости от диаметра вала d (ГОСТ 8788—68), длины — устанавливают конструктивно и округляют по ГОСТ 8789—68. Рабочие грани — боковые. Размеры сечений шпонок, пазов и длина шпонок приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Размеры, мм, сечений призматических шпонок обыкновенных и пазов для них по ГОСТ 8788—68 (рис. 6.1). Длина шпонок по ГОСТ 8789—68

d от — до	Сечение			Исполнение А			Исполнение Б			l от — до
	b	h	r	t	t_1	K	t	t_1	K	
18—24	6	6	0,3	3,5	2,6	2,9	3,8	2,3	2,6	14—56
24—30	8	7		4,0	3,1	3,5	4,5	2,6	3,0	18—70
30—36	10	8		4,5	3,6	4,2	5,2	2,9	3,5	22—90
36—42	12	8		4,5	3,6	4,4	5,2	2,9	3,7	28—110
42—48	14	9		5,0	4,1	5,0	5,8	3,3	4,2	36—140
48—55	16	10	0,5	5,0	5,1	6,2	6,5	3,6	4,7	45—180
55—65	18	11		5,5	5,6	6,8	7,1	4,0	5,2	50—200
65—75	20	12		6,0	6,1	7,4	7,8	4,3	5,6	56—220

Примечания. 1. Ряд длин: 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 мм.
2. На рабочих чертежах проставляют один размер в зависимости от принятой базы обработки и измерения: $d + t_1$ — для втулки и $d - t$ или t — для вала.
3. Размеры сечения призматической шпонки $b \times h$ определяют по ГОСТ 8788—68 в зависимости от диаметра вала d , а длину l принимают на 5—10 мм меньше длины ступицы посаженной на вал детали и округляют по ГОСТ 8789—68.

ГОСТ 8788—68 предусматривает два исполнения шпоночных соединений, полученных из условий равной прочности их элементов и отличающихся глубиной шпоночного паза ступицы: 1-е — для ступиц из чугуна и других материалов, менее прочных, чем материал вала, а 2-е — для ступиц из стали.

Материал шпонок: сталь с пределом прочности при растяжении $\sigma_B = 590 \text{ Мн/м}^2$ (60 кг/мм²).

Пример условного обозначения шпонки исполнения А с размерами $b = 18 \text{ мм}$, $h = 11 \text{ мм}$, $l = 100 \text{ мм}$. Шпонка 18×11×100 ГОСТ 8789—68.

Рис. 6.2. Направляющая призматическая шпонка со скругленными торцами по ГОСТ 8790—68 исполнение А, применяемая в случаях, когда сидящая на валу деталь должна перемещаться, скользя по валу и шпонке. Направляющие шпонки всегда притягиваются к валу винтами, как показано на рис. 6.2. Между винтами расположено отверстие с резьбой для отжима шпонки при помощи винта при демонтаже. Применяют такие шпонки и с плоскими торцами (исполнение Б).

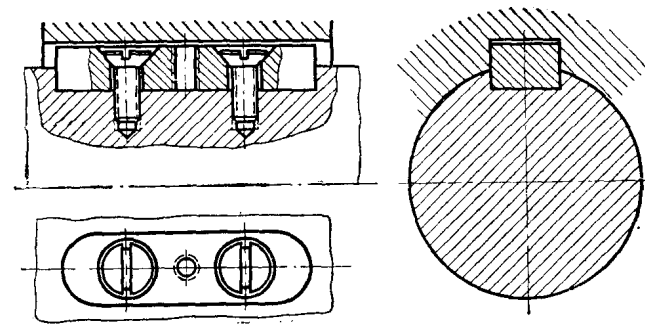


Рис. 6.2

Рис. 6.3. Сегментная шпонка (ГОСТ 8795—68), используемая лишь при сравнительно небольших скручивающих

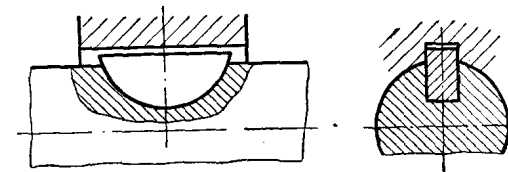


Рис. 6.3

моментах из-за необходимости для нее глубокого паза, ослабляющего вал. Удобна, если ступица сопрягаемой с валом детали располагается на конической поверхности вала.

Рис. 6.4. Клиновидная шпонка врезная высокая (ГОСТ 8793—68), редко применяемая из-за выступающей из ступицы головки

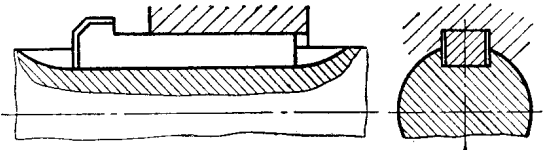


Рис. 6.4

и из-за того, что в результате ее затягивания создается эксцентриситет на величину посадочного зазора. Рабочие грани — нижняя параллельная оси вала и верхняя, наклоненная к оси (уклон 1 : 100).

Шпоночное соединение проверяют на смятие (см. стр. 43, ответы на вопросы 15 и 16).

§ 2. ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Зубчатые (шлицевые) соединения по сравнению со шпоночными: а) лучше центрируют и направляют сидящие на валу детали; б) имеют большую нагрузочную способность соединения и усталостную прочность вала при одинаковых габаритных размерах (благодаря значительно большей рабочей поверх-

ности и более равномерному распределению давления по высоте зуба).

Рис. 6.5—6.8. Соединения прямобоковыми шлицами по ГОСТ 1139—58.

Рис. 6.5 и 6.6. Сопряжения ступицы с валом по поверхности диаметром D .

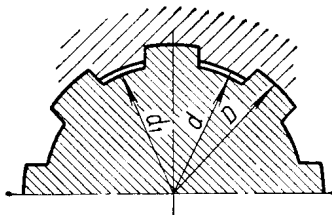


Рис. 6.5

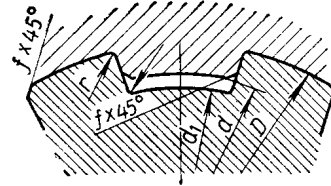


Рис. 6.6

Рис. 6.7. То же, по поверхности диаметром d (в этом случае для возможно большей поверхности контакта боковых сторон зубьев в углах впадин шлицевого вала предусматривают небольшие углубления — выкружки).

Рис. 6.8. Сопряжение по боковым граням; достоинство такого соединения — более равномерное распределение давления по отдельным зубьям; недостаток — менее точное центрирование ступицы относительно вала.

В зависимости от условий работы соединения ГОСТ 1139—58 устанавливает три серии прямобоковых шлицев для диаметров d_1

от 11 до 112 мм — легкая, средняя и тяжелая. Средняя отличается от легкой немного большей высотой зубьев, тяжелая — большим числом их и меньшей толщиной. В легкой и средней

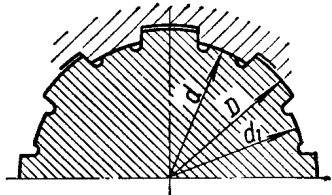


Рис. 6.7

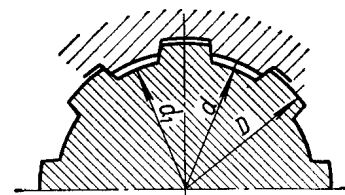


Рис. 6.8

сериях в зависимости от диаметра предусмотрено 6, 8 и 10 зубьев; в тяжелой — 10, 16 и 20.

Рис. 6.9 и 6.10. Эвольвентные шлицы по ГОСТ 6033—51, обладающие большей прочностью по сравнению с прямобо-

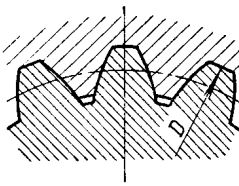


Рис. 6.9

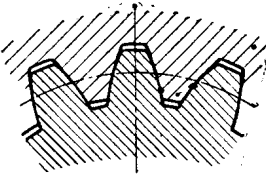
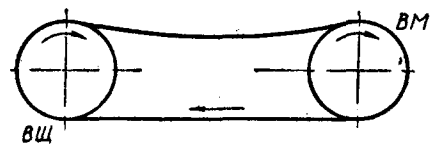


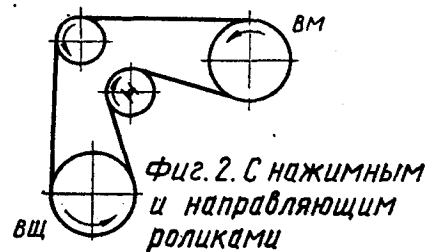
Рис. 6.10

ными. Рис. 6.9 — сопряжение по диаметру D , рис. 6.10 — сопряжение по боковым граням.

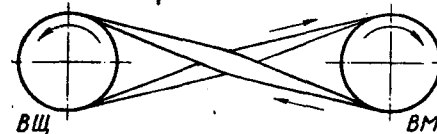
Кинематические схемы ременных передач Передачи на один ведомый шкив



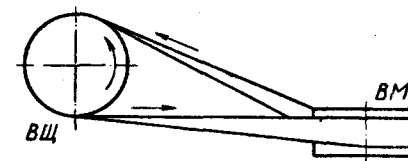
Фиг. 1. Открытая



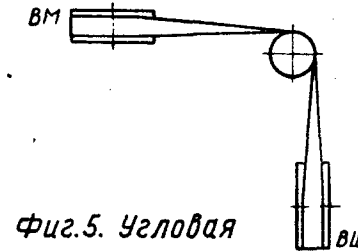
Фиг. 2. С нажимным и направляющим роликами



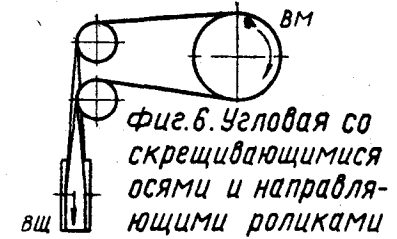
Фиг. 3. Перекрестная



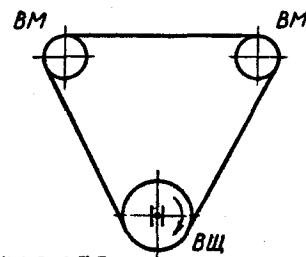
Фиг. 4. Полуперекрестная



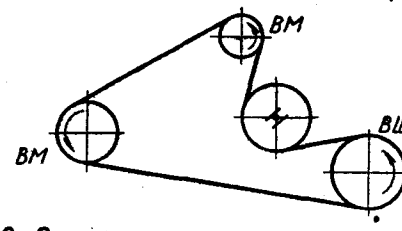
Фиг. 5. Угловая



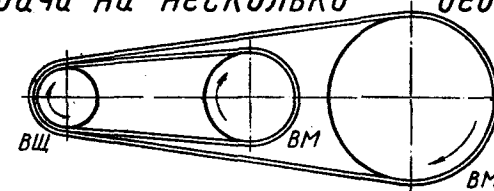
Фиг. 6. Угловая со скрещивающимися осями и направляющими роликами



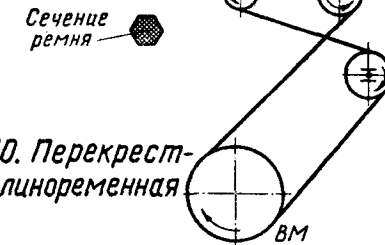
Фиг. 7. Простая



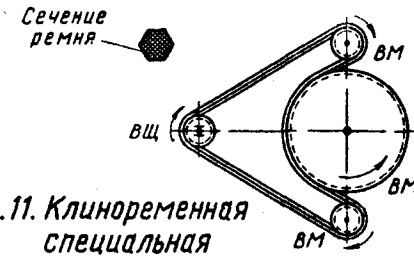
Фиг. 8. С нажимным роликом



Фиг. 9. Компаунд



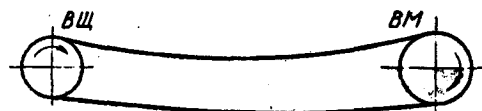
Фиг. 10. Перекрестная клиноременная



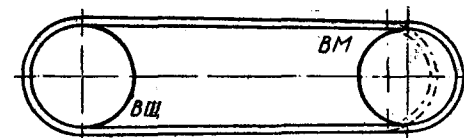
Фиг. 11. Клиноременная специальная

СХЕМЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМЕНЕЙ

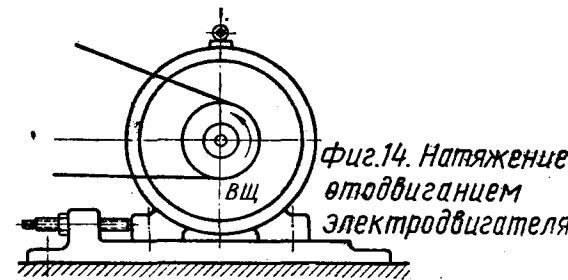
Простые передачи



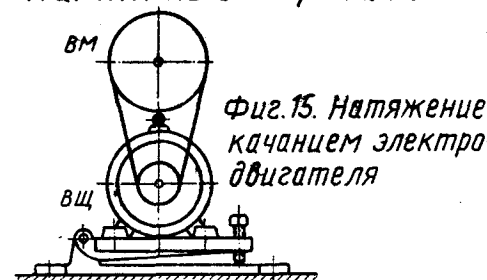
Фиг. 12. Натяжение от собственного веса ремня



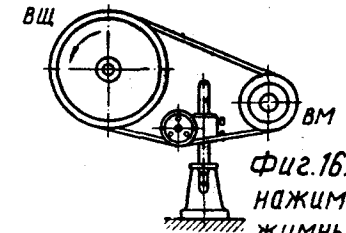
Фиг. 13. Натяжение за счет упругости ремня



Фиг. 14. Натяжение отодвиганием электродвигателя

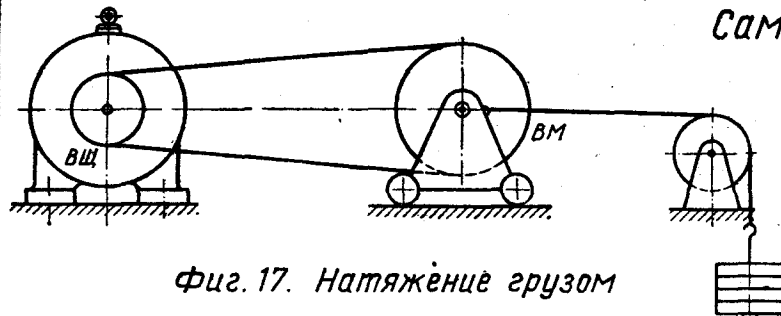


Фиг. 15. Натяжение качанием электродвигателя

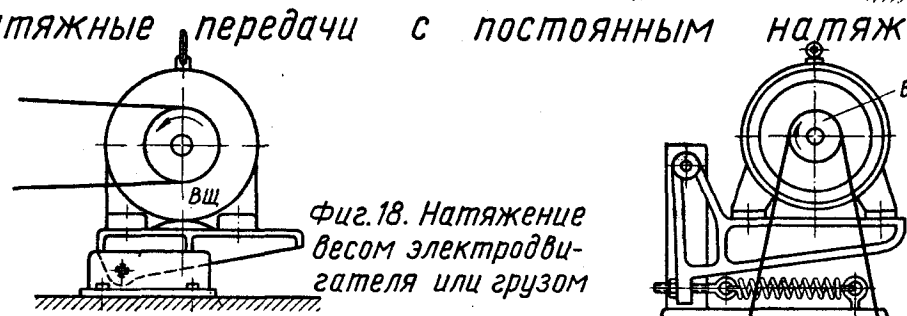


Фиг. 16. Натяжение нажимным или отжимным роликом

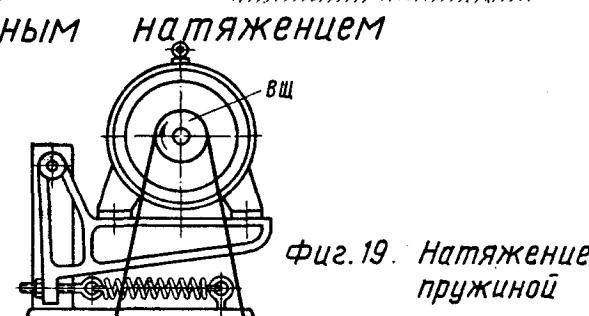
Самонатяжные передачи с постоянным натяжением



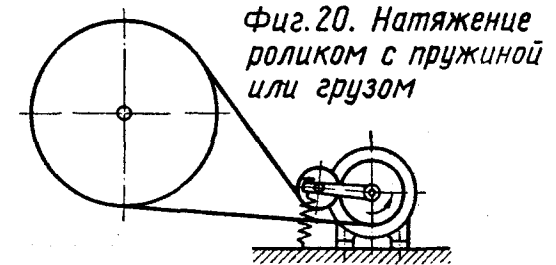
Фиг. 17. Натяжение грузом



Фиг. 18. Натяжение весом электродвигателя или грузом

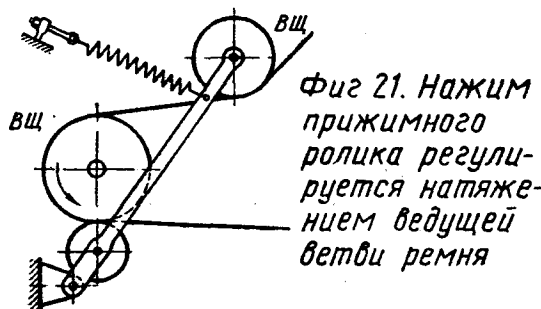


Фиг. 19. Натяжение пружиной

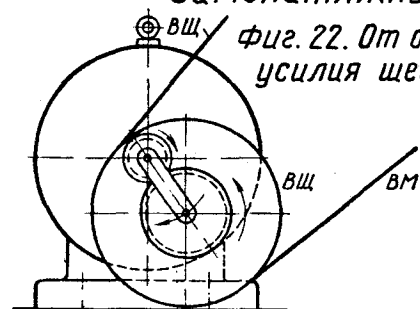


Фиг. 20. Натяжение роликом с пружиной или грузом

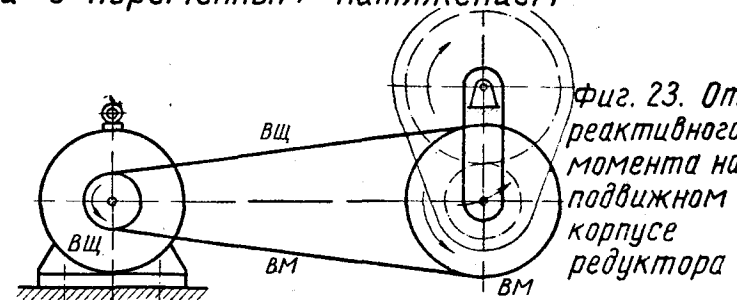
Самонатяжные передачи с переменным натяжением



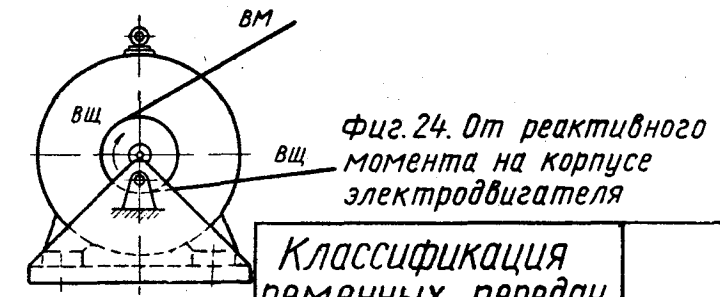
Фиг. 21. Нажим прижимного ролика регулируется натяжением ведущей ветви ремня



Фиг. 22. От окружного усилия шестерни



Фиг. 23. От реактивного момента на подвижном корпусе редуктора



Фиг. 24. От реактивного момента на корпусе электродвигателя

Классификация ременных передач

РЕМЕННАЯ И ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧИ

§ 1. РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

По виду ремней ременные передачи делятся на плоско-, клино- и круглоременные.

Размеры плоских ремней определяются шириной b и толщиной δ (рис. 9.1, а), а клиновых — шириной a большего основания трапеции, толщиной (высотой) h и углом 2γ профиля (рис. 9.1, б).

Ременная передача основана на использовании силы трения между шкивом и ремнем.

Для плоских ремней сила трения, получаемая в соответствии с формулой Эйлера, равна $F = S_2 (e^{f\alpha} - 1)$, а для клиновых при таких же натяжениях S_2 ведомой ветви ремня, угле α обхвата и коэффициенте f трения на поверхности соприкосновения ремня с ободом шкива $F = S_2 (e^{f'\alpha} - 1)$, где

$f' = \frac{f}{\sin \gamma}$ — фиктивный (приведенный) коэффициент трения.

При $2\gamma = 40 - 34^\circ$ (ГОСТ 1284—57) $f = 0,3$ и угле обхвата на меньшем шкиве $\alpha_m = 2,62 \text{ рад}$ ($\alpha_m = 150^\circ$) коэффициент трения в клиноременной передаче приблизительно в $1/\sin 20^\circ \div 1/\sin 17^\circ = 2,9 \div 3,4$ раза, а сила трения в $7 \div 11$ раз больше, чем в плоскоременной передаче, что позволяет либо при тех же натяжениях и угле обхвата передать большую мощность, либо передать ту же мощность при меньшем угле обхвата ($\alpha_m \geq 90^\circ$) и большем передаточном числе.

Из плоских ремней в централизованном порядке изготавливают следующие пять видов: а) кожаные, б) прорезиненные, в) хлопчатобумажные шитые, г) хлопчатобумажные тканые (цельнотканые и прошивные), д) шерстяные тканые.

Наибольшее распространение в промышленности получили прорезиненные ремни.

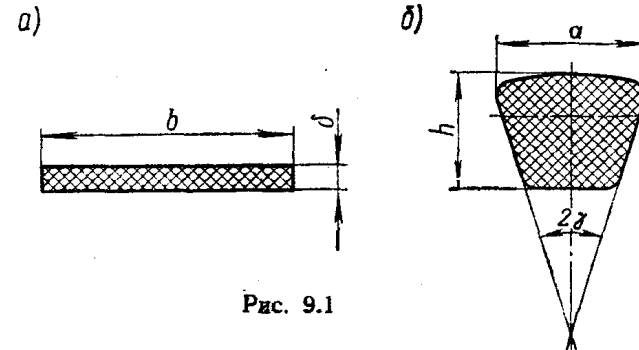


Рис. 9.1

РЕМНИ ПРИВОДНЫЕ ТКАНЕВЫЕ ПРОРЕЗИНЕННЫЕ
ПЛОСКИЕ И КЛИНОВЫЕ И МИНИМАЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ
ШКИВОВ ДЛЯ НИХ

В зависимости от конструкции тканевого каркаса ГОСТ 101—54 предусматривает три типа плоских прорезиненных ремней: А, Б и В, которые в пределах указанных в табл. 9.1 ширины представляют собой несколько (2—6) слоев (прокладок) хлопчатобумажной ткани — белтинга, связанных вулканизованной резиной.

Тип А — нарезные, с резиновыми для большей гибкости прослойками между прокладками и с кромками, защищенными специальным водоупорным составом — для малых шкивов и скоростей $v \geq 20$ м/сек.

Тип Б — послойно завернутые, как с резиновыми прослойками между прокладками, так и без них — для тяжелых условий работы с прерывной нагрузкой и скоростей $v \leq 20$ м/сек.

Тип В — спирально завернутые, без резиновых прослоек — для работы с небольшими нагрузками и скоростями $v \leq 15$ м/сек.

Толщина одного слоя ткани в ремне $\delta_1 = 1,25$ мм, а вместе с резиновой прослойкой — 1,5 мм (в расчет вводят толщину ремня $\delta = \delta_1 z$, где z — число слоев).

Клиновые ремни по ГОСТ 1284—57, обозначаемые 0, А, Б, В, Г, Д и Е, состоят из несущих нагрузку нескольких слоев кордткани или одного ряда кордшнура и резины, вулканизированных в одно изделие. Различают две конструкции ремней: с оберткой по боковым граням (обернутые) и без нее (нарезные).

Кордткань и кордшнур располагают вблизи нейтральной линии, а резину в виде подушек — в зонах растяжения и сжатия ремня.

Таблица 9.1

Ширина ремней в зависимости от числа прокладок					
Ширина b ремня, мм			Рекомендуемые числа z прокладок в зависимости от типа и применяемой марки ткани ремня		
Тип А	Тип Б	Тип В	Тип А Б—820	Тип Б Б—820	Тип В Б—820
—	20, 25, 30, 40 и 45	—	—	2	—
—	—	20, 25, 30 и 40	—	—	3
20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70 и 75	—	50, 60, 70 и 75	3—5	—	3—5
80, 85, 90 и 100	—	80, 85, 90 и 100	3—6	—	3—6

Долговечность прорезиненных плоских и клиновых ремней зависит от наличия в них переменных напряжений, вызываемых изменением натяжений в ветвях ремня и перегибами ремней на шкивах. Напряжения от изгиба, как известно, пропорциональны толщине (δ и h) ремней и обратно пропорциональны диаметру шкива.

Из этого следует, что диаметр D_m меньшего шкива должен быть не менее определенной величины (см. табл. 9.2 и 9.3). Следует иметь в виду, что долговечность ремней и к. п. д. передачи резко падают с уменьшением диаметров шкивов. Поэтому по возможности надо избегать минимальных диаметров шкивов.

Таблица 9.2

Минимальные диаметры D_m меньших шкивов для плоских прорезиненных ремней, изготовляемых по ГОСТ 101—54			
Число прокладок z	Толщина, мм $\delta = \delta_1 z$	D_m , мм	
		при $b < 300$ мм	при $b \geq 300$ мм
2	2,5	80	—
3	3,75	125	—
4	5,0	180	—
5	6,25	250	280
6	7,5	320	360

Таблица 9.3

Минимальные диаметры D_m меньших шкивов для клиновых ремней							
Сечение ремня	0	А	Б	В	Г	Д	Е
D_m , мм	63	90	125	200	315	500	800

В табл. 9.4 для различных видов ремней представлены значения приведенных полезных напряжений k_0 и отношений δ/D_m .

Таблица 9.4

Значения k_0 и δ/D_m для приводных ремней			
Ремень	k_0		$\frac{\delta}{D_m}$
	Мн/м²	кг/см²	
Кожанный	2,84—29,4 δ/D_m	29—300 δ/D_m	$\frac{1}{35} \left(\frac{1}{25} \right)$
Прорезиненный	2,45—9,81 δ/D_m	25—100 δ/D_m	$\frac{1}{40} \left(\frac{1}{30} \right)$
Хлопчатобумажный тканый	2,06—14,7 δ/D_m	21—150 δ/D_m	$\frac{1}{30} \left(\frac{1}{25} \right)$
Шерстяной	1,77—14,7 δ/D_m	18—150 δ/D_m	$\frac{1}{30} \left(\frac{1}{25} \right)$

Примечание. Наибольшие значения δ/D_m , указанные в скобках, допускают лишь в крайнем случае, при необходимости обеспечить наименьшие габаритные размеры передачи; долговечность ремня при этом снижается.

СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ В ПРОЦЕССЕ РАБОТЫ
И ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ РЕМНЕЙ

В процессе работы ремни вытягиваются и их натяжение, а вместе с тем и сила трения между шкивом и ремнем уменьшаются. Перешивка из-за этого время от времени ремней

у открытых передач с постоянным межосевым расстоянием связана с неудобствами, и поэтому часто передачу приходится выполнять с переменным расстоянием между шкивами или уста-

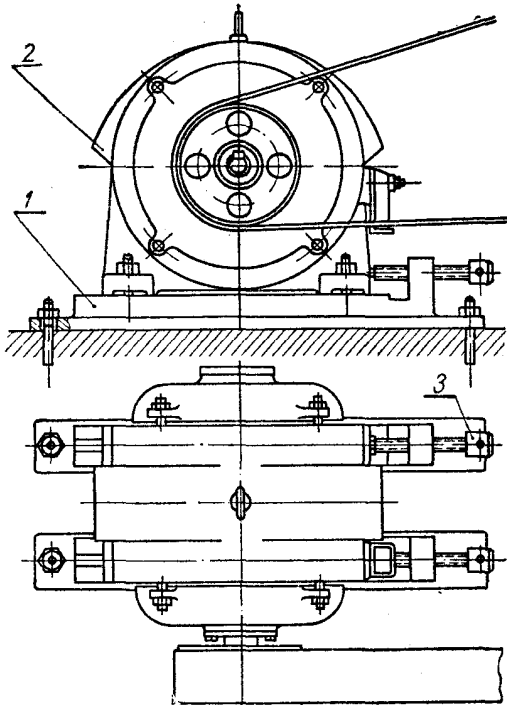


Рис. 9.2

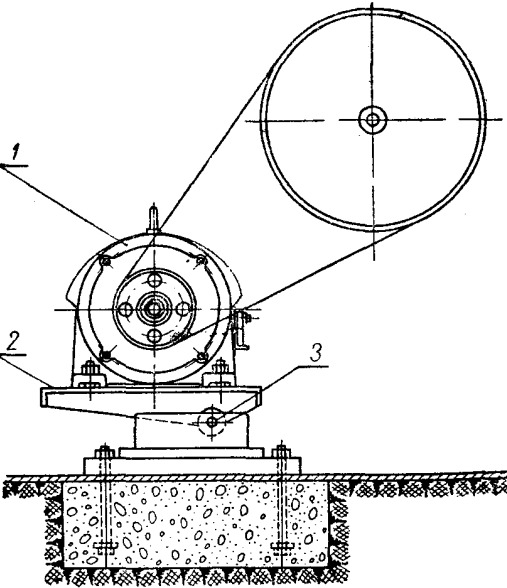


Рис. 9.3

навливать натяжной ролик, что позволяет повышать силу трения как путем увеличения натяжения, так и угла обхвата.

На рис. 9.2—9.4 приведены конструкции с переменным межосевым расстоянием.

Рис. 9.2. При натяжении ремня отвинчивают болты, крепящие электродвигатель 2 к салазкам 1 и при помощи отжимных винтов 3 отодвигают электродвигатель; при этом с увеличением межосевого расстояния увеличивается и натяжение ремня.

Рис. 9.3. Постоянство натяжения ремня обеспечивают весом электродвигателя 1, установленного на качающейся плите 2 (ось качания 3). Достоинство — автоматичность поддержания натяжения. Недостаток — излишнее натяжение ремня при тяжелых электродвигателях.

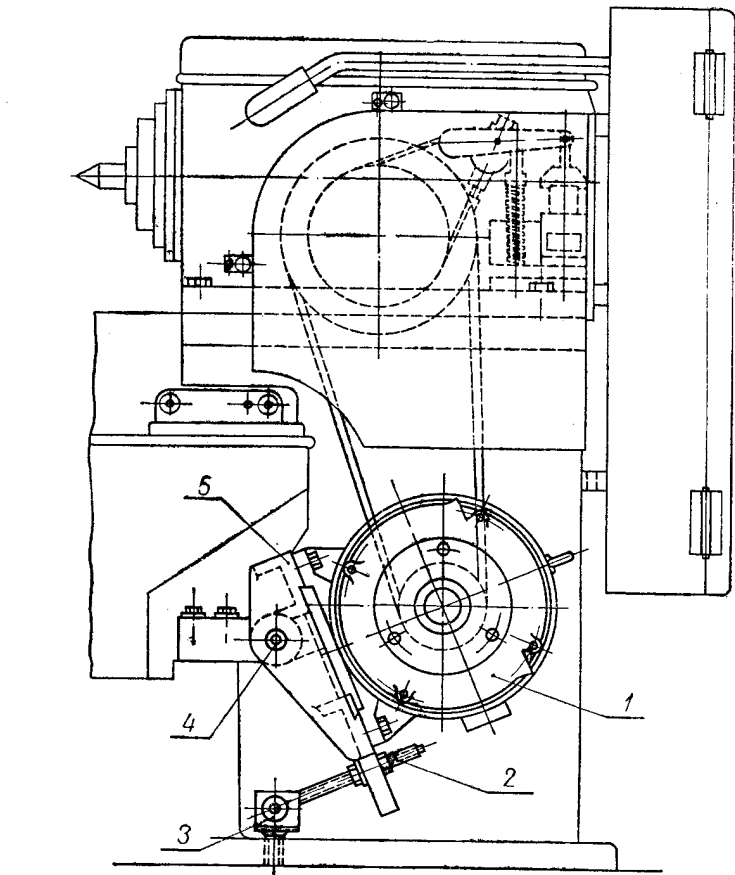


Рис. 9.4

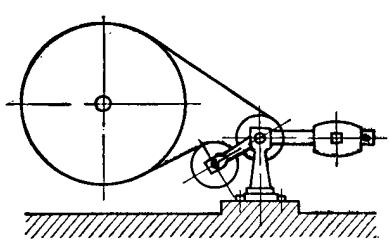


Рис. 9.5

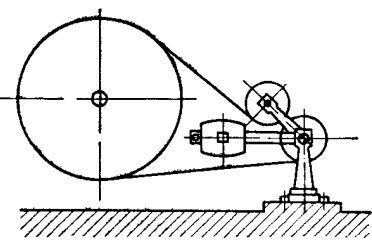


Рис. 9.6

Рис. 9.4. Указанный выше недостаток устраняют применением установочного винта 2, упирающегося в специальный упор 3 (цифрами 1, 4 и 5 на рисунке обозначены соответственно электродвигатель, ось качания и плита).

Рис. 9.5—9.8. Схемы передач с натяжным роликом. Постоянное натяжение ремня обеспечивают передвижным грузом, закрепленным на конце двуплечего рычага, на другом

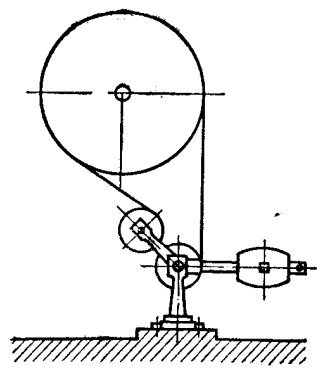


Рис. 9.7

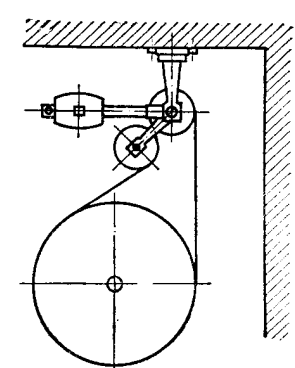


Рис. 9.8

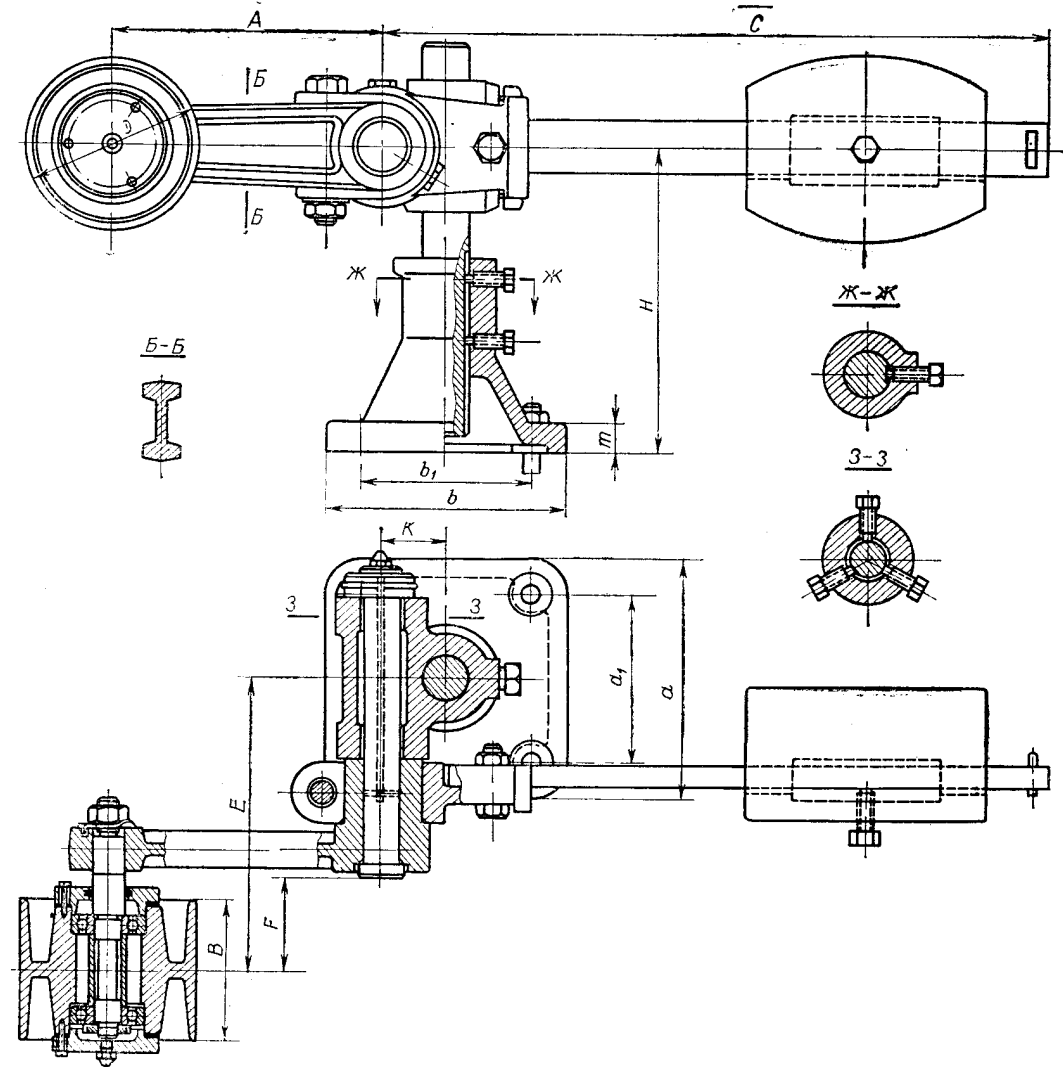


Рис. 9.9

конце которого на оси помещен натяжной ролик. Чтобы уменьшить силу тяжести груза и, как следствие, дополнительное давление на ведущий вал передачи, натяжной ролик устанавливают на менее нагруженную — ведомую ветвь ремня.

Рис. 9.9 Однорычажное натяжное устройство. В табл. 9.5 указаны его основные размеры.

Рис. 9.10. Передача, в которой вместо груза поставлена пружина 1.

При переменных нагрузках происходит непрерывное перераспределение и изменение натяжений в ведущей и ведомой ветвях ремня, что приводит к значительным колебаниям рычага 2 (рис. 9.11) с грузом 6 и роликами 3. Для уменьшения колебаний и ослабления неблагоприятного их влияния на работу применяют демпфер (гаситель колебаний) 1.

При колебаниях натяжения ведомой ветви рычаг 2, а вместе с ним и поршень демпфера 1 начнут перемещаться вверх и вниз. Вытесняя по перепускному каналу 4 воздух из одной полости

Основные размеры, мм, однорычажного натяжного устройства [4] (рис. 9.9)

Наибольшее окружное усилие		B	D	Наибольший диаметр шкива D_1	H		A	C	E	F	k	a	a_1	b	b_1	m
к	кР				max	min										
590	60	100	125	200	280	190	200	500	200	60	45	175	125	175	125	19
590	60	125	175	300	280	190	250	500	205	65	45	175	125	175	125	19
1470	150	175	275	400	405	275	360	800	290	100	60	280	200	210	130	25

цилиндра демпфера в другую, поршень испытывает давление, зависящее от сечения перепускного канала, регулируемого дроссельным винтом 5. Это давление через поршневой шток передается на рычаг и препятствует его перемещению.

На рис. 9.12, а, б приведены общий вид и схема приспособления для предварительного натяжения ремня при шивке, состоящего из винта 1, гайки 2, пружины 3, зажимов 4, ручного привода 5 и указателя величины натяжения 6.

Рис. 9.13—9.18. Различные виды соединений ремней.

Рис. 9.13. Соединение кожаных (а) и прорезиненных (б) ремней склеиванием. Незначительное утолщение ремня в месте склеивания позволяет при больших скоростях передавать большие мощности.

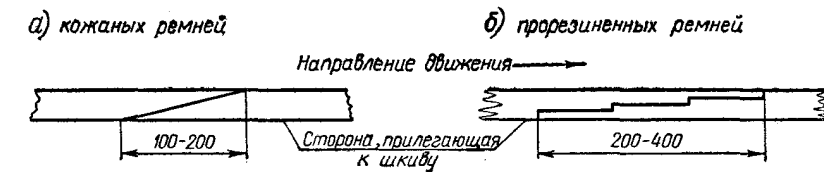


Рис. 9.13

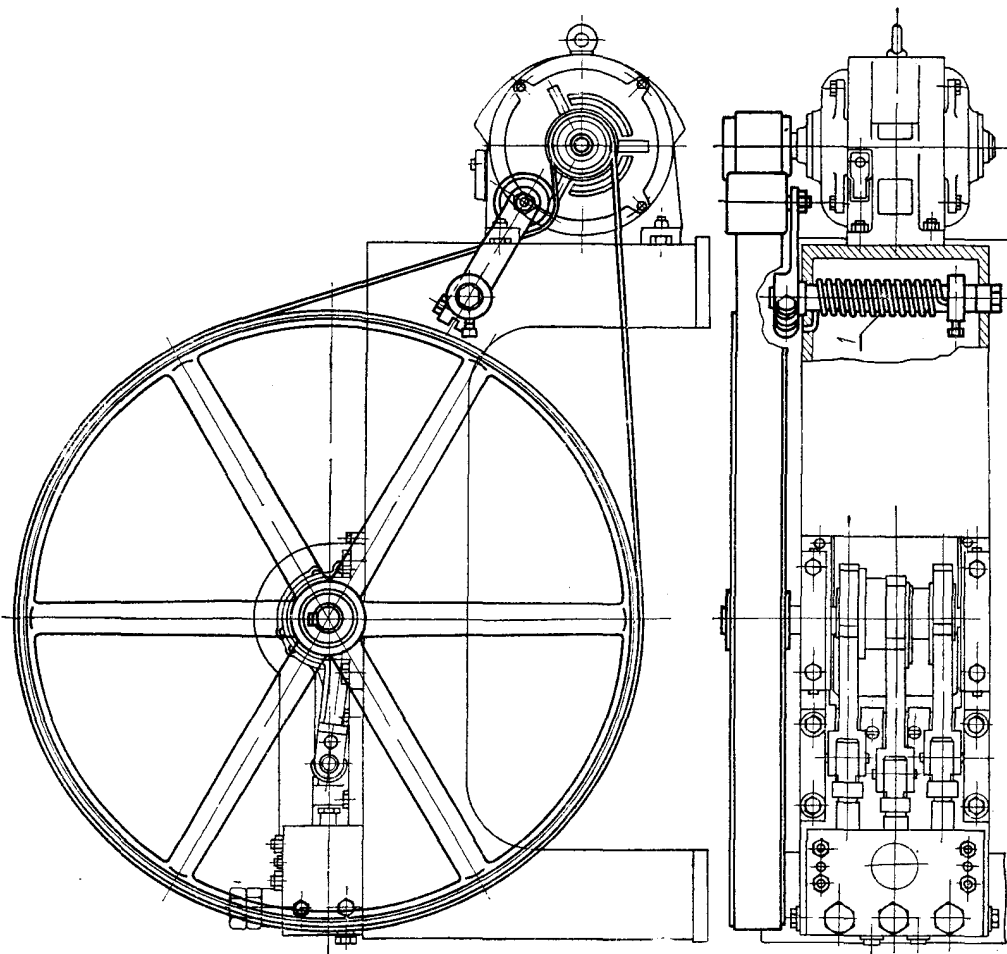


Рис. 9.10

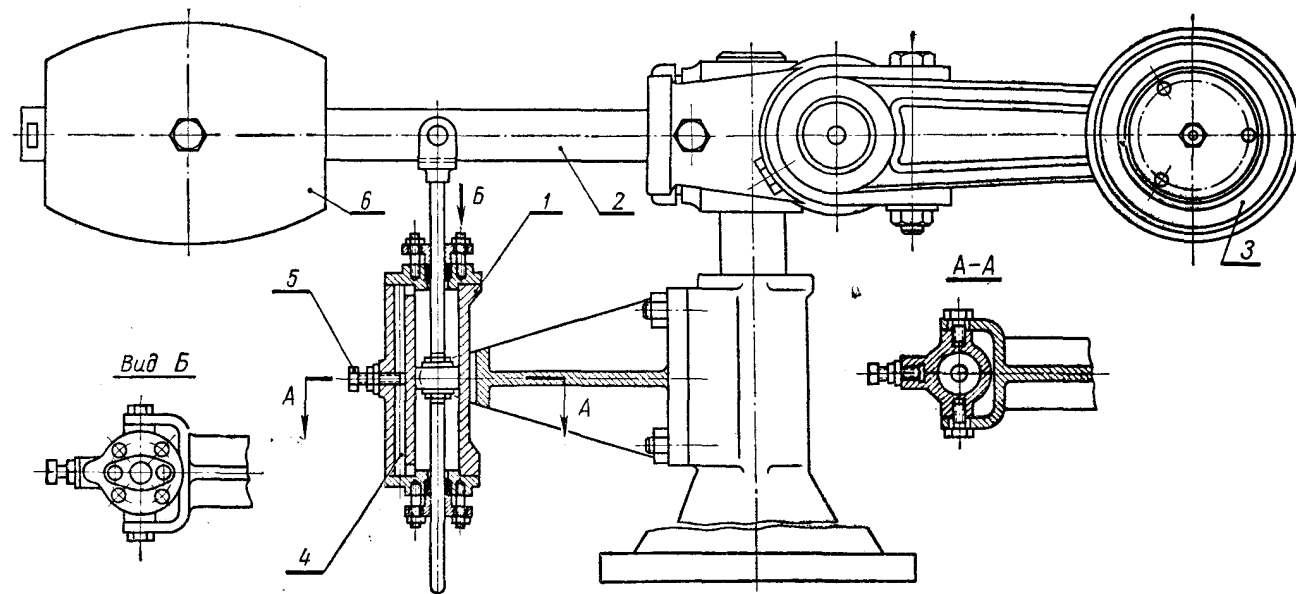


Рис. 9.11

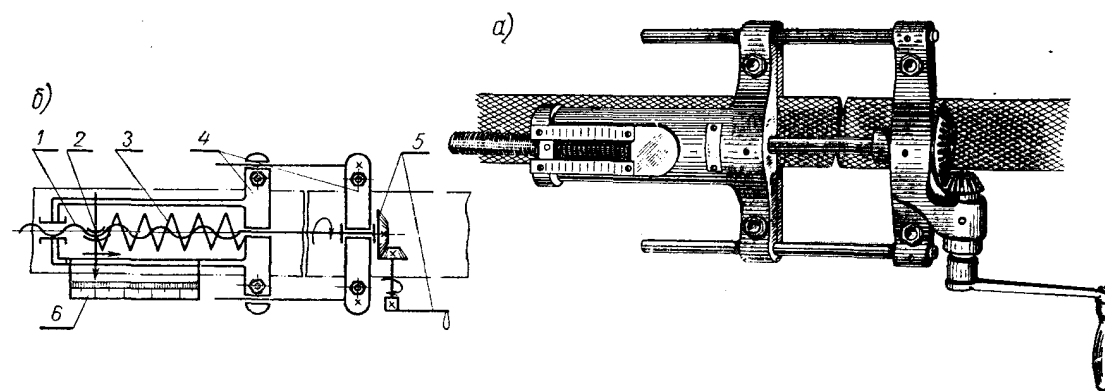


Рис. 9.12

Рис. 9.14. Сшивка жильной струной встык. Применяется для всех видов ремней, работающих со скоростью до 20—25 м/сек и при работе обеими сторонами.

Рис. 9.15. Соединение с помощью уголков. Ремни работают удовлетворительно при большом закруглении уголков, малых скоростях и в случаях прилегания к шкиву одной стороной.

Рис. 9.16. Соединение проволочными спиралью. Оси шарниров спиралей изготавливают либо из металла, либо из прочных жильных струн. Применяют для всех видов ремней при скоростях до 25 м/сек и работе обеими сторонами.

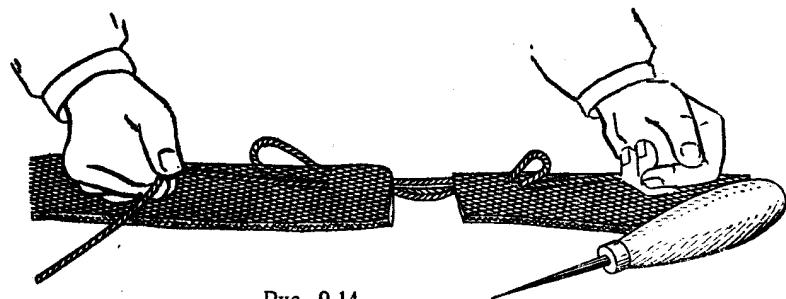


Рис. 9.14

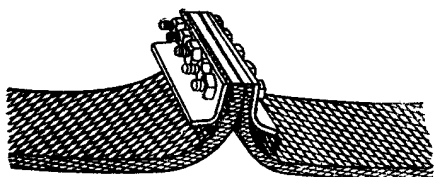


Рис. 9.15

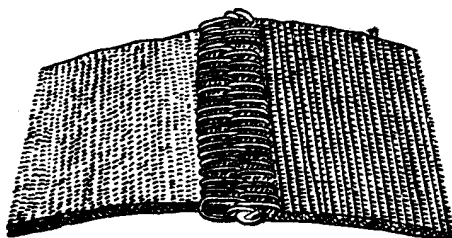


Рис. 9.16

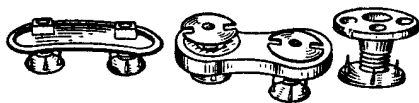


Рис. 9.17

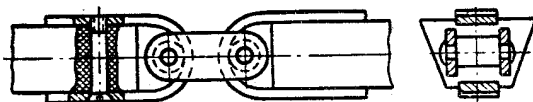


Рис. 9.18

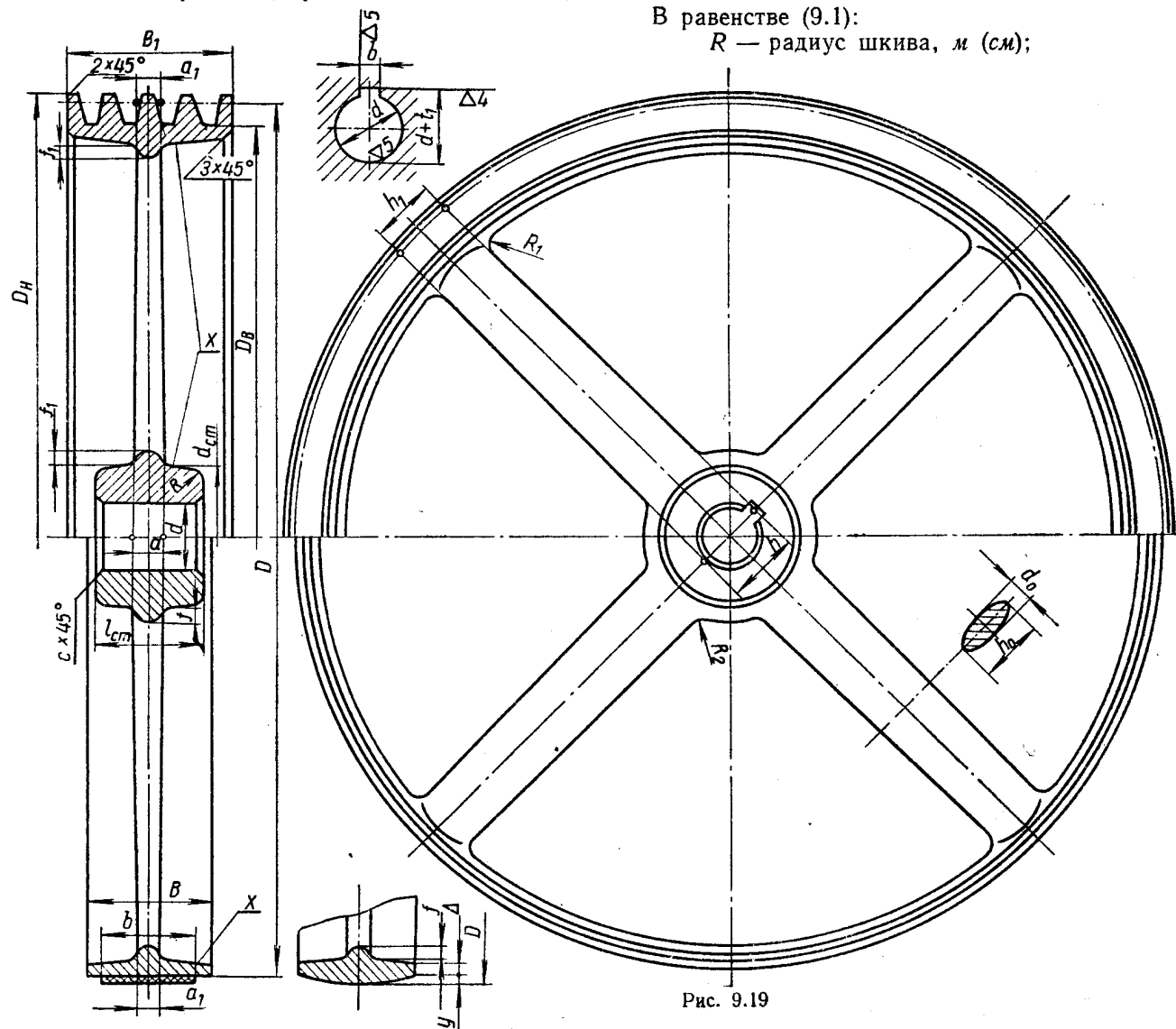
Рис. 9.17. Соединение при помощи металлических накладок и специальных болтов. Применяют для всех ремней, работающих при малых скоростях.

Рис. 9.18. Соединение клинового ремня. Применяют только в аварийных случаях, так как клиновые ремни изготовляют бесконечными.

ШКИВЫ

На рис. 9.19 показаны распространенные конструкции литых неразъемных чугунных (для нормальных условий работы обыкновенно чугун марки СЧ 12—28, а для ответственных случаев — чугун марки СЧ 15—32 по ГОСТ 1412—54) шкивов для плоских и клиновых ремней со спицами эллиптического сечения.

В процессе изготовления клиновых шкивов размеры канавок (рис. 9.20) нужно контролировать шаблоном или роликом, с тем чтобы центры тяжести сечений ремней во всех канавках располагались на одной прямой (параллельно оси шкива).



В равенстве (9.1):
R — радиус шкива, м (см);

Невыполнение этого требования приводит к недопустимому скольжению (буксованию) одних ремней и перегрузке других.

Для более равномерного остывания шкива после отливки и избежания внутренних напряжений в местах соединения спиц с ободом и ступицей шкивы выполняют с ребрами, расположенными в плоскости спиц.

С этой же целью, а также для облегчения монтажа и демонтажа большие шкивы ($D > 1500$ мм) выполняют разъемными.

Ширину спицы h на оси вала (рис. 9.19) определяют условным расчетом на изгиб из равенства (7.2): $PR = \frac{1}{3} KW [\sigma_0]_н$.

Для эллиптического сечения спицы с осями эллипса у вала h и $a = 0,4h$ (принимают конструктивно) момент сопротивления спицы на изгиб $W = \frac{\pi}{32} ah^2 = 0,04h^3 \text{ м}^3 (\text{см}^3)$

$$h = \sqrt[3]{\frac{75PR}{K[\sigma_0]_н}} \text{ м (см)}. \quad (9.1)$$

Элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров чугунных неразъемных шкивов (рис. 9.19 и 9.20)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	D	Диаметр шкива для плоских и клиновых ремней. Определяют расчетом и выравнивают по ГОСТ 3133—56 и 1284—57 (см. табл. 9.6 и 9.7)
2	D_H	Наружный диаметр шкива. $D_H = D + 2c_1$; c_1 — по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
3	D_B	Внутренний диаметр шкива. $D_B = D - 2e$; e — по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
4	z	Число канавок. Равно числу ремней, определяемых расчетом
5	B и B_1	Ширина шкивов. B — по ГОСТ 3133—56 (см. табл. 9.6). $B_1 = (z - 1)t + 2s$; t и s — по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
6	Δ и Δ_1	Толщина обода. $\Delta = 0,005D + 3$ мм; Δ_1 — по ГОСТ 1284—57 (табл. 9.6)
7	y	Стрела выпуклости обода. Определяют по ГОСТ 3133—56. См. табл. 9.6, примечание 2
8	$2\gamma^\circ$	Угол профиля канавки. Определяют по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
9	s	Размеры от края обода до середины смежной канавки. Определяют по ГОСТ 1284—57 (см. табл. 9.7)
10	X	Литейный уклон. Определяют по данным УЗТМ и др. — см. приложение П I.4
11	h	Ширина спицы на оси вала. Определяют расчетом по формуле (9.1)
12	h_1	Ширина спицы у обода. $h_1 = 0,8h$
13	K	Число спиц в одном ряду. $K = \left(\frac{1}{6} \div \frac{1}{7}\right) \sqrt{D}$, мм или по данным: D до 500 мм, $K = 4$; $D = (500 \div 1600)$ мм, $K = 6$; $D = (1600 \div 3000)$ мм, $K = 8$. При $D \leq 280$ мм вместо спиц делают сплошной диск толщиной $\delta = (0,06 \div 0,07) D$. При $B (B_1) > 300$ мм число спиц удваивают
14	a, a_1	Толщина спиц на оси вала и у обода. $a = 0,4h$; $a_1 = 0,4h_1$
15	f, f_1	Высота ребер жесткости у обода и ступицы шкивов с плоскими и клиновыми ремнями. $f = \Delta + 0,02B$ и $f_1 = \Delta_1 + 0,02B_1$
16	d	Диаметр отверстия ступицы шкива. Определяют при расчете вала и округляют по ГОСТ 6636—60 (табл. 13.2)
17	$d_{ст}, l_{ст}$	Диаметр и длина ступицы. $d_{ст} = (1,8 \div 2) d$. Для устойчивости шкива на валу $l_{ст} = (1,5 \div 2) d$. При ширине шкива меньше $1,5d$ ее принимают равной ширине шкива
18	R, R_1, R_2	Радиусы сопряжений. $R_1 = R_2 = \frac{2a}{3}$; R — см. приложение П I.2
19	c	Скосы. См. табл. 13.3
20	—	Чистота поверхности: рабочей части плоского шкива — $\nabla 5 \div \nabla 7$; торца обода — $\nabla 3$; отверстия и торца ступицы — соответственно $\nabla 5$ и $\nabla 3$; шпоночного паза и профиля канавок — см. рис. 9.19 и 9.20
21	t_1	Размер шпоночного паза втулки. Определяют по табл. 6.1 в зависимости от d

На рис. 9.21 изображена конструкция холостого 1 и рабочего 2 шкивов, устанавливаемых на ведущих валах машин, получающих движение от общего вала. Холостой шкив, свободно посаженный на вал рядом с рабочим, позволяет выключить одну машину, не нарушая работы других. Холостой шкив имеет цилиндрический обод, облегчающий перевод ремня с рабочего шкива.

Таблица 9.6

Шкивы чугунные для плоских ремней по ГОСТ 3133—56
Размеры, мм

Ширина обода B	Диаметры шкивов D																Применять при ширине ремня b
	90	100	112	125	140	160	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500	
30	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	25
40	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	30
50	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	40
60	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	50
70	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	60
85	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	70 и 75
100	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	80 и 90

Примечания: 1. Звездочками обозначены допускаемые сочетания.
2. Рабочая поверхность обода шкива может быть цилиндрической или выпуклой формы. Выпуклый шкив измеряют по наибольшему диаметру. Стрела выпуклости для шкивов шириной до 60 мм — 1 мм, шириной 70—100 мм — 1,5 мм; шириной 125—150 мм — 2 мм; шириной 175—225 мм — 2,5 мм.
3. Для предупреждения продольного смещения шкив закрепляют на валу одной из следующих деталей: установочным кольцом, установочным винтом, шайбой, укрепленной болтом с торца вала, или установочной гайкой.

Таблица 9.7

Размеры элементов и углы профиля канавок шкива в зависимости от сечения ремня и диаметра шкива по ГОСТ 1284—57 (рис. 9.20)

Обозначения размеров элементов профиля	Размеры элементов, мм, при сечениях ремня						
	0	A	B	B	Г	Д	Е
c_1	2,5	3,5	5,0	6,0	8,5	10	12,5
e	10	12,5	16	21	28,5	34	43
t	12	16	20	26	37,5	44,5	58
b_1	10	13	17	23	32	38	50
s	8	10	12,5	17	24	29	38
Δ_1	5,5	6	7,5	10	12	15	19
a	10	13	17	22	32	38	50
h	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
Угол профиля	Диаметры шкивов						
$2\gamma=34^\circ$	63—70	90—112	125—160	200	—	—	—
$2\gamma=36^\circ$	80—100	125—160	180—400	225—320	320—450	500—560	—
$2\gamma=38^\circ$	112—160	180—400	250—500	360—630	500—900	630—1120	800—1400
$2\gamma=40^\circ$	180	450	560	710	1000	1250	1600

Примечания: 1. Ряд диаметров шкивов для клиновых ремней: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 мм.
2. Приведенный ряд диаметров шкивов такой же, как в ГОСТ 3133—56 (табл. 9.6), за исключением двух: 315 вместо 320 и 355 вместо 360 мм.

$P = \frac{M_K}{R}$ — окружное усилие, н (кГ), где M_K — передаваемый момент, н·м (кГ·см);
 K — число спиц (см. табл. 9.8, п. 13);
 $[\sigma_0]_H$ — допускаемое напряжение на изгиб, н/м² (кГ/см²).
Для чугуна марки СЧ 15—32 $[\sigma_0]_H = 29,4 \div 39,2$ Мн/м² (300 ÷ 400 кГ/см²).

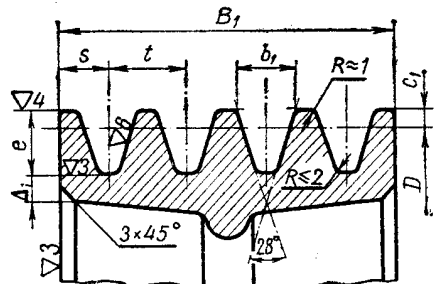


Рис. 9.20

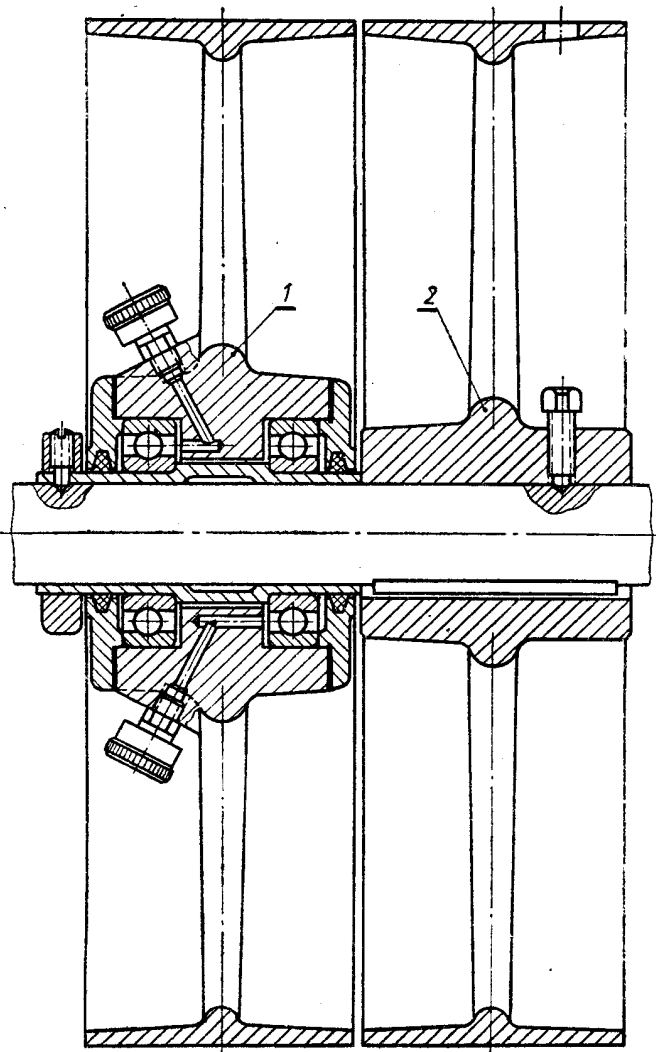


Рис. 9.21

Сечение ремня - в зависимости от скорости и передаваемой мощности

Передаваемая мощность, квт.	Рекомендуемое сечение ремня при скорости v , м/сек		
	до 5	5—10	свыше 10
До 1 вкл.	0, А	0, А	0
Свыше 1 до 2	0, А, Б	0, А	0, А
» 2 » 4	А, Б	0, А, Б	0, А
» 4 » 7,5	Б, В	Б, В	А, Б
» 7,5 » 15	В	Б, В	Б, В
» 15 » 30	—	В, Г	В, Г

Расчетные длины L ремней

Сечение ремня	<i>L, мм</i>
0	525, 555, 585, 625, 655, 695, 735, 775, 825, 925, 975, 1025, 1085, 1145, 1205, 1275, 1345, 1425, 1525, 1625, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500
A	533, 563, 593, 633, 703, 743, 783, 833, 883, 933, 983, 1033, 1093, 1153, 1213, 1283, 1353, 1433, 1533, 1633, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, . . .
Б	710, 750, 790, 840, 890, 940, 990, 1040, 1100, 1160, 1220, 1290, 1360, 1440, 1540, 1640, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, . . .
В	1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, . . .
Г	3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200
Д	4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200, 11 800, 12 500, 13 200, 14 000
Е	6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10 000, 10 600, 11 200, 11 800, 12 500, 13 200, 14 000

Диаметры, ширина ободов, размеры профилей канавок плоско- и клиноременных шкивов приведены в табл. 9.6 и 9.7, а элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров шкивов — в табл. 9.8. В табл. 9.9–9.13 приводятся основные параметры клиноременных передач, используемые при их конструировании и расчете.

Значения мощностей N_0 для ремней сечения 0, А и Б в зависимости от расчетного диаметра малого шкива и скорости ремня

Сечение ремня	D, мм	N ₀ , кат, при скорости ремня м/сек							
		3	4	5	6	7	8	9	10
0	63	0,19	0,25	0,31	0,36	0,42	0,48	0,53	0,59
	71	0,21	0,27	0,33	0,40	0,47	0,54	0,60	0,66
	80	0,24	0,31	0,38	0,46	0,52	0,60	0,67	0,74
	90	0,26	0,34	0,42	0,50	0,58	0,66	0,74	0,82
А	90	0,36	0,47	0,59	0,69	0,77	0,86	0,95	1,04
	100	0,41	0,54	0,66	0,78	0,89	0,99	1,10	1,18
	112	0,46	0,60	0,74	0,87	0,99	1,10	1,21	1,32
	125	0,52	0,67	0,81	0,95	1,11	1,24	1,36	1,47
Б	125	0,63	0,83	1,02	1,21	1,35	1,52	1,68	1,84
	140	0,70	0,91	1,12	1,31	1,50	1,69	1,88	2,06
	160	0,77	1,01	1,25	1,45	1,65	1,85	2,05	2,23
	180	0,83	1,08	1,32	1,54	1,75	1,97	2,19	2,41

Примечание. Для передачи мощностей, указанных в графах для скоростей ремня 3 и 4 м/сек, кроме 0,54 кат, натяжение ремня должно быть увеличено против приведенного в таблице на 20%.

Предварительное натяжение S_0 одной ветви ремня

Сечение ремня	0		А		Б		В		Г		Д	
Расчет- ный D_m , мм	63— 80	90	90— 120	125	125— 160	180	200— 224	250	315	355	500	560
S_0 , н/кг	54 5,5	68,5 7	98,1 10	117,8 12	162 16,5	206 21	270 27,5	343,5 35	570 58	685 70	834 85	1030 105

Значения коэффициента k_1

Значение α_M	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
	k_1	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,79	0,74	0,68	0,56

§ 2. ДЕТАЛИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Применяются приводные цепи одно-, двух- и многорядные.

Рис. 9.22. Однорядная роликовая цепь по ГОСТ 10947—64. Детали цепи: валик 1, запрессованный в наружные пластины 2; охватывающая валик втулка 3, запрессованная во внутренние пластины 4; ролик 5, свободно вращающийся на втулке 3.

Рис. 9.23. Пластина цепи в плане.

A technical drawing of a mechanical assembly, likely a valve or a similar component. The drawing shows a cross-section of the assembly. Key components are labeled with numbers: 1 (bottom flange), 2 (bottom flange), 3 (top flange), 4 (central shaft), 5 (top flange), and 6 (top flange). Dimensions are indicated: t (thickness of the top flange), h (height of the central shaft), and l (length of the central shaft). The drawing is a black and white line drawing with hatching used to indicate different materials or sections.

Рис. 9.22

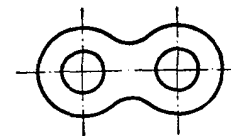


Рис. 9.23

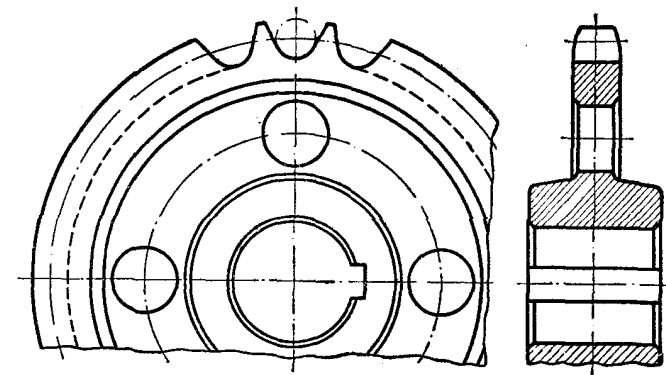


Рис. 9.24

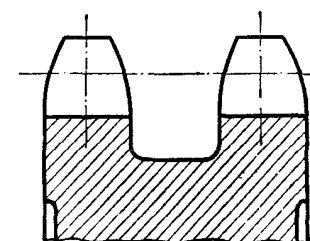


Рис. 9.25

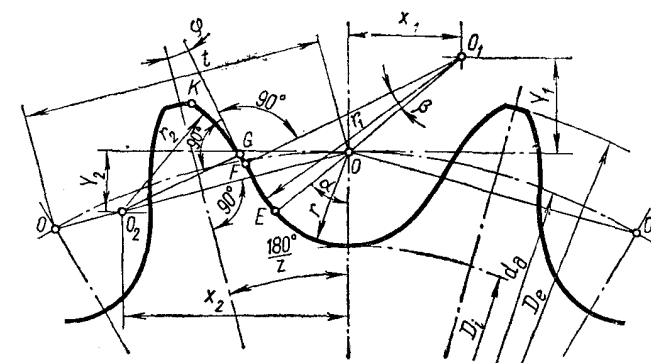


Рис. 9.26

Рис. 9.25. Обод звездочки двухрядной цепи.

Рис. 9.26. Профиль зубьев звездочки без смещения центров дуг впадин.

Рис. 9.27. Рабочая пластина зубчатой цепи с двумя фасонными вырезами.

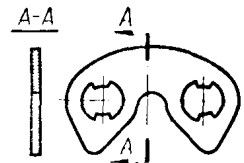


Рис. 9.27

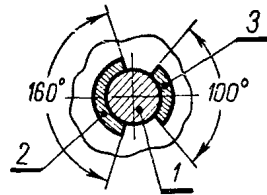


Рис. 9.28

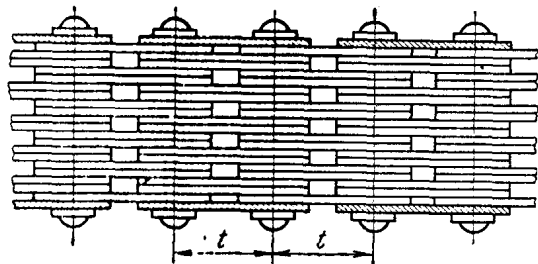


Рис. 9.29

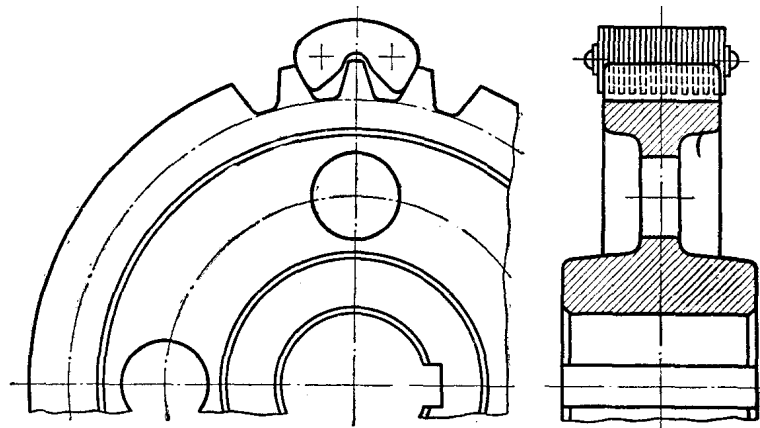


Рис. 9.30

Рис. 9.28. Фасонный вырез в увеличенном масштабе. Через вырезы всех параллельно расположенных пластин проходят валики 1 и вкладыши 2 и 3.

Рис. 9.29. Зубчатая цепь в собранном виде с боковыми направляющими пластинами (на чертеже заштрихованы).

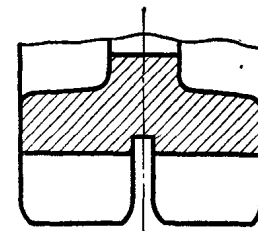
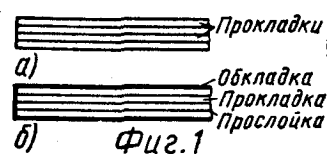


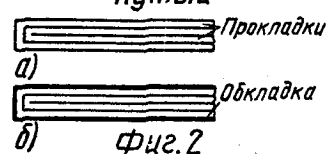
Рис. 9.31

Рис. 9.30. Звездочка зубчатой цепи с боковыми направляющими. Направляющие пластины могут быть расположены и в середине цепи. Обод звездочки в этом случае должен быть таким, как показано на рис. 9.31.

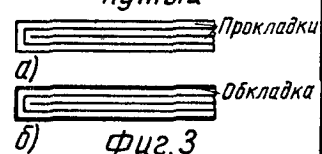
Схемы сечений плоских приводных ремней
Прорезиненные: а) без обкладок, б) с обкладками
Нарезной Послойно-завернутый Спирально-завернутый



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3

Кожаный



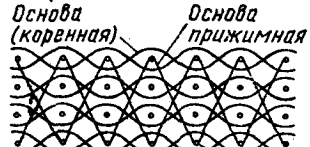
Фиг. 4

Хлопчатобумажный



Фиг. 5

Шерстяной тканый



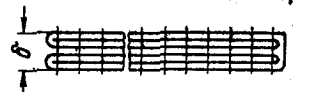
Фиг. 6

Пластмассовый со стальными тросами



Фиг. 7

Прошивной (шитый) прорезиненный бесконечный быстроходный (по ТУ 689-51)



Толщина $\delta = 1,75; 2,5$ и $3,5$ мм
Ширина $b = 30, 40$ и 50 мм
Длина $580-2500$ мм

Фиг. 8

Стандартные размеры (в мм) и слоистость плоских приводных ремней

Прорезиненные (ГОСТ 101-54)								Текстильные		
Число прокладок (слоев)	Ширина b ремней типа А	Толщина δ ремней А (с прослойками)	Ширина b ремней типа А	Толщина δ ремней А и Б (с прослойками)	Ширина b ремней типа Б	Толщина δ ремней Б и В (без прослойки)	Ширина b ремней типа В	Ширина b	Толщина δ	Число слоев
	Из бельтингов ОПБ-5, ОПБ-12 и из уточной винуровой ткани		Из бельтинга Б-820					Хлопчатобумажные цельнотканые (ГОСТ 6982-54)		
								30-100	4,5	4
2	—	—	—	3	20-45	2,5	—	30-175	6,5	6
3	(115)-500	6	20-100	4,5	—	3,75	20-100	50-250	8,5	8
4	400-500	8	20-(350)	6	150-300	5	50-300	Шерстяные тканые (ОСТ НКТП 3157)		
5	(550)-(1200)	10	20-500	7,5	150-500	6,25	50-500			
6	800-(1200)	12	80-500	9	150-500	7,5	80-500			
7	800-(1200)	14	250-500	10,5	250-500	8,75	250-500	50-90	6	3
8	800-(1200)	16	250-500	12	250-500	10	250-500	100-175	9	4
9	—	—	500	13,5	500	11,25	500	200-500	11	5
Кожаные (ОСТ НКЛП 3773/176)										
Одинарные	Ширина b	20-30	35-50	60-80	85-115	125-150	175-300			
	Толщина δ	≥ 3	$\geq 3,5$	≥ 4	$\geq 4,5$	≥ 5	$\geq 5,5$			
Двойные	Ширина b	—	—	—	100-115	125-150	175-300			
	Толщина δ	—	—	—	$\geq 7,5$	≥ 9	$\geq 9,5$			

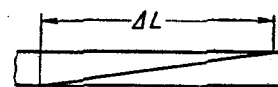
Стандартные ширины плоских приводных ремней в мм

Прорезиненные	Тип ремня	A	20	25	30	—	40	45	50	60	(65)	70	75	80	85	90	—	100	(115)	(120)	125	150	(175)	200	225	250	(275)	300	—	—	400	—	450	500	(550)	600-1200
		Б	20	25	30	—	40	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	150	—	200	—	250	—	300	—	—	400	425	450	500	—	—
		В	20	25	30	—	40	—	50	60	(65)	70	75	80	85	90	—	100	—	—	125	150	—	200	—	250	—	300	—	375	400	425	450	500	—	—
Текстильные	Хлопчатобумажные цельнотканые	—	—	30	—	40	—	50	60	—	—	75	—	—	90	—	100	115	—	—	150	175	200	225	250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	Шерстяные тканые	—	—	—	—	—	—	50	60	—	—	75	—	—	90	—	100	115	—	—	125	150	175	200	225	250	—	300	350	—	400	—	450	500	—	—
Кожаные	Одинарные	20	25	30	35	40	45	50	60	—	70	75	80	85	90	95	100	115	—	125	150	175	200	225	250	275	300	—	—	—	—	—	—	—	—	
	Двойные	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	80	85	90	95	100	115	—	125	150	175	200	225	250	275	300	—	—	—	—	—	—	—	—	

Соединения концов плоских приводных ремней

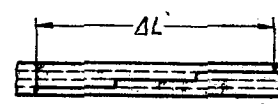
Склеивка

Косая - кожаного ремня



Фиг. 9

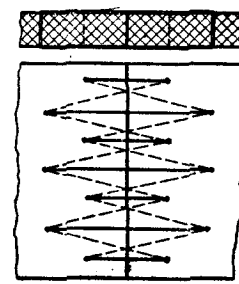
Ступенчатая - прорезиненного ремня



Фиг. 10

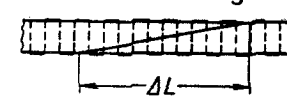
Сыромятная

В стык



Фиг. 11. Все виды ремней

Внакладку



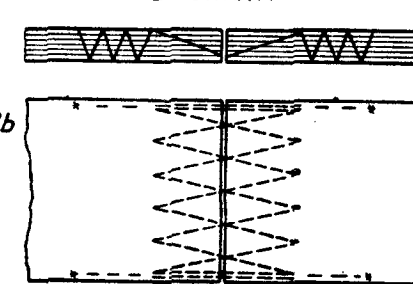
Фиг. 12. Кожаный ремень



Фиг. 13. Прорезиненный ремень

Жильная

В стык

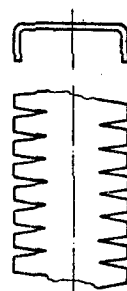


Фиг. 14. Все виды ремней

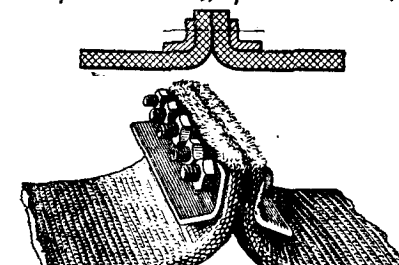
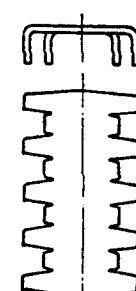
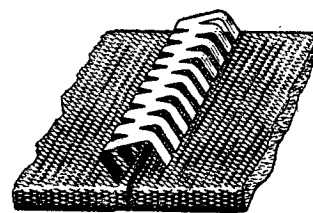
Скрепка жесткая

Отбортовка „гребешком“

Пластинчатыми скобками

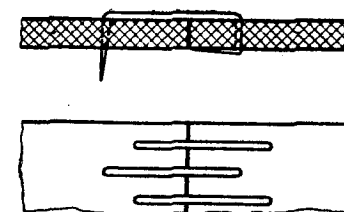


Фиг. 15



Фиг. 16

Круглыми скобками



Фиг. 17

Шарнирная

„Аллигатор“



Фиг. 18

Проволочными крючками

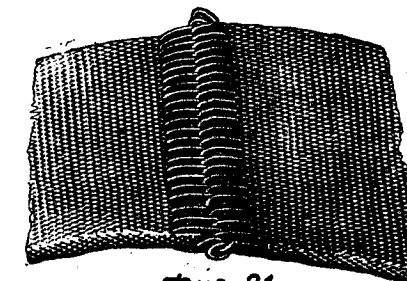


Фиг. 19

Проволочными спиралями



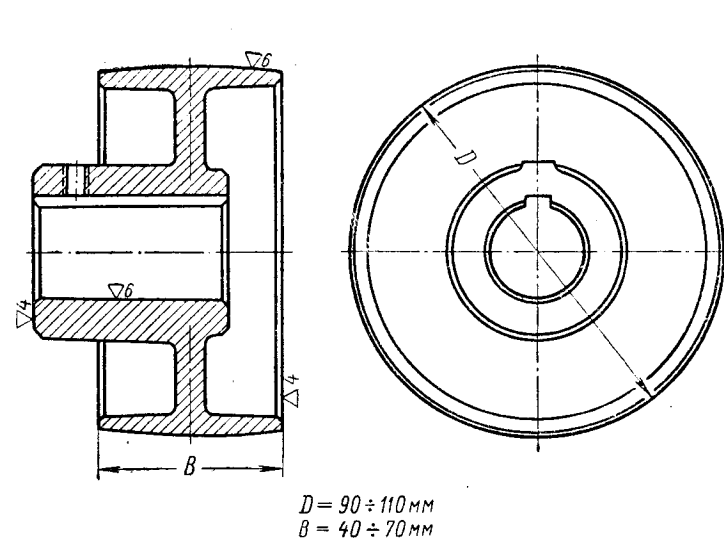
Фиг. 20



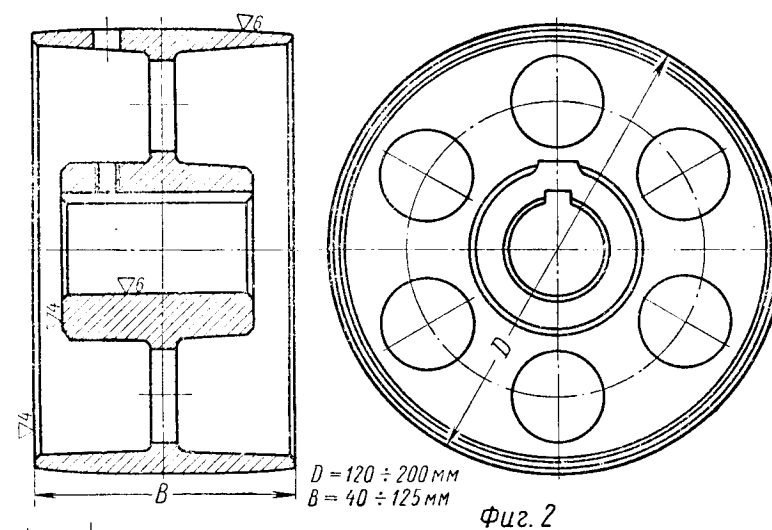
Фиг. 21

Плоские приводные ремни. Соединения концов ремней

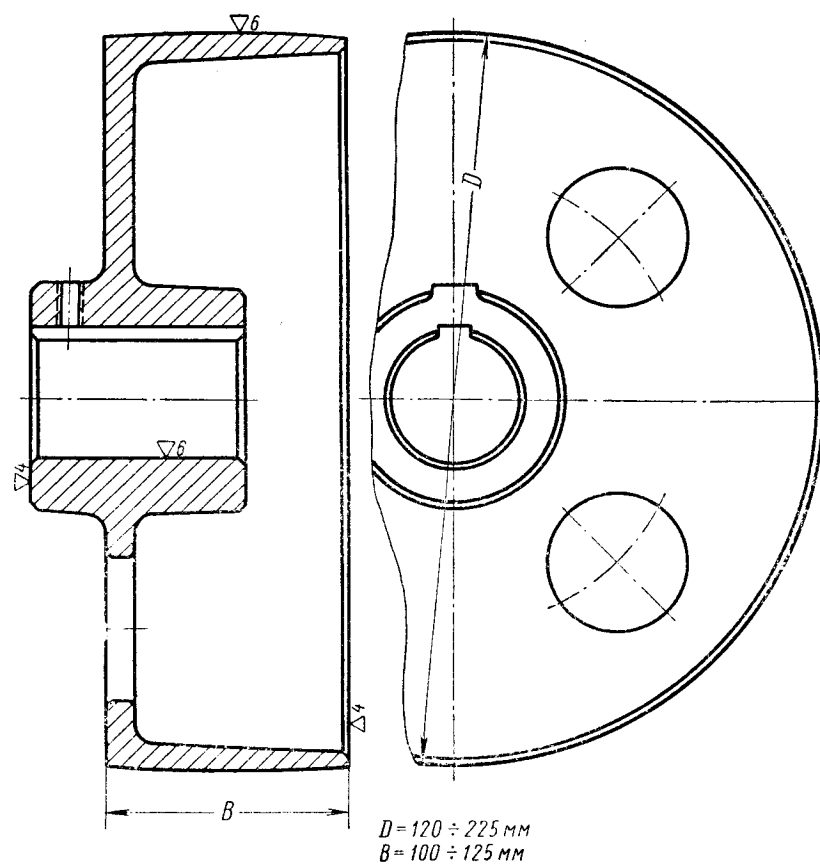
Шкивы по нормалю ВИСХОМ



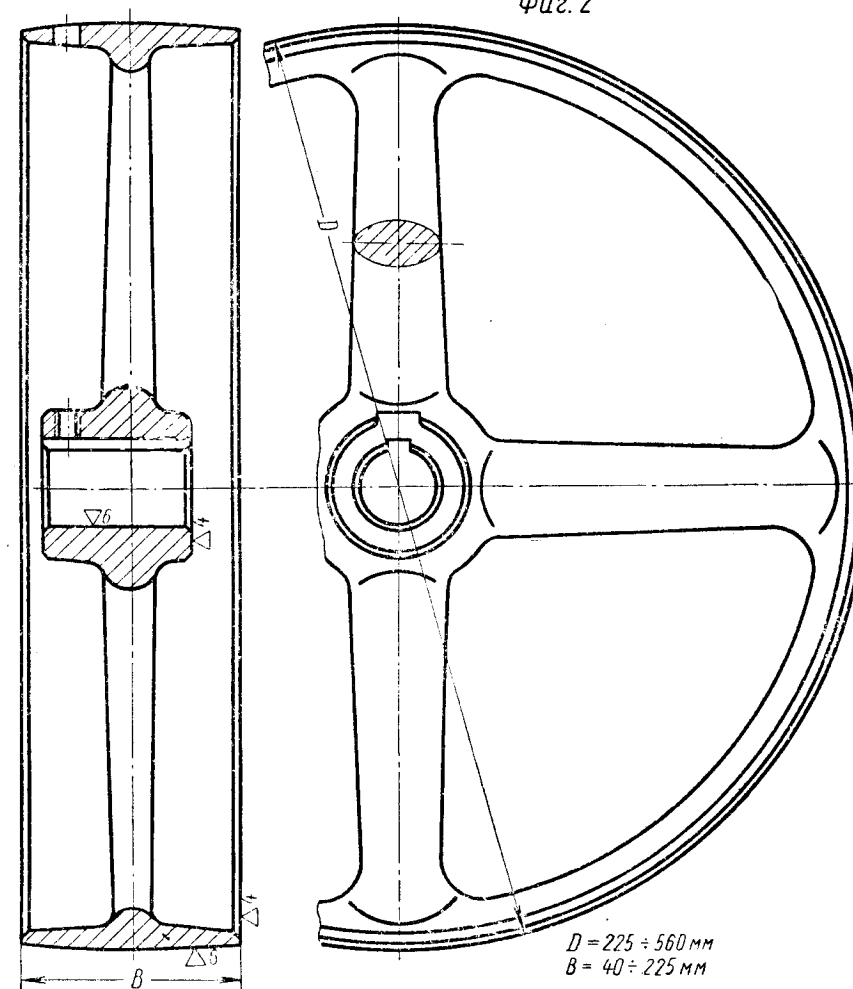
Фиг. 1



Фиг. 2

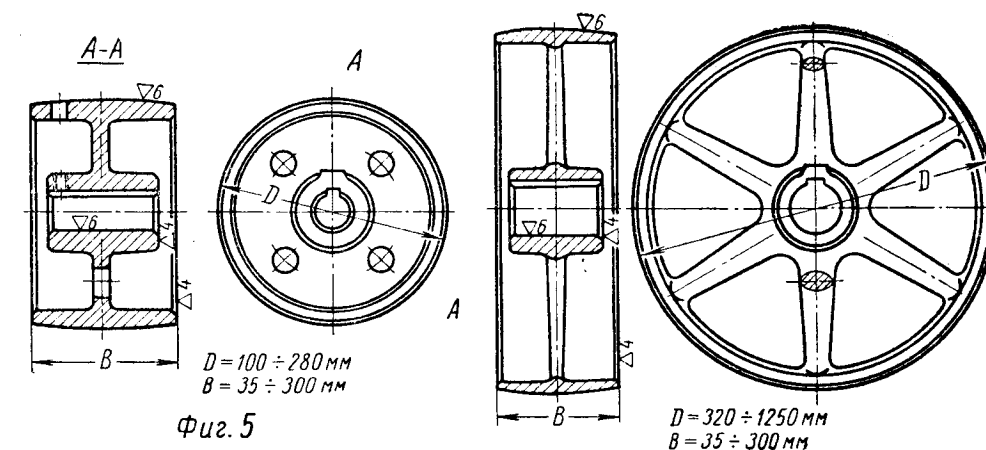


Фиг. 3

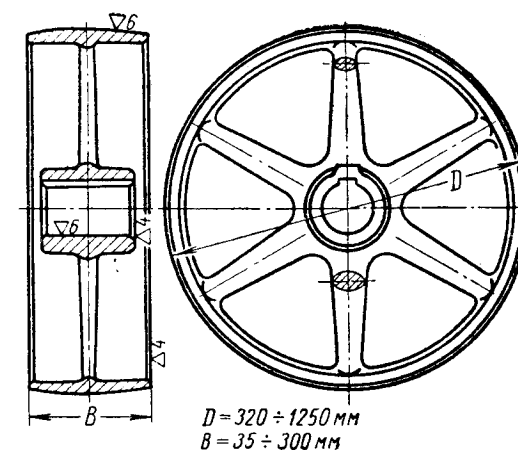


Фиг. 4

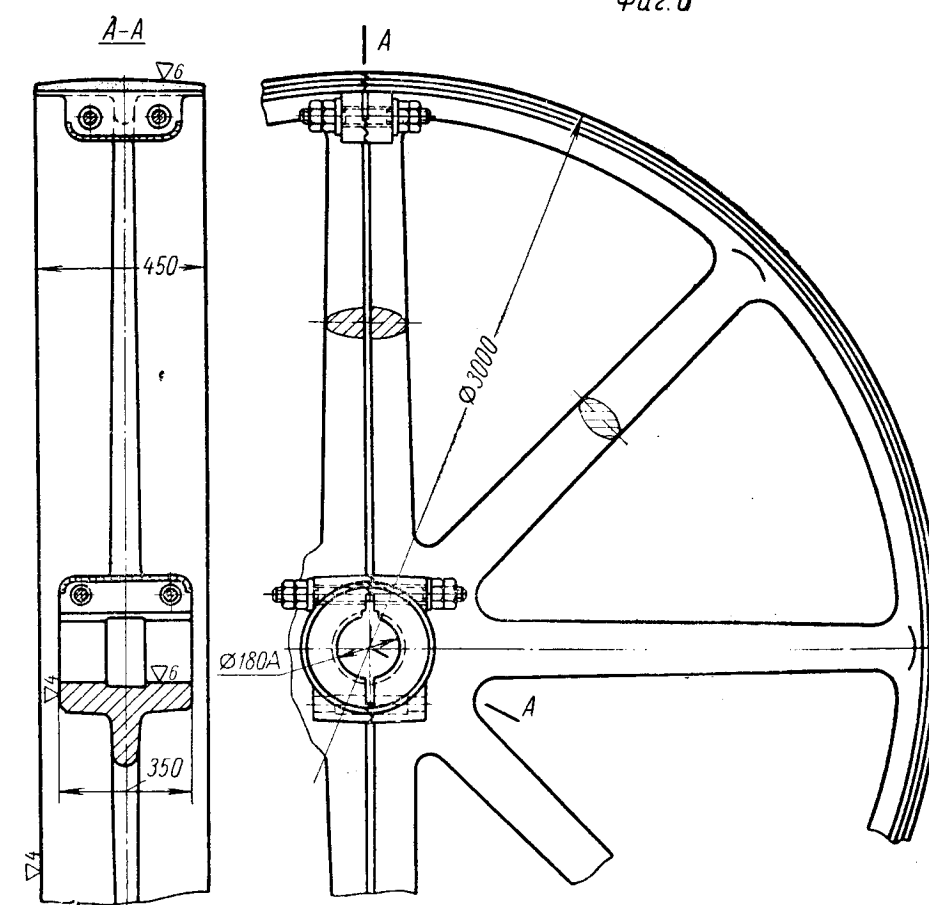
Шкивы по нормалю ЦНИИстройдормаш



Фиг. 5

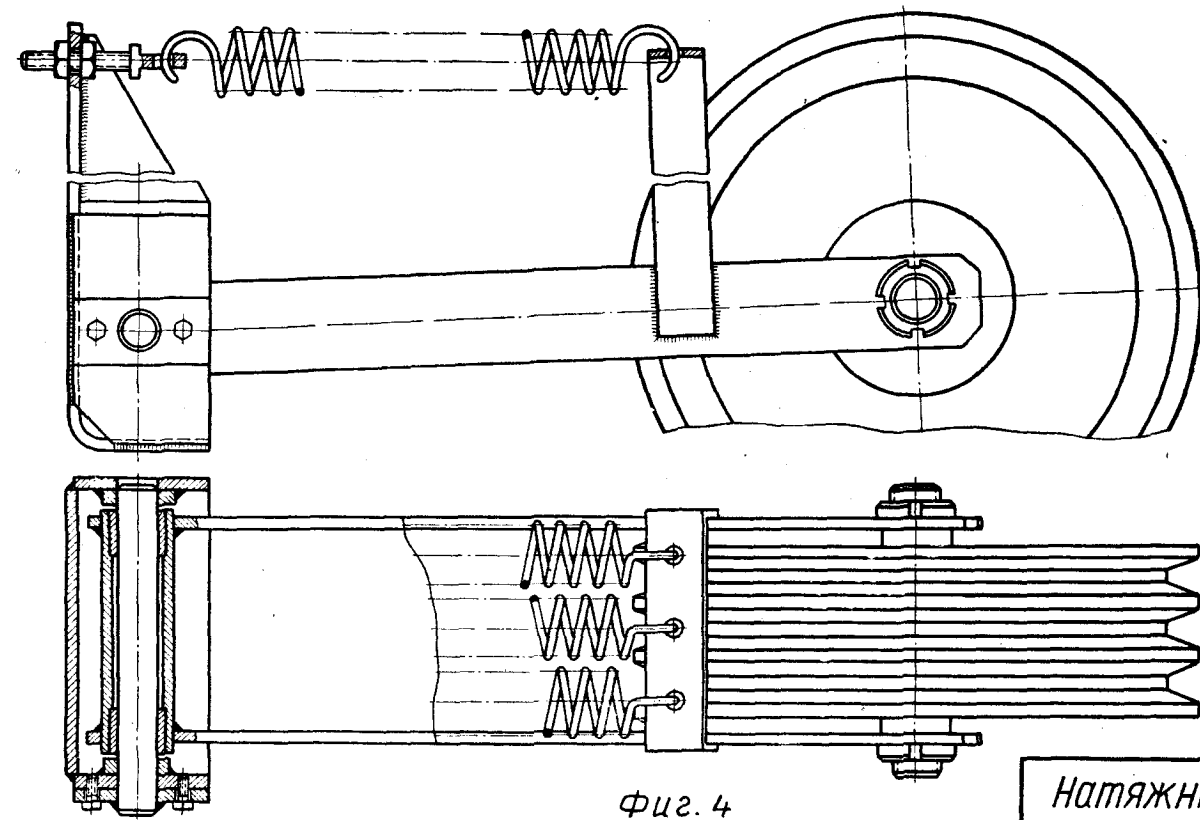
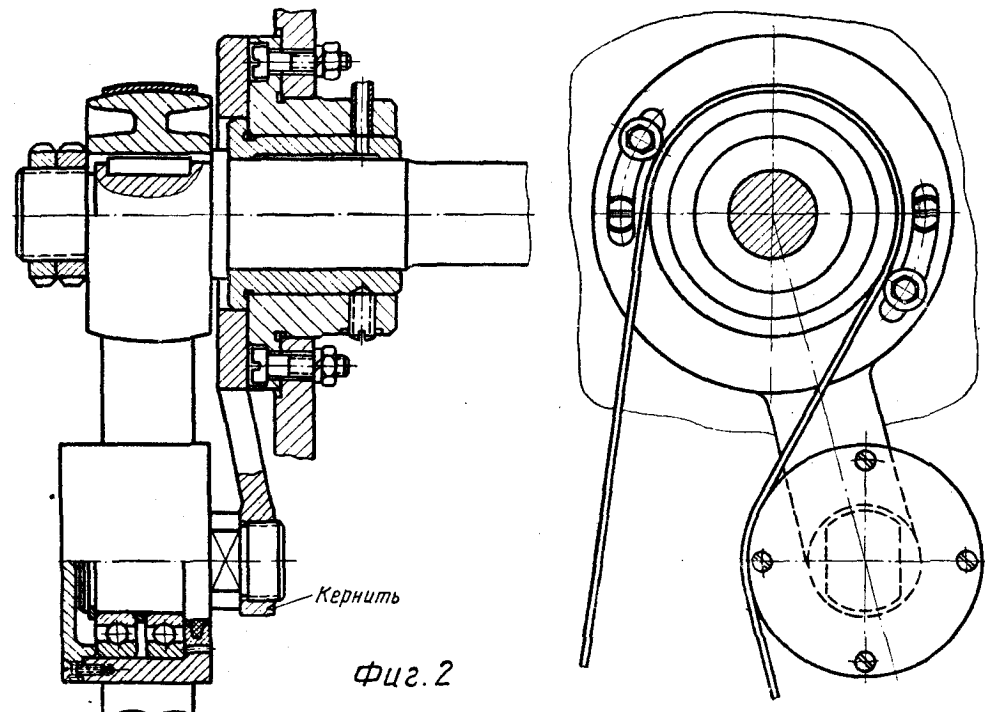
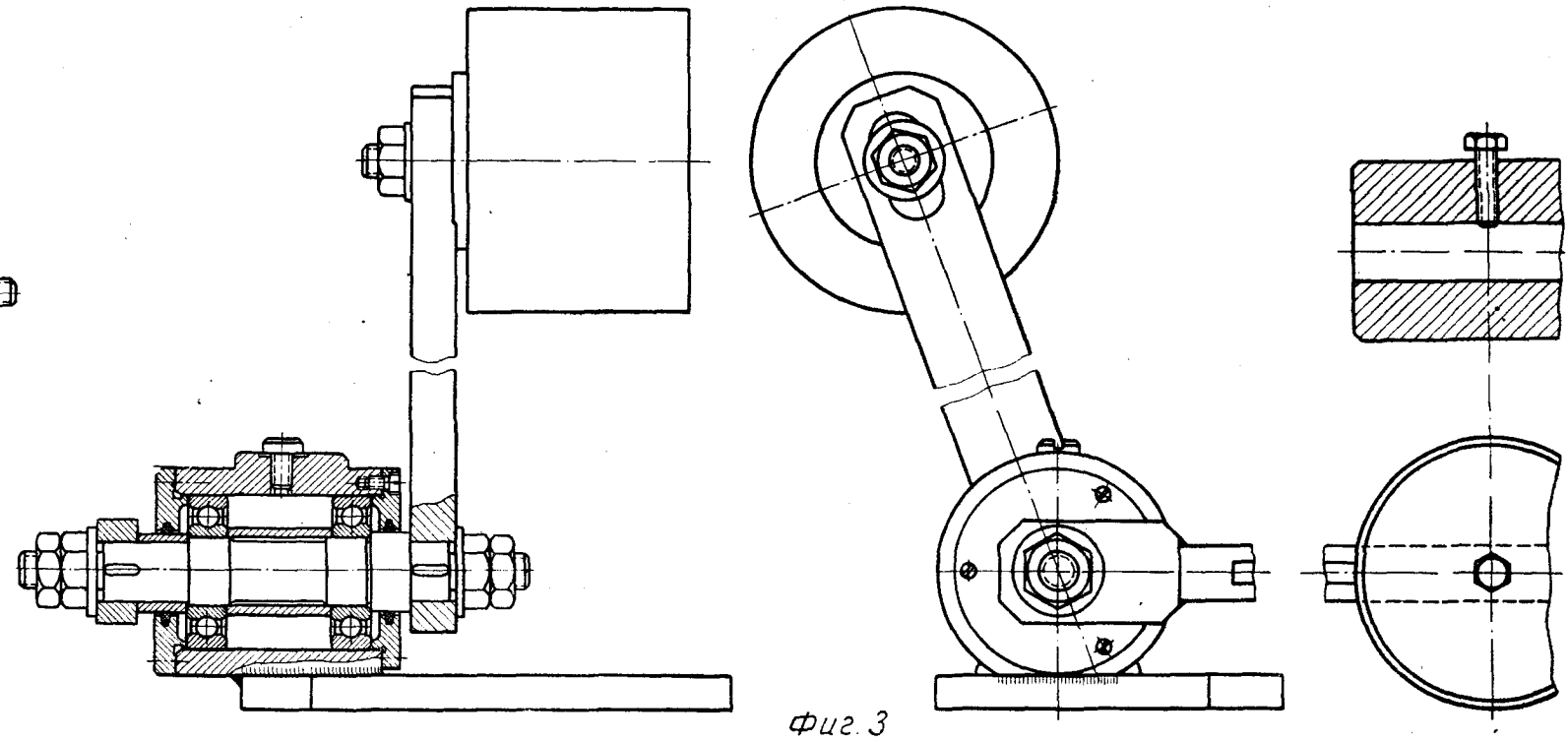
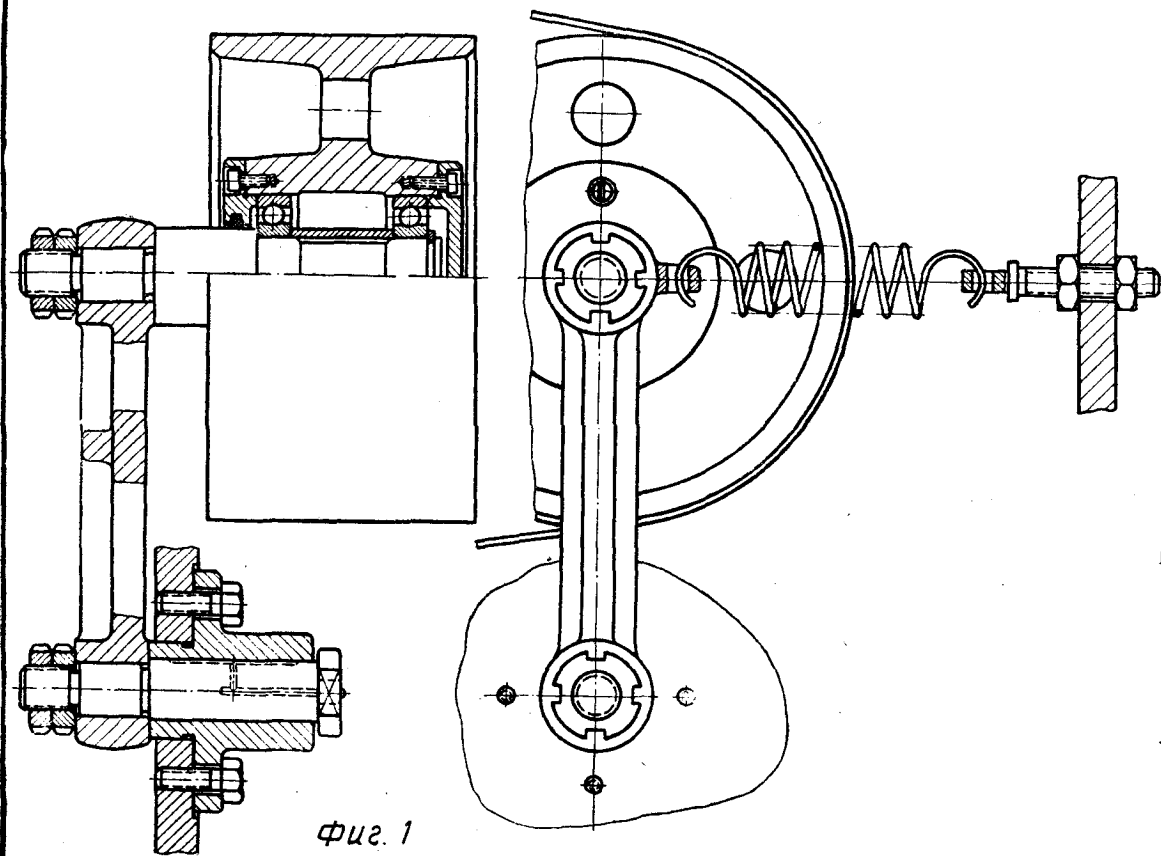


Фиг. 6



Фиг. 7. Разъемный шкив

Шкивы плоскоремennых
передат
(литые чугунные)



Натяжные ролики
ременных передач

ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 1. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

На рис. 7.1, б показано зацепление пары колес цилиндрической зубчатой передачи в сечении, перпендикулярном к осям

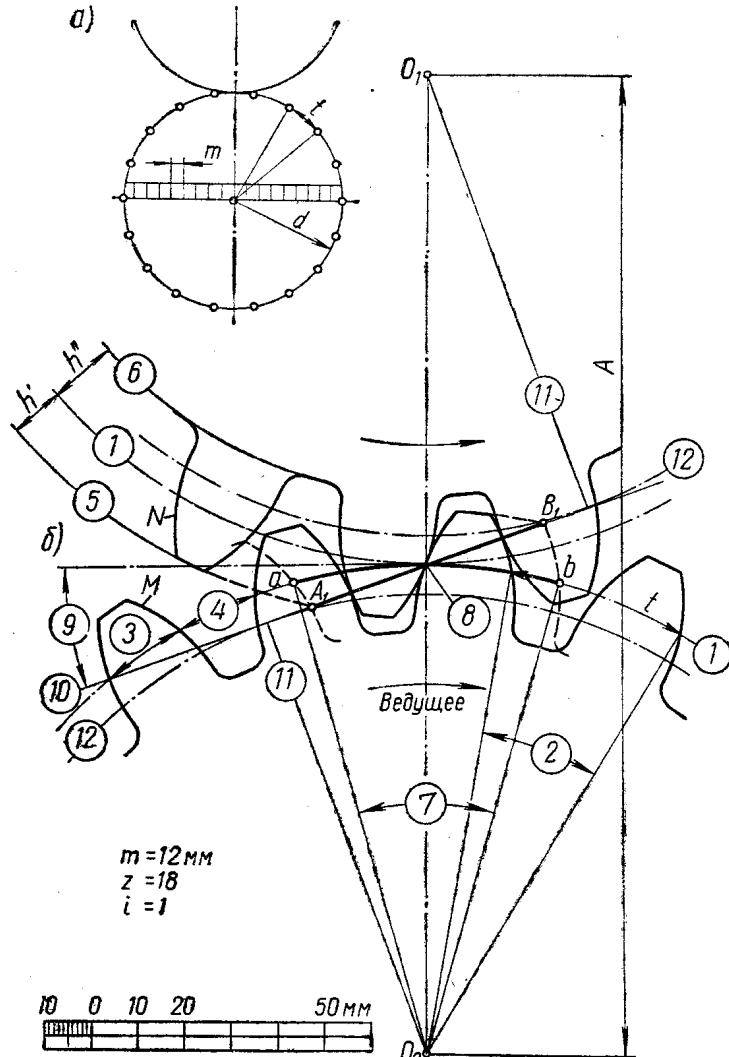


Рис. 7.1

(точки O_1 и O_2) колес. Передача называется цилиндрической, потому что при правильной работе зубчатых колес можно представить цилиндры, называемые начальными цилиндрами, которые, находясь на общих осях с колесами и вращаясь вместе с ними, перекатываются один по другому без скольжения. Окружности 1, получающиеся в сечении начальных цилиндров плоскостью чертежа, называют начальными окружностями. Линия O_1O_2 линия центров и расстояние A — межосевое расстояние.

Боковые криволинейные поверхности зубьев обеспечивают постоянное передаточное отношение в процессе зацепления. Кривая, по которой очерчена боковая поверхность зубьев, называется профилем зуба.

Для того чтобы при вращении колес зубья ведущего колеса попадали всегда в промежутки между зубьями ведомого, необходимо, чтобы расстояние t между серединами смежных зубьев (рис. 7.1, а) или между обращенными в одну сторону профилями

Таблица 7.1

Модули m , мм, по ГОСТ 9563—60 (рис. 7.2)

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
0,05	0,055	0,40	0,450	3	3,5	25	28
0,06	0,070	0,50	0,550	4	4,5	32	36
0,08	0,090	0,60	0,700	5	5,5	40	45
0,10	0,110	0,80	0,900	6	7,0	50	55
0,12	0,140	1,00	1,125	8	9,0	60	70
0,15	0,180	1,25	1,375	10	11,0	80	90
0,20	0,220	1,50	1,750	12	14,0	100	—
0,25	0,280	2,00	2,250	16	18,0	—	—
0,30	0,350	2,50	2,750	20	22,0	—	—

Примечания. 1. Допускается применение модулей 3,25; 3,75 и 4,25 мм для автомобильной промышленности и модуля 6,5 мм — для тракторной промышленности.

2. Настоящий стандарт распространяется на модули зубчатых колес цилиндрических, конических и червячных с цилиндрическим червяком.

3. Для цилиндрических колес с косым зубом (угол наклона зуба $\beta = 8^\circ - 25^\circ$) и с шевронным ($\beta = 25^\circ - 40^\circ$) зубом модуль определяют по нормальному шагу t_n (рис. 7.2). В исключительных обоснованных случаях допускается определение модуля по торцовому шагу t_s .

4. Для конических зубчатых колес модуль определяют по большому диаметру.

5. Для червячных колес с цилиндрическим червяком модуль определяется в осевом сечении червяка (в торцовом для колеса).

6. При назначении величин модулей первый ряд следует предпочитать второму.

смежных зубьев (рис. 7.1, б), измеренное по начальной окружности и называемое шагом зацепления, у одного из колес было равно такому же расстоянию у другого. Угол 2 (рис. 7.1, б), соответствующий шагу t , называется углом шага m .

При указанных на чертеже обозначениях

$$\pi d = zt,$$

откуда

$$d = z \frac{t}{\pi}.$$

Это равенство показывает, что диаметр начальной окружности d выражается соизмеримым числом (число зубьев z — целое) не с шагом t , а с отношением $\frac{t}{\pi} = m$, называемым модулем зацепления.

Модуль m является основным параметром, через который выражают основные размеры зубчатых передач; он определяет также выбор инструмента для изготовления и измерения зубчатых колес. Значения модуля стандартизованы по ГОСТ 9563—60 (табл. 7.1)

Межосевое расстояние O_1O_2 (рис. 7.1, б) может при установке колес немного измениться так, что колеса будут работать при разных диаметрах начальных окружностей и потому при разных модулях (отно-

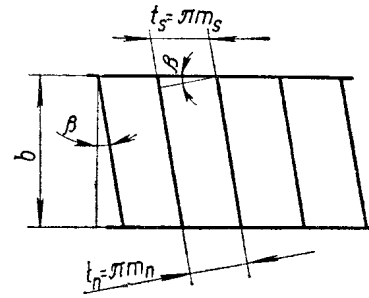


Рис. 7.2

шениях $\frac{t}{\pi}$). Произведение стандартного модуля m на число зубьев z называют диаметром делительной окружности (диаметром колеса). Делительная окружность может совпадать с начальной окружностью, но может и отличаться от нее. Она делит зуб на две части: часть зуба, лежащая вне делительной окружности, называется головкой зуба h' ; часть зуба h'' , лежащая внутри делительной окружности, называется ножкой зуба (при несовпадении начальной окружности с делительной зуб, в соответствии с ОСТ ВКС 8089, делится на головку и ножку не делительной, а начальной окружностью).

Нормальные высоты ножки и головки равны соответственно модулю ($h' = m$) и 1,25 модуля ($h'' = 1,25m$).

Толщину зуба 3 и ширину впадины 4, измеряемые по делительной окружности, принимают равными половине шага.

Окружность 5, описываемую вокруг центра колеса и ограничивающую вершину зубьев, называют о к р у ж н о с т ь ю

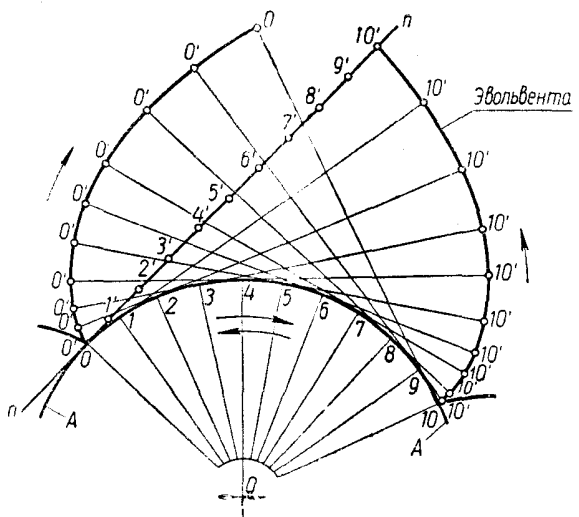


Рис. 7.3

в ы с т у п о в. Окружность 6, описываемую вокруг центра колеса и ограничивающую впадины со стороны тела колеса, называют о к р у ж н о с т ь ю в п а д и н.

На рис. 7.1, б изображены зубья с наиболее широко распространенными эвольвентными профилями (эвольвентой называется кривая, описываемая точкой прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения).

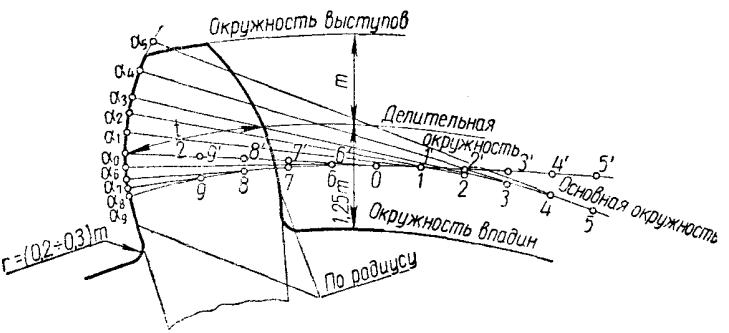


Рис. 7.4

Для построения эвольвенты (рис. 7.3) проводят прямую $n-n$, касательную к дуге окружности $A-A$ в точке O . Делят прямую $n-n$ на ряд равных отрезков $O'-1'$, $1'-2'$ и т. д. На дуге окружности $A-A$ откладывают дуги $O-1$, $1-2$ и т. д., равные соответственно отрезкам $O'-1'$, $1'-2'$ и т. д. прямой $n-n$. В точках 1, 2, 3, ... на дуге $A-A$ проводят касательные. Откладывая по касательным из точек касания отрезки $1-O' = 1'-O'$; $2-O' = 2'-O'$; $3-O' = 3'-O'$ и т. д., получают

точки эвольвенты. Перекатывая прямую в обратном направлении, получают эвольвенту $10'-10'$.

Прямую, точка которой описывает эвольвенту и которая является нормалью к эвольвенте в точке ее пересечения с эвольвентой, называют п р о и з в о д я щ е й п р я м о й, а окружность, по которой прямая перекатывается без скольжения, — о с н о в н о й о к р у ж н о с т ь ю.

На рис. 7.1, б эвольвентные профили зубьев получены следующим образом. Через точку 8 касания начальных окружностей под углом зацепления 9 к перпендикуляру к линии центров O_1O_2 проведена прямая 10. Из центров начальных окружностей опущены перпендикуляры 11 на прямую 10. Перпендикуляры 11 — радиусы основных окружностей 12. Линия 10 — касательная к обоим основным окружностям. Перекатывая линию 10 по нижней основной окружности 12, получаем правый профиль зуба нижнего колеса, по верхней основной окружности — левый профиль зуба верхнего колеса.

На рис. 7.4 построение левого эвольвентного профиля зуба выполнено по точкам (направление вращения колес обратно указанному на рис. 7.1, б).

Для этого по заданным модулю $m = 20$ мм, числу зубьев $z = 17$ и углу зацепления $\alpha = 20^\circ$ проведены окружности: делительная ($r_d = 0,5mz = 0,5 \cdot 20 \cdot 17 = 170$ мм), основная ($r_o = r_d \cos 20^\circ = 170 \cdot 0,94 = 160$ мм), впадин ($r_i = r_d - 1,25m = 170 - 1,25 \cdot 20 = 145$ мм) и выступов ($r_e = r_d + m = 170 + 20 = 190$ мм). Далее из произвольной точки O проведена касательная α_0-O-5' к основной окружности. При перекатывании касательной по основной окружности без скольжения точка α_0 опишет эвольвенту, являющуюся профилем зуба. Так как эвольвента располагается вне основной окружности, то профиль на участке между основной окружностью и окружностью впадин очерчивается по радиусу.

На рис. 7.5 построен профиль зуба с тем же модулем, но при большем числе зубьев. Участок профиля, очерченный по радиусу, уже отсутствует, так как теперь основная окружность оказалась расположенной внутри окружности впадин, например, при том же модуле и $z = 42$ $r_d = 420$ мм, $r_o = 394$ мм меньше $r_i = 395$ мм.

Общую касательную 10 к основным окружностям (рис. 7.1, б) называют л и н и е й з а ц е п л е н и я. Называют ее так потому, что точка касания обоих профилей может находиться только на этой линии, являющейся общей нормалью к обоим профилям в точке их соприкосновения [10]. Точку 8 касания начальных окружностей называют п о л ю с о м з а ц е п л е н и я, угол 9 — у г л о м з а ц е п л е н и я.

Из рис. 7.1, б видно, что общая нормаль 10 в точке касания профилей проходит через полюс зацепления 8. Это основное требование, которому должно удовлетворять правильно построенное зацепление (правило Виллиса).

В соответствии с этим правилом при ведущем нижнем колесе в зацеплении находятся вторые и третьи пары зубьев колес слева; при ведущем верхнем колесе линию 10 на рис. 7.1, б

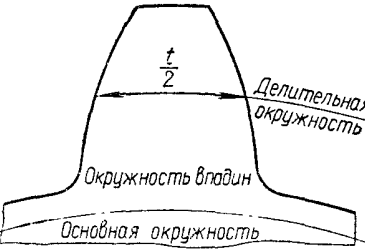


Рис. 7.5

надо повернуть по часовой стрелке на двойной угол зацепления (40° , о величине угла зацепления см. ниже) от показанного положения и в зацеплении окажутся второй слева зуб верхнего колеса с третьим зубом нижнего колеса.

Необходимую величину модуля зацепления получают расчетом зубьев на прочность и износ. Часто при определенном модуле желательно (а в некоторых случаях необходимо) принять для колес наименьшее возможное число зубьев для получения малых габаритных размеров и стоимости передачи. Но по мере уменьшения числа зубьев становится все труднее осуществить необходимое для правильной работы колес условие, состоящее в том, чтобы до выхода из зацепления одной пары зубьев следующая пара уже вошла в зацепление. Это условие осуществляется, если д у г а з а ц е п л е н и я, т. е. путь, проходимый любой точкой начальной окружности за время зацепления одной пары зубьев, будет равен шагу зацепления. При проектировании зубчатого зацепления стремятся к тому, чтобы дуга зацепления была больше шага, т. е. чтобы каждая следующая пара зубьев входила в зацепление не в момент выхода из зацепления предыдущей пары, а раньше. Отношение дуги зацепления к шагу зацепления называют к о э ф ф и ц и е н т о м п е р е к р ы т и я. Коэффициент перекрытия ξ характеризует плавность зацепления: чем он больше, тем передача при прочих равных условиях работает более плавно.

Дуга зацепления, коэффициент перекрытия и плавность зацепления тем меньше, чем больше угол зацепления, поэтому для достижения большей плавности работы передачи угол зацепления надо принимать возможно меньшим. Но при уменьшении угла зацепления быстро возрастает необходимое наименьшее число зубьев меньшего колеса ([10], стр. 68), размеры колес и стоимость передачи.

Руководствуясь этими противоположными требованиями ГОСТ 3058—54 устанавливает величину угла зацепления 20° , для которого и изготовляется зуборезный инструмент.

Для определения дуги зацепления и коэффициента перекрытия на рис. 7.1, б обратим внимание на правый профиль M левого зуба нижнего колеса и левый профиль N левого зуба верхнего колеса; они не находятся еще в зацеплении. Зацепление начнется, когда крайняя точка профиля N совпадет с линией зацепления 10 в точке A_1 (положение профиля M в этот момент изображено на чертеже пунктиром); в этом положении профиль M пересекает начальную окружность нижнего колеса в точке a . Точка a является началом дуги зацепления. Зацепление закончится в тот момент, когда профиль M сойдет с линии зацепления; это произойдет в точке B_1 линии зацепления (положение профиля M в этот момент изображено на чертеже пунктиром); в этом положении профиль M пересекает начальную окружность в точке b , которая является концом дуги зацепления. Соединив точки a и b с центром начальной окружности, измерим угол 7, стягиваемый дугой ab ; он оказывается равным 31° . Угловой шаг 2 равен $360^\circ : z = 360^\circ : 18 = 20^\circ$. Следовательно, коэффициент ξ перекрытия получается равным $31^\circ : 20^\circ = 1,55$.

При коэффициенте перекрытия равном 1,55 в зацеплении будет находиться то две, то одна пара зубьев, причем две пары зубьев будут в зацеплении в общей сложности в течение немного более половины оборота колеса.

Рабочий участок A_1B_1 линии зацепления, т. е. отрезок ее между началом и концом фактического касания сопряженных профилей зубьев, называют длиной зацепления. Отрезок линии зацепления от точки касания ее с основной окружностью (точка пересечения перпендикуляра 11 с линией зацепления 10) до соответствующей точки эвольвенты в полюсе 8 называют радиусом кривизны эвольвентного профиля в этой точке.

Для определения радиуса кривизны профиля зуба в полюсе зацепления 8 , принимаемого во внимание при расчете зубьев на контактную прочность [11], например, левого профиля третьего слева зуба нижнего колеса, надо провести из этой точки касательную к основной окружности; эта касательная совпадет с повернутой на 40° (т. е. на двойной угол зацепления) линией 10 зацепления. Точка касания расположится на основной окружности на таком же расстоянии от линии центров, как и точка пересечения перпендикуляра 11 с линией зацепления 10 и основной окружностью. Угол между линией центров и перпендикуляром 11 равен углу зацепления (углы с перпендикулярными сторонами). Следовательно, радиус кривизны в полюсе зацепления получается равным радиусу начальной окружности, умноженному на синус угла зацепления.

При расчете зубчатых колес на контактную прочность принимают во внимание скольжение профилей зубьев друг по другу при работе зубчатых колес. Скольжение зубьев при работе

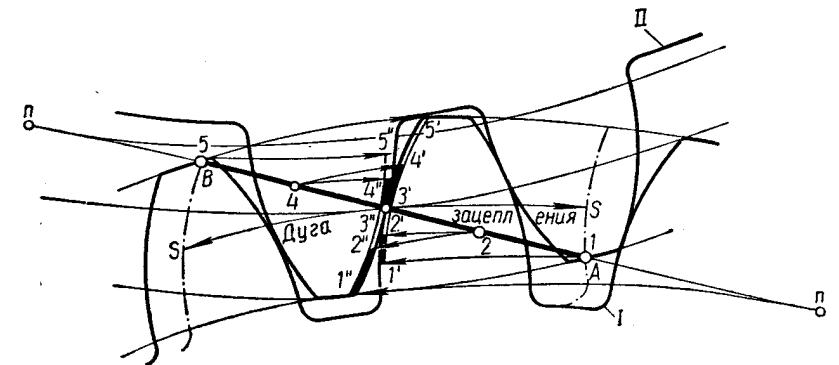


Рис. 7.6

можно проследить следующим образом. Разобьем длину зацепления $1-5$ (рис. 7.6) на равные участки $1-2$; $2-3$; $3-4$; $4-5$. Зацепление зуба колеса I с зубом колеса II начинается в точке 1 . Проводя дуги $1-1'$ из центра колеса I и $1-1''$ из центра колеса II , определяем точки на профилях зубьев I' и I'' , которые были в зацеплении в точке 1 . Аналогично, проводя через точку 2 дуги $2-2'$ и $2-2''$, находим точки $2'$ и $2''$, которые были в зацеплении в точке 2 , и т. д. Из чертежа видно, что участок $1''-2''$ профиля зуба колеса II больше участка $1'-2'$ профиля зуба колеса I . Так как эти участки проходились в одно и то же время, то, следовательно, при работе зубчатых колес один профиль скользит по другому. Так как участок $1'-2'$ меньше участка $1''-2''$, износ его будет больше.

При расчете конических зубчатых передач принято конические колеса заменять приведенными (фиктивными) цилиндрическими колесами ([11], стр. 155). Делается это потому, что боковая поверхность зуба конического колеса с эвольвентным зацеплением очерчена по эвольвентной кониче-

ской поверхности, профилем которой является сферическая эвольвента, точное построение которой на плоскости чертежа невозможно.

Боковую поверхность и профиль зуба конического колеса можно получить следующим образом. Пусть на рис. 7.7 конус с радиусом основания r_0 и углом при вершине α_0 представляет основной конус конического колеса. Предположим, что на этот конус намотана лента 11 , а на ленте проведена линия AB , продолжение которой проходит через вершину O конуса. Если эту ленту сматывать с конуса или наматывать на него, то линия AB опишет в пространстве эвольвентную коническую поверхность (на чертеже показана более редкой штриховкой), по которой образуется боковая поверхность зуба конического колеса. Профилем этой поверхности является кривая AA_0 , описываемая точкой A , находящейся на конусном расстоянии L от вершины O конуса. Кривая AA_0 , лежащая на поверхности сферы радиуса $R = L$, называется сферической эвольвентой. Таким образом, действительным профилем зуба конического колеса с эвольвентным зацеплением

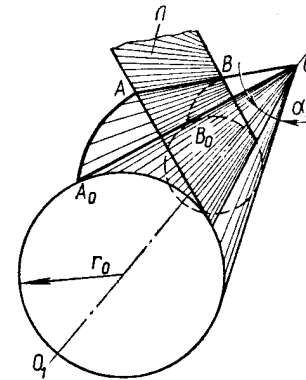


Рис. 7.7

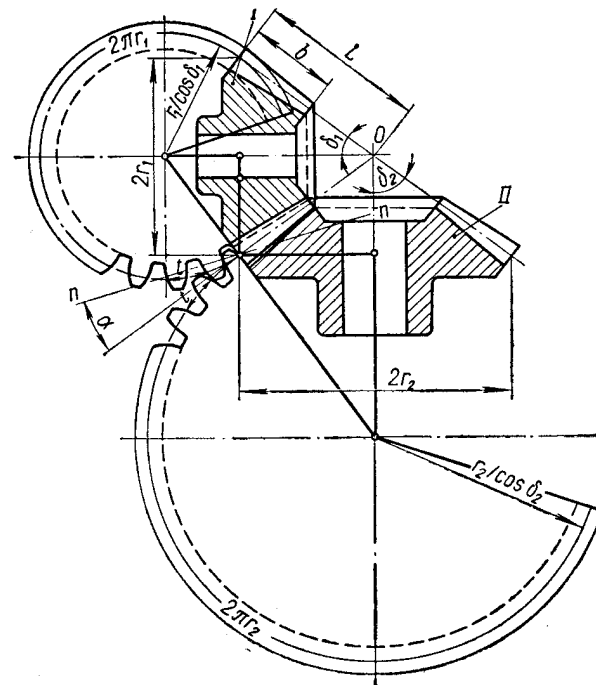


Рис. 7.8

является сферическая эвольвента, которая, как указано, не может быть точно построена на плоскости чертежа.

Ввиду этого действительный профиль зуба заменяют весьма близким к нему профилем, расположенным на поверхности

дополнительного конуса, касательного к сфере, ось которого совпадает с осью колеса, а образующие перпендикулярны к образующим начального конуса. Шаг и модуль конического колеса задаются на поверхности наружного дополнительного конуса, на которой наиболее удобно производить измерения профиля.

На рис. 7.8 выполнены развертки наружных дополнительных конусов сопряженных конических колес I и II , представляющие собой круговые секторы с радиусами $\frac{r_1}{\cos \delta_1}$; $\frac{r_2}{\cos \delta_2}$ и длинами дуг $2\pi r_1$; $2\pi r_2$, где δ_1 , δ_2 и r_1 , r_2 — половины углов и радиусы больших оснований начальных конусов. Доведя дуги секторов до полных окружностей и приняв их за делительные окружности, а также построив профили зубьев (n — n и α — линия и угол зацепления), получим воображаемые цилиндрические зубчатые колеса, называемые приведенными колесами.

У этих колес расстояние t и отношение $\frac{t}{\pi} = m$ — шаг и модуль (округляется по ГОСТ 9563—60) сопряженной пары конических колес.

Приведенные колеса имеют свои приведенные числа зубьев z'_1 и z'_2 , определяемые по формулам:

$$z'_1 = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad \text{и} \quad z'_2 = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

(так как $z'm = \frac{2r}{\cos \delta}$ и $z' = \frac{zm}{m \cos \delta} = \frac{z}{\cos \delta}$, см. рис. 7.7, жирно обведенные треугольники), где z_1 и z_2 — числа зубьев конических колес (с помощью приведенных чисел зубьев определяют коэффициенты формы, максимальные числа и модуль зубьев конических колес, см. главу XVII, § 2).

§ 2. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Колеса небольшого диаметра ($D_e \leq 200$ мм) выполняют из проката (при $D_e \leq 150$ мм) или поковок преимущественно в форме дисков (рис. 7.9).

Колеса средних диаметров ($D_e \leq 300$ мм; рис. 7.11 и $D_e \leq 500 \div 600$ мм; рис. 7.12) выполняют преимущественно коваными (в подкладных или закрытых штампах) с отверстиями в дисках для крепления колес на станках при обработке.

Для крупных передач ($D_e \geq$

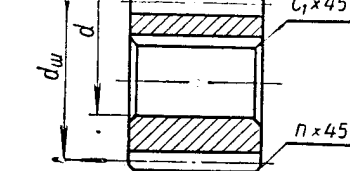


Рис. 7.9

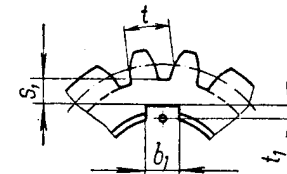
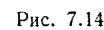
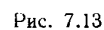
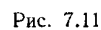


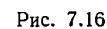
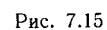
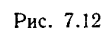
Рис. 7.10

≥ 400 мм, рис. 7.14 и $D_e \geq 600$ мм; рис. 7.15) применяют цельнолитые колеса со спицами крестообразного, реже — таврового и двутаврового сечения.

Кованные



Кованные



Т а б л и ц а 7.2

Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
A и L	Межосевое и конусное расстояния. Определяют расчетом. При серийном изготовлении цилиндрических зубчатых редукторов A округляют по ГОСТ 2185—66 (табл. 7.4)
b_k и $b_{ш}$	Ширина колеса и шестерни. $b_k = \psi_d A$ (рис. 7.12 и 7.15) и $b_k = \psi_L L$ (рис. 7.11 и 7.14). ψ_d —по ГОСТ 2185—66 (табл. 7.6); $\psi_L = (0,2 + 0,4) L$; $b_{ш} = b_k + 5$ мм (рис. 7.9, 7.13 и 7.16)
m	Модуль зацепления. Определяют расчетом и при изготовлении передачи для определенного потребителя выравнивают по ГОСТ 9563—60 (табл. 7.1)
$d_{ш}$ и d_k	Диаметры шестерни и колеса. $d_{ш} = z_{ш} m$ и $d_k = z_k m$. О величинах действительных чисел зубьев шестерни и колеса и методах их определения см. главу XVII, § 2
$\delta_{ш}$ и δ_k	Половины углов конусности шестерни и колеса. $\delta_{ш} = \arctg \frac{1}{i}$ и $\delta_k = 90^\circ - \delta_{ш}$
D_e	Диаметр окружности выступов колеса. $D_e = d_k + 2m$ (рис. 7.12 и 7.15); $D_e = d_k + 2m \sin \delta_{ш}$ (рис. 7.11 и 7.14)
D_o	Диаметр обода цилиндрического колеса. $D_o = D_e - 10m$
d	Диаметр отверстия ступицы колеса. Определяют при расчете вала и округляют по ГОСТ 6636—60 (табл. 13.1)
$d_{ст}$	Диаметр ступицы колеса. $d_{ст} = 1,6d$ — для стали; $d_{ст} = 1,8d$ — для чугуна
D_1	Диаметр окружности центров отверстий в диске колеса. Определяют конструктивно (рис. 7.11). $D_1 = 0,5(D_o - d_{ст})$ (рис. 7.12)
d_2	Диаметр отверстий $d_2 = 0,25(D_o - d_{ст})$
s_1 и s_2	Расстояние от дна шпоночной канавки до окружности впадин цилиндрической (рис. 7.10) и конической (рис. 7.13) шестерни. При $s_1 \leq 1,9m$ и $s_2 \leq 1,9m$ ($1 - \psi_L$) шестерню выполняют вместе с валом — вал-шестерня (рис. 7.16)
$l_{ст}$	Длина ступицы. $l_{ст} = (1,2 + 1,5) d$ (для цилиндрических колес $l_{ст} \geq b$). Проверяют расчетом на прочность шпоночного соединения
b и t_1	Ширина и глубина шпоночного паза (рис. 7.10—7.12). Определяют по ГОСТ 8788—58 (табл. 6.1)
h	Размер спиц по оси вала колеса (рис. 7.14 и 7.15). Определяют расчетом по равенству (7.3) или соотношению $h = 0,8d$ [12]
h_1	Размер спицы у обода. $h_1 = 0,8h$
c	Толщина диска колеса. $c = 0,17L$ (рис. 7.11); $c = 0,3b$ (рис. 7.12); $c = 0,4 \sqrt{L}$ (рис. 7.14); размер L , см; $c = 0,2h$, но не менее 10 мм (рис. 7.15)
s	Толщина ребра. $s = 0,8c$ (рис. 7.14) и $s = 0,76c$, но не менее 10 мм (рис. 7.15)
t_2	Толщина обода вместе с высотой ножки зуба. $t_2 = 0,2L$ (рис. 7.11 и 7.14)
e	Высота ребра жесткости колеса (рис. 7.14 и 7.15). $e = 0,185d$
c_1, c_2 и r	Скосы и радиусы закруглений отверстий и стержней. Определяют по табл. 13.2
n и n_1	Скосы углов зуба. $n = 0,5m$ и $n_1 = 0,5m(1 - \psi_L)$
R	Радиусы закруглений в литых деталях. Определяют см. в приложении П 1.2
p	Определяемый конструктивно размер (рис. 7.11 и 7.14)
Z	Литый уклон (см. приложение П 1.4)

Число K спиц определяют по эмпирической формуле

$$K = \frac{1}{6} \sqrt{d_k} \quad (7.1)$$

и обычно принимают четным: 4; 6; 8 (при $K < 3$ колесо делают со сплошным диском с круглыми или фигурными отверстиями).

Ширину h спицы на оси вала (рис. 7.14 и 7.15) определяют условным расчетом на изгиб*:

$$PR_k = \frac{1}{3} KW [\sigma_0]_{из} \quad (7.2)$$

Для спицы прямоугольного сечения при ее толщине $c = \frac{h}{5}$ момент сопротивления на изгиб

$$W = \frac{ch^2}{6} = \frac{h^3}{30};$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{90PR_k}{K[\sigma_0]_{из}}} \quad (7.3)$$

где R_k — радиус делительной окружности цилиндрического колеса или окружности в среднем сечении делительного конуса конического колеса, m (см);

d_k — диаметр тех же окружностей, mm ;

$P = \frac{M_k}{R_k}$ — окружное усилие, передаваемое колесом, n (кГ);

где M_k — крутящий момент, $n \cdot m$ (кГ·см);

$[\sigma_0]_{из}$ — допускаемое напряжение на изгиб, n/m^2 (кГ/см²).

§ 3. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В соответствии с точностью станков и инструментов, а также характером дополнительной обработки зубьев область применения зубчатой передачи по таким основным показателям, как кинематическая точность, плавность работы передачи и боковой зазор между нерабочими профилями зубьев, разбита номинально на 12 степеней точности. Фактически для цилиндрической передачи предусмотрено только девять степеней: с 3-й

по 11-ю (ГОСТ 1643—56), для конической — семь: с 5-й по 11-ю (ГОСТ 1758—56). Для не указанных в интервалах степеней числовые значения норм допусков и отклонений стандартами не предусмотрены.

Наибольшее распространение получили 6, 7, 8 и 9-я степени, ориентировочные рекомендации по выбору которых приведены в табл. 7.3 [22].

Таблица 7.3

Область применения зубчатых передач 6, 7, 8 и 9-й степеней точности

Степень точности	Метод нарезания	Окончательная обработка	Условия работы и применения	Окружная скорость, м/сек	
				прямозубая передача	косозубая передача
6-я	Обкатка на точных станках	Тщательное шлифование или шевингование	Точная согласованность вращения, повышенные скорости при больших нагрузках, плавность и бесшумность. Колеса делительных механизмов, скоростных редукторов, ответственные колеса авиа-, авто- и станкостроения	До 15	До 30
7-я	То же	Для сырых колес рекомендуется (а для закаленных обязательна) отделка точным инструментом (шлифование, шевингование, шевинго-обкатка, притирка)	Повышенные скорости и умеренные нагрузки. Колеса подачи в станках, где требуется согласованность движений, колеса редукторов нормального ряда, колеса авиа- и автостроения	До 10	До 15

Продолжение табл. 7.3

Степень точности	Метод нарезания	Окончательная обработка	Условия работы и применения	Окружная скорость, м/сек	
				прямозубая передача	косозубая передача
8-я	Обкатка или копирование инструментом, профилированным в соответствии с действительным числом зубьев колеса	Зубья не шлифуются. При необходимости отделяются или притираются в паре	Зубчатые колеса общего машиностроения, не требующие особой точности; колеса станков, не входящие в делительные цепи; неотчетственные шестерни, авиа-, авто- и тракторостроения; колеса грузоподъемных механизмов, ответственные шестерни сельскохозяйственных машин и т. п.	До 6	До 10
9-я	Любой	Специальных отделочных операций не требуется	Зубчатые колеса, предназначенные для грубой работы, к которым не предъявляются требования средней точности; ненагруженные передачи, выполненные по конструктивным соображениям большими, чем полученные расчетом	До 2	До 4

* При расчете спиц учитывают сечения участков, лежащих только в плоскости вращения колеса. Участки, расположенные перпендикулярно к этой плоскости, считают ребрами жесткости, оформляемыми конструктивно (см. П 1.3).

§ 4. ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочему органу машины с изменением угловой скорости и вращающего момента чаще в направлении от быстроходного вала к тихоходному.

Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, ременную, цепную или открытую зубчатую передачу.

Проектирование и изготовление редукторов производят либо для привода определенной машины, либо обезличенно в виде серии по заданным мощностям и передаточным числам без связи с определенным потребителем. Ввиду этого при комплектовании привода для работы в определенных условиях редуктор может быть выбран из каталогов выпускаемых редукторов.

Различают редукторы по типу передачи (зубчатые, червячные, зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.); типу колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т. д.); относительному расположению валов (горизонтальные, вертикальные и комбинированные); особенностям кинематической схемы (с последовательным расположением ступеней, с раздвоенной быстроходной или тихоходной ступенью, соосные).

Возможность получения больших передаточных чисел при малых габаритных размерах обеспечивают планетарные редукторы.

В атласе помещены зубчатые и червячные редукторы общего назначения и два планетарных редуктора.

ПАРАМЕТРЫ РЕДУКТОРОВ

Основными параметрами редукторов (ГОСТ 2185—66) являются: межосевые расстояния A , коэффициент ширины Ψ_d и передаточные числа i .

Стандарт распространяется на цилиндрические передачи внешнего зацепления для редукторов выполняемых в виде самостоятельных агрегатов.

Стандарт не распространяется на редукторы специальные (авиационные, судовые и др.).

Числовые значения по ГОСТ 2185—66 основных параметров приведены в табл. 7.4—7.7.

Таблица 7.4

Межосевые расстояния A											
1-й ряд	100	—	125	—	160	—	200	—	250	—	315
2-й ряд	—	—	—	140	—	180	—	225	—	280	—

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Таблица 7.5

Номинальные передаточные числа											
1-й ряд	1,0	—	1,25	—	1,6	—	2,0	—	2,5	—	3,15
2-й ряд	—	1,12	—	1,4	—	1,8	—	2,24	—	2,8	—
1-й ряд	—	4,0	—	5,0	—	6,3	—	8,0	—	10	—
2-й ряд	3,55	—	4,5	—	5,6	—	7,1	—	9,0	—	11,2

Примечания. 1. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.
2. Фактические значения передаточных чисел i_{ϕ} не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5% при $i \leq 4,5$ и на 4% при $i > 4,5$.

Коэффициент ширины зубчатых колес Ψ_d :

0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 25.

Таблица 7.6

Межосевые расстояния A , мм Двухступенчатые редукторы														
Быстроходная ступень АБ	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315
Тихоходная ступень АТ	63	80	100	125	160	200	225	250	280	315	355	400	450	500
Быстроходная ступень АБ	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
Тихоходная ступень АТ	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500

Таблица 7.7

Общие передаточные числа $i_{общ}$ Двухступенчатые редукторы											
1-й ряд	6,3	—	8,0	—	10	—	12,5	—	16	—	—
2-й ряд	—	7,1	—	9,0	—	11,2	—	14	—	18	—

Продолжение табл. 7.7

1-й ряд	20	—	25	—	31,5	—	40	—	50	—	63
2-й ряд	—	22,4	—	28	—	35,5	—	45	—	56	—

Примечания: 1. Для всех редукторов 1-й ряд следует предпочитать 2-му.
2. Фактические значения передаточных чисел i_{ϕ} не должны отличаться от номинальных более чем на 4%.

РЕДУКТОР ЗУБЧАТЫЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ
ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ

На рис. 7.17 и 7.18 показан цилиндрический редуктор в сборе и со снятой крышкой, а на рис. 7.20 приведен общий вид корпуса редуктора.

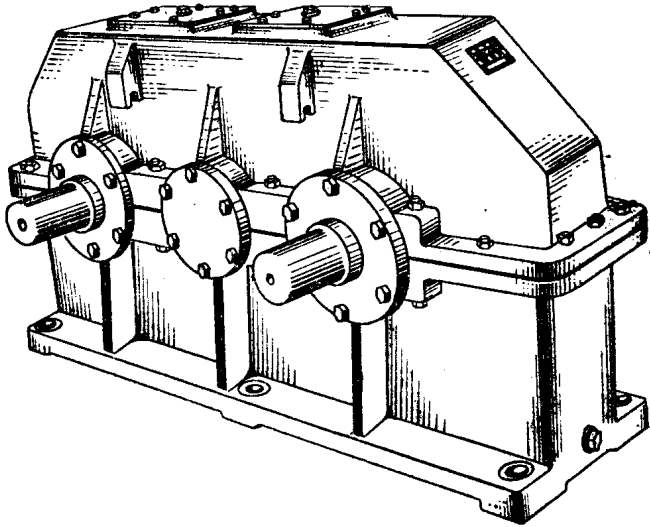


Рис. 7.17

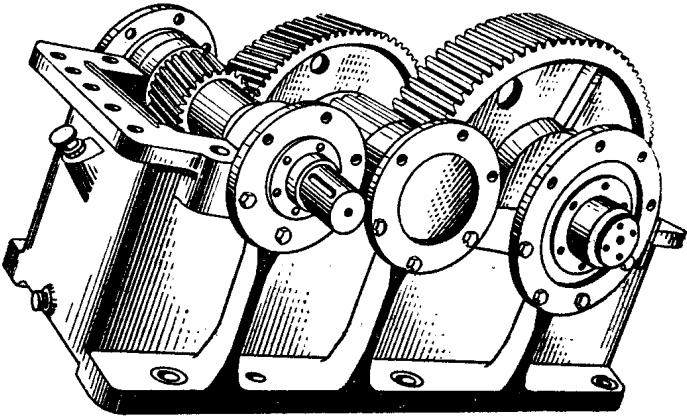
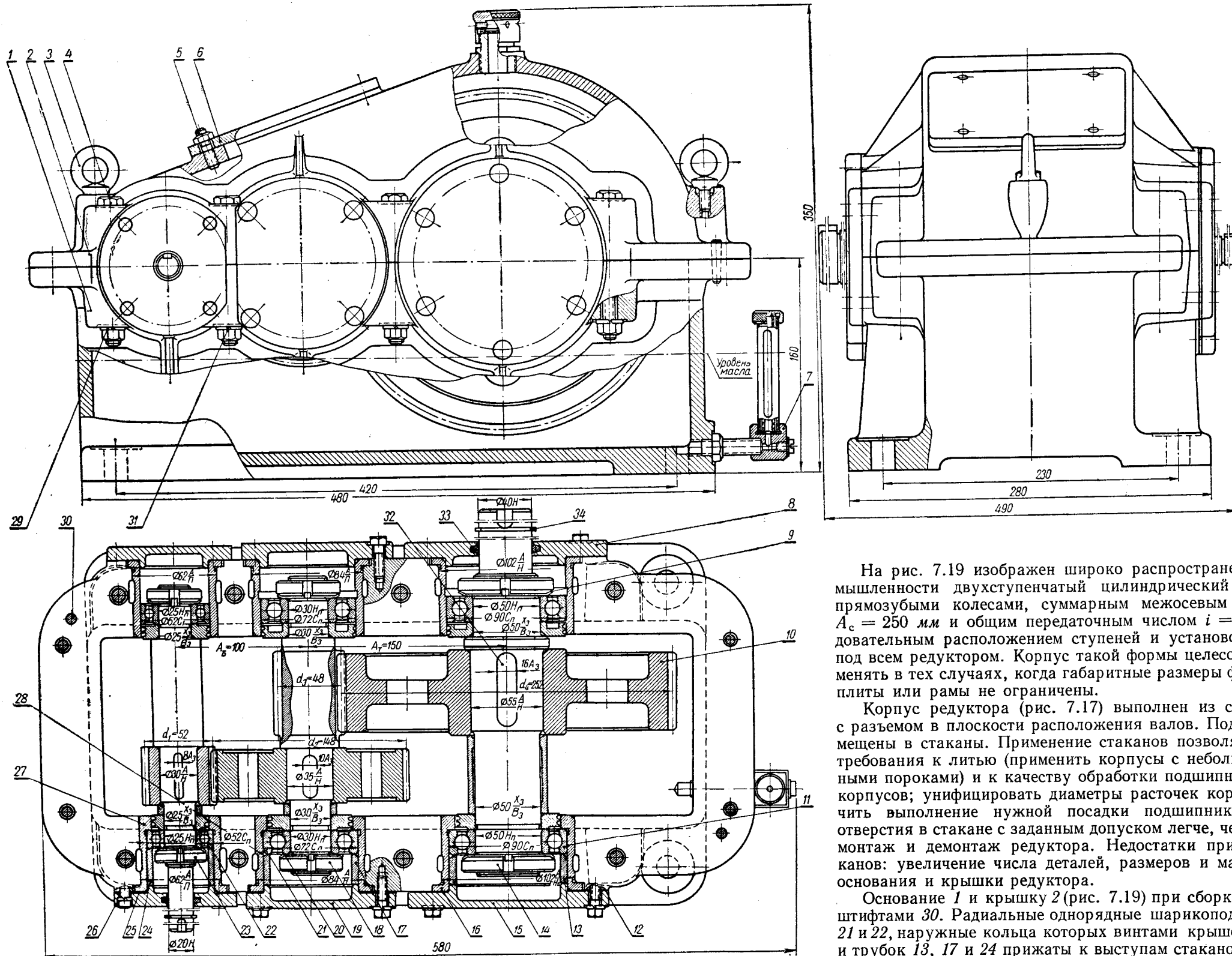


Рис. 7.18



На рис. 7.19 изображен широко распространенный в промышленности двухступенчатый цилиндрический редуктор с прямозубыми колесами, суммарным межосевым расстоянием $A_c = 250$ мм и общим передаточным числом $i = 15$, с последовательным расположением ступеней и установочной плитой под всем редуктором. Корпус такой формы целесообразно применять в тех случаях, когда габаритные размеры фундаментной плиты или рамы не ограничены.

Корпус редуктора (рис. 7.17) выполнен из серого чугуна с разъемом в плоскости расположения валов. Подшипники помещены в стаканы. Применение стаканов позволяет: понизить требования к литью (применить корпуса с небольшими литейными пороками) и к качеству обработки подшипниковых гнезд корпусов; унифицировать диаметры расточек корпусов; облегчить выполнение нужной посадки подшипников (расточка отверстия в стакане с заданным допуском легче, чем в корпусе), монтаж и демонтаж редуктора. Недостатки применения стаканов: увеличение числа деталей, размеров и массы бобышек основания и крышки редуктора.

Основание 1 и крышку 2 (рис. 7.19) при сборке центрируют штифтами 30. Радиальные однорядные шарикоподшипники 11, 21 и 22, наружные кольца которых винтами крышек 15, 19 и 26 и трубок 13, 17 и 24 прижаты к выступам стаканов 16, 27 и 28,

Рис. 7.19

34	Кольцо НК—40 ГОСТ 9301—59	1	Сталь 65Г
33	Кольцо СГ 52—39—5 ГОСТ 6418—67	1	Войлок
32	МН 180—61	1	Сталь Ст. 6
31	Шпонка 16×10×56 ГОСТ 8789—68	1	Сталь Ст. 3
30	Гайка II M10 ГОСТ 2524—62	8	Сталь 45
29	Штифт конический 8×32 ГОСТ 3129—60	2	Сталь 65Г
28	Шайба пружинная 10Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 35Л
27	Стакан	1	Сталь 35Л
26	Крышка 1—52×95 ГОСТ 11641—65	1	Чугун СЧ 18—36
25	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
24	Трубка распорная	1	Сталь 10
23	Гайка установочная с конической фаской M24×1,5	2	Сталь Ст. 3
22	Шарикоподшипник радиальный однорядный 205 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
21	Шарикоподшипник радиальный однорядный 207 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
20	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
19	Крышка 2—72×115 ГОСТ 11639—65	2	Чугун СЧ 18—36
18	Гайка установочная с конической фаской M27×1,5	2	Сталь Ст. 3
17	Трубка распорная	1	Сталь 10
16	Стакан	1	Сталь 35Л
15	Крышка 2—90 ГОСТ 11639—65	1	Чугун СЧ 18—36
14	Гайка установочная с конической фаской M48×1,5	2	Сталь Ст. 3
13	Трубка распорная	1	Сталь 10
12	Прокладка регулировочная	1	Сталь 08кп
11	Шарикоподшипник радиальный однорядный 210 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
10	Колесо зубчатое	1	Сталь 35
9	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
8	Крышка 2—90 ГОСТ 11641—65	1	Чугун СЧ 15—32
7	Маслоуказатель	1	Сборный
6	Смотровая крышка	1	Чугун СЧ 12—28
5	Шпилька А М8×16 (10/12) ГОСТ 11765—66	4	Сталь Ст. 4
4	Болт М12×105 ГОСТ 7796—62	8	Сталь Ст. 4
3	Винт грузовой М8 ГОСТ 4751—67	2	Сталь Ст. 3
2	Крышка редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
1	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал

Редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый с последовательным расположением ступеней (рис. 7.19).

Характеристика редуктора							
Электродвигатель		i_0	Ступени	i	z_1	z_2	$m, мм$
$N, кВт$	$\omega, рад/сек$ ($n, об/мин$)						
5,9	151 (1440)	15	Первая Вторая	2,85 5,25	26 16	74 84	2 3

фиксируют осевое положение валов в двух направлениях, а такие же плавающие подшипники с противоположной стороны обеспечивают компенсацию температурных деформаций валов.

Регулировка степени нажатия трубок 13, 17 и 24 на наружные кольца подшипников (для равномерного изнашивания наружное кольцо подшипника должно проворачиваться на небольшие углы через значительные промежутки времени) осуществляется прокладками 12 и 25 (на промежуточном валу прокладка не обозначена). Прокладки набирают из стальных (сталь 08кп) пластин различной толщины (0,1; 0,15; 0,2; 0,5 мм) общей толщиной 1,5÷3 мм.

Безазорное крепление посаженных на вал внутренних колец подшипников и других деталей к буртам (заплечикам)

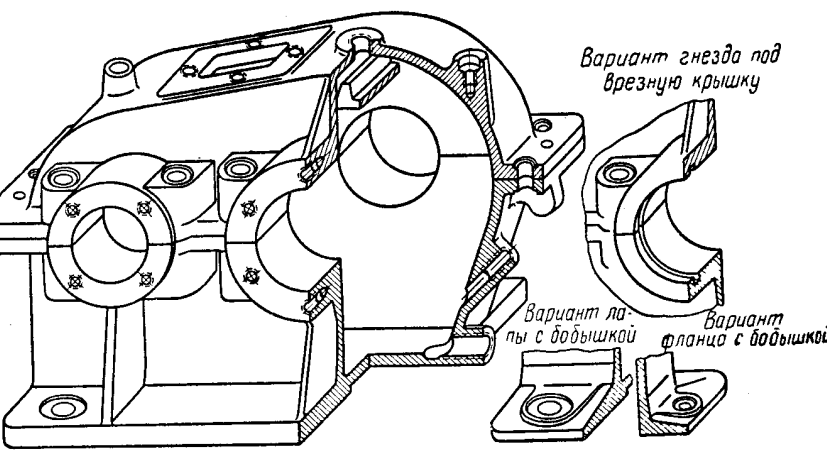


Рис. 7.20

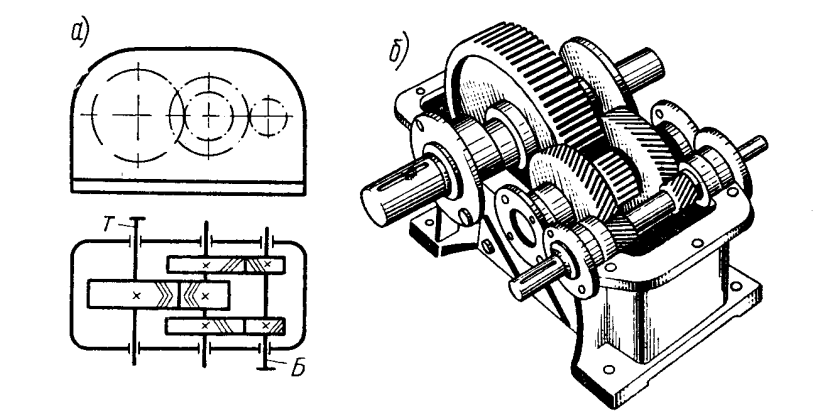


Рис. 7.21

валов осуществлено круглыми установочными гайками и стопорными шайбами.

Подшипники на быстроходном, промежуточном и тихоходном валах подобраны одинаковыми по большей на валу реакции, поэтому редуктор получился немного тяжелее, но произведенная таким образом унификация подшипников удешевила его производство и эксплуатацию.

Смазка колес производится окунанием в масло, залитое в корпус редуктора. По этой системе смазка допускается при окружных скоростях колес не более 10 м/сек. При больших скоростях масло сбрасывается с колес центробежной силой и

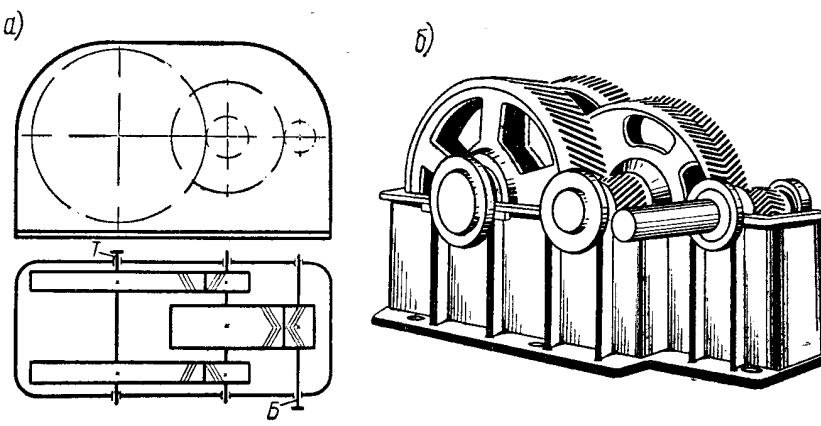


Рис. 7.22

питание зацепления становится недостаточным. Кроме того, при больших скоростях масло, нагреваясь и вспениваясь, теряет вязкость и смазывающие свойства. При более высоких скоростях и нагрузках применяется смазка разбрызгиванием и циркуляционная.

Уровень масла в редукторе контролируется маслоуказателем 7.

Подшипники смазывают отдельно консистентной смазкой (констатином), которую периодически (через полгода) меняют. Защищены подшипники двусторонними мазеудерживающими устройствами: войлочными кольцами и глухими крышками снаружи и щелевыми уплотнениями с проточками от попадания смазки из корпуса.

Недостатком этого редуктора является неравномерное распределение нагрузки на подшипники вала из-за несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор. Этот недостаток отсутствует в редукторах с раздвоенной быстроходной В (рис. 7.21, а и б) или тихоходной Т (рис. 7.22, а и б) ступенью.

На рис. 7.23 показаны основание и крышка двухступенчатого цилиндрического редуктора, отлитые из серого чугуна (изготавливаются также из высокопрочного чугуна, стали и алюминия). Корпуса редукторов должны быть достаточно прочными и жесткими. Это особенно важно для корпусов, выполненных из чугуна, модуль упругости которого меньше, чем у стали.

Для повышения жесткости, уменьшения шума и вибраций корпуса снабжены ребрами жесткости. Для уменьшения деформаций основания и крышки болты у гнезд подшипников рас-

ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

§ 1. ЧЕРВЯЧНЫЕ КОЛЕСА

Необходимые сведения по конструированию червячных колес приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Элементы конструирования и соотношения размеров червячных колес (рис. 8.1)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	A	$A = \frac{d_q + d_k}{2}$ — межосевое расстояние. Определяют расчетом (см. главу XVIII, § 2) и при серийном (для неопределенного потребителя) производстве червячных редукторов округляют по ГОСТ 2144—66 (табл. 8.2)
2	$m, d_q, D_{iq}, D_{eq}, d_k, D_{ek}, D$	См. табл. 13.7, пп. 1—4 и 12
3		Диаметры окружностей выступов, впадин и сопряжения центра с венцом колеса. $D_{ek} = d_k + 2m$; $D_{ik} = d_k - 2,5m$ и $D = D_{ik} - 2e$; e — см. п. 8
4	D_H	Наружный диаметр колеса. Рекомендуют рассчитывать по соотношениям: при $z_q = 1$ $D_H = D_{ek} + 2,5m$; при $z_q = 2$ $D_H = D_{ek} + 1,5m$, при $z_q = 4$ $D_H = D_{ek} + m$
5	D_2, d_1, D_1, D_0	Конструктивные диаметры центра колеса. $D_2 = D - 2(K + Z)$; $d_1 = d_{ct} + 2Z$; $D_1 = 0,5 \times (D_2 + d_1)$; $D_0 = 0,25D_1$; K — см. п. 8, Z — см. п. 21
6	d, d_{ct}, l_{ct}	Диаметры вала и размеры ступицы червячного колеса. Диаметр вала d определяют расчетом; $d_{ct} = (1,8 \div 2) d$; $l_{ct} \approx (1,25 \div 1,7) d$ проверяют расчетом на прочность шпоночного соединения
7	d_0	Диаметр болта (рис. 8.1, б). Определяют расчетом [11], стр. 51 и округляют по ГОСТ 7817—62 (табл. 2.2)
8	e, f, K	Размеры венца колеса. $e = 2m$; $f = 1,7m$; $K = (1,8 \div 2,5) m$
9	p, a_1	Скос венца и размер упорного буртика на центре (рис. 8.1, а). $p = 0,5m$; $a_1 = c_1 + 5$ мм (c_1 — см. п. 11)
10	B_0	Ширина обода червячного колеса. Рекомендуются рассчитывать по соотношениям: для $z_q \leq 2$, $B_0 = 0,75D_{eq}$; для $z_q = 4$, $B_0 = 0,67D_{eq}$
11	c_1, r	Скосы и радиусы закруглений (см. II $\frac{M2:1}{M2:1}$ и III $\frac{M2:1}{M2:1}$). Определяют по данным УЗТМ (табл. 13.2, в таблице размер c_1 обозначен с)
12	R	Радиус закругления (см. II $\frac{M2:1}{M2:1}$ поверхность свободная). Определяют по данным УЗТМ (табл. 13.4)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
13	α, a	Скос (см. I $\frac{M2:1}{M2:1}$ посадка Pr). Определяют по данным УЗТМ (табл. 13.3)
14	d_2	Диаметр установочного винта. $d_2 = m + 2$ мм. Округляют по ГОСТ 1476—64 (табл. 2.7, в таблице диаметр d_2 обозначен d)
15	x_1	Смещение оси сверла. $x_1 = (2 \div 3)$ мм
16	l_1, l_2	Глубина сверления и длина резьбы гнезда под винт. $l_1 = 3d_2$; $l_2 = l_1 + 0,25d_2$
17	b	Толщина диска центра (рис. 8.1, а) и фланца венца (рис. 8.1, б) колеса. $b \geq 1,7m$
18	x, y	Размеры элементов сопряжений стенок в литых деталях. Определяют по данным НКМЗ, УЗМТ и РТМ 12—60 (табл. П 1.1)
19	2γ	Условный угол охвата червяка колесом. Принимают $2\gamma = 90—110^\circ$
20	R_1	Радиус закругления литой детали. См. приложение П 1.2
21	Z	Литейный уклон. Определяют по данным УЗТМ и др. (см. приложение П 1.4)
22	—	Чистота поверхностей: зубьев и витков (см. табл. П 1.5, п. 8); цилиндрических поверхностей сопряжения центра и венца (там же, п. 6); шпоночного паза (см. табл. 9.8, п. 20)
23	—	Посадки: венца на центре колеса — A/Pr или A/G ; ступицы на вал — A/H

§ 2. ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ

По относительному расположению червяка и червячного колеса различают три схемы редукторов: с червяком, расположенным под колесом (рис. 8.2, а, б, в — кинематическая схема, общий вид редуктора с ребрами и искусственным охлаждением в сборе и со снятой крышкой); с червяком, расположенным над колесом (рис. 8.3, а, б — кинематическая схема и общий вид редуктора с неразъемным корпусом), и с червяком, расположенным сбоку колеса (рис. 8.4, а, б — кинематическая схема и общий вид редуктора).

ПАРАМЕТРЫ РЕДУКТОРОВ

Основными параметрами червячных редукторов (ГОСТ 2144—66) являются межосевые расстояния A , модули m , числа q модулей в диаметре делительного цилиндра червяка, числа зубьев z_k колеса, числа заходов червяка z_q и передаточные числа i .

Продолжение

Стандарт распространяется на червячные редукторы, выполняемые в виде самостоятельных агрегатов с цилиндрическим червяком, имеющим в осевом сечении прямолинейный 20-градусный профиль и число заходов $z_q = 1, 2, 4$.

Числовые значения основных параметров червячных передач приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Основные параметры червячных передач по ГОСТ 2144—66 (выдержки)

i	Параметры	Межосевые расстояния A, мм								
		80			100			125		
50; 25; 12,5	$z_2 : z_1$	31 : 4	32 : 2	32 : 1	31 : 4	31 : 2	31 : 1	32 : 4	32 : 2	32 : 1
	m_s		4			5			6	
	q		9			9			9	
	ζ		0			0			+0,333	
40; 20; 10	$z_2 : z_1$	40 : 4	40 : 2	40 : 1	40 : 4	40 : 2	40 : 1	40 : 4	40 : 2	40 : 1
	m_s		3			4			5	
	q		12			10			9	
	ζ		+0,666			0			+0,5	
25; 12,5	$z_2 : z_1$	52 : 4	52 : 2	52 : 1	48 : 4*	48 : 2*	48 : 1	52 : 4	52 : 2	52 : 1
	m_s		2,5			3,5			4	
	q		12			10			10	
	ζ		0			—0,428			+0,25	
63	$z_2 : z_1$		64 : 1			64 : 1			60 : 1	
	m_s		2			2,5			3,5	
	q		16			16			12	
	ζ		0			0			—0,286	
80	$z_2 : z_1$		78 : 1			84 : 1			84 : 1	
	m_s		1,75			2			2,5	
	q		14			16			16	
	ζ		—0,286			0			0	
15; 8; 4	$z_2 : z_1$	32 : 4	32 : 2	32 : 1	32 : 4	32 : 2	32 : 1	32 : 4	32 : 2	32 : 1
	m_s		8			10			12	
	q		8			8			8	
	ζ		0			0			+0,833	
40; 20; 10	$z_2 : z_1$	42 : 4*	42 : 2*	42 : 1	40 : 4	40 : 2	40 : 1	42 : 4	42 : 2	42 : 1
	m_s		6			8			10	
	q		10			9			8	
	ζ		+0,666			+0,5			0	

Продолжение табл. 8.2

i	Пара- метры	Межосевые расстояния A, мм								
		80			100			125		
12,5; 25; 50	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	52 : 4 5 12 0	52 : 2 5 12 0	52 : 1 5 12 0	48 : 4* 7 10 -0,428	48 : 2* 7 10 -0,428	48 : 1 7 10 -0,428	52 : 4 8 10 +0,25	52 : 2 8 10 +0,25	52 : 1 8 10 +0,25
63	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	66 : 1 4 12 +1,0	66 : 1 4 12 +1,0	66 : 1 4 12 +1,0	66 : 1 5 12 +1,0	66 : 1 5 12 +1,0	66 : 1 5 12 +1,0	60 : 1 7 12 -0,286	60 : 1 7 12 -0,286	60 : 1 7 12 -0,286
80	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	78 : 1 3,5 14 -0,286	78 : 1 3,5 14 -0,286	78 : 1 3,5 14 -0,286	84 : 1 4 16 0	84 : 1 4 16 0	84 : 1 4 16 0	84 : 1 5 16 0	84 : 1 5 16 0	84 : 1 5 16 0
8; 16; 31,5	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	31 : 4 16 8 +0,1875	31 : 2 16 8 +0,1875	31 : 1 16 8 +0,1875	32 : 4 20 7,5 +0,25	32 : 2 20 7,5 +0,25	32 : 1 20 7,5 +0,25			
10; 20; 40	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	42 : 4 12 10 +0,250	42 : 2 12 10 +0,250	42 : 1 12 10 +0,250	42 : 4 16 8 0	42 : 2 16 8 0	42 : 1 16 8 0	42 : 4 20 7,5 +0,25	42 : 2 20 7,5 +0,25	42 : 1 20 7,5 +0,25
12,5; 25; 50	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	52 : 4 10 10 +0,5	52 : 2 10 10 +0,5	52 : 1 10 10 +0,5	48 : 4 14 10 -0,428	48 : 2 14 10 -0,428	48 : 1 14 10 -0,428	52 : 4* 16 9 +0,75	52 : 2* 16 9 +0,75	52 : 1 16 9 +0,75
63	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	66 : 1 8 12 +0,375	66 : 1 8 12 +0,375	66 : 1 8 12 +0,375	66 : 1 10 12 +1,0	66 : 1 10 12 +1,0	66 : 1 10 12 +1,0	61 : 1 14 10 +0,214	61 : 1 14 10 +0,214	61 : 1 14 10 +0,214
80	$z_2 : z_1$ m_s q ζ	78 : 1 7 12 0	78 : 1 7 12 0	78 : 1 7 12 0	76 : 1 9 12 +0,444	76 : 1 9 12 +0,444	76 : 1 9 12 +0,444	78 : 1 11 12 +0,454	78 : 1 11 12 +0,454	78 : 1 11 12 +0,454

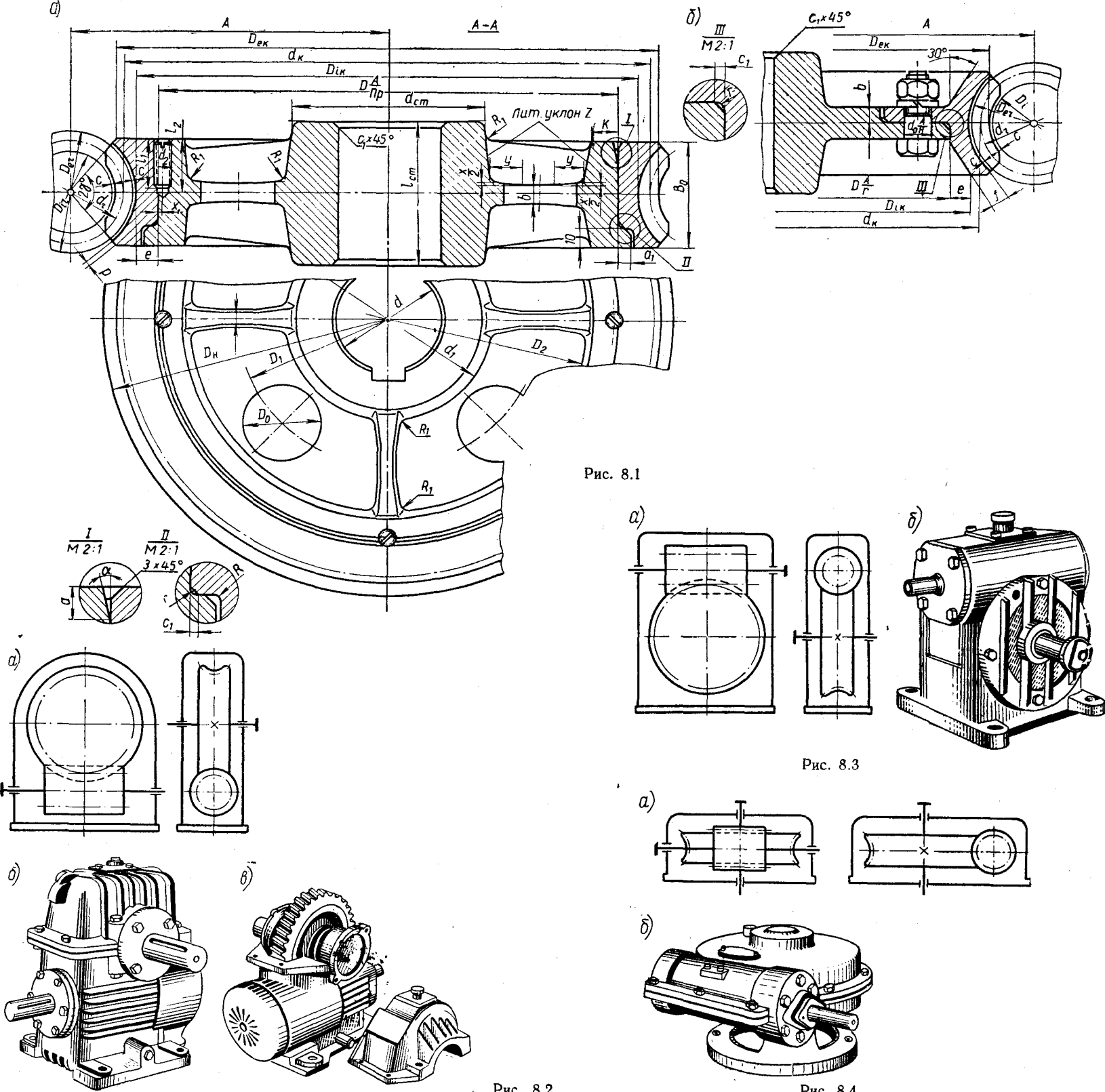


Рис. 8.2

Рис. 8.4

РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ (ЧЕРВЯК ПОД КОЛЕСОМ)

На рис. 8.5 приведен чертеж широко распространенного в промышленности червячного редуктора с червяком 4, расположенным под колесом, состоящим из литого чугунного центра (ступицы) 13 и бронзового венца 17, однорядными шарикоподшипниками на валу червяка (радиальным 2 и двумя комплектными радиально-упорными 10) и двумя однорядными роликоподшипниками 15 на валу 16 червячного колеса. Межосевое расстояние $A = 180$ мм, передаточное число $i = 18,5$.

Характеристика редуктора								
Электродвигатель		i	z _ч	z _к	m, мм	α	λ	Степень точности
N, кВт	ω, рад/сек (n, об/мин)							
3,6	151 (1440)	18,5	2	37	8	20°	14°02'10"	7

17	Венец червячного колеса	1	Бронза Бр.ОФ 10-1	
16	Вал	1	Сталь 45	
15	Роликоподшипник конический однорядный 7308 ГОСТ 333—59	2	Сборный	
14	Отдушина	1	Сборная	
13	Центр (ступица) червячного колеса	1	Чугун СЧ 21—40	
12	Крышка 2—90 ГОСТ 11639—65	1	Чугун СЧ 15—32	
11	Маслоуказатель трубчатый 1/4" труб	1	Сборный	
10	Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный 66308 ГОСТ 831—62	2	Сборный	
9	Крышка редуктора	1	Чугун СЧ 15—32	
8	Винт грузовой М10 ГОСТ 4751—67	2	Сталь Ст.5	
7	Болт М10×140 ГОСТ 7796—62	2	Сталь Ст.3	
6	Штифт конический 6×35 ГОСТ 3129—60	1	Сталь 45	
5	Болт М8×40 ГОСТ 7796—62	8	Сталь Ст.4	
4	Червяк	1	Сталь 45	
3	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 15—32	
2	Шарикоподшипник радиальный однорядный 308 ГОСТ 8338—57	1	Сборный	
1	Крышка с жировыми канавками	1	Чугун СЧ 12—28	

№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал
----------	---------------------------------------	------------	----------

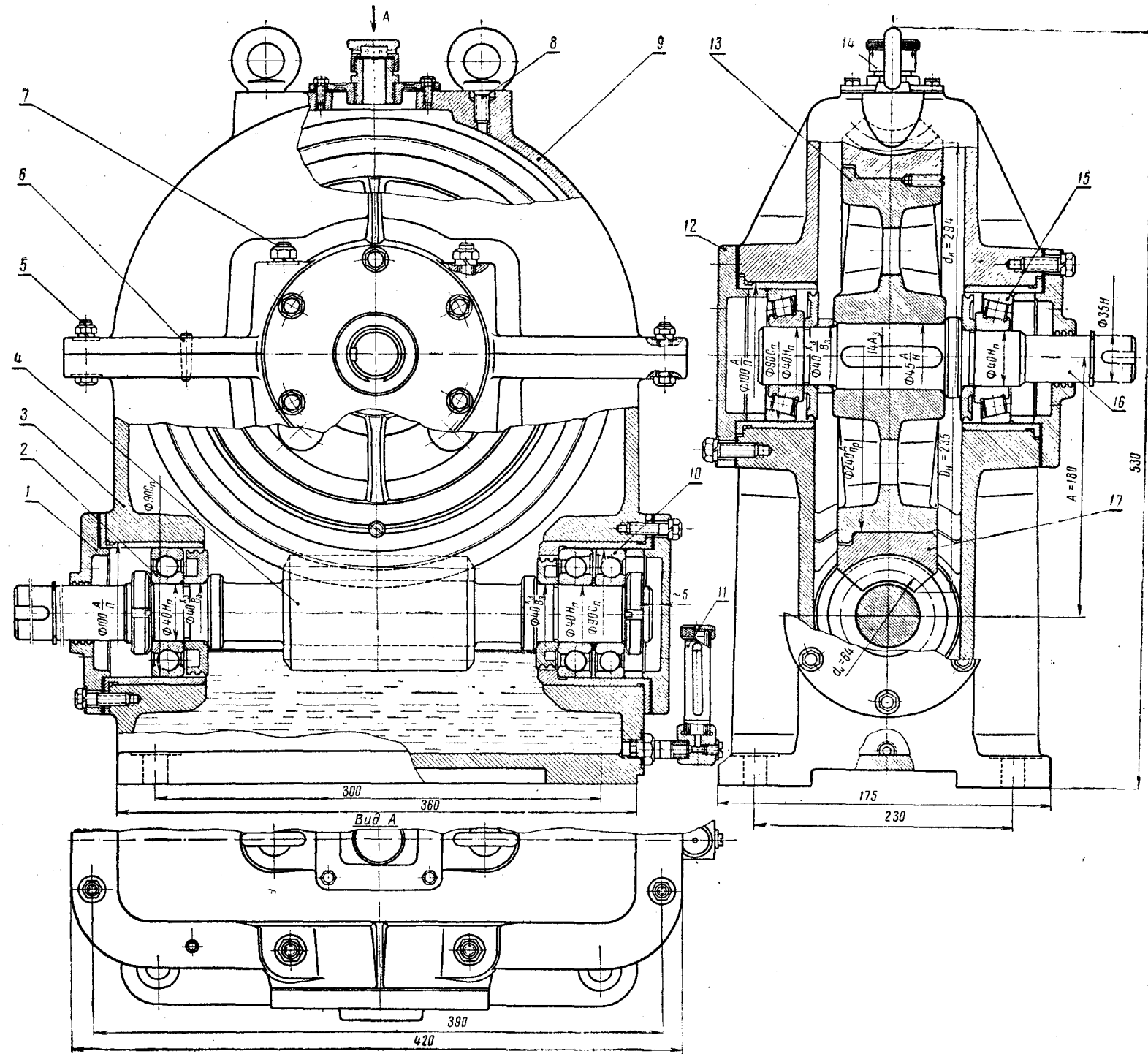


Рис. 8.5

Характерной особенностью конструкции является обильная смазка зацепления, осуществляемая путем окунания червяка в масло, залитое в корпус. Уровень масла отмечают трубчатым маслоуказателем 11.

Подшипники смазываются консистентной смазкой и имеют двустороннее мазеудерживающее устройство.

На рис. 8.6 изображены литые (из серого чугуна) корпусные детали червячного редуктора с расположением червяка под колесом, снабженные ребрами жесткости и специальными приливами для близкого расположения болтов к оси тихоходного вала.

Размеры отдельных элементов обозначены буквами, числовые значения которых определяют расчетом и по рекомендуемым соотношениям, приведенным в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров основания и крышки червячного редуктора (червяк под колесом) (рис. 8.6)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	A	См. табл. 8.1, п. 1
2	δ, δ_1	См. табл. 7.8, п. 2
3	d, d_1, d_2	См. табл. 7.8, п. 3
4	a, b, R_0	См. табл. 7.8, п. 4
5	x, y	См. табл. 7.8, п. 5
6	$h, h_1, h_2, l, K, K_1, K_2$	h, h_1, h_2, K, K_1 и K_2 — см. табл. 7.9, п. 6; $l = K + \delta$
7	d_0	См. табл. 7.8, п. 7
8	D, D_1, d_3	Диаметры крышек по ГОСТ 11638—65÷11640—65 и 11641—65 (табл. 10.12 и 10.13)
9	D_2, D_3	Диаметры стакана. Определяют так же, как аналогичные размеры D и D_1 в конструкции по рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 9)
10	d_4, d_5, h_3, b_1	Определяют так же, как аналогичные размеры (d_5, d_4, h_3, b_1) в конструкции по рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 10)
11	l_5, h_4	Расстояния между осями болтов и гнезд подшипниковых узлов и высота приливов. $l_5 = 0,5 (D_2 + d_0) + (10 \div 15)$ мм. Высоту прилива h_4 делают таким, чтобы верхняя его плоскость пересекалась с поверхностью цилиндра диаметром D на расстоянии a от оси болта d_1 , а высоту h_5 — с диаметром $2R_2$ на расстоянии b_1 от оси грузового винта; $R_2 = 0,5 D_2 + \Delta + \delta_1$, где D_2 определяют по табл. 7.7, п. 6; Δ — см. п. 13
12	l_1, l_2	Определяют так же, как аналогичные размеры (H_1, H_2) в конструкции по рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 12)
13	Δ	См. табл. 7.8, п. 13
14	D_H, R	D_H — см. табл. 8.1, п. 4; $R = 0,5 D_H + \Delta + \delta_1$
15	δ_2	Толщина стенки прилива подшипникового гнезда червяка. $\delta_2 = 2\delta$
16	$B, L, L_1, L_2, L_3, M, s, H$	Размеры полостей и габаритные размеры основания и крышки редуктора. $B = 0,5 D_H + \Delta$; $L = 2 (B + \delta)$; $L_1 = 2 (B + \delta_1 + K_1)$; $L_2 = L + (5 \div 10)$ мм; $L_3 = l_{ст} + 22$ мм, $l_{ст}$ — по табл. 8.1, п. 6; $M = L_3 + 2 (\delta + K)$; $s = L_3 - 3\delta$; $H = A + 0,5 D + 20 \div 30$ мм
17	n	Число фундаментных болтов. $n = \frac{L + M}{200 \div 300}$, где L и M , мм
18	l_3, l_4, l_6	Глубина гнезд подшипниковых узлов вала червячного колеса и червяка. $l_3 = \delta + x + a + b + z$; $z = (5 \div 10)$ мм; $l_4 = l_3$; l_6 определяют конструктивно
19	R, r, c, R_2, r_1, X_1	Радиусы закруглений в литых деталях, размеры ребер и литейные уклоны. Определяют по РТМ 12—60, УЗТМ и др. — см. приложение П 1.2, П 1.3 и П 1.4

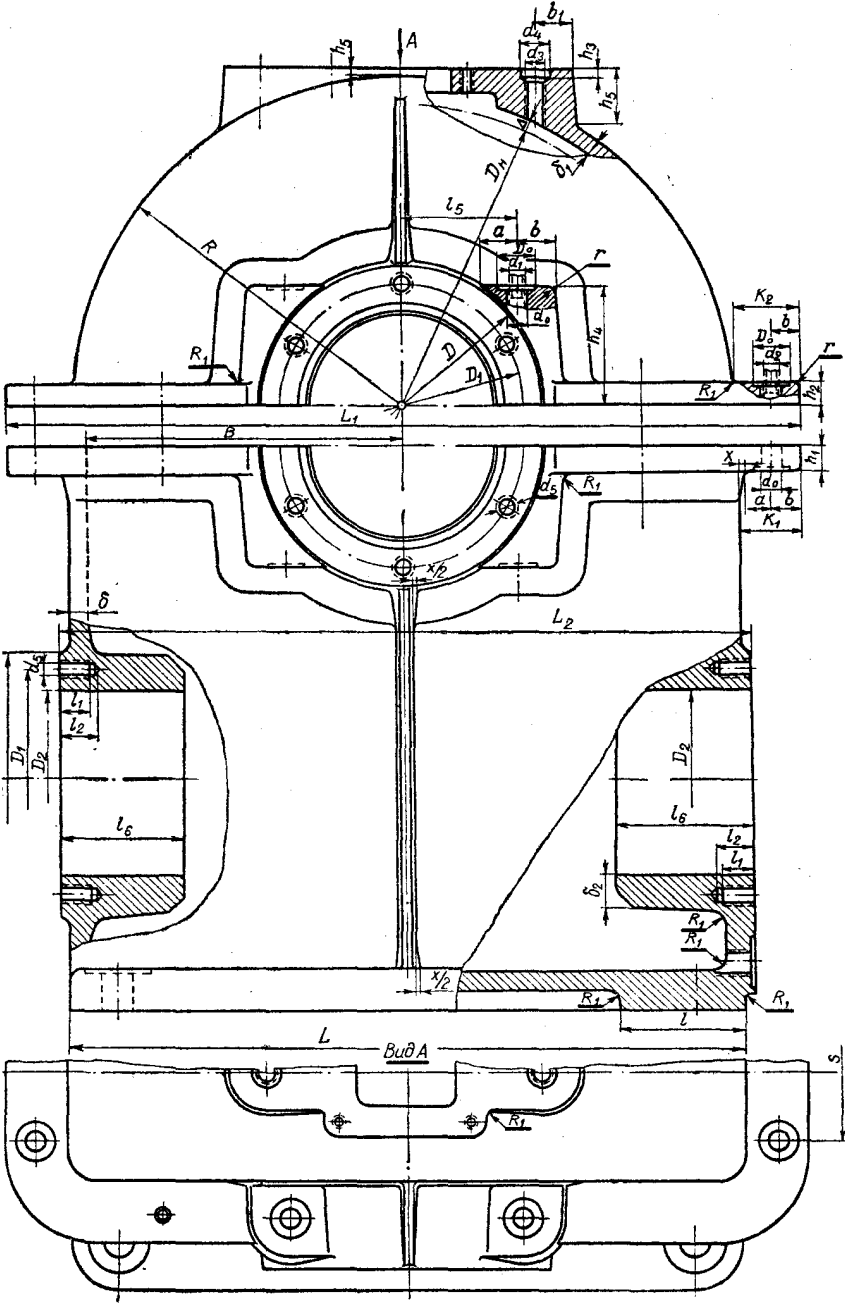
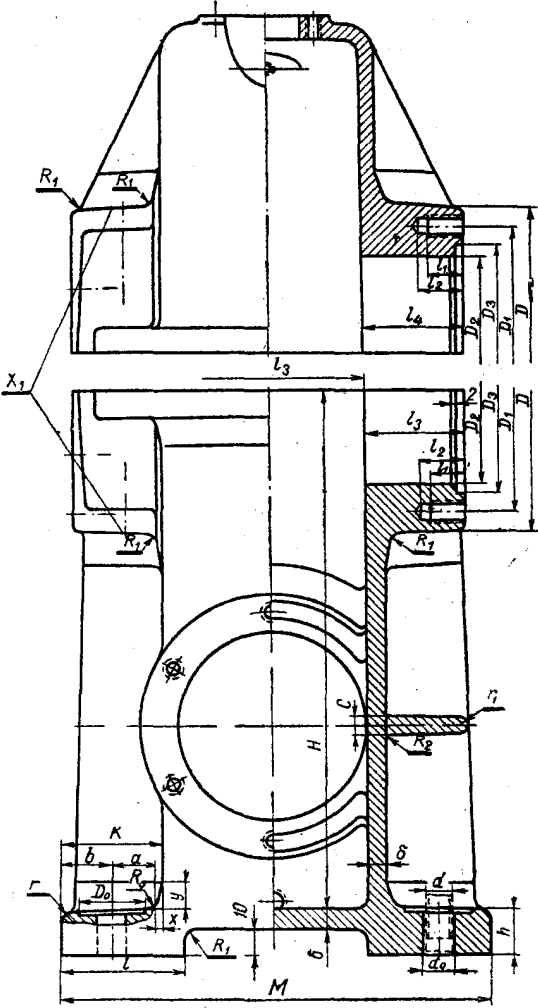


Рис. 8.6



РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ (ЧЕРВЯК НАД КОЛЕСОМ)

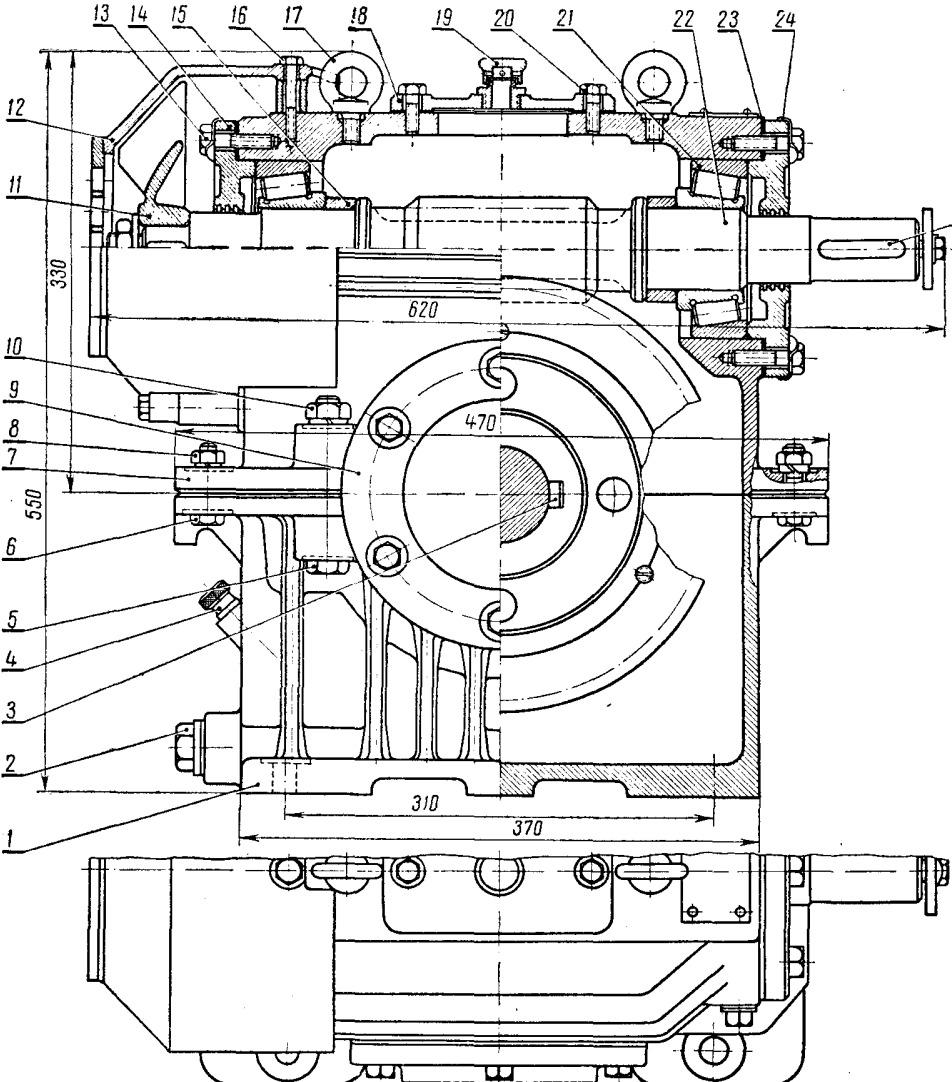
На рис. 8.7 показан червячный редуктор с червяком 22, расположенным над колесом 26. Применяется, когда по условиям компоновки оборудования целесообразно располагать вал червяка выше вала червячного колеса. Недостаток этой конструкции — недостаточно обильная смазка червяка и, как следствие, повышенные расход мощности на трение в зацеплении и нагрев масла. При поливной циркуляционной системе смазки редукторы с нижним и верхним расположением червяков равноценны.

Для более интенсивного охлаждения на одном конце червяка укреплено колесо вентилятора 11. Во время вращения червяка кожух 12, направляя воздух вдоль крышки 7, имеющей продольные ребра, охлаждает ее. Основание 1 охлаждается естественным путем. Для увеличения поверхности охлаждения на нем также предусмотрены ребра.

Характеристика редуктора				
Наименование	Обозначение	Исполнение		
		I	II	III
Межосевое расстояние, мм	A	180		
Передаточное число	i	51	37	18,5
Число заходов червяка	z _ч	1	1	2
Число зубьев на червячном колесе	z _к	51	37	37
Модуль в осевом сечении, мм	m	6	8	8
Число модулей в диаметре делительного цилиндра	q	9	8	8
Направление винтовой линии червяка		Правое		
Профильный угол	λ	20°	20°	20°
Угол подъема витка червяка по делительному цилиндру		6°20'25"	7°7'30"	14°02'10"
Угловая скорость вала червяка (расчетная): рад/сек об/мин	ω	98,5	98,5	98,5
	n	940	940	940
Мощность на червячном валу при ω = 105 рад/сек и непрерывной работе	N _ч	5	7	11

35	Крышка	1	Сталь 35Л
34	Штифт конический 8×45 ГОСТ 3129—60	2	Сталь 45
33	Шайба пружинная 16Н 65Г ГОСТ 6402—61	4	Сталь 65Г
32	Кольцо мазеудерживающее	1	Сталь Ст.2
31	Шайба торцовая	1	Сталь Ст.0
30	Болт М10×20 ГОСТ 7796—62	2	Сталь Ст.3
29	Шпонка 20×12×100 ГОСТ 8789—58	1	Сталь Ст.6
28	Вал	1	Сталь 45
27	Центр (ступица) червячного колеса	1	Чугун СЧ 15—32
23	Венец червячного колеса	1	Бронза Бр.АЖ9—4Л
25	Шпонка 14×9×63 ГОСТ 8789—58	1	Сталь Ст.6

24	Шайба стопорная	12	Сталь Ст.2
23	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
22	Червяк	1	Сталь 45
21	Роликоподшипник конический однорядный 7312 ГОСТ 333—59	2	Сборный
20	Болт М10×30 ГОСТ 7796—62	2	Сталь Ст.4
19	Отдушина	1	Сборная
18	Крышка смотрового отверстия	1	Чугун СЧ 12—28
17	Винт грузовой М12 ГОСТ 4751—67	2	Сталь 20
16	Болт М8×60 ГОСТ 7796—62	1	Сталь Ст.4
15	Трубка распорная	2	Сталь 10
14	Крышка с жировыми канавками	2	Чугун СЧ 15—32
13	Болт М12×42 ГОСТ 7796—62	16	Сталь Ст.4
12	Кожух вентилятора	1	Сборный
11	Колесо вентилятора	1	Сталь 25Л



Продолжение

10	Гайка II М16 ГОСТ 2524—62	4	Сталь Ст.3
9	Крышка-стакан	2	Сталь 35Л
8	Гайка II М12 ГОСТ 2524—62	12	Сталь Ст.3
7	Крышка	1	Чугун СЧ 18—36
6	Болт М12×50 ГОСТ 7796—62	12	Сталь Ст.4
5	Болт М16×110 ГОСТ 7796—62	4	Сталь Ст.4
4	Маслоуказатель трубчатый	1	Сталь Ст.0
3	Шпонка 20×12×100 ГОСТ 8789—58	1	Сталь Ст.6
2	Пробка М16×1,5	1	Сталь Ст.3
1	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 15—32

№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал
Редуктор червячный РЧН—180 с искусственным охлаждением (червяк над колесом) (рис. 8.7)			

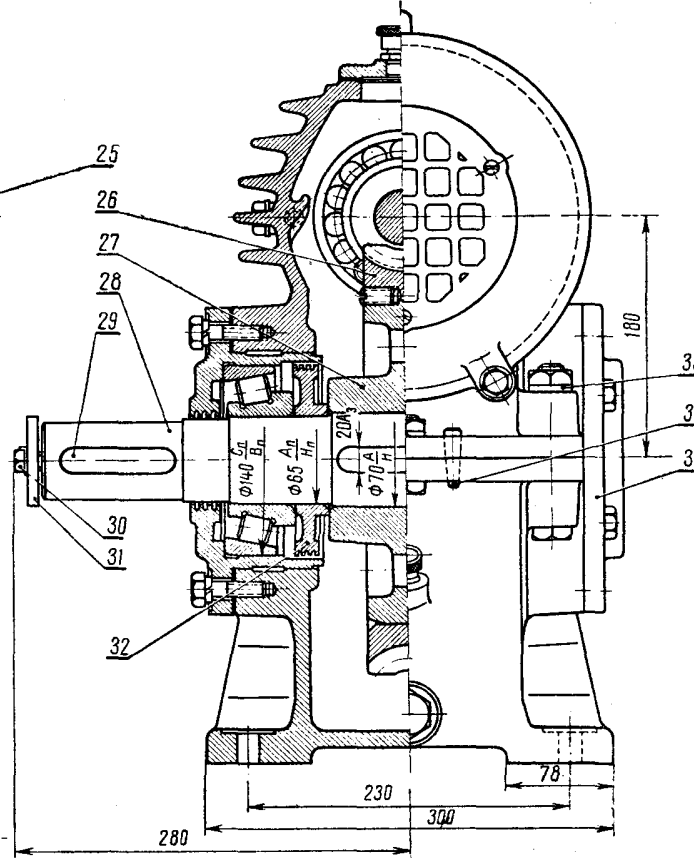


Рис. 8.7

РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ (ЧЕРВЯК СБОКУ КОЛЕСА)

На рис. 8.8 показаны литые основание и крышка корпуса червячного редуктора с расположением червяка сбоку колеса.

Размеры отдельных элементов обозначены буквами, числовые значения которых определяют расчетом и по рекомендуемым соотношениям, приведенным в табл. 8.4.

Таблица 8.4

Элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров основания и крышки червячного редуктора (червяк сбоку колеса) (рис. 8.8)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	A	См. табл. 8.1, п. 1
2	$\delta, \delta_1, \delta_2$	δ и δ_1 — см. табл. 7.8, п. 2; δ_2 — см. табл. 8.3, п. 15
3	d, d_1, d_2, d_3	d, d_1 и d_2 — см. табл. 7.8, п. 3. $d_3 = d - (4 \div 6)$ мм. Округляют по ГОСТ 7796—62
4	a, b, R_0, D_0	См. табл. 7.8, п. 4
5	x, y	См. табл. 7.8, п. 5
6	h_1, h_2, K_1, K_2	$h_1 = (1,5 \div 1,75) \delta$; $h_2 = (1,5 \div 1,75) \delta_1$; K_1 — см. табл. 7.8, п. 6; $K_2 = K_1 + \delta$
7	d_0	См. табл. 7.8, п. 7
8	D, D_1, D_2, D_3	Диаметры подшипниковых крышек — по ГОСТ 11639—65, 11641—65 (табл. 10.12, 10.13)
9	d_5, d_6, h_5, D_0, b_1	Диаметры стакана. Определяют так же, как и аналогичные размеры (D и D_1) в конструкции по рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 9)
10	d_8, d_4, h_7, D_0, b_1	Размеры гнезда и прилива под грузовые винты. Определяют также, как и аналогичные размеры (d_5, d_4, h_7, D_0, b_1) в конструкции по рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 10)
11	D_n	См. табл. 8.1, п. 4
12	Δ	См. табл. 7.8, п. 13
13	D_4, D_5, D_6, D_7, D_8	Наружные диаметры и диаметры фланцев основания и крышки редуктора. $D_4 = D_n + 2(\Delta + \delta)$; $D_5 = D_4 + 2(\Delta - \delta_1)$; $D_6 = D_4 + 2K_1$; $D_7 = D_6$; $D_8 = D_4 + 2(x + a)$; a определяют по размеру d_2 болта (табл. П 1.2; в табл. размер d_2 обозначен d)
14	H, l_2	Глубина полостей и длина гнезд подшипниковых узлов в основании и крышке редуктора. $H = 0,5l_{ст} + l_5$; $l_{ст}$ — длина ступицы центра колеса (табл. 8.1, п. 6); l_5 — длина бурта колеса (см. табл. 13.6, п. 20); $l_2 = 2nr + (n + 1)r + B + l_6 + 1$ мм; n и r — число и радиус проточек в мазеудерживающем кольце (дет. 18, рис. 8.9); $n = 2$; r — по табл. 10.1; B — ширина подшипника по табл. 10.2; l_6 — размер центрирующего выступа крышки, вводимого в гнездо узла, — по табл. 10.14 (в таблице размер l_6 обозначен через l)
15	D_9, D_{10}, D_{11}	Диаметры: центрирующего выступа основания, окружности центров болтовых отверстий и выступа под фланец стойки. D_9 определяют конструктивно и округляют по ГОСТ 6636—60 (табл. 13.1); $D_{10} = D_9 + 2(\delta + x + a)$; $D_{11} = D_{10} + 2b$; a и b — по размеру d_3 болта (табл. П 1.2; в таблице размер d_3 обозначен d)
16	D_{12}, D_{13}	Диаметры приливов подшипниковых узлов. $D_{12} = D_2 + 2\delta_2$; $D_{13} = D_c + 2d_7 + 10$ мм, D_c — определяемый конструктивно наружный диаметр оградительного стакана (дет. 28, рис. 8.9); $d_7 = M5$ — диаметр резьбы винта (дет. 6, рис. 8.9)
17	D_{14}, l_1	Диаметр, определяющий положение стыка прилива основания и подшипниковой крышки червяка, и расстояние до осей подшипниковых болтов. $D_{14} = D_7 + (10 \div 15)$ мм; $l_1 = b + (10 \div 15)$ мм
18	l_3, l_4	Определяют так же, как аналогичные размеры (H_1, H_2) в конструкции рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 12)
19	R	См. табл. 7.8, п. 17

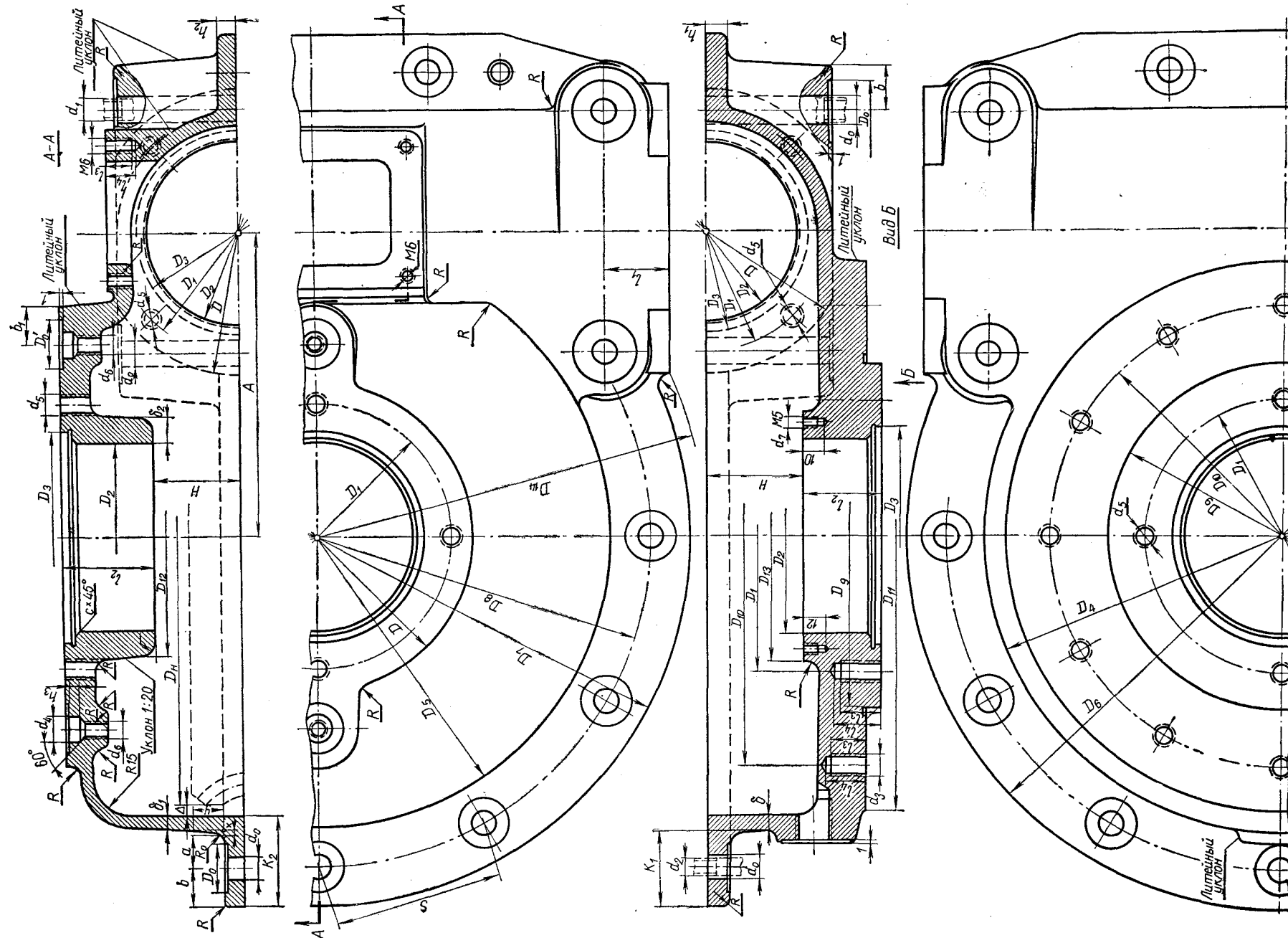


Рис. 8.8

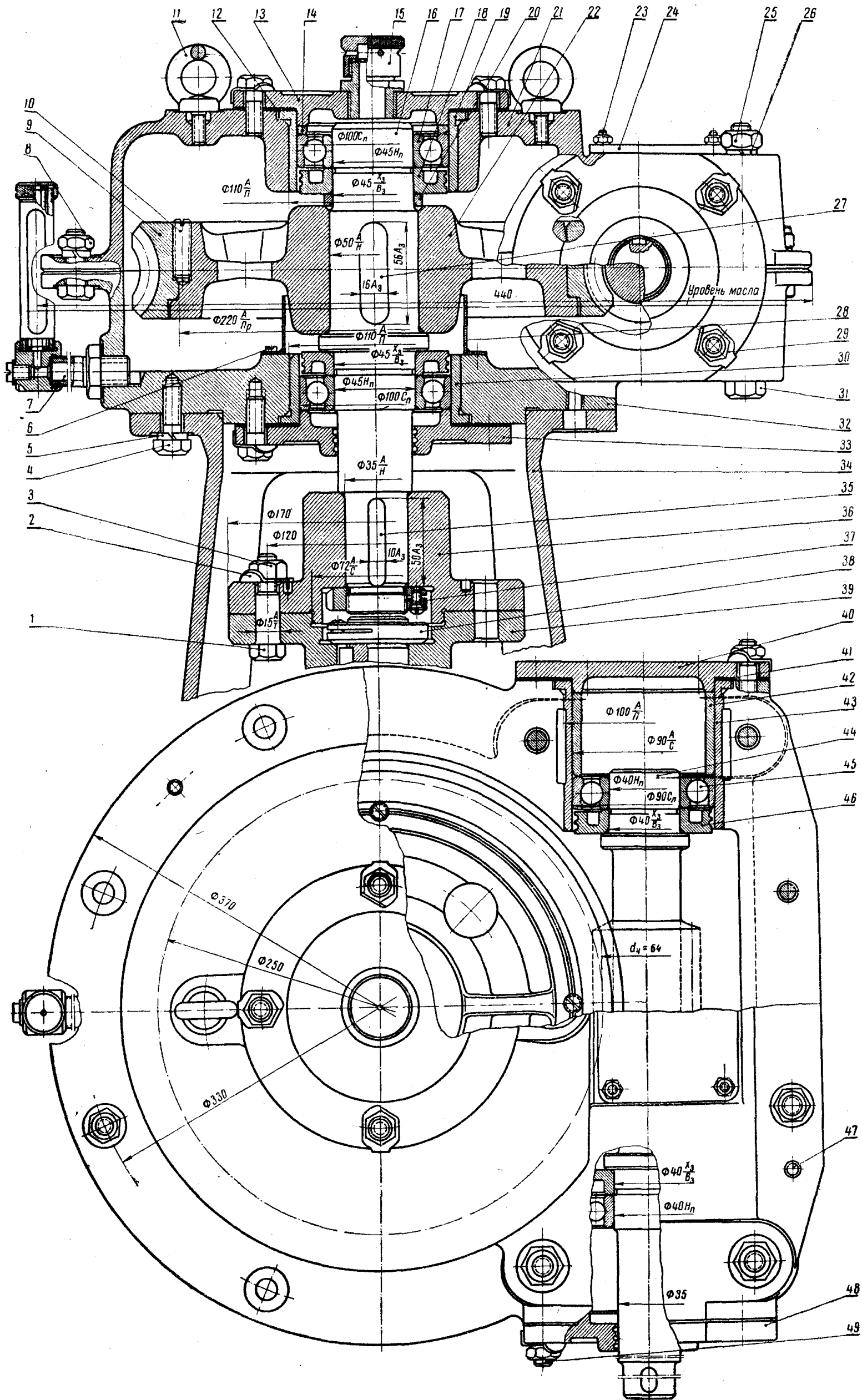


Рис. 8.9

На рис. 8.9 показана конструкция червячного редуктора с червяком 44, расположенным сбоку колеса 9, применяемая при вертикальном расположении вала червячного колеса. Смазка зацепления производится окунанием червяка в масло, а подшипников, имеющих двустороннее мазеудерживающее устройство, — раздельно густой смазкой. Нижний подшипниковый узел колеса защищен от попадания в него жидкого масла оградительным стаканом 28.

Разъем корпуса посередине создает удобства для сборки редуктора. Крышку и корпус при сборке центрируют штифтами 47.

Все резьбовые соединения снабжены устройствами против самоотвинчивания: под гайки болтов установлены пружинные шайбы 26 или шайбы 29 с лапками.

Для контроля уровня масла применен трубчатый маслоуказатель 7.

Характеристика редуктора

Электродвигатель		i	z _ч	z _к	m, мм	α	λ	Степень точности
N, кВт	ω, рад/сек (n, об/мин)							
10	102 (970)	25	2	50	5	20°	11°18'36"	7

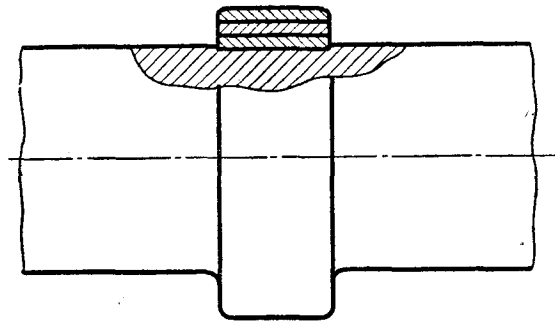
49	Шпилька А М10×20 (12/16)	8
	ГОСТ 11765—66	
48	Крышка с жировыми канавками	1
47	Штифт конический 10×25	2
	ГОСТ 3129—60	
46	Кольцо мазеудерживающее	2
45	Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный 36208	2
	ГОСТ 831—62	
44	Червяк	1
43	Стакан	2
42	Трубка распорная	2
41	Прокладка (набор)	1
40	Крышка 2—80	1
	11639—65	
39	Полумуфта нижняя	1
38	Гайка установочная с резьбой и зажимным винтом М35×1,5	2
37	Винт II М5×10	2
	1475—62	
36	Полумуфта верхняя	1
35	Шпонка 10×8×40	1
	8789—68	
34	Стойка	1
33	Крышка с жировыми канавками	1
32	Основание редуктора	1
31	Болт М12×140	4
	7796—62	
30	Стакан	1
29	Шайба стопорная 11	8
	3693—52	
28	Стакан оградительный	1
27	Шпонка 16×10×56	1
	8789—68	
26	Шайба пружинная 12Н 65Г	4
	ГОСТ 6402—61	

25	Сталь 30	
24		
23	Чугун СЧ 15—32	
22	Сталь 45	
21	Чугун СЧ 15—32	
20	Сборный	
19		
18	Сталь 45	
17	Сталь 25Л	
16	Сталь 10	
15	Сталь 08кп	
14	Чугун СЧ 15—32	
13		
12	Сталь 35Л	
11	Сталь 15	
10		
9	Сталь Ст.3	
8		
7	Сталь 35Л	
6	Сталь Ст.6	
5	Чугун СЧ 18—36	
4	Чугун СЧ 15—32	
3	Чугун СЧ 15—32	
2	Сталь Ст.3	
1	Сталь 25Л	
	Сталь 15	
	Сталь Ст.2	
	Сталь Ст.6	
	Сталь 65Г	

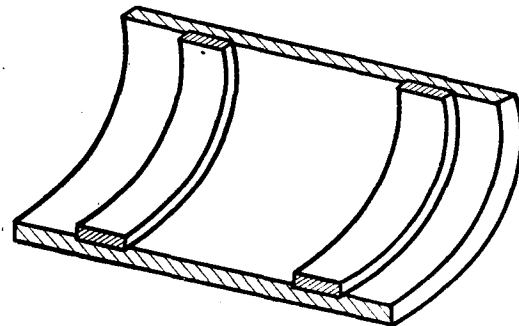
25	Гайка М12 ГОСТ 2524—62	4	Сталь Ст.3
24	Крышка смотровая	1	Чугун СЧ 15—32
23	Шпилька А М6×16 (7,5/12)	4	Сталь Ст.4
22	ГОСТ 11765—66		
21	Центр (ступица) червячного колеса	1	Чугун СЧ 21—40
20	Крышка редуктора	1	Чугун СЧ 15—32
19	Кольцо распорное	1	Сталь 10
18	Стакан	1	Сталь 25Л
17	Кольцо мазеудерживающее	2	Чугун СЧ 15—32
16	Шарикоподшипник радиально-упорный 36209 ГОСТ 831—62	2	Сборный
15	Вал	1	Сталь Ст.5
14	Отдушина	1	Сборная
13	Трубка распорная	1	Сталь 10
12	Крышка	1	Чугун СЧ 15—32
11	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
10	Винт грузовой М8 ГОСТ 4751—67	2	Сталь 25
9	Винт М10×30 ГОСТ 1477—64	4	Сталь Ст.3
8	Венец червячного колеса	1	Бр.ОФ 10—1
7	Гайка М10 ГОСТ 5915—62	6	Сталь Ст.3
6	Маслоуказатель	1	Сборный
5	Винт II М4×8	8	Сталь Ст.3
4	1491—62		
3	Шайба пружинная 10Н 65Г	16	Сталь 65Г
2	ГОСТ 6402—61		
1	Болт М10×30	16	Сталь Ст.4
	7796—62		
	Гайка II М14 ГОСТ 2524—62	4	Сталь Ст.4
	Шайба стопорная 15 ГОСТ 3695—52	4	Сталь 15
	Болт М14×50 ГОСТ 7817—62	4	Сталь Ст.5

№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал
Редуктор червячный (червяк сбоку колеса) (рис. 8.9)			

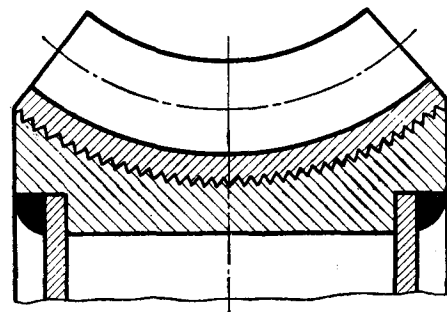
Уменьшение веса заготовок



Фиг. 1. Наплавка бурта на заготовке из проката

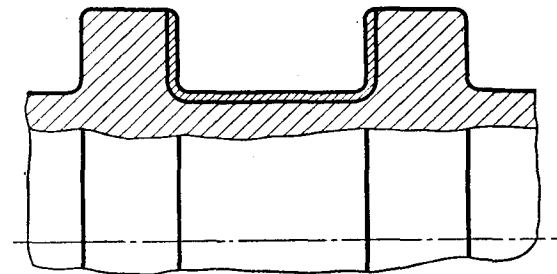


Фиг. 2. Наплавка буртов в заготовке из трубы

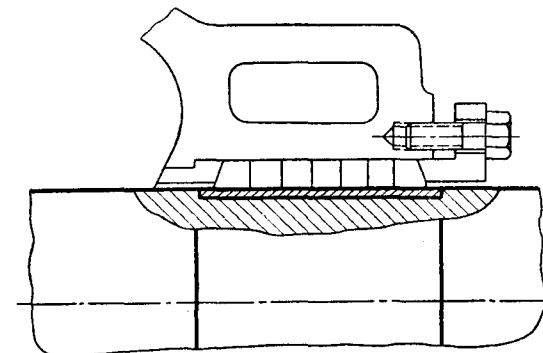


Фиг. 3. Наплавка бронзового обода червячного колеса

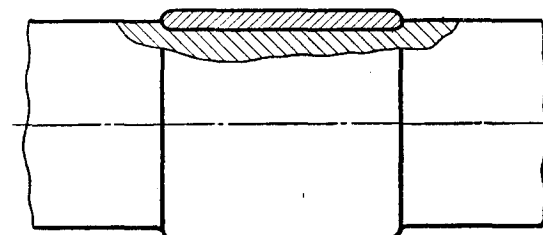
Повышение долговечности деталей



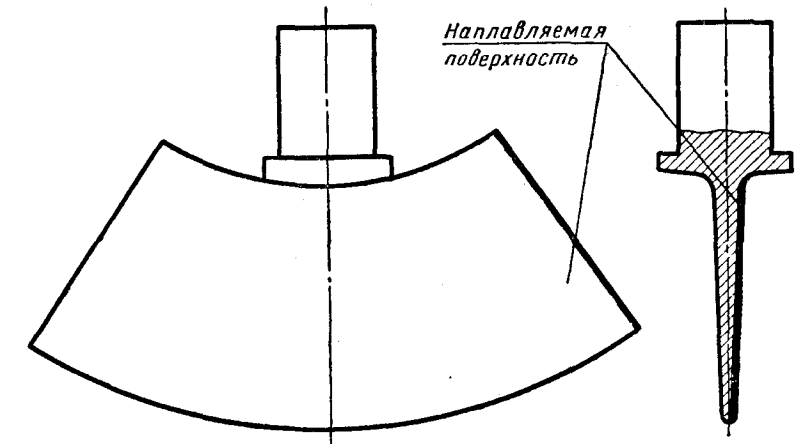
Фиг. 4. Наплавка твердым сплавом прокатных валков



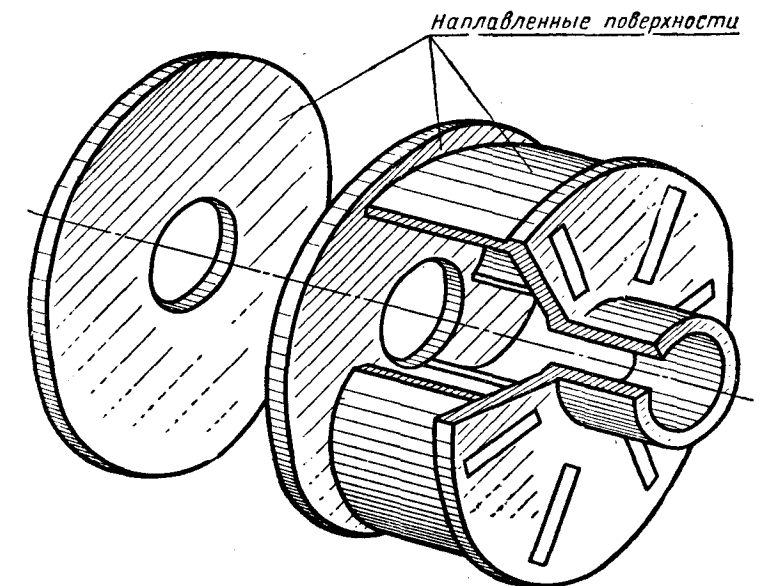
Фиг. 5. Наплавка специальной сталью и закалка шейки вала под уплотнение



Фиг. 6. Наплавка нержавеющей сталью шейки вала под подшипник с водяным охлаждением



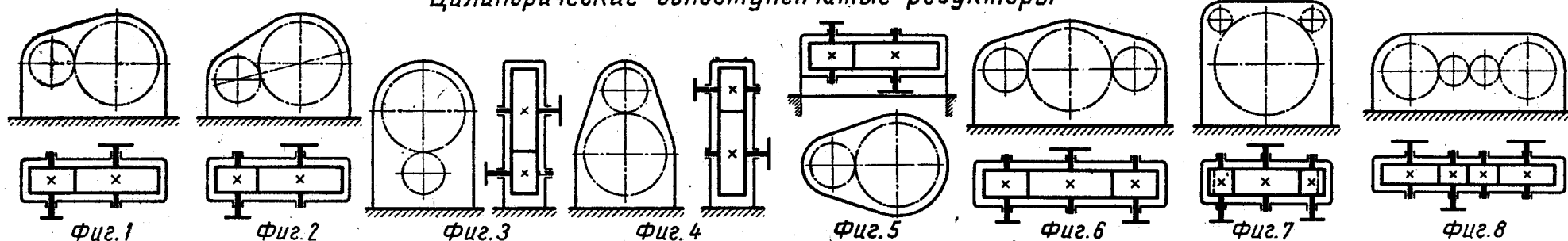
Фиг. 7. Наплавка твердым сплавом лопаток турбин



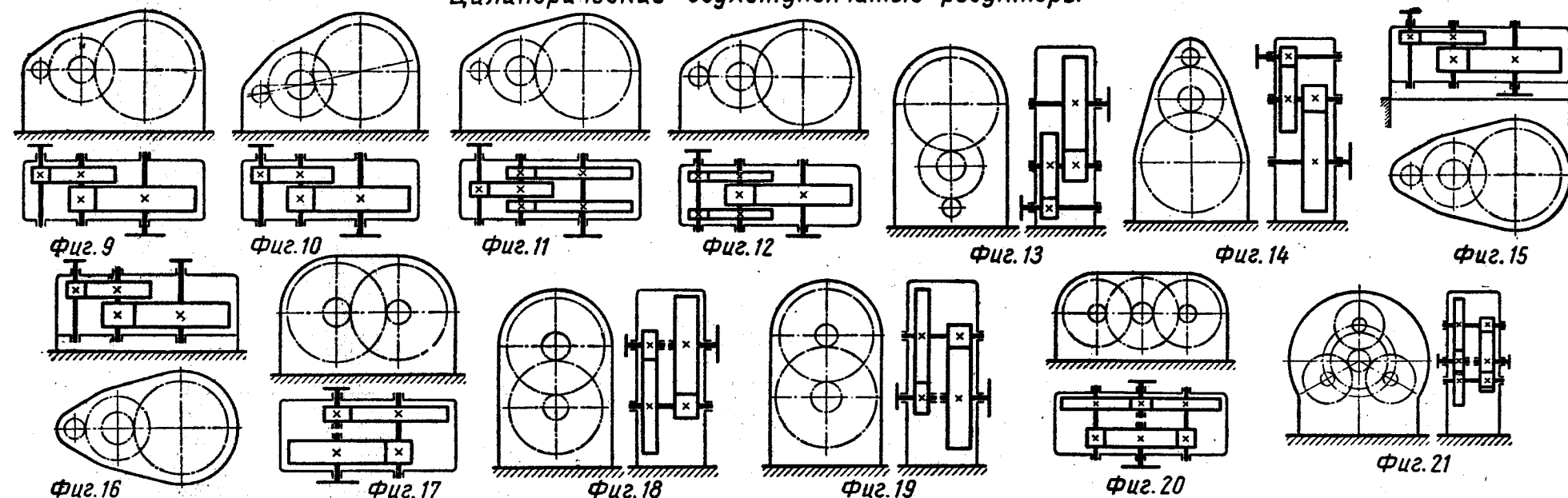
Фиг. 8. Наплавка твердым сплавом рабочего колеса и щита землесоса

Применение наплавки
в машиностроении

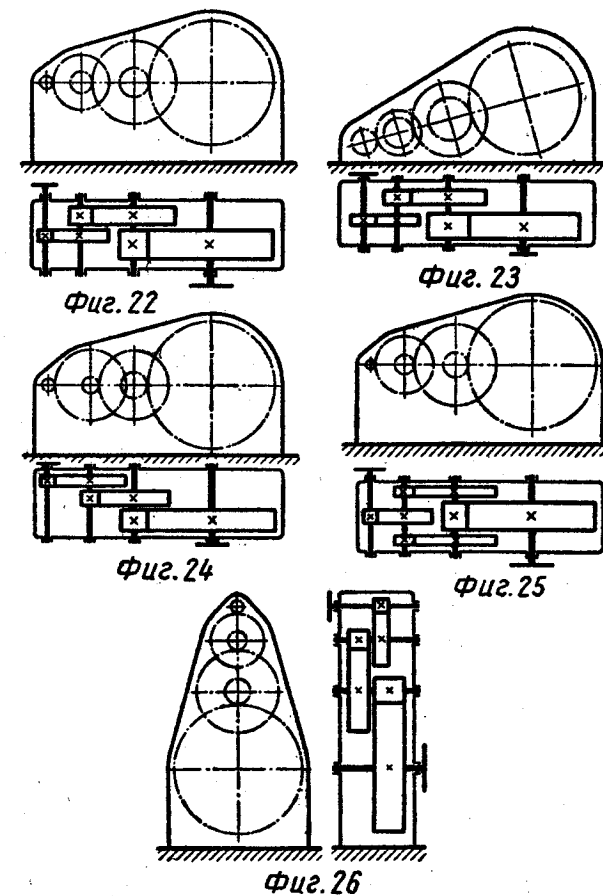
Цилиндрические одноступенчатые редукторы



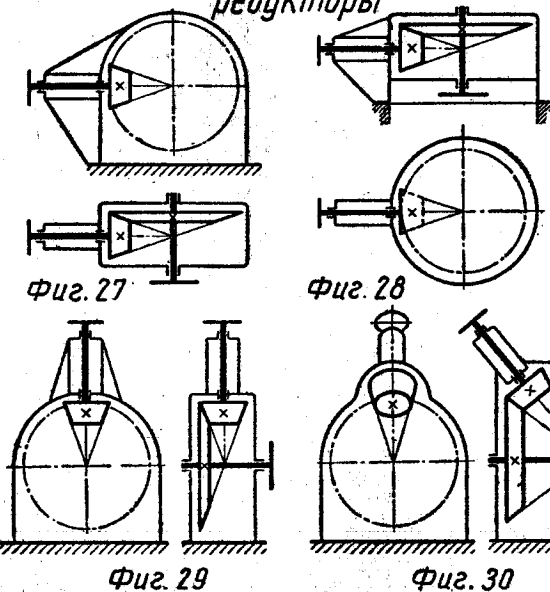
Цилиндрические двухступенчатые редукторы



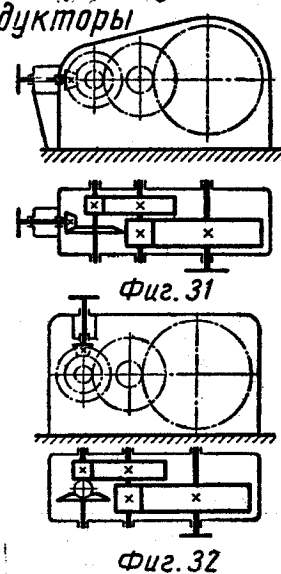
Цилиндрические трехступенчатые редукторы



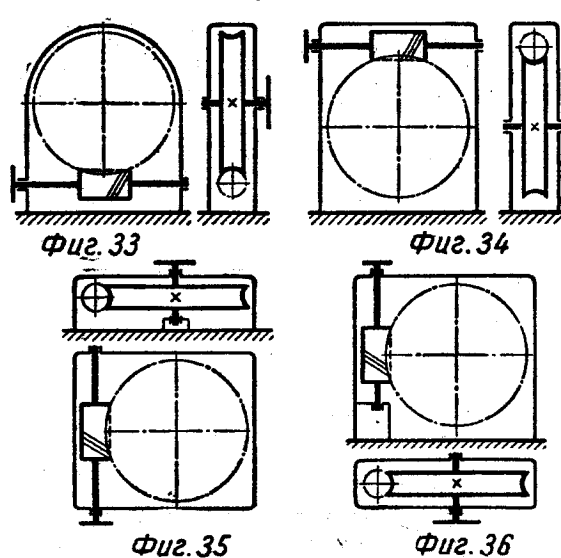
Конические одноступенчатые редукторы



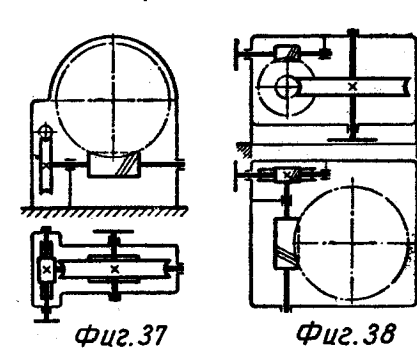
Коническо-цилиндрические трехступенчатые редукторы



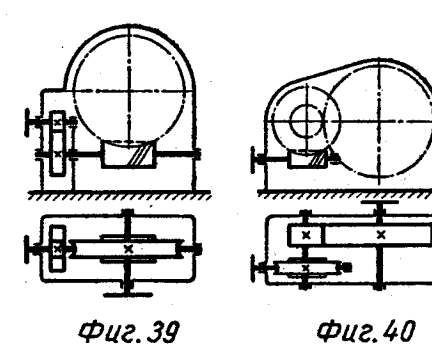
Червячные одноступенчатые редукторы



Червячные двухступенчатые редукторы



Цилиндро-червячные двухступенчатые редукторы



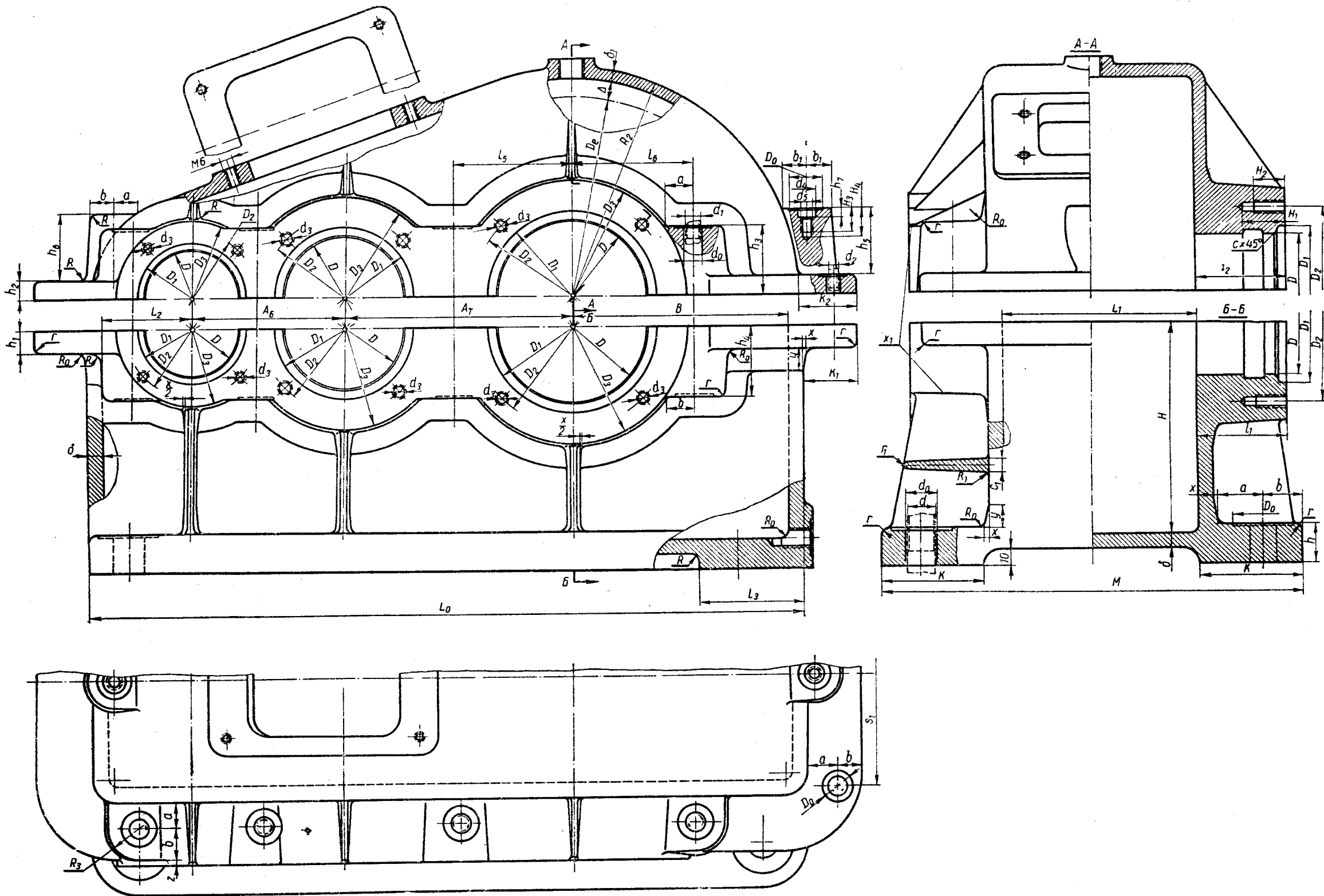


Рис. 7.23

положены близко к оси вала, в специальных приливах, конструктивные особенности которых видны из чертежа.

Для удобства контроля перекосов валов и упрощения механической обработки наружные торцовые поверхности приливов под подшипники расположены в одной плоскости. Подшипники, как уже отмечалось, выбраны одного размера, что обеспечило сквозную расточку основания и крышки.

Кроме литых конструкций, в индивидуальном производстве применяют сварные корпуса редукторов [8]. Они сложнее литых в изготовлении, но легче (толщины стенок на 30—40% меньше, чем у отлитых из чугуна).

При достаточном количестве ребер жесткости отоженные сварные корпуса удовлетворительно заглушают шум зубчатых колес и сами не являются источником шума.

Установленные на крышке редуктора грузовые винты служат для подъема редуктора. Для подъема более тяжелых редукторов предусматривают захваты в виде приливов у боковых стенок (рис. 7.19).

Размеры отдельных элементов корпусных деталей обозначены буквами, числовые значения которых определяют расчетом и по рекомендуемым соотношениям, приведенным в табл. 7.8.

Таблица 7.8

Элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров основания и крышки двухступенчатого цилиндрического редуктора (рис. 7.23)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	A	Межосевое расстояние. Определяют расчетом. При серийном изготовлении зубчатых редукторов расчетное значение округляют по ГОСТ 2185—66 (табл. 7.4)
2	δ, δ_1	Толщина стенок основания и крышки. $\delta = 0,025A_T + 5 \text{ мм}$; $\delta_1 = (0,8 \div 0,85) \delta$
3	d, d_1, d_2	Диаметры болтов. $d = (1,5 \div 2) \delta$; $d_1 = 0,75d$; $d_2 = 0,5d$. Округляют по ГОСТ 7796—62 (табл. 2.1)
4	a, b, R_0, D_0	Размеры опорных частей деталей под болтовое крепление. Определяют по данным УЗТМ в зависимости от размера болта (табл. П 1.2)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
5	x, y	Размеры элементов перехода стенок отливок из чугуна и стали. По РТМ 12—60 [26], НКЗМ и УЗТМ (табл. П 1.1)
6	$h, h_1, h_2, K, K_1, K_2, l$	Толщина и ширина лапы и фланцев основания и крышки. $h = (2,25 \div 2,75) \delta_1$; $h_1 = (1,5 \div 1,75) \delta$; $h_2 = (1,5 \div 1,75) \delta_1$; $K = b + a + x + \delta$; $K_1 = b + a + x$, но a и b (см. табл. П 1.2) для K определяют по d , а для K_1 — по d_2 ; $K_2 = K_1 + (\delta - \delta_1)$; $l = K + \delta$
7	d_0	Диаметр сверлений на проход под болты — по табл. 1.6, сборка вторая грубая
8	D_3, D_2, d_3	Диаметры крышек — по ГОСТ 11638—65—11640—65 и ГОСТ 11641—65 (табл. 10.12 и 10.13)
9	D, D_1	Диаметры стаканов. $D = D_{\text{подш}} + 2s$; $D_{\text{подш}}$ — диаметр подшипника качения; s — толщина стенки стакана [$s = 0,1d_B + (3 \div 5) \text{ мм}$] $\geq 6 \div 8 \text{ мм}$, где d_B — расчетный диаметр вала]. $D_1 = D + 2h_8 + 2 \text{ мм}$ [$h_8 = 0,5(D - D_1)$], где D и D_1 — по табл. 10.5] Из условий обработки поверхностей гнезд под стаканы за один проход режущего инструмента оба подшипника для данного вала подбирают одинаковыми по большему коэффициенту работоспособности. $D_1 = D + 2h_0 + 2 \text{ мм}$; h_0 — размер запяльца стакана [$h_0 = 0,5(D - D_1)$], где D и D_1 — по табл. 10.5]
10	d_5, d_4, h_7, D_0, b_1	Размеры грузового винта и элементов гнезда и бобышки под него. d_5 — по ГОСТ 4751—67 (табл. 2.9) в зависимости от веса редуктора (приложение ПИ.1) d_4 и h_7 — по табл. 2.9 в зависимости от d_5 . $D_0' = d_8 + 3 \div 5 \text{ мм}$; d_8 — диаметр основания грузового винта (в табл. 2.9 размер d_8 обозначен через d_4); $b_1 = 0,5D_0 + 3 \div 5 \text{ мм}$
11	$l_5, l_6, h_3, h_4, h_5, h_6$	Расстояние между осями болтов гнезд подшипниковых узлов, высота приливов. Определяют конструктивно. При малых межосевых расстояниях $l_5 = l_6 \approx 0,5A_T$, но $l_5 \geq 0,5(D + d_0) + 5 \div 10 \text{ мм}$.

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
12	H_1, H_2, H_3, H_4	Высоты приливов h_3 и h_5 делают такими, чтобы верхние их плоскости пересекались с поверхностями цилиндров: диаметром D_3 на расстоянии a от оси болта d_1 и диаметром $2R_2$ на расстоянии b_1 от оси грузового винта; $R_2 = 0,5D_e + \Delta + \delta_1$, где D_e определяют по табл. 7.2, п. 6; Δ — см. п. 13; $h_6 = h_5$; $h_4 = h_3$ Глубина сверления и длина резьбы. Определяют по табл. 1.3, 1.7 и 2.9 в зависимости от диаметров резьбы d_3 и d_5 . $H_2 = H_8 + l_8$; $H_1 = H_2 + (l_9 - l_8)$; $H_3 = l_7 + (H_6 - H_5)$ и $H_4 = H_3 + (l_9 - l_8)$, где l_8 и l_9 — сбеги и недорезы по табл. 1.3 в зависимости от шага резьбы (в табл. 1.3 размеры l_8 и l_9 обозначены через l_3 и l_4); H_5 и H_6 — по табл. 1.7 (в табл. 1.7 размеры H_5 и H_6 обозначены через H и H_1) и l_7 — по табл. 2.9 (в табл. размер l_7 обозначен через l)
13	Δ	Наименьший зазор между зубчатыми колесами и внутренней поверхностью корпуса. $\Delta = 1,2\delta$
14	$B, H, L_1, L_2, l_1, l_2, M, L_0$	Размеры полостей, глубина гнезд подшипниковых узлов основания и крышки и габаритные размеры установочной плиты. $B = 0,5D_e + \Delta$; D_e — по табл. 7.2, п. 6. $H = B$; L_1 и L_2 определяют конструктивно; $l_1 = \delta + x + a + b + z$, $z = 5 \div 10 \text{ мм}$; a и b — по табл. П 1.2 в зависимости от диаметра болта d_1 ; $l_2 = l_1$; $M = L_1 + 2K$; $L_0 = L_2 + A_c + B + 2\delta$, где A_c — суммарное межосевое расстояние
15	s_1	Расстояние между болтами, соединяющими основание и крышку, $S_1 = L_1 - 3\delta$
16	n	Количество фундаментных болтов диаметром d ; $n = \frac{L_0 + M}{200 \div 300}$, где L_0 и M , мм
17	R, r, c_1, R_1, r_1, X_1	Радиусы закруглений в литых деталях, размеры ребер и литые уклонь. Определяют по РТМ 12—60, УЗТМ и др. См. приложение П 1.2—П 1.4
18	—	Размеры бобышек (под отдушину, маслоуказатель и др.) по приложению П 1.3, рис. П 1.7

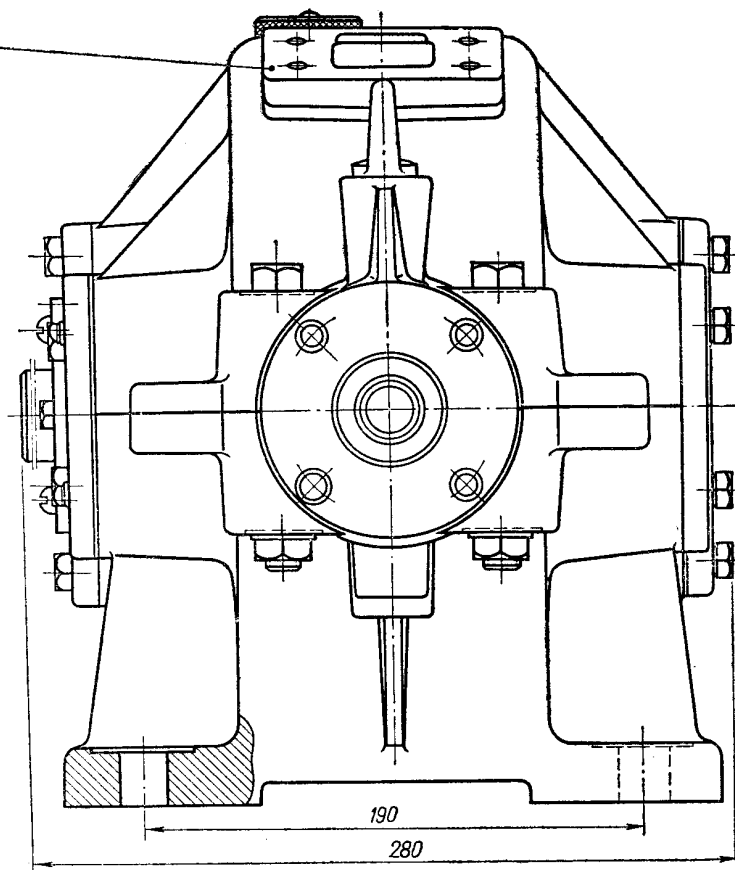
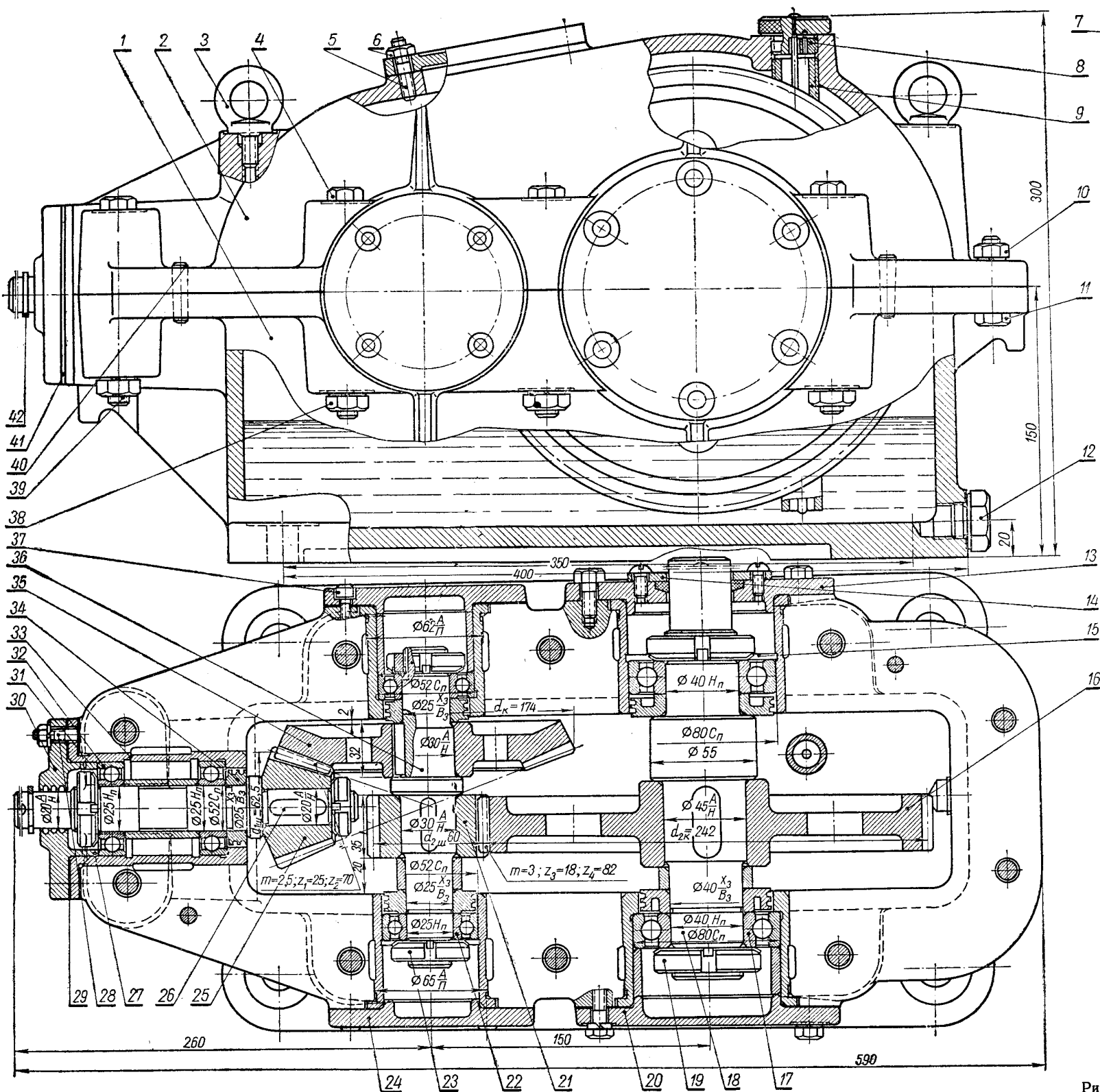


Рис. 7.24

42	Кольцо НК—20 ГОСТ 9301—59	1	Сталь 65Г
41	Прокладка регулировочная	1	Сталь 08кп
40	Штифт конический 8×32 ГОСТ 3129—60	1	Сталь 45
39	Болт М12×110 ГОСТ 7796—62	2	Сталь Ст.4
38	Гайка II М12 ГОСТ 5915—62	20	Сталь Ст.3
37	Винт II М6×18 ГОСТ 11738—66	8	Сталь Ст.3
36	Вал	1	Сталь 45
35	Колесо коническое	1	Сталь 40
34	Кольцо мазеудерживающее	1	Чугун СЧ 15—32
33	Стакан	1	Сталь 25Л
32	Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный 36205 ГОСТ 831—62	2	Сборный
31	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
30	Крышка прижимная с жиро-выми канавками	1	Чугун СЧ 15—32
29	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
28	Шпилька А М6×25 (7,5/18) 01 ГОСТ 11765—66	4	Сталь Ст.4
27	Трубка распорная	1	Сталь 10
26	Шпонка 8×7×28 ГОСТ 8789—58	1	Сталь Ст.6
25	Шестерня коническая	1	Сталь 50
24	Крышка 1—80 ГОСТ 11639—65	2	Чугун СЧ 15—32
23	Гайка установочная с конической фаской М24 × ×1,5	3	Сталь Ст.3
22	Шарикоподшипник радиальный однорядный 205 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
21	Шестерня цилиндрическая зубчатая	1	Сталь 50
20	Крышка 2—80 ГОСТ 11639—65	1	Чугун СЧ 15—32
19	Гайка установочная М39×1,5 с конической фаской	2	Сталь 15
18	Вал	1	Сталь 35
17	Шарикоподшипник радиальный однорядный 208 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
16	Колесо зубчатое	1	Сталь 35
15	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
14	Кольцо прижимное	1	Сталь Ст.3
13	Крышка прижимная (сквозная) с регулируемым войлочным уплотнением	1	Чугун СЧ 15—32
12	Пробка с цилиндрическим подголовком	1	Сталь Ст.3
11	Болт М10×42 ГОСТ 7796—62	2	Сталь Ст.3
10	Гайка II М10 ГОСТ 5915—62	2	Сталь Ст.3
9	Труба Ц 15 ГОСТ 3262—62	1	Сталь 10
8	Маслоуказатель	1	Сборный

Продолжение

7	Крышка смотровая	1	Чугун СЧ 18—36
6	Гайка II М8 ГОСТ 2524—62	4	Сталь Ст.3
5	Шпилька А М8×20 (10/16) ГОСТ 11765—66	4	Сталь Ст.4
4	Болт М12×120 ГОСТ 7796—62	8	Сталь Ст.3
3	Винт грузовой М12 ГОСТ 4751—67	2	Сталь Ст.3
2	Крышка редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
1	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал

Редуктор зубчатый коническо-цилиндрический двухступенчатый (рис. 7.24)

Характеристика редуктора

Электродвигатель		i	i_B	i_T
$N, кВт$	$\omega, рад/сек. (n, об/мин)$			
4,5	98,5 (940)	12,6	3,15	4

РЕДУКТОР ЗУБЧАТЫЙ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ

На рис. 7.24 показан распространенный в промышленности двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор с прямо-зубыми колесами, общим передаточным числом $i = 12,6$, однорядными шарикоподшипниками: радиально-упорными на быстроходном и радиальными на промежуточном и тихоходном валах. На рис. 7.25 изображены кинематическая схема (а) и общий вид (б) такого редуктора.

Корпус редуктора выполнен из серого чугуна и с разъемом в плоскости расположения валов (такой же редуктор, но с валами, расположенными в разных плоскостях, приведен в работе [6], стр. 153).

Радиально-упорные подшипники 32 ограничивают осевое перемещение быстроходного вала и воспринимают осевую нагрузку только в одном направлении (осевое усилие воспринимает подшипник с меньшей радиальной нагрузкой).

Радиальные подшипники 22 и 17 фиксируют перемещение валов в двух направлениях, а противоположные им оставлены незакрепленными для компенсации температурных деформаций валов. Подшипники на промежуточном и выходном валах унифицированы.

Регулировку подшипников 32 с целью осевой фиксации быстроходного вала и устранения возможности вредных нагрузок от температурных деформаций, а также перенапряжений при монтаже производят набором металлических прокладок 29 с помощью шпилек 28, крышек 30 и трубок 27.

Установка подшипников 32 в стакане 33 облегчает регулировку зацепления до совпадения вершин начальных конусов шестерни 25 и колеса 35. Совпадение вершин конусов конт-

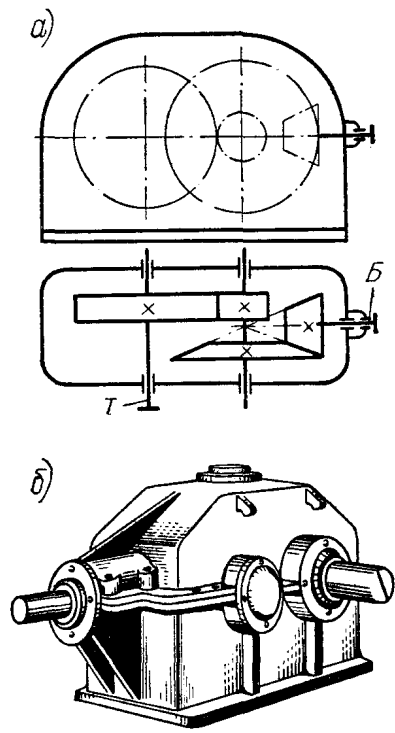


Рис. 7.25

ролируют по пятну контакта на зубьях в соответствии с ГОСТ 1758—56. Осевое положение шестерни фиксируют металлической прокладкой 31, установленной между основанием 1 и крышкой 2 редуктора и фланцем стакана 33. Осевую регулировку колес производят после регулировки подшипников.

Крепление деталей на валах и регулировка степени нажатия на наружные кольца подшипников 22 и 17 аналогичны конструкции, приведенной на рис. 7.17.

Смазку колес производят окунанием в масло, а подшипников — густой смазкой.

Наличие присоединяемого к крышке 13 прижимного кольца 14 позволяет регулировать уплотнение подшипников и облегчает замену износившихся уплотнительных колец новыми.

Для подъема редуктора на корпусе предусмотрены захваты в виде приливов. Подъем крышки производят при помощи грузовых винтов.

На рис. 7.26 показаны варианты конструкции опор промежуточного и тихоходного (выходного) валов коническо-цилиндрического редуктора: справа — роликоподшипники: конические однорядные 13 на промежуточном и радиальные 30 с короткими роликами на выходном валах.

Промежуточный вал. Возможность перемещения наружных колец подшипников 13 устраняют при помощи упорных крышек 11, шайб 12 и винтов 36.

Регулировку подшипников в осевом направлении для фиксации положения и компенсации температурных деформаций вала производят также установочными винтами 36, действующими на наружные кольца через шайбы 12. Стопором для винтов служат низкие гайки 37.

Защепление в случае необходимости регулируют подвинчиванием тех же винтов 36.

Выходной вал. Радиальные роликоподшипники 30, грузоподъемность которых на 70% больше, чем шариковых, имеют два бурта на наружном и один на внутреннем кольце и упорную шайбу, что облегчает монтаж подшипников и дает возможность фиксировать вал от осевых перемещений. Фиксируют вал упором наружного кольца подшипника 30 в уступ стакана 34 и крышку 28.

Регулировка нажатия трубки 29 на кольцо подшипника одинакова с регулировкой в варианте слева, а крепление деталей на валу такое же, как в конструкции, изображенной на рис. 7.17; слева на обоих валах — шарикоподшипники радиальные однорядные.

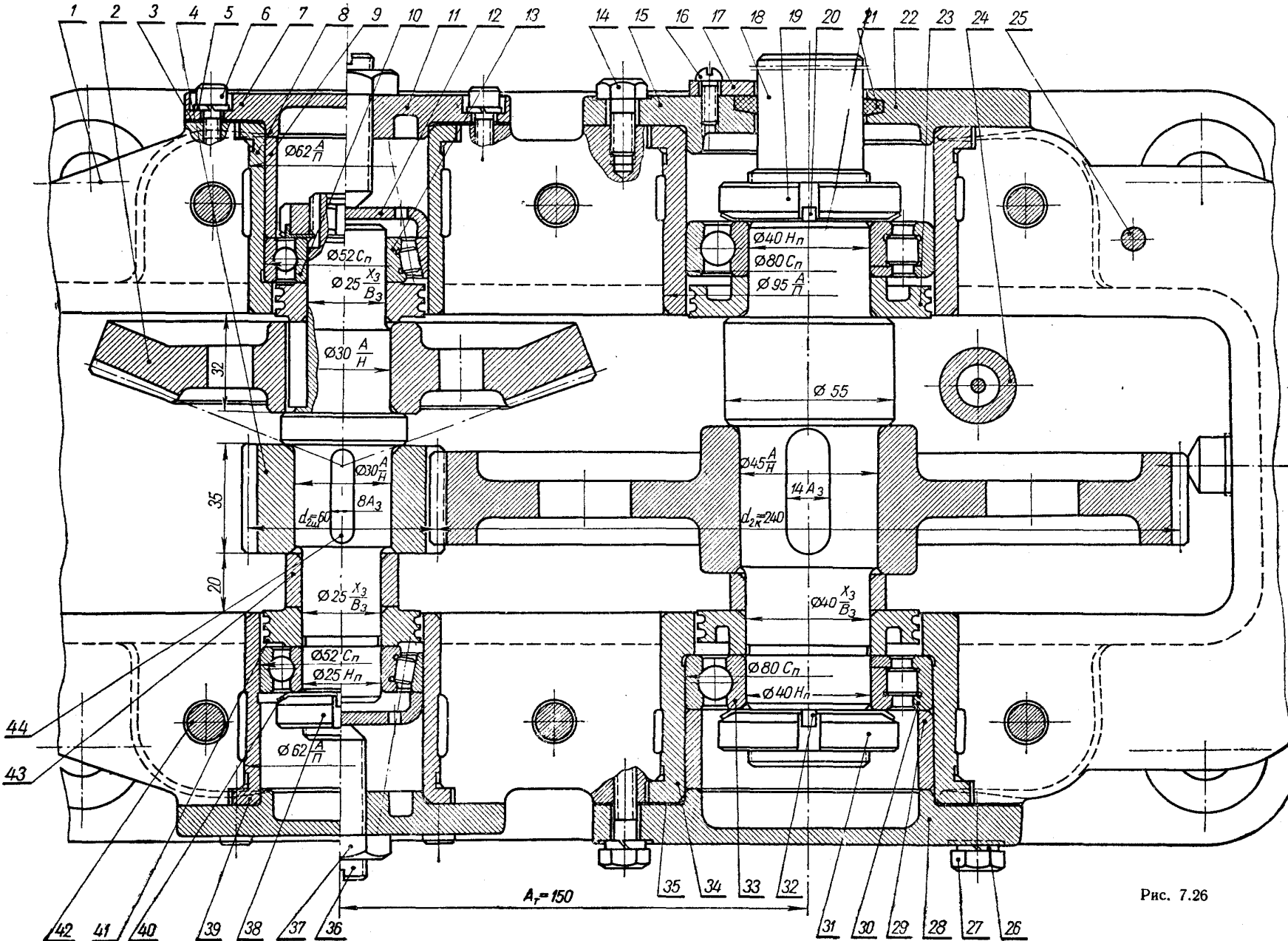


Рис. 7.26

Внутренние кольца подшипников и детали на валу к бурту вала прижимают установочными гайками 38 и 31 и стопорными шайбами 40 и 32. Наружные кольца подшипников 10 и 33 упором в уступы (заплечики) стаканов 8 и 34 и крышки 7 и 28 фиксируют промежуточный и выходной валы в двух направлениях.

44	Шпонка 8×7×30 ГОСТ 8789—68	1	Сталь Ст.6
43	Кольцо	1	Сталь 10
42	Болт М12×120 ГОСТ 7796—62	6	Сталь Ст.4
41	Кольцо мазеудерживающее	1	Чугун СЧ 15—32
40	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
39	Стакан	2	Сталь 35Л
38	Гайка установочная с конической фаской М24×1,5	2	Сталь Ст.3
37	Гайка II М16 ГОСТ 5916—62	2	Сталь Ст.3
36	Винт М16×50 ГОСТ 1476—64	2	Сталь Ст.3
35	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
34	Стакан	1	Сталь 25Л
33	Шарикоподшипник радиальный однорядный 208 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
32	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
31	Гайка установочная с конической фаской М24×1,5	2	Сталь Ст.3
30	Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами 2208 ГОСТ 8328—57	2	Сборный
29	Трубка распорная	1	Сталь 10
28	Крышка 2—80 ГОСТ 11639—65	1	Чугун СЧ 15—32
27	Болт М8×30 ГОСТ 7796—62	4	Сталь Ст.4
26	Шайба пружинная 8Н 65Г ГОСТ 6402—61	4	Сталь 65Г
25	Штифт конический 8×32 ГОСТ 3129—60	1	Сталь 45
24	Маслоуказатель	1	Сборный
23	Кольцо мазеудерживающее	2	Чугун СЧ 15—32
22	Крышка 1—80×36	1	Чугун СЧ 15—32
21	Кольцо СП 47—34—5 ГОСТ 6418—67	1	Войлок
20	МН 180—61	2	Сталь 15
19	Шайба стопорная для установочных гаек	2	Сталь 15
18	Гайка установочная с конической фаской М39×1,5	1	Сталь 15
17	Вал	1	Сталь 35
16	Шайба прижимная	1	Сталь Ст.3
15	Винт II М5×16 ГОСТ 1489—62	4	Сталь Ст.3
14	Крышка с регулируемым войлочным уплотнением	1	Чугун СЧ 15—32
13	Болт М8×18 ГОСТ 7796—62	4	Сталь Ст.3
12	Роликоподшипник конический однорядный 7205 ГОСТ 333—59	2	Сборный
11	Шайба 52 ГОСТ 11643—65	2	Сталь Ст.3
10	Крышка 1—52 ГОСТ 11642—65	2	Сталь 35Л

10	Шарикоподшипник радиальный однорядный ГОСТ 8338—57	2	Сборный
9	Трубка распорная	1	Сталь 10
8	Стакан	1	Сталь 10
7	Крышка 1—52 ГОСТ 11639—65	2	Чугун СЧ 15—32
6	Винт II М6×18 ГОСТ 11738—66	8	Сталь Ст.3
5	Шайба пружинная 6Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 65Г
4	Шестерня цилиндрическая $m = 3,0$ мм; $z = 18$	1	Сталь 50
3	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп
2	Колесо коническое $m = 2,5$ мм; $z = 70$	1	Сталь 40
1	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36

Варианты конструкций опор промежуточного и тихоходного валов коническо-цилиндрического редуктора (рис. 7.26)

На рис. 7.27 показаны варианты конструкций опор вала с цилиндрическим косозубым колесом:

сверху — роликподшипники радиальный 14 с короткими цилиндрическими роликами и два комплекта конических однорядных 11.

Подшипники 11, наружные кольца которых прижаты болтами 3 с помощью крышек 2 и трубки 6 к наружным торцовым поверхностям приливов корпуса, воспринимают большую радиальную реакцию вала и осевую нагрузку и фиксируют осевое положение вала в двух направлениях, а подшипник 14, допускающий некоторое взаимное осевое смещение колец, обеспечивает компенсацию температурных деформаций вала. Для предохранения от случайных осевых перемещений наружное кольцо подшипника 14 закреплено пружинными кольцами, закладываемыми в сжатом состоянии в канавки стакана;

снизу — шарикоподшипники радиально-упорные однорядные 7, грузоподъемность которых на 30—40% больше, чем у радиальных шариковых, ограничивают осевое перемещение вала и воспринимают осевую нагрузку только в одном направлении.

Крепление внутренних колец подшипников и деталей на валу одинаково с верхним вариантом и аналогично конструкции рис. 7.26. Наружные кольца крепятся болтами 3 с помощью крышки 2 и трубки 6.

В случае необходимости зацепление регулируют переключением металлических прокладок с одной стороны на другую.

22	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
21	Болт М12×120 ГОСТ 7796—62	4	Сталь Ст.4
20	Маслоуказатель	1	Сборный
19	Кольцо прижимное	1	Сталь Ст.3

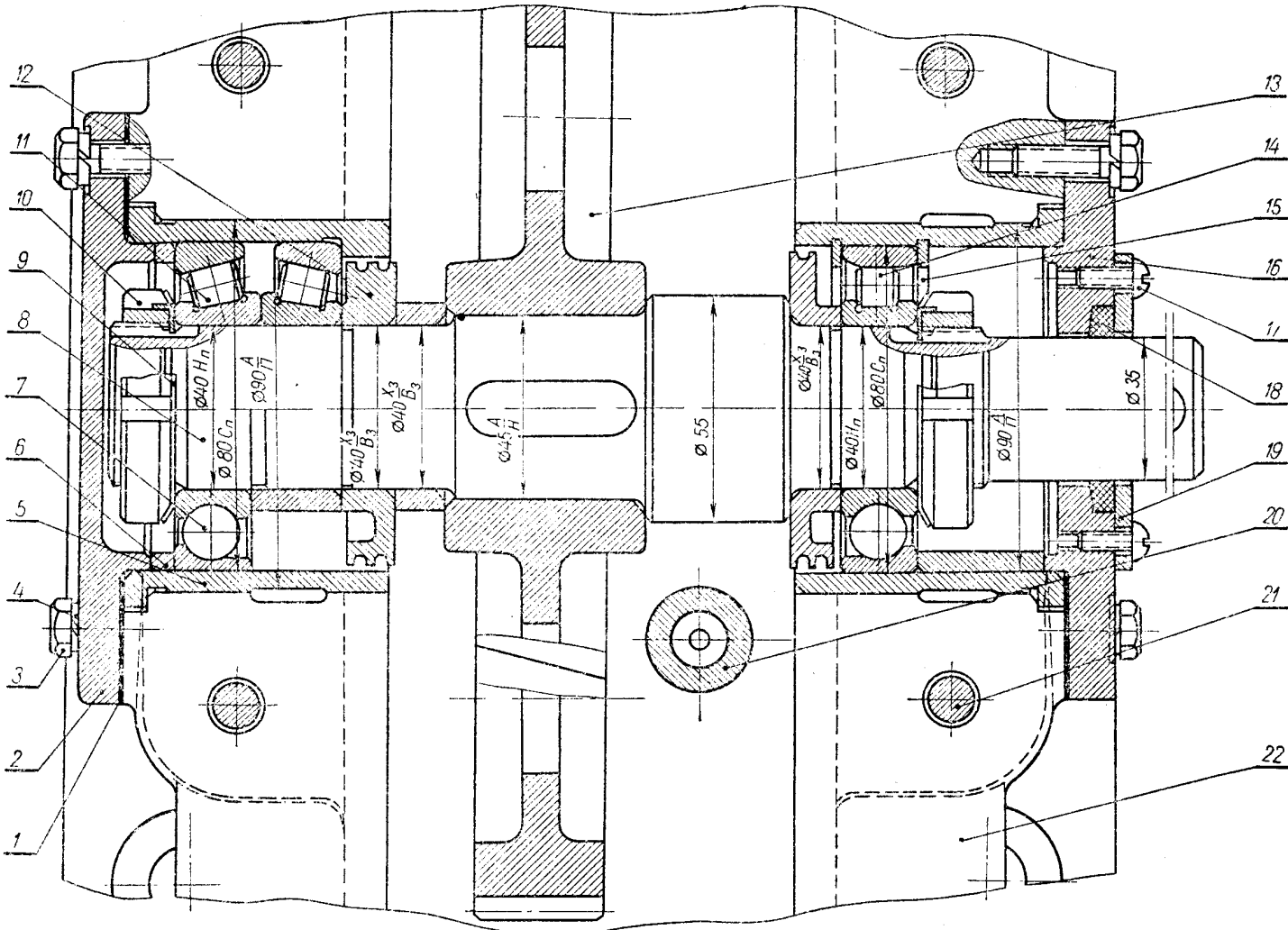


Рис. 7.27

18	Кольцо СГ 52—39—5 ГОСТ 6418—67	1	Войлок	9	Шайба стопорная для установочной гайки	2	Сталь 15
17	Винт II М6×14 ГОСТ 1489—62	4	Сталь Ст.3	8	Вал	1	Сталь 35
16	Крышка 2—80 ГОСТ 11639—65	1	Чугун СЧ 15—32	7	Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный 46 208 ГОСТ 831—62	1	Сборный
15	Кольцо ВК—80 ГОСТ 9301—59	1	Сталь Ст. 2	6	Трубка распорная	1	Сталь 10
14	Роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами 2208 ГОСТ 8328—57	1	Сборный	5	Стакан	1	Сталь 25Л
13	Колесо зубчатое $m_n = 3$ мм; $z = 82$	1	Сталь 35	4	Шайба пружинная 8Н 65Г ГОСТ 6402—61	12	Сталь 15
12	Кольцо мазеудерживающее	2	Сталь Ст. 2	3	Болт М8×25 ГОСТ 7796—62	12	Сталь Ст. 4
11	Роликподшипник конический однорядный 7208 ГОСТ 333—59	2	Сборный	2	Крышка 2—80 ГОСТ 11639—65	1	Чугун СЧ 15—32
10	Гайка установочная с конической фаской М39×1,5	2	Сталь Ст. 3	1	Прокладка (набор)	1	Сталь 08 кп

Варианты конструкций опор вала с цилиндрическим косозубым колесом (рис. 7.27)

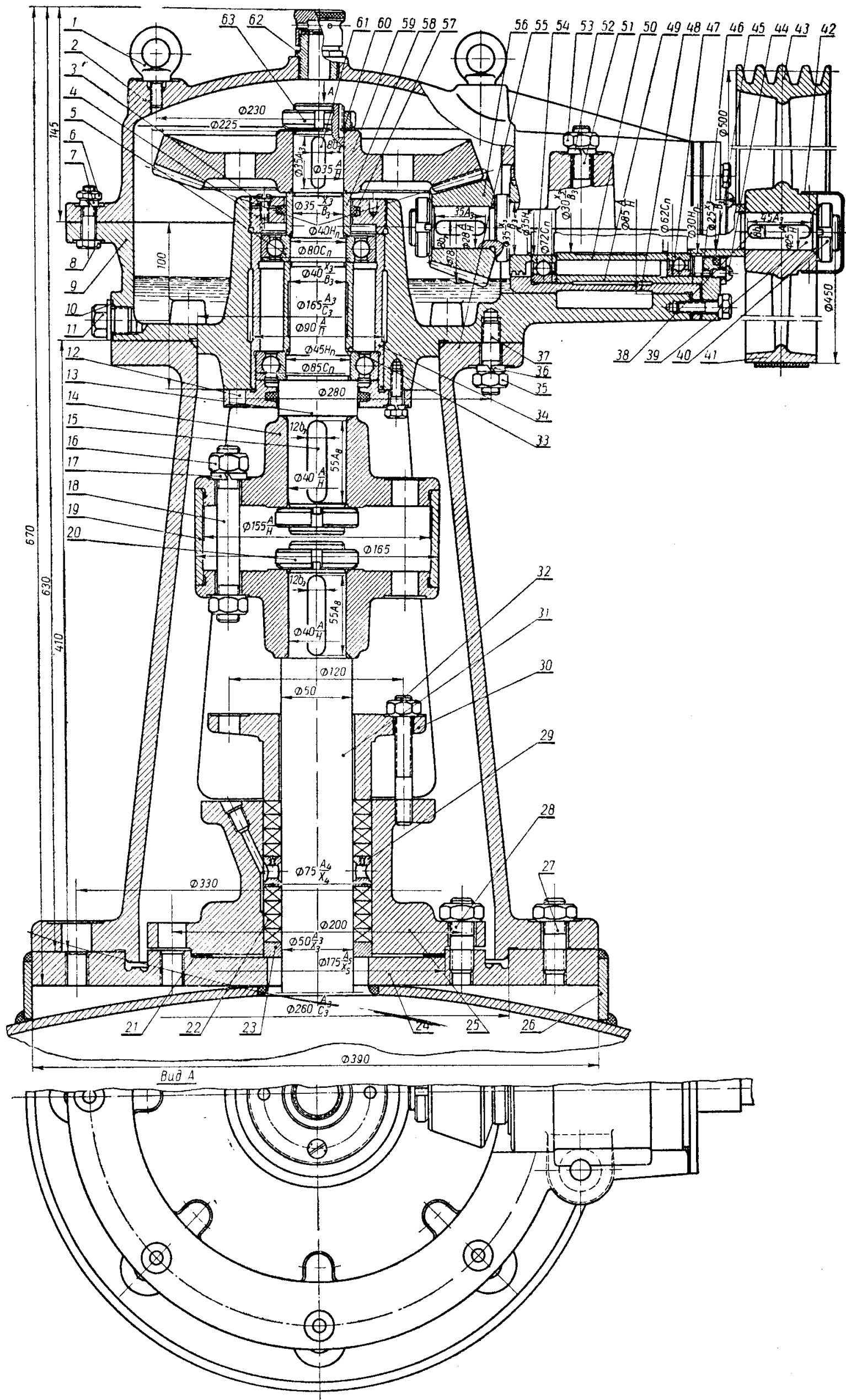


Рис. 7.28

РЕДУКТОР КОНИЧЕСКИЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи вращательного движения между валами, оси которых пересекаются, как правило, под углом 90°.

В настоящее время введен стандарт — ГОСТ 12289—66, который распространяется на конические передачи с углом пересечения осей 90° для конических и коническо-цилиндрических редукторов, выполняемых в виде самостоятельных агрегатов.

В соответствии с ГОСТ 12289—66 номинальные диаметры основания делительного конуса большего колеса d_{a1} , указанные на чертеже, должны соответствовать: 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 мм.

Номинальные передаточные числа i должны соответствовать указанным в табл. 7.9.

Таблица 7.9

Номинальные передаточные числа по ГОСТ 12289—66

1-й ряд	1,00		1,25		1,60		2,00		2,50
2-й ряд		1,12		1,40		1,80		2,24	
1-й ряд		3,15		4,00		5,00		6,30	
2-й ряд	2,80		3,55		4,50		5,60		

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

На рис. 7.28 показана конструкция одноступенчатого конического редуктора с муфтой, сальником и шкивом и с расположением быстроходного вала 39 параллельно, а тихоходного 13 — перпендикулярно к установочной плите корпуса редуктора.

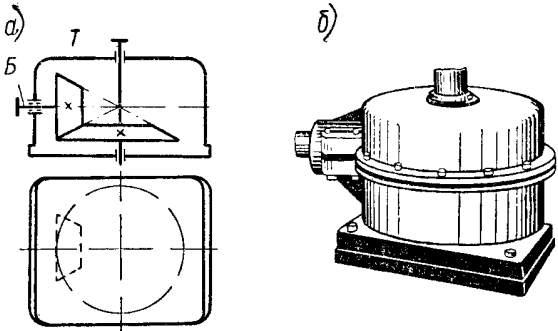


Рис. 7.29

На рис. 7.29 приведены кинематическая схема (а) и общий вид (б) такого же редуктора, но с тихоходным валом, направленным вверх.

Вал 13 (рис. 7.28) выведен вниз и соединяется муфтой 14 с валом 31 перемешивающего устройства, проходящим через сальниковое уплотнение внутрь вертикального аппарата, работающего под давлением.

Передача движения от электродвигателя к ведущему валу 39 редуктора осуществляется через ременную передачу.

Продолжение

63	Гайка установочная с конической фаской М33 × 1,5	1	Сталь 15	27	Шпилька АМ18×35 (18/26) 01 ГОСТ 11765—66	8	Сталь 30
62	Отдушина	1	Сборная	26	Обечайка ОН 12—26—61	1	Сталь Ст.3
61	Шпонка 10×8×36 ГОСТ 8789—68	1	Сталь Ст.6	25	Корпус сальника ОН 12—30—61	1	Чугун СЧ 18—36
60	Шайба стопорная	1	Сталь 15	24	Плита ОН 12—30—61	1	Сталь Ст.3
59	Колесо кованое $m = 2,5$ мм; $z_2 = 92$	1	Сталь 40	23	Кольцо упорное	1	Чугун АСЧ-1
58	Втулка распорная	1	Сталь 10	22	Набивка ТУ 407-Н	6—8	Асбестовая крутка
57	Кольцо СП 57—44—5 ГОСТ 6418—67	1	Войлок	21	Прокладка	1	Паронит
56	МН 180—61	1	Сталь 50	20	Гайка установочная с конической фаской М39×1,5	2	Сталь 15
55	Шестерня кованая $m = 2,5$ мм; $z_1 = 30$	1	Сталь 50	19	Трубка распорная	1	Сталь 10
54	Стойка	1	Чугун СЧ 18—36	18	Шпилька А М16×120 (26) ГОСТ 11769—66	4	Сталь Ст.4
53	Шарикоподшипник радиальный однорядный 207 ГОСТ 8338—57	1	Сборный	17	Шайба пружинная 16Н 65Г ГОСТ 6402—61	24	Сталь 65Г
52	Гайка М12 ГОСТ 2524—62	2	Сталь Ст.3	16	Гайка М16 ГОСТ 5915—62	24	Сталь Ст.3
51	Шайба пружинная 12Н 65Г ГОСТ 6402—61	2	Сталь 65Г	15	Шпонка 12×8×45 ГОСТ 8789—58	2	Сталь Ст.6
50	Болт М12×140 ГОСТ 7796—62	2	Сталь Ст.4	14	Полумуфта	2	Чугун СЧ 28—48
49	Трубка распорная	1	Сталь 10	13	Выходной вал	1	Сталь Ст.3
48	Трубка распорная	1	Сталь 10	12	Крышка 2—85×56 ГОСТ 11641—65	1	Чугун СЧ 15—32
47	Стакан	1	Сталь 15Л	11	Пробка М20×1,5	1	Сталь Ст.3
46	Подшипник радиальный однорядный 206 ГОСТ 8338—57	1	Сборный	10	Прокладка	1	Картон прессованный
45	Прокладка (набор)	1	Сталь 08кп	9	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
44	Кольцо СП 47—34—5 ГОСТ 6418—67	1	Войлок	8	Болт М8×35 ГОСТ 7796—62	7	Сталь Ст.4
43	МН 180—61	4	Сталь Ст.2	7	Шайба пружинная 8Н 65Г ГОСТ 6402—61	7	Сталь 65Г
42	Винт II М6×12 ГОСТ 1489—62	1	Чугун СЧ 12—28	6	Гайка М8 ГОСТ 2524—62	7	Сталь Ст.3
41	Шкив для клинового ремня	1	Чугун СЧ 12—28	5	Шарикоподшипник радиальный однорядный 206 ГОСТ 8338—57	1	Сборный
40	Колпак предохранительный	1	Сталь 20	4	Крышка прижимная с наружной резьбой М95×1,5 и прорезью для крепления зажимным винтом	1	Сталь 35
39	Шкив для плоского ремня	1	Чугун СЧ 12—28	3	Винт II М6×12 ГОСТ 1475—62	1	Сталь Ст.2
38	Гайка установочная с конической фаской М24×1,5	2	Сталь 15	2	Крышка редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
37	Вал	1	Сталь 45	1	Винт грузовой М10 ГОСТ 4751—67	2	Сталь 20
36	Шпонка 3×7×45 ГОСТ 8789—68	1	Сталь Ст.6				
35	Шпилька А М12×35 (15/26) 01 ГОСТ 11765—66	8	Сталь 30				
34	Шайба пружинная 12Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 65Г				
33	Гайка М12 ГОСТ 2524—62	8	Сталь 25				
32	Стакан	1	Сталь 15Л				
31	Трубка распорная	1	Сталь 10				
30	Шпилька А М12×70 ОН 12—30—61	2	Сталь 30				
29	Вал перемешивающего устройства	1	Сталь 35				
28	Втулка нажимная ОН 12—30—61	1	Чугун СЧ 18—36				
	Кольцо смазочное ОН 12—30—61	1	Чугун СЧ 12—28				
	Шпилька А М12×35 (12/26) ГОСТ 11765—66	8	Сталь 30				

Редуктор конический одноступенчатый (рис. 7.28)

На чертеже изображены также сальник 25 и плита 24 для установки на крышке аппарата редуктора и сальника. Показаны и шкивы в двух исполнениях с ободами: под плоский 41 и клиновый 43 ремни.

Для облегчения монтажа подшипникового узла быстроходного вала и осевой регулировки зацепления, монтажа муфты и обслуживания сальникового уплотнения в процессе эксплуатации корпус редуктора двумя разрезами разделен на три части: крышка 2, основание 9 и стойка 55.

В конической части стойки предусмотрен вырез, делающий возможным доступ к муфте и сальнику.

Смазка зацепления осуществляется окунанием шестерни в масло. Подшипники смазывают консистентной смазкой.

На рис. 7.30 и 7.31 изображены литые (из серого чугуна) корпусные детали одноступенчатого конического редуктора.

Сверху крышка имеет форму сферы и в месте перехода в подшипниковый прилив снабжена ребром жесткости, с тем чтобы устранить коробление стенки при ее остывании после отливки, повысить жесткость, а также уменьшить вибрацию при работе.

С этой же целью болты у подшипников быстроходного вала расположены близко к его оси, для чего предусмотрены специальные приливы, конструктивные особенности которых ясны из чертежа (сечение А—А и вид В).

Размеры отдельных элементов обозначены буквами, числовые значения которых определяются расчетом и по рекомендуемым соотношениям, приведенным в табл. 7.10.

Таблица 7.10

Элементы конструирования и рекомендуемые соотношения размеров основания, крышки и стойки конического одноступенчатого зубчатого редуктора (рис. 7.30 и 7.31)

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
1	L	Конусное расстояние. Определяют расчетом (см. главу XVII, стр. 129)
2	δ, δ_1	Толщины стенок основания и крышки. $\delta = 0,025L + 5 \text{ мм}$; $\delta_1 = (0,8 \div 0,85) \delta$
3	d, d_1, d_2, d_3	Диаметры болтов. $d = 0,035L + 12 \text{ мм}$; $d_1 = 0,75d$; $d_2 = 0,5d$; $d_3 = d - (4 \div 6) \text{ мм}$. Полученные значения округляют по ГОСТ 7796—62
4	a, b, R_0, D_0	См. табл. 7.8, п. 4
5	x, y	См. табл. 7.8, п. 5
6	h, h_1, h_2, K, K_1, K_2	См. табл. 7.8, п. 6
7	d_0	См. табл. 7.8, п. 7
8	D, D_8, D_1, d_4	Диаметры крышек по ГОСТ 11641—65 (табл. 10.13)
9	D_{22}, s, D_2	Диаметр подшипников, толщина стенки и наружный диаметр стакана горизонтального вала. Левый более нагруженный подшипник диаметром D_{22} выбирают по стандарту (в рассматриваемой конструкции по ГОСТ 8338—57, табл. 10.2) в зависимости от коэффициента работоспособности и посадочного диаметра вала. Для свободного перемещения левого подшипника по валу правый подшипник выбирают на номер меньше из той же серии. $s = 0,1d_b + (3 \div 5) \text{ мм}$, где d_b — расчетный диаметр вала; $D_2 = D_{22} + 2s$ выравнивают по ГОСТ 6636—60 (табл. 13.1)
10	d_8, d_5, h_5, D_0	Определяют так же, как и аналогичные размеры (d_5, d_4, h_7, D_0 и b_1) в конструкции рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 10)
11	L, h_3, h_6	Расстояния между осями болтов подшипников и высота прилива и бобышки (см. сечение А—А, вид В). $l \approx D_2 + d_0 + 10 \text{ мм}$. Высоту h_3 прилива получают конструктивно таким образом, чтобы верхняя его плоскость пересекалась с поверхностью цилиндра диаметром D на расстоянии a от оси болта d_1 ; h_6 определяют конструктивно

Продолжение табл. 7.10

№ п/п	Обозначение	Наименование и рекомендуемое соотношение размеров
12	l_1, l_2	Определяют так же, как и аналогичные размеры H_1, H_2 в конструкции рис. 7.23 (табл. 7.8, п. 12)
13	Δ	См. табл. 7.8, п. 13
14	H, H_1	Глубина основания и высота стойки корпуса редуктора. $H \approx 0,5D_{ш} + 2,25m + (10 \div 15) \text{ мм}$. $D_{ш}$ — диаметр шестерни, определяемый расчетом; H_1 определяют конструктивно
15	D_4, D_3, D_{23}	Диаметры подшипников и наружный диаметр стакана вертикального вала. Верхний более нагруженный подшипник диаметром D_4 подбирают по каталогу в зависимости от коэффициента работоспособности и посадочного диаметра вала. Менее нагруженный нижний подшипник диаметром D_3 выбирают (в рассматриваемой конструкции) из той же серии, но на номер больше, что обеспечивает свободу его перемещения по валу к месту сопряжения и возможность передачи через него осевых нагрузок корпусу редуктора. $D_{23} = D_4 + 2\delta_2$, δ_2 — толщина стакана. Определение см. в п. 9
16	D_5, D_7	Диаметр резьбы крышки с прорезью и центрального прилива основания редуктора. Крышку подбирают по диаметру D_6 (в табл. 10.16 размер D_6 обозначен через d_1). $D_6 \approx D_4$; $D_7 = D_5 + 2\delta$
17	$D_{10}, D_{11}, D_{13}, D_{14}, D_{15}, D_{17}, D_{18}$	Диаметры стойки. $D_{10} \approx D_9 + (10 \div 20) \text{ мм}$, D_9 — диаметр муфты (наружный диаметр распорной трубки). Определяют расчетом и округляют по ГОСТ 8732—58 (табл. 15.5), так как трубку (дет. 3, рис. 14.9) изготавливают из бесшовной трубы; $D_{11} \approx D_{10} + 2\delta$; $D_{13} \approx D_{12} + 10 \text{ мм}$, D_{12} — диаметр корпуса сальника, определяемый по ОН 12—30—61 (табл. 15.14). $D_{14} \approx D_{13} + 2\delta$ (округляют по ГОСТ 6636—60 и табл. 15.15); $D_{15} \approx D_{14} + 2x$ (x — см. п. 5); $D_{17} \approx D_{14} + 2K$; $D_{18} \approx D_{16} + 2(\delta + K_1)$, D_{16} — диаметр центрирующего выступа корпуса редуктора (определяют конструктивно и округляют по ГОСТ 6636—60)
18	$D_e, D_{19}, D_{20}, D_{21}$	Диаметры зубчатого колеса, основания и крышки редуктора. D_e — см. табл. 7.2, п. 6. $D_{19} = D_e + 2,5\delta$; $D_{20} = D_{19} + 2(\delta + K_2)$; $D_{21} = D_{20}$
19	l_{13}	Расстояние между осями приливов под грузовые винты. Определяют конструктивно
20	c_2	Скосы отверстий. Определяют по данным УЗТМ (табл. 13.2)
21	R_1, r_1, x_1	Радиусы закруглений в литых деталях и литейные уклоны. Определяют по РТМ 12—60, НКМЗ, УЗТМ (см. приложение П I.2 и П I.4)
22	l_4, l_5	Расстояния до кромок проема стойки. Определяют конструктивно из условий удобства монтажа и демонтажа муфты (см. рис. 7.28) и периодического подтягивания гаек шпильки 32 нажимной втулки сальника. Можно принимать $l_4 \approx (0,5 \div 1) h_7$, h_7 — высота корпуса сальника по ОН 12—30—61 (табл. 15.15); $l_5 \approx h_1 + y + (15 \div 20) \text{ мм}$, h_1 и y см. п. 6 и 5
23	r, c_1	Размеры ребер (см. приложение П I.3)
24	a_1, b_1	См. табл. 13.6, п. 13
25	D_{24}	См. табл. 13.7, п. 13

Примечание. Наружную (в плоскости разреза) образующую стойки проводят через точки Б и А диаметрами D_{14} и D_{11} , а внутреннюю — параллельно ей через точку В диаметром D_{16} .

РАЗБОР КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Для лучшего уяснения целесообразности конструктивных форм, взаимодействия деталей и способов обслуживания передачи в процессе работы, ниже в виде вопросов и ответов на них разобрана конструкция конического одноступенчатого редуктора с муфтой, сальником и шкивом.

Учащемуся рекомендуется сначала отвечать на поставленные вопросы самостоятельно, а затем уже знакомиться с ответами.

Вопросы

Горизонтальный вал и подшипниковый узел

1. На участке сопряжения подшипника качения 47 с валом (рис. 7.28) показана посадка не A/H по ОСТ 1012, а A_n/H_n (на чертеже — H_n)*, устанавливаемая особым ГОСТ 3325—55.

Напряженная посадка A/H является, как известно, одной из переходных от посадок с гарантированным натягом (посадки: G_r, P_r и P_l) к посадкам с гарантированным зазором (посадки: C, D, X, L и $Ш$; в посадке C зазор может и не быть, но не может быть и натяга). В посадке A/H , так же как и во всех переходных посадках (G, T, H и P), возможно получение и зазора и натяга (1111, стр. 22).

Может ли в посадке A_n/H_n получиться зазор?

2. Почему диаметр участка вала под подшипником 54 принят большим диаметра вала под подшипником 47?

3. Для распорной трубки 50 назначена посадка X_3/B_3 . Почему в системе вала и почему 3-й класс точности?

4. Почему на участках вала под ступицей шкива и следующей за шкивом распорной трубкой и перед буртом на двух участках вала показаны разные посадки?

5. Предусмотрено ли какое-либо устройство, препятствующее провертыванию наружных колец подшипников относительно охватывающих их деталей — подшипника 54 относительно стакана, а подшипника 47 относительно распорной трубки 49, упирающейся в наружное кольцо подшипника 54?

6. Не лишает ли сила трения на поверхности соприкосновения наружного кольца подшипника 54 с распорной трубкой 49 наружное кольцо возможности поворачиваться с течением времени на небольшие углы?

7. Что представляет собой гайка 40 и как она завинчивается?

8. Возможны ли в изображенной на чертеже конструкции осевые перемещения относительно вала связанных с ним деталей?

9. Действуют ли на вал силы, стремящиеся сместить его в осевом направлении?

10. Возможно ли осевое перемещение вала вместе с сидящими на нем деталями вправо или влево?

11. Какие участки вала испытывают напряжение кручения?

12. На каком участке вала крутящий момент больше — на охватываемом шкивом или шестерней?

13. Если крутящие моменты одинаковы, то чем же объясняется разница в диаметрах этих участков — 25 и 28 мм?

14. Какой вид имеет поперечное сечение призматической шпонки, показанной на чертеже?

* Индексом «п» помечены посадки, относящиеся к подшипникам качения

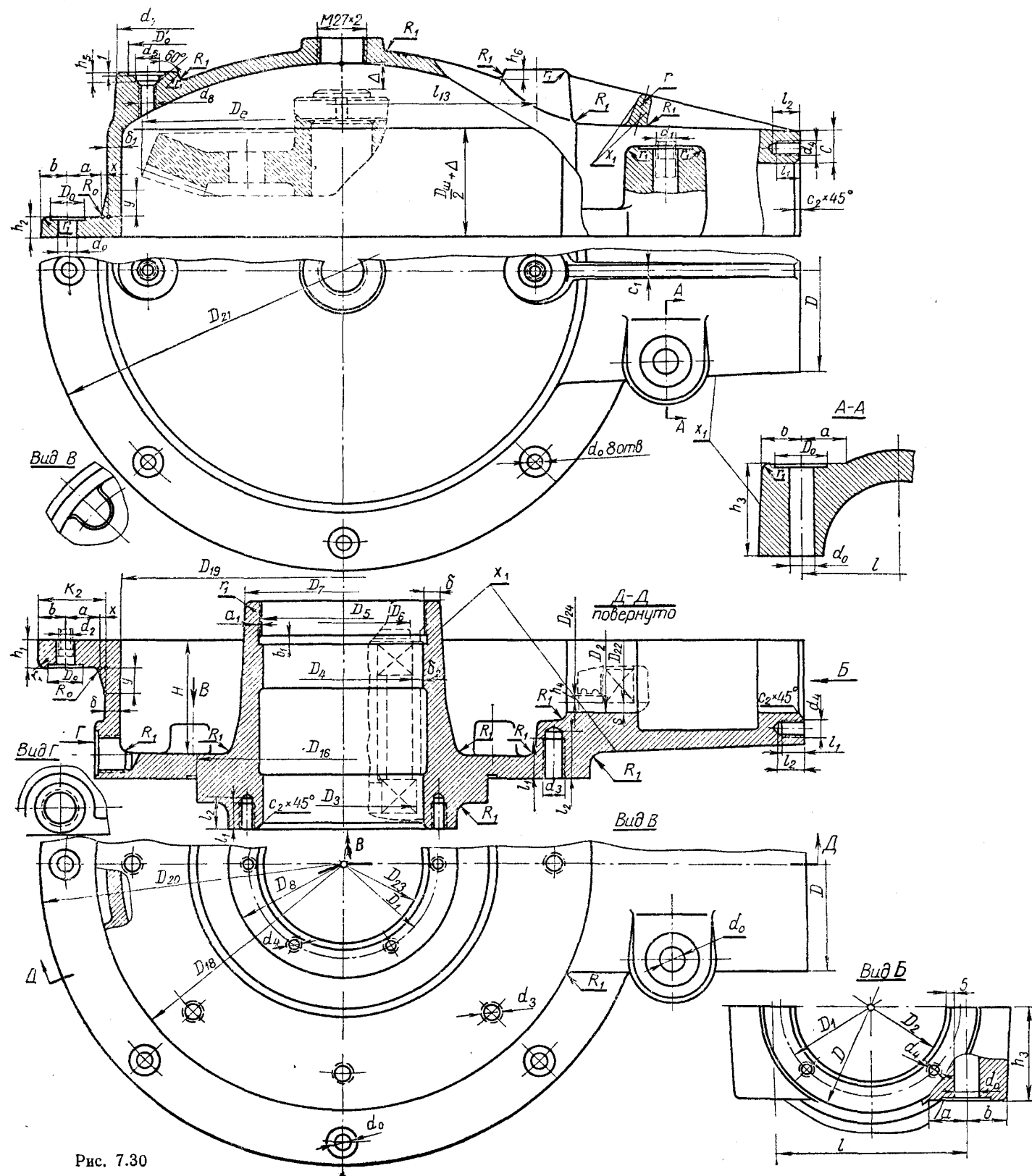


Рис. 7.30

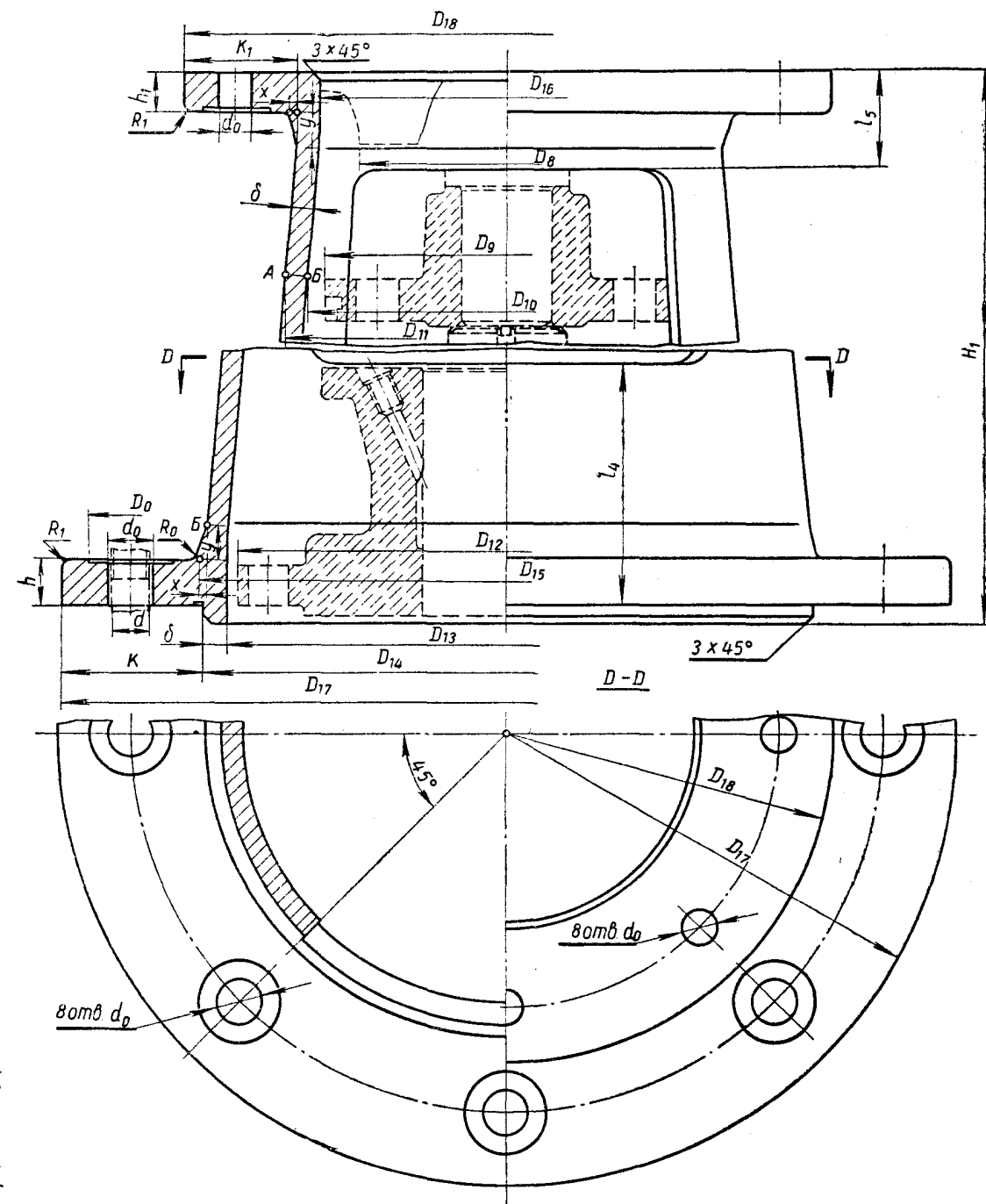


Рис. 7.31

15. На какие виды напряжений принято проверять размеры призматической шпонки и какую площадь шпонки при этом принимают в расчет?

16. В каком шпоночном соединении напряжение смятия больше: на левом или на правом конце вала?

17. Какие виды напряжений принимают во внимание при проверочном расчете вала?

18. Какие силы создают действующие на вал изгибающие моменты и где считают приложенными действующие на вал в радиальном направлении активные и реактивные силы?

19. На какие напряжения вала, кроме указанных в ответе 17, можно еще указать?

20. Для чего предусмотрены выточки: у закраины фланца стакана 48, на распорной трубке 49 и на валу — левее шкива 41 и подшипников 47 и 54?

21. Как осуществляется смазка подшипников?

22. Каково назначение войлочного кольца 45 в крышке и жировых канавок в мазеудерживающем кольце, расположенном слева от подшипника 54?

23. Как вставить на место войлочное кольцо?

24. Как производится сборка вала с относящимися к нему деталями и установка их на место, а также остальных деталей подшипникового узла?

Подшипники

25. Какого типа подшипники изображены на чертеже и воспринимают ли они при работе редуктора осевые усилия?

26. Что нужно сделать, чтобы заменить износившиеся подшипники новыми?

Шкив

27. Почему внутренняя поверхность обода и наружная поверхность ступицы показаны коническими?

28. Если на ободе шкива усилие, создающее передаваемый момент (окружное усилие), равно P , то какую силу надо принимать во внимание при расчете шпонки?

29. Как напряжены спицы при работе редуктора?

30. Какой вид имеет поперечное сечение спицы?

31. Почему сечение спицы увеличивается по направлению от обода к ступице?

32. Как направлена длинная ось поперечного сечения спицы — по движению или перпендикулярно к направлению движения?

33. Почему было бы неправильно расположить поперечное сечение спицы короткой осью по направлению движения?

34. С какой силой шкив давит на вал и в каком направлении?

35. Можно ли изменить диаметр шкива, не изменяя угловой скорости и передаваемой им мощности?

36. Как отразилось бы изменение диаметра шкива на размерах шпонки?

37. Как отразилось бы увеличение диаметра шкива на остальных размерах шкива?

38. Как отразилось бы увеличение диаметра шкива на напряжениях, которые принимались во внимание при проверочном расчете вала?

39. Как отразилось бы увеличение диаметра шкива на условиях работы подшипников и размерах подшипникового узла?

40. Для чего на правой стороне шкива предусмотрен привинченный к ступице шкива предохранительный колпак 42?

Шестерня

41. Какое из двух находящихся в зацеплении зубчатых колес называется шестерней?

42. Можно ли, пользуясь только чертежом, определить число зубьев шестерни?

43. Где при расчете считают приложенным и как направлено окружное усилие на шестерне?

44. Как направлены и чему равны силы, действующие со стороны шестерни на вал?

Вертикальный вал

45. Для крепежных гаек стандартами установлена нормальная высота, равная приблизительно 0,8 наружного диаметра резьбы (шпильки, болта). Почему и у верхней 63 и у нижней 20 гаек высота меньшая?

46. Каково назначение тонкой расположенной под гайкой 63 шайбы 60?

47. Какие силы действуют на вал и какие из них стремятся сдвинуть вал в осевом направлении?

48. Чему равны силы, действующие на вал со стороны зубчатого колеса в радиальном и осевом направлениях?

49. Какие детали воспринимают силы, действующие на вал в радиальном направлении, снизу и сверху?

50. На каком валу передаваемый момент больше — на горизонтальном или на вертикальном?

Подшипники

51. Почему подшипник 5 не может воспринимать осевую нагрузку?

52. Какой из двух подшипников нагружен большей радиальной силой?

53. Изменяются ли условия работы подшипников, если поменять расстояние между ними?

54. Какими данными надо располагать для определения коэффициента работоспособности нижнего подшипника?

Зубчатое колесо

55. Для чего на диске, соединяющем обод со ступицей, предусмотрены небольшие круглые отверстия?

Муфта

56. Почему необходима муфта и каково ее назначение?

57. Чем достигается соосность соединяемых муфтой валов?

58. Что препятствует провертыванию обеих полумуфт относительно расположенной между ними трубки 19?

59. Какие виды напряжений принимают во внимание при расчете шпилек муфты?

60. Как выполняется проектировочный расчет шпильки муфты?

61. Почему предусмотрены шпильки с двумя гайками, а не болты с головками?

62. Какие поверхности деталей муфты обработаны режущими инструментами?

63. Какие гайки предусмотрены на шпильках муфты?

64. Как монтируют муфту?

Сальник

65. Можно ли обойтись без сальника, предусмотрев в крышке аппарата очень точно выполненное отверстие для пропуска вала?

66. Из каких деталей состоит сальник?

67. Для чего у смазочного кольца предусмотрены отверстия с резьбой?

68. Для чего у шпилек предусмотрены пояски без резьбы?

69. Как определить величину силы, возникающей при работе аппарата и стремящейся отбросить корпус сальника вверх?

70. То же, по отношению к силе, стремящейся отбросить вверх набивку и нажимную втулку.

71. Для чего между корпусом сальника 25 и плитой 24 оставлен зазор?

Крышка, корпус и стойка редуктора

72. Почему предусмотрена крышка шаровой формы, а не плоская?

73. Для чего в центральной части крышки предусмотрено небольшое утолщение?

74. Из каких деталей состоит отдушина и каково ее назначение?

75. Какие поверхности крышки обработаны режущими инструментами после отливки?

76. Для чего в крышке и основании редуктора предусмотрены углубления около стаканов 34 и 48?

77. Почему нижний подшипник вертикального вала упирается в крышку 12, а не в закраину корпуса?

78. Для чего предусмотрен вырез (окно) в конической части стойки?

79. Какие поверхности нижней части стойки обработаны?

80. Для чего на стойке 55 предусмотрен круговой выступ, входящий в плиту 24?

81. Под действием каких сил и моментов находится корпус редуктора во время работы?

82. Как воздействует равнодействующая натяжений горизонтально расположенных ветвей ремня на стойку 55 в плоскости ее стыка с плитой 24?

83. Что произойдет, если, не изменяя мощности, пустить в работу редуктор при вдвое увеличенной или вдвое уменьшенной угловой скорости горизонтального (а следовательно, и вертикального) вала? Как изменятся условия работы ременной передачи, валов, подшипников, зубчатой передачи?

О т в е т ы

1. Обратившись к ГОСТ 3325—55 ([2], т. II, 1966, стр. 29, табл. 34), находим наибольший возможный внутренний диаметр подшипника 47 — 30,000 мм, наименьший возможный диаметр

вала 30,002 мм. Следовательно, зазора не может получиться.

В обыкновенной посадке 30А/Н: действительный диаметр отверстия находится в пределах 30,023—30,000, а диаметр вала 30,017—30,002 по ОСТ 1012 ([2], т. II, 1966, стр. 11, табл. 6). Следовательно, возможны: наибольший натяг 30,000—30,017 = —0,017 мм и зазор 30,023 — 30,002 = +0,021 мм.

2. Может по конструктивным соображениям: чтобы подшипник 54 при монтаже свободно проходил через участок вала, предназначенный для подшипника 47.

3. Номинальный диаметр участка вала под распорную трубку меньшим диаметра предыдущего участка принять нельзя, так как номинальный внутренний диаметр трубки не может быть меньшим номинального диаметра предыдущего участка, иначе трубку нельзя было бы довести до места. Но приняв номинальные диаметры обоих участков одинаковыми, необходимо позаботиться о том, чтобы действительный диаметр трубки был больше действительного диаметра участка вала под правый подшипник. Это достигается при посадке в системе вала.

При посадке в системе отверстия наименьший возможный внутренний диаметр трубки — 30,000 мм ([2], т. II, 1966, стр. 11, табл. 6), а наибольший возможный диаметр вала под подшипник 47 — 30,017 мм ([2], т. II, 1966, стр. 29, табл. 34).

При посадке в системе вала наименьший возможный внутренний диаметр трубки (посадка X_3/B_3) равен 30,025 ([2], т. II, 1960, стр. 19, табл. 19).

3-й класс точности потому, что в особо точной посадке распорной трубки 50 необходимости нет. Однако большой разницы между внутренним диаметром трубки и диаметром вала допускать не следует: если трубка прижмется одной стороной к валу, то другая ее сторона отойдет на некоторое расстояние. Ось трубки при этом не будет совпадать с осью вала, вследствие чего центр тяжести всей вращающейся системы не будет совпадать с осью вала. Получится так называемый дебаланс. При несовпадении центра тяжести всей вращающейся системы с осью вращения возникает, как известно, центробежная сила, которую при расчете устройств, подобных рассматриваемому, во внимание обычно не принимают.

4. По соображениям аналогичным, изложенным в ответе на вопрос 3.

5. Наоборот, предусмотрена возможность такого провертывания: невращающиеся наружные кольца сопрягаются с охватываемыми их деталями по посадке C_n/B_n (на чертеже C_n), в которой натяги не могут получиться. Так как направление силы, действующей на подшипник, почти не меняется, то износ подшипника происходит медленнее, если наружное кольцо провертывается на очень малые углы через значительные промежутки времени.

6. Сила трения на поверхности соприкосновения наружного кольца подшипника с распорной трубкой весьма незначительна или равна нулю. Сборку подшипникового узла производят так, чтобы распорная трубка 49 только плотно прилегала к кольцу подшипника 54, но не нажимала на него. Для этого между прижимной крышкой и фланцем стакана 48 предусмотрен набор тонких стальных прокладок 46.

7. Боковая поверхность гайки цилиндрическая. На гайке имеются продольные канавки, в которые вводят крючок ключа при ее завинчивании.

8. Невозможны, так как все сидящие на валу детали прижаты к бурту вала установочными гайками.

9. Зубчатое колесо действует на шестерню с силой, направленной параллельно оси вала слева направо. В таком же направлении шестерня действует на вал.

10. При силе, действующей на вал слева направо, бурт вала стремится сместить внутреннее кольцо подшипника 54, кольцо — шарики, шарики — наружное кольцо, упирающееся в распорную трубку 49. Распорная трубка упирается в крышку, прикрепленную к корпусу редуктора болтами. Следовательно, при силе, направленной вправо, вал удерживается от смещения резьбой в корпусе редуктора, в который ввинчены болты. При случайной силе, направленной влево, внутреннее кольцо подшипника 54 через шарики стремится сместить наружное кольцо, которое левой торцевой поверхностью упирается в закраину стакана. Следовательно, и при силе (случайной), направленной влево, вал задерживается от смещения корпусом редуктора.

11. Все, за исключением находящихся между концами вала и шпонками.

12. Величина передаваемого момента зависит от передаваемой мощности и угловой скорости. Угловые скорости на обоих участках одинаковы, мощности (если пренебречь незначительными потерями на трение в подшипниках) также можно считать одинаковыми.

13. Наименьший диаметр правого участка (под шкивом) принят равным расчетному. Влево от этого участка диаметры увеличивают по конструктивным соображениям (см. ответ на вопрос 2) и в соответствии с размерами внутренних колец подшипников (в данной конструкции по ГОСТ 8338—57).

Под шестерню вал должен быть обточен до наибольшего возможного диаметра, чтобы образовалась достаточная торцовая поверхность бурта для прижатия к ней шестерни при достаточном расстоянии от дна паза канавки под шпонку до впадины между зубьями у меньшего основания начального конуса. Целесообразность увеличения диаметра вала под шестерней очевидна, так как при этом, во-первых, увеличенная жесткость (сопротивляемость скручиванию) вала благоприятно сказывается на равномерном распределении нагрузки по длине зуба консольно посаженной шестерни и, следовательно, на ее долговечности и, во-вторых, уменьшается работа по obtачиванию заготовки вала.

14. Прямоугольник шириной b и высотой h мм.

15. Обычно только на смятие. Площадь смятия равна $(l - b) K$, где $(l - b)$ и K — рабочая длина шпонки и глубина шпоночного паза в ступице детали.

16. На левом в $\frac{\sigma_0 \text{ см1}}{\sigma_0 \text{ см2}} = \frac{2M_K d_2 l_{p2} K_2}{2M_K d_1 l_{p1} K_1} = \frac{2,5 \cdot 3,7 \cdot 0,3}{2,8 \cdot 2,7 \cdot 0,3} = 1,22$ раза (напряжение смятия в шпоночном соединении определяют отношением действующей на него силы $\frac{2M_K}{d}$ на площадь смятия), где $l_{p1} = 2,7 \text{ см}$, $l_{p2} = 3,7 \text{ см}$ и $K_1 = K_2 = 0,3 \text{ см}$ — рабочая длина шпонок и глубина шпоночного паза; определены по рис. 7.28 и табл. 6.1; $d_1 = 2,8 \text{ см}$ и $d_2 = 2,5 \text{ см}$ — диаметры вала.

* Крутящие моменты с оговоркой в ответе на вопрос 13 на правом и левом концах вала равны между собой.

17. Напряжения от изгиба, кручения и сжатия.

18. Активные со стороны шкива и шестерни и реактивные со стороны подшипников, действующие в сечениях, делящих пополам длины: ступицы шкива, зуба шестерни и внутренних колец подшипников качения.

19. Можно указать на незначительные, не принимаемые в расчет, напряжения растяжения, возникающие по обе стороны бурта при затягивании гаек.

20. Для выхода шлифовального круга с обрабатываемых поверхностей.

21. Густой смазкой, закладываемой при монтаже и пополняемой при техническом осмотре или капитальном ремонте.

22. Изолировать подшипники от пыли (возможно абразивной) в окружающем пространстве и от жидкой смазки, а вместе с ней и случайных твердых частичек в корпусе.

23. Предварительно разрезанное на две части и смоченное в масле войлочное кольцо помещают в предназначенную для него в крышке выточку, после чего кольцо поджимают прижимной шайбой, закрепляемой винтами 44.

24. Работа производится в следующем порядке;

а) на вал надевают мазеудерживающее кольцо до упора в бурт;

б) до отказа надевают подшипник 54;

в) надевают распорную трубку 50;

г) вал вставляют в стакан 48 до упора в его закраину наружного кольца подшипника 54;

д) в стакан вставляют распорную трубку 49 до упора в наружное кольцо подшипника 54;

е) на вал до отказа надевают подшипник 47;

ж) регулируют нажатие распорной трубки 49 на наружное кольцо подшипника 54, для чего фланцы стакана и прижимной крышки временно соединяют двумя болтами, а чтобы крышка только плотно прилегала к трубке и не нажимала на нее со значительной силой, между фланцами стакана и крышки помещают регулировочную прокладку (набор тонких стальных пластинок) 46;

з) регулировочную прокладку (также набор тонких стальных пластинок) надевают на левый конец вала;

и) в левый конец вала вставляют шпонку;

к) надевают шестерню 56;

л) внутренний зуб стопорной шайбы вводят в продольную канавку на участке вала с резьбой и шайбу подают к шестерне;

м) шестерню прижимают к бурту установочной гайкой с конической фаской;

н) стакан помещают в предназначенную для него полость корпуса 9 редуктора;

о) регулируют зубчатое зацепление, увеличивая или уменьшая толщину регулировочной прокладки между фланцем стакана и торцом прилива корпуса редуктора;

п) один из наружных зубьев шайбы подгибают в канавку гайки;

р) устанавливают крышку 2 и соединяют ее (болтами 8 и 51) с корпусом редуктора (соосность всех болтовых отверстий достигается при помощи двух конических штифтов, не показанных на чертеже);

с) крышку со стаканом 48 и прокладкой (набором) 46 привертывают болтами к крышке и корпусу редуктора;

т) на место вставляют войлочное кольцо 45;

у) в вал вставляют шпонку 38;
 ф) надвигают шкив 41 или 43;
 х) на вал надевают стопорную шайбу с внутренним зубом, введенным в канавку на валу;
 ц) все детали на валу зажимают установочной гайкой 40;
 ч) наружный зуб стопорной шайбы подгибают в одну из канавок на гайке;
 ш) на ступицу шкива надевают и привертывают винтами предохранительный колпак.

25. Шарикоподшипники радиальные однорядные. В изображенной на чертеже конструкции незначительную осевую нагрузку (см. ответ на вопрос 44) воспринимает только левый подшипник.

26. Для этого нужно демонтировать подшипниковый узел:
 а) снять крышку 2 редуктора, предварительно удалив болты 8 и 51;
 б) вывинтить и удалить болты крышки;
 в) вынуть из корпуса вал вместе со стаканом 48, шестерней 56, шкивом 41 (43) и всеми другими деталями;
 г) снять шкив, предварительно удалив предохранительный колпак, стопорную шайбу и установочную гайку 40 с правого конца вала;
 д) вынуть из вала шпонку 38;
 е) снять подшипниковую крышку;
 ж) снять шестерню, предварительно удалив стопорную шайбу и установочную гайку с левого конца вала;
 з) вывести из стакана вал со всеми деталями;
 и) уперев трубу в мазеудерживающее кольцо, ударами молотка по правому торцу вала через деревянную подкладку сдвинуть все связанные с валом детали с занимаемых ими мест.

При таком демонтаже детали не будут повреждены и их можно будет использовать для монтажа новых подшипников.

27. Это так называемые литейные уклоны. При конических поверхностях модель легче извлекается из земляной формы без повреждения поверхности последней.

28. Силу P , умноженную на отношение диаметра шкива к диаметру вала.

29. На изгиб.

30. Эллипсовидное (но не эллипс).

31. Для приближения формы спицы к форме тела равного сопротивления изгибу.

32. По движению.

33. В таком случае момент сопротивления спицы изгибу получился бы значительно меньшим. В выражение момента сопротивления расстояние по оси, параллельной силе, создающей изгибающий момент, входит в квадрате, а расстояние по оси, перпендикулярной к ней, — в первой степени. Кроме того, при короткой оси, направленной по движению, сопротивление воздуха вращению шкива было бы большим.

34. С силой, равной равнодействующей натяжений ветвей ремня, по линии действия равнодействующей.

35. При уменьшении диаметров ведомого (т. е. изображенного на чертеже), а значит (при данном передаточном числе), и ведущего (т. е. меньшего на электродвигателе) шкивов одновременно с ростом окружного усилия $P = M_k : 0,5D$ падает сила трения $F = S_2 (e^{f\alpha} - 1)$ (уменьшается угол α обхвата меньшего шкива ремнем) и при определенном в данной

передаче первоначальном натяжении S_0 уменьшается натяжение ведомой ветви ремня $S_2 = S_0 - 0,5P$; в результате возможно буксование ремня по шкиву в большей степени на плоском шкиве и в меньшей на клиновом с фиктивным коэффициентом трения $f' = f : \sin \gamma$, который для стандартных ремней больше обычного в 2,9—3,4 раза.

Кроме того, значительно уменьшается прочность ремня на выносливость, так как с уменьшением диаметра ведущего шкива, если угловая скорость и мощность остаются неизменными, увеличиваются напряжения изгиба в ремне.

36. Никак не отразилось бы: действующая на шпонку сила от диаметра шкива не зависит — она равна скручивающему моменту, деленному на радиус вала.

37. Окружное усилие, равное отношению передаваемого момента к радиусу шкива, уменьшилось бы, а это повлекло бы за собой уменьшение или числа ремней или поперечного сечения их. Поэтому обод шкива претерпел бы изменение. Изменились бы ширина и толщина спиц на оси вала и у обода.

38. Напряжение на кручение, зависящее только от величины крутящего момента и диаметра вала, осталось бы без изменения. Напряжение на изгиб вследствие уменьшения натяжения ремней уменьшилось бы.

39. Радиальные нагрузки подшипников уменьшились бы. При переработке проекта расстояние между подшипниками могло бы быть уменьшено.

40. Без такого предохранительного колпака вращающаяся на конце вала гайка 40 и выступающая нарезанная часть вала могли бы представлять опасность при обслуживании.

41. Меньшее.

42. Число зубьев равно отношению диаметра к модулю.

По чертежу можно определить и диаметр, и модуль, равный высоте головки зуба.

43. На среднем диаметре начального конуса. Направлено перпендикулярно к плоскости чертежа.

44. В радиальном направлении сила равна $P \sqrt{1 + \tan^2 \alpha \cos^2 \delta_{\text{ш}}}$, в осевом — $P \tan \alpha \sin \delta_{\text{ш}}$, где P — окружное усилие, α — угол зацепления и $\delta_{\text{ш}}$ — половина угла при вершине начального конуса.

45. Потому что каждая из этих гаек не подвергается действию такой осевой силы, какую следует принимать во внимание при определении высоты крепежной гайки с таким же диаметром резьбы.

46. Предохранять гайку от саморазвинчивания. У шайбы имеется внутренний зуб, которым она входит в канавку на валу, поэтому шайба не может повернуться относительно вала. Наружный зуб шайбы подгибают в одну из канавок гайки, вследствие чего делается невозможным поворот гайки относительно шайбы, а следовательно, и вала.

47. Радиальные и осевые. В радиальном направлении шестерня давит на колесо, а колесо — на вал. В осевом — а) силы, направленные вверх: силы, действующие со стороны шестерни на колесо и со стороны колеса на вал; сила, создаваемая давлением вещества в аппарате на торцовую поверхность вала, равная произведению давления на величину этой поверхности; б) силы, направленные книзу: сила тяжести вала и сидящих на нем деталей и сила тяжести мешалки; реактивная сила со сто-

роны размещаемого вещества на мешалку (при лопастной мешалке эта сила равна нулю).

48. В радиальном направлении действует сила $P \sqrt{1 + \tan^2 \alpha \sin^2 \delta_{\text{ш}}}$, а в осевом $P \tan \alpha \cos \delta_{\text{ш}}$; P , α и $\delta_{\text{ш}}$ — см. ответ на вопрос 44.

49. В радиальном направлении — непосредственно подшипники, а в конечном счете корпус редуктора.

Снизу — внутреннее кольцо нижнего подшипника, шарики, наружное кольцо, распорная трубка 34 и корпус редуктора.

Сверху — также внутреннее кольцо нижнего подшипника, шарики, наружное кольцо, крышка 12, болты и корпус редуктора.

50. На вертикальном, так как угловая его скорость меньше, а мощности приблизительно одинаковы.

51. Потому что наружное кольцо в осевом направлении ничем не удерживается, а может свободно скользить вверх и вниз.

52. Верхний, в чем легко убедиться, построив эпюру изгибающих моментов.

53. Изменяются величины реактивных радиальных сил, так как будут другими плечи.

54. Для подбора шарикоподшипника радиального однорядного используют следующую эмпирическую формулу:

$$C = (Rk_k + mA) k_\delta k_T (\omega n)^{0,3}.$$

Для определения коэффициента работоспособности C надо располагать значениями входящих в формулу величин. Так как внутреннее кольцо вращается и температура в изображенном на чертеже устройстве обычно не превышает 100°C , то $k_k = 1$ и $k_T = 1$. Приняв во внимание назначение изображенного устройства и конструкцию подшипника, можно, пользуясь справочником, установить величины коэффициентов k_δ и m .

Осевую силу A подсчитывают в соответствии с ответом на вопрос 44, а величину опорной реакции R определяют исходя из условия равновесия вала, составленного после расчета зубчатой передачи, и конструктивного оформления колеса и подшипникового узла, в ходе которого выявляются расстояния между линиями действия внешних сил.

55. Быстро вращающаяся шестерня разбрызгивает масло, которое, попадая на верхнюю поверхность колеса непосредственно или каплями с крышки редуктора, накапливалось бы на колесе без таких отверстий. Кроме того, при токарной обработке поковки отверстия дают возможность привернуть поковку к планшайбе токарного станка.

56. Без нее было бы неудобно монтировать и транспортировать редуктор, из которого торчал бы длинный вал. Муфта должна обеспечить соосность валов, т. е. расположение осей валов на одной прямой линии, и исключить возможность вращения одного вала относительно другого.

57. Соосными наружными цилиндрическими поверхностями обеих полумуфт и охватывающими их соосными внутренними поверхностями распорной трубки 19, которая зажата между полумуфтами.

58. Силы трения в стыке (на торцовых поверхностях соприкосновения распорной трубки 19 с полумуфтами), возникающие при затягивании шпилек 18.

59. Затянутая при монтаже шпилька муфты испытывает напряжения растяжения и скручивания. Проектировочный

расчет ведут на растяжение, а скручивание учитывают понижением (в среднем на 30%) допускаемого напряжения материала шпильки.

60. При определении расчетного сечения шпильки муфты $\frac{\pi d_1^2}{4}$ (d_1 — внутренний диаметр шпильки) по соотношению (см. учебник [11], стр. 60, пример)

$$Q = \frac{M_K K}{R_{тр} f z} = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p \leq [Q],$$

где Q — сила, приходящаяся на одну шпильку;
 M_K — передаваемый муфтой момент;
 K и f — коэффициенты запаса сцепления и трения в стыке;
 z — число шпилек муфты;
 $R_{тр}$ — радиус трения;
 $[\sigma]_p$ и $[Q]$ — допускаемое напряжение и допускаемая нагрузка для материала шпильки, возникает два затруднения: до определения диаметра шпильки d не могут быть выявлены допускаемое напряжение (разные значения для шпилек с различными диаметрами, см. учебник [11], стр. 58, график рис. 32) и радиус трения (зависит от m , рис. 14.9, поверхности фланца муфты под торец гайки).

Оба затруднения преодолевают так: задавшись предварительно диаметром d шпильки, определяют: а) допускаемую нагрузку $[Q] = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p$ (d_1 — по ГОСТ 8724—58, табл. 1.2 и $[\sigma]_p$ — по учебнику [11], стр. 60, табл. 5) и б) радиус трения $R_{тр} = 0,5 (d_{ст} + m) + r$ ($d_{ст}$, m и r — по табл. 14.2, п. 5, 7 и 8; r в табл. 14.2 обозначено через r_1), а затем, выбрав значения K и f — по учебнику [11], стр. 60, пример и z — по табл. 14.1, определяют Q и проверяют, является ли такая шпилька подходящей.

Проверку считают удовлетворительной, если для наименьшей из выбранных шпилек соблюдается соотношение

$$Q \leq [Q].$$

61. Потому что шпильку с двумя гайками можно вставлять в отверстия при монтаже с любой стороны (подробно см. ответ на вопрос 64).

62. В каждой полумуфте поверхности соприкосновения с валом и гайками, цилиндрическая и плоская поверхности соприкосновения с распорной трубкой, поверхности отверстий для шпилек. В трубке плоские — торцовые и цилиндрические внутренние поверхности (обработка средней части внутренней поверхности грубее, чем на концах).

63. Гайки нормальной точности по ГОСТ 5915—62. В качестве замка применена пружинная шайба 17.

64. Редуктор с привернутой к его основанию стойкой, а к валу 13 полумуфтой 14 и вставленными в отверстия полумуфты шпильками 18 с шайбами 17 и гайками 16 опускают на приваренную к крышке аппарата плиту 24; шпильки при этом вводят в отверстия нижней полумуфты, на которую перед этим надвинута распорная трубка 19. После этого навинчивают нижние гайки и все гайки затягивают.

65. Диаметр вала и диаметр отверстия в крышке аппарата для пропуска через него вала не могут быть абсолютно одинаковыми, так как с абсолютной точностью ничто не может быть обработано. Следовательно, между валом и крышкой получится одно из двух — зазор или натяг. Ни то, ни другое недопустимо.

66. Корпус сальника 25, нажимная втулка 30, кольцо упорное 23, кольцо смазочное 29, набивка 22, шпильки 32 с гайками, сжимающими набивку, шпильки 28 с гайками, прикрепляющими корпус сальника 25 к плите 24, приваренной к крышке аппарата.

67. Эти отверстия предназначены для ввинчивания в них тонких стержней, с помощью которых кольца извлекают из корпуса сальника при замене набивки.

68. Поясок на шпильке отделяет резьбу под гайку от резьбы для ввинчивания в деталь и позволяет достичь неразъемности соединения шпильки и детали, так как шпильку ввинчивают со значительной силой до самого пояска (так ее показывают и на чертеже).

69. Сила равна давлению в аппарате, умноженному на разность площадей круга с диаметром, равным внутреннему диаметру прокладки 21, и круга с диаметром, равным диаметру вала в месте уплотнения. При практических расчетах внутренний диаметр прокладки в соответствии с нормами Госгортехнадзора увеличивают на две трети ее ширины.

70. Сила равна давлению в аппарате, умноженному на разность площадей круга диаметром, равным наружному диаметру нажимной втулки, и круга диаметром, равным диаметру вала.

71. Для того чтобы при затягивании гаек можно было сжимать прокладку 21.

72. Тонкие плоские стенки после отливки при остывании коробятся, шаровые этому не подвержены. Можно предусмотреть и плоскую стенку, но для предупреждения коробления ее надо укреплять ребрами, а это утяжелит конструкцию.

73. Чтобы подлежащую обработке резанием поверхность отделить от остальной, не подлежащей такой обработке. Кроме того, небольшое утолщение в этом месте дает возможность свернуть всю нарезанную часть корпуса отдушины.

74. Отдушина состоит из корпуса, крышки, сетки и кольца. Так как в корпусе редуктора выделяется тепло, то отдушина, сообщая внутреннюю полость корпуса редуктора с окружающей средой, препятствует появлению в нем избыточного давления и последующему выдавливанию смазки из подшипниковых узлов.

75. Обрабатывают плоскую поверхность соприкосновения с основанием редуктора, семь цилиндрических и семь плоских поверхностей под болты 8 и гайки 6, две цилиндрические и две плоские поверхности под болты 51 и гайки 53, две цилиндрические и одна плоская поверхности под стакан 48, одну плоскую и одну цилиндрическую поверхности для корпуса отдушины 62, цилиндрические и плоские поверхности под грузовые винты и две цилиндрические поверхности под резьбу для болтов подшипниковых крышек.

76. Чтобы не обрабатывать резанием лишней поверхности.

77. Сделано это для удобства обработки цилиндрических поверхностей соприкосновения основания 9 со стаканом 34 (бесступенчатая поверхность позволяет вести обработку при сквозном ходе режущего инструмента).

78. Без этого выреза не было бы доступа ни к муфте, ни к сальнику.

79. Обработана плоская кольцевая поверхность, которой стойка опирается на плиту, и примыкающая к ней цилиндрическая поверхность на круговом выступе.

80. Чтобы обеспечить соосность вала и упорного кольца 23.

81. Под действием равнодействующей натяжений ветвей ремня, вращающего момента на шкиве, вращающего момента на вертикальном валу и сил, действующих со стороны шпилечных гаек 35.

Для выяснения этого воздействия перенесем силу, равную примерно $2S_0$ — равнодействующую натяжений ветвей ремня в плоскости ее действия, на ось вертикального вала. При этом, как известно, получим силу и пару (момент пары равен силе, умноженной на расстояние от середины шкива до оси вала), действующую в горизонтальной плоскости. Затем силу еще раз перенесем на ось вертикального вала, но уже вниз — в плоскость стыка стойки с плитой. При этом получим силу и пару (момент пары равен силе, умноженной на расстояние между плоскостями стыка основания с крышкой редуктора и стойки с плитой), действующую в вертикальной плоскости.

82. Сила стремится сдвинуть стойку в сторону, чему препятствует круговой выступ и сила трения на поверхности стыка плиты и стойки. Горизонтальная пара стремится повернуть стойку редуктора вокруг ее оси; этому препятствует только момент трения на опорной поверхности (но не шпильки, так как они установлены с зазором). Вертикальная пара стремится опрокинуть редуктор; этому препятствует, кроме кругового выступа, реактивный момент со стороны шпилечных гаек.

83. При вдвое увеличенной угловой скорости вращающие моменты и окружные усилия уменьшаются в два раза. В результате этого валы будут меньше напряжены на изгиб и кручение.

В формуле для определения, например, числа клиновых ремней все величины, за исключением мощности, допускаемой для передачи одним ремнем, остаются без изменения; следовательно, мощность, передаваемая одним ремнем, окажется значительно меньше допускаемой.

В формуле для определения модуля зацепления при изменении угловой скорости может измениться только напряжение. Так как при всех остальных неизменных величинах (модуль, коэффициент формы зуба, число зубьев) произведение угловой скорости на напряжение должно быть постоянным, то при увеличенной вдвое угловой скорости напряжение в зубьях вдвое уменьшится.

Радиальные нагрузки подшипников создаются в результате давлений шкива и шестерни на вал. При неизменном натяжении ремней давление со стороны шкива на вал при увеличении угловой скорости не изменится, но давления со стороны шестерни в радиальном и осевом направлениях, пропорциональные окружному усилию, уменьшатся, вследствие чего уменьшатся и нагрузки на подшипники; в результате этого долговечность подшипников должна возрасти. Но, с другой стороны, при вдвое увеличенной угловой скорости долговечность в соответствии с эмпирической формулой для подбора подшипников должна уменьшиться в $2^{0.3} \approx 1,23$ раза. Так как влияние первого из указанных факторов проявится сильнее (нагрузки входят в фор-

РАЗБОР КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА (ЧЕРВЯК СБОКУ КОЛЕСА)

Для лучшего уяснения конструктивных форм, взаимодействия деталей и особенностей работы червячных передач ниже в виде вопросов и ответов на них разобрана конструкция червячного редуктора с боковым расположением червяка с открытой фланцевой муфтой (конструкции стойки и сальника аналогичны изображенным на рис. 7.23).

Учащемуся рекомендуется сначала отвечать на поставленные вопросы самостоятельно, а затем уже знакомиться с ответами.

В о п р о с ы

1. На какие три составляющие можно разложить силу, с которой колесо давит на червяк?
2. В какой точке эти составляющие силы приложены, по каким линиям действия направлены и как называются?
3. Какие напряжения в теле червяка возбуждает каждая из этих составляющих?
4. По каким данным можно определить окружную силу?
5. Как определяют величины других составляющих?
6. Какая из трех составляющих сил, действующих на колесо, стремится сместить червяк в осевом направлении?
7. Какие детали удерживают червяк от смещения в осевом направлении?
8. Какого типа подшипники показаны на валу червяка?
9. Какой из двух подшипников при вращении колеса (см. план рис. 8.8) против часовой стрелки воспринимает действие осевой силы?
10. Одинаково ли напряжены шпильки, прикрепляющие крышки на обеих сторонах червяка?
11. Какие виды напряжений возникают на участках вала червяка, примыкающих к нарезанной части, при вращении колеса против часовой стрелки?
12. На какой вид напряжения работает выступающий из корпуса конец вала червяка, предназначенный для установки на нем муфты, соединяющей вал червяка с валом электродвигателя?

13. Если бы при поверочном расчете вала червяка оказалось (а это часто бывает), что напряжения в разных участках допущены слишком низкие, можно было при этом уменьшить диаметры вала?

14. Из скольких частей состоит червячное колесо?
15. Как соединены обе части колеса?
16. Почему на центре колеса предусмотрен круговой выступ?
17. Почему около выступа показан зазор?
18. Почему в диске, соединяющем обод центра колеса со ступицей, предусмотрены отверстия?
19. Как осуществляется смазка зацепления?
20. Что надо сделать, чтобы переменить смазку в корпусе редуктора?
21. Как часто надо менять смазку?
22. Как смазывают подшипники на валу червяка?
23. Каково назначение отдушины 15?

О т в е т ы

1. Силы P , Q и T (см. рис. 18.2).
2. В точке, делящей пополам образующую начального цилиндра червяка. Сила P направлена по образующей, сила T — перпендикулярно к образующей; на плане (рис. 8.8) обе эти силы лежат в плоскости чертежа; сила Q направлена перпендикулярно к образующей, на плане — перпендикулярно к плоскости чертежа. Сила P называется окружным усилием на колесе и осевым на червяке, Q — окружным усилием на червяке и осевым на колесе, T — распорная сила на червяке и колесе.
3. Силой P — сжатие и изгиб, силой Q — кручение и изгиб, силой T — только изгиб.
4. Равна крутящему моменту на колесе, деленному на радиус начальной окружности.
5. Сила Q равна силе P , умноженной на тангенс суммы угла подъема винтовой линии на делительном цилиндре червяка и фиктивного угла трения. Силу T с малой погрешностью принимают равной силе P , умноженной на тангенс угла зацепления.
6. Силой P .
7. Внутреннее кольцо подшипника, шарики, наружное кольцо, крышка, шпильки, крышка редуктора 21 и основание 32.

8. Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные.

9. Если смотреть на червяк со стороны колеса, то при таком направлении вращения червяк давит на зубья колеса влево, а колесо — на червяк, следовательно, вправо. Осевую силу воспринимает правый подшипник.

10. Напряжены больше расположенные на стороне подшипника, воспринимающего осевое усилие, т. е. правого.

11. Напряжения изгиба, одинаковые на обоих участках. Правый участок испытывает напряжение кручения. В сечениях левой части крутящего момента не возникает, если не учитывать ничтожного сопротивления вращения со стороны подшипника. Правый участок под действием силы P испытывает сжатие, в левом напряжения сжатия нет.

12. На кручение.

13. Диаметр делительного цилиндра червяка в соответствии со стандартом принимают в зависимости от модуля, определенного из расчета на прочность зацепления. Все остальные диаметры после этого определяют конструктивно.

14. Из двух: чугуна центра 22 и бронзового венца 9.

15. Посадкой Pr с натягом и, кроме того, четырьмя винтами.

16. Для облегчения посадки венца на центр: обод надвигают до отказа, т. е. до упора в выступ.

17. Чтобы не получилось зазора по основной поверхности сопряжения. Сопрягать детали по двум параллельным поверхностям нельзя.

18. Чтобы разбрызгиваемое быстро вращающимся червяком масло могло с поверхности крышки стекать вниз. Кроме того, отверстия в диске могут быть использованы при токарной обработке центра (для привертывания к планшайбе станка).

19. Жидким маслом, заливаемым в корпус редуктора через отверстие под крышкой 24.

20. Отвинтить винт маслоуказателя 7, спустить отработавшее масло, промыть керосином и залить свежее масло.

21. Один раз в полтора-два месяца.

22. Густой смазкой, заправляемой в полость между магнезирующими кольцами 46 и крышками 40 и 48.

23. Отдушина предотвращает повышение давления воздушной среды внутри корпуса и просачивание вследствие этого воздуха через уплотнения вместе с маслом.

§ 3. ДЕТАЛИ РЕДУКТОРОВ

Маслоуказатели (рис. 8.10—8.13) ставят на корпусах редукторов для контроля уровня масла.

Рис. 8.10, табл. 8.5. Круглые маслоуказатели. Состоят из нажимного кольца 1, прикрепленного к корпусу редуктора

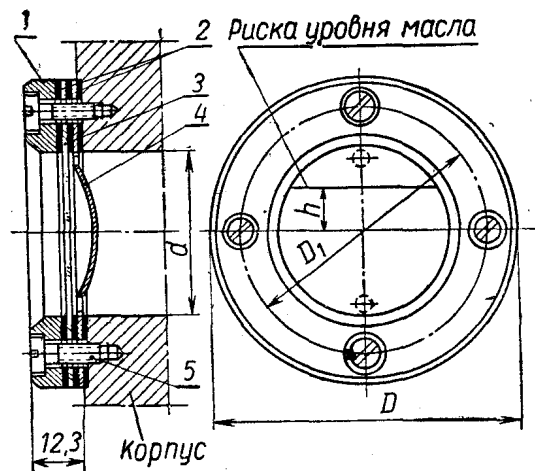


Рис. 8.10

винтами 5 (М6×15 ГОСТ 1491—62), экрана 4 и прозрачного диска 3, уплотненного прокладками 2. Применяют при возможности удобного осмотра и малых перепадов уровней масла.

Таблица 8.5

Размеры, мм, круглых маслоуказателей (рис. 8.10)

a	D	$D_1 \pm 0,2$	h	Количество
20	55	40	6	4
32	70	53	8	
50	90	72	12	
				6

Рис. 8.11, табл. 8.6. Трубчатый маслоуказатель. В металлическую оправу 1, ввинченную в головку 6, вставлена стеклянная трубка 2, уплотненная снизу и сверху шайбами 4 и 5, зажатая колпачковой крышкой 3. Внутренняя полость стеклянной трубки сообщается через отверстие К с атмосферой. Применяют при значительных изменениях уровня масла. Неудобен из-за легкости повреждений при транспортировке и обслуживании.

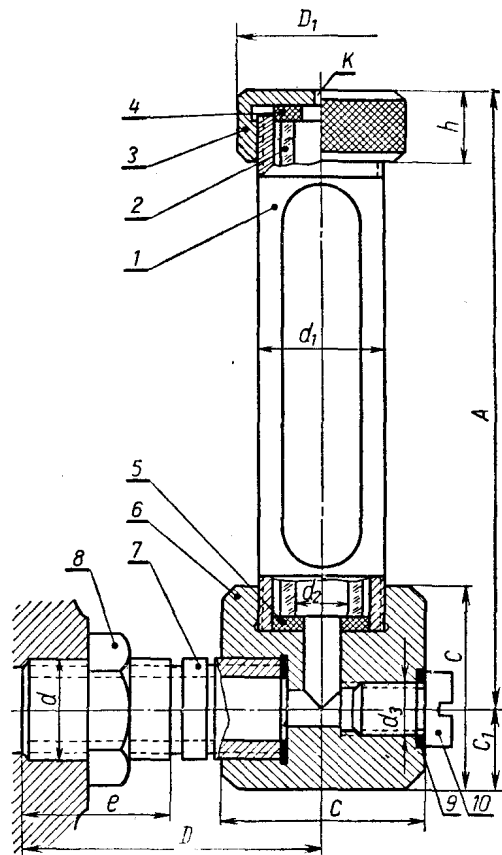


Рис. 8.11

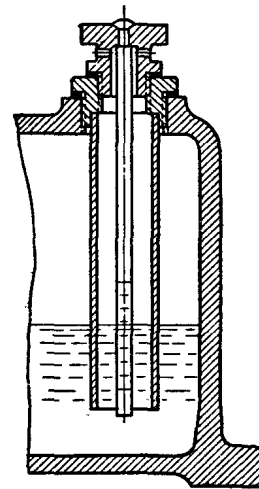


Рис. 8.13

10	Пробка-винт М6×6 ГОСТ 1491—62	1	Сталь Ст.0
9	Шайба уплотнительная	1	Картон прессованный
8	Гайка 11 М8 ГОСТ 2526—62	10	Сталь Ст.3
7	Трубка газовая	1	Сталь Ст.3
6	Головка	1	Сталь Ст.0
5	Шайба уплотнительная	1	Картон прессованный
4	Шайба уплотнительная	1	Картон прессованный
3	Крышка колпачковая	1	Сталь Ст.3
2	Трубка стеклянная	1	Стекло
1	Оправа	1	Сталь Ст.3

№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал
Маслоуказатель трубчатый (рис. 8.11)			

Таблица 8.6

Размеры, мм, трубчатых маслоуказателей (рис. 8.11)

№ маслоуказателя	D	A	C_1	C	a	d_1	d_2	d_3	e	D_1	h
1	40	83	10	27	1/4" труб	3/8" труб	10	M6	20	23	9
2	50	103	10	27	1/4" »	3/8" »	10	M6	25	23	9
3	82	155	12	32	3/8" »	1/2" »	12	M10	30	28	12
4	102	207	15	36	1/2" »	3/4" »	16	M10	35	35	12

Примечание. В исключительных случаях разрешается удлинять и укорачивать трубку 7, оставляя остальные детали маслоуказателя без изменения.

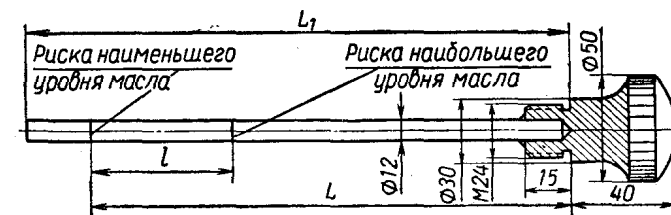


Рис. 8.12

Рис. 8.12 и 8.13. Открытый и закрытый (при значительной окружной скорости шестерни) жезловые маслоуказатели. Применяют при затруднительных осмотрах редукторов (размер L определяют конструктивно, размеры L_1 и l — по уровню масла).

Рис. 8.14 и 8.15. Отдушины (назначение см. на стр. 45, ответ на вопрос 74).

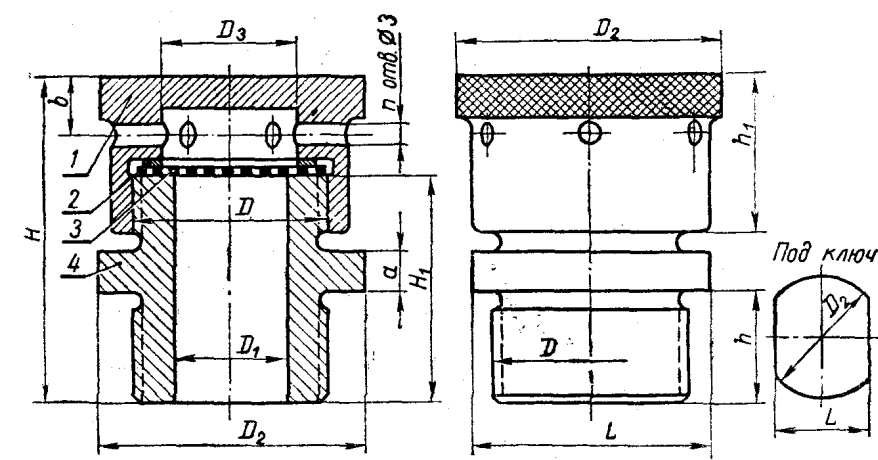


Рис. 8.14

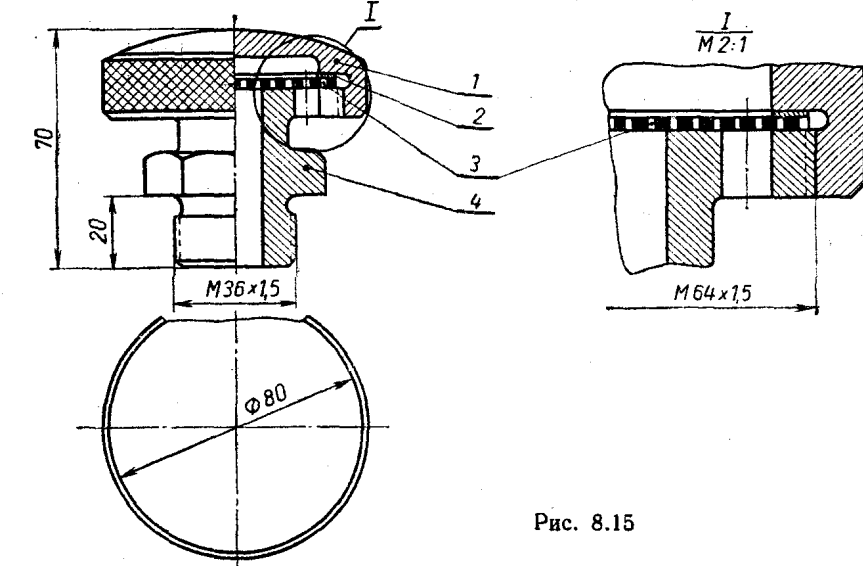


Рис. 8.15

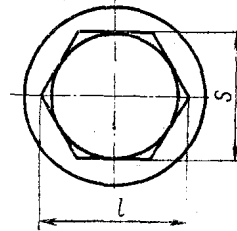
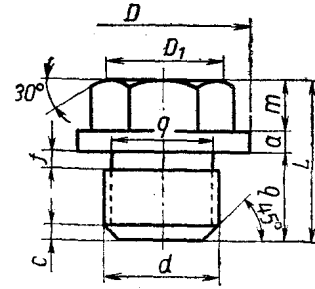


Рис. 8.16

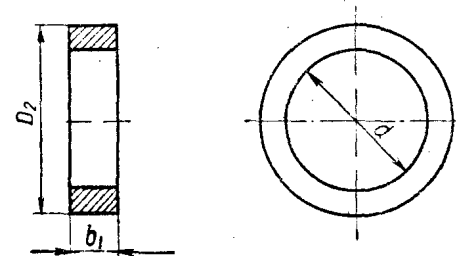


Рис. 8.17

4	Корпус	1	Сталь Ст.3
3	Сетка № 35	1	Латунь
2	Кольцо	1	Сталь Ст.3
1	Крышка	1	Сталь Ст.3

№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал
----------	---------------------------------------	------------	----------

Отдушина (рис. 8.14 и 8.15)

Таблица 8.7

Размеры, мм, отдушин (рис. 8.14 и 8.15)

D	D ₁	h	H	D ₂	H ₁	a	b	h ₁	D ₃	L	a
M27×2	15	15	45	36	32	6	8	22	18	32	6
M48×3	30	25	70	62	52	10	13	32	36	55	8

Пробки для масляных отверстий выполняют по рис. 8.16 и табл. 8.8.

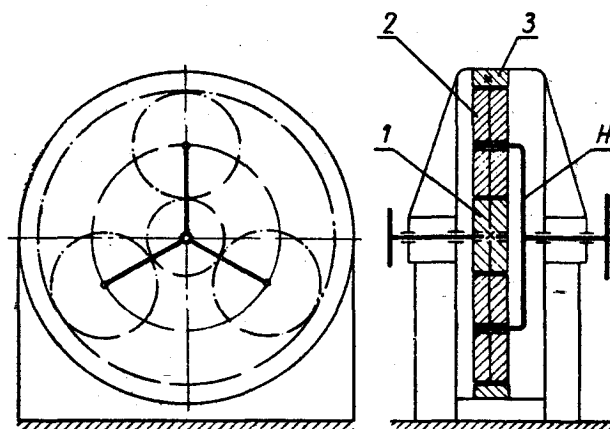
Таблица 8.8

Размеры, мм, пробки с шестигранными головками и цилиндрическим подголовком и уплотнительных шайб для них (рис. 8.16 и 8.17)

d	b	m	a	f	L	c	q	D ₁	D	s	t	D ₂	b ₁
M16×1,5	12	8	3	3	23	2,0	13,8	16	26	17	19,6	26	2
M20×1,5	15	9	4	3	28	2,5	17,8	21	30	22	25,4	32	2
M22×1,5	15	10	4	3	29	2,5	19,8	21	32	22	25,4	35	2
M27×2	18	12	4	4	34	2,5	24,0	25,5	38	27	31,2	42	3
M30×2	18	14	4	4	36	4,0	27,0	30,5	45	32	36,9	48	3

Примечание. Материал пробок—сталь Ст.3 по ГОСТ 380—60 или сталь 35 по ГОСТ 1050—60; материал шайб—картон прессованный.

Планетарные редукторы



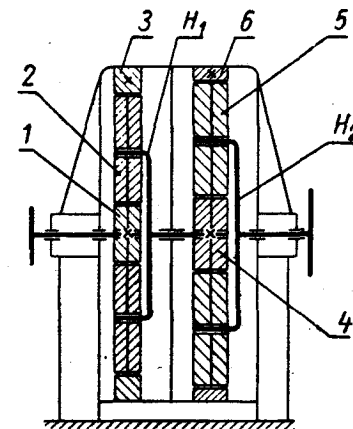
Одноступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса. Центральное колесо 1-ведущее, водило H-ведомое. Центральное колесо 3 закреплено в корпусе

Передаточное отношение:

$$i = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

Ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону

Фиг. 41



Двухступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса

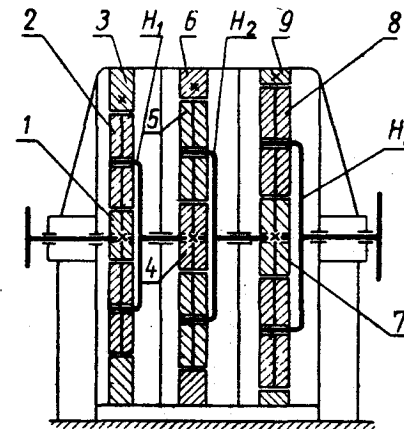
Центральное колесо 1-ведущее, водило H₂-ведомое. Центральные колеса 3 и 6 закреплены в корпусе

Передаточное отношение:

$$i = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) \left(1 + \frac{Z_6}{Z_4}\right)$$

Ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону

Фиг. 42



Трехступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса

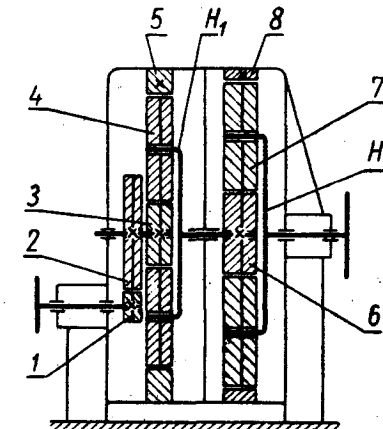
Центральное колесо 1-ведущее, водило H₃-ведомое. Центральные колеса 3, 6, 9 закреплены в корпусе

Передаточное отношение:

$$i = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) \left(1 + \frac{Z_6}{Z_4}\right) \left(1 + \frac{Z_9}{Z_7}\right)$$

Ведущий и ведомые валы вращаются в одну сторону

Фиг. 43



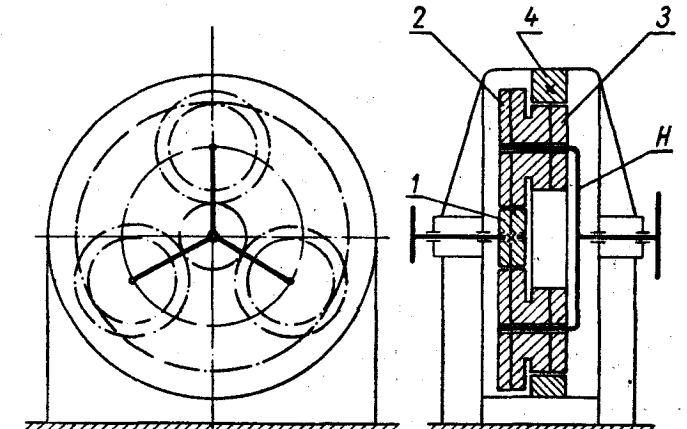
Трехступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса. Первая ступень-простая передача, вторая и третья-планетарные. Колесо 1-ведущее, водило H₂-ведомое. Центральные колеса 5 и 8 закреплены в корпусе.

Передаточные отношения

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \left(1 + \frac{Z_5}{Z_3}\right) \left(1 + \frac{Z_8}{Z_6}\right)$$

Ведущий и ведомые валы вращаются в противоположные стороны

Фиг. 44



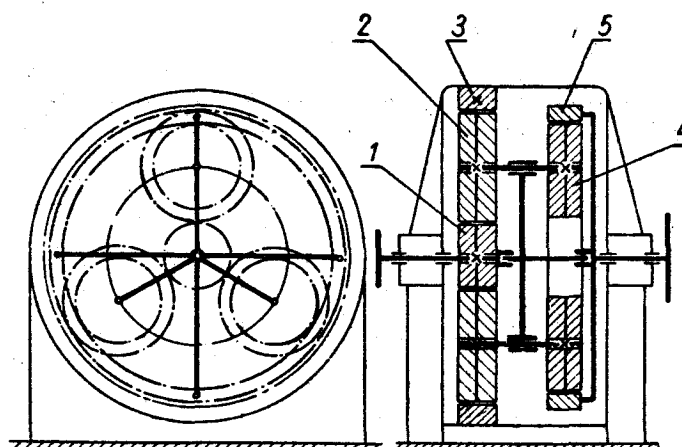
Двухступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса. Центральное колесо 1-ведущее, водило H-ведомое. Центральное колесо 4-закреплено в корпусе. Колеса 2 и 3 жестко соединены между собой.

Передаточное отношение:

$$i = 1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}$$

Ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону

Фиг. 45



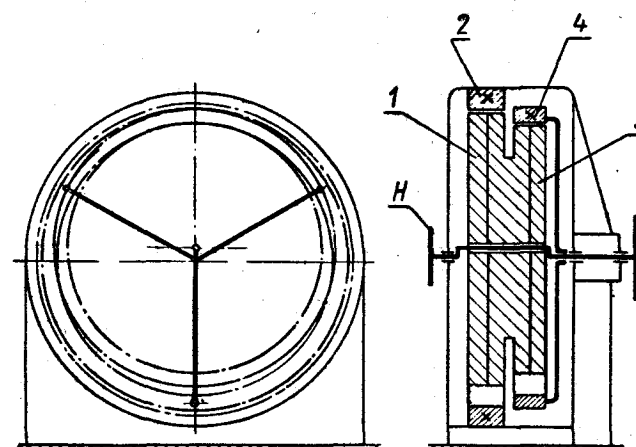
Двухступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса. Центральное колесо 1-ведущее, центральное колесо 5-ведомое. Центральное колесо 3-закреплено в корпусе, колеса 2 и 4 жестко соединены между собой.

Передаточное отношение:

$$i = \frac{1 + \frac{Z_3}{Z_1}}{1 + \frac{Z_3 Z_4}{Z_2 Z_5}}$$

Ведущий и ведомый валы вращаются при $Z_5 < Z_3$ в одну сторону, при $Z_5 > Z_3$ в противоположные стороны

Фиг. 46



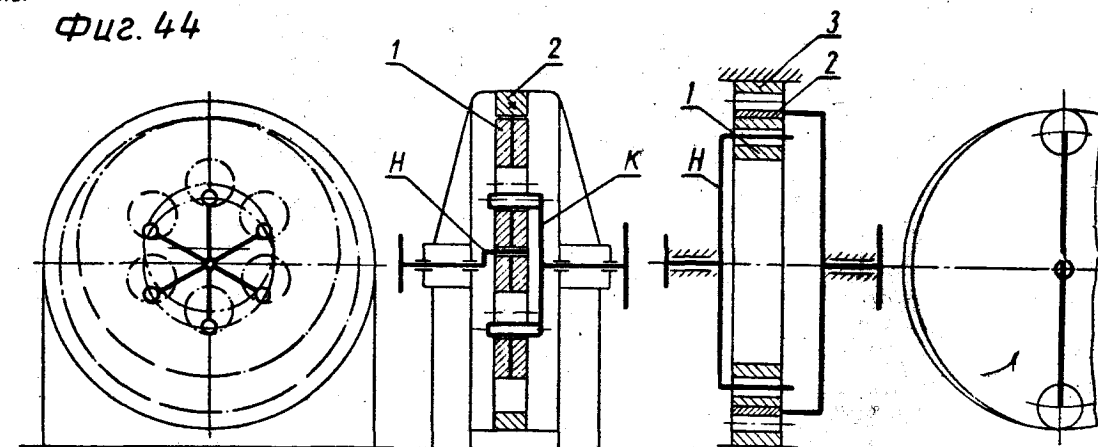
Двухступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса. Водило H-ведущее. Центральное колесо 4-ведомое, центральное колесо 2 закреплено в корпусе, колеса 1 и 3 жестко соединены между собой.

Передаточное отношение:

$$i = \frac{1}{1 - \frac{Z_3 Z_2}{Z_4 Z_1}}$$

Ведущий и ведомый валы вращаются при $Z_3 < Z_2$ в одну сторону, при $Z_3 > Z_2$ в противоположные стороны

Фиг. 47



Одноступенчатый. Валы расположены параллельно установочной плоскости корпуса. Водило H-ведущее, вал с кривошипами K-ведомый, центральное колесо 2 закреплено в корпусе.

Передаточное отношение:

$$i = \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2}$$

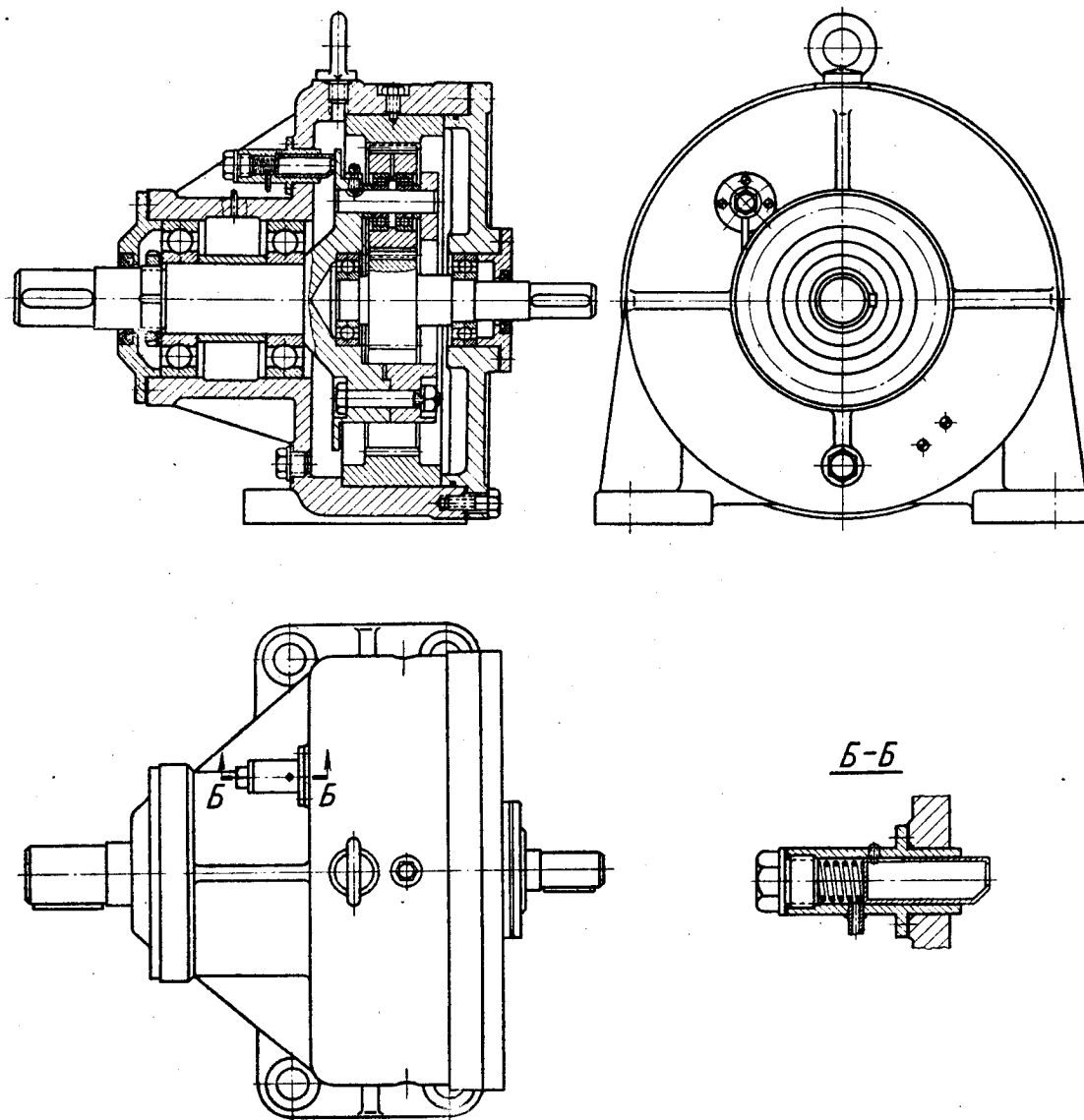
Ведущий и ведомый валы вращаются в разные стороны

Фиг. 48

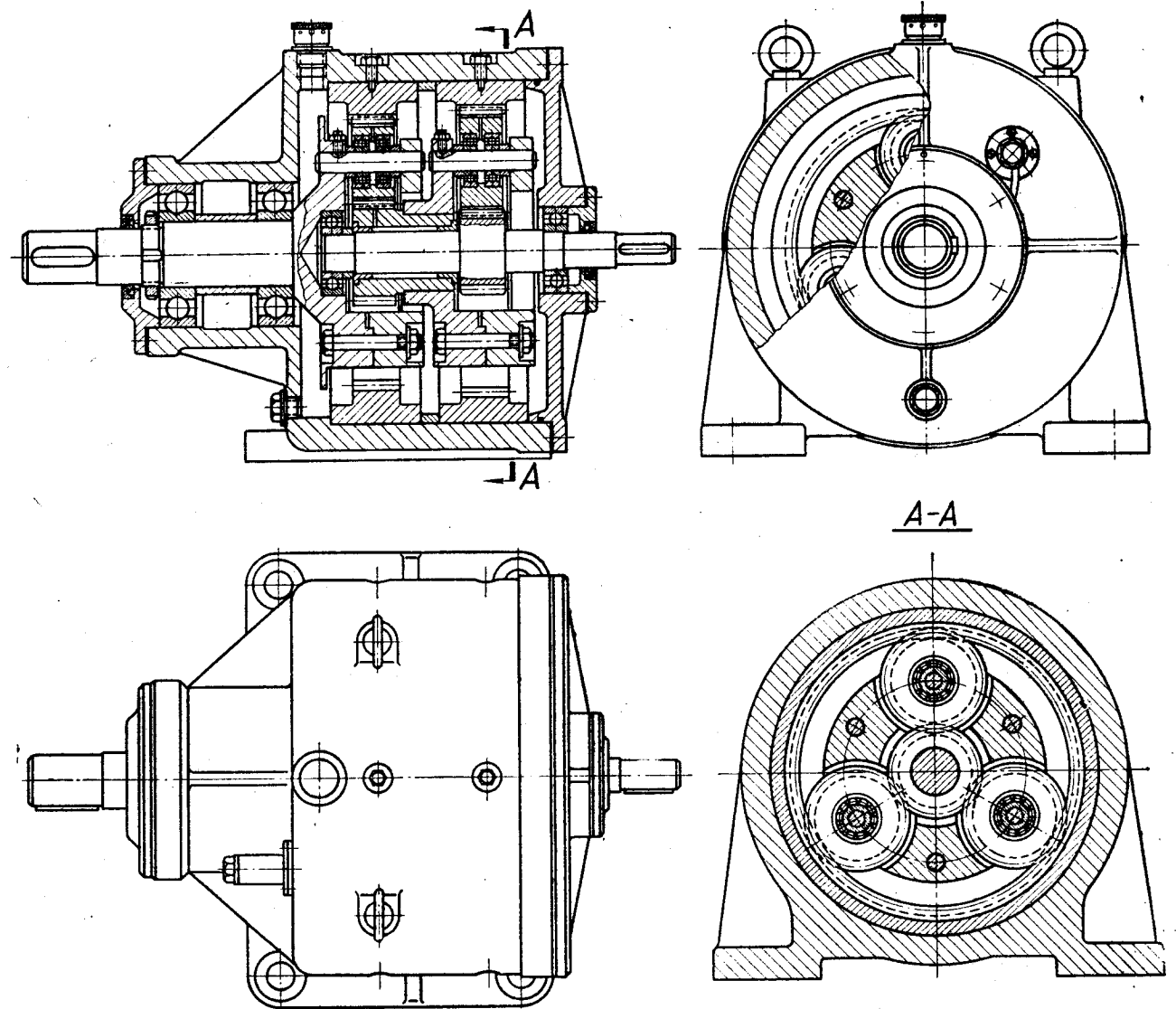
Волновой. Водило H с роликом 1-ведущее, колесо с гибким ободом 2-ведомое, колесо 3 закреплено в корпусе. Передаточное отношение $i = \frac{Z_2}{Z_3 - Z_1}$

Фиг. 49

Кинематические
схемы редукторов



Фиг. 1. Редуктор одноступенчатый



Фиг. 2. Редуктор двухступенчатый

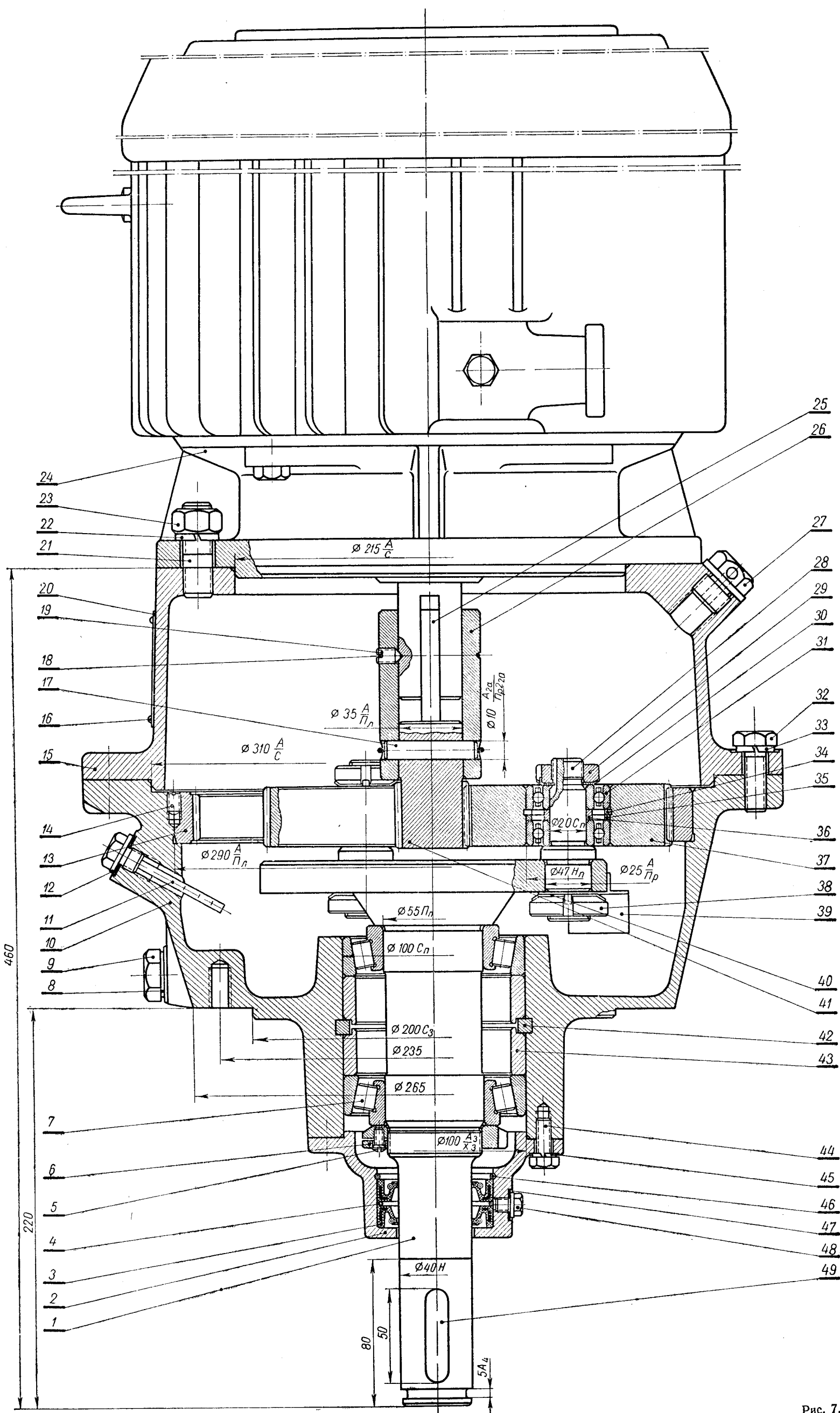


Рис. 7.32

мулу в первой степени), то долговечность подшипников увеличится.

Следовательно, при увеличении угловой скорости запасы прочности всех деталей повышаются.

При вдвое меньшей угловой скорости удовлетворительная работа редуктора невозможна, поскольку напряжение в зубьях шестерни и колеса окажется в два раза бóльшим допустимого, значительно больше допускаемой будет и мощность, передаваемая одним ремнем, не говоря уже о значительном повышении напряжений в валах и ухудшении условий работы подшипников.

РЕДУКТОРЫ ПЛАНЕТАРНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ОДНО- И ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ

На рис. 7.32 и 7.33 приведены конструкции нормализованных [19] вертикальных одно (ВО)- и двухступенчатых (ВД) цилиндрических редукторов с передаточными числами $i = 8,25$ и $12,6$.

В редукторе ВО (рис. 7.32) ведущая (солнечная) шестерня 41, соединенная втулкой 26 с валом электродвигателя 24, находится в зацеплении с тремя колесами 37, которые, перекачываясь по неподвижному центральному колесу 13 с внутренними зубьями и меняя расположение своих осей в пространстве, вращают с помощью пальцев 28 водило (выходной вал) 1 редуктора.

Движение колес 37, называемых планетарными или сателлитами, сходно с движением планет, откуда планетарные передачи и получили свое наименование.

В редукторе ВД вал-шестерня 39, соединенная с валом электродвигателя 31, и находящееся с ней в зацеплении колесо 14 выполняют функцию первой ступени цилиндрического редуктора, а вторая ступень, состоящая из вала-шестерни 11 и находящегося также в зацеплении с неподвижным центральным колесом 13 трех сателлитов 43, является планетарной. Редукторы ВД позволяют осуществить более высокие передаточные числа.

Особенностями редукторов ВО и ВД являются: их компактность, малые габаритные размеры (передача вписывается в размеры одного колеса с внутренними зубьями); возможность достижения больших передаточных чисел позволяет использовать быстроходные малогабаритные легкие двигатели и приводы малых размеров и массы; наличие нескольких (в силовых передачах от 2 до 20 см [21]) сателлитов уменьшает усилие в зацеплении и улучшает условия смазки (особенно густой); в изготовлении и сборке конструкция сложнее обычных, однако представляет широкие возможности для унификации корпусных деталей, зубчатых колес и многих других деталей.

Приведенные редукторы входят в серию, состоящую из семи типоразмеров (I—VII), применяемых для комплектования приводов (всего нормализовано десять типоразмеров приводов) вертикальных перемешивающих устройств [18], изготавливаемых специализированными заводами.

Техническая характеристика

Электродвигатель		i	m_n , мм	Шестерня $z_{ш}$	Сателлит z_c	Венец z_v
N , кВт	ω , рад/сек (n , об/мин)					
4,5	151 (1440)	8,25	1,5	24	75	174

49	Шпонка 12×8×50 ГОСТ 8789—68	1	Сталь 50
48	Пробка	1	Сталь Ст.3
47	Прокладка $\delta = 1,5$ мм	1	Картон прессованный
46	Кольцо 60 ГОСТ 2833—65	1	Проволока пружинная, III класс, ГОСТ 9389—60
45	Шайба пружинная 12Н 65Г ГОСТ 6402—61	3	Сталь 65Г
44	Болт М8×25 ГОСТ 7798—62	3	Сталь 35
43	Втулка распорная	2	Чугун СЧ 18—36
42	Кольцо разрезное	1	Чугун СЧ 18—36
41	Вал шестерня	1	Сталь 40Х
40	Шайба стопорная	3	Сталь 15
39	Лопатка	3	Сталь Ст.3
38	Гайка установочная М24×1,5	3	Сталь 35
37	Сателлит	3	Сталь 40Х
36	Втулка	3	Сталь Ст.3
35	Втулка	3	Сталь Ст.3
34	Кольцо ВК—47 ГОСТ 9301—59	3	Сталь 65Г
33	Шайба пружинная 12Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 65Г
32	Болт М12×30 ГОСТ 7798—62	8	Сталь 35
31	Шарикоподшипник радиальный однорядный 204 ГОСТ 8338—57	2	Сборный
30	Шайба стопорная для установочных гаек	1	Сталь 15
29	Гайка установочная с конической фаской М20×1,5	1	Сталь 15

28	Палец	1	Сталь 45
27	Отдушина	1	Сталь Ст.3
26	Втулка	1	Сталь Ст.3
25	Шпонка В10×8×50	1	Сталь 50
24	ГОСТ 8792—58 Электродвигатель АО51—4, $N = 4,5$ кВт, $\omega = 157$ рад/сек ($n = 1500$ об/мин)	1	Сборный
23	Гайка М14 ГОСТ 5915—62	4	Сталь 30
22	Шайба пружинная 14Н 65Г ГОСТ 6402—61	4	Сталь 65Г
21	Шпилька А М14×35 ($\frac{18}{26}$) 01 ГОСТ 11765—66	4	Сталь 35
20	Табличка заводская	1	Жесть белая 40
19	Винт М8×16 ГОСТ 1476—64	1	Сталь Ст.3
18	Кольцо 55 ГОСТ 2833—65	1	Проволока пружинная, III класс, ГОСТ 9389—60
17	Штифт цилиндрический 10 Пр 2 _{2а} ×60	1	Сталь 45
16	Заклепка 3×5 ГОСТ 10299—62	1	Сталь Ст.0
15	Плита переходная	1	Чугун СЧ 18—36
14	Винт М8×15 ГОСТ 1476—64	7	Сталь Ст.3
13	Венец	1	Сталь 45
12	Прокладка $\delta = 1$ мм	1	Картон прессованный
11	Щуп-отдушина	1	Сборный
10	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
9	Пробка М20×1,5	1	Сталь Ст.3
8	Прокладка $\delta = 1,5$ мм	1	Картон прессованный
7	Роликоподшипник конический однорядный 7511 ГОСТ 333—59	2	Сборный
6	Гайка установочная с прорезью и зажимным винтом М52×1,5	1	Сталь Ст.3
5	Винт II М6×10 ГОСТ 1475—62	1	Сталь Ст.3
4	Кольцо 60 ГОСТ 2833—65	1	Проволока пружинная, III класс, ГОСТ 9389—60
3	Манжета I—1—40 ГОСТ 8752—61	2	Резина КР 358
2	Крышка нижняя	1	СТУ—11—403—63
1	Водило (выходной вал)	1	Чугун СЧ 18—36
			Сталь 45
№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал
Редуктор цилиндрический вертикальный одноступенчатый ВО—II 4,5/180—1500 (рис. 7.32)			

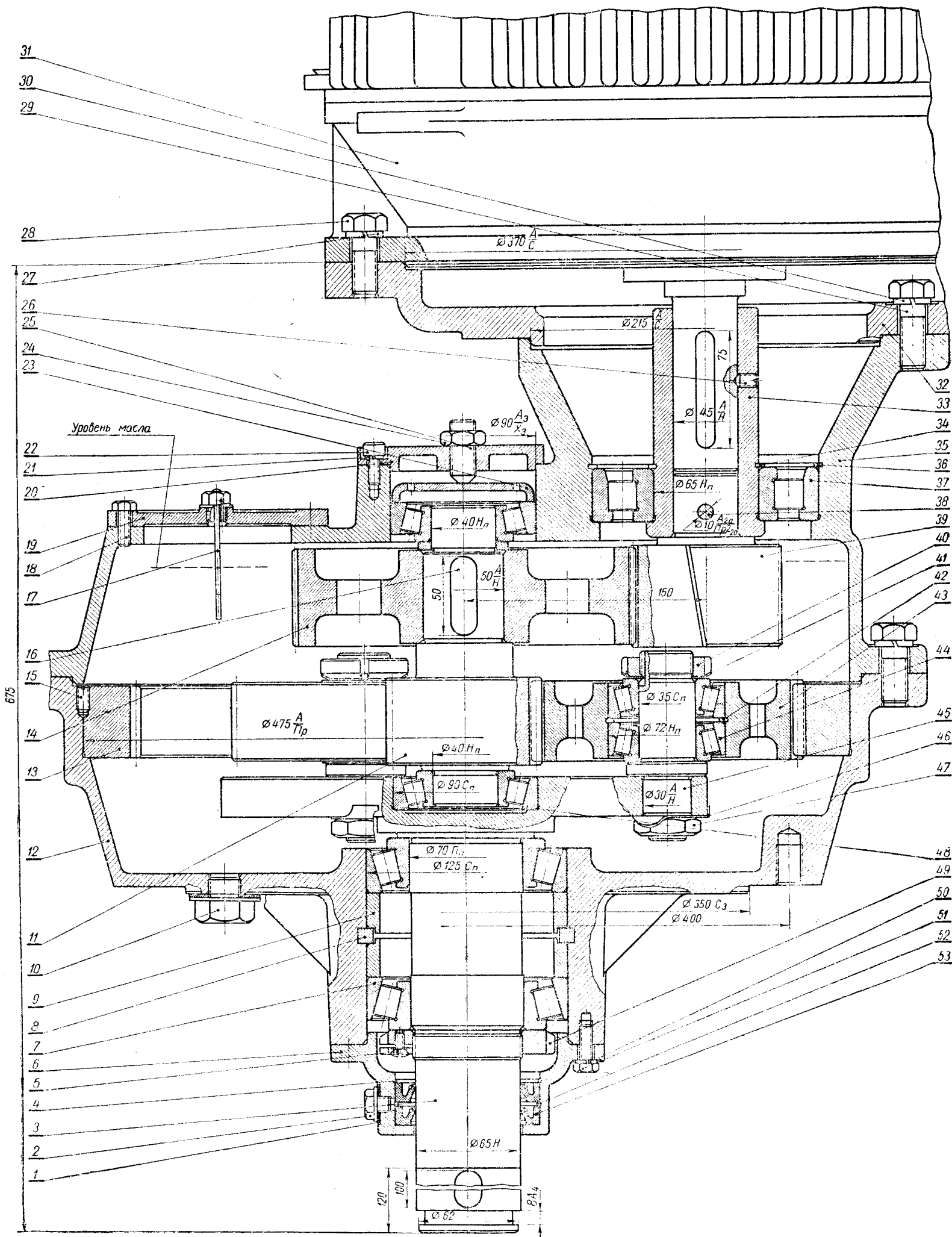


Рис. 7.33

Техническая характеристика

Электродвигатель		i	Колеса редуктора					
			I ступень			II ступень		
N, кВт	ω, рад/сек (n, об/мин)		m _п мм	z ₁	z ₂	m _п мм	z ₃	z ₄
14	151 (1440)	12,6	1,5	60	138	2,5 : 36	63	162

53	Манжета I—1—65 ГОСТ 8752—61	2	Резина КР
52	Кольцо 85 ГОСТ 2833—65	1	СТУ—11—403—63
51	Болт М8×25 ГОСТ 7798—62	8	Проволока пружинная, III класс, ГОСТ 9389—60
50	Шайба пружинная 8Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 35
49	Гайка установочная с конической фаской и зажимным винтом М68×1,5	1	Сталь Ст.3
48	Роликоподшипник конический однорядный 7308 ГОСТ 333—59	2	Сборный
47	Гайка М24 ГОСТ 5916—62	1	Сталь Ст.3
46	Шайба стопорная 24 ГОСТ 3693—52	1	Сталь 15
45	Палец	1	Сталь 45
44	Роликоподшипник конический однорядный 7507 ГОСТ 333—59	1	Сборный
43	Сателлит	1	Сталь 40Х
42	Кольцо ВК—72 ГОСТ 9301—59	1	Сталь 65Г
41	Шайба стопорная для установочных гаек	1	Сталь 15
40	Гайка установочная с конической фаской М33×1,5	1	Сталь 15
39	Вал-шестерня	1	Сталь 40Х
38	Штифт цилиндрический 10 Пр 2 _а Ж 60 ГОСТ 3128—60	1	Сталь 45
37	Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами 2313 ГОСТ 8328—57	1	Сборный
36	Кольцо ВК—90 ГОСТ 9301—59	1	Сталь 65Г
35	Крышка	1	Чугун СЧ 18—36
34	Кольцо НК—65 ГОСТ 9301—59	1	Сталь 65Г
33	Втулка	1	Сталь Ст.3
32	Плита сменная	1	Чугун СЧ 18—36
31	Электродвигатель КОФ21-4, исп. Ф-4, N = 14 кВт, ω = 157 рад/сек (n = 1500 об/мин)	1	Сборный

30	Шайба пружинная 16Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 65Г
29	Болт М16×45 ГОСТ 7798—62	8	Сталь 35
28	Болт М16×40 ГОСТ 7798—62	8	Сталь 35
27	Шайба пружинная 16Н 65Г ГОСТ 6402—61	8	Сталь 65Г
26	Винт М8×15 ГОСТ 1476—64	1	Сталь Ст.3
25	Винт М16×40 ГОСТ 8878—64	1	Сталь Ст.3
24	Гайка М16 ГОСТ 5929—62	6	Сталь Ст.3
23	Шайба 90 ГОСТ 11643—65	1	Сталь Ст.3
22	Болт М8×25 ГОСТ 7796—62	6	Сталь 35
21	Шайба пружинная 8Н 65Г ГОСТ 6402—61	6	Сталь 65Г
20	Крышка 2—90 ГОСТ 11642—65	1	Чугун СЧ 15—32
19	Крышка	1	Чугун СЧ 18—36
18	Болт М8×25 ГОСТ 7798—62	7	Сталь 35
17	Шуп-отдушина	1	Сборный
16	Шпонка 16×10×50 ГОСТ 8789—68	1	Сталь 50
15	Винт М8×12 ГОСТ 1476—64	6	Сталь Ст.3
14	Колесо	1	Сталь 45
13	Венец	1	Сталь 45
12	Основание редуктора	1	Чугун СЧ 18—36
11	Вал-шестерня	1	Сталь 40Х
10	Пробка М20×1,5	1	Сталь Ст.3
9	Втулка распорная	2	Чугун СЧ 18—36
8	Кольцо разрезное	1	Чугун СЧ 18—36
7	Роликоподшипник конический однорядный 7514 ГОСТ 333—59	2	Сборный
6	Крышка нижняя	1	Чугун СЧ 18—36
5	Винт II М8×14 ГОСТ 1475—62	1	Сталь Ст.3
4	Кольцо замковое пружинное 86 ГОСТ 2833—65	1	Проволока пружинная, III класс, ГОСТ 9389—60
3	Водило (выходной вал)	1	Сталь 45
2	Пробка М10×1,5	1	Сталь Ст.3
1	Прокладка δ = 2 мм	1	Прессованный картон
№ детали	Наименование или условное обозначение	Количество	Материал

Редуктор цилиндрический вертикальный двухступенчатый ВД—IV 14/110—1500 (рис. 7.33)

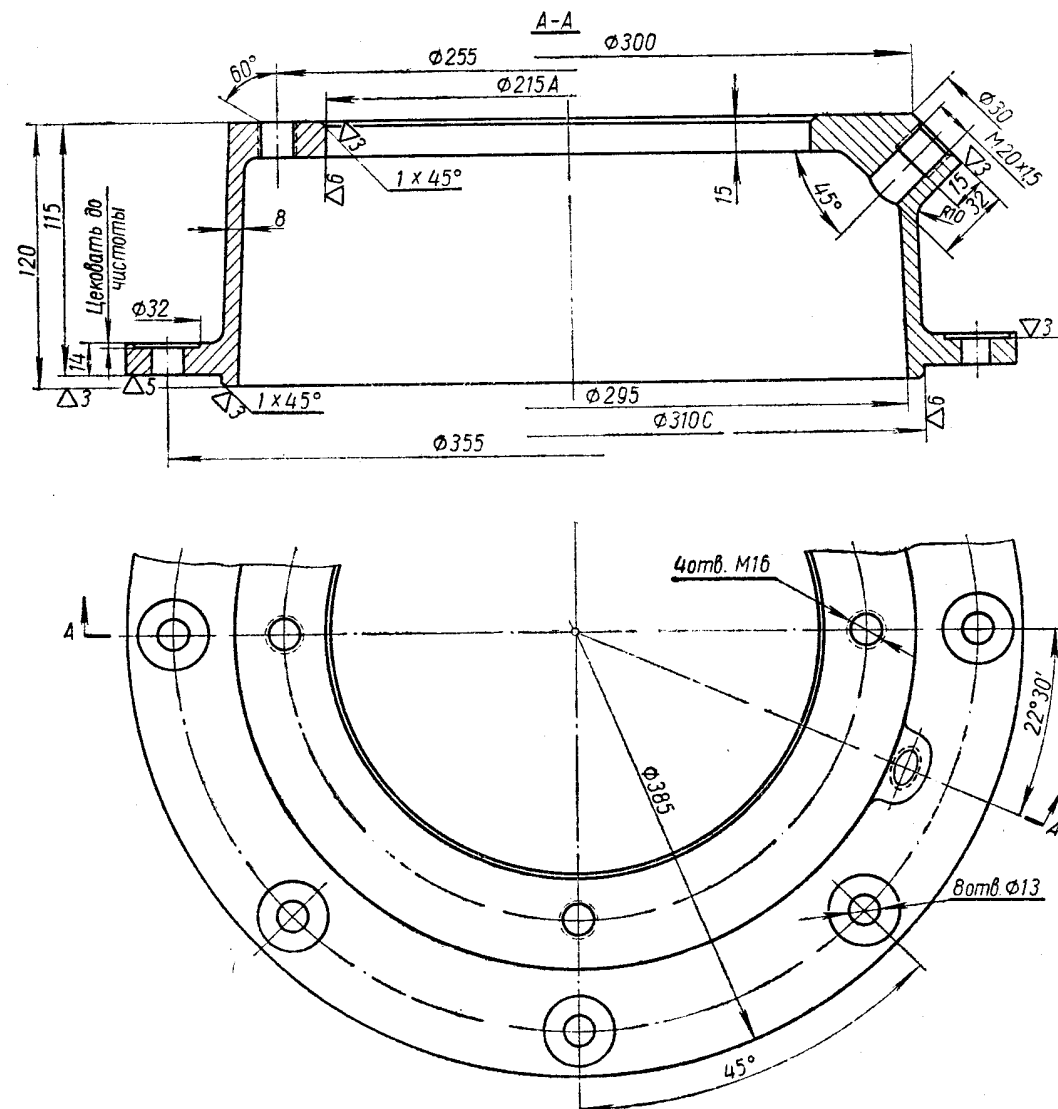


Рис. 7.34

На рис. 7.34—7.38 показаны корпусные детали редукторов: ВО—II 4,5/180—1500 * (рис. 7.32, дет. 10 и 15) и ВД—IV 14/110—1500 (рис. 7.33, дет. 12, 32 и 35).

* В условном обозначении редуктора указывают вид редуктора (ВО или ВД), типоразмер (I—VII), мощность, *квт*, деленную на угловую скорость выходного вала, *об/мин*, угловую скорость электродвигателя, *об/мин*.

Нормализованы стойки без промежуточных опор (номера стоек: 1—4, тип привода: А — присоединение вала редуктора к валу перемешивающего устройства продольно-разъемной муфтой) и с промежуточными опорами (номера стоек: 5 и 6, типы приводов: Б и В — присоединение вала редуктора к валу перемешивающего устройства зубчатой муфтой).

Изготавливают стойки из чугуна марки СЧ 18—36. Условное обозначение стойки № 1, для установки редуктора II типоразмера: *Стойка 1—II—ОН 12—25—61*. На рис. 7.39, 7.40 и в табл. 7.14 приведены данные о нормализованных стойках.

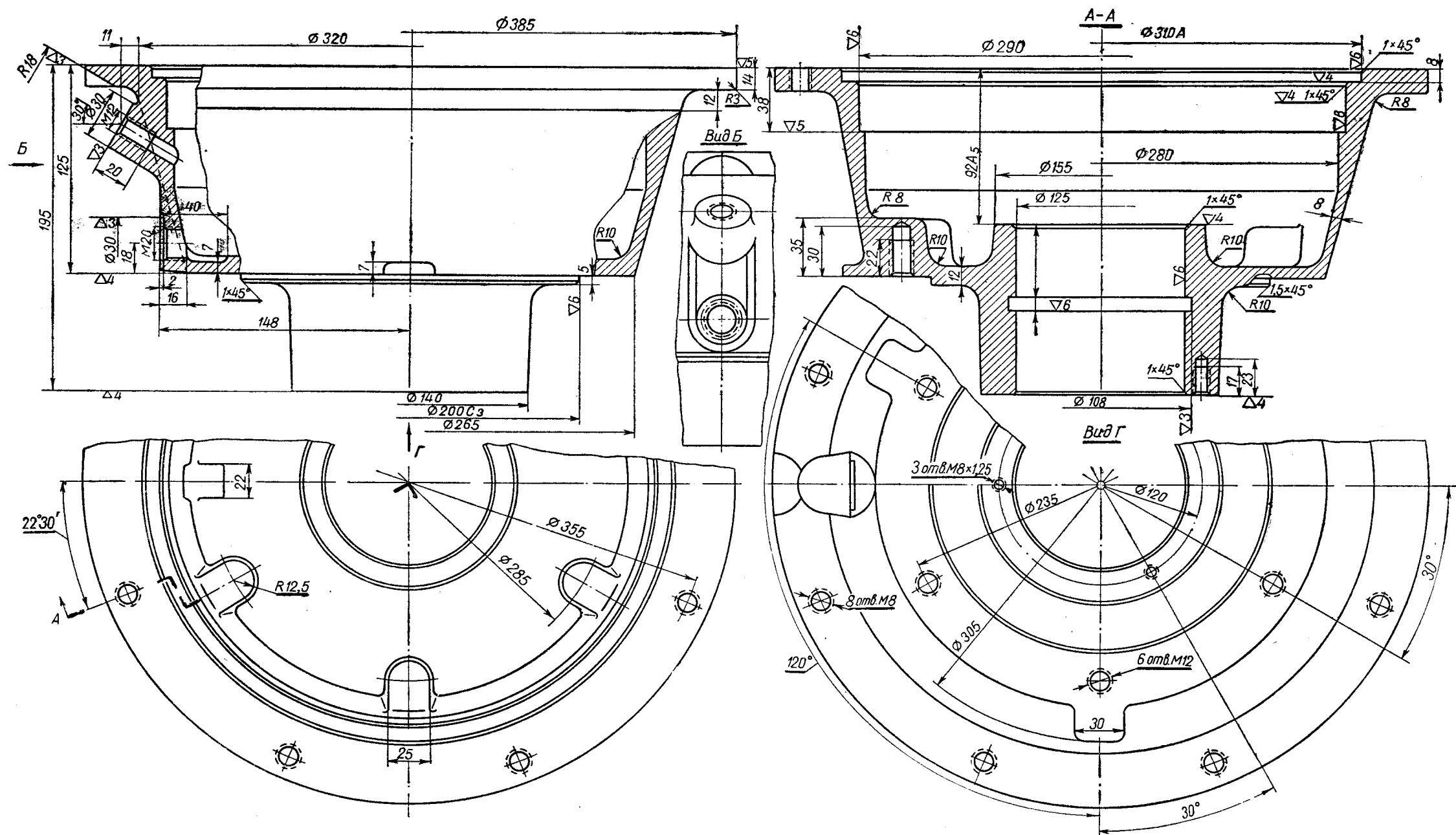


Рис. 7.35

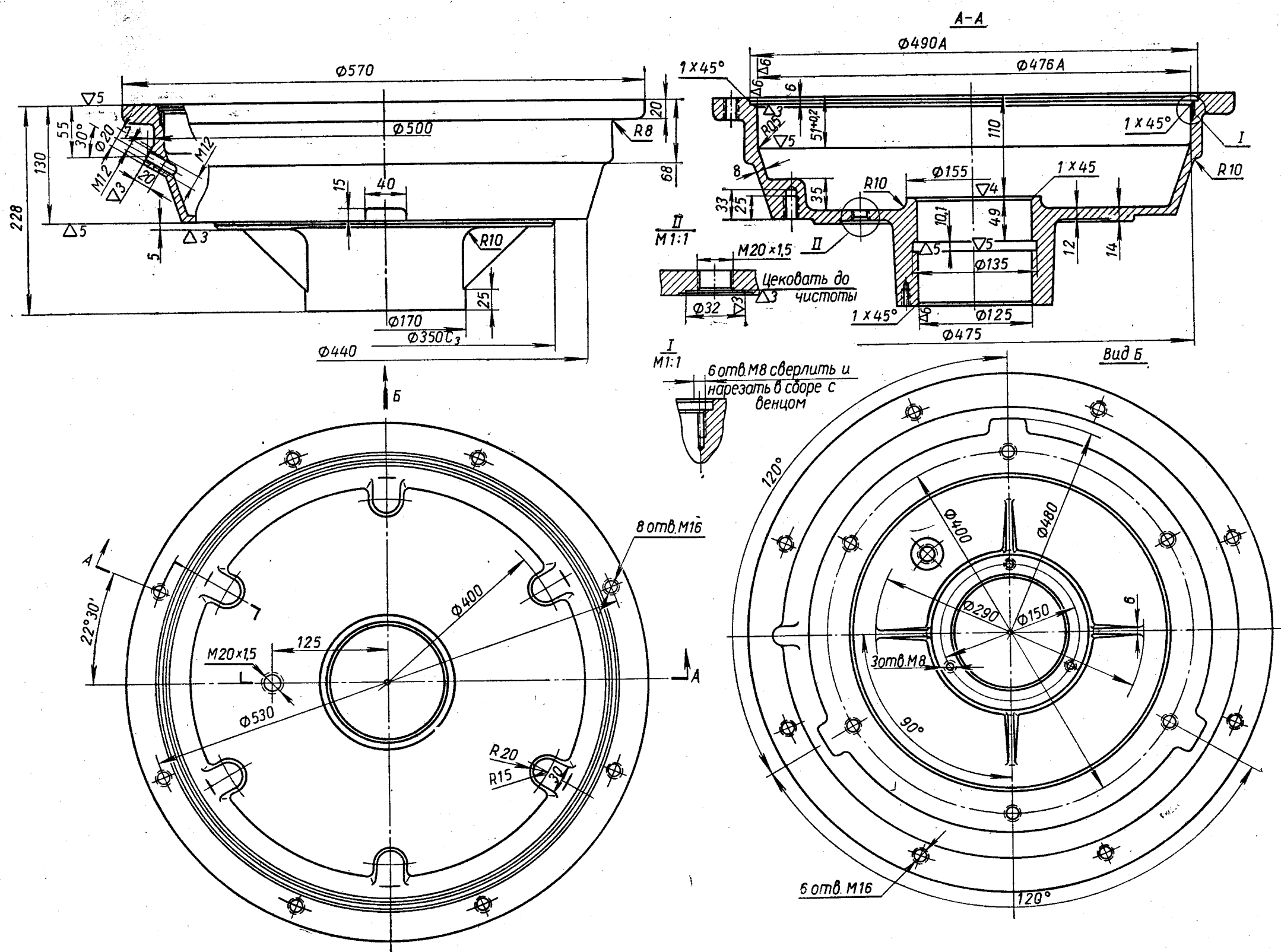


Рис. 7.36

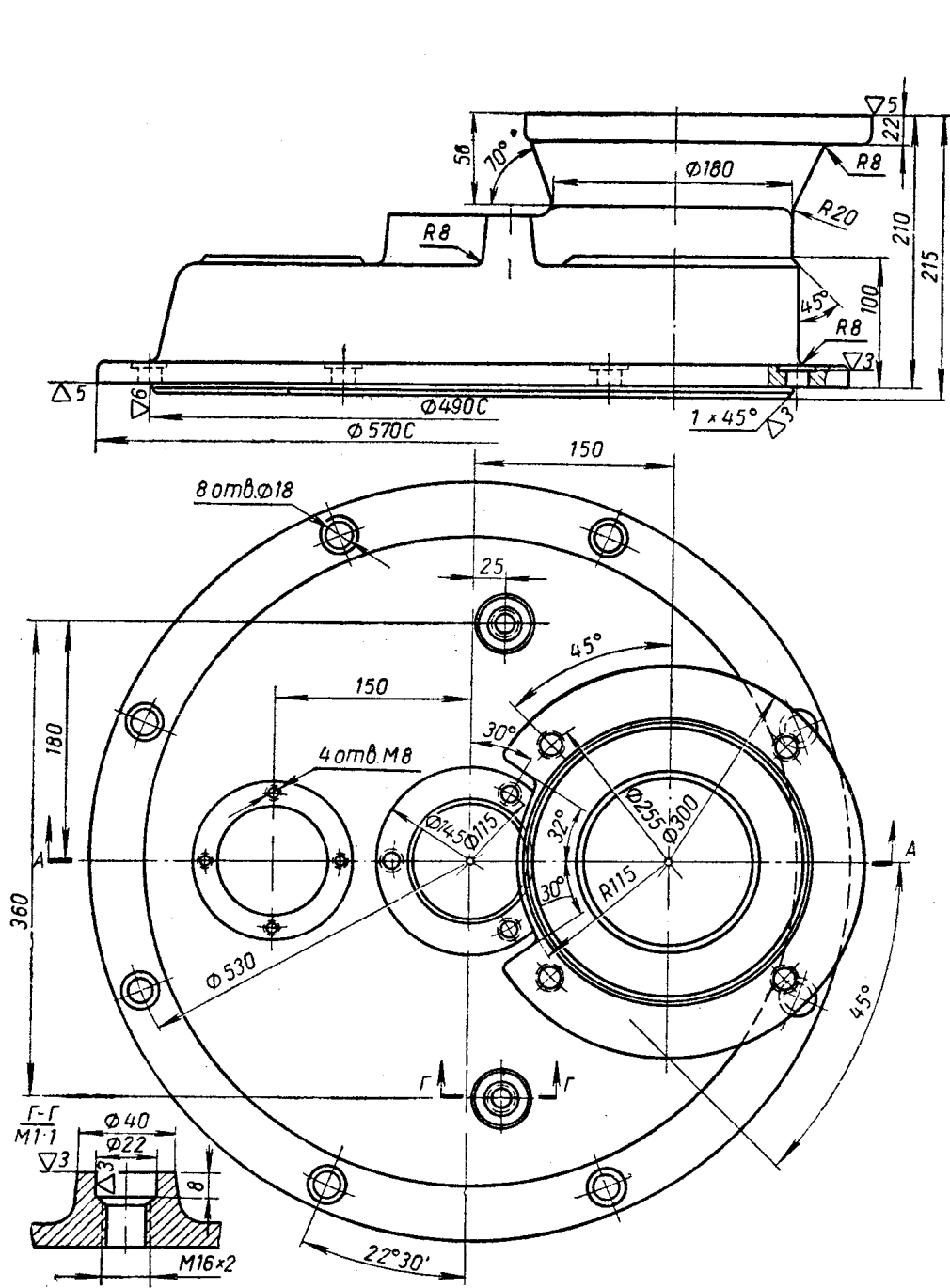


Рис. 7.37

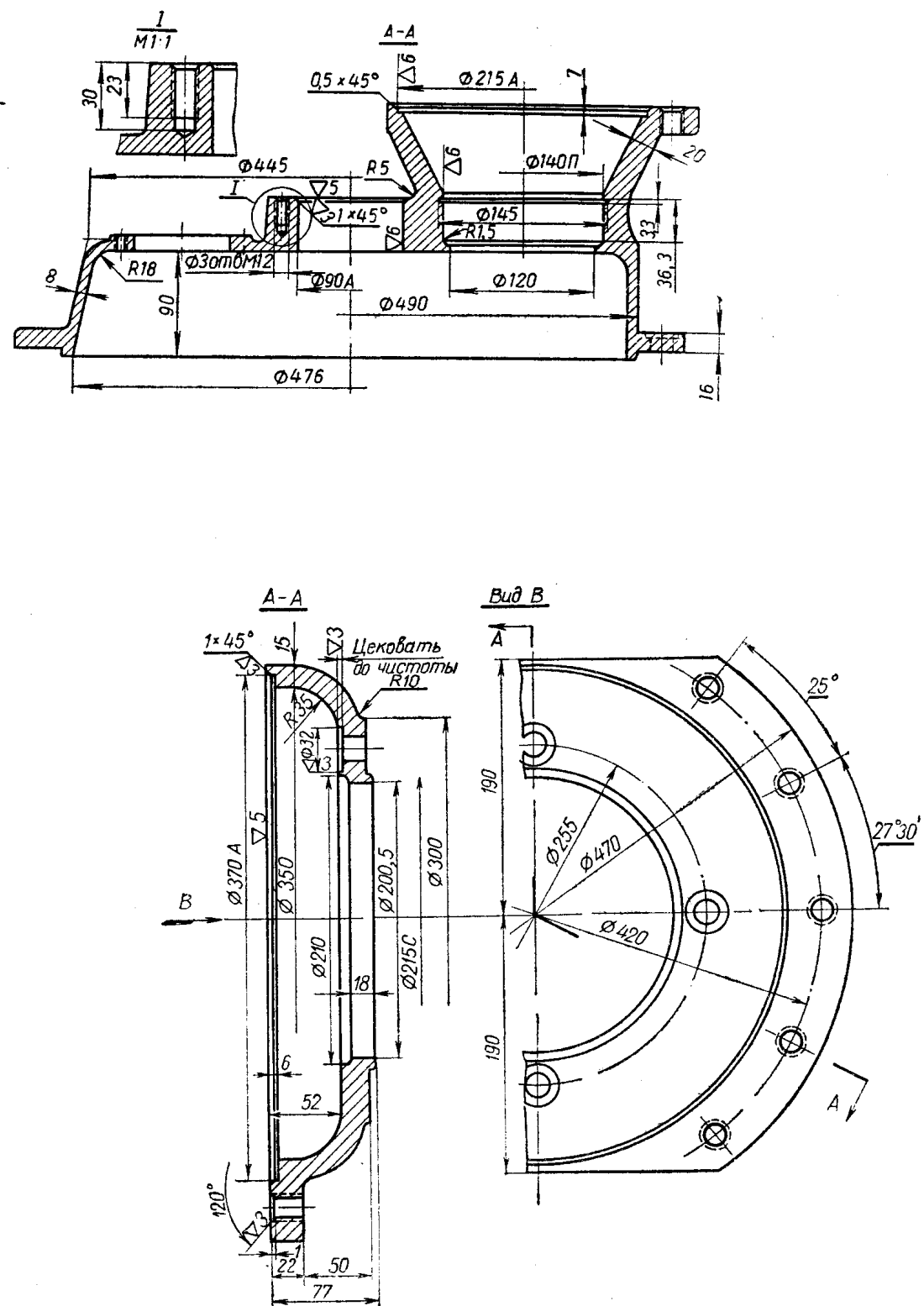
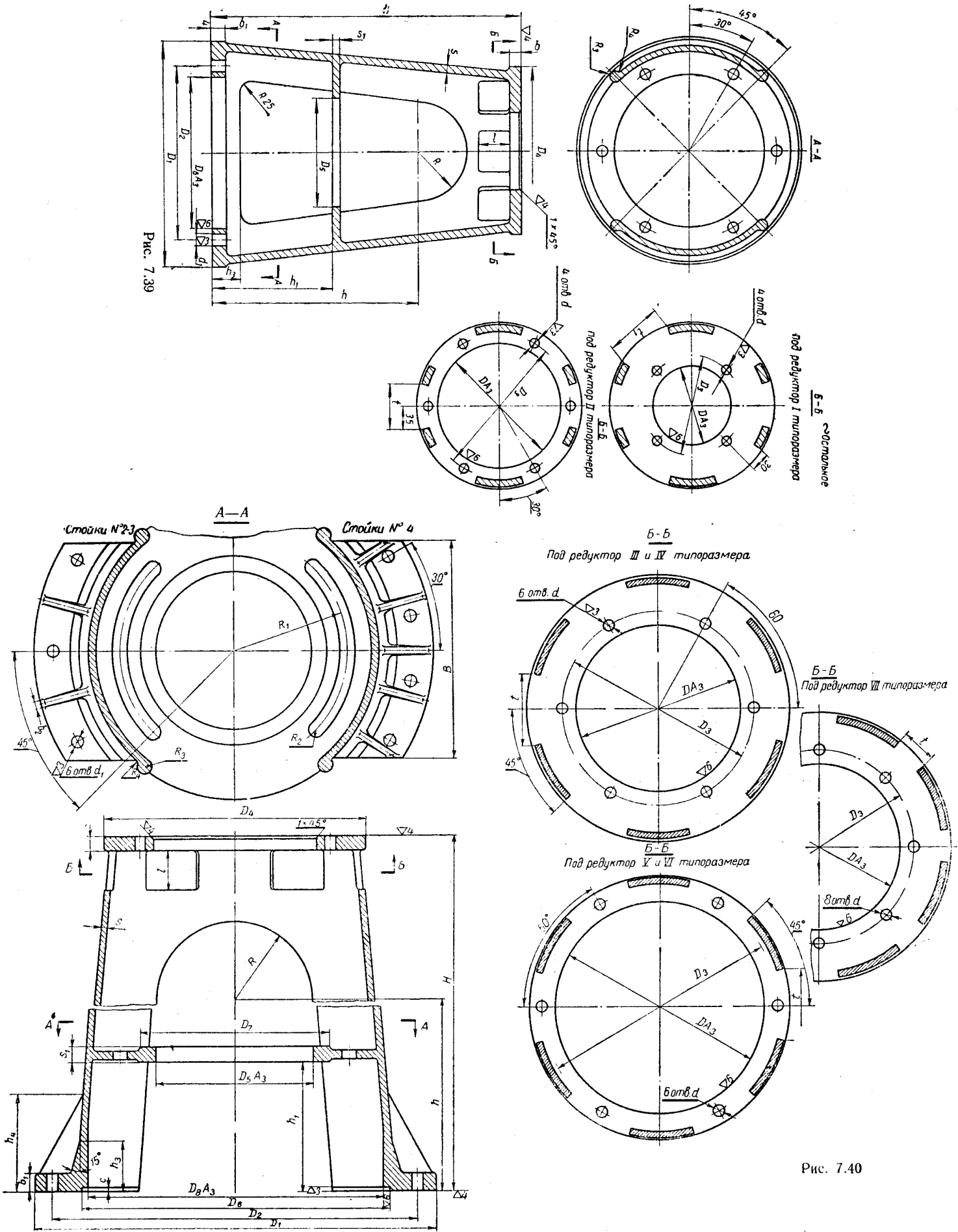
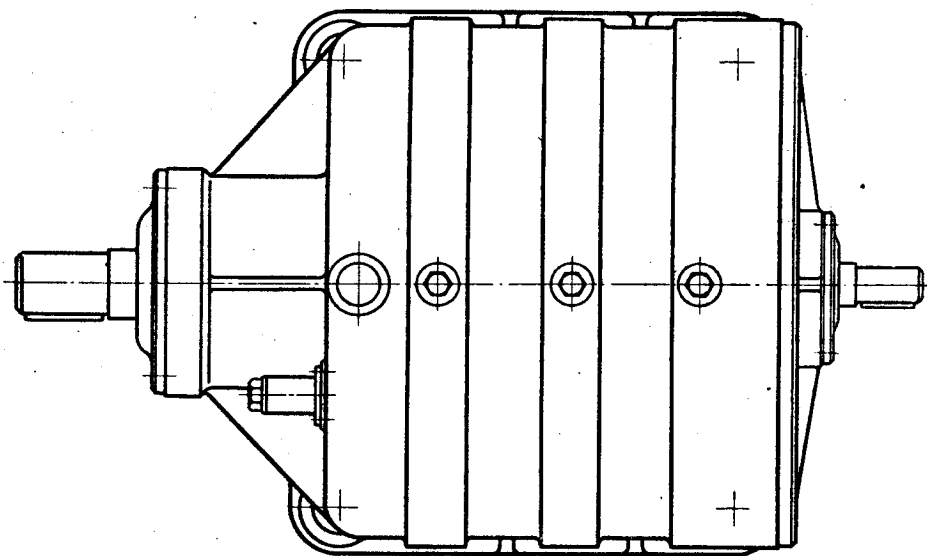
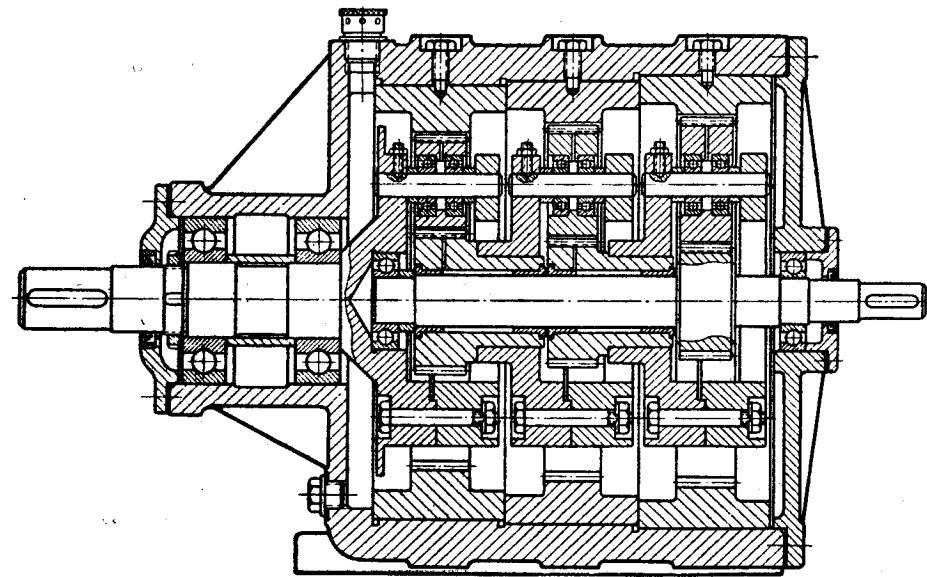


Рис. 7.38

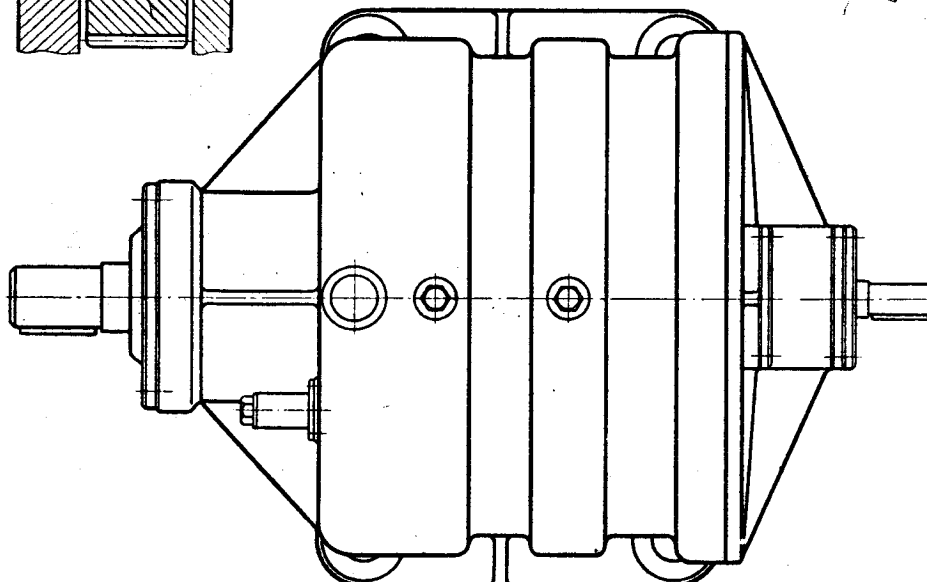
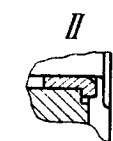
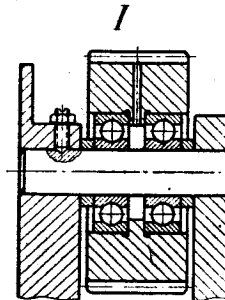
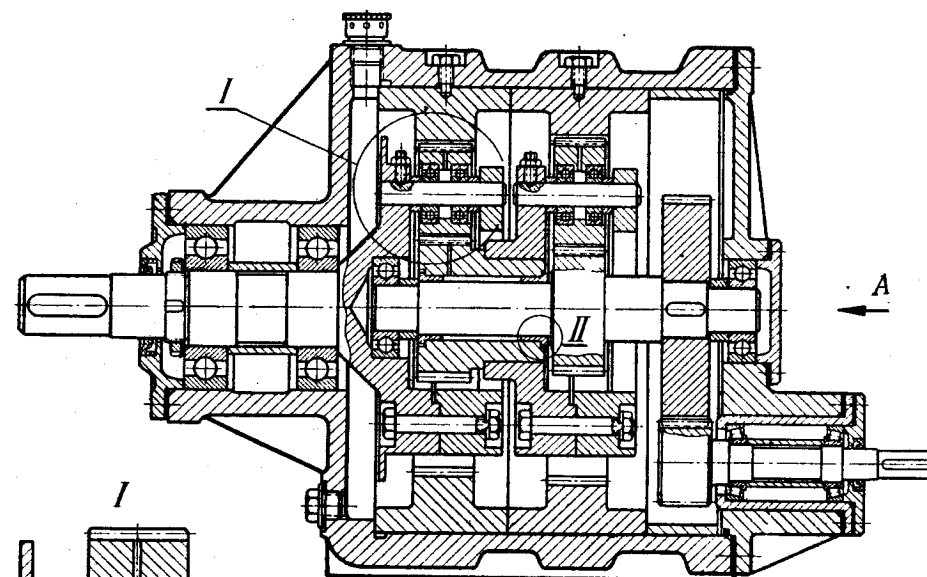
Размеры, мм, стоек под редукторы без промежуточных опор (рис. 7.39, 7.40)

Номер стoji- ки	Типоразмер редуктора	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	H	h	h_1	h_2	h_3	B	b	b_1	s	s_1	c	R	R_1	R_2	R_3	R_4	b_s	t	l	d	d_1	t_1
1	I	125	360	280	155	265	175	240	—	—	500	335	195	45	—	—	18	22	10	12	—	80	—	—	10	8	—	70	50	14	18	90
	II	200	360	280	235	265																										
2	III	275	670	610	320	440	260	500	315	490	650	405	215	80	160	360	24	28	12	25	7	130	190	25	12	10	12	120	65	18	18	—
	IV	350	670	610	400	440																										
3	V	400	800	720	440	550	375	630	440	600	750	400	225	90	180	450	28	30	14	25	8	165	250	25	14	10	12	140	70	18	22	—
	VI	450	800	720	500	550																										
4	VII	500	900	830	560	620	465	710	520	690	900	520	255	150	290	560	28	30	16	25	8	160	295	25	16	10	14	100	100	22	22	—

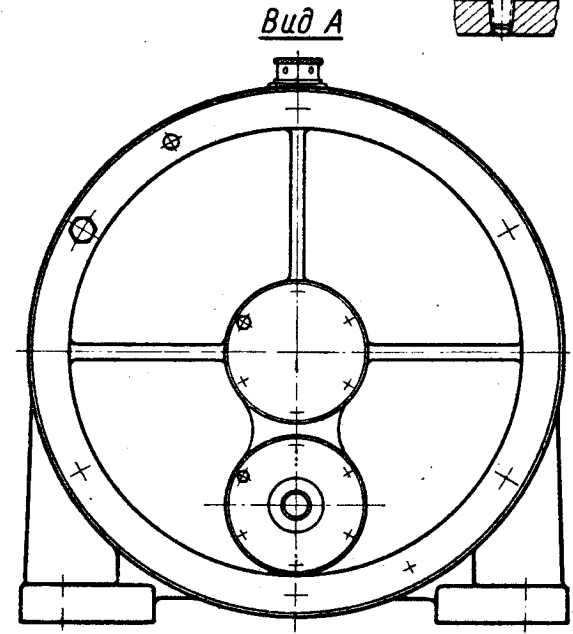
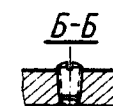
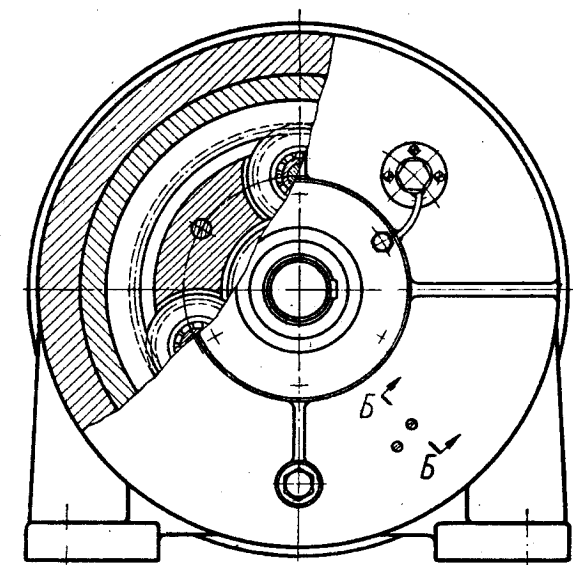




Фиг. 1. Редуктор трехступенчатый

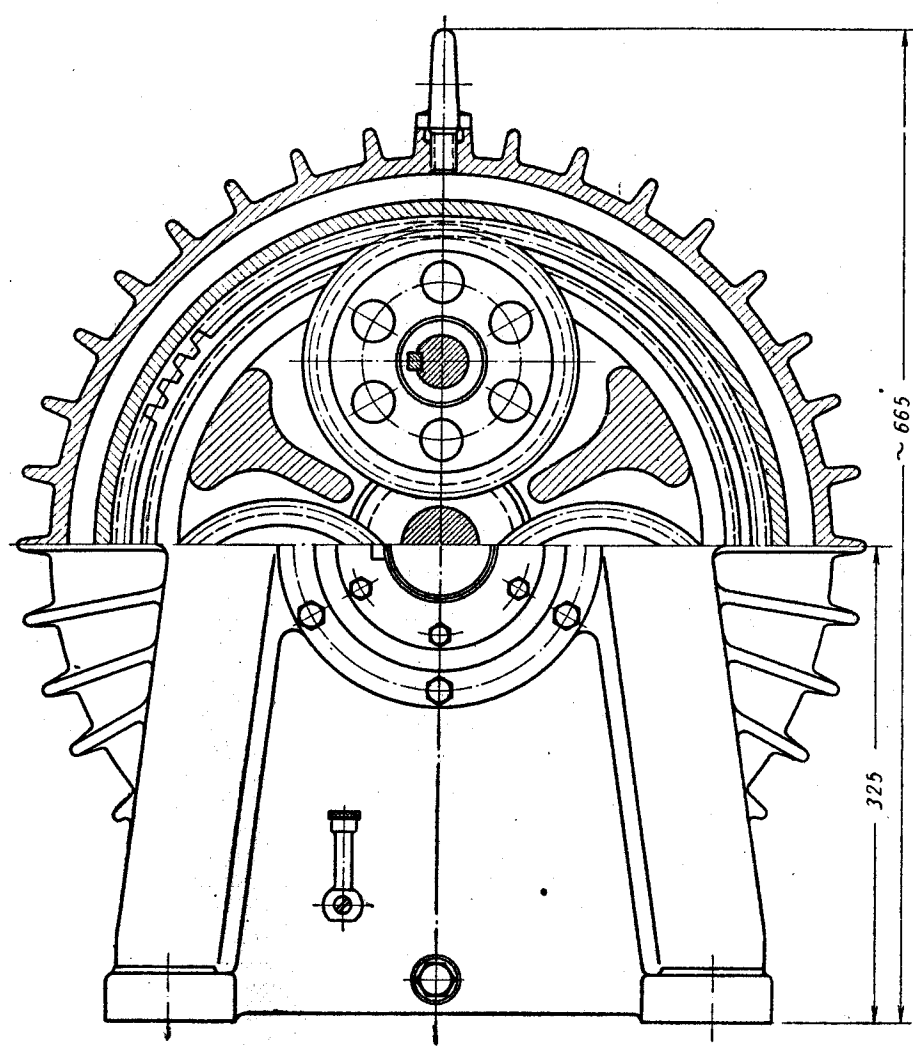


Фиг. 2. Редуктор комбинированный трехступенчатый



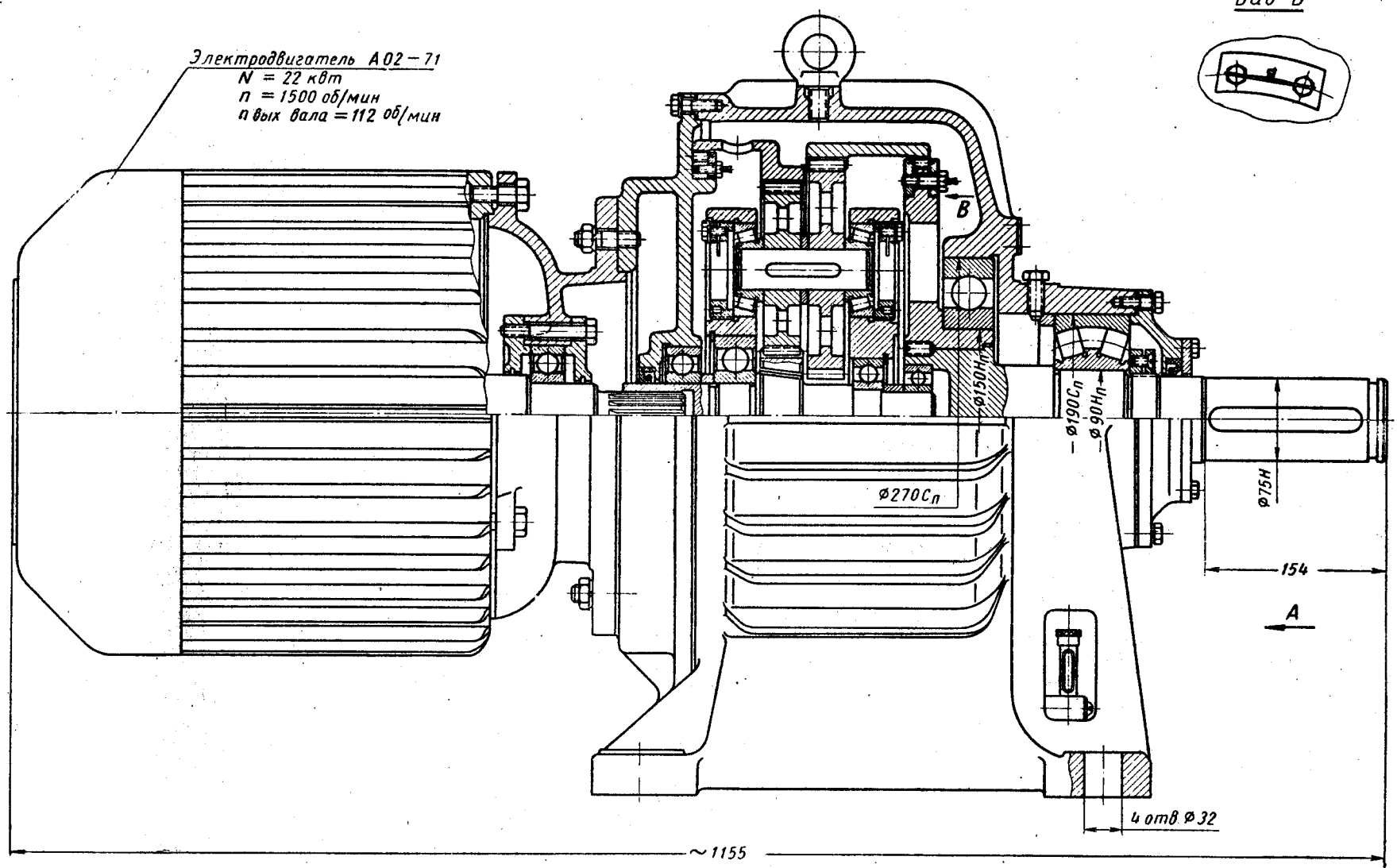
Редукторы
планетарные
с цилиндрическими
колесами

Вид А

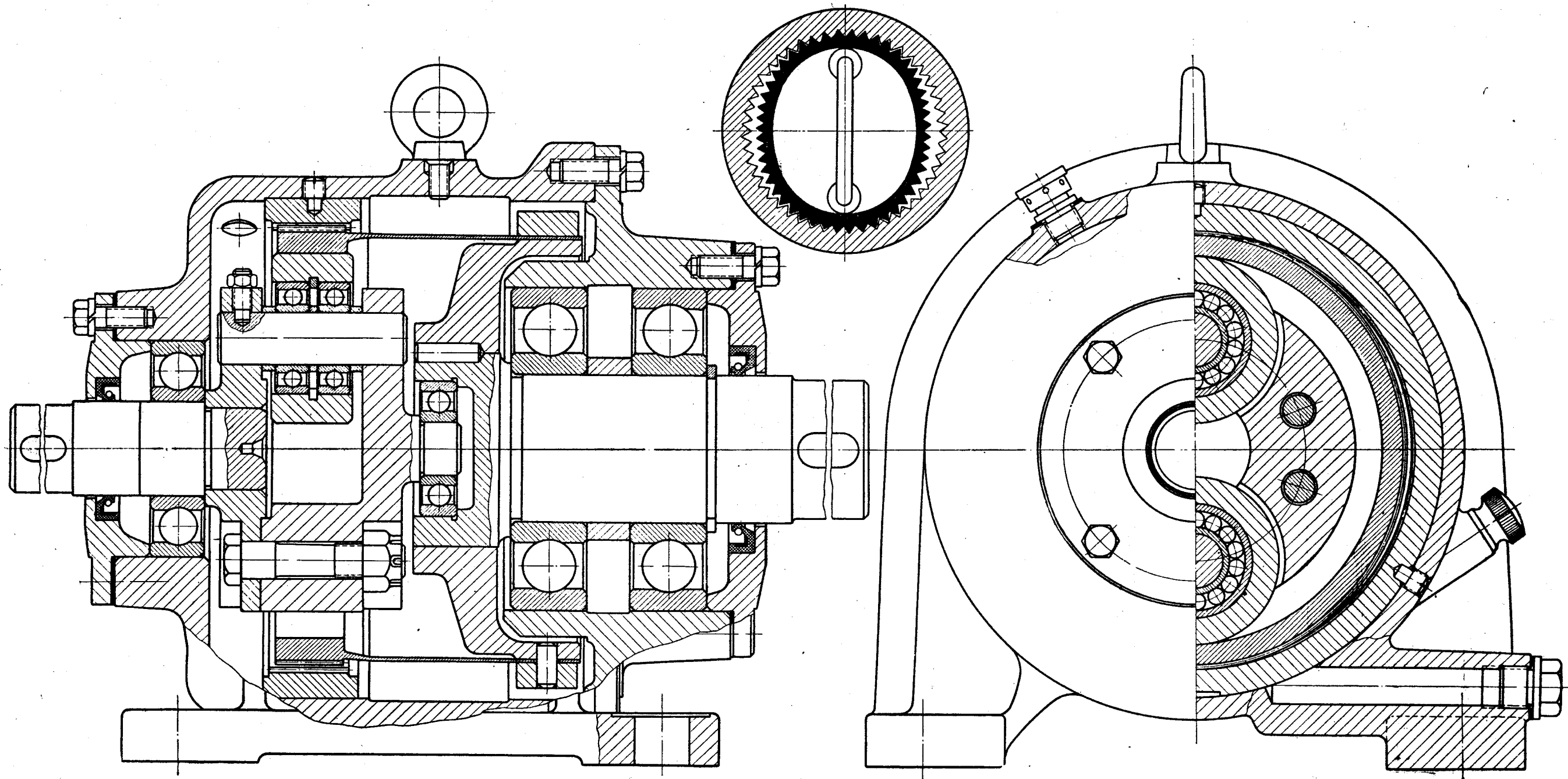


Электродвигатель А02-71
N = 22 кВт
n = 1500 об/мин
n вых вала = 112 об/мин

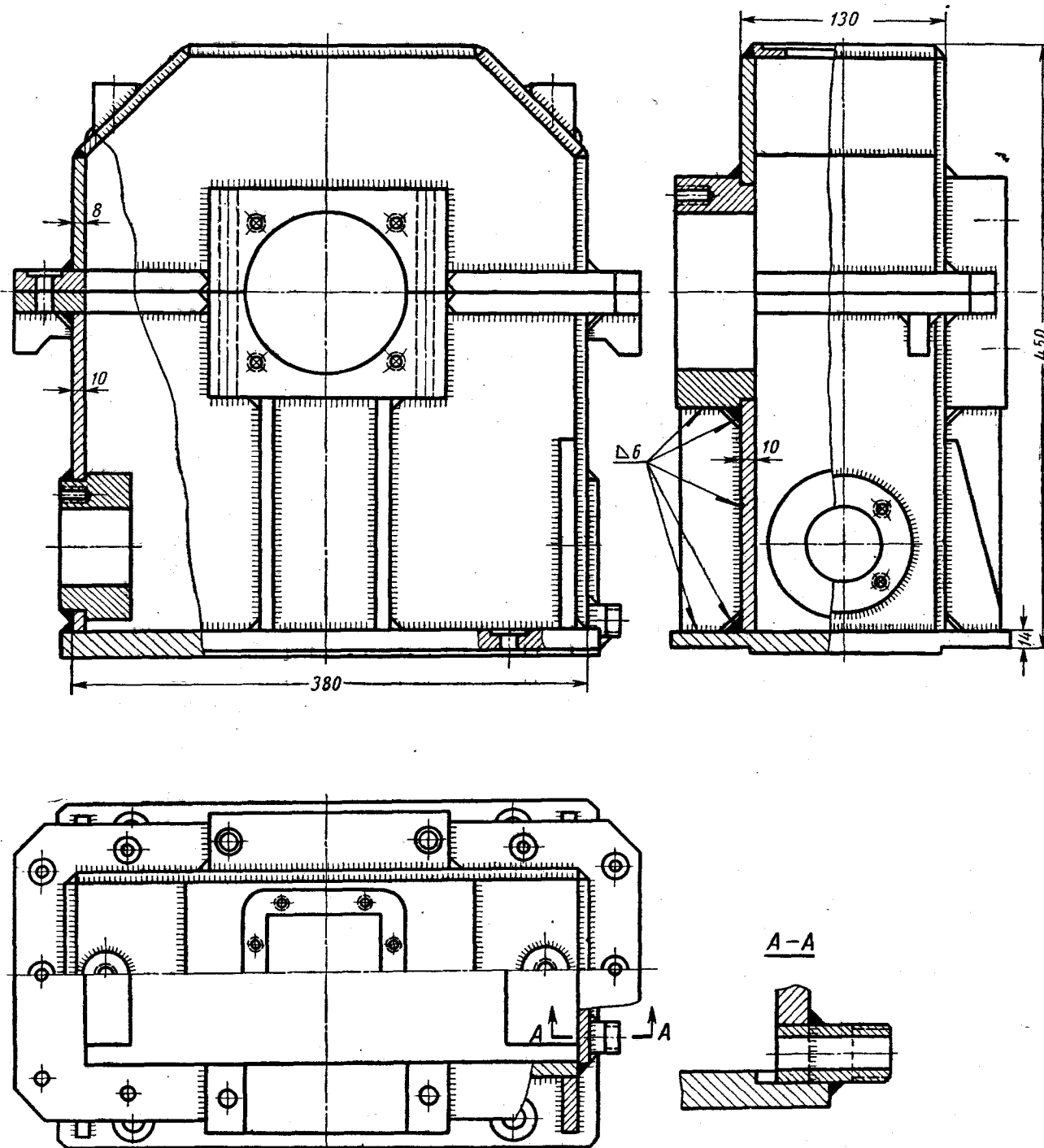
Вид В



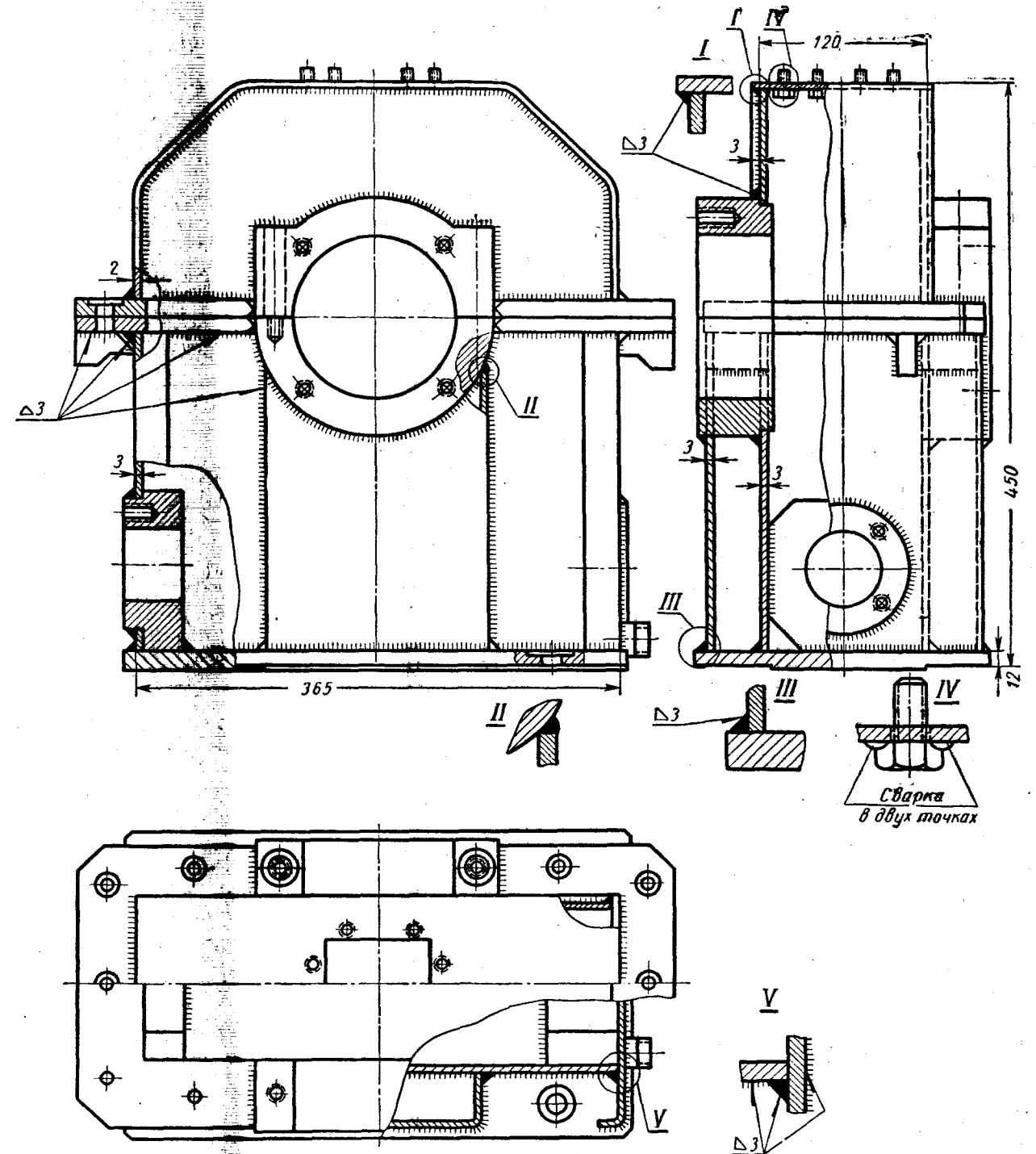
Мотор-редуктор планетарно-зубчатый горизонтальный габарит ГП-М-V по проекту нормали УКРНИИХИММАШ



Редуктор с волновой
зубчатой передачей



Фиг. 1. Корпус червячного редуктора



Фиг. 2. Корпус червячного редуктора, выполненный из тонкостенных элементов

Сварные корпуса редукторов