



РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДА МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Часть 1

**ОСНОВЫ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.
ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА.
СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ**

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДА МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Учебно-методическое пособие

В двух частях

Часть 1

**ОСНОВЫ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.
ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА.
СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ**

**Казань
2023**

УДК 621.82/.85
ББК 34.445-02
Р24

Расчет и конструирование привода механических устройств : учебно-методическое пособие : в 2 частях / составитель С. А. Лаптев. – Казань : КГЭУ, 2023.

Часть 1: Основы расчетно-графической работы. Инженерные методики расчета. Справочные материалы. – 2023. – 189 с.

Содержит основные сведения и методические указания по выполнению расчетно-графического задания по дисциплине «Механика. Прикладная механика», предполагающего проектирование механического привода, состоящего из электродвигателя и двух понижающих механических передач. Может быть использовано при выполнении курсового проекта.

Предназначено для обучающихся по образовательным программам направлений подготовки бакалавров.

УДК 621.82/.85
ББК 34.445-02

ВВЕДЕНИЕ

Расчет и конструирование привода механических устройств по дисциплине «Механика. Прикладная механика» представляет собой расчётно-графическое задание, в процессе выполнения которого обучающиеся впервые переходят от расчётных схем к реальным конструкциям, что в свою очередь способствует приобретению навыков и умений работы со справочной литературой и нормативно-технической документацией.

Типовые задания предусматривают выполнение расчётов приводов разнообразных машин и механизмов (ленточного транспортёра, цепного конвейера, лебедки), использующих различные типы редукторов, а также большинство деталей и узлов общего назначения. В процессе проектирования обучающиеся ориентируются на существующие разнообразные прототипы конструкций из учебной, справочной литературы и атласов, что значительно упрощает поиск оптимального варианта. В то же время у обучающихся имеется возможность творчески подойти к конструированию в зависимости от условий и требований по изготовлению и эксплуатации конкретных узлов и деталей, а также устройства в целом.

Методический и справочный материал в данном пособии представлен в объеме, необходимом как для выполнения кинематического расчёта, проектных и проверочных расчётов клиноременной и зубчатых (цилиндрической, конической и червячной) передач, расчёта валов, так и для подбора и проверки подшипников на долговечность. Помимо этого, пособие содержит ряд сведений, необходимых для эскизного и технического проектирования редукторов.

В результате выполнения расчета механического привода обучающийся должен:

- знать структуру машинного агрегата, а также основные материалы, применяемые в технике, их прочностные характеристики;
- разбираться в вопросах кинематики и динамики основных типов механизмов;
- знать требования, приведенные в межгосударственных стандартах, входящих в комплекс документов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД), Единой системы программной документации (ЕСПД) и Единой системы технологической документации (ЕСТД);
- уметь правильно пользоваться методиками расчетов элементов конструкций на прочность и жесткость, выполнять чертежи простых объектов с учетом требований ЕСКД, ЕСПД, ЕСТД;
- владеть методиками расчета деталей машин и механизмов общего назначения.

1. ЗАДАНИЕ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

В соответствии с техническим заданием (прил. А) необходимо спроектировать механический привод, состоящий из электродвигателя и двух понижающих механических передач. Одна или две механические передачи, в зависимости от задания, являются закрытыми и представлены в виде редуктора. В приводе с одноступенчатым редуктором соединение его с электродвигателем, как правило, осуществляется через клиноременную передачу. В приводах с двухступенчатым редуктором его входной вал соединяется с валом электродвигателя через упругую муфту.

Проектирование механического привода предполагает:

- 1) проведение расчета срока службы приводного устройства;
- 2) кинематический расчёт схемы механического привода;
- 3) расчёт механических передач;
- 4) определение сил в зацеплении и консольных сил;
- 6) проектный расчёт валов;
- 7) определение расстояний между деталями передач;
- 8) предварительный выбор подшипников;
- 9) эскизную компоновку редуктора;
- 10) построение расчётных схем валов с определением опорных реакций и эпюр моментов по длине вала;
- 11) проверочный расчёт подшипников;
- 12) расчёт шпоночных соединений.

В процессе расчетов и при выполнении графической части обучающемуся предоставляется возможность выбора частоты вращения электродвигателя, назначения передаточных чисел и материала деталей механических передач, обоснованного выбора стандартных узлов и их элементов и других параметров.

2. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ

В состав расчетной и конструкторской документации, разрабатываемой в ходе выполнения расчетно-графического задания, входят:

- расчётно-пояснительная записка;
- сборочный чертеж редуктора;
- спецификация к сборочному чертежу;
- рабочие чертежи деталей.

2.1. Расчетно-пояснительная записка

Расчётно-пояснительную записку (РПЗ) выполняют на стандартных листах формата А4.

РПЗ имеет следующую структуру:

- титульный лист;
- техническое задание;
- кинематическую схему машинного агрегата;
- кинематический расчёт;
- расчёт передач зубчатых, червячных, ременных;
- проектный расчёт валов;
- предварительный выбор подшипников качения;
- эскизную компоновку редуктора;
- расчётные схемы валов;
- определение опорных реакций;
- проверочный расчёт подшипников на долговечность;
- расчёт шпоночных соединений, подбор и расчёт муфты;
- список использованных источников;
- приложения (спецификации к сборочным чертежам);
- оглавление.

Бланк технического задания получают у преподавателя.

Пояснительная записка должна быть выполнена на листах белой бумаги формата А4 (210×297 мм). Все листы текстового документа должны иметь внутреннюю рамку с размерами: слева – 20 мм для брошюровки, сверху, справа и снизу – 5 мм.

На первом листе, следующем за бланком технического задания, помещают основную надпись по ГОСТ 2.104¹ по форме 2 (рис. 2.1, а), на последующих листах – по форме 2а (рис. 2.1, б): графа 1 содержит название документа – «Расчётно-пояснительная записка»; графа 2 – обозначение этого документа (например, ПМ 17-03.00.00 ПЗ).

¹ ГОСТ 2.104-2006. ЕСКД. Основные надписи. М.: Стандартинформ, 2007. 14 с.

Расстояние от внутренней рамки листа до границ текста оставляют в начале строк не менее 5 мм, в конце – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней внутренней рамки должно быть не менее 10 мм.

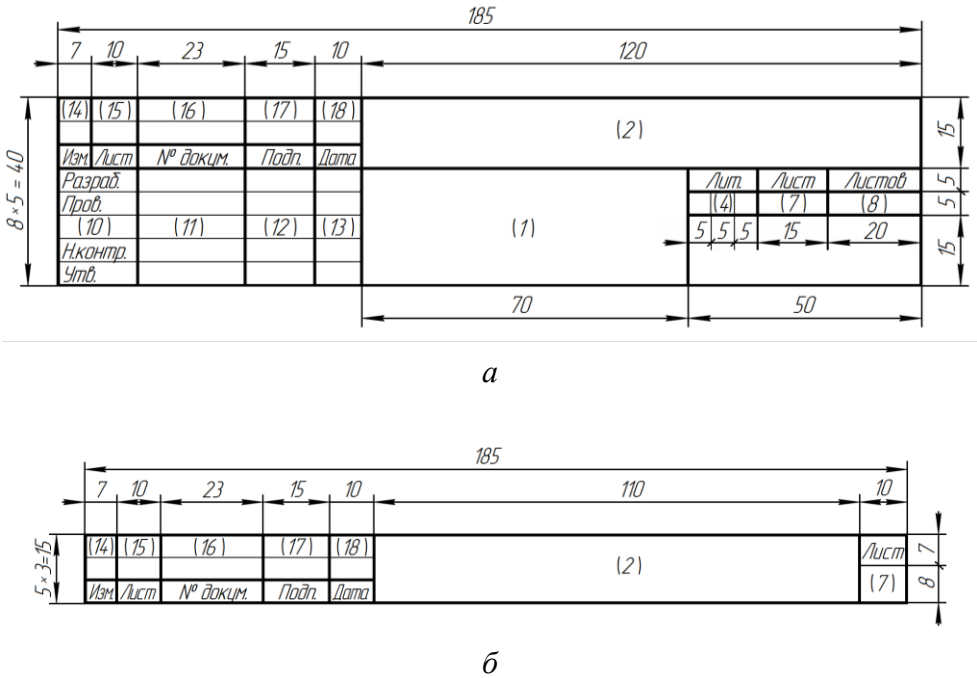


Рис. 2.1. Основная надпись, оформленная по форме 2 (а) и по форме 2а (б)

Содержание РПЗ разбивают на разделы, подразделы и пункты, обозначаемые арабскими цифрами.

Разделы нумеруются одной цифрой: 1, 2, 3 и т. д.

Подразделы в пределах каждого раздела нумеруют двумя цифрами, разделенными точками. Первая цифра – номер раздела, вторая – порядковый номер подраздела в нем. Например, 1.1, 1.2, 1.3,...2.1, 2.2 и т. п. Каждый подраздел, пункт начинают с новой строки, а разделы – с новой страницы листа.

Номер пункта состоит из номера раздела, порядкового номера подраздела и порядкового номера пункта, разделенных точкой.

Каждый раздел имеет название (заголовок). Точку в конце заголовка не ставят. Перенос слов в заголовках не допускается.

На весь заимствованный в процессе работы материал в тексте пояснительной записки должны быть даны ссылки. В квадратных скобках указывают порядковый номер источника из списка и страницы, на которых он расположен: $m = 2,5 \text{ мм}$ [4, с. 10].

Сначала формулы записывают в общем виде. Расшифровку используемых в ней буквенных обозначений, символов и числовых коэффициентов приводят сразу после формулы через запятую без абзацного отступа, начиная со слова «где». Пояснение каждого буквенного обозначения, символа и значений числовых коэффициентов следует начинать с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле:

$$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w},$$

где b_2 – ширина венца колеса, $b_2 = 42$ мм;

a_w – межосевое расстояние, $a_w = 200$ мм.

Каждое обозначение расшифровывают в записке один раз.

После этого в расчётную формулу подставляют числовые значения в том же порядке, в котором они приведены в формуле:

$$\psi_{ba} = \frac{42}{200} = 0,21.$$

Расчётные схемы, эпюры, эскизы и таблицы по всему тексту РПЗ имеют сквозную нумерацию арабскими цифрами: рис. 1, табл. 2 и т. д. Располагают их непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или, в случае отсутствия достаточного места, на следующей странице. Ссылки на ранее упомянутые величины или расчётные схемы, эпюры, эскизы и таблицы делают следующим образом: (см. с. 12) или (см. рис. 5).

2.2. Сборочный чертеж редуктора

Сборочный чертеж редуктора выполняют на листе формата А1 ГОСТ 2.301² в масштабе 1:1. Если размеры редуктора довольно велики, то его выполняют в масштабе 1:2.

Сборочный чертеж должен содержать:

1. Две проекции редуктора с изображением всех деталей, входящих в изделие. Виды, разрезы, сечения и выносные элементы должны давать

² ГОСТ 2.301-68. ЕСКД. Форматы. М.: Стандартиформ, 2007. 2 с.

полное представление о конструкции, расположении и взаимодействии составных частей и принципе работы в объеме, достаточном для последующей разработки рабочих чертежей деталей.

Допускается изображать на выходных концах валов редуктора элементы открытых передач (полумуфту, шкив, звездочку) с размерами, определяющими их взаимное положение.

2. Номера составных частей редуктора, соответствующие номерам позиций, указанных в спецификации. Наносят их на полках линий-выносок, располагают вне контура изображения и группируют в колонку или строчку, по возможности на одной линии. Размер шрифта номеров позиций должен быть на один-два размера больше, чем размер шрифта, принятого для размерных чисел на том же чертеже.

Линии-выноски не должны пересекаться, быть параллельны линиям штриховки и пересекать размерные линии и элементы изображения, к которым данная надпись не относится. Допускается проводить линии-выноски с одним изломом.

3. Габаритные, установочные, присоединительные, посадочные размеры.

Габаритные размеры – длина, ширина, высота по крайним положениям выступающих частей редуктора.

Установочные размеры – размеры опорной поверхности редуктора, диаметр и координаты отверстий для крепления редуктора, расстояние от осей валов до базовой опорной плоскости.

Присоединительные размеры – размеры конструктивных элементов, предназначенных для присоединения к редуктору других элементов привода (диаметры и длины выступающих концов валов).

Посадочные (сопряженные) размеры – диаметры и посадки на валах зубчатых (червячных) колес, муфт, шкивов; диаметры и посадки на вал и в корпус подшипников качения.

Посадки основных деталей редукторов, шкивов, звездочек и муфт указаны в табл. 2.1. При всех посадках для передачи вращающего момента применяют шпонки или шлицы.

4. Технические требования размещают в правой части чертежа над основной надписью. В них содержатся требования, предъявляемые к покрытию плоскости разъема основания корпуса и крышки редуктора, а также внутренних (наружных) необработанных поверхностей. Помимо этого здесь же указывают сорт масла, используемого для смазывания передачи редуктора.

5. Техническую характеристику редуктора располагают над техническими требованиями. В ней содержатся сведения о выходных параметрах редуктора: передаточное число редуктора (в том числе по ступеням), вращающий момент на тихоходном валу, частота вращения быстроходного вала, КПД редуктора.

При выполнении сборочного чертежа редуктора и конструировании корпусных элементов и деталей, прикрепленных к корпусу редуктора, необходимо опираться на данные, приведенные в прил. Б, и на данные прил. В – в остальных случаях.

Примеры сборочных чертежей редукторов представлены на рис. 2.2–2.6 и в атласе конструкций редукторов (прил. Г).

Таблица 2.1

Посадки основных деталей редукторов

Обозначение	Примеры применения
$\frac{H7}{r6}$	Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{p6}$	Зубчатые и червячные колеса, венцы червячных колес на центр
$\frac{H7}{m6}$	Конические шестерни и колеса при частом демонтаже для уменьшения износа посадочных мест
$\frac{H7}{h6}$	Стаканы под подшипники качения в корпус, распорные втулки
$\frac{H7}{h8}$	Крышки торцовые узлов на подшипниках качения
$\frac{H8}{h8}$ или $\frac{H9}{h9}$	Распорные кольца, сальники
Отклонение вала $k6$	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия $H7$	Наружные кольца подшипников качения в корпус
$\frac{H7}{js6}$ или $\frac{H7}{h6}$	Шкивы и звездочки
$\frac{H7}{n6}$ или $\frac{H7}{m6}$	Муфты

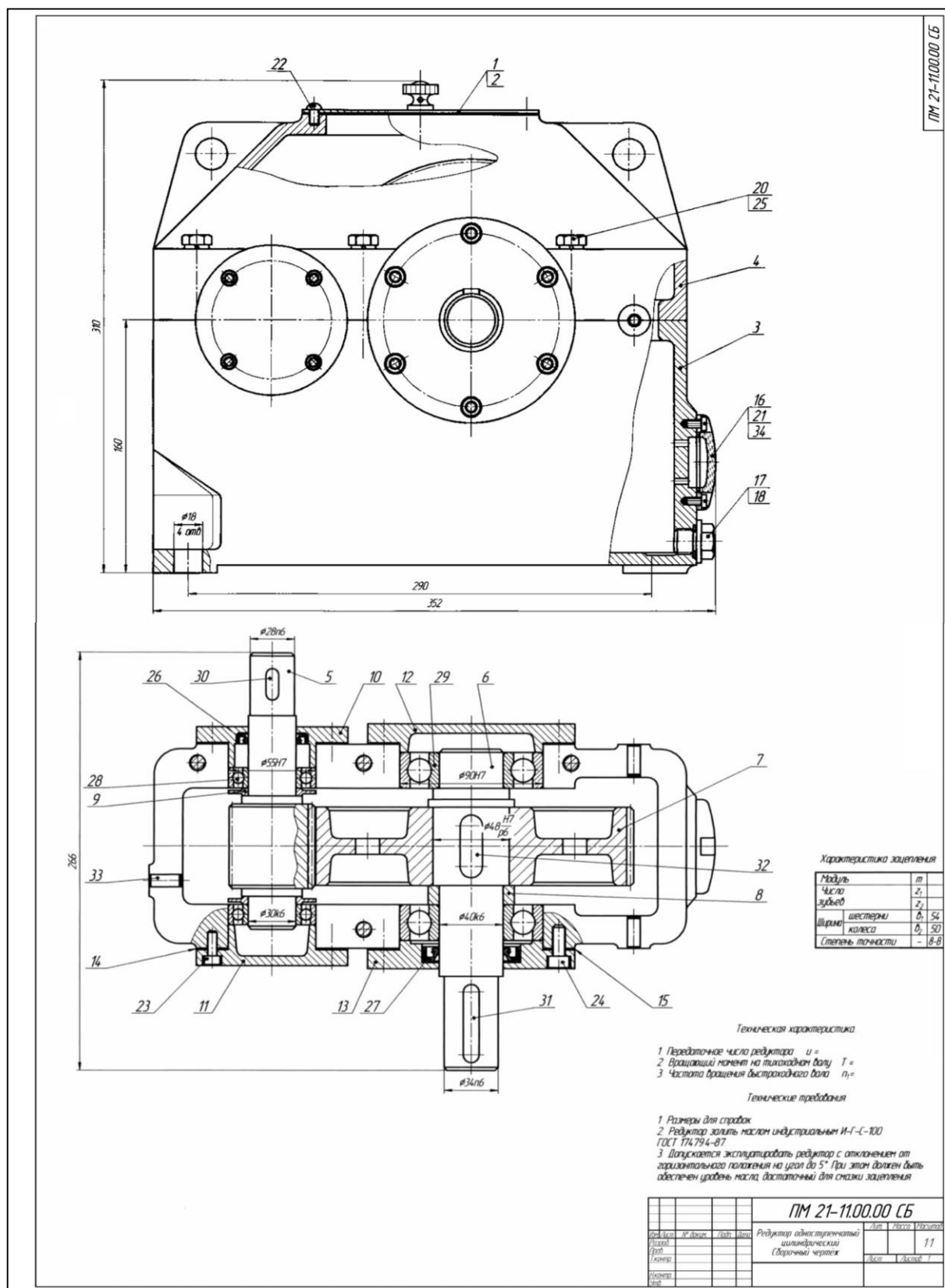


Рис. 2.2. Пример сборочного чертежа одноступенчатого цилиндрического редуктора

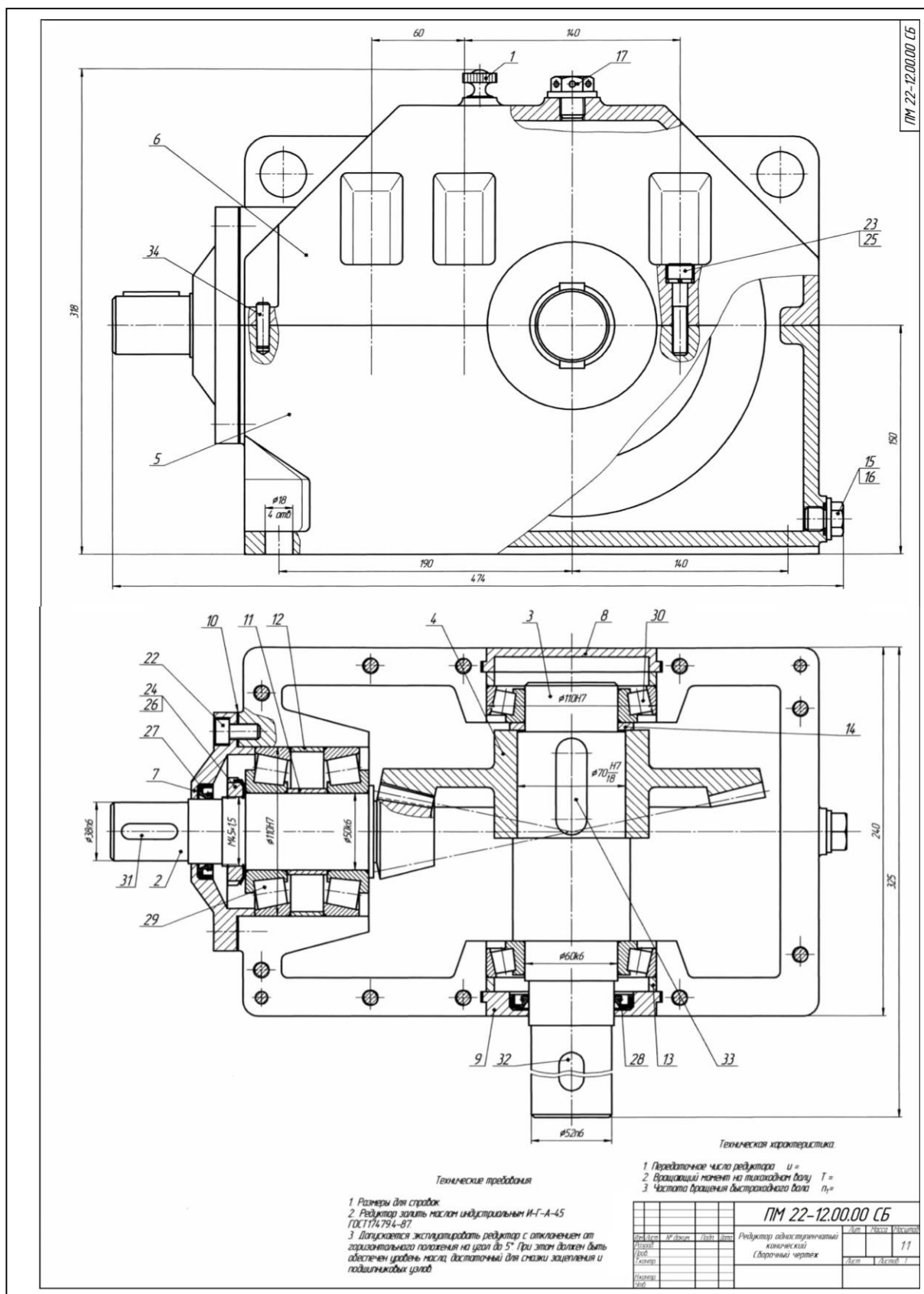


Рис. 2.3. Пример сборочного чертежа одноступенчатого конического редуктора

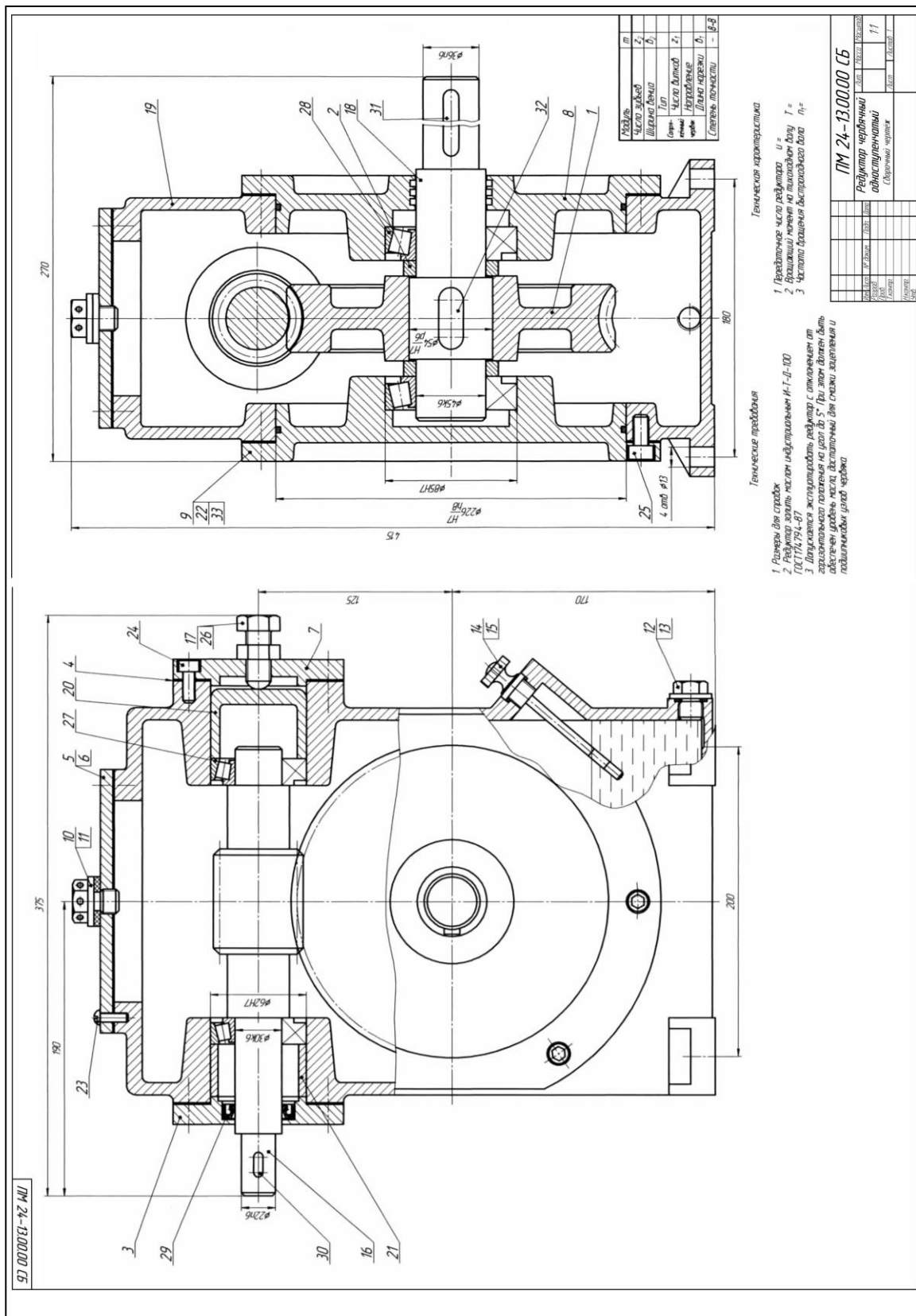


Рис. 2.4. Пример сборочного чертежа одноступенчатого червячного редуктора с верхним расположением червяка

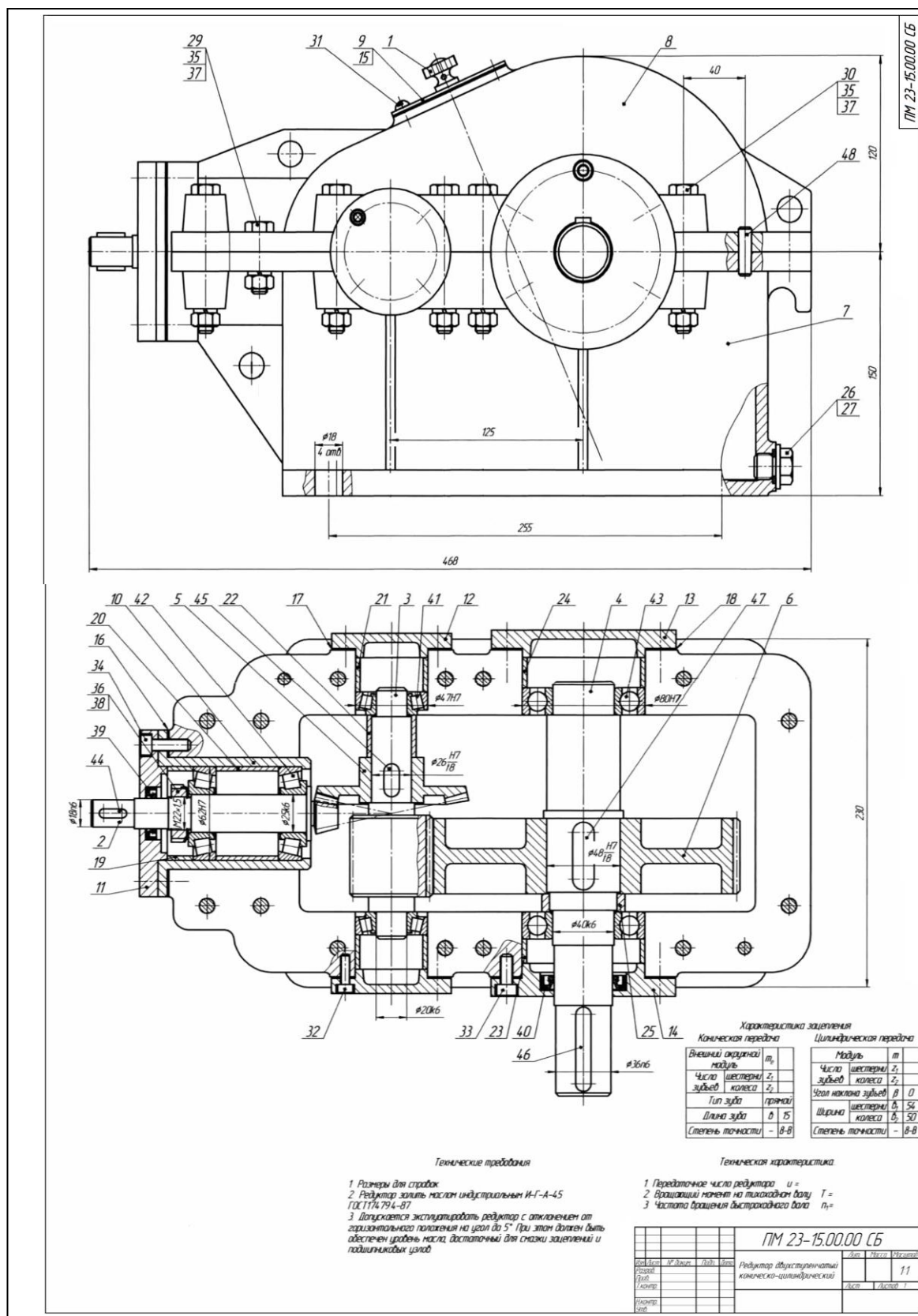


Рис. 2.6. Пример сборочного чертежа двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

Рекомендации по складыванию в папки³ листов чертежей формата А1 (594×841 мм) приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Складывание в папки

Схема складывания	Складывание	
	продольное	поперечное

Примечание – Размеры даны в мм.

2.3. Составление спецификаций

Спецификация определяет состав редуктора и необходима для его изготовления. Спецификацию составляют на отдельных листах формата А4 на каждую сборочную единицу в соответствии с ГОСТ 2.108-68⁴ (рис. 2.7).

³ ГОСТ 2.501-2013. ЕСКД. Правила учета и хранения. М.: Стандартинформ, 2020. 19 с.

⁴ ГОСТ 2.108-68. ЕСКД. Спецификация. М., 1968. 85 с.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A4			ПМ 21-11.00.00 СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A4	1		ПМ 21-11.01.00	Крышка отдушина	1	
				<u>Детали</u>		
A4	2		ПМ 21-11.00.01	Прокладка	1	
A1	3		ПМ 21-11.00.02	Корпус	1	
A1	4		ПМ 21-11.00.03	Крышка корпуса	1	
A3	5		ПМ 21-11.00.04	Вал-шестерня	1	
A3	6		ПМ 21-11.00.05	Вал	1	
A3	7		ПМ 21-11.00.06	Колесо зубчатое	1	
A4	8		ПМ 21-11.00.07	Втулка распорная	1	
A4	9		ПМ 21-11.00.08	Шайба маслоотбойная	2	
A3	10		ПМ 21-11.00.09	Крышка подшипника	1	
A3	11		ПМ 21-11.00.10	Крышка подшипника	1	
A3	12		ПМ 21-11.00.11	Крышка подшипника	1	
A3	13		ПМ 21-11.00.12	Крышка подшипника	1	
A4	14		ПМ 21-11.00.13	Прокладка	2	
A4	15		ПМ 21-11.00.14	Прокладка	2	
A4	16		ПМ 21-11.00.15	Маслоуказатель	1	
A4	17		ПМ 21-11.00.16	Пробка	1	
A4	18		ПМ 21-11.00.17	Прокладка	1	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПМ 21-11.00.00	
Разраб.						
Пров.					Лит.	Лист
						1
						2
Н.контр.					Редуктор цилиндрический	
Утв.						

Копировал

Формат A4

а

[illegible]

6

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
				<u>Документация</u>			
A1			ПМ 25-14.00.00 СБ	Сборочный чертеж			
				<u>Сборочные единицы</u>			
A4	1		ПМ 25-14.01.00	Колесо червячное	1		
				<u>Детали</u>			
A4	2		ПМ 25-14.00.01	Втулка распорная	2		
A3	3		ПМ 25-14.00.02	Крышка подшипника	1		
A4	4		ПМ 25-14.00.03	Прокладка	2		
A3	5		ПМ 25-14.00.04	Крышка корпуса	1		
A3	6		ПМ 25-14.00.05	Прокладка	1		
A3	7		ПМ 25-14.00.06	Крышка подшипника	1		
A3	8		ПМ 25-14.00.07	Крышка	1		
A4	9		ПМ 25-14.00.08	Прокладка	1		
A4	10		ПМ 25-14.00.09	Пробка-отдушина	1		
A4	11		ПМ 25-14.00.10	Прокладка	1		
A4	12		ПМ 25-14.00.11	Пробка	1		
A4	13		ПМ 25-14.00.12	Прокладка	1		
A4	14		ПМ 25-14.00.13	Маслоуказатель	1		
A4	15		ПМ 25-14.00.14	Прокладка	1		
A3	16		ПМ 25-14.00.15	Червяк	1		
A4	17		ПМ 25-14.00.16	Болт	1		
A4	18		ПМ 25-14.00.17	Вал	1		
				ПМ 25-14.00.00			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор двухступенчатый вертикальный цилиндрический		
Разраб.							
Пров.							
Н.контр.							
Утв.					Лит.	Лист	Листов
						1	2

Формат А4

 a

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			ПМ 23-15.00.00 СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A4	1		ПМ 23-15.01.00	Маслоуказатель	1	
				<u>Детали</u>		
A3	2		ПМ 23-15.00.01	Вал-шестерня	1	
A3	3		ПМ 23-15.00.02	Вал промежуточный	1	
A3	4		ПМ 23-15.00.03	Вал	1	
A3	5		ПМ 23-15.00.04	Колесо зубчатое	1	
A3	6		ПМ 23-15.00.05	Колесо зубчатое	1	
A1	7		ПМ 23-15.00.06	Корпус	1	
A3	8		ПМ 23-15.00.07	Крышка корпуса	1	
A4	9		ПМ 23-15.00.08	Крышка	1	
A3	10		ПМ 23-15.00.09	Стакан	1	
A3	11		ПМ 23-15.00.10	Крышка подшипника	1	
A4	12		ПМ 23-15.00.11	Крышка подшипника	2	
A3	13		ПМ 23-15.00.12	Крышка подшипника	1	
A3	14		ПМ 23-15.00.13	Крышка подшипника	1	
A4	15		ПМ 23-15.00.14	Прокладка	1	
A4	16		ПМ 23-15.00.15	Прокладка	1	
A4	17		ПМ 23-15.00.16	Прокладка	2	
A4	18		ПМ 23-15.00.17	Прокладка	2	
				ПМ 23-15.00.00		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор двухступенчатый коническо-цилиндрический Лит. Лист Листов 1 3	
Разраб.						
Пров.						
Н.контр.						
Утв.						

$$a$$

В раздел «Документация» вносят «Сборочный чертеж» редуктора, в раздел «Сборочные единицы» – входящие в редуктор изделия, которые собираются вне процесса сборки редуктора (червячное колесо в сборе, маслоуказатель составной, крышка-отдушина и т. д.).

В раздел «Детали» вносят изделия, на которые разрабатываются рабочие чертежи.

В разделе «Стандартные изделия» указывают изделия, примененные по государственным, отраслевым стандартам и стандартам предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, подшипники, крепежные изделия и т. п.) в алфавитном порядке. В каждом наименовании – в порядке возрастания обозначения стандарта, а в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

Графы спецификации заполняют следующим образом.

В графе «Формат» указывают форматы документов, обозначение которых записывается в графе «Обозначение». Для раздела «Стандартные изделия» графа «Формат» не заполняется.

Графу «Зона» заполняют только при разбивке чертежа на зоны.

В графе «Поз.» указывают номера позиций сборочных единиц, деталей и стандартных изделий.

В графе «Обозначение» указывают: в разделе «Документация» – обозначение сборочного чертежа; в разделе «Сборочные единицы» – обозначение спецификаций, составленных на каждую сборочную единицу; в разделе «Детали» – обозначение рабочих чертежей деталей; в разделе «Стандартные изделия» графа не заполняется.

В учебных проектах обозначение конструкторских документов состоит из четырех частей, разделенных точками:

1	.	2	.	3	.	4
---	---	---	---	---	---	---

Здесь:

1 – обозначение задания и номер варианта задания:

ПМ 17-03,

где ПМ – прикладная механика, задание 17, вариант 3;

2 – порядковый номер от 1 до 9 основных сборочных единиц устройства (например, 1 – редуктор, 2 – рама сварная, 3 – соединительная муфта, 4 – механизм ленточного транспортера и т. д.);

3 – порядковый номер от 1 до 9 сборочных единиц, входящих в состав основных сборочных единиц изделия (например, 1 – колесо червячное в сборе, 2 – крышка отдушина, 3 – маслоуказатель составной и т. д.);

4 – сочетание 00 – обозначение спецификаций; в обозначении чертежей деталей используют комбинацию цифр по возрастанию от 01 до 99.

В графе «Наименование» раздел «Документация» содержит только названия документов («Сборочный чертеж»), раздел «Сборочные единицы» – название сборочных единиц, раздел «Детали» – название рабочих деталей. Если название детали или сборочной единицы состоит из двух-трех слов, то сначала пишется имя существительное (например, колесо зубчатое, вал тихоходный и т. п.). В этой же графе раздел «Стандартные изделия» содержит условное обозначение изделия по стандарту и соответствующий номер ГОСТа.

В графе «Кол.» указывают количество деталей на одно специфицируемое изделие, в графе «Примечание» – необходимые дополнительные сведения, дополняющие характеристику деталей или документов.

2.4. Рабочие чертежи деталей

Рабочие чертежи (рис. 2.13–2.19.) разрабатывают на все детали, входящие в состав изделия, кроме покупных и стандартных. При выполнении расчетно-графического задания разрабатываются рабочие чертежи наиболее сложных деталей (вал-шестерня, вал червяка, зубчатое колесо, червячное колесо, тихоходный вал, шкив ременной передачи). Чертеж каждой детали выполняют на отдельном листе формата А3 (297×420 мм).

Деталь изображают на чертеже в положении, в котором её устанавливают на станке. В частности, ось детали – тела вращения (вал, шкив, зубчатое колесо и др.) – располагают параллельно основной надписи. Изображение детали – тела вращения – располагают на чертеже вправо стороной, более трудоемкой для токарной обработки.

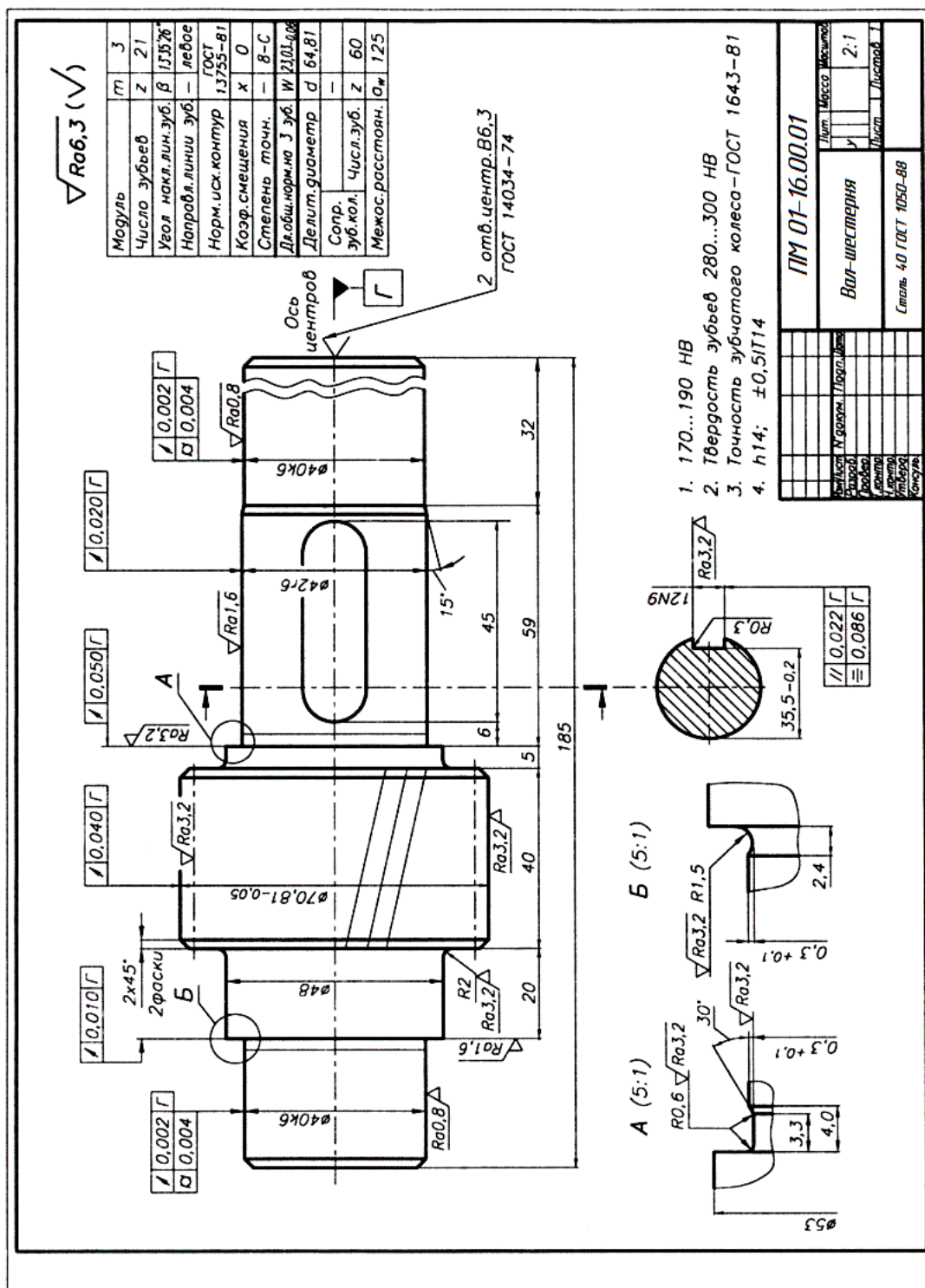


Рис. 2.13. Пример рабочего чертежа цилиндрической вал-шестерни

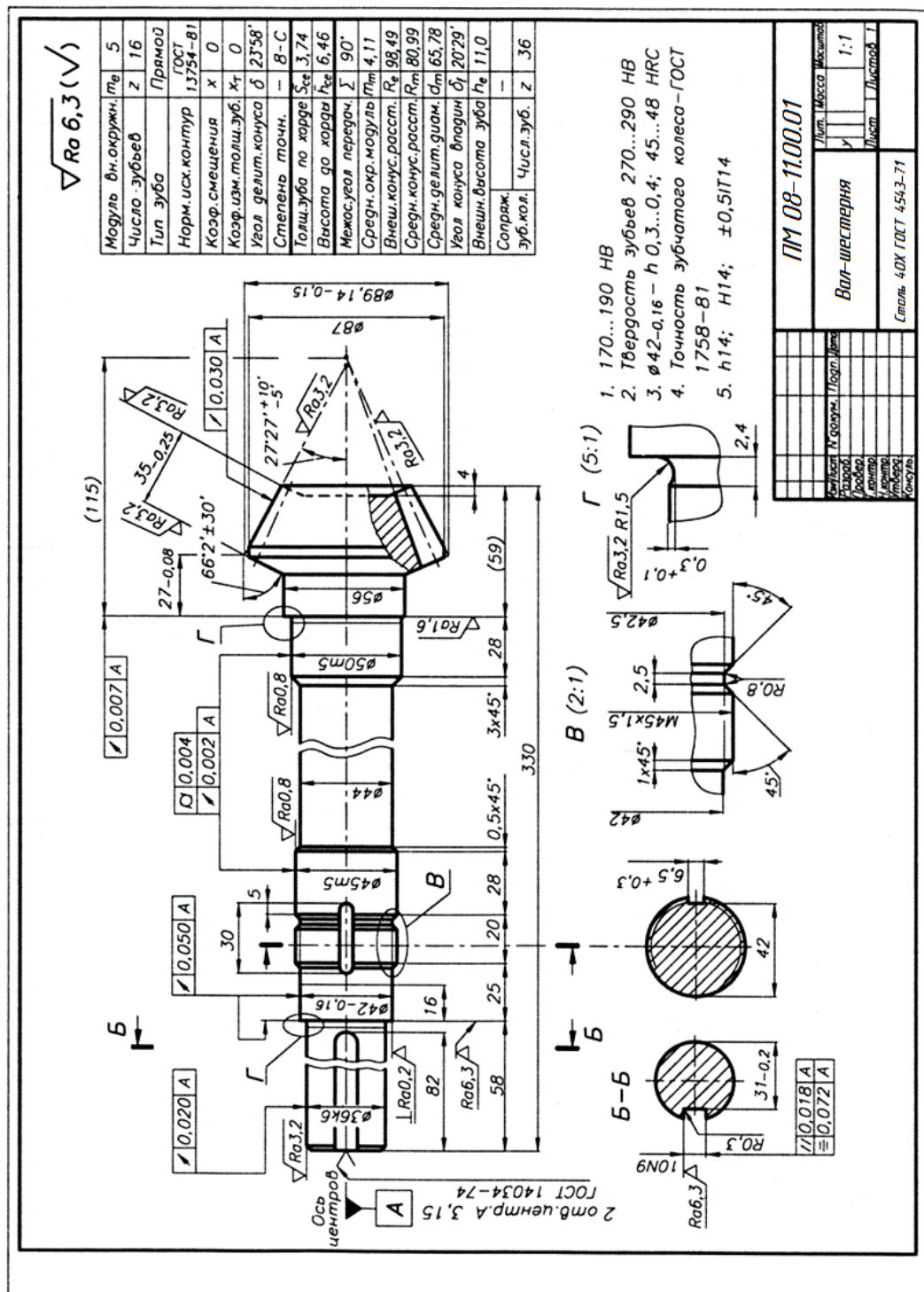


Рис. 2.15. Пример рабочего чертежа вал-шестерни конической

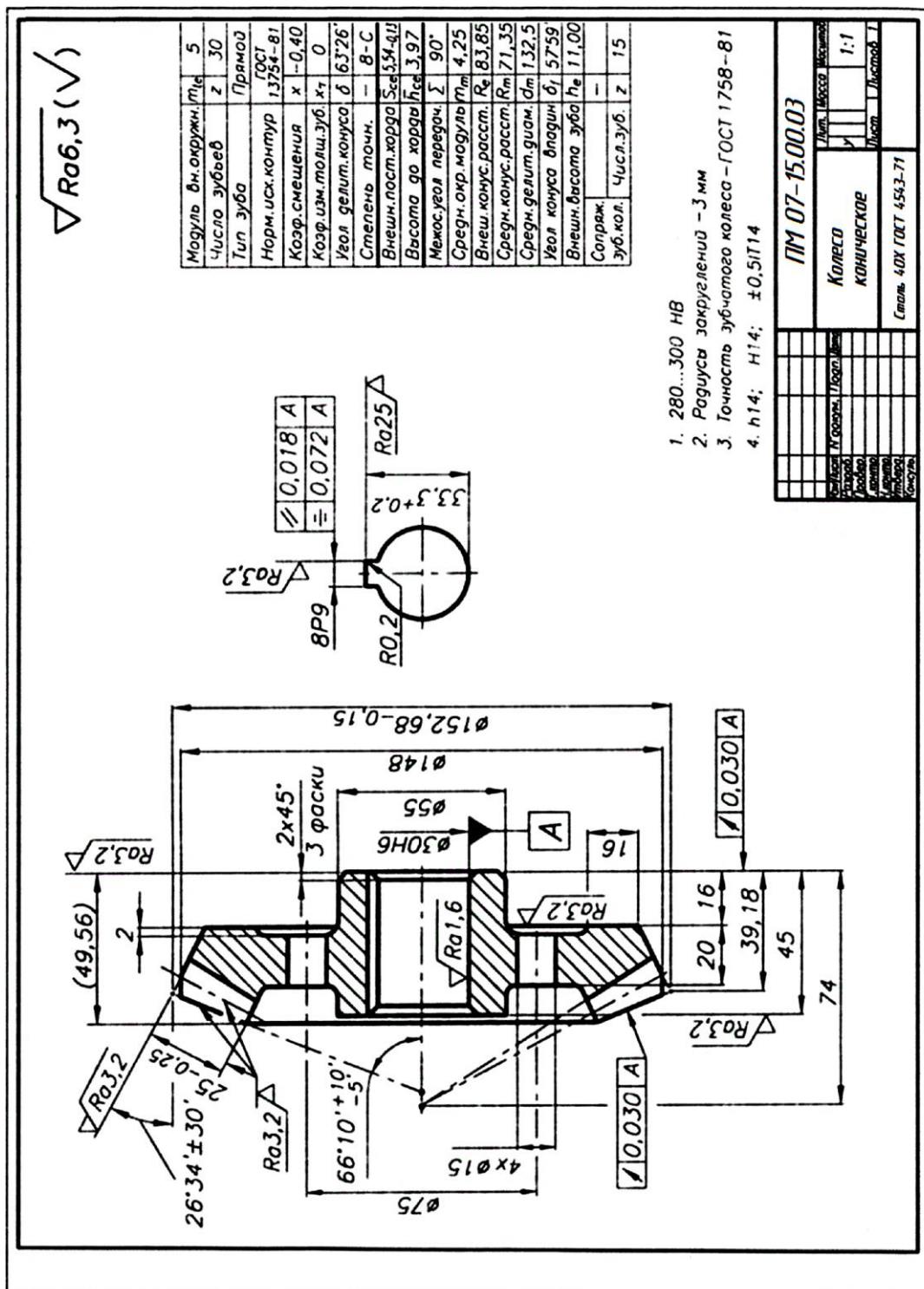


Рис. 2.16. Пример рабочего чертежа конического зубчатого колеса

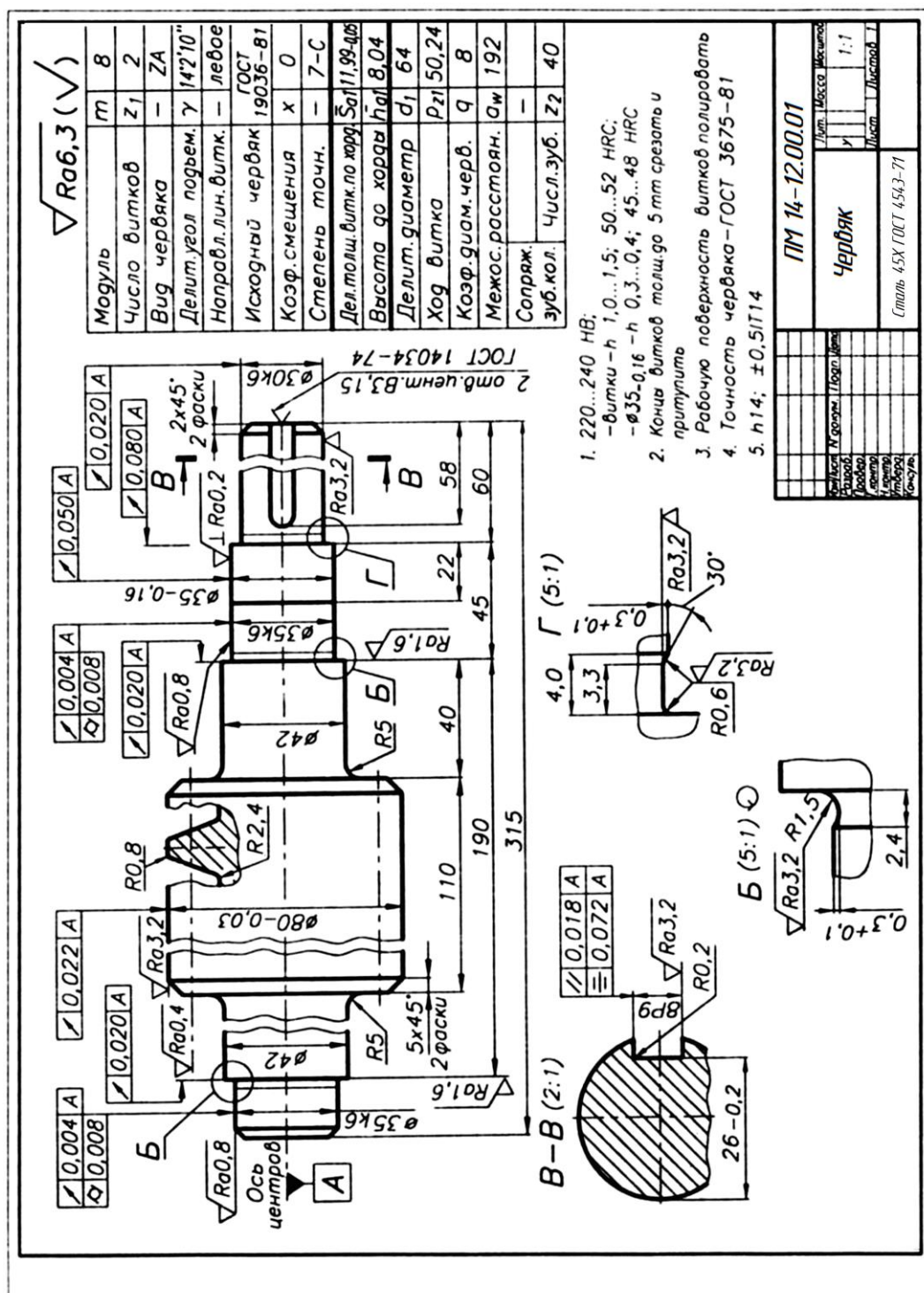


Рис. 2.17. Пример рабочего чертежа червяка

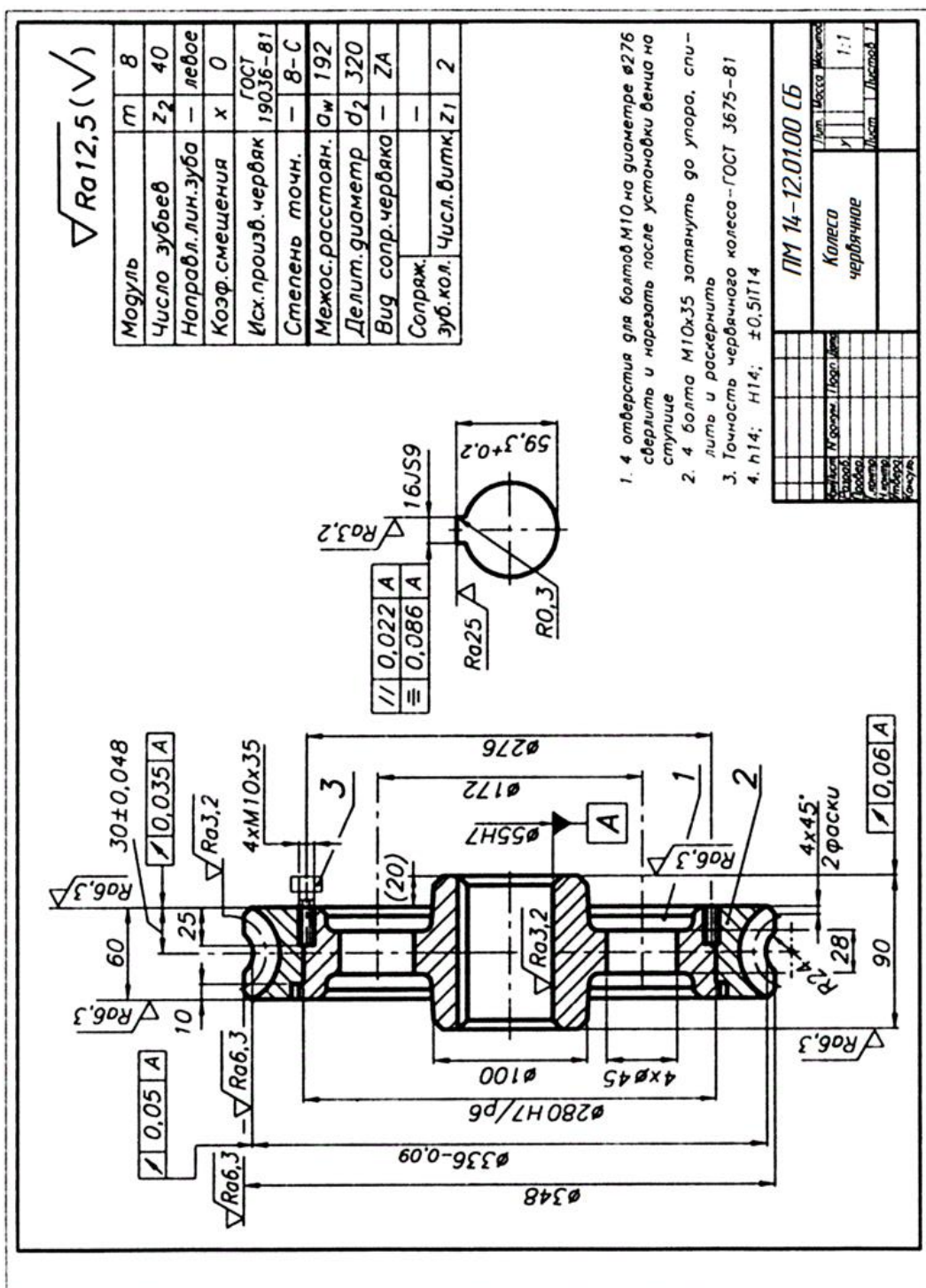


Рис. 2.19. Пример рабочего (сборочного) чертежа червячного колеса

На листах помещают основную надпись (рис. 2.20), в графах которой приводят (номера граф указаны в скобках):

- 1 – обозначение чертежа (шифр) в соответствии со спецификацией;
- 2 – наименование детали (вал, колесо зубчатое и пр.);
- 3 – обозначение материала по ГОСТу;
- 4, 5 – в учебных проектах графы не заполняются;
- 6 – масштаб (1:1; 2:1; 1:2; и др.);
- 7 – порядковый номер листа (на чертежах, состоящих из одного листа, графу не заполняют);
- 8 – общее количество листов чертежа детали;
- 9 – сокращенное наименование ВУЗа, шифр группы;
- 11–13 – в строке «Разраб.» фамилию студента, его подпись и дату;
- в строке «Пров.» – фамилию преподавателя, его подпись и дату. Остальные строки оставляют незаполненными.

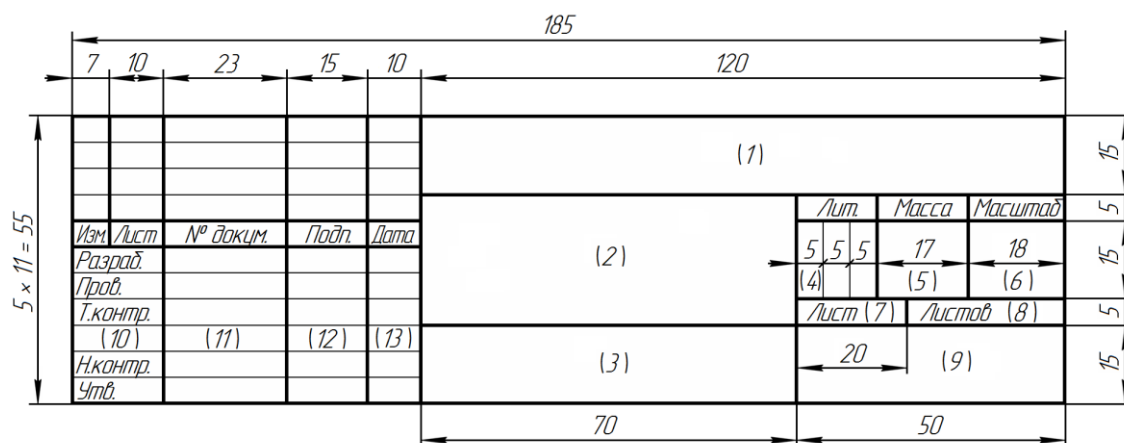


Рис. 2.20. Основная надпись для графических документов

На чертеже задают минимальное, но достаточное для изготовления и контроля детали число размеров.

Каждый размер приводят на чертеже лишь один раз. Размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу, группируют в одном месте.

Размеры на чертежах задают исходя из чертежа сборочной единицы (редуктор), свободные размеры – с учетом технологии изготовления и удобства контроля.

Справочные размеры отмечают звездочкой и в технических требованиях делают запись: «* Размеры для справок». Справочные размеры не подлежат выполнению по данному чертежу и при изготовлении детали не контролируются.

Для всех размеров, нанесенных на чертеже детали, указывают предельные отклонения условными обозначениями полей допусков в соответствии с посадками, приведенными на чертежах сборочных единиц (например: $\varnothing 50H7$; $\varnothing 35k6$; $\varnothing 40r6$; $\varnothing 72h7$).

Предельные отклонения многократно повторяющихся размеров относительно низкой точности (от 12-го квалитета и грубее) и свободных размеров на изображение детали не наносят, а указывают в технических требованиях записью типа: $H12$; $h12$; $\pm IT12/2$. Эта запись означает, что неуказанные предельные отклонения размеров отверстий выполняют с предельными отклонениями, соответствующими полю допуска $H12$, размеров валов – $h12$, остальных – $\pm IT12/2$.

38 Обозначение шероховатости поверхностей и правила нанесения их на чертежах осуществляют в соответствии ГОСТ 2.309⁵. Параметры и характеристики шероховатости поверхности регламентируются ГОСТ 2789⁶.

Структура обозначения шероховатости поверхности и соответствующие знаки представлены на рис. 2.21.

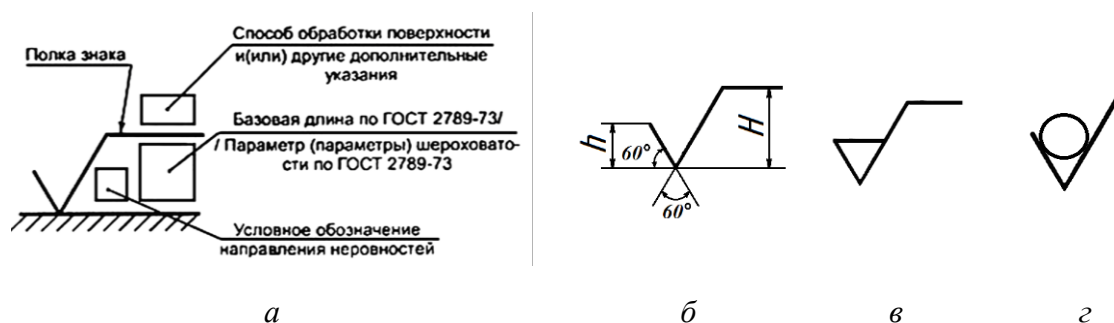


Рис. 2.21. Обозначение шероховатости: *а* – структура; *б* – геометрические соотношения знака шероховатости; *в* – знак, используемый для обозначения шероховатости поверхности, образуемой со снятием слоя материала; *г* – знак, используемый для обозначения шероховатости поверхности, образуемой без удаления слоя материала

Высота h равна высоте размерных чисел на чертеже, высота $H = (1,5 \dots 3,0)h$ – принимается в зависимости от объема записи.

Если вид обработки поверхности конструктором не устанавливается, применяют знак, изображенный на рис. 2.21, *б*. Это обозначение является предпочтительным. Если требуется, чтобы поверхность была образована

⁵ ГОСТ 2.309-73. ЕСКД. Обозначения шероховатости поверхностей. М.: Стандартинформ, 2007. 9 с.

⁶ ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики. М.: Стандартинформ, 2018. 6 с.

обязательно с удалением слоя материала (например, точением, шлифованием и т. д.), применяют знак, показанный на рис. 2.21, в. Если необходимо, чтобы поверхность была образована без удаления слоя материала, используют знак, представленный на рис. 2.21, г. Этот же знак применяют для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу.

В машиностроении из числа параметров шероховатостей, установленных ГОСТ 2789, наиболее применимы:

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля, мкм;

Rz – высота неровностей профиля по десяти точкам, мкм.

Предпочтительные значения чисел для параметра Ra :

100; 50; 25; 12,5; 6,3; 3,2; 1,6; 0,8; 0,4; 0,2; 0,1; 0,05; 0,025; 0,012.

Предпочтительные значения чисел для параметра Rz :

400; 200; 100; 50; 25; 12,5; 6,3; 3,2; 1,6; 0,8; 0,4; 0,2; 0,1; 0,05; 0,025.

Числовые значения параметра шероховатости Ra принимают для посадочных поверхностей отверстий и валов по табл. 2.3, для других поверхностей деталей шероховатости указаны на образцах рабочих чертежей, представленных на рис. 2.13–2.19.

Таблица 2.3

Значения параметра шероховатости Ra , мкм

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитет					
	6,7	8	9	6,7	8	9
Свыше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8		1,6
Свыше 50 до 120	1,6		3,2	0,8	1,6	
Свыше 120 до 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДА МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

3.1. Срок службы приводного устройства

Срок службы (ресурс) L_h , ч, определяют по формуле

$$L_h = 365 \cdot L_T \cdot K_T \cdot t_c \cdot L_c \cdot K_c,$$

где L_T – срок службы привода, лет;

K_T – коэффициент годового использования:

$$K_T = \frac{\text{Кол-во дней работы в году}}{365};$$

t_c – продолжительность смены, ч;

L_c – число смен;

K_c – коэффициент сменного использования:

$$K_c = \frac{\text{Кол-во часов работы в смену}}{t_c}.$$

Если исходных данных недостаточно, срок службы (ресурс) вычисляют следующим образом:

$$L_h = 365 \cdot L_T \cdot t_c \cdot L_c.$$

Из полученного значения L_h , в зависимости от характера производства, вычитают количество часов, затраченных на профилактику и текущий ремонт, включая нерабочие дни – примерно от 10 до 25 % от общего числа.

3.2. Кинематический расчёт привода

3.2.1. Определение требуемой мощности и частоты вращения электродвигателя

Требуемую мощность электродвигателя определяют на основании исходных данных по потребляемой мощности на выходном валу привода и потерь на трение в механизмах приводного устройства.

При отсутствии в явном виде на выходном валу потребляемой мощности P , кВт, её находят по одному из нижеприведенных соотношений:

$$P = T \cdot 10^{-3} \cdot \omega,$$

$$P = T \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30},$$

$$P = F \cdot 10^{-3} \cdot \frac{D}{2} \cdot \omega,$$

$$P = F \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{D}{2},$$

$$P = F \cdot 10^{-3} \cdot v,$$

где T – крутящий момент на выходном валу, Н·м;

ω – угловая скорость на выходном валу, рад/с;

n – частота вращения выходного вала, об/мин;

F – тяговое усилие, Н;

D – диаметр тягового элемента, м;

v – линейная скорость, м/с.

Далее рассчитывают требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P}{\eta},$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) привода, равный произведению частных КПД:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_k.$$

Значения КПД передач и подшипников принимают по табл. 3.1.

По найденному значению мощности $P_{\text{дв}}$ выбирают асинхронный электродвигатель из табл. 3.2 с большей номинальной мощностью, но ближайшей к требуемой мощности электродвигателя:

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{дв}}.$$

Таблица 3.1

Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Вид передачи	
	закрытая	открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при передаточном числе u :		
свыше 30	0,70...0,75	—
свыше 14 до 30	0,80...0,85	—
свыше 8 до 14	0,85...0,95	—
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	—	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	—	0,95...0,97

Примечания

1 Потери в подшипниках оценивают коэффициентом $\eta_{\text{пк}} = 0,99...0,995$ для одной пары.

2 В приводах с раздвоенными зубчатыми колесами значение КПД, указанное в таблице, учитывают один раз.

3 Потери в муфте принимают $\eta_{\text{м}} \approx 0,98$.

Каждому значению номинальной мощности $P_{\text{ном}}$ соответствует несколько типов двигателей с различными синхронными частотами вращения: 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. Выбор оптимального типа двигателя зависит от типов передач, входящих в привод, и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней. При этом учитывают тот факт, что двигатели с большей частотой вращения (3 000 об/мин) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами (750 об/мин) весьма металлоёмки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности.

Таблица 3.2

Технические данные двигателей асинхронных трехфазных серии 4А общепромышленного применения
(закрытых, обдуваемых)

$P_{\text{ном}},$ кВт	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3 000		1 500		1 000		750	
	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ об/мин	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ об/мин	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ об/мин	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ об/мин
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4ААМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У3	700
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700
3	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700
4	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730

Примечание – Структура обозначения типоразмера двигателя: 4 – порядковый номер серии; А – вид двигателя – асинхронный; А – станина и щиты двигателя алюминиевые (отсутствие знака означает, что станина и щиты чугунные или стальные); М – модернизированный; двух- или трехзначное число – высота оси вращения ротора; А, В – длина сердечника статора; L, S, М – установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8 – число полюсов; У3 – климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зонах с умеренным климатом) по ГОСТ 15150-69 «Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды».

3.2.2. Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода u определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{\text{НОМ}}$ к частоте вращения приводного вала n :

$$u = \frac{n_{\text{НОМ}}}{n}.$$

В свою очередь общее передаточное число равно произведению частных передаточных чисел:

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_k,$$

где $u_1, u_2, \dots, u_k$ – частные передаточные числа отдельных передач.

В приводах, приведенных в данном пособии, используются по две понижающие механические передачи (первая из них быстроходная, вторая – тихоходная), следовательно, общее передаточное число привода:

$$u = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}},$$

где $u_{\text{б}}, u_{\text{т}}$ – частные передаточные числа быстроходной и тихоходной передач.

Таблица 3.3

Рекомендуемые значения передаточных чисел механических передач

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые, цилиндрические и конические (ГОСТ 2185-66)						
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1 = 1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-76)*						
1-й ряд	10	12,5	16	20	25	31,5
2-й ряд	11,2	14	18	22,4	28	35,5
Открытые зубчатые передачи: 3...7						
Цепные передачи: 2...5						
Ременные передачи (все типы): 2...4						

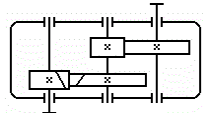
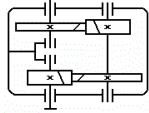
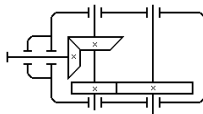
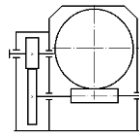
Примечание – Значения передаточных чисел 1-го ряда предпочитают значениям 2-го ряда.

Разбивка общего передаточного числа привода обеспечивает компактность каждой ступени передачи и соразмерность её элементов, что достигается выбором некоторых средних значений из рядов передаточных чисел, по возможности не доводя их до крайних.

Передаточные числа быстроходной u_6 и тихоходной u_T ступеней двухступенчатых редукторов определяют исходя из соотношений, приведенных в табл. 3.4. В расчёте используют общее передаточное число редуктора $u_{ред}$.

Таблица 3.4

Передаточные числа ступеней двухступенчатых редукторов

Редуктор	Схема редуктора	u_6	u_T
Цилиндрический по развернутой схеме		$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$
Цилиндрический соосный		$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$
Коническо-цилиндрический		$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$1,1\sqrt{u_{ред}}$
Цилиндрическо-червячный		1,6...3,15	$\frac{u_{ред}}{u_6}$

Для зубчатых и червячных передач полученные величины u должны быть округлены до стандартных значений из 1-го или 2-го ряда (см. табл. 3.3).

В общем случае разбивка общего передаточного числа на частные множители допускает множество решений.

3.2.3. Определение силовых и кинематических параметров привода

К силовым параметрам относятся мощность и вращающий момент, к кинематическим – частота вращения и угловая скорость.

Значения величин силовых и кинематических параметров рассчитывают для каждого вала привода из требуемой (расчётной) мощности электродвигателя $P_{дв}$ и его номинальной частоты вращения $n_{ном}$. Результаты заносят в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Варианты расчёта кинематических параметров приводов

Кинематические параметры привода с открытой клиноременной передачей и одноступенчатым редуктором				
Вал	P , Вт	n , об/мин	ω , 1/с	T , Н · м
Электродвигатель	$P_1 = P_{\text{дв}}$	$n_1 = n_{\text{ном}}$	$\omega_1 = \pi n_1 / 30$	$T_1 = P_1 / \omega_1$
1	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{пк}}$	$n_2 = n_1 / u_{\text{оп}}$	$\omega_2 = \pi n_2 / 30$	$T_2 = P_2 / \omega_2$
2	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{пк}}$	$n_3 = n_2 / u_{\text{ред}}$	$\omega_3 = \pi n_3 / 30$	$T_3 = P_3 / \omega_3$
Кинематические параметры привода при соединении электродвигателя (посредством упругой муфты) с двухступенчатым редуктором				
Вал	P , Вт	n , об/мин	ω , 1/с	T , Н · м
1	$P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}$	$n_1 = n_{\text{ном}}$	$\omega_1 = \pi n_1 / 30$	$T_1 = P_1 / \omega_1$
2	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{пк}}$	$n_2 = n_1 / u_{\text{б}}$	$\omega_2 = \pi n_2 / 30$	$T_2 = P_2 / \omega_2$
3	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{пк}}$	$n_3 = n_2 / u_{\text{т}}$	$\omega_3 = \pi n_3 / 30$	$T_3 = P_3 / \omega_3$

Примечание – $\eta_{\text{оп}}$ – КПД в открытой ременной передаче; $\eta_{\text{ред}}$ – КПД механической передачи одноступенчатого редуктора; $\eta_{\text{м}}$ – КПД в упругой муфте; $\eta_{\text{б}}$ и $\eta_{\text{т}}$ – КПД в быстроходной и тихоходной передачах редуктора; $u_{\text{оп}}$ и $u_{\text{ред}}$ – передаточные числа открытой клиноременной передачи и одноступенчатого редуктора; $u_{\text{б}}$ и $u_{\text{т}}$ – передаточные числа быстроходной и тихоходной передач.

3.3. Расчёт механических передач

Расчёт зубчатой (червячной) закрытой передачи включает в себя проектный и проверочный расчеты. Проектный расчет выполняют по допускаемым контактным напряжениям с целью определения геометрических параметров редукторной пары. Расчёт производят на основе ряда табличных величин и коэффициентов, а результаты некоторых расчётных величин округляют до целых или стандартных значений. После окончательного определения параметров зацепления выполняют проверочный расчёт, направленный на подтверждение правильности выбора соответствующих величин и коэффициентов, полученных в ходе проектного расчёта результатов.

3.3.1. Расчёт цилиндрической зубчатой передачи

Проектный расчёт

1. Межосевое расстояние a_w (рис. 3.1), мм:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot u^2 [\sigma]_H^2}},$$

где K_a – числовой коэффициент: $K_a = 43$ – для косозубых передач, $K_a = 49,5$ – для прямозубых;

u – передаточное число рассчитываемой ступени;

$\psi_{ba} = b_2/a_w$ – коэффициент ширины венца колеса в зависимости от расположения колеса по отношению к опорам вала: $\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,5$ – при симметричном расположении, $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$ – при асимметричном, $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,25$ – при консольном;

T_2 – вращающий момент на тихоходном валу зубчатой передачи, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба (при постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$);

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения боковой поверхности зуба колеса (определяют по табл. 3.6 в зависимости выбранного материала колеса и соответствующей термической обработки), Н/мм².

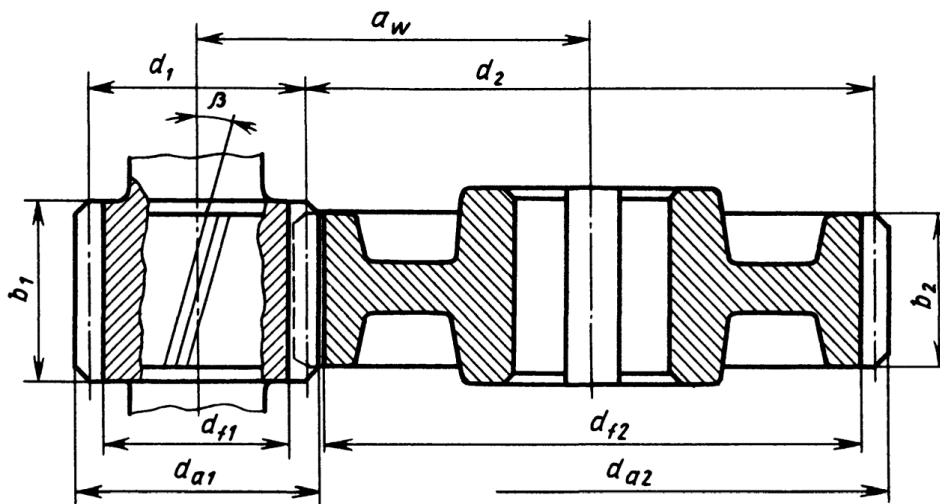


Рис. 3.1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Таблица 3.6

Допускаемые контактные напряжения боковой поверхности зуба колеса
и допускаемые напряжения изгиба зуба колеса

Термическая обработка	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$[\sigma]_H$, МПа	$[\sigma]_F$, МПа
Нормализация, улучшение	HB 180...350	40; 45; 40X; 40XH; 35XM и др.	$1,8 \cdot HB + 64$	$1,03 \cdot HB$
Объемная закалка	HRC 45...55	40X; 40H; 35XM и др.	$16 \cdot HRC + 140$	286
Поверхностная закалка	HRC 40...50	40X; 35XM; 40XH и др.	$14 \cdot HRC + 170$	215
Нитроцементация и закалка	HRC 56...63	25XГМ	$19 \cdot HRC$	480

Полученное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего стандартного значения из нормального ряда линейных размеров $Ra20$ (табл. Б.1, прил. Б).

2. Модуль зацепления m , мм:

$$m \geq \frac{2K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент: $K_m = 5,8$ – для косозубых передач, $K_m = 6,8$ – для прямозубых;

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} - \text{делительный диаметр колеса, мм;}$$

$$b_2 = \psi_{ba} a_w - \text{ширина венца колеса, мм;}$$

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба зуба колеса (см. табл. 3.6), Н/мм².

Полученное значение модуля m округляют в большую сторону до стандартного из приведенного ниже ряда чисел (значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда):

m , мм	1-й ряд	1,0	–	1,5	–	2	–	2,5	3	–	4	–	5
	2-й ряд	–	1,25	–	1,75	–	2,25	–	–	3,5	–	4,5	–

3. Угол наклона зубьев β для косозубых передач

$$\beta = \arcsin \frac{3,5m}{b_2}.$$

Значения угла наклона принимают в диапазоне от 8° до 16° , но желательно получить его меньшие значения для снижения осевых сил в зацеплении, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

4. Суммарное число зубьев шестерни и колеса вычисляют по формуле

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = \frac{2a_w \cos \beta}{m},$$

где $\beta = 0$ – для прямозубых передач.

Полученное значение z_Σ округляют в меньшую сторону до целого числа.

5. Уточнение действительной величины угла наклона зубьев для косозубых передач:

$$\beta = \arccos \left(\frac{z_\Sigma m}{2a_w} \right).$$

Точность вычисления угла – до пятого знака после запятой.

6. Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1}; \quad z_2 = z_\Sigma - z_1.$$

Полученное значение z_1 округляют в большую сторону до целого числа.

7. Передаточное число

$$u_\Phi = \frac{z_2}{z_1};$$

8. Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta}.$$

9. Основные геометрические параметры передачи (см. рис. 3.1), мм:

Параметр	Шестерня	Колесо
Диаметр:		
делительный	$d_1 = mz_1 / \cos \beta$	$d_2 = mz_2 / \cos \beta$
вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$
впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$
Ширина венца	$b_1 = b_2 + (2 \dots 4)$	$b_1 = \psi_{ba} \cdot a_w$

Проверочный расчёт

10. Проверка межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

11. Проверка контактных напряжений:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_{\phi} + 1)}{d_2 \cdot b_2}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma]_H,$$

где $K = 376$ – для косозубых передач, $K = 436$ – для прямозубых передач;

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} \text{ – окружная сила в зацеплении, Н;}$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: $K_{H\alpha} = 1$ – для прямозубых колес, $K_{H\alpha} = 1,1$ – для косозубых и шевронных колес;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес v (м/с) и степени точности передачи (табл. 3.7 и 3.8):

$$v = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3}.$$

Таблица 3.7

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости v , м/с, вращения колес на делительном диаметре			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	До 10	До 8	До 15	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

Таблица 3.8

Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ при $H\alpha_2 \leq 350$

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость, м/с					
		1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8
6	$K_{H\alpha}$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	$K_{F\alpha}$	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	$K_{H\alpha}$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	$K_{F\alpha}$	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	$K_{H\alpha}$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	$K_{F\alpha}$	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	$K_{H\alpha}$	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	$K_{F\alpha}$	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Примечание – В верхнем ряду приведены данные для прямозубых колес, в нижнем ряду – для косозубых колес и колес с круговыми зубьями.

Допускаемая перегрузка передачи ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5 %. Если условие прочности не выполняется, то изменяют ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не дает должного результата, то надо увеличить межосевое расстояние a_w либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчёт передачи

12. Проверка напряжений изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$F_2 = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1},$$

где m – модуль зацепления, мм;

b_2 – ширина зубчатого венца колеса, мм;

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} \text{ – окружная сила в зацеплении, Н;}$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$, а для косозубых значение $K_{F\alpha}$ (табл. 3.9) зависит от степени точности передачи, определенной по табл. 3.7;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба: для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta} = 1$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (см. табл. 3.8);

Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются по табл. 3.10: для прямозубых колес в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , для косозубых колес в зависимости

от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ и колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} \text{ (}\beta \text{ – угол наклона зубьев);}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} \text{ – коэффициент, учитывающий наклон зуба: для}$$

прямозубых колес $Y_\beta = 1$;

$[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ – допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм² (см. табл. 3.6).

Таблица 3.9

Коэффициент $K_{F\alpha}$

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Таблица 3.10

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2}

z или z_v	Y_F	z или z_v	Y_F	z или z_v	Y_F	z или z_v	Y_F	z или z_v	Y_F	z или z_v	Y_F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Примечание – Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x = 0$.

При проверочном расчёте σ_F может быть значительно меньше $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью.

Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5 %, то увеличивают модуль m , пересчитывают число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторяют проверочный расчёт на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

3.3.2. Расчёт конической зубчатой передачи

Проектный расчёт

1. Определение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} (рис. 3.2), мм:

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_H \cdot [\sigma]_H^2}} \cdot K_{H\beta},$$

где T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н · м;

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения материала ведомого колеса (см. табл. 3.6), Н/мм²;

ϑ_H – коэффициент вида конических колес (для прямозубых колес $\vartheta_H = 1$);

u – передаточное число конической передачи;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.

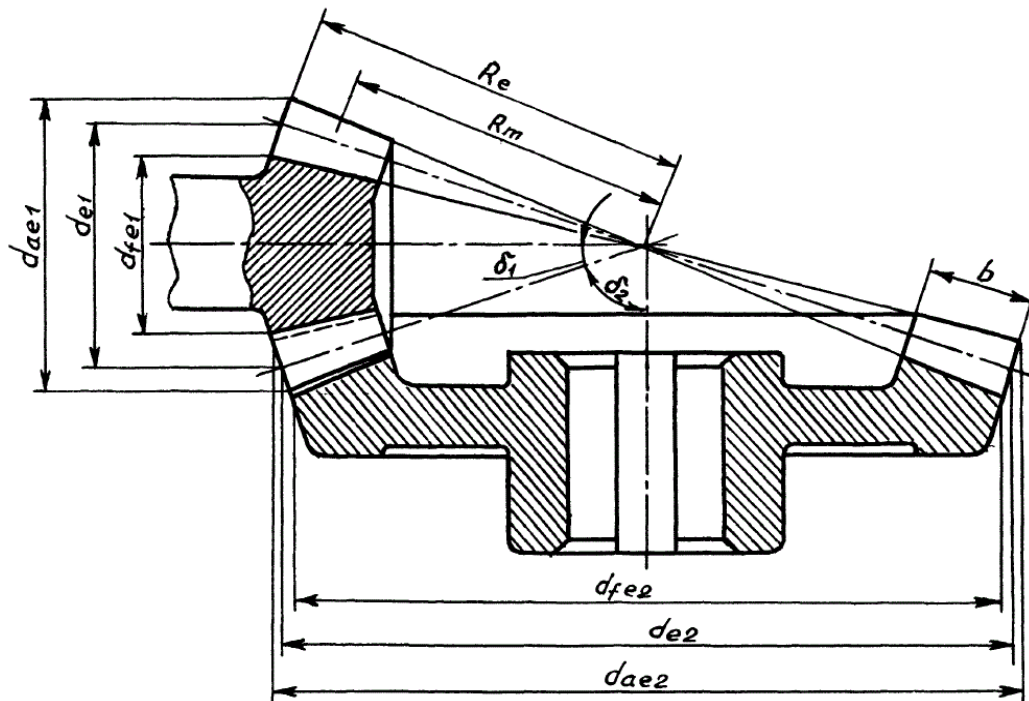


Рис. 3.2. Геометрические параметры конической зубчатой передачи

Полученное значение d_{e2} округляют до ближайшего большего значения из ряда чисел Ra20 (табл. Б.1, прил. Б).

2. Определение углов делительных конусов колеса и шестерни:

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

Точность вычислений до пятого знака после запятой.

3. Определение внешнего конусного расстояния R_e , мм:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2}.$$

Значение R_e до целого числа не нужно округлять.

4. Ширина зубчатого венца шестерни и колеса b , мм:

$$b = \psi_R \cdot R_e,$$

где $\psi_R = 0,285$ – коэффициент ширины венца.

Значение b округляют до целого числа по ряду Ra 40 (табл. Б.1, прил. Б).

5. Внешний окружной модуль передачи m_e , мм:

$$m_e \geq \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3}{9_F \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F},$$

где $[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба материала колеса, Н/мм² (МПа), определяется по табл. 1.6;

$9_F = 0,85$ – для прямозубых колес.

Значение модуля вычисляют с точностью до двух знаков после запятой. До стандартной величины округление не производится.

6. Число зубьев:

$$\text{– колеса: } z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e};$$

$$\text{– шестерни: } z_1 = \frac{z_2}{u}.$$

Полученное значение округляют в любую сторону до ближайшего целого числа.

7. Фактическое передаточное число:

$$u_{\phi} = z_2 / z_1;$$

Отклонение от заданного передаточного числа:

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%.$$

8. Окончательные значения размеров колес (табл. 3.11):

– углы делительных конусов:

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

– делительные диаметры колес:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1;$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2;$$

– диаметры вершин зубьев:

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

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 - x_{e1}) \cdot m_e \cdot \cos \delta_2;$$

– диаметры впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,2 \cdot (1,2 - x_{e1}) \cdot m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,2 \cdot (1,2 + x_{e1}) \cdot m_e \cdot \cos \delta_2.$$

Таблица 3.11

Коэффициенты смещения x_{e1} и x_{n1} для шестерен конических передач

z_1	x_{e1} при передаточном числе u					x_{n1} при передаточном числе u				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	—	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Точность вычисления делительных диаметров колес – до 0,01мм.

9. Средние делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 , мм:

$$d_1 \approx 0,857 \cdot d_{e1}; \quad d_2 \approx 0,857 \cdot d_{e2}.$$

Значения d_1 и d_2 до целого числа не округляют.

Проверочный расчёт

10. Проверка контактных напряжения σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{u_{\phi}^2 + 1}}{9_H \cdot d_{e2} \cdot b}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \leq [\sigma]_H,$$

где $F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$ – окружная сила в зацеплении, Н;

$K_{H\alpha} = 1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями;

$K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки (определяется по табл. 3.8 в зависимости от окружной скорости колес $v = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3}$ и степени точности передачи (см. табл. 3.7));

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$;

ω_2 – угловая скорость вала, рад/с.

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10 % и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5 %. Если условие прочности не выполняется, изменяют ширину венца колеса и шестерни b . Если это не дает должного результата, то либо увеличивают внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , либо назначают другие материалы колес или другую термообработку, пересчитывают допускаемые контактные напряжения и повторяют весь расчёт передачи.

11. Производят проверку напряжений изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{\vartheta_F \cdot b \cdot m_e} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2},$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1},$$

где $K_{F\beta} = 1$;

$K_{F\alpha} = 1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (определяется аналогично коэффициенту K_{Hv} (по табл. 3.8));

$Y_{\beta} = 1$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба;

Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (определяются по табл. 3.12 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни z_{v1} и колеса z_{v2}). Для прямозубых колес:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Если при проверочном расчёте σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью.

Таблица 3.12

Коэффициент формы зуба Y_F

z_v	Коэффициент смещения режущего инструмента x										
	–0,5	–0,4	–0,3	–0,2	–0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	–	3,9	3,67	3,46
14	–	–	–	–	–	–	4,24	4	3,78	3,59	3,42
17	–	–	–	–	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20	–	–	–	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25	–	4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52
180	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62	3,60	3,59	3,58	3,56	3,54
∞	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

Если $\sigma_F \geq [\sigma]_F$ свыше 5 %, то надо увеличить модуль m_e , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчёт на изгиб. При этом внешний делительный диаметр колеса d_{e2} не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

3.3.3. Расчёт червячной передачи

Проектный расчёт

1. Межосевое расстояние a_w , мм (рис. 3.3):

$$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где T_2 – вращающийся момент на валу червячного колеса, Н · м;

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения материала червячного колеса, Н/мм².

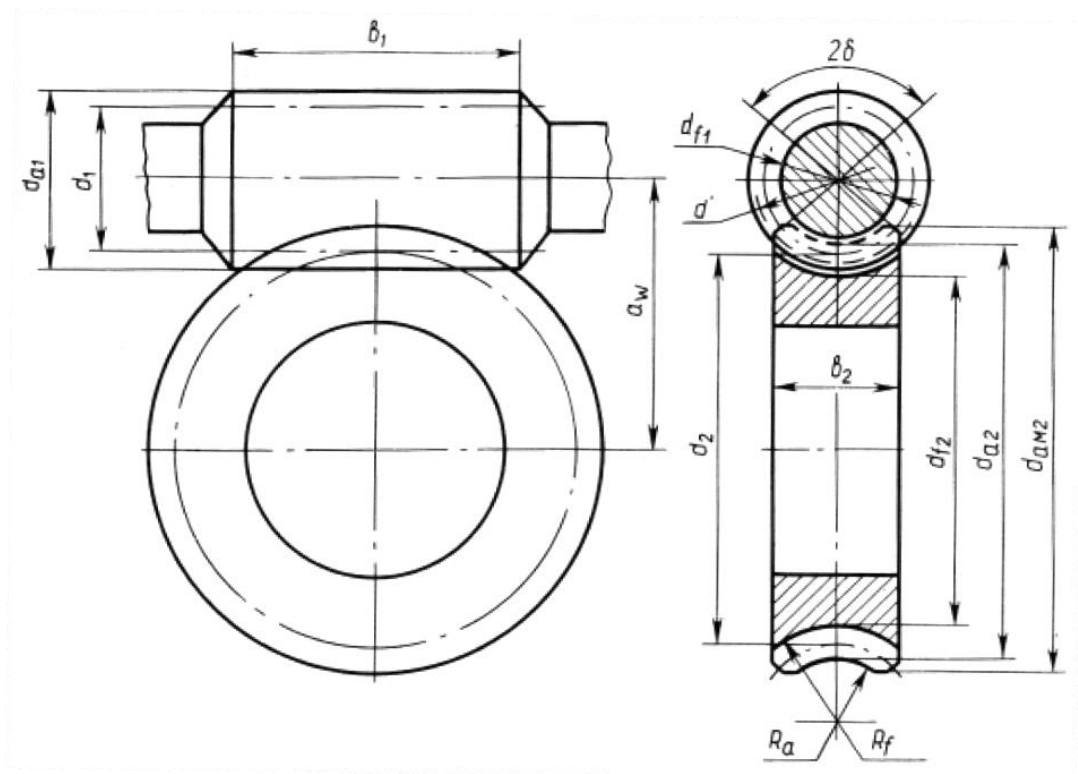


Рис. 3.3. Геометрические параметры червячной передачи

Допускаемые напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от группы материала зубьев, твердости витков червяка и скорости скольжения v_s .

Группу марок материалов червячного колеса выбирают в зависимости от скорости скольжения по табл. 3.13. Скорость скольжения v_s , м/с, определяют по эмпирической формуле

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где u – передаточное число червячной передачи.

Допускаемые напряжения вычисляют по эмпирическим формулам, приведённым в табл. 3.14.

Полученное значение межосевого расстояния a_w округляют в большую сторону до стандартного числа из ряда $Ra20$ (табл. Б.1, прил. Б).

Таблица 3.13

Материалы для червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_b , МПа	σ_T , МПа	Скорость скольжения v_s , м/с
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	> 5
	БрО10Ф1	К	275	200	
		З	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	2–5
		З	145	80	
II	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	
		К	650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
		З	450	300	
	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245	
		К	500	230	
		З	425	195	
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330	
		К	450	295	
		З	400	260	
III	СЧ18	З	355*		< 2
	СЧ15	З	315*		

Примечания

1 Принятые обозначения: Ц – центробежная; К – в кокиль; З – в землю.

2 * – для чугунов приведены значения $\sigma_{ви}$.

Таблица 3.14

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк улучшенный $\leq 350\text{HB}$	Червяк закален $\geq 45\text{HRC}$	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H$, МПа		$[\sigma]_F$, МПа	
I	$C_v \cdot 0,75\sigma_B$	$C_v \cdot 0,9\sigma_B$	$0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T$	$0,16\sigma_B$
II	$250 - 25v_s$	$300 - 25v_s$		
III	$175 - 35v_s$	$200 - 35v_s$	$0,12\sigma_{\text{ви}}$	$0,075\sigma_{\text{ви}}$

Примечание – C_v – коэффициент, учитывающий износ материала:

v_s	1	2	3	4	5	6	7	8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

2. Число витков червяка z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа червячной передачи:

u	8...14	14...30	> 30
z_1	4	2	1

3. Число зубьев червячного колеса: $z_2 = z_1 \cdot u$. Полученное значение z_2 округляют в меньшую сторону до целого числа.

4. Модуль зацепления m , мм:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}.$$

Значение модуля m округляют в большую сторону до стандартного:

m , мм	1-й ряд	2,5	–	3,15	–	4	5	–	6,3	–	8	10	–	12,5	16
	2-й ряд	–	3	–	3,5	–	–	6	–	7	–	–	12	–	–

Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

5. Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2.$$

Минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка

$$q_{\min} = 0,212z_2.$$

Полученное значение q округляют до стандартного из ряда чисел:

q , мм	1-й ряд	6,3	-	8	-	10	-	12,5	-	16
	2-й ряд	-	7,1	-	9	-	11,2	-	14	-

Первый ряд следует предпочитать второму.

6. Фактическое передаточное число u_{ϕ} и проверка его отклонения Δu от заданного:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100 \% \leq 4 \%.$$

7. Фактическое значение межосевого расстояния при стандартных значениях m и q :

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2).$$

8. Основные размеры червяка:

- делительный диаметр червяка: $d_1 = q \cdot m$;
- диаметр вершин витков: $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$;
- диаметр впадин витков: $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$;
- делительный угол подъема линий витков: $\gamma = \arctg(z_1/q)$;
- длина нарезаемой части червяка:
 - при $z_1 = 1; 2$: $b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$;
 - при $z_1 = 4$: $b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$.

9. Основные размеры венца червячного колеса:

- делительный диаметр: $d_2 = z_2 \cdot m$;
- диаметр вершин зубьев: $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$;
- диаметр впадин зубьев: $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$;
- наибольший диаметр колеса: $d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$;

- ширина венца: $b_2 \leq 0,75d_{a1}$;
- радиусы закруглений зубьев: $R_a = 0,5d_1 - m$, $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$.

Проверочный расчёт

10. КПД червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где γ – делительный угол подъёма линии витков червяка;

φ – угол трения, который определяется по табл. 3.15 в зависимости от фактической скорости скольжения $v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3}$ (ω_2 – угловая скорость вала червячного колеса, 1/с).

Таблица 3.15

Значения угла трения φ

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

Примечание – Меньшие значения соответствуют материалам группы I, бóльшие – материалам групп II и III.

11. Выполняют проверку контактных напряжений зубьев колеса σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K \leq [\sigma]_H,$$

где $F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$ – окружная сила на колесе, Н;

K – коэффициент нагрузки, принимается в зависимости от окружной скорости колеса v_2 , м/с:

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3}.$$

При $v_2 \leq 3$ м/с – $K = 1$, при $v_2 > 3$ м/с – $K = 1,1...1,3$.

Допускается недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 15 % и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5 %. Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса (см. табл. 3.13) и повторить весь расчёт передачи.

12. Проверка напряжений изгиба зубьев колеса σ_F , Н/мм²:

$$\sigma_F = 0,7Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_F,$$

где F_{t2} – окружная сила на колесе, Н;

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса. Его значение определяют по табл. 3.16 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ (γ – делительный угол подъёма линии витков червяка);

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса, Н/мм².

Таблица 3.16

Коэффициенты формы зуба Y_{F2} червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

При проверочном расчёте σ_F получаются значительно меньше $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

3.3.4. Тепловой расчёт червячного редуктора

Цель теплового расчёта – проверка температуры масла t_m в редукторе, которая не должна превышать допускаемой $[t]_m = 80...95$ °С. Температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения определяется по формуле

$$t_{\text{м}} = t_{\text{в}} + \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{K_t \cdot A},$$

где $t_{\text{в}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура воздуха вне корпуса редуктора;

P_1 – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

η – коэффициент полезного действия редуктора;

$K_t = 9 \dots 17\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ – коэффициент теплопередачи;

A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора, м^2 .

Для нахождения A червячный редуктор вписывают в параллелепипед и определяют площадь его плоскостей без площади днища. Ориентировочно A принимают в зависимости от межосевого расстояния (табл. 3.17).

Таблица 3.17

Площадь поверхности охлаждения червячного редуктора

$a_w, \text{ мм}$	80	100	125	140	160	180	200	225
$A, \text{ м}^2$	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1,0

В проектируемых червячных редукторах при малых (до 2 кВт) и средних (до 5 кВт) мощностях фактическая температура масла $t_{\text{м}}$, как правило, не превышает допускаемой $[t]_{\text{м}}$.

3.3.5. Расчёт клиноременной передачи

Проектный расчёт

1. Выбор сечения ремня по заданному вращающему моменту T_1 на ведущем валу клиноременной передачи (табл. 3.18).

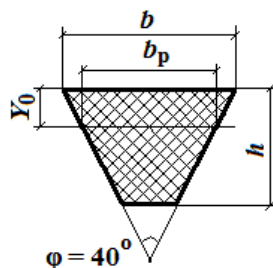
2. Определение диаметров шкивов.

Диаметр ведущего шкива d_1 выбирается по табл. 3.18, причем диаметр ведущего шкива должен быть бóльшим минимально допустимого d_{min} ($d_1 \geq d_{\text{min}}$). Для этого используют ряд стандартных диаметров шкивов, мм: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Например, для ремня с сечением О выбирают $d_1 = 80\text{ мм}$, а для ремня с сечением А – $d_1 = 112\text{ мм}$.

Таблица 3.18

Клиновые ремни



Обозначение сечения ремня	Размеры, мм					L, м	$d_{\min}$, мм	T_1 , Н · м
	b	b_p	h	Y_0	A , мм ²			
О	10	8,5	6	2,1	47	0,4...2,5	63	≤ 30
А	13	11	8	2,8	81	0,56...4,0	90	15...60
Б	17	14	10,5	4	138	0,8...6,3	125	50...150
В	22	19	13,5	4,8	230	1,8...10	200	120...600
Г	32	27	19	6,9	476	3,15...15	315	450...2 400
Д	38	32	23,5	8,3	692	4,5...18	500	1 600...6 000
Е	50	42	30	11	1170	6,3...18	800	≥ 4 000

Диаметр ведомого шкива рассчитывают по формуле

$$d_2 = u_{\text{рем}} d_1 (1 - \varepsilon),$$

где ε – относительное скольжение ремня, принимается равным 0,01...0,02.

Полученное значение d_2 округляют до ближайшего стандартного.

Затем уточняют передаточное отношение $u_{\text{рем}}$:

$$u_{\text{рем}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}.$$

3. Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h.$$

4. Расчётная длина ремня

$$L_p = 2a_{\min} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\min}}.$$

Выбирают ближайшую по стандарту длину ремня L , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 1 800, 2 000, 2 240, 2 500, 2 800, 3 150, 3 550, 4 000, 4 500, 5 000, 5 600, 6 300, 7 100, 8 000, 9 000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000.

5. Уточненное значение межосевого расстояния с учётом выбранной стандартной длины ремня

$$a = 0,25 \left[L - \pi d_{\text{ср}} + \sqrt{(L - \pi d_{\text{ср}})^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right],$$

где

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

6. Допускаемое окружное усилие на один ремень $[P]$, кВт:

$$[P] = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L.$$

Здесь:

P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем. Значение P_0 выбирают по табл. 3.19 интерполяцией по скорости ремня v , м/с:

$$v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 \cdot 10^{-3},$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего шкива, 1/с; d_1 – диаметр шкива, мм;

C_α – коэффициент угла обхвата ремнем шкива:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1),$$

где α_1 – угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 60 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a};$$

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня:

$$C_L = 0,3 \cdot \frac{L}{L_0} + 0,7,$$

где L_0 выбирается из табл. 3.19 для соответствующего сечения ремня (L_0 указана в левом столбце в скобках).

Таблица 3.19

Мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с					
		3	5	10	15	20	25
О (1320)	63	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11
	112	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28
А (1700)	90	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67
	160	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11
Б (2240)	125	0,95	1,39	2,26	2,80	–	–
	140	1,04	1,61	2,70	3,45	3,38	–
	160	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32
	224	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00
В (3750)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	–
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1
Г (6000)	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20	21,1
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6

7. Количество ремней в передаче

$$z = P_1 / [P],$$

где P_1 – мощность на ведущем валу, кВт.

Полученное значение округляют в большую сторону до целого числа.

8. Сила давления на вал от предварительного натяжения ремня, Н:

$$F_{оп} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где F_0 – сила предварительного натяжения ремня, Н:

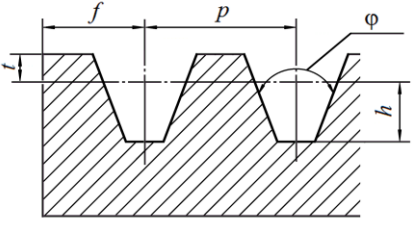
$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha},$$

значение P_1 , кВт.

9. Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения выбирают по табл. 3.20.

Таблица 3.20

Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения, мм

								
Сечение ремня	t	h	p	f	Расчётные диаметры для угла φ			
					34°	36°	38°	40°
О	2,5	7,5	12	8	63...71	80...100	112...160	180
А	3,3	9	15	10	90...112	125...160	180...400	450
Б	4,2	11	19	12,5	125...160	180...224	250...500	560
В	5,7	14,5	22,5	17	—	200...315	355...630	710
Г	8,1	20	37	24	—	315...450	500...900	1 000
Д	9,6	23,5	44,5	29	—	500...560	630...1 120	1 250
Е	12,5	31	58	38	—	—	800...1 400	1 600

Проверочный расчёт

10. Проверка прочности ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви $\sigma_{\max}$, Н/мм²:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_v \leq [\sigma]_p.$$

Здесь:

σ_1 – напряжения растяжения в ремне, Н/мм²:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA},$$

где

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v};$$

$\sigma_{\text{и}}$ – напряжения изгиба, Н/мм²:

$$\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \frac{h}{d_1},$$

где $E_{\text{и}} = 80 \dots 100$ Н/мм² – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней; h – высота сечения клинового ремня (см. табл. 3.18);

σ_v – напряжения от центробежных сил, Н/мм²:

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6},$$

где ρ – плотность материала ремня, $\rho = 1\,250 \dots 1\,400$ кг/м³;

$[\sigma]_p$ – допускаемые напряжения растяжения, $[\sigma]_p = 10$ Н/мм².

Если в результате расчета получится $\sigma_{\max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчёт передачи.

3.4. Силы в зацеплении

В случае цилиндрической передачи (рис. 3.4):

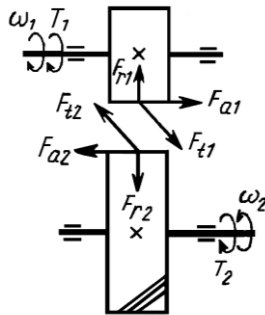


Рис. 3.4. Схема сил в цилиндрической передаче

– окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н · м; d_2 – делительный диаметр колеса, мм;

– радиальная сила

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$; β – угол наклона зубьев косозубых колес;

– осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Для конической зубчатой передачи (рис. 3.5):

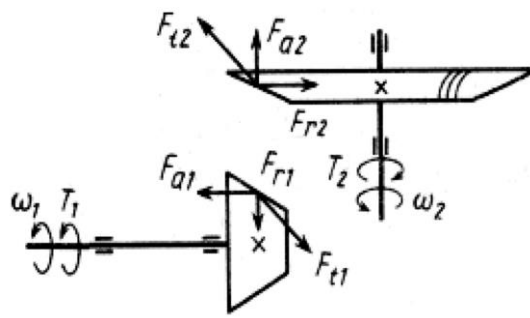


Рис. 3.5. Схема сил в конической передаче

– окружная сила на среднем диаметре колеса

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

где $d_2 = 0,875d_{e2}$ – средний делительный диаметр колеса, мм;

– осевая сила на шестерне прямозубой

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1,$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

– радиальная сила на шестерне прямозубой

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

– осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}.$$

– радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1}.$$

Для червячной передачи (рис. 3.6):

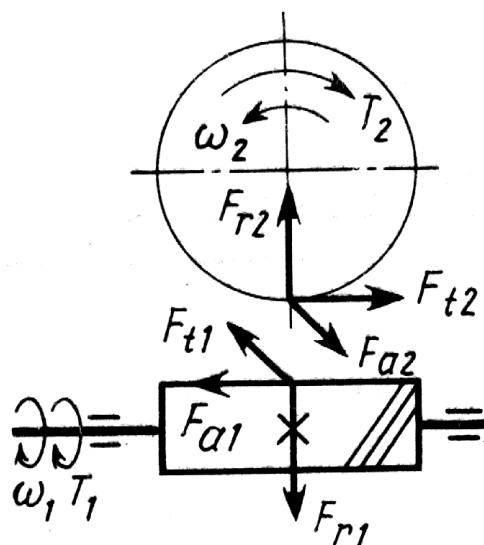


Рис. 3.6. Схема сил в червячной передаче

– окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2};$$

– окружная сила на червяке, равна осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1};$$

– радиальная сила на червяке равна радиальной силе на колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha,$$

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

3.5. Консольные силы

Консольная нагрузка вызывается ременными, цепными, открытыми зубчатыми передачами, а также муфтами, соединяющими двигатель с редуктором или редуктор с рабочей машиной.

Значение консольной силы, возникающей от клиноременной передачи:

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 z \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right),$$

где F_0 – сила предварительного натяжения ремня, Н; z – количество параллельно установленных ремней; α_1 – угол обхвата ремнем малого шкива.

Консольную силу от цепной передачи можно взять ориентировочно в зависимости от крутящего момента на выходном валу редуктора:

$$F_{\text{оп}} = 400 \sqrt{T_2}.$$

Аналогичным образом принимается консольная сила от действия муфт:

– на быстроходном валу

$$F_{M1} = 85\sqrt{T_1} ;$$

– на тихоходном валу зубчатых редукторов

$$F_{M2} = 125\sqrt{T_2} ;$$

– на тихоходном валу червячных редукторов

$$F_{M2} = 200\sqrt{T_2} ,$$

где T – крутящий момент на данном валу, Н·м.

3.6. Проектный расчёт валов

При проектировании валов применяют ступенчатую конструкцию вала для облегчения монтажа подшипников, зубчатых колес и других деталей (рис. 3.7).

Проектирование вала, имеющего выходной участок, начинают с определения диаметра выходного конца (как самого тонкого по сечению) из расчёта на чистое кручение без учета влияния изгиба:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}} ,$$

где T – крутящий момент на данном валу, Н · м;

$[\tau]_k$ – допускаемые напряжения на кручение, Н/мм².

Ввиду приближенности данного метода расчёта допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными: $[\tau]_k = 10$ Н/мм² – для быстроходных валов; $[\tau]_k = 20$ Н/мм² – для тихоходных.

Полученный результат диаметра вала округляют в большую сторону до стандартного значения из ряда $Ra40$.

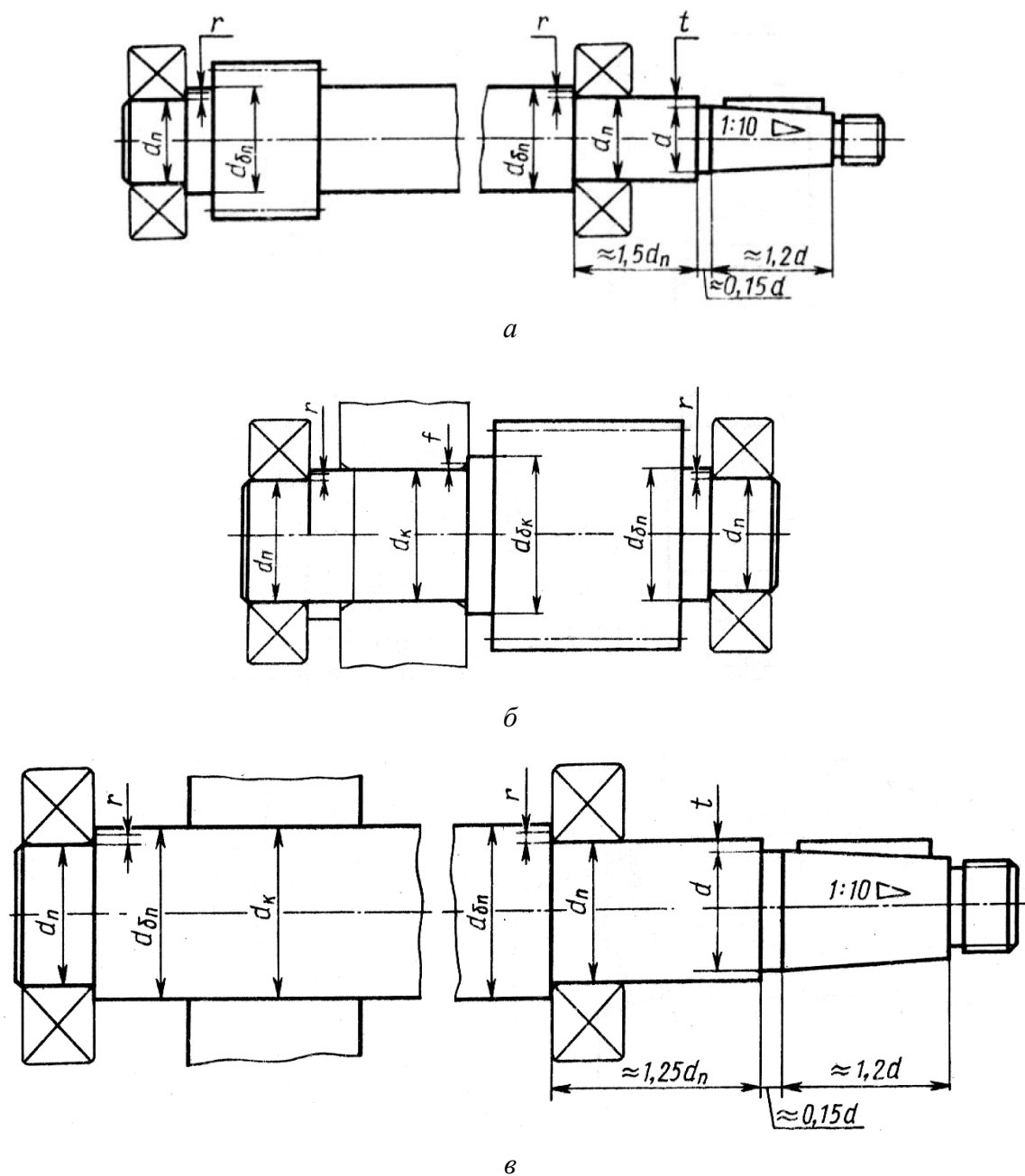


Рис. 3.7. Соотношение ступенек валов: *а* – быстроходный вал; *б* – промежуточный вал; *в* – тихоходный вал

Вторая по величине диаметра ступенька вала обычно используется под подшипник качения. Диаметр второй ступени рассчитывают по формуле

$$d_{II} = d + 2t,$$

где величина t принимают по табл. 3.21 в зависимости от диаметра вала первой ступени d .

Таблица 3.21

Геометрические характеристики валов

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Примечания

1 Размеры указаны в мм.

2 Величина фаски r дана приблизительно, точное значение указано в табл. Д.2–Д.5 (прил. Д).с типоразмерами для подшипников качения.

Полученное значение d_{Π} округляют до ближайшего стандартного значения диаметра внутреннего кольца подшипника (табл. Д.2–Д.5, прил. Д).

Ввиду того, что обычно на вал устанавливаются одинаковые подшипники, ступень вала с размером d_{Π} также располагается и на противоположном его конце.

Для консольных валов, как, например, в конических передачах для двух подшипников, отстоящих друг от друга на некотором расстоянии, может вытачиваться на валу одна ступень под внутреннее кольцо подшипников.

Диаметр следующей ступеньки вала, например для размещения на нём зубчатого колеса, определяют по формуле

$$d_{\kappa} = d_{\Pi} + 3,2r,$$

где r – радиус скругления кромки внутреннего кольца подшипника, установленного на второй ступени. Значения r выбирают из табл. 3.21 в зависимости от диаметра d_{Π} .

Полученное значение d_{κ} округляют до ближайшего стандартного значения из ряда $Ra40$.

Наконец, диаметры под ступени вала (буртики), служащие, например, для упора размещенных на валу деталей и ограничения перемещения их в осевом направлении, образуются следующим образом:

$$d_{\text{бк}} = d_{\kappa} + 3f,$$

где f – фаска детали (например, ступицы зубчатого колеса), установленной на ступени с диаметром d_k . Значения f принимают по табл. 3.21 в зависимости от диаметра d_k .

Полученное значение $d_{бк}$ округляют до ближайшего стандартного значения из ряда Ra 40.

Ступень $d_{бк}$ можно заменить распорной втулкой.

Диаметры различных участков промежуточных валов, не имеющих выходного конца, определяют в несколько иной последовательности.

Сначала из расчёта на чистое кручение определяют диаметр вала под зубчатым колесом:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{T_{пр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}},$$

где $T_{пр}$ – крутящий момент на промежуточном валу, Н · м;

$$[\tau]_k = 15 \text{ Н/мм}^2.$$

Диаметр вала под подшипник уменьшают с учетом радиусов скругления кромки внутреннего кольца подшипника:

$$d_{\Pi} = d_k - 3,2r.$$

Диаметры остальных участков определяют по формулам, как и для валов, имеющих выходные концы. Радиус скругления кольца подшипника r и размер фаски f принимают в зависимости от диаметра посадочной поверхности (табл. 3.21).

На рис. 3.8 представлен пример вала-шестерни конического редуктора. Диаметры отдельных участков конического вала-шестерни определяют по приведённым ниже соотношениям.

Диаметр выходного конца вала d (рис. 3.8) определяется по соотношению, приведенному в начале параграфа 3.6.

Диаметр под следующую ступеньку

$$d_1 = d + 2t.$$

Наружный диаметр резьбы под гайку круглую шлицевую (табл. Б.12, прил. Б):

$$d_2 = d_1 + (2 \dots 4).$$

Наружный диаметр метрической резьбы гайки d_2 выбирают так, чтобы внутренний диаметр резьбы был больше, чем d_1 для предыдущей ступеньки. Внутренний диаметр метрической резьбы можно рассчитать, отняв от наружного диаметра шаг резьбы. Например, для резьбы М27×1,5 внутренний диаметр резьбы будет равен

$$27 - 1,5 = 25,5 \text{ мм.}$$

Диаметр посадочной поверхности подшипника принимают равным или бóльшим внешнего диаметра резьбы, т. е. $d_{\text{п}} \geq d_2$ (табл. Б.2–Б.5, прил. Б).

Диаметр буртика для упора подшипника

$$d_{\text{бп}} = d_{\text{п}} + 3,2r.$$

Для уменьшения консоли вала левый подшипник располагают как можно ближе к шестерне. На рис. 3.8 $m_{\text{те}}$ – торцовый внешний модуль. Для прямозубой передачи $m_{\text{те}} = m_{\text{е}}$.

При передаточных числах $u > 3,15$ коническая шестерня получается малых размеров. В этих случаях не удастся создать упорный буртик с размерами $0,5m_{\text{те}}$ и $0,4m_{\text{те}}$, и его конструируют, как показано на рис. 3.8, б.

Расстояние между подшипниками определяют прочерчиванием. Для обеспечения достаточной жесткости узла принимают $a_2 \approx 2,5a_1$. Здесь a_1 – расстояние от середины венца (размер $0,5b'$) до точки пересечения перпендикуляра, опущенного из середины поверхности контакта (размер $0,5C$) наружного кольца подшипника, с осью вала (рис. 3.8, а); a_2 – расстояние между точками пересечения с осью вала перпендикуляров, опущенных из середины поверхностей контакта наружных колец обоих подшипников.

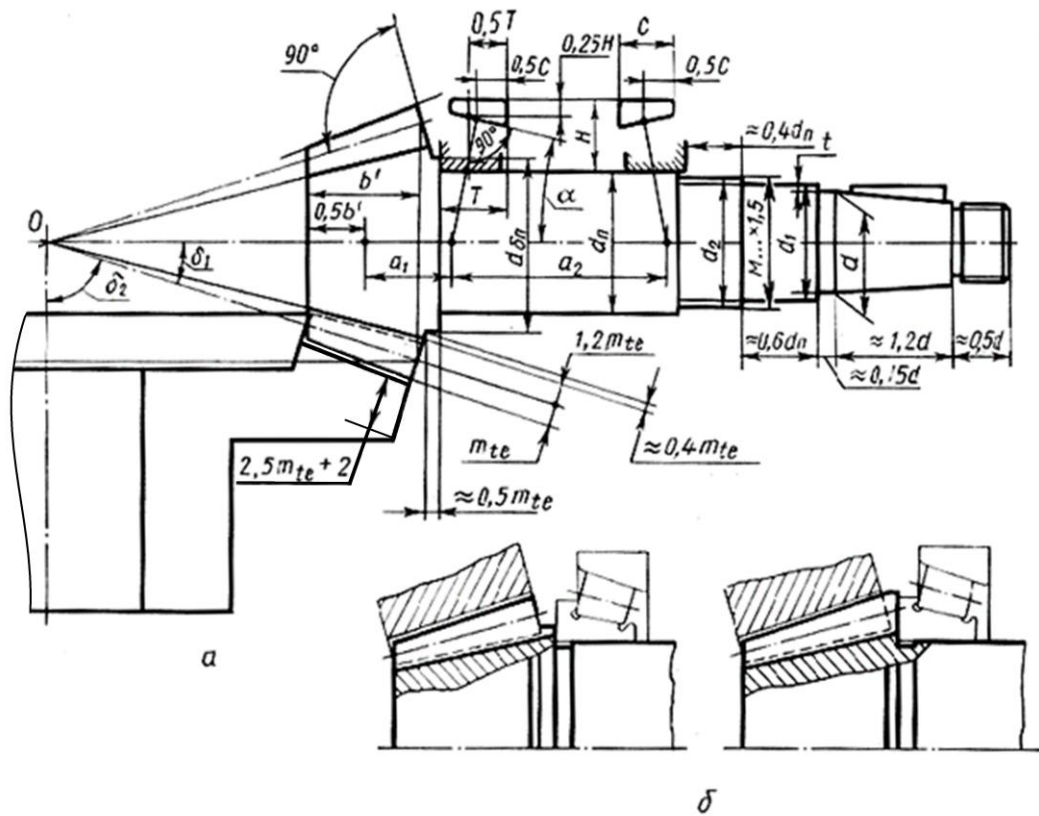


Рис. 3.8. Соотношение размеров вала для конической вал-шестерни:
 а – при наличии буртика для подшипника; б – при вырождающемся буртике
 из-за малого диаметра шестерни

3.7. Расстояния между деталями передач

Между вращающимися поверхностями колес и внутренними поверхностями стенок корпуса оставляют зазор a , мм, который определяют по формуле

$$a = \sqrt[3]{L} + 4,$$

где L – наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм (рис. 3.9–3.12). Полученное значение a округляют в большую сторону до целого числа.

Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают $b_0 \geq 4a$.

Расстояние между торцовыми поверхностями колес двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме, определяют по соотношению

$$c = (0,3 \dots 0,5)a.$$

В двухступенчатых соосных редукторах между торцовыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника, расстояние между которыми равно

$$l_s = 3a + B_1 + B_2,$$

где B_1 и B_2 – ширина подшипников опор быстроходного и тихоходного валов (табл. Б.2–Б.5, прил. Б). Зазор a и расстояние b_0 в коническом и червячном редукторах также определяют по приведенным выше соотношениям.

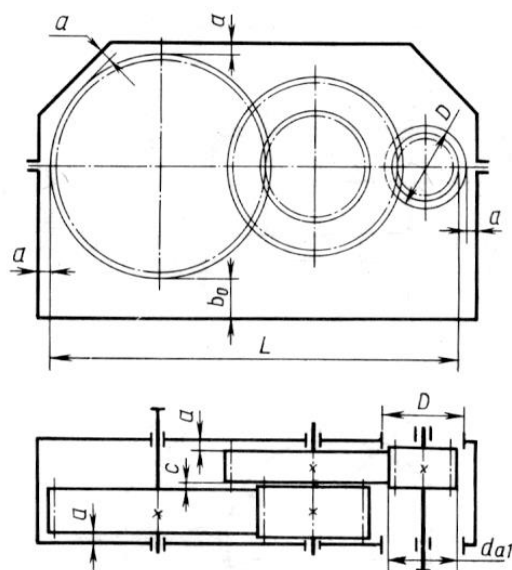


Рис. 3.9. Редуктор цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме

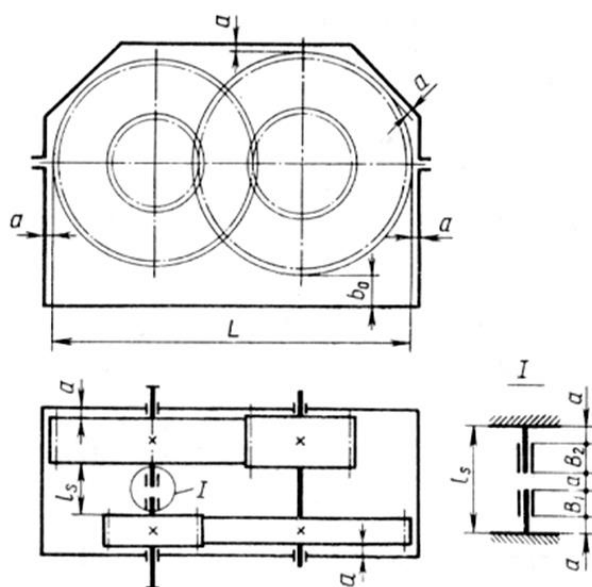


Рис. 3.10. Редуктор цилиндрический двухступенчатый соосный

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении из-за имеющихся осевых составляющих силы зацепления. Шариковые радиальные подшипники обладают малой осевой жесткостью. Поэтому для конических и червячных колес используют конические роликовые подшипники.

Эти подшипники применяют для опор вала червяка и конической шестерни с целью снижения тепловыделений в подшипниках при высокой частоте вращения вала червяка и конической шестерни ($n > 1500$ об/мин) на них устанавливают шариковые радиально-упорные подшипники.

Первоначально принимают подшипники легкой серии.

Для выбранных типов подшипников (табл. Б.2–Б.5, прил. Б) выписывают основные параметры: геометрические размеры d , D , B (T , c); динамическую C_r и статическую C_{0r} грузоподъемности. Здесь D – диаметр наружного кольца подшипника; B – ширина шарикоподшипников; T и c – осевые размеры роликоподшипников.

3.9. Эскизная компоновка редуктора

Эскизную компоновку выполняют для получения представления о конструкции, размерах деталей редуктора, их относительном расположении, определения расстояний между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точек приложения силы давления элемента открытой передачи и муфты на расстоянии от реакции смежного подшипника.

Эскизную компоновку выполняют в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге в двух проекциях.

Определившись с размещением на листе проекций редуктора, намечают расположение осевых линий валов.

Оси валов цилиндрического редуктора параллельны и расположены друг от друга на межосевом расстоянии. Оси валов червячного редуктора перекрещиваются в пространстве, а оси валов конической передачи пересекаются.

Затем упрощенно вычерчивают шестерню и колесо у цилиндрической и конической передач, а червяк и червячное колесо – у червячной передачи.

Размеры деталей берут из расчётов соответствующих передач.

В соответствии с расстояниями между деталями, определенными в п. 3.7, очерчивают внутреннюю стенку корпуса редуктора.

Далее вычерчивают ступени валов редуктора, а на ступенях, предназначенных для установки подшипников, очерчивают их контуры.

Радиальную реакцию подшипника считают приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала. Для радиальных подшипников точка приложения реакции лежит по середине ширины подшипника. Для радиально-упорных подшипников она смещается на расстояние a от широкого торца наружного кольца (рис. 3.13).

Величина этого смещения a определяется через геометрические размеры подшипника по следующим формулам:

– для шариковых радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5(B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}\alpha);$$

– для конических роликоподшипников

$$a = 0,5\left[T + \frac{e(d + D)}{3}\right],$$

где B – ширина колец подшипника; d и D – внутренний и наружный диаметры подшипника; α – угол контакта подшипника; T – расстояние между торцами колец подшипника; e – коэффициент осевого нагружения.

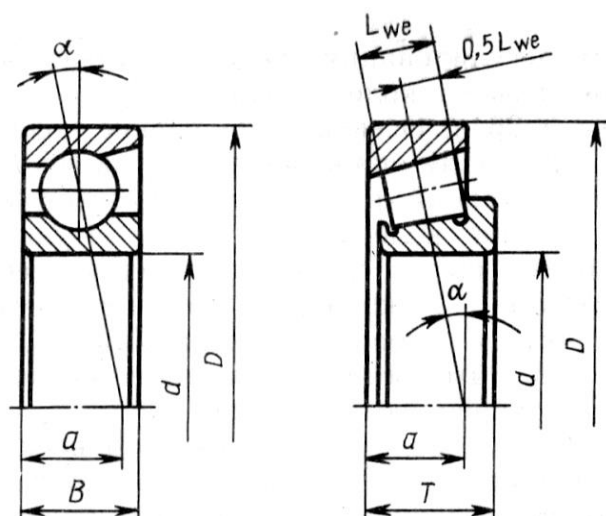


Рис. 3.13. Смещение точек приложения реакций у радиально-упорных подшипников

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников вычисляют следующим образом:

– по схеме «враспор» (рис. 3.14, *а*)

$$l = l_{\text{п}} - 2a;$$

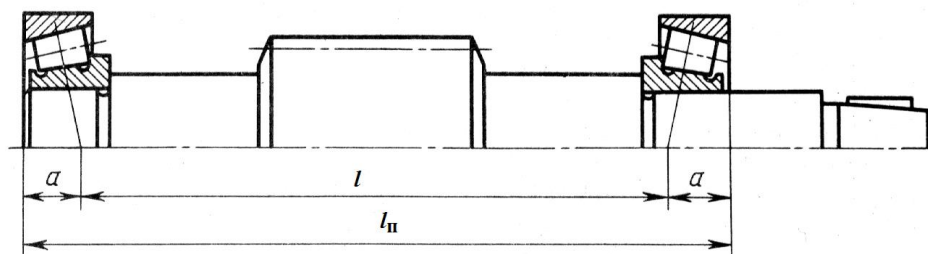
– по схеме «врастяжку» (рис. 3.14, *б*)

$$l = l_{\text{п}} + 2a,$$

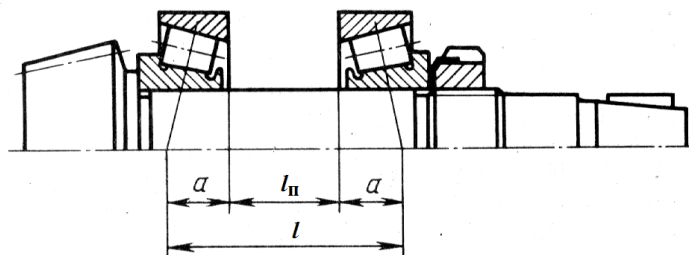
где $l_{\text{п}}$ – расстояние между широкими торцами колец подшипников;
 a – смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника.

В заключении определяют точки приложения консольных сил.

Для открытых передач силу давления ременной и цепной передач, а также силы в зацеплении зубчатых передач считают приложенными к середине выходного конца вала на расстоянии $l_{\text{оп}}$ от точки приложения реакции смежного подшипника (рис. 3.15).

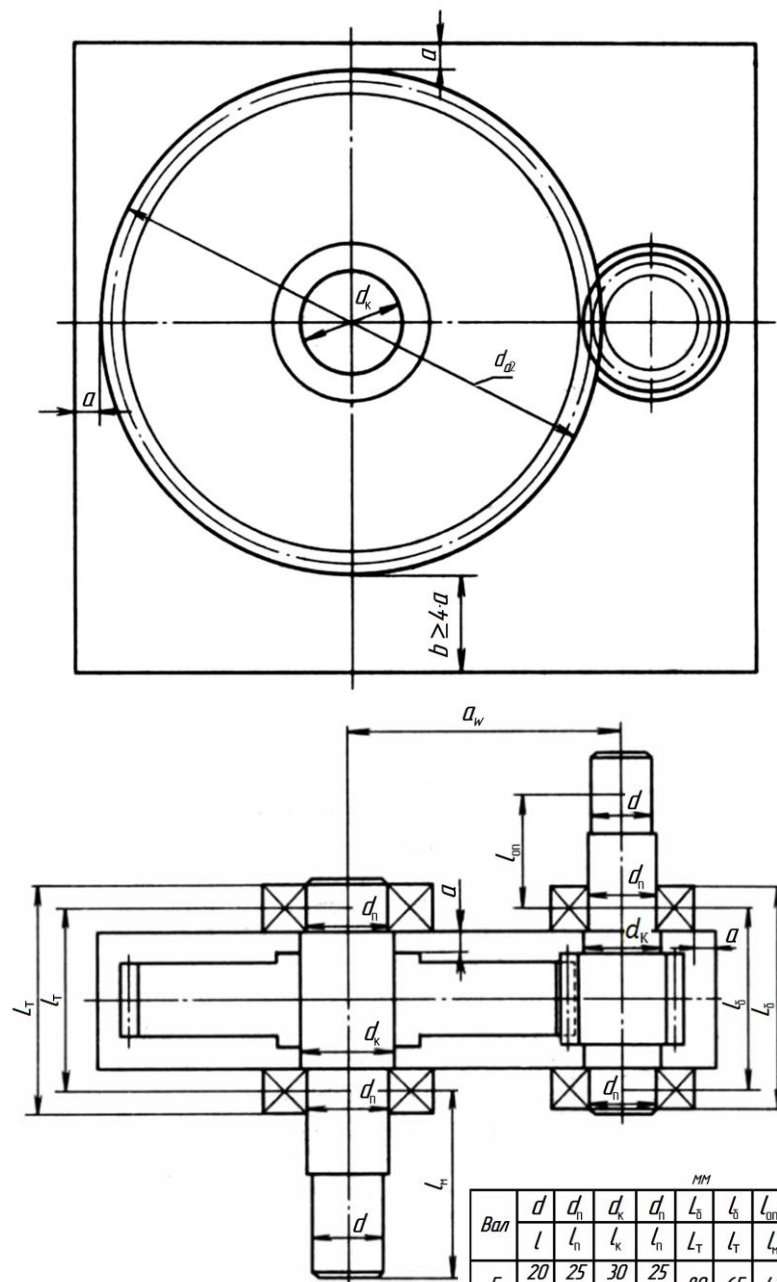


а



б

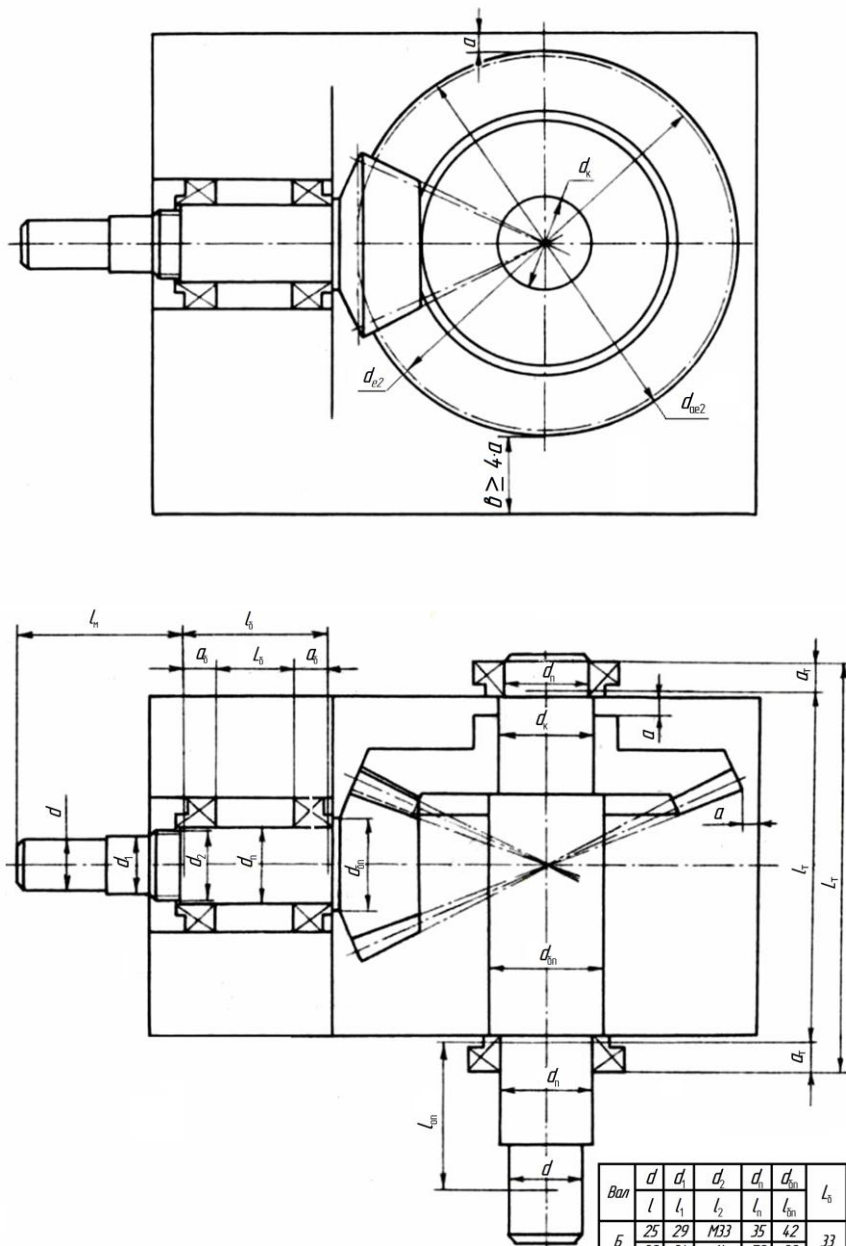
Рис. 3.14. К определению расстояния между точками приложения радиальных реакций в опорах качения: *а* – при установке «враспор»; *б* – при установке «врастяжку»



мм										Под- шип- ник	a	a_w
Вал	d	d_n	d_k	$d_{\text{в}}$	L	L_n	$L_{\text{в}}$	L	L_n			
Б	20	25	30	25	80	65	42	205	10	100	10	100
	30	34	50	15								
Т	25	30	36	30	82	66	68	206	10	100	10	100
	38	38	50	16								

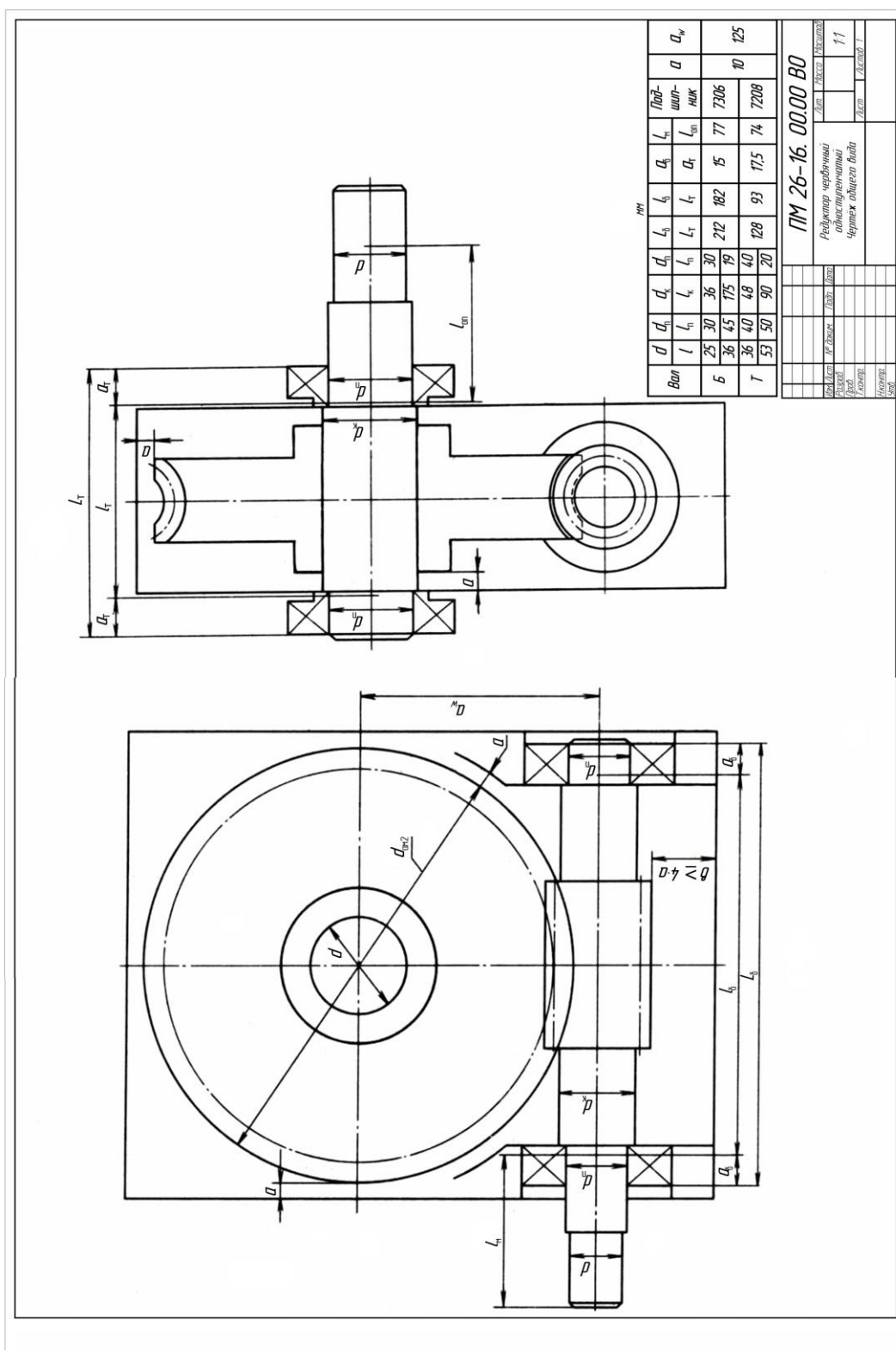
				ПМ 28-18.00.00 В0			
Испол.	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор цилиндрический одноступенчатый			
Дроб.				Чертеж общего вида			
Контр.							
Начерт.							
Дроб.							
				Лит.	Масштаб	Масштаб	
						1:1	
				Лист	Листов 1		

a



Вал	d	d_1	d_2	d_n	d_{on}	L_3	L_5	a_5	L_n	Под- шип- ник	a	d_{e2}
Б	25	29	М33	35	42	33	65	16	75	7207	10	167
	30	34	14	70	30							
Вал	d	d_n	d_k	d_n	d_{on}	L_7	L_7	a_7	L_{on}	Под- шип- ник	a	—
Т	36	40	48	40	53	173	138	17,5	68,5	7208	10	—
	42	50	38	20	95							

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата									
Разраб.												
Проб.												
Техн.пр.												
Инженер												
Стр.												
ПМ 27-17.00.00 ВО										Лист	Масса	Масштаб
Редуктор конический одноступенчатый Чертеж общего вида											1:1	
										Лист	Листов	1



Сила давления муфты приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что в полумуфте точка приложения силы находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии l_M от точки приложения реакций смежного подшипника.

3.10. Расчётные схемы валов

Расчётные схемы вычерчивают для каждого вала.

Целью составления расчетных схем валов является:

- нахождение радиальных сил, действующих на подшипники. В дальнейшем эта информация используется для проверки предварительно выбранных подшипников на долговечность;

- построение эпюр изгибающих и крутящего моментов, определения сечений вала наиболее нагруженных изгибающим и крутящим моментами. Полученная информация используется в проверочном расчете валов.

Радиальные силы, действующие на подшипники, равны радиальным реакциям в опорах валов в ответ на:

- силы, действующие в зацеплении зубчатых и червячных передач;
- консольные силы от открытых передач;
- силы от действия муфт на консольные части валов.

Задача о нахождении радиальных реакций в опорах валов основана на следующих понятиях из теоретической механики:

1. Считается, что вал находится условно в статическом равновесии и только совершает вращательное движение вокруг своей оси симметрии.

2. Заранее не известно направление реакции в радиальном направлении в радиальном и радиально-упором подшипниках качения (скольжения).

3. Задача о статическом равновесии вала в трехмерном пространстве разбивается на две подзадачи статического равновесия в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: в вертикальной плоскости YOZ и горизонтальной плоскости XOZ .

4. В каждой из плоскостей статическое равновесие вала описывается тремя независимыми уравнениями.

5. Так как каждый вал имеет две опоры (два подшипника), то в каждой плоскости будет по две неизвестные составляющие реакций в опорах.

6. Для уменьшения неизвестных в уравнениях равновесия в качестве приоритетных берутся уравнения о равенстве нулю моментов сил относительно тех точек вала, через которые проходят неизвестные реакции в опорах.

7. Не использованное третье уравнение равновесия о равенстве нулю всех проекций сил на соответствующую ось, перпендикулярную оси симметрии вала, будет использовано в качестве проверочного.

Результат графического отображения расчетной схемы вала представлен на рис. 3.16.

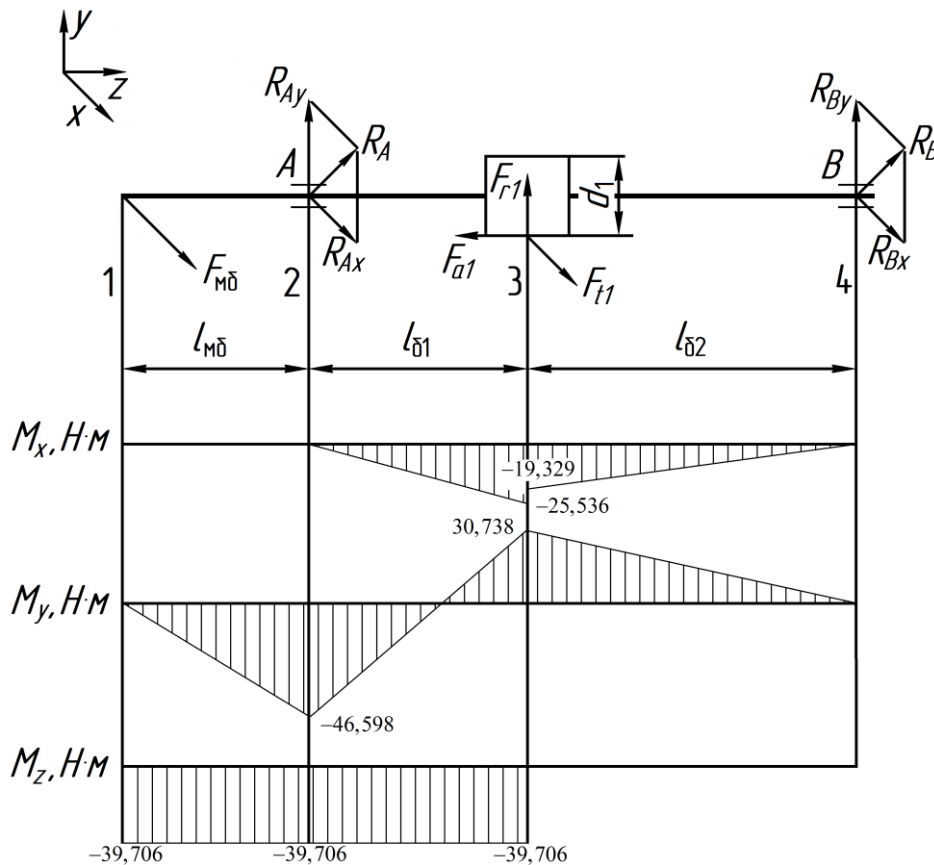


Рис. 3.16. Пример графического изображения расчетной схемы быстроходного вала

Исходными данными для выполнения расчетов являются

- величины сил в зацеплении (например: F_{t1} ; F_{r1} ; F_{a1} , Н); консольные силы (например: $F_{m\delta}$, Н);
- расстояния между точками приложения консольной силы и реакцией смежной опоры подшипника $l_{оп}$ или l_m (например $l_{m\delta}$);
- расстояния от реакций в опорах и точкой сосредоточения воздействия на вал сил в зацеплении зубчатых и червячных передач (например: $l_{\delta 1}$ и $l_{\delta 2}$).

Выполняют расчетные схемы в соответствии с приведенной ниже последовательностью.

1. Проекции заранее не известных реакций в опорах на оси Y и X направляем по соответствующим осям (например, для левой опоры A : R_{Ay} и R_{Ax}).

2. В вертикальной плоскости YOZ :

а) вычисляют реакции R_{Ay} и R_{By} в опорах A и B ;

б) выполняют проверку, составляя сумму проекций сил на ось Y ;

в) относительно оси X в характерных сечениях определяют величины изгибающих моментов (например M_{x1} , M_{x2} , M_{x3} , M_{x4});

3. В горизонтальной плоскости XOZ :

а) вычисляют реакции R_{Ax} и R_{Bx} в опорах A и B ;

б) выполняют проверку, составляя сумму проекций сил на ось X ;

в) относительно оси Y в характерных сечениях определяют величины изгибающих моментов (например M_{y1} , M_{y2} , M_{y3} , M_{y4}).

4. Определяют величину и строят эпюру крутящего момента на участке вала, передающего крутящий момент M_Z , Н·м.

5. Определяют полные радиальные реакции $R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$ и $R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$ в опорах A и B .

6. В характерных сечениях, где имеются наибольшие величины изгибающих моментов, вычисляют значения суммарных изгибающих моментов. Например:

– в сечении 2

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– в сечении 3

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ниже подробно разобран пример расчета схемы быстроходного вала в соответствии с рис. 3.16.

Дано: $T_1 = 39,706$ Н; $F_{t1} = 2275,716$ Н; $F_{r1} = 838,846$ Н; $F_{a1} = 363,237$ Н;

$F_{m6} = 535,608$ Н; $d_1 = 34,177$ мм; $l_{m6} = 87$ мм; $l_{61} = 39$ мм; $l_{62} = 105$ мм.

Вертикальная плоскость

1. Определяем опорные реакции:

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_{r1}l_{61} + F_{a1} \frac{d_1}{2} + R_{By}(l_{61} + l_{62}) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1}l_{61} - F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_{61} + l_{62}} = \frac{-838,846 \cdot 39 + 363,237 \cdot \frac{34,177}{2}}{39 + 105} = -184,082 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{Ay}(l_{61} + l_{62}) + F_{r1}l_{62} + F_{a1} \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{r1}l_{62} - F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_{61} + l_{62}} = \frac{-838,846 \cdot 39 - 363,237 \cdot \frac{34,177}{2}}{39 + 105} = -654,764 \text{ Н}.$$

2. Выполняем проверку:

$$\sum F_{iy} = 0;$$

$$R_{Ay} + F_{r1} + R_{By} = 0;$$

$$-654,764 + 838,846 - 184,082 = 0.$$

3. Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X:

$$M_{x1} = 0; \quad M_{x2} = 0;$$

$$M_{x3} = R_{Ay}l_{61} = -654,764 \cdot 39 = -25,536 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x3} = R_{By}l_{62} = -184,082 \cdot 105 = -19,329 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x4} = 0.$$

Горизонтальная плоскость

1. Определяем опорные реакции:

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_{M6}l_{M6} + F_{t1}l_{61} + R_{Bx}(l_{61} + l_{62}) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{M6}l_{M6} - F_{t1}l_{61}}{l_{61} + l_{62}} = \frac{535,608 \cdot 87 - 2275,716 \cdot 39}{39 + 105} = -292,743 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-F_{M6}(l_{M6} + l_{61} + l_{62}) - R_{Ax}(l_{61} + l_{62}) - F_{t1}l_{62} = 0;$$

$$\begin{aligned} R_{Ax} &= \frac{-F_{M6}(l_{M6} + l_{61} + l_{62}) - F_{t1}l_{62}}{l_{61} + l_{62}} = \\ &= \frac{-535,608 \cdot (87 + 39 + 105) - 2275,716 \cdot 105}{39 + 105} = -2518,581 \text{ Н}. \end{aligned}$$

2. Выполняем проверку:

$$\sum F_{ix} = 0;$$

$$F_{M6} + R_{Ax} + F_{t1} + R_{Bx} = 0;$$

$$535,608 - 2518,581 + 2275,716 - 292,743 = 0.$$

3. Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y:

$$M_{y1} = 0;$$

$$M_{y2} = F_{M6}l_{M6} = -535,61 \cdot 87 = -46,598 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{y3} = -F_{m6}(l_{m6} + l_{61}) - R_{Ax}l_{61} =$$

$$= -535,61 \cdot (87 + 39) - (-2518,581 \cdot 39) = 30,738 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x4} = 0.$$

4. Строим эпюру крутящего момента относительно оси Z. Крутящим моментом нагружен участок вала между насаженными на него деталями (полумуфта и шестерня быстроходной ступени), т. е. между сечениями 1 и 3.

$$M_z = F_{t1}d_1 = T_6 = -39,706 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Определяем суммарные:

– реакции в подшипниках:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{2518,581^2 + 654,764^2} = 2602,30 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{292,743^2 + 184,082^2} = 345,81 \text{ Н};$$

– изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях:

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{0^2 + 46,598^2} = 46,598 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{25,536^2 + 30,738^2} = 36,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.11. Проверочный расчёт подшипников

Пригодность подшипников определяют путем сопоставления либо расчётной динамической грузоподъемности C_{rp} с грузоподъемностью предварительно выбранного подшипника C_r , либо расчётной долговечности L_{hp} с требуемой для данного устройства L_h . При этом должны соблюдаться неравенства

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{hp} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность подшипников представляет собой такую постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник сможет выдержать до возникновения усталостного разрушения рабочих поверхностей в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца.

Грузоподъемность подшипника (C_r, H) связана с его долговечностью L_h (в часах) зависимостью:

$$C_r = P_3 \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/m} \quad \text{или} \quad L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_3} \right)^m,$$

где P_3 – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

n – частота вращения соответствующего вала;

$m = 3$ – для шарикоподшипников, $m = 10/3$ – для роликоподшипников.

Эквивалентная нагрузка P_3 составляет:

– для однорядных радиальных шарико-подшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P_3 = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T;$$

– для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P_3 = VF_r K_6 K_T;$$

– для упорных шариковых и роликовых подшипников:

$$P_3 = F_a K_6 K_T,$$

где F_r – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н;

F_a – осевая нагрузка, действующая на подшипник, Н;

X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент, учитывающий вращение колец (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, при вращении наружного кольца $V = 1,2$);

K_6 – коэффициент безопасности (табл. 3.22);

K_T – температурный коэффициент:

$T, ^\circ\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4

Таблица 3.22

Значение коэффициента безопасности K_6 и требуемой долговечности подшипников L_h

Машина, оборудование и характер нагрузки	$L_h \cdot 10^{-3}$	K_6
Спокойная нагрузка (без толчков): ленточные транспортеры, работающие под крышей при непылящем грузе, блоки грузоподъемных машин	3...8	1...1,1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от расчётной нагрузки: – металлорежущие станки, элеваторы, внутрицеховые конвейеры, редукторы со шлифованными зубьями, краны электрические, работающие в легком режиме, вентиляторы; – машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой, стационарные электродвигатели, редукторы	8...12 10...25	1,1...1,2 1,2...1,3
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150 % от расчётной нагрузки: – редукторы с фрезерованными зубьями 7-й степени точности, краны электрические, работающие в среднем режиме; – шлифовальные, строгальные и долбежные станки, центрифуги и сепараторы, зубчатые приводы 8-й степени точности, винтовые конвейеры, краны электрические	20...30 40...50	1,3...1,4 1,5...1,7
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200 % от расчётной нагрузки: ковочные машины, галтовочные барабаны, зубчатые приводы 9-й степени точности	60...50	1,7...2

Коэффициенты X и Y зависят от отношения осевой нагрузки подшипника к радиальной F_a/F_r , от величины коэффициента влияния осевого нагружения e , а для некоторых типов подшипников дополнительно от отношения осевой нагрузки к его статической грузоподъемности F_a/C_{0r} .

При определении осевых нагрузок F_a , действующих на подшипник, пользуются следующими правилами.

Осевая нагрузка для радиальных подшипников равна внешней осевой силе, действующей на вал.

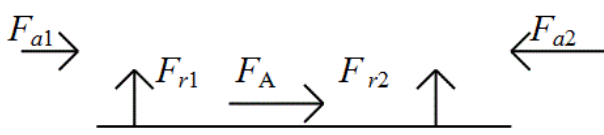
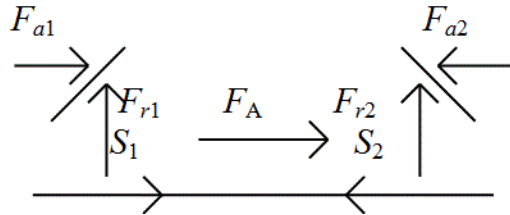
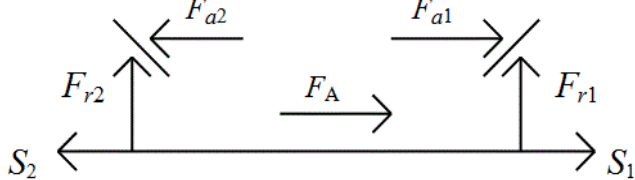
В радиально-упорных подшипниках при действии на них даже только радиальных нагрузок в подшипниках возникают осевые составляющие реакций:

- для радиально-упорных шарикоподшипников $S = eF_r$;
- для конических роликоподшипников $S = 0,83eF_r$.

Формулы для определения осевых сил F_{a1} и F_{a2} для соответствующих схем нагружения подшипников приведены в табл. 3.23.

Таблица 3.23

Определение осевых сил F_{a1} и F_{a2}

Схема нагружения подшипников	Соотношение сил	Осевая нагрузка
Радиальные шариковые, установленные в распор 	$S_1 = 0; S_2 = 0$ $F_A \geq 0$	$F_{a1} = F_A$ $F_{a2} = F_A$
Радиально-упорные, установленные в распор 	$S_1 \geq S_2;$ $F_A \geq 0;$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_A$
	$S_1 < S_2;$ $F_A > S_2 - S_1$	
Радиально-упорные, установленные в растяжку 	$S_1 \leq S_2;$ $F_A \leq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_A$ $F_{a2} = S_2$

Результирующие осевые нагрузки каждого подшипника определяют с учетом действия внешней осевой нагрузки и осевых составляющих от радиальных нагрузок, приложенных к ним.

Обычно для обеих опор вала применяют подшипники одного типа и одного размера, поэтому подбор подшипников производят по более нагруженной опоре. Иногда из соотношения радиальных и осевых нагрузок нельзя заранее сказать, какая опора более нагружена. В этом случае параллельно для обеих опор определяют эквивалентные динамические нагрузки $P_{\Sigma 1}$ и $P_{\Sigma 2}$, по которым и определяют более нагруженную опору.

Таким образом, исходными данными для подбора подшипников являются:

- радиальная нагрузка (радиальная реакция опоры) – F_r , Н;
- внешняя осевая сила, действующая на вал – F_A , Н;
- частота вращения кольца подшипника – n , об/мин;
- диаметры посадочных поверхностей вала, которые берут из проектного расчета валов – d_{Π} , мм;
- требуемая долговечность подшипника – L_h , ч;
- условия работы подшипников.

Выбор подшипников ведут в следующей последовательности:

1. Для предварительно выбранного типа подшипника из табл. Б.2–Б.5, приведенных в прил. Б, выписывают:

- для шариковых радиальных и радиально-упорных базовые значения динамической C_r и статической C_{0r} грузоподъемности (табл. Б.2–Б.5, прил. Б);
- для конических роликовых значения динамической грузоподъемности C_r и коэффициентов Y и e (табл. Б.2 и Б.5, прил. Б);
- для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ в дополнение к C_r значения коэффициентов X , Y и e .

2. Определяют осевые составляющие S и силы F_a .

3. Для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ рассчитывают отношение F_a/C_{0r} и в зависимости от полученного значения по табл. 3.23 находят значение e .

4. Рассчитывают отношение F_a/VF_r и сравнивают полученное значение с e :

а) при $F_a/VF_r > e$ для шарикоподшипников X и Y выбирают в зависимости от e , а для конических роликовых подшипников принимают $X = 0,4$; $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$;

б) при $F_a/VF_r \leq e$ принимают $X = 1$, $Y = 0$, т. е. полагают, что осевая нагрузка по сравнению с радиальной не оказывает влияния на работу подшипника.

Вычисляют эквивалентную динамическую радиальную нагрузку P_3 .

6. Определяют расчётные значения грузоподъемности C_{rp} и долговечности L_{hp} и сравнивают их с базовыми.

Таблица 3.24

Значения X , Y и e для шарикоподшипников

A	$\frac{iF_A}{C_{0r}}$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Радиальный подшипник								
0°	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Радиально-упорный подшипник								
12°	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
	0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
	0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
	0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
	0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
	0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
	0,570		1,00		1,16		1,62	0,54
26°	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
36°	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Примечания

1 Коэффициенты Y и e для промежуточных значений отношения iF_A/C_{0r} определяются интерполяцией.

2 Здесь i – число рядов тел качения. При $\alpha = 0^\circ$ во всех случаях принимают $i = 1$.

Если расчётная долговечность окажется значительно больше требуемой по заданию, то ее уменьшают путем перехода:

а) из средней серии в легкую или особо легкую серию данного типа подшипника;

б) из данного типа подшипника в другой менее грузоподъемный (например, вместо радиально-упорных шариковых применяют радиальные шариковые).

Если расчётная долговечность L_{hr} ранее выбранных подшипников средней серии меньше требуемой L_h , то ее увеличивают переходом:

а) из средней серии в тяжелую серию данного типа подшипника, не изменяя диаметра;

б) из данного типа в другой более грузоподъемный (например, вместо шариковых используют роликовые подшипники).

3.12. Расчёт шпоночного соединения

Для соединения валов с деталями, передающими вращение (зубчатые колеса, звездочки, шкивы, полумуфты), применяют главным образом призматические шпонки (табл. 3.25).

Длину шпонки выбирают так, чтобы она на 5–10 мм была меньше длины ступицы, и затем ее округляют до стандартного значения.

Производят проверку шпонки на смятие. Условие прочности шпонки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где $F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d}$;

T – вращающий момент, передаваемый валом, Н · м;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

$A_{см} = (h - t_1) l_p$ – площадь смятия, мм²;

$l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения на смятие, Н/мм².

При стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma]_{см} \leq 100$ Н/мм². При колебаниях нагрузки $[\sigma]_{см}$ снижают на 25 %; при ударной нагрузке – на 40...50 %; при чугунной ступице – вдвое.

Если при проверке $\sigma_{см}$ окажется значительно меньше $[\sigma]_{см}$, то можно берут шпонку меньшего сечения (как для вала предыдущего диапазона), но обязательно повторяют проверку на смятие.

Если же $\sigma_{см}$ будет больше $[\sigma]_{см}$, то две шпонки устанавливают под углом 180°. Общая длина шпонки при этом будет равна сумме рабочих длин шпонок.

При неизвестной ширине ступицы длину шпонки можно вычислять по формуле

$$l = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{\text{см}}} + b.$$

Полученный результат округляют в большую сторону до стандартной длины по примечанию табл. 3.25.

Таблица 3.25

Шпоночные соединения с призматическими шпонками⁷

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Фаска	Глубина паза		Длина l	
	b	h		вала t_1	ступицы t_2		
Свыше 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56	
Свыше 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14...70	
Свыше 22 до 30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90	
Свыше 30 до 38	10	8		5	3,3	22...110	
Свыше 38 до 44	12					28...140	
Свыше 44 до 50	14	9		5,5	3,8	36...160	
Свыше 50 до 58	16	10		6	4,3	45...180	
Свыше 58 до 65	18	11		7	4,4	50...200	
Свыше 65 до 75	20	12		7,5	4,9	56...220	
Свыше 75 до 85	22	14	0,6...0,8	9	5,4	63...250	
Свыше 85 до 95	25					70...280	

Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Длины призматических шпонок l выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

3 Пример условного обозначения шпонки исполнения 1, размерами $b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $l = 50$ мм: Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360-78.

⁷ ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. М.: Изд-во стандартов, 1993. 18 с.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин : атлас конструкций / под общей редакцией Д. Н. Решетова. – Москва : Машиностроение, 1992. – Ч. 1. – 352 с.
2. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование : учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва : Машиностроение, 2004. – 560 с.
3. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва : Академия, 2008. – 496 с.
4. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Москва : Высшая школа, 2005. – 309 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Альянс, 2005. – 416 с.
6. Подшипники качения : справочник / Под редакцией В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – Москва : Машиностроение, 1984. – 280 с.
7. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие / Д. В. Чернилевский. – 3-е изд., исправл. – Москва : Машиностроение, 2003. – 560 с.
8. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Задание № 1

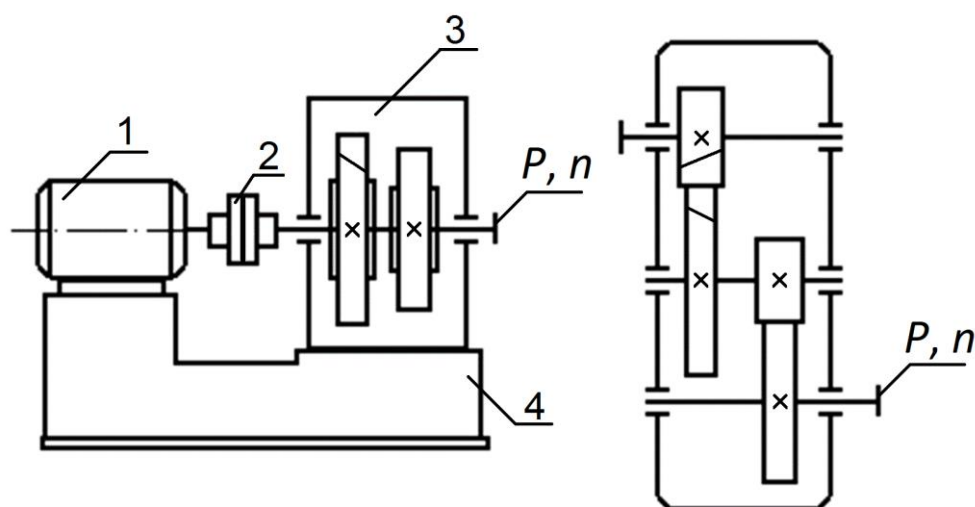


Рис. А.1. Привод бетономешалки: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта; 3 – цилиндрический двухступенчатый редуктор; 4 – литая плита

Таблица А.1

Исходные данные для привода бетономешалки

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	–	–	2,2	2,6	3	–	–	4,2	–
Крутящий момент	T , Н·м	273	141	382	–	–	–	309	660	–	586
Частота вращения	n , об/мин	–	–	–	–	–	85	105	55	–	75
	ω , рад/с	3,7	9,95	4,7	12,1	6,8	–	–	–	13,2	–
Срок службы привода	L_T , лет	3	7	4	6	5	4	3	5	7	6

Задание № 2

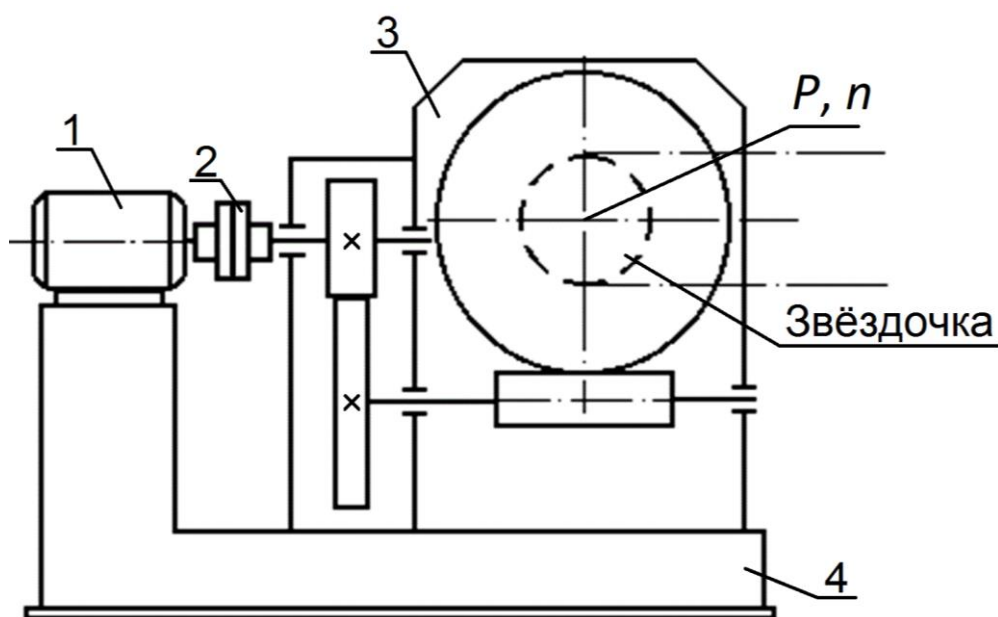


Рис. А.2. Привод цепного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта;
3 – цилиндро-червячный редуктор; 4 – литая плита

Таблица А.2

Исходные данные для привода цепного конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,2	–	2	–	2,8	–	3,6	–	4,4
Крутящий момент	T , Н · м	382	–	477	–	198	–	294	–	682	–
Частота вращения	n , об/мин	–	–	–	–	116	–	–	92	–	–
	ω , рад/с	–	–	3,4	7,2	–	–	10,9	–	5,8	13,4
Линейная скорость приводного элемента (звёздочки)	v , м/с	0,16	0,87	–	–	–	0,62	–	–	–	–
Диаметр приводного элемента (звёздочки)	D , м	0,15	0,18	–	–	–	0,27	–	–	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	4	5	3	7	5	7	3	5	3	7

Задание № 3

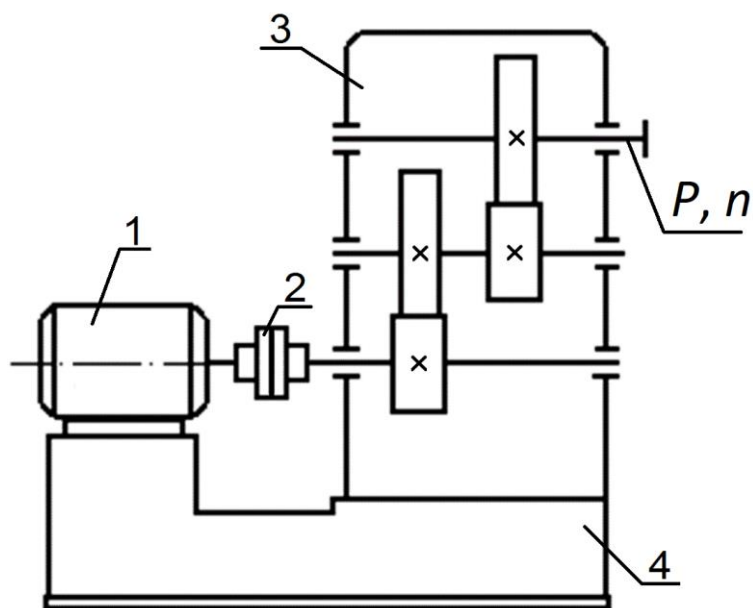


Рис. А.3. Привод лопастного питателя: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта;
3 – двухступенчатый вертикальный цилиндрический прямозубый редуктор;
4 – литая плита

Таблица А.3

Исходные данные для привода лопастного питателя

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,3	1,7	–	2,5	–	3,3	–	4,1	–
Крутящий момент	T , Н·м	–	–	–	108	–	163	–	228	–	344
Тяговое усилие	F , Н	881	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	–	–	185	–	–	80	155	–	125
	ω , рад/с	6,8	–	14,7	–	20,9	17,8	–	–	11,5	–
Линейная скорость приводного элемента (звёздочки)	v , м/с	–	1,79	–	–	–	–	–	–	–	–
Диаметр приводного элемента (звёздочки)	D , м	0,30	0,36	–	–	–	–	–	–	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	4	6	3	6	7	4	5	7	3	5

Задание № 4

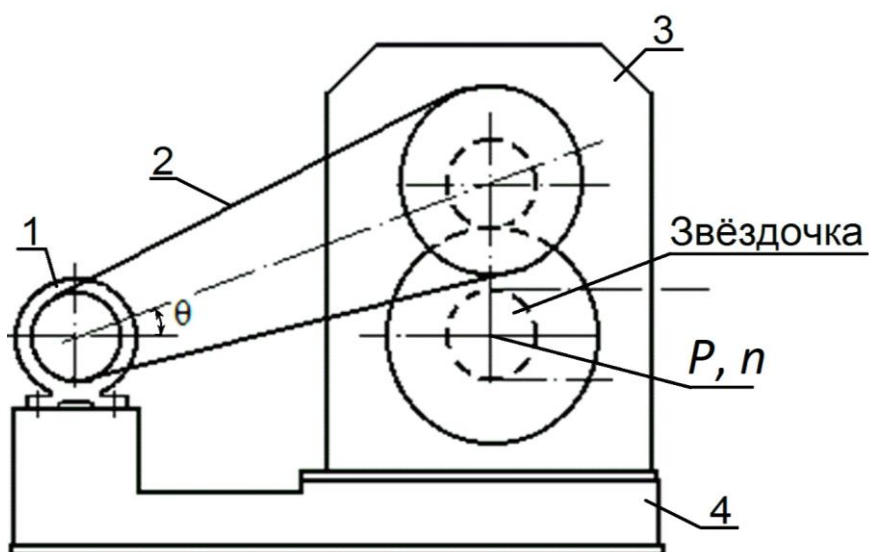


Рис. А.4. Привод цепного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – наклонная клиноременная передача; 3 – одноступенчатый вертикальный цилиндрический прямозубый редуктор; 4 – сварная рама

Таблица А.4

Исходные данные для привода цепного конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,8	–	2,4	–	3	–	3,6	–	4,2
Крутящий момент	T , Н·м	156	–	–	–	95	–	281	–	148	–
Тяговое усилие	F , Н	–	–	1345	–	–	–	–	–	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	132	–	–	272	192	112	–	–	172
	ω , рад/с	9,63	–	15,3	17,8	–	–	–	22,2	12,4	–
Диаметр приводного элемента (звёздочки)	D , м	–	–	0,20	–	–	–	–	–	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	4	5	3	6	7	4	5	7	6	4
Угол наклона в ременной передаче	θ , °	12	21	30	39	48	57	66	75	84	61

Задание № 5

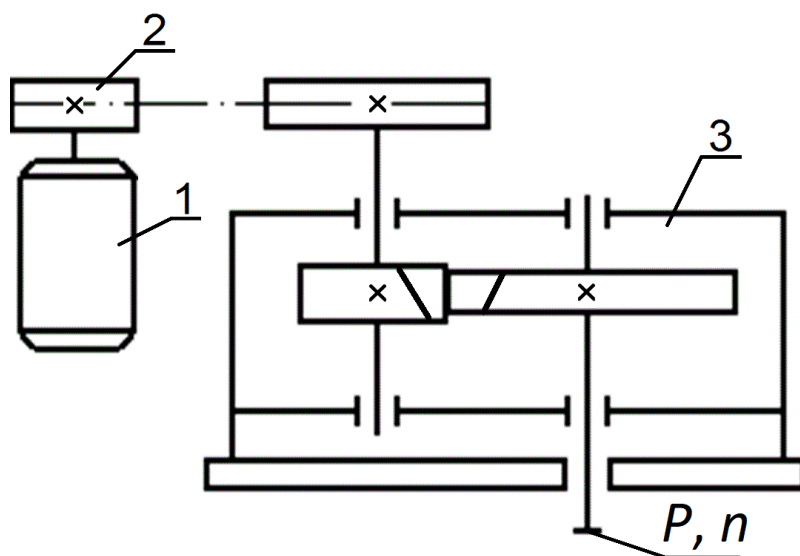


Рис. А.5. Привод к мешалке: 1 – электродвигатель; 2 – горизонтальная клиноременная передача; 3 – цилиндрический редуктор с косозубой передачей

Таблица А.5

Исходные данные для привода к мешалке

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,2	–	2	–	2,8	3,2	–	4,0	–
Крутящий момент	T , Н·м	212	–	373	–	449	–	–	747	–	519
Частота вращения	n , об/мин	36	–	–	–	–	61	–	–	56	81
	ω , рад/с	–	6,9	4,3	7,9	5,3	–	7,4	4,8	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	7	4	3	5	6	7	4	3	5	7

Задание № 6

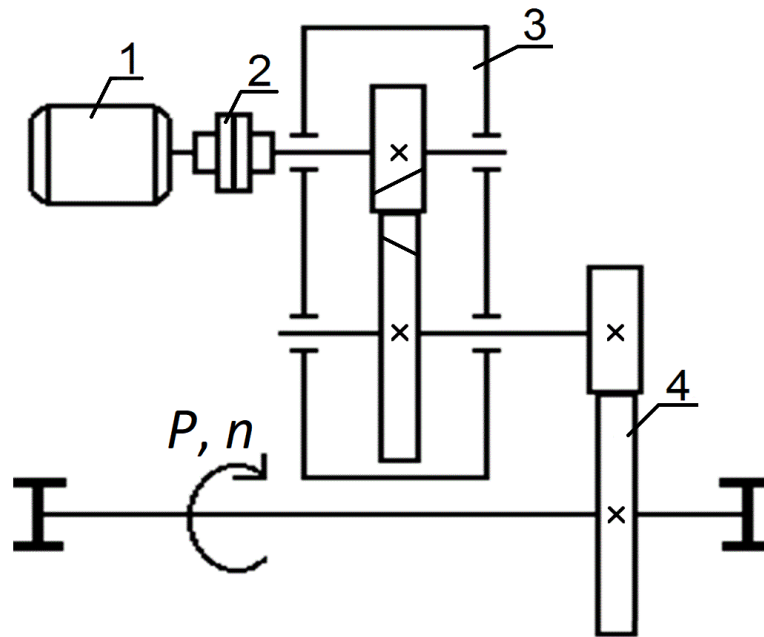


Рис. А.6. Привод механизма передвижения мостового крана: 1 – электродвигатель;
2 – упругая муфта; 3 – цилиндрический косозубый редуктор;
4 – открытая прямозубая цилиндрическая передача

Таблица А.6

Исходные данные для привода механизма передвижения
мостового крана

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	–	2,0	–	2,8	–	–	4	4,4	–
Крутящий момент	T , Н·м	370	189	–	101	–	167	308	–	–	238
Частота вращения	n , об/мин	–	47	–	103	95	–	39	–	55	–
	ω , рад/с	3,3	–	9,1	–	–	7,4	–	8,3	–	6,6
Срок службы привода	L_T , лет	4	5	7	3	5	7	3	4	7	4

Задание № 7

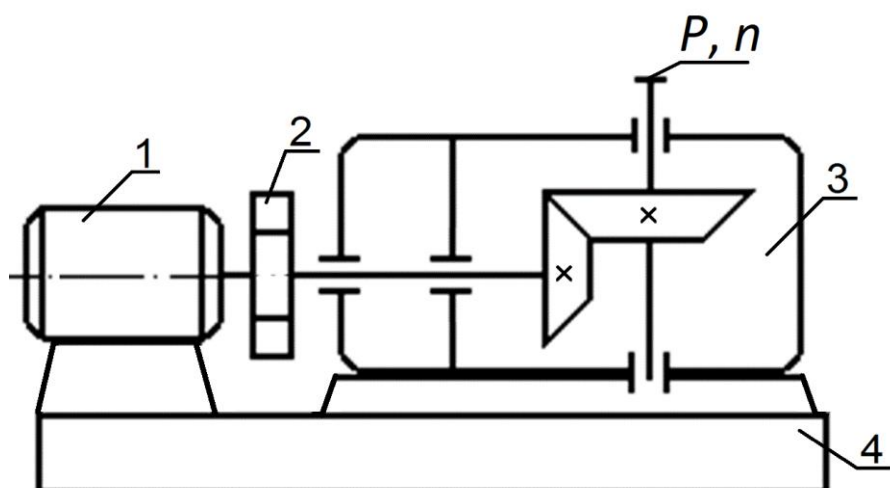


Рис. А.7. Привод подвесного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – горизонтальная клиноременная передача; 3 – одноступенчатый конический редуктор; 4 – сварная рама

Таблица А.7

Исходные данные для привода подвесного конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,4	–	2,2	–	–	3,4	–	4,2	4,6
Крутящий момент	T , Н·м	–	–	118	–	143	597	–	477	–	–
Тяговое усилие	F , Н	540	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	132	–	160	–	48	–	76	–	104
	ω , рад/с	12,4	–	15,3	–	18,2	–	6,5	–	9,4	–
Диаметр приводного элемента	D , м	0,30	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	4	7	5	4	7	3	4	7	5	4

Задание № 8

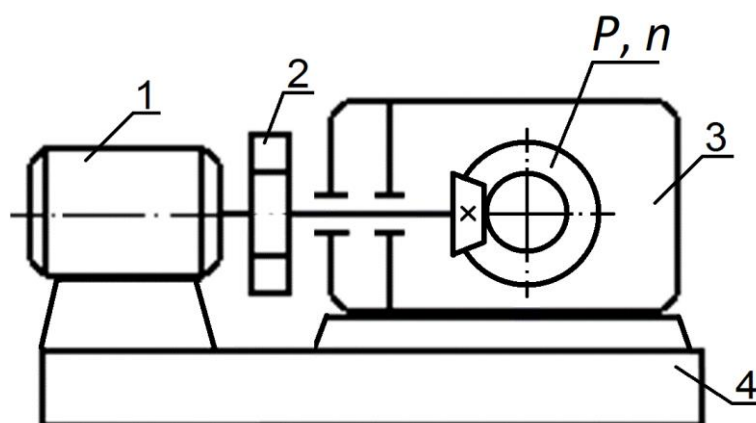


Рис. А.8. Привод ковшового элеватора: 1 – электродвигатель; 2 – горизонтальная клиноременная передача; 3 – одноступенчатый конический редуктор; 4 – литая плита

Таблица А.8

Исходные данные для привода ковшового элеватора

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	–	2,4	2,8	–	–	4,0	4,4	–	–
Крутящий момент	T , Н·м	123	–	–	–	170	–	–	–	477	–
Тяговое усилие	F , Н	–	769	–	–	–	2358	–	–	–	4514
Частота вращения	n , об/мин	124	–	152	–	180	–	68	–	–	–
	ω , рад/с	–	14,5	–	17,4	–	5,7	–	8,6	10,1	–
Линейная скорость приводного элемента (звёздочки)	v , м/с	–	–	–	–	–	–	–	–	–	1,15
Диаметр приводного элемента (звёздочки)	D , м	–	0,36	–	–	–	0,54	–	–	–	0,20
Срок службы привода	L_T , лет	5	4	7	5	3	6	7	5	4	6

Задание № 9

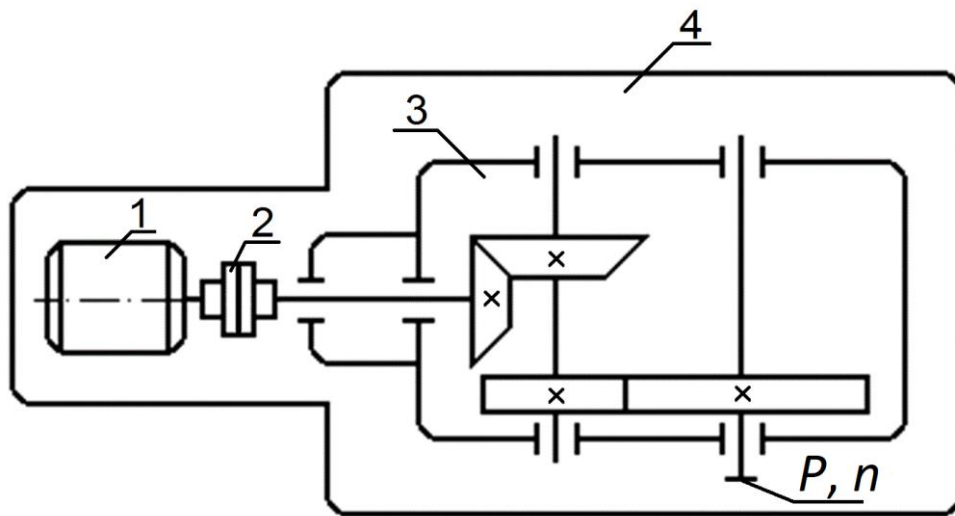


Рис. А.9. Привод подвесного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта; 3 – двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор; 4 – сварная рама

Таблица А.9

Исходные данные для привода подвесного конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	0,8	–	–	2,3	–	3,3	–	4,3	–	–
Крутящий момент	T , Н·м	–	400	–	–	206	–	305	–	533	–
Тяговое усилие	F , Н	–	–	1343	–	–	–	–	–	–	6748
Частота вращения	n , об/мин	–	–	–	–	–	–	119	–	86	–
	ω , рад/с	4,4	3,2	–	5,5	13,6	10,2	–	12,5	–	–
Линейная скорость приводного элемента	v , м/с	–	–	1,34	–	–	–	–	–	–	0,79
Диаметр приводного элемента	D , м	–	–	0,40	–	–	–	–	–	–	0,20
Срок службы привода	L_T , лет	5	4	7	4	3	6	4	7	4	5

Задание № 10

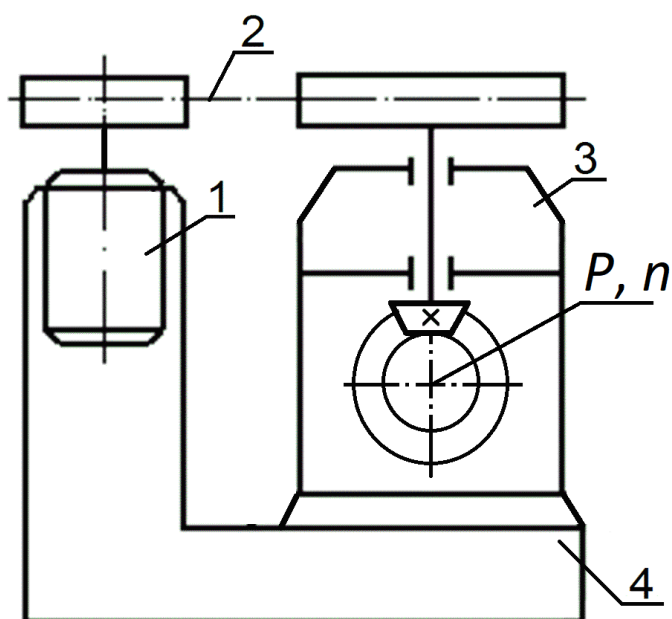


Рис. А.10. Привод роликового конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – вертикальный конический редуктор; 4 – сварная рама

Таблица А.10

Исходные данные для привода роликового конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,7	2,1	2,5	–	–	3,7	–	4,5	–
Крутящий момент	T , Н·м	204	–	–	–	–	595	–	–	–	550
Тяговое усилие	F , Н	–	–	–	–	1772	–	–	4053	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	101	–	–	–	–	93	–	77	85
	ω , рад/с	6,4	–	11,4	12,3	–	5,6	–	–	–	–
Линейная скорость приводного элемента	v , м/с	–	–	–	–	1,64	–	–	1,01	–	–
Диаметр приводного элемента	D , м	–	–	–	–	0,25	–	–	0,28	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	5	6	4	7	3	5	6	4	7	3

Задание № 11

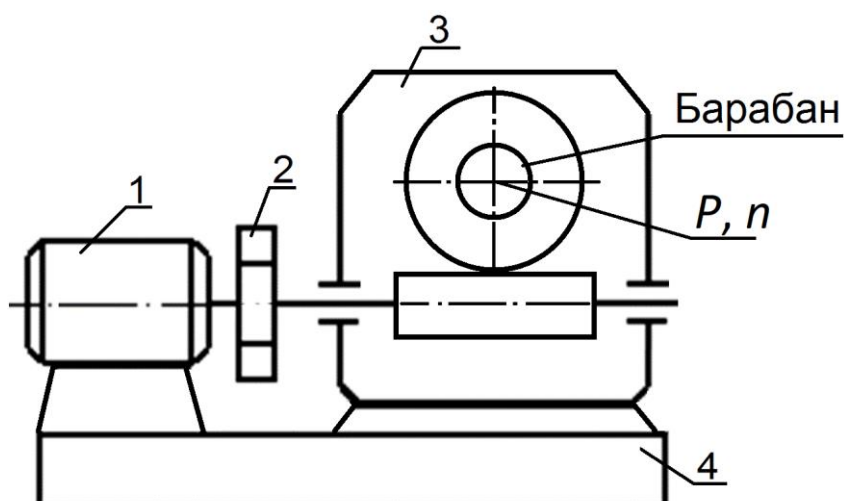


Рис. А.11. Привод ленточного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – горизонтальная клиноременная передача; 3 – одноступенчатый червячный редуктор с нижним червяком; 4 – литая плита

Таблица А.11

Исходные данные для привода ленточного конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	0,8	–	–	1,7	–	2,3	–	2,9	–	3,5
Крутящий момент	T , Н·м	–	117	136	–	–	–	497	–	–	–
Тяговое усилие	F , Н	–	–	–	–	1360	–	–	–	4630	–
Частота вращения	n , об/мин	–	–	98	–	114	–	–	58	–	74
	ω , рад/с	–	9,2	–	11,1	–	4,4	5,4	–	–	–
Линейная скорость приводного элемента	v , м/с	1,29	–	–	–	–	–	–	–	6,60	–
Диаметр приводного элемента	D , м	0,30	–	–	–	0,5	–	–	–	0,20	–
Срок службы привода	L_T , лет	5	3	6	4	7	5	3	5	4	7

Задание № 12

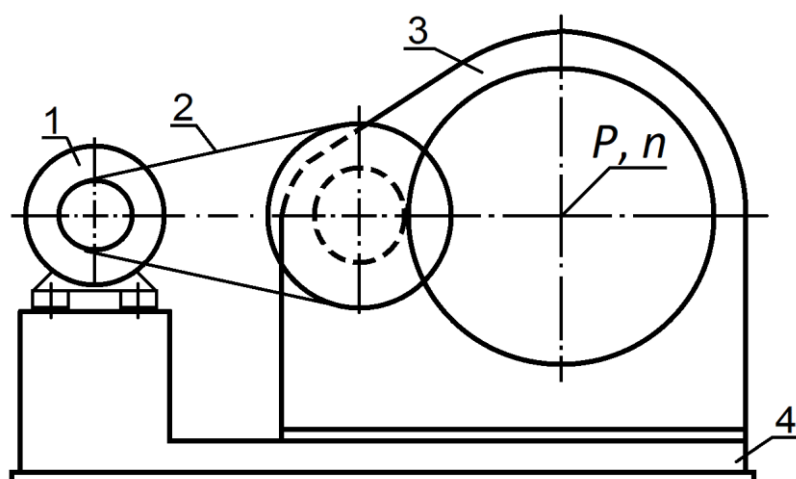


Рис. А.12. Привод цепного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – горизонтальная клиноременная передача; 3 – одноступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор; 4 – сварная рама

Таблица А.12

Исходные данные для привода цепного конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,9	–	2,9	–	3,9	–	–	5,4	–
Крутящий момент	T , Н·м	371	–	–	–	173	–	–	155	–	280
Тяговое усилие	F , Н	–	–	2046	–	–	–	933	–	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	–	–	–	–	226	–	302	–	–
	ω , рад/с	–	7,8	11,7	35,6	19,7	–	27,7	–	15,7	21
Линейная скорость приводного элемента (звездочки)	v , м/с	0,57	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Диаметр приводного элемента (звездочки)	D , м	0,30	–	0,20	–	–	–	0,6	–	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	5	7	3	5	7	5	3	5	7	5

Задание № 13

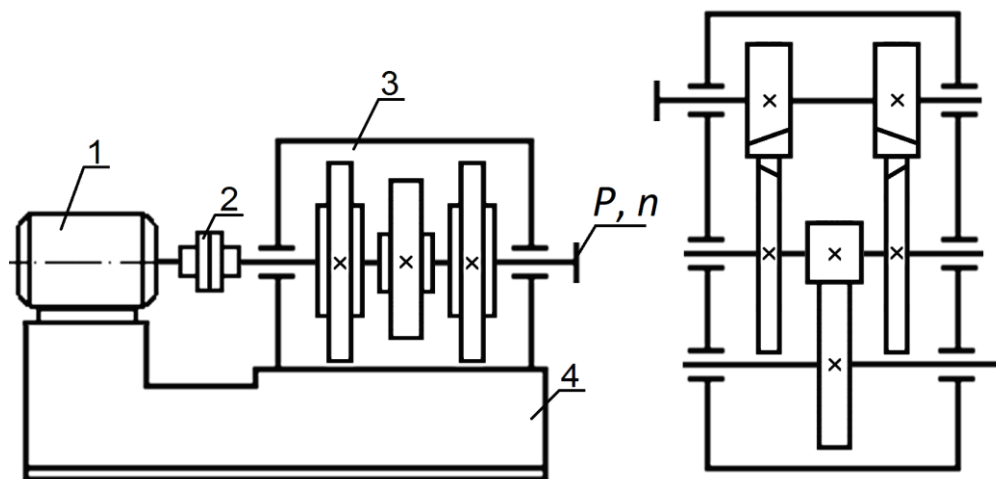


Рис. А.13. Привод скребкового конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта; 3 – двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной первой косозубой ступенью; 4 – сварная рама

Таблица А.13

Исходные данные для привода скребкового конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	–	1,7	2,2	–	3,2	–	4,2	4,7	5,2
Крутящий момент	T , Н·м	–	155	–	–	258	–	–	–	–	–
Тяговое усилие	F , Н	928	–	–	–	–	–	5792	–	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	74	–	–	100	–	–	126	–	165
	ω , рад/с	–	–	14,6	15,9	–	11,8	–	–	9,11	–
Линейная скорость приводного элемента	v , м/с	0,75	–	–	–	–	–	0,64	–	–	–
Диаметр приводного элемента	D , м	0,30	–	–	–	–	–	0,20	–	–	–
Срок службы привода	L_T , лет	6	4	7	3	5	4	7	5	3	5

Задание № 14

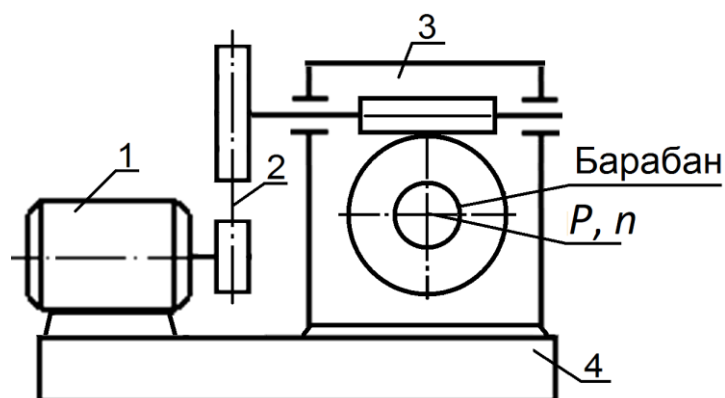


Рис. А.14. Привод ленточного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – вертикальная клиноременная передача; 3 – одноступенчатый червячный редуктор с верхним червяком; 4 – литая плита

Таблица А.14

Исходные данные для привода ленточного конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	0,6	–	–	1,5	–	2,1	–	–	3,0	–
Крутящий момент	T , Н·м	–	232	–	–	187	–	327	537	–	–
Тяговое усилие	F , Н	–	–	3820	–	–	–	–	–	–	5341
Частота вращения	n , об/мин	–	37	–	–	92	–	–	–	–	–
	ω , рад/с	2,7	–	–	10,8	–	11,9	7,3	–	8,5	6,2
Линейная скорость приводного элемента (барабана)	v , м/с	–	–	0,31	–	–	–	–	0,70	–	–
Диаметр приводного элемента (барабана)	D , м	–	–	0,40	–	–	–	–	0,28	–	0,20
Срок службы привода	L_T , лет	6	4	7	3	4	7	5	3	7	4

Задание № 15

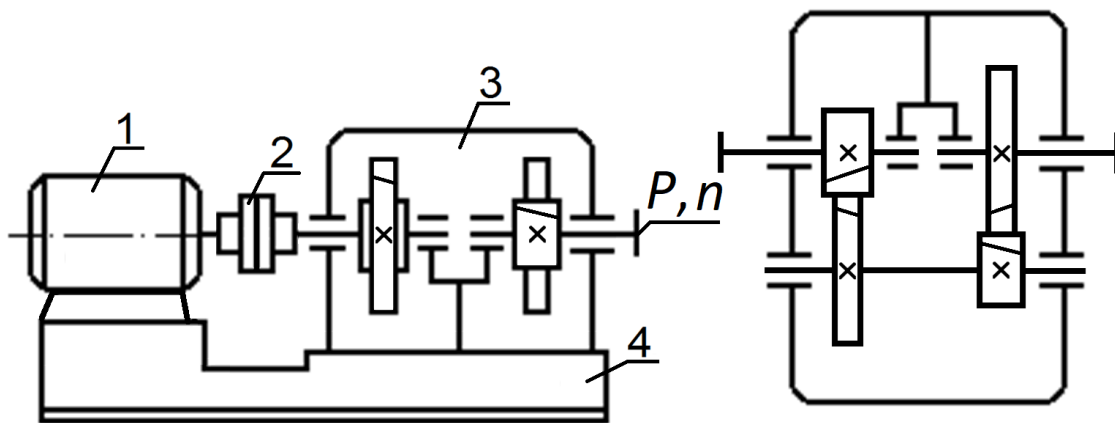


Рис. А.15. Привод винтового конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта; 3 – двухступенчатый горизонтальный соосный редуктор; 4 – литая плита

Таблица А.15

Исходные данные для привода винтового конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	0,8	–	1,8	–	–	3,3	–	4,3	–	5,3
Крутящий момент	T , Н·м	–	115	–	261	186	–	756	–	637	–
Частота вращения	n , об/мин	–	108	–	84	–	–	48	60	–	–
	ω , рад/с	3,8	–	12,6	–	15,1	10,2	–	–	7,5	13,8
Срок службы привода	L_T , лет	5	7	3	5	4	3	7	4	6	5

Задание № 16

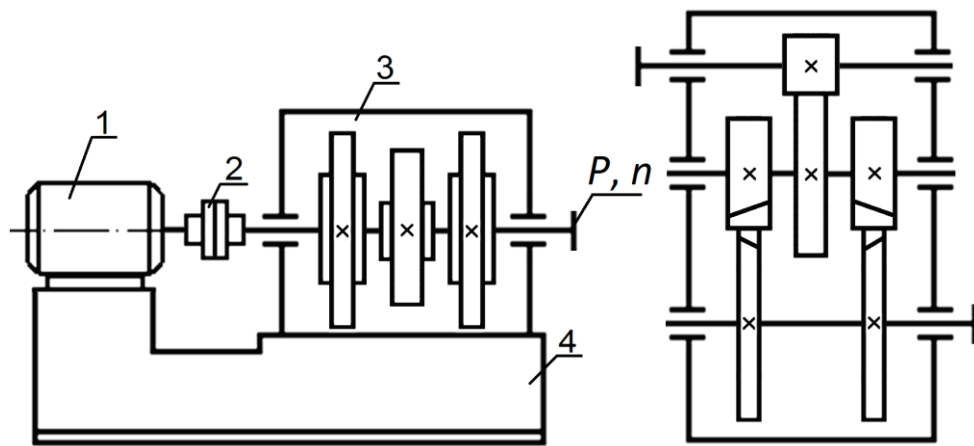


Рис. А.16. Привод лебедки: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта;
3 – двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной
косозубой второй ступенью; 4 – сварная рама

Таблица А.16

Исходные данные для привода лебедки

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	–	1,6	–	2,6	3,1	3,6	–	4,6	–
Крутящий момент	T , Н·м	–	276	–	418	–	–	–	363	–	–
Тяговое усилие	F , Н	1364	–	–	–	–	–	–	–	–	4127
Частота вращения	n , об/мин	–	–	–	–	–	–	88	108	–	–
	ω , рад/с	–	3,9	10,3	–	7,2	–	–	–	6,1	12,4
Линейная скорость приводного элемента (барабана)	v , м/с	0,44	–	–	1,16	–	1,02	–	–	–	–
Диаметр приводного элемента (барабана)	D , м	0,30	–	–	0,46	–	0,25	–	–	–	0,20
Срок службы привода	L_T , лет	5	7	3	5	4	3	7	4	6	5

Задание № 17

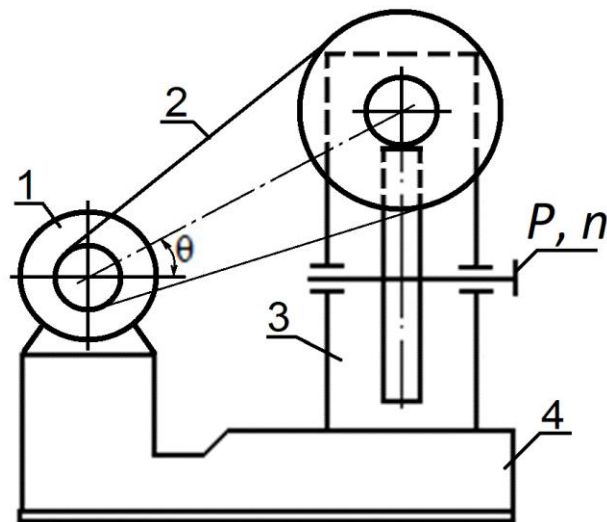


Рис. А.17. Привод шнека-смесителя: 1 – электродвигатель; 2 – наклонная клиноременная передача; 3 – червячный редуктор с верхним червяком; 4 – литая плита

Таблица А.17

Исходные данные для привода шнека-смесителя

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	0,6	–	1,6	–	2,6	3,1	–	4,1	4,6	–
Крутящий момент	T , Н·м	–	184	–	304	–	–	881	–	–	524
Частота вращения	n , об/мин	–	57	–	66	–	75	39	–	–	93
	ω , рад/с	1,3	–	2,2	–	3,1	–	–	8,8	5,1	–
Срок службы привода	L_T , лет	4	7	6	7	6	3	5	7	5	4
Угол наклона в ременной передаче	θ , °	30	50	25	35	45	50	35	20	40	25

Задание № 18

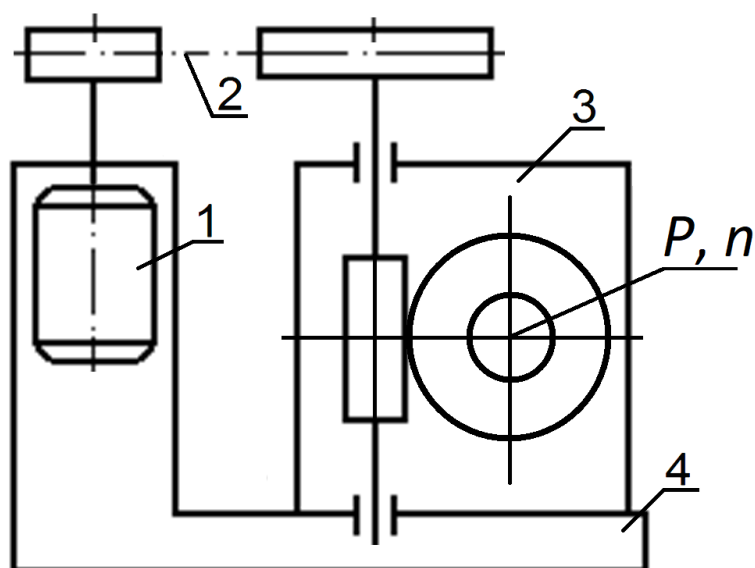


Рис. А.18. Привод качающегося подъемника: 1 – электродвигатель; 2 – горизонтальная клиноременная передача; 3 – червячный редуктор; 4 – сварная рама

Таблица А.18

Исходные данные для привода качающегося подъемника

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	1,3	–	–	–	2,9	–	3,7	–	4,5
Крутящий момент	T , Н·м	–	–	301	912	–	–	–	–	455	–
Тяговое усилие	F , Н	4093	–	–	–	3183	–	4146	–	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	–	54	–	–	–	–	–	–	78
	ω , рад/с	–	7,3	–	2,3	3,3	4,7	–	6,3	–	–
Линейная скорость приводного элемента (звездочки)	v , м/с	0,22	–	–	–	–	–	0,80	–	1,17	–
Диаметр приводного элемента (звездочки)	D , м	0,30	–	–	–	0,50	–	0,40	–	0,26	–
Срок службы привода	L_T , лет	5	3	7	4	6	3	7	5	4	7

Задание № 19

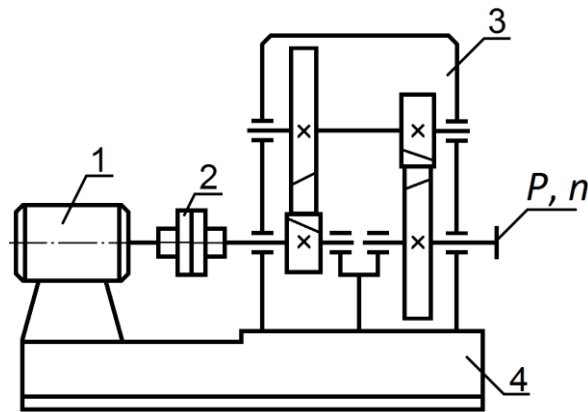


Рис. А.19. Привод винтового конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта; 3 – двухступенчатый вертикальный соосный редуктор; 4 – литая плита

Таблица А.19

Исходные данные для привода винтового конвейера

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	0,9	–	1,7	2,1	–	2,9	3,3	–	4,1	4,5
Крутящий момент	T , Н·м	–	109	–	–	156	–	–	570	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	114	–	140	–	101	49	–	–	88
	ω , рад/с	3,8	–	13,3	–	16,2	–	–	6,5	7,9	–
Срок службы привода	L_T , лет	3	4	7	6	5	4	5	7	3	6

Задание № 20

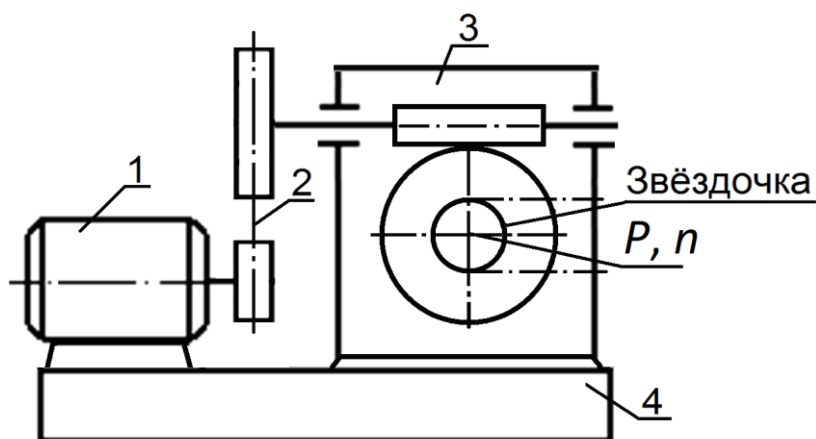


Рис. А.20. Привод элеватора: 1 – электродвигатель; 2 – вертикальная клиноременная передача; 3 – одноступенчатый червячный редуктор с верхним червяком;
4 – литая плита

Таблица А.20

Исходные данные для привода элеватора

Потребные параметры привода на выходном валу		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность	P , кВт	–	–	1,5	–	2,3	–	3,1	–	3,9	–
Крутящий момент	T , Н·м	414	–	–	208	–	–	–	464	–	320
Тяговое усилие	F , Н	–	977	–	–	–	2180	–	–	–	–
Частота вращения	n , об/мин	–	–	–	85	–	–	113	71	–	–
	ω , рад/с	–	5,9	10,4	–	3,1	–	–	–	–	13,3
Линейная скорость приводного элемента (звездочки)	v , м/с	0,24	–	–	–	–	1,22	–	–	1,5	–
Диаметр приводного элемента (звездочки)	D , м	0,30	0,36	–	–	–	0,54	–	–	0,2	–
Срок службы привода	L_T , лет	5	3	6	7	4	7	5	3	4	6

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

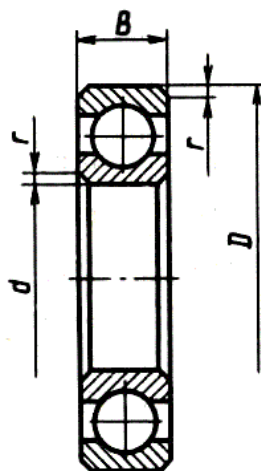
Таблица Б.1

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69)

Ряды			Ряды			Ряды		
Ra10	Ra20	Ra40	Ra10	Ra20	Ra40	Ra10	Ra20	Ra40
8,0	8,0	8,0	40	40	40	200	200	200
		8,5			42			210
	9,0	9,0		45	45		220	220
		9,5			48			240
10	10	10	50	50	50	250	250	250
		10,5			53			260
	11	11		56	56		280	280
		11,5			60			300
12	12	12	63	63	63	320	320	320
		13			67			340
	14	14		71	71		360	360
		15			75			380
16	16	16	80	80	80	400	400	400
		17			85			420
	18	18		90	90		450	450
		19			95			480
20	20	20	100	100	100	500	500	500
		21			105			530
	22	22		110	110		560	560
		24			120			600
25	25	25	125	125	125	630	630	630
		26			130			670
	28	28		140	140		710	710
		30			150			750
32	32	32	160	160	160	800	800	800
		34			170			850
	36	36		180	180		900	900
		38			190			950

Примечание – Размеры даны в мм.

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
1	2	3	4	5	6	7
Особо легкая серия						
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17,0
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5
115	75	115	20	2	39,7	26,0
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6

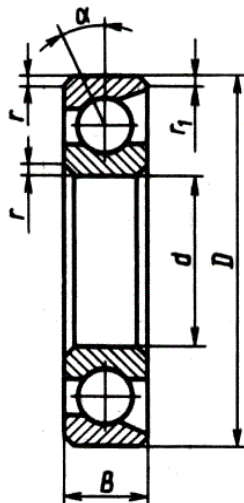
Окончание табл. Б.2

1	2	3	4	5	6	7
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
Тяжелая серия						
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Примечание – Пример условного обозначения подшипника средней серии диаметров 3, узкой серии ширин, с $d = 30$ мм, $D = 72$ мм:

Подшипник 306 ГОСТ 8338-75.

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(ГОСТ 831–75)



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъёмность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
							C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,4	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15			13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2
Легкая серия										
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19			32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20			33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22			48,2	40,1	45,4	36,8
—	46213	65	120	23			—	—	54,4	46,8
36214	—	70	125	24			63,0	55,9	—	—
—	46215	75	130	25			—	—	61,5	54,8
Средняя серия										
—	46304	20	52	15			—	—	14,0	9,17
36305	46305	25	62	17	2,0	1,0	22,0	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19			26,9	20,4	25,6	18,7

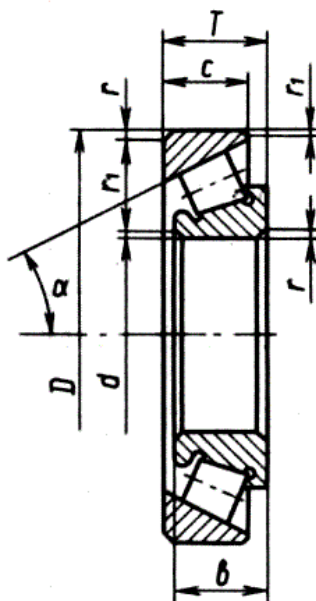
Окончание табл. Б.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
36307	46307	35	80	21			35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25			50,5	41,0	48,1	37,7
36310	46310	50	110	27	3,0	1,5	59,2	48,8	56,3	44,8
—	46311	55	120	29			—	—	68,9	57,4
36312	46312	60	130	31			83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33	3,5	2,0	94,1	83,2	89,0	76,4
—	46314	70	150	35			—	—	100	87,0

Примечание – Пример условного обозначения подшипника типа 36000 легкой серии диаметров 2, с $d = 40$ мм, $D = 80$ мм: Подшипник 36208 ГОСТ 831-75.

Таблица Б.4

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365-87)



Обозначение	Размеры, мм							$\alpha, ^\circ$	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁		<i>C_r</i>	<i>C</i> _{0r}	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Легкая серия													
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13			14	23,9	17,9	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14			14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7207	35	72	18,5	17	15			14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,86

Продолжение табл. Б.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Легкая серия													
7208	40	80	20,0	18	16	2,0	0,8	14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	21,0	19	16			15	42,7	33,4	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	22,0	20	17			14	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	15	57,9	46,1	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	24,0	23	19			13	72,2	58,4	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	26,5	26	21			14	95,9	82,1	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22			15	97,6	84,5	0,39	1,55	0,85

Продолжение табл. Б.4

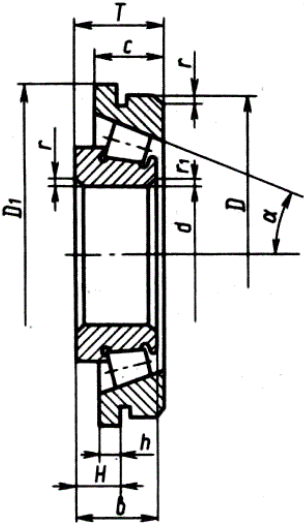
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Легкая широкая серия													
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	14	36	27	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	13	53	40	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20			14	56	44	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20			15	60	46	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23,5	20			16	62	54	0,421	1,426	0,784
7511	55	100	27,0	25,0	21	2,5		13	80	61	0,36	1,666	0,916
7512	60	110	30,0	28,0	24		15	94	75	0,392	1,528	0,84	
7513	65	120	33,0	31,0	27		14	119	98	0,369	1,624	0,893	
7514	70	125	33,5	31,0	27		14	125	101	0,388	1,547	0,851	
7515	75	130	33,5	31,0	27		15	130	108	0,407	1,476	0,812	
Средняя серия													
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	11	25	17,	0,30	2,03	1,11
7305	25	62	18,5	17	15			14	29,6	20,	0,36	1,66	0,92
7306	30	72	21,0	19	17			14	40	29,	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	1,0	12	48,1	35,	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,5	23	20			11	61	46	0,28	2,16	1,19
7309	45	100	27,5	26	22			11	76,1	59,	0,29	2,09	1,15
7310	50	110	29,5	29	23	3,0		12	96,6	75,	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	32,0	29	25			13	102	81,	0,33	1,8	0,99
7312	60	130	34,0	31	27			12	118	96,	0,30	1,97	1,08
Средняя серия													
7313	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	12	134	111	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,5	37	30			12	168	137	0,31	1,94	1,06
7315	75	160	40,5	37	31			12	178	148	0,33	1,83	1,01
Средняя широкая серия													
7604	20	52	22,5	21	18,5	2,0	0,8	11	31,5	22	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21			11	47,5	36,	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23			12	63	51	0,319	1,882	1,035

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Средняя широкая серия													
7607	35	80	33,0	31	27	2,5	0,8	11	76	61,5	0,296	20,26	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5			11	90	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31			11	114	90,5	0,291	2,058	1,113
7610	50	110	42,5	40	34	3,0	1,0	12	122	108	0,296	2,026	1,114
7611	55	120	46,0	44,5	36,5			12	160	140	0,323	1,855	1,02
7612	60	130	49,0	47,5	39			12	186	157	0,305	1,966	1,081
7613	65	140	51,5	48	41	3,5	1,2	12	210	168	0,328	1,829	1,006
7614	70	150	54,5	51	43			13	240	186	0,351	1,71	0,94
7615	75	160	58,5	55	46,5			11	280	235	0,301	1,996	1,198
Средняя серия с большим углом конуса													
27306	30	72	21,0	19	14	2,0	0,8	26	30	21	0,721	0,833	0,458
27307	35	80	23,0	21	15			28	39,4	29,5	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23	17			2,5	28	48,4	37,1	0,786	0,763
27310	50	100	29,5	39	19	3,0	1,0	28	69,3	54,2	0,797	0,752	0,414
27311	55	120	32,0	29	21			29	72,5	58,9	0,814	0,737	0,504
27312	60	130	34,0	31	22			25	80,5	62	0,858	0,858	0,472
27313	65	140	36,5	33	23	3,5	1,2	27	89	71,4	0,753	0,796	0,438
27315	75	160	40,5	37	26			29	119	95,1	0,826	0,726	0,400
27317	85	180	45,0	41	30	4,0	1,5	27	145	146	0,764	0,785	0,432

Примечание – Пример условного обозначения подшипника легкой серии диаметров 2, серии ширин 0, с $d = 45$ мм, $D = 85$ мм: Подшипник 7209 ГОСТ 27365-87.

Таблица Б.5

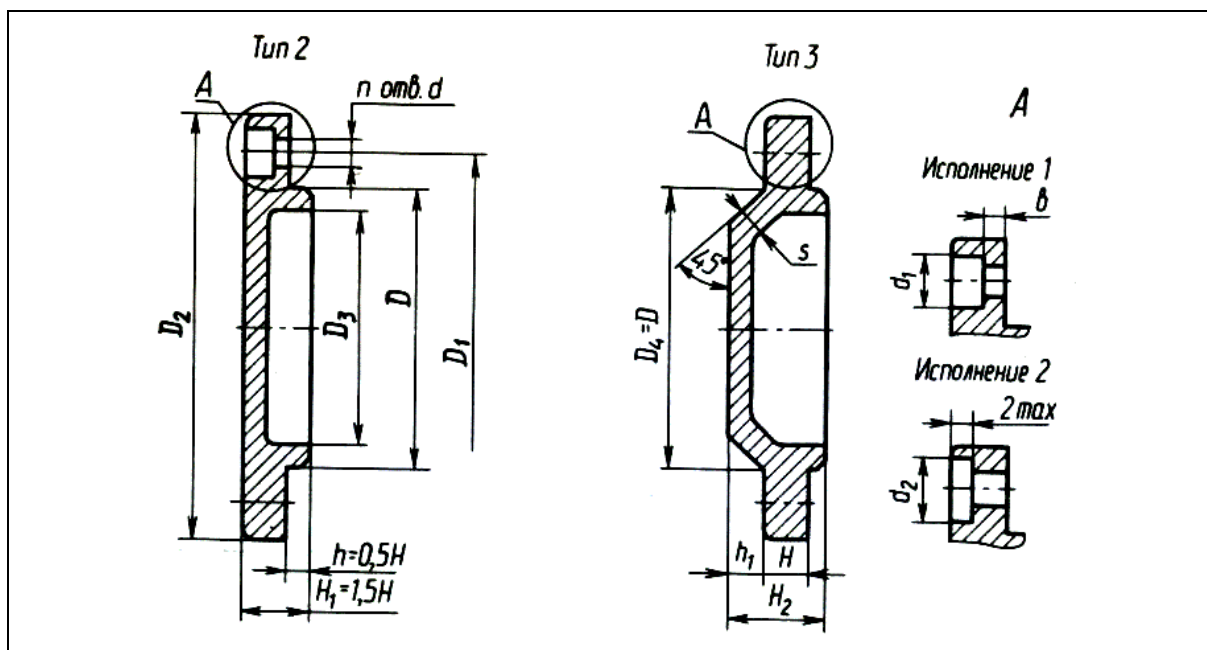
Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце (ГОСТ 3169-71)



Обозначение	Размеры, мм										$\alpha, ^\circ$	Грузоподъёмность, кН		Факторы нагрузки		
	d	D	D_1	T	b	c	H	h	r	r_1		C_r	C_{0r}	e	Y	Y_0
67204	20	47	51	15,5	14	12	6,5	3	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
67207	35	72	77	18,5	17	15	7,5	4	2	0,8	14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
67208	40	80	85	20	20	16	8	4			14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
67510	50	90	96	25	23,5	20	10	5			16	59,8	54,5	0,42	1,43	0,78
67512	60	110	117	30	28	24	12	6	2,5		15	84	75,6	0,39	1,53	0,84
67513	65	120	127	33	31	27	12	6			14	109	98,9	0,37	1,62	0,89

Примечание – Пример условного обозначения подшипника легкой серии диаметров 5, серии ширины 6, с $d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $t = 25$ мм: Подшипник 67510 ГОСТ 27365-87.

Крышки торцовые глухие (ГОСТ 18511-73)



D	D_1	D_2	D_3	Отверстия под винты (болты)				H	H_2	h_1	b	s
				d	d_1	d_2	n					
40; 42	54	70	34	7	12	14	4	10	20	5	4	5
44; 47	60	78	38									
50; 52	66	82	44									
55; 58	75	95	48									
60; 62			52									
65; 68	84	105	58	9	15	20	6	12	26	8	4	6
70; 72	90	110	62									
75			64									
80; 85	100	120	72									
90; 95	110	130	80									
100	120	145	90	11	18	24		15	32	9	5	7
105; 110	130	155	95									

Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Пример условного обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром D = 62 мм: Крышка 21-62 ГОСТ 18511-73.

Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения
(ГОСТ 18512-73)

The image contains three technical drawings. On the left is a cross-section of a standard end cover labeled 'Tun 1'. It shows an O-ring seal (A) at the top. Dimensions include: \$n\$ and \$d\$ for the O-ring; \$h_1\$ for the top flange height; \$D_2\$ and \$D_4 \approx D\$ for the main body diameters; \$b_1\$ for the internal bore diameter; \$L\$ for the internal bore length; \$D_3\$ for the internal bore diameter; \$D\$ for the outer diameter; \$D_1\$ for the base diameter; \$h_2\$ for the bottom flange height; \$l\$ for the internal bore offset; \$h\$ for the bottom flange thickness; and \$H\$ for the total height. In the middle is a cross-section of a modified end cover labeled 'Tun 2'. It shows a different internal profile for the O-ring seal (A). Dimensions include: \$b_2\$ for the internal bore diameter; \$L_1\$ for the internal bore length; \$B_1\$ for the internal bore diameter; \$s\$ for the internal bore offset; \$h_3\$ for the bottom flange height; \$h_1\$ for the top flange height; \$h\$ for the bottom flange thickness; and \$H_1\$ for the total height. On the right are two detail drawings of the O-ring seal (A). 'Исполнение 1' shows a standard O-ring with dimensions \$b\$ for the bore diameter and \$d_1\$ for the O-ring diameter. 'Исполнение 2' shows a modified O-ring with dimensions \$2max\$ for the bore diameter and \$d_2\$ for the O-ring diameter.

D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	Отверстия под винты (болты)				H	h	h ₁	B	b	s	B ₁	b ₂	l	h ₂
					d	d ₁	d ₂	n										
40; 42	54	70	34	40	7	12	14	4	15	5	10	13	4	5	12	8	2	2
47	60	78	38	47								13; 15			12; 15	8; 11		
52	66	82	44	50								15			15			
55	75	95	48	50								15			15			
60; 62	78	95	52	60	9	15	20	6	17	6	12	15	4	6	15	11	2; 3	3
65; 68	84	105	58	68											12; 15			
70; 72	90	110	62	72											15			
75	90	110	64	72											15			
80; 85	100	120	72	80	11	18	24	6	23	8	15	18; 20	5	7	17	11; 13,6	3	3
90; 95	110	130	80	92								20						
100	120	145	90	100								18; 20						
105, 110	130	155	95	110								20						

Примечания

1 Размеры даны в мм.

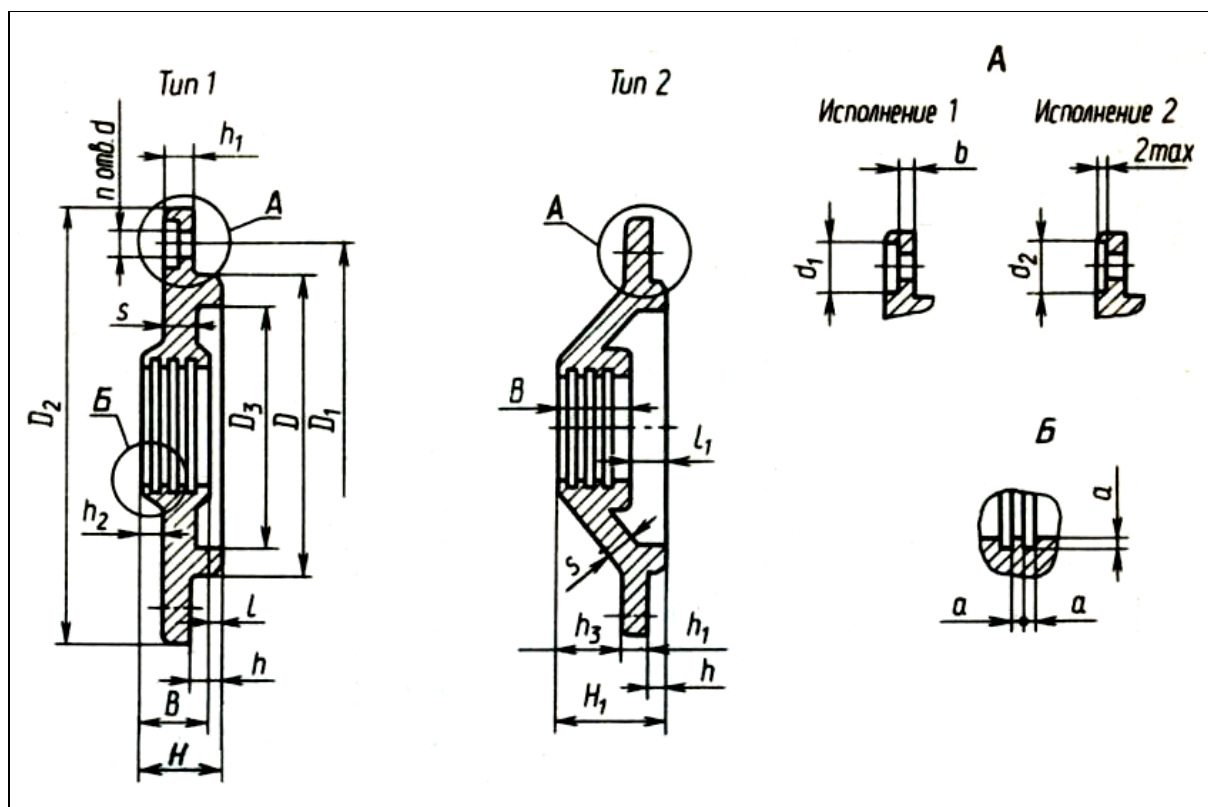
2 Диаметр в крышке (отклонение по H12) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.

3 Значения H_1 , h_3 , l_1 для крышек подшипников вала конического редуктора выбирать из ряда:

Размеры	Диаметр вала или втулки, мм								
	15	17	20	25	30	35	40	45	50
H_1	22	22	27	28	28	30	28	31	33
h_3	7	7	12	13	10	10	12	13	15
l_1	10	10	12	12	13	13	15	16	18

4 Пример условного обозначения крышки типа 1 исполнения 2, диаметром $D = 68$ мм, с диаметром вала или втулки 35 мм: Крышка 12-68×35 ГОСТ 18512-73.

Крышки торцовые с жировыми канавками (ГОСТ 18513-73)



D	D ₁	D ₂	D ₃	Отверстия под винты (болты)				H	h	h ₁	B	b	s	l
				d	d ₁	d ₂	n							
40; 42	54	70	34	7	12	14	4	18	5	10	16	4	5	2
44; 47	60	78	38											
52	66	82	44											
55	75	95	48											
60; 62	78	95	52	9	15	20	6	19	6	12	18	6	6	3
65; 68	84	105	58											
70; 75	90	110	62											
80; 85	100	120	72											
90; 95	110	130	80					21						

Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Размер $a = 2$ мм при $D < 95$ мм; $a = 3$ мм при $D \geq 100$ мм.

3 Диаметр отверстия в крышке (отклонение по H12) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.

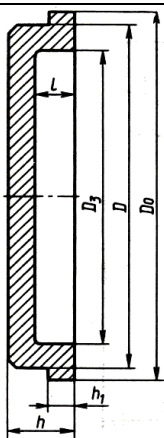
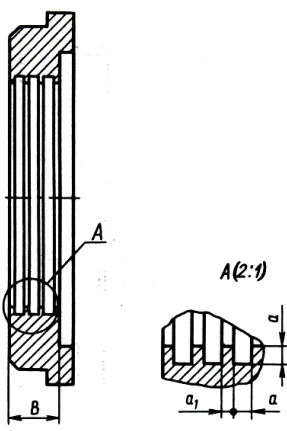
4 Значения H_1 , h_3 , l_1 для крышек подшипников быстроходного вала конического редуктора выбирать из ряда:

Размеры	Диаметр вала или втулки, мм								
	15	17	20	25	30	35	40	45	50
H_1	26	26	28	29	29	31	32	32	34
h_3	11	11	13	14	14	16	16	16	18
l_1	10	10	12	13	13	15	15	16	18

5 Пример условного обозначения крышки типа 1 исполнения 1, диаметром $D = 70$ мм, диаметром вала или втулки 40 мм: Крышка 11-70×40 ГОСТ 18513-73.

Таблица Б.9

Крышки врезные с отверстиями и глухие

Глухие		Под манжетное уплотнение					С жировыми канавками					
												
<i>D</i>	40	42	47	52	62	72	80	85	90	95	100	110
<i>D</i> ₀	3	46	52	56	67	77	85	92	95	102	105	117
<i>D</i> ₃	34	34	38	44	52	62	72	72	80	80	90	95
<i>h</i>	14					16				20		
<i>h</i> ₁	3	4		5			7					
<i>l</i>	8					10					12	
<i>l</i> ₁	2										3	
<i>B</i>	10										15	

Примечания

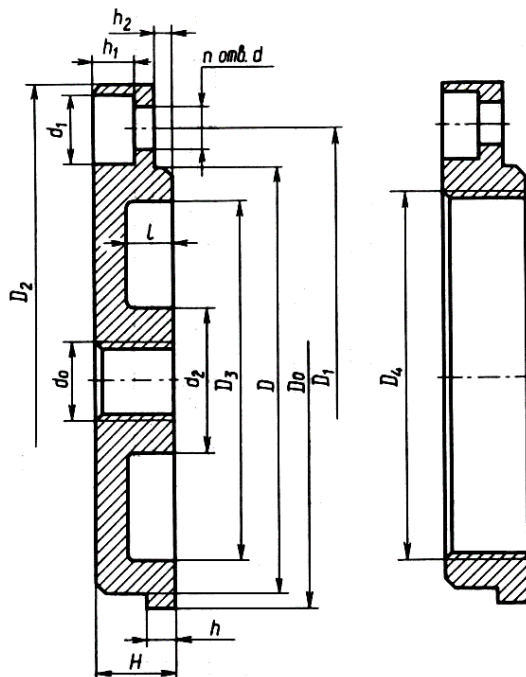
1 Размеры даны в мм.

2 Размеры под манжетное уплотнение приведены в табл. В.11.

3 Диаметр отверстия в крышке (допускаемое отклонение по $H12$ для крышки с манжетным уплотнением и $A11$ – с жировыми канавками) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.

4 Допускаемое отклонение диаметра крышки D по $h8$.5 Размер $a = 2$ мм, $a_1 = 1$ мм при $D \leq 95$ мм; $a = 3$ мм, $a_1 = 1,5$ мм при $D \geq 100$ мм.

Крышки (торцовые и врезные) под регулировочные винты



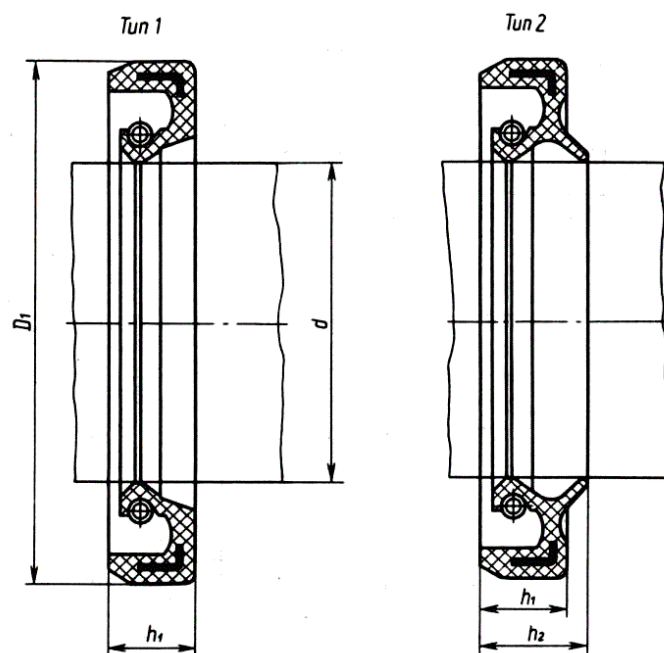
D	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	d_0	d	d_1	n	d_2	H	h	h_1	h_2	l
47	52	60	75	38	M39×1,5	M16	7	12	4	28	14	4	6,5	5	8
52	56	66	82	44	M42×1,5					30					
62	67	78	95	52	M52×1,5										
72	77	90	110	62	M56×1,5		9	15; 18	6	32	16	5	8,5	6	10
80	85	100	120	72	M68×1,5										
85	92	100	120	72	M68×1,5										
90	95	110	130	80	M76×1,5	M20	11	18; 20		38	20	7	11	8	12
95	102	110	130	80	M76×1,5										
100	105	120	145	90	M85×1,5										
110	117	130	155	95	M95×1,5										

Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 На чертеже совмещены торцовая и врезная крышки.

Резиновые армированные манжеты для валов (ГОСТ 8752-79)



Диаметр вала d	D_1		h_1	h_2 , не более	Диаметр вала D	D_1		h_1	h_2 , не более
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	40	35	8	12	42	62	62	10	14
		37			44	—	65		
		38					68		
		42	10	14			62		
21		37	8	12	45	65	65		
22		35	10	14			62		
		42	8	12			70		
24		42	10	14	48	70	65		
		42			72				
		45			72				
25	42	40	8	12	50		75		
		45	10	14				80	12
26	45	40	8	12	52	75	72	10	14
		47	10	14			80	12	16
28	—	45			55	80	75	10	14
		47					82	12	16
		50					56	—	10

Окончание табл. Б.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
30	52	45	10	14	58	80	75	10	14		
		47					82	12	16		
		50			60	85	80	10	14		
32		45					82				
		50			62	—	80			12	16
35	58	47					82				
		50					85				
		55					90				
		57			63	—	10	14			
36		52			65	95					
		55			67	—	90	12	16		
		55			68		90				
38		60			95						
		62			70	95	100				
40	60	55			71	95	—	10	14		
		58			75	100	—				
							102	12	16		

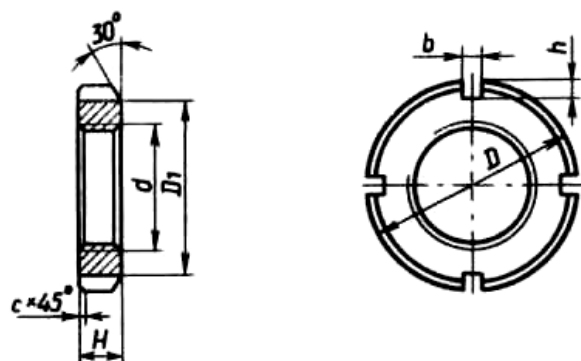
Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Пример условного обозначения манжеты типа 1 исполнения 1, для вала диаметром $d = 30$ мм, с наружным диаметром $D = 52$ мм, из резины группы 1: Манжета 1.1-30×52–1 ГОСТ 8752-79.

Таблица Б.12

Гайки круглые шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871-88)



Резьба	D	D_1	H	b	h	$c \leq$
1	2	3	4	5	6	7
M20×1,5*	34	27	8	5	2,5	1
M22×1,5	38	30	10	5	2,5	1
M24×1,5*	42	33	10	5	2,5	1
M27×1,5	45	36	10	5	2,5	1
M30×1,5	48	39	10	5	2,5	1
M33×1,5	52	42	10	6	3,0	1
M36×1,5*	55	45	10	6	3,0	1
M39×1,5	60	48	10	6	3,0	1
M42×1,5*	65	52	10	6	3,0	1
M45×1,5	70	56	10	6	3,6	1
M48×1,5*	75	60	12	8	4,0	1
M52×1,5	80	65	12	8	4,0	1
M56×2,0*	85	70	12	8	4,0	1,6
M60×2,0	90	75	12	8	4,0	1,6

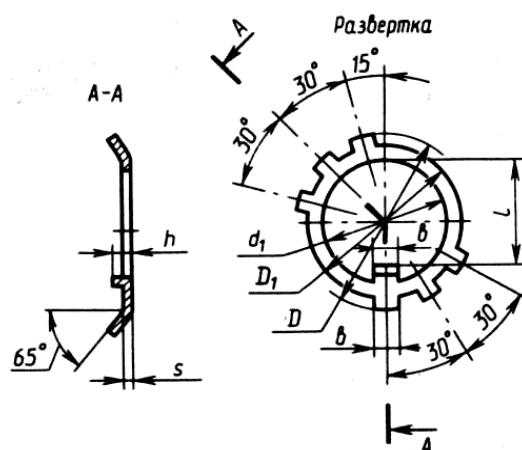
Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Предпочтительные размеры отмечены звездочкой.

3 Пример условного обозначения с диаметром резьбы $d = 20$ мм, с мелким шагом резьбы 1,5 мм, с полем допуска 6H: Гайка М20×1,5-6H ГОСТ 11871-88.

Стопорные многолапчатые шайбы (ГОСТ 11872-89)



Резьба d	d_1	D	D_1	l	b	h	s
1	2	3	4	5	6	7	8
M22×1,5	20,5	37	27	17	4,8	4	1,0
M22×1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0
M24×1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0
M27×1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0
M30×1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0
M33×1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6
M36×1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6
M39×1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6
M42×1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6
M45×1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6
M48×1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M52×1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M56×2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M60×2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6

Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Пример условного обозначения шайбы для круглой шлицевой гайки с диаметром резьбы $d = 20$ мм, из материала группы 21 без покрытия: Шайба 20.21 ГОСТ 11872-89.

Таблица Б.14

Шайбы уплотнительные стальные

Исполнение 1				Исполнение 2					
Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение 1			Исполнение 2		
d	D	s	h	D_1	d	d_1	d_2	D	D_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37
	52			44,8		33	27,2	52	40
25	52		2,5	47	25	36	31,5	52	42
	62			54,8		40	32,2	62	47
30	62			56,2	30	44	36,3	62	47
	72			64,8		48	37,2	72	56
35	72			64,8	35	48	43	72	56
	80			70,7		54	45	80	65
40	80		3	72,7	40	57	48	80	62
	90			80,5		60	51	90	70
45	85			77,8	45	61	53	85	68
	100			90,8		75	56	100	80
50	90			82,8	50	67	57,5	90	73
	110			98,9		80	62	110	86
55	100			90,8	55	75	64,5	100	80
	120			108		89	67	120	93
60	110			100,8	60	85	70	110	85
	130			117,5		95	73	130	102
65	120			110,5	65	90	74,5	120	95
	140	0,5	3,5	127,5		100	77,5	140	110

Примечание – Размеры даны в мм.

Шайбы регулировочные

Диаметр крышки	d	d_1	d_2	d_3	d_4	l	s	s_1	H	h	R	r
40	39,5	3	32	24	15	22	3	4	8	2	33	1,6
42	41,5		35	27		26					37	
47	46,5		40	31		30		4,5			42	
52	51,5	4	42	34	20	34	4	5	10	3	47	2
62	61,5		47	38		40		6			58	
72	71,5		52	42		50					70	
80	79,5		62	50	25	55	5	6	12	3	98	2,5
85	84,5		72	60	30	60					132	
90	89,5		80	68		65					162	
95	94,5	6	85	75	40	70	6	7	14	4	183	3
100	99,5		90	78		75					205	
110	109,5		95	83		80					252	

Примечание – Размеры даны в мм.

Болты с шестигранной головкой класса точности В (ГОСТ 7798-70)
и болты с шестигранной уменьшенной головкой (ГОСТ 7808-70)

ГОСТ 7798-70						ГОСТ 7808-70					
d	Шаг резьбы		ГОСТ 7798-70			ГОСТ 7808-70			l	l ₀	
	крупный	мелкий	S	H	D	S	H ₁	D ₂			
8	1,25	1	13	5,5	14,2	12	5	13,2	860	$l_0 = l$ при $l \leq 25$, $l_0 = 22$ при $l \geq 30$	
10	1,5	1,25	17	7	18,7	14	6	15,5	10...80	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 26$ при $l \geq 35$	
12	1,75	1,25	19	8	20,9	17	7	18,9	14...100	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 30$ при $l \geq 35$	
16	2	1,5	24	10	26,5	22	9	24,5	20...120	$l_0 = l$ при $l \leq 40$, $l_0 = 38$ при $l \geq 45$	
20	2,5	1,5	30	13	33,3	27	11	30,2	25...150	$l_0 = l$ при $l \leq 50$, $l_0 = 46$ при $l \geq 55$	

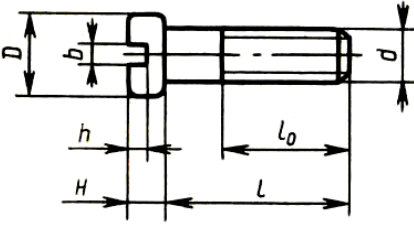
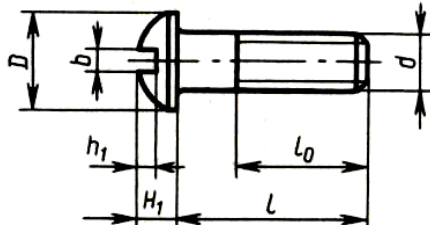
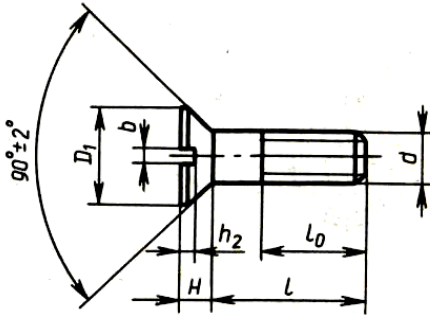
Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

3 Пример условного обозначения болта исполнения 1, диаметром резьбы d = 10 мм, длиной l = 30 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 8g, класса прочности 6.6, с покрытием 02 (кадмиевые с хромированием) толщиной 9 мкм: Болт М10-8g×30.66.029 ГОСТ 7798-70.

Винты с цилиндрической головкой (ГОСТ 1491-80), винты с полукруглой головкой (ГОСТ 17473-84), винты с потайной головкой (ГОСТ 17475-80)

 ГОСТ 1491-80  ГОСТ 17473-84  ГОСТ 17475-80										
d	D	D_1	H	H_1	h	h_1	h_2	B	l	l_0
5	8,5	9,2	3,5	3,5	1,7	2,3	1,2	1,2	8...70	$l_0 = l$ при $l \leq 22$,
										$l_0 = 16$ при $l \geq 22$
6	10	11	4	4,2	2	2,3	1,5	1,6	8...70	$l_0 = l$ при $l \leq 25$,
										$l_0 = 18$ при $l \geq 25$
8	13	14,5	5	5,6	2,5	3,5	2	2	12...70	$l_0 = l$ при $l \leq 32$,
										$l_0 = 22$ при $l \geq 32$
10	16	18	6	7	3	3,5	2,5	2,5	20...70	$l_0 = l$ при $l \leq 38$,
										$l_0 = 26$ при $l \geq 38$
12	18	21,5	7	8	3,5	4,2	2,5	3	22...85	$l_0 = l$ при $l \leq 42$,
										$l_0 = 33$ при $l \geq 42$

Примечания

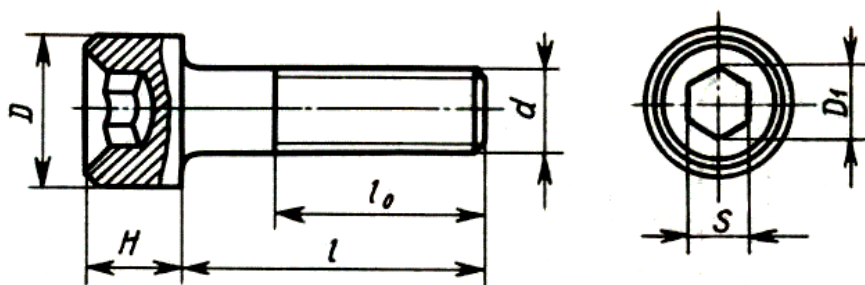
1 Размеры даны в мм.

2 Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

3 Пример условного обозначения винта класса точности А, диаметром резьбы 12 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной $l = 50$ мм, класса прочности 4.8, без покрытия: Винт А.М12-6g×50.48 ГОСТ 1491-80.

Таблица Б.18

Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением
«под ключ» класса точности А (ГОСТ 11738–84)



d	Шаг резьбы p		S	D_1	D	H	l	l_0
	крупный	мелкий						
6	1	—	5	5,8	10	6	10...50	$l_0 = l$ при $l \leq 20$, $l_0 = 18$ при $l \geq 25$
8	1,25	1	6	6,9	13	8	12...60	$l_0 = l$ при $l \leq 25$, $l_0 = 22$ при $l \geq 30$
10	1,5	1,25	8	9,2	16	10	16...70	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 26$ при $l \geq 35$
12	1,75	1,25	10	11,5	18	12	20...80	$l_0 = l$ при $l \leq 30$, $l_0 = 30$ при $l \geq 35$
16	2	1,5	14	16,2	24	16	25...100	$l_0 = l$ при $l \leq 40$, $l_0 = 38$ при $l \geq 45$
20	2,5	1,5	17	19,6	30	20	30...120	$l_0 = l$ при $l \leq 50$, $l_0 = 46$ при $l \geq 55$
24	3	2	19	21,9	36	24	35...120	$l_0 = l$ при $l \leq 60$, $l_0 = 54$ при $l \geq 65$

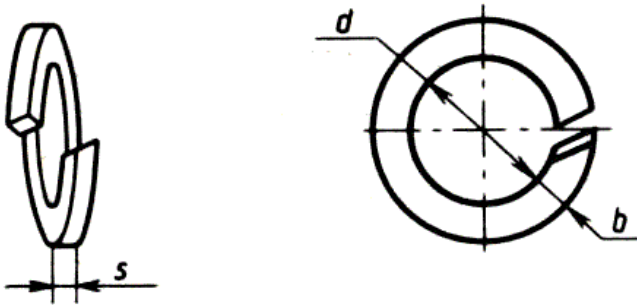
Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

3 Пример условного обозначения винта диаметром резьбы М8, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной 25 мм, класса прочности 6.8, без покрытия: Винт М8-6g ×25.68.029 ГОСТ 11738-84.

Шайбы пружинные (ГОСТ 64-70)

		
Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$s = b$
6	6,1	1,6
8	8,1	2
10	10,1	2,5
12	12,1	3
16	16,3	4,0
20	20,5	5,0
24	24,5	6,0

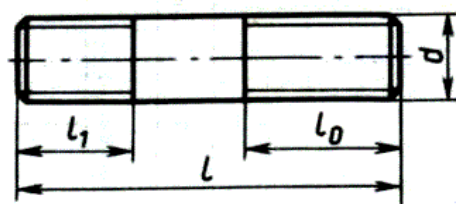
Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Пример условного обозначения шайбы для болта, винта или шпильки диаметром 12 мм, из стали 65Г, с покрытием 02 толщиной 9 мкм: Шайба 12.65Г.029 ГОСТ 6402-70.

Таблица Б.20

Шпильки с ввинчиваемым концом длиной $1d$ (ГОСТ 22032-76),
 $1,25d$ (ГОСТ 22034-76) и $2d$ (ГОСТ 22038-76)



d	8	10	12	16	20
l_1	8; 10; 16	10; 12; 20	12; 15; 24	16; 20; 32	20; 25; 40
l	l_0				
16	12	12	—	—	—
20	16	16	—	—	—
25	18	18	18	—	—
30	22	22	22	—	—
35	22	26	26	26	—
40	22	26	30	30	30
45	22	26	30	34	34
50	22	26	30	38	38
55	22	26	30	38	42
60 до 150	22	26	30	38	46

Примечания

1 Размеры даны в мм.

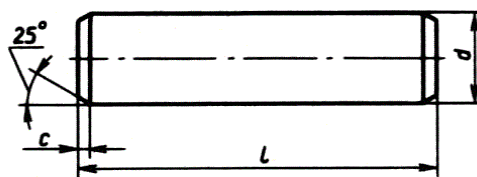
2 Размер l от 60 до 150 брать из ряда чисел: 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

3 Шаг резьбы p см. табл. П19.

4 Пример условного обозначения шпильки с диаметром резьбы $d = 16$ мм, с крупным шагом $p = 2$ мм с полем допуска $6g$, длиной 120 мм, с ввинчиваемым концом $l_1 = 1,25d$ класса прочности 5.8, без покрытия: Шпилька М16-6g×120.58 ГОСТ 2203 4-76.

Таблица Б.21

Штифты цилиндрические (ГОСТ 3128-70)



d	6	8	10	12	16
c	1	1,2	1,6	1,6	2
l	20...40	25...50	30...60	35...70	40...80

Примечания

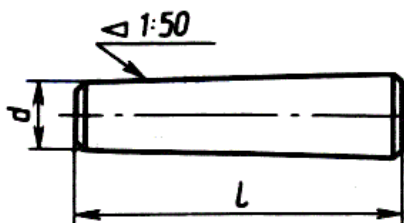
1 Размеры даны в мм.

2 Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел: 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80.

3 Пример условного обозначения штифта типа 2, диаметром $d = 10h8$, длиной 40 мм: Штифт 10h8×40 ГОСТ 3128-70.

Таблица Б.22

Штифты конические (ГОСТ 3129-70)



d	6	8	10	12
l	20...40	25...50	30...60	35...70

Примечания

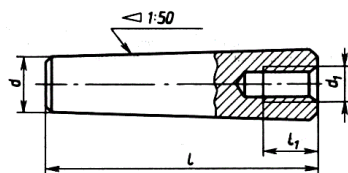
1 Размеры даны в мм.

2 Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел: 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70.

3 Пример условного обозначения штифта типа 1, $d = 10h10$, $l = 60$ мм:

Штифт 10h10×60 ГОСТ 3129-70.

Штифты конические с внутренней резьбой (ГОСТ 9464-79)



d	8	10	12	16
d_1	M5	M6	M8	M10
l_1	9	10	12	16
l	25–50	30–60	35–70	40–80

Примечания

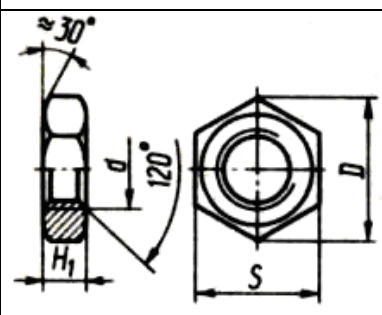
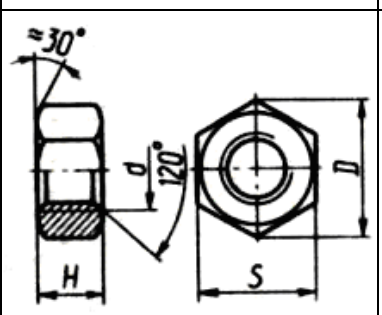
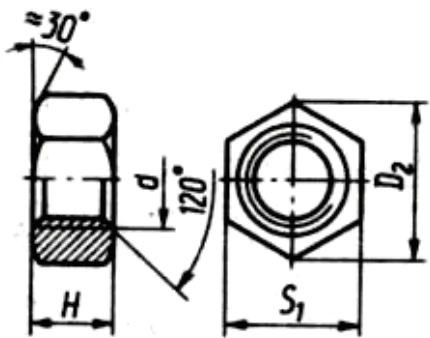
1 Размеры даны в мм.

2. Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел: 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80.3 Пример условного обозначения штифта диаметром $d = 8$ мм:

Штифт 8×30 ГОСТ 9464-79.

Таблица Б.24

Гайки шестигранные класса точности В (ГОСТ 5915-70),
 гайки шестигранные низкие класса точности В (ГОСТ 5916-70),
 гайки с уменьшенным размером «под ключ»
 класса точности А (ГОСТ 2524-70)

Исполнение 1			Исполнение 2			Исполнение 1			Исполнение 2								
																	
ГОСТ 5915-70						ГОСТ 5916-70											
 ГОСТ 2524-70																	
<i>d</i>	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)									
<i>S</i>	13	17	19	22	24	27	30	32									
<i>S</i> ₁	12	14	17	19	22	24	27	30									
<i>D</i>	14,2	18,7	20,9	24,3	26,5	29,9	33,3	35									
<i>D</i> ₂	13,2	15,5	18,9	21,9	24,5	27,6	30,2	34,6									
<i>H</i>	6,5	8	10	11	13	15	16	18									
<i>H</i> ₁	5	6	7	8	8	9	9	10									

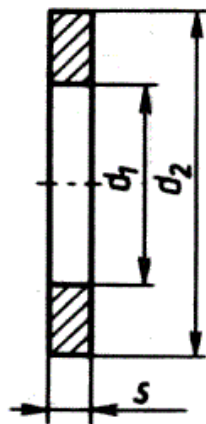
Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

3 Пример условного обозначения гайки исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6H, класса прочности 5, без покрытия: Гайка М12-6H.5 ГОСТ 5915-70.

Шайбы (ГОСТ 11371-78)



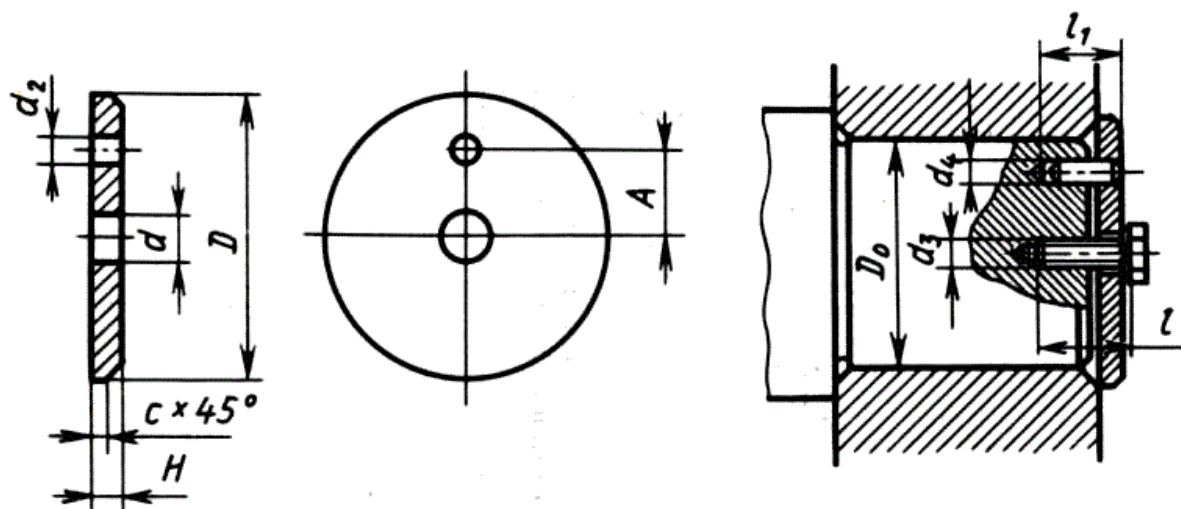
Диаметры резьбы крепежной детали	d_1	d_2	s	Диаметры резьбы крепежной детали	d_1	d_2	s
6	6,4	12,5	1,6	16	17,0	30,0	3,0
8	8,4	17,0	1,6	18	19,0	34,0	3,0
10	10,5	21,0	2,0	20	21,0	37,0	3,0
12	13,0	24,0	2,5	22	23,0	39,0	3,0
14	15,0	28,0	2,5	24	25,0	44,0	4,0

Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Пример условного обозначения шайбы для крепежной детали исполнения 1, диаметром 12 мм, установленной толщины, из материала группы 02 (сталь ВСт3), с покрытием 02, толщиной 9 мкм: Шайба 12.02ВСт3.029 ГОСТ 11371-78.

Концевые шайбы (ГОСТ 14734-69)



Обозначение	D	H	A±0,2	d	d ₂	c	D ₀	d ₃	d ₄	l	l ₁	Болт*	Штифт**
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
7019-0623	32	5	9	6,6	4,5	1	24–28	M6	4	18	12	M6×16	4и8×12
7019-0625	36		10				28–32						
7019-0627	40		10				32–36						
7019-0629	45	5	12	6,6	4,5	1	36–40	M6	4	18	12	M6×16	4и8×12
7019-0631	50		16				40–45						
7019-0633	56		16				45–50						
7019-0635	63	6	20	9	5,5	1,6	50–55	M8	5	22	16	M8×20	5и8×16
7019-0637	67		20				55–60						
7019-0639	71		25				60–65						
7019-0641	75		25				65–70						
7019-0643	85		28				70–75						

Примечания

1 * – ГОСТ 7798-70, ** – ГОСТ 3128-70

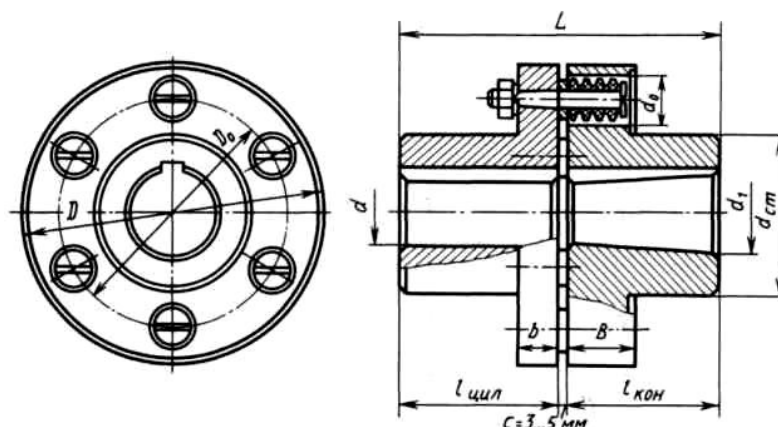
Размеры даны в мм.

2. Пример условного обозначения шайбы исполнения 1, D = 40 мм:

Шайба 7019-0627 ГОСТ 14734-69.

Таблица Б.27

Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21425-93)



Момент T , Н·м	Угловая скорость ω , с ⁻¹	Отверстие, мм			Габаритные размеры, мм			Смещение осей валов, не более, мм	
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	L	D	d_0	радиальное Δr	угловое $\Delta \gamma$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100			
125	480	25; 28	42	26	89	120	28	0,3	
		30	58	38	121				
250	400	32; 35; 36; 38	58	38	121	140	28	0,3	1°
		40; 42; 45	82	56	169				
500	380	40; 42; 45	82	56	169	170	36	0,4	
710	315	45; 48; 50	82	56	170	190			
		55; 56							
1000	300	50; 55; 56	82	56	170	220			
		60; 63; 65; 70	105	72	216				
2000	240	63; 65; 71; 75	105	72	218	250	46		
		80; 85; 90	130	95	268				

Примечания

1 Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты:

$$B \approx 0,25D; b \approx 0,5d; D_0 = D - (1,5 \dots 1,6)d_0,$$

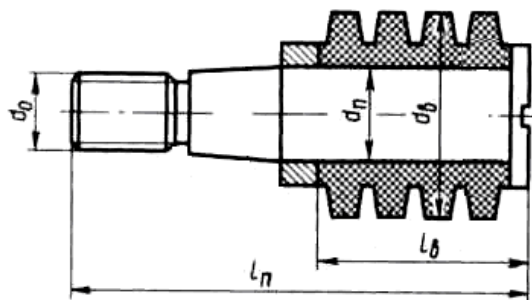
где d_0 – диаметр отверстия под упругую втулку; $d_{\text{ст}} = 1,6d (d_1)$.

2 Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м (одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм типа 1 исполнения 1, другая – диаметром $d = 40$ мм, типа 2 исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3):

Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-1.1-40-2.2-УЗ ГОСТ 21424-75.

Таблица Б.28

Муфты упругие втулочно-пальцевые. Втулки и пальцы



Момент T , Н·м	Пальцы				Втулка упругая	
	d_{Π} , мм	L_{Π} , мм	d_0 , мм	Количество z	d_b , мм	l_b , мм
31,5	10	19	M8	4	19	15
63	10	19	M8	6	19	15
125	14	33	M10	4	27	28
250	14	33	M10	6	27	29
500	18	42	M12	6	35	36
710	18	42	M12	8	35	36
1000	18	42	M12	10	35	36
2000	24	52	M16	10	45	44

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица В.1

Наименование и обозначение размеров элементов корпуса редуктора
и соотношения их величин

Наименование		Обозначение	Соотношение
1		2	3
Толщина стенки корпуса редуктора (выбирается в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу T , Н · м)		δ	$\delta = 2,6 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T} \geq 6$ мм
Элементы фланцев редуктора			
Диаметры болтов (винтов)	фундаментные	d_1	См. табл. В.2
	подшипниковой бобышки основания корпуса и крышки	d_2	$d_2 = 0,75 \cdot d_1$
	соединения основания корпуса и крышки по периметру	d_3	$d_3 = (0,6-0,75) \cdot d_1$
	крышки подшипникового узла	d_4	См. табл. Б.16–Б.18 с учетом табл. Б.6–Б.8
	крышки смотрового люка	d_5	Выбираются винты с метрической резьбой М6
Диаметры отверстий под болты (винты)	фундаментные	d_{01}	Размеры элементов выбираются в зависимости от диаметра болта (винта) см. табл. В.3
	подшипниковой бобышки основания корпуса и крышки	d_{02}	
	соединения основания корпуса и крышки по периметру	d_{03}	
	крышки подшипникового узла	d_{04}	
	крышки смотрового люка	d_{05}	
Диаметры отверстий под цилиндрическую головку болта (винта)	фундаментные	D_{01}	
	подшипниковой бобышки основания корпуса и крышки	D_{02}	
	соединения основания корпуса и крышки по периметру	D_{03}	
	крышки смотрового люка	D_{05}	
Глубина цековки под болты (винты)	фундаментные	b_{01}	
	подшипниковой бобышки основания корпуса и крышки	b_{02}	

Продолжение табл. В.1

1		2	3
Глубина цековки под болты (винты)	соединения основания корпуса и крышки по периметру	b_{03}	Размеры элементов выбираются в зависимости от диаметра болта (винта) см. табл. В.3
	крышки смотрового люка	b_{05}	
Ширина фланца под болты (винты)	фундаментные	K_1	
	подшипниковой бобышки основания корпуса и крышки	K_2	
	соединения основания корпуса и крышки по периметру	K_3	
	крышки подшипникового узла	K_4	
	крышки смотрового люка	K_5	
Координата оси отверстия под болты (винты)	фундаментные	C_1	
	подшипниковой бобышки основания корпуса и крышки	C_2	
	соединения основания корпуса и крышки по периметру	C_3	
	крышки смотрового люка	C_5	
Высота фланца под болты (винты)	фундаментные	h_1	$h_1 = 1,5 \cdot \delta$
	подшипниковой бобышки основания корпуса и крышки	h_2	Определяется графически при условии размещения головки винта на плоской опорной поверхности бобышки
	соединения основания корпуса и крышки по периметру	h_3	для болтов $h_3 = 1,5 \cdot d_3$
			для винтов $h_3 = 2,3 \cdot d_3$
	крышки смотрового люка	h_5	$h_5 = (3 \dots 5) \text{ мм}$
Высота опорной части фундаментного фланца (платика)		h	$h = 0,5\delta$
Длина опорной части основания корпуса		L	Определяются конструктивно из чертежа и округляются по ряду $Ra40$
Ширина опорной части фундаментной поверхности		B	

Окончание табл. В.1

1		2	3
Расстояние между центрами отверстий под фундаментные болты (винты)		L_1	$L_1 = L - b_1$
Ширина опорной поверхности фундаментного фланца (платика)		b_1	$b_1 = 2,4 \cdot d_1 + \delta$
Расстояние между центрами отверстий под болты (винты) в подшипниковых бобышках		L_2	Определяются конструктивно из чертежа, с обязательным зазором между стенками отверстий d_{03} и d_{04} не меньше (2...3) мм
Расстояние между центрами отверстий под болты (винты) в подшипниковых бобышках и во фланце соединения крышки с основанием корпуса		L_3	
Расстояние между центрами отверстий под винты для крышки смотрового люка		L_5	Определяется конструктивно из чертежа с учетом количества винтов (обычно 4–6 шт.)
Высота ниши	при креплении шпильками	h_{01}	$h_{01} = (2...2,5) \cdot d_1$
	при креплении болтами (винтами)		$h_{01} = 2,5 \cdot (d_1 + \delta)$
	при креплении болтами (винтами)	h_{03}	$h_{03} = 2,5 \cdot (d_3 + \delta)$
Ширина расточки под выступ врезной крышки		f	См. табл. Б.9 «Крышки врезные с отверстиями и глухие» $f = h_1$
Диаметр установочного штифта		d	$d = (0,7...0,8)d_3$
Минимальный зазор между колесом (зубчатым цилиндрическим, зубчатым коническим, червячным) и корпусом		a	Рассчитывается в п. 3.7 данного пособия

Примечание – Остальные соотношения размеров конструктивных элементов представлены на поясняющих чертежах (рис. В.1–В.4) и в табл. В.4–В.7.

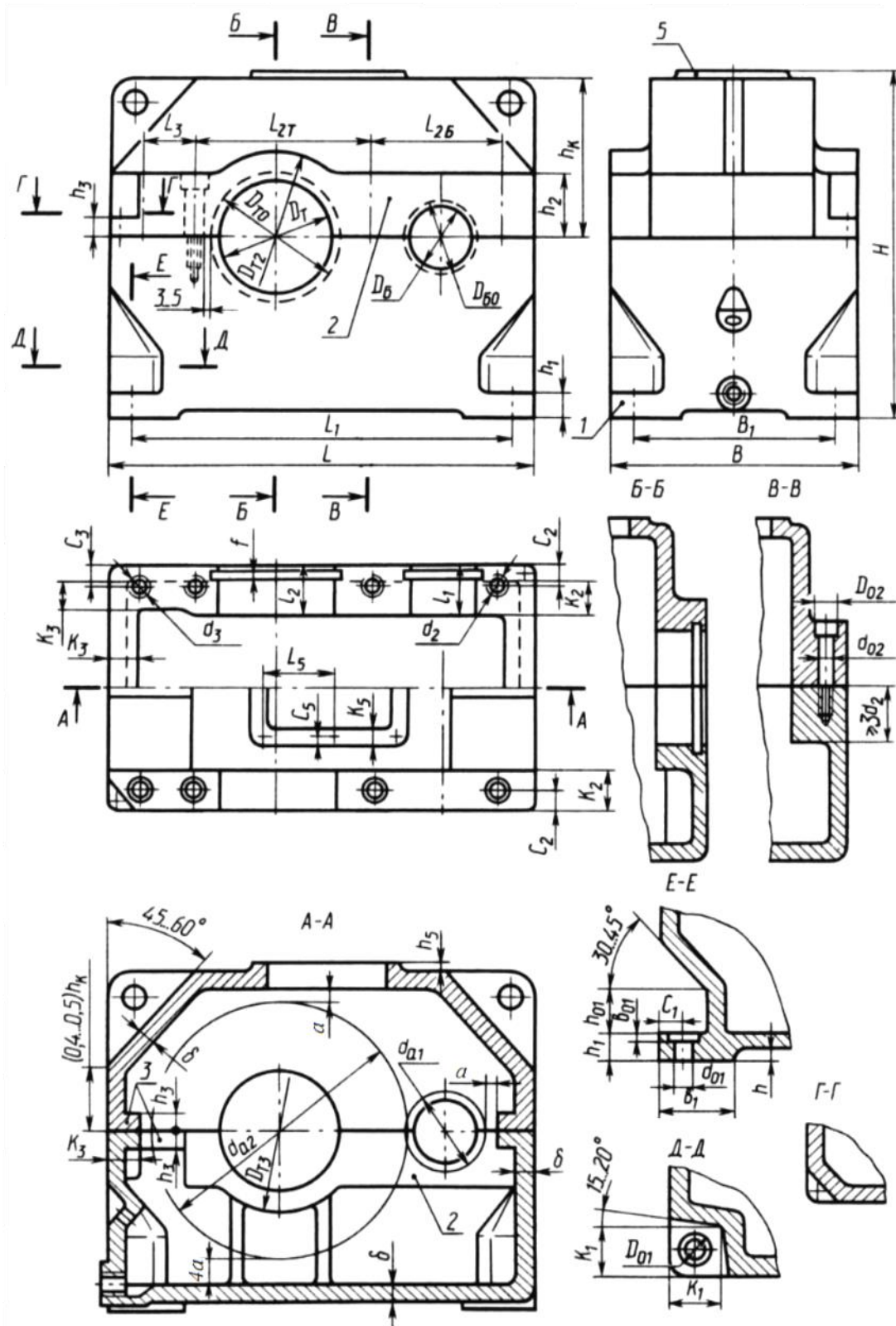


Рис. В.1. Разборный корпус одноступенчатого горизонтального редуктора

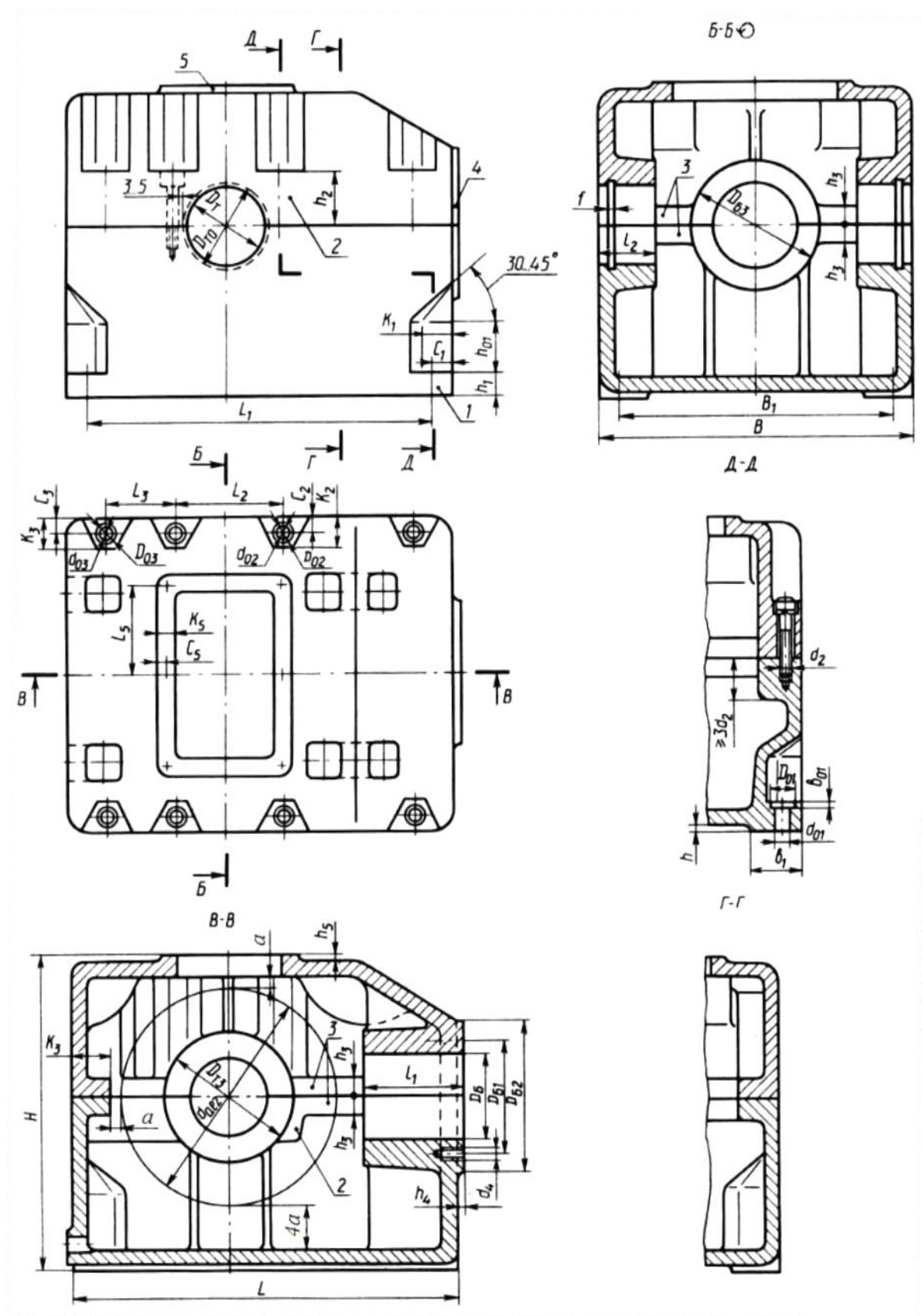


Рис. В.1. Разборный корпус одноступенчатого горизонтального конического редуктора

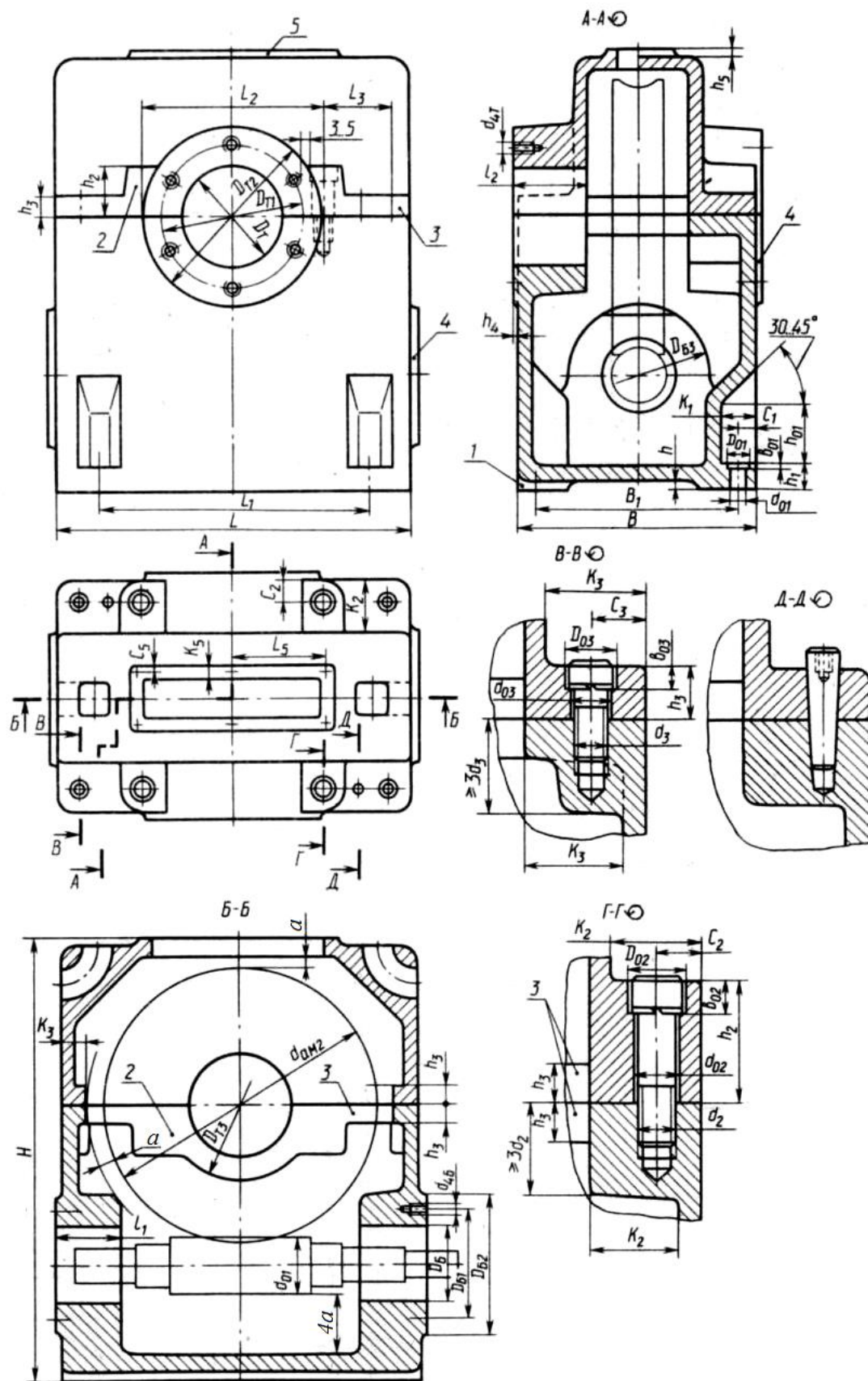


Рис. В.2. Разборный корпус одноступенчатого червячного редуктора с нижним червяком

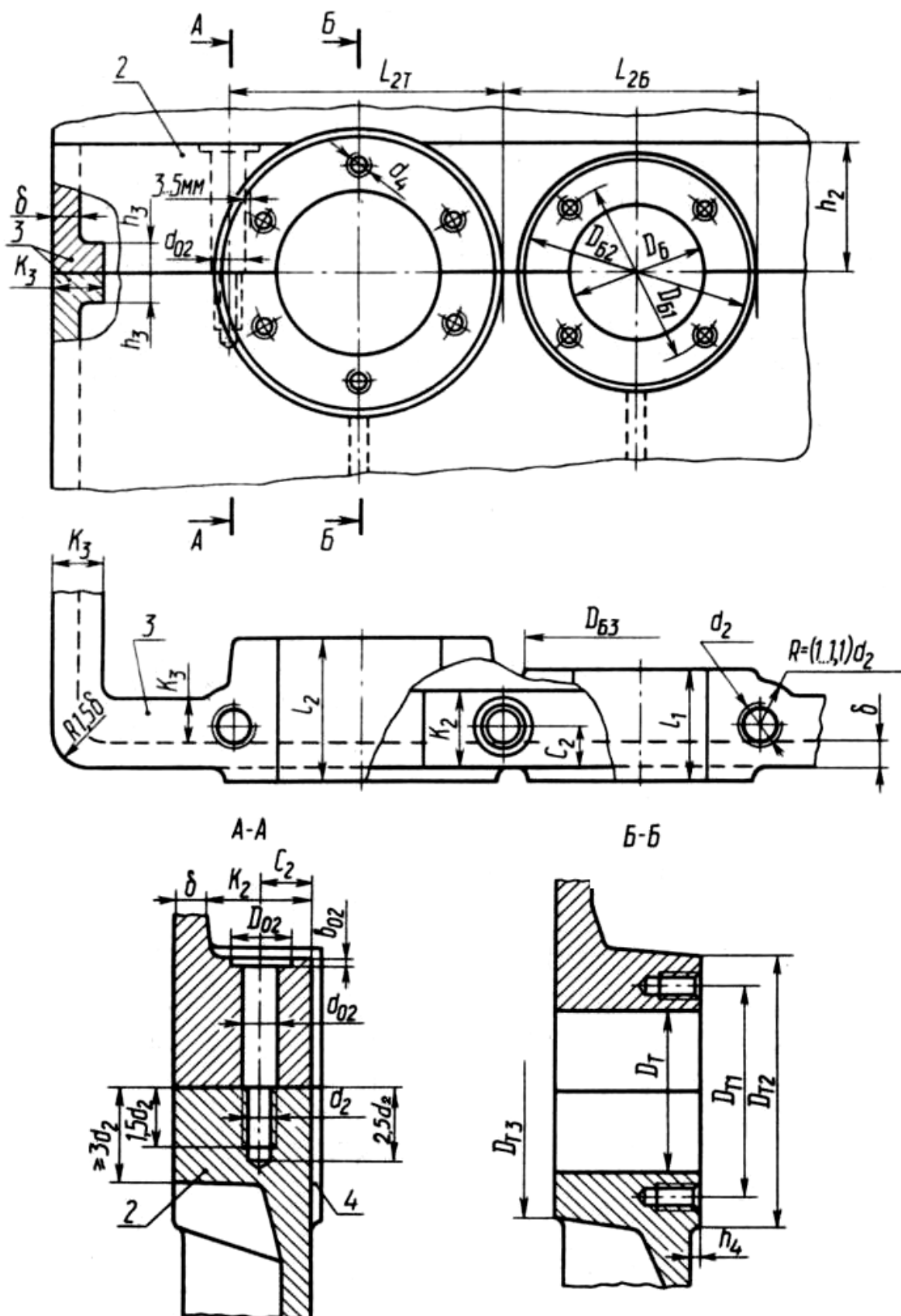


Рис. В.4. Подшипниковые бобышки с отверстиями для болтов под накладные крышки

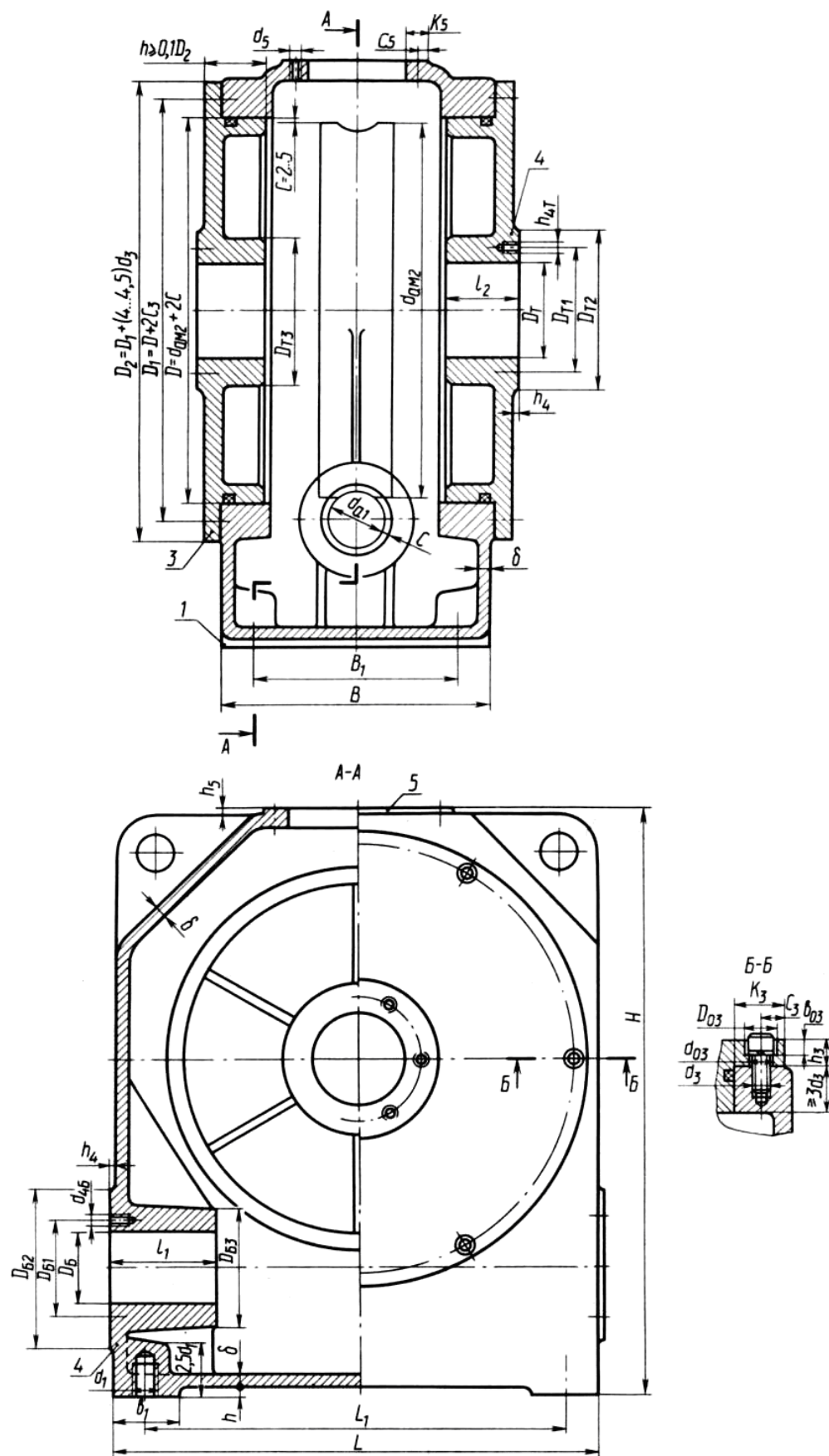


Рис. В.5. Неразборный корпус червячного редуктора с боковыми крышками

Таблица В.2

Выбор фундаментных болтов и их количества

Редуктор								
Одноступенчатый			Двухступенчатый			Трехступенчатый		
a_w	d_1	Кол-во	a_w	d_1	Кол-во	a_w	d_1	Кол-во
До 100	M12	4	До 250	M16	4	До 510	M20	6
До 160	M14	4	До 325	M16	4	До 725	M24	8
До 200	M16	4	До 410	M20	6	До 810	M 24	8
До 250	M20	4	До 515	M24	6	До 910	M30	8
До 315	M24	6	До 650	M24	6	До 1015	M30	8
До 355	M24	6	До 815	M30	6	До 1280	M36	8

Примечание – Размеры даны в мм.

Таблица В.3

Соотношение размеров фланцев

Элемент фланца	Диаметр болта (винта) фланцев корпуса редуктора											
	M6		M8		M10		M12		M14		M16	
	болт	винт	болт	винт	болт	винт	болт	винт	болт	винт	болт	винт
K	16	13	22	18	27	22	32	26	38	31	43	35
C	7	6	10	9	12	11	14	13	17	16	19	18
D_0	12	11	16	15	20	18	24	20	28	24	32	26
b_0	0,5	8	0,5	11	0,8	13	0,8	16	1,0	18	1,0	21
d_0	7		9		11		13		15		18	

Примечания

1 Размеры даны в мм.

2 Названия элементов см. табл. Б.1.

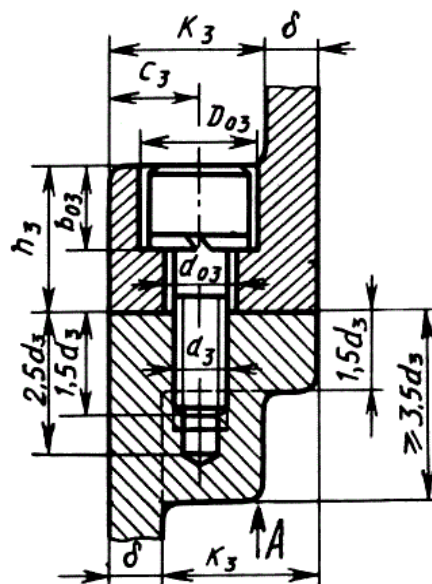
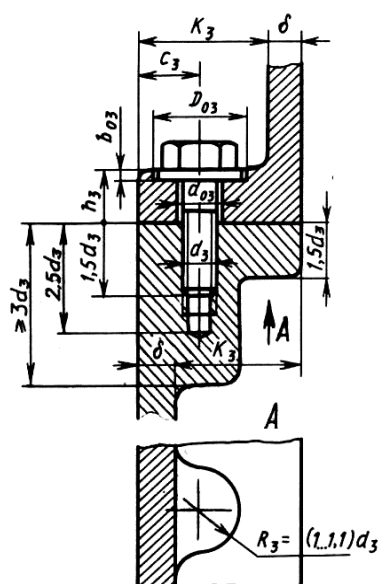
3 Изображения фланцев см. рис. Б.1–Б.4.

Фундаментный фланец

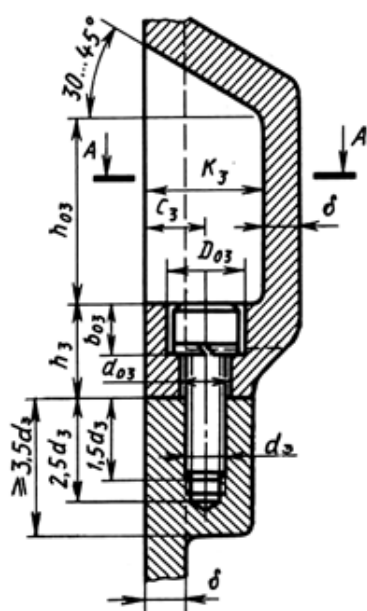
Схема элемента	Рекомендации	
	Угловая ниша фундаментного фланца	
	Ширина опорной поверхности фундаментного фланца	$b_1 = 2,4d_1 + \delta$
	Высота опорной поверхности фундаментного фланца	$h_1 = 1,5d_1$
	Высота ниш при креплении	шпильками $h_{01} = (2 \dots 2,5)d_1$ болтами (винтами) $h_{01} = 2,5(d_1 + \delta)$
	Боковая ниша фундаментного фланца (соотношения размеров аналогичные угловой ниши)	
	Вариант крепления фундаментного фланца к сварной раме	

Фланец для соединения крышки с основанием корпуса

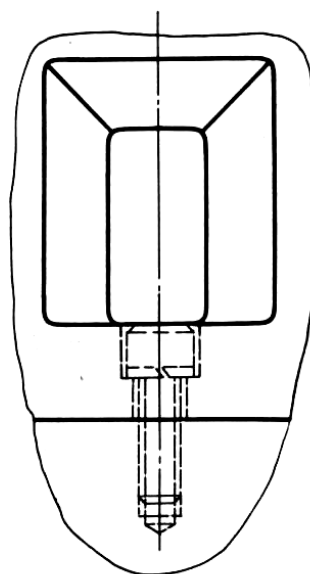
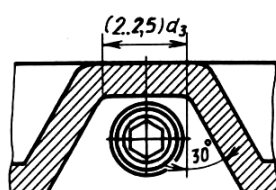
Скрепление крышки корпуса с основанием корпуса по периметру соединения
(болтами или винтами)



Боковая ниша



A-A



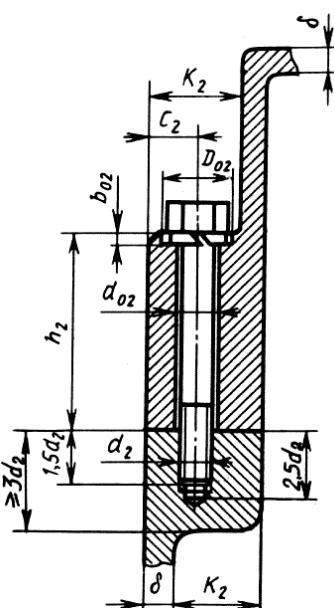
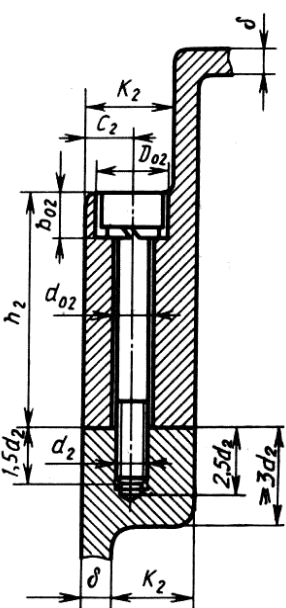
Скрепление крышки корпуса с основанием корпуса в зоне подшипниковых бобышек (болтами или винтами)	
	

Таблица В.6

Установочные штифты

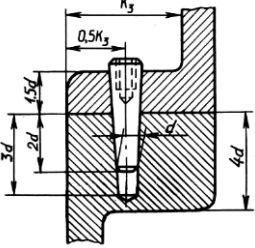
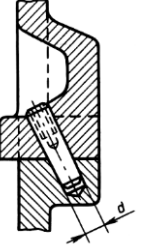
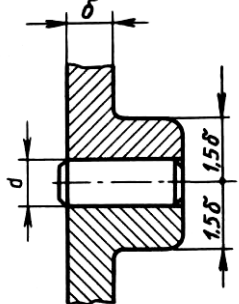
	Установочные штифты устанавливаются перед расточкой отверстий под подшипники для фиксации относительного положения крышки корпуса и основания корпуса и используются при последующих сборках.
	Фиксирующие конические штифты располагают вертикально или наклонно в зависимости от конструкции фланца. Штифты (в количестве двух) устанавливают на максимально возможном расстоянии друг от друга (достигается установкой по диагонали на разъёмном фланце)
	Цилиндрические штифты используют там, где невозможно установить конические штифты. В стык соединения ставят четыре штифта, по одному со стороны каждой стенки

Таблица В.7

Проушины для подъёма редуктора

	Проушина в виде ребра с отверстием. Проушина отливается за одно целое с крышкой
	Проушина в виде сквозного отверстия в корпусе крышки отверстием. Проушина отливается за одно целое с крышкой

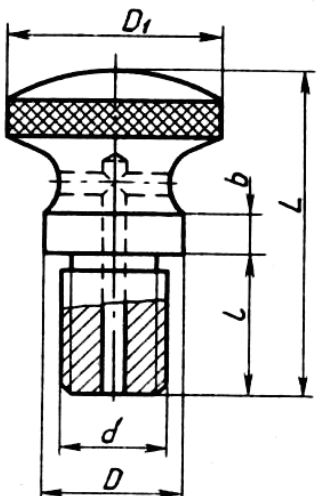
Таблица В.8

Крышки люка редуктора

	Стальная крышка толщиной $\delta_k = 2$ мм. Уплотнитель: картон (толщиной 1...1,5 мм) либо резина (толщиной 2...3 мм)
	Крышка, совмещенная с ручкой отдушиной. Ручка приваривается или прикрепляется развальцовкой
	Крышка, совмещенная с отдушиной. Состоит из внутренней штампованной крышки $H \leq 0,1L$ (длина крышки), в которой просверлены от 2 до 4 отверстий по 4–5 мм. Крышка окантована с двух сторон вулканизированной резиной. Наружная крышка плоская, с выдавленными вдоль длинной стороны двумя гребнями, через которые внутренняя полость сообщается с внешней средой. Между крышками пространство заполнено фильтром из медной проволоки

Таблица В.9

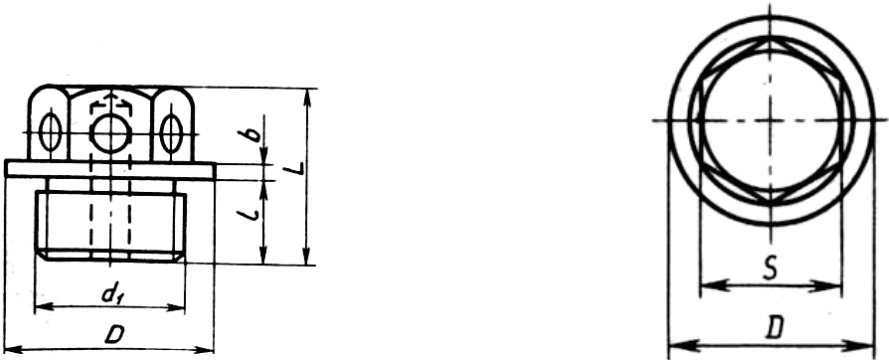
Ручка отдушина

					
d	D	D_1	L	l	b
M12×1,75	20	32	40	12	5,5
M16×2	25	40	50	16	7

Примечание – Размеры даны в мм.

Таблица В.10

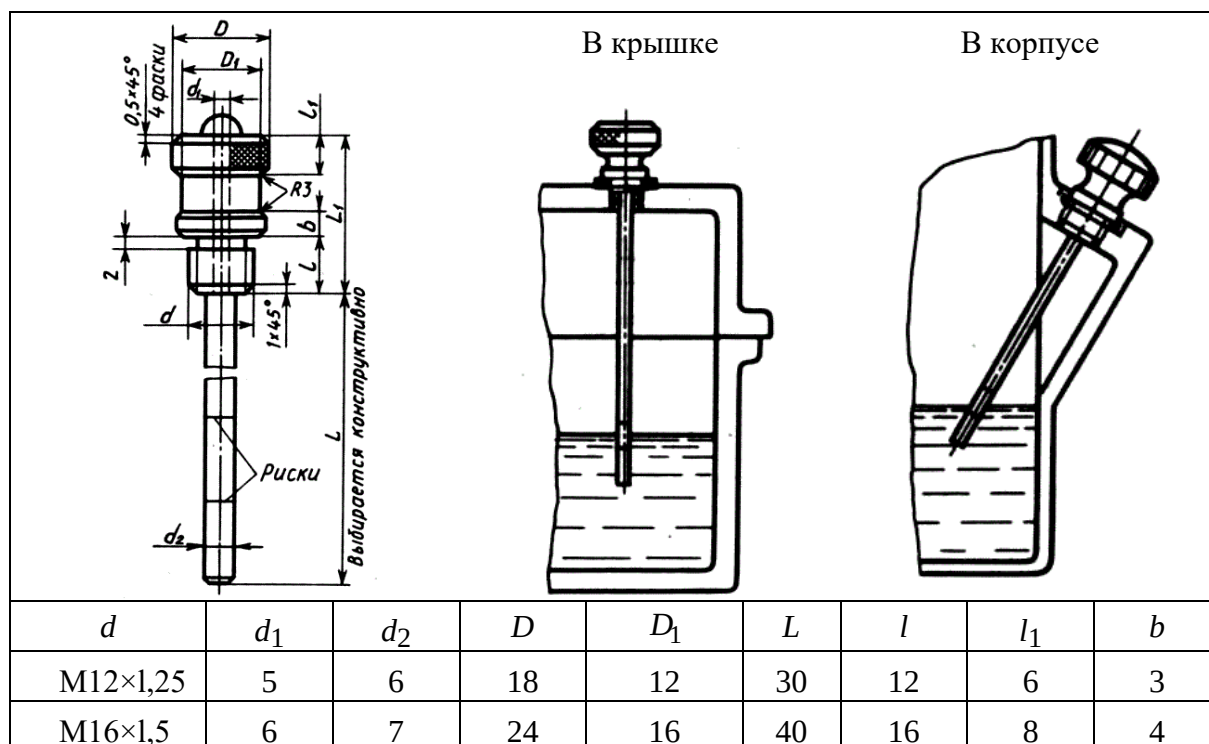
Пробка отдушина

					
d_1	D	L	l	b	S
M16×1,5	25	26	13	3	19
M20×1,5	30	30	15	4	22

Примечание – Размеры даны в мм.

Таблица В.11

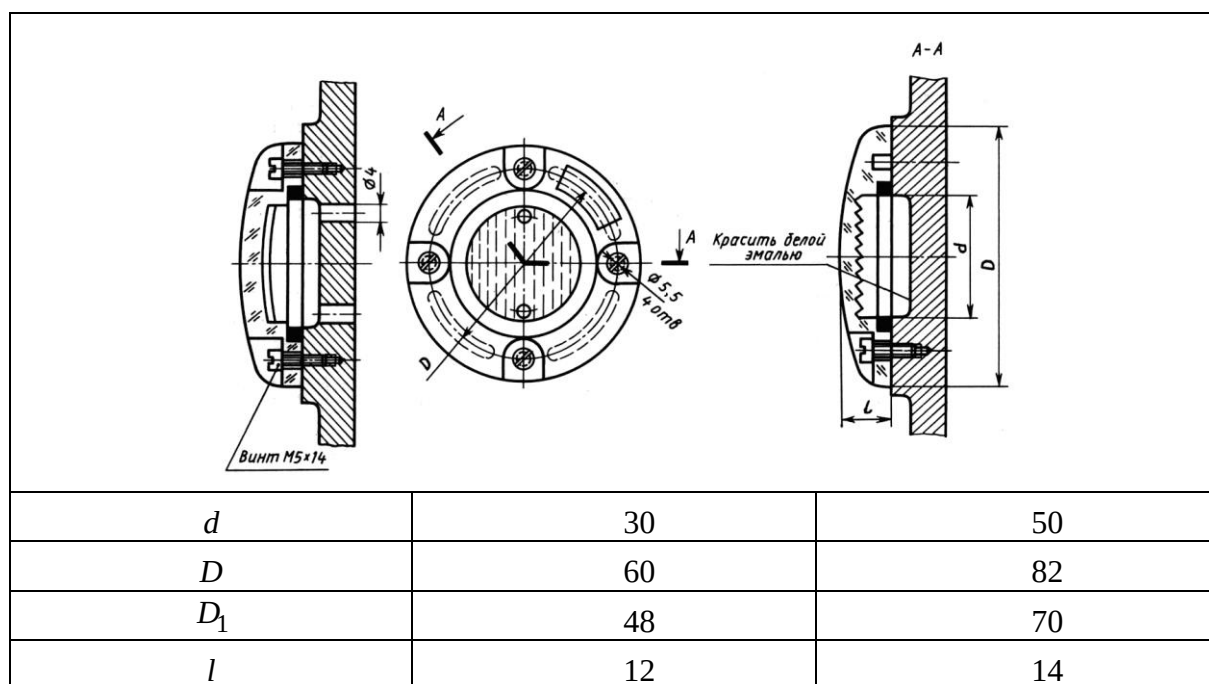
Жезловый маслоуказатель и способы установки его на корпусе



Примечание – Размеры даны в мм.

Таблица В.12

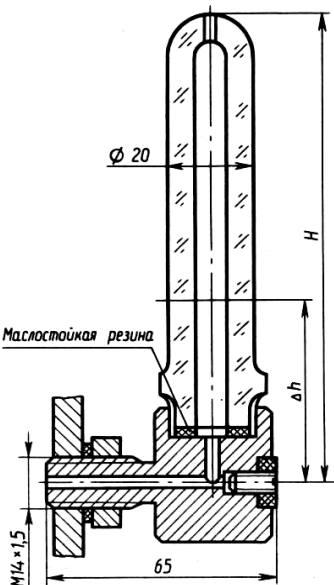
Круглый маслоуказатель



Примечание – Размеры даны в мм.

Таблица В.13

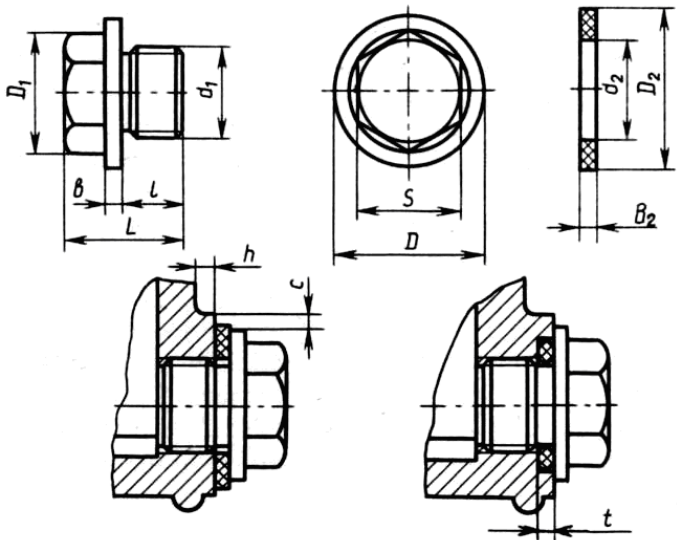
Трубчатый маслоуказатель

		
H	80	125
Δh	60	82

Примечание – Размеры даны в мм.

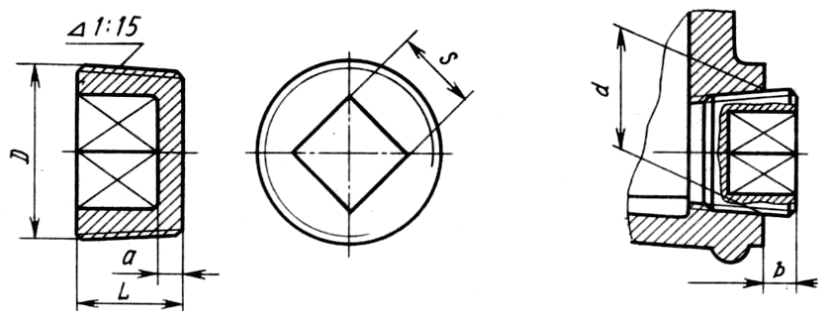
Таблица В.14

Пробки с цилиндрической резьбой

										
d_1	D	D_1	L	l	b	S	t	d_2	D_2	B_2
M16×1,5	25	21,9	26	13	3	19	1,9	16	28	3
M20×1,5	30	25,5	30	15	4	22	2,5	20	32	3

Примечание – Размеры даны в мм.

Пробки с конической резьбой



d	D	L	b	a	S
К1/2" труб	20,9	15	7,5	4	8
К3/4" труб	26,4	17	7,5	4,5	12

Примечание – Размеры даны в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Атлас конструкций редукторов

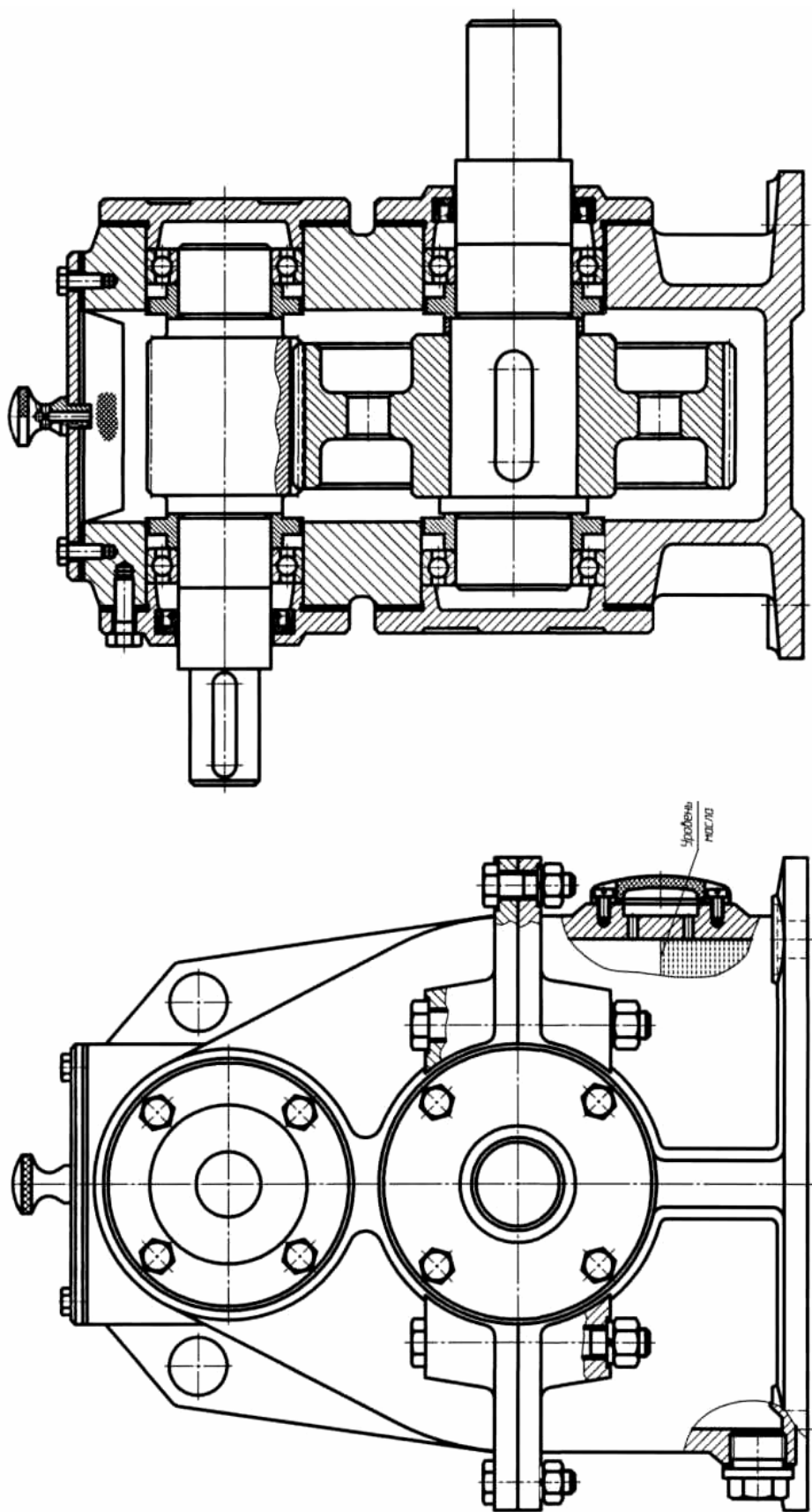


Рис. Г.1. Редуктор цилиндрический вертикальный

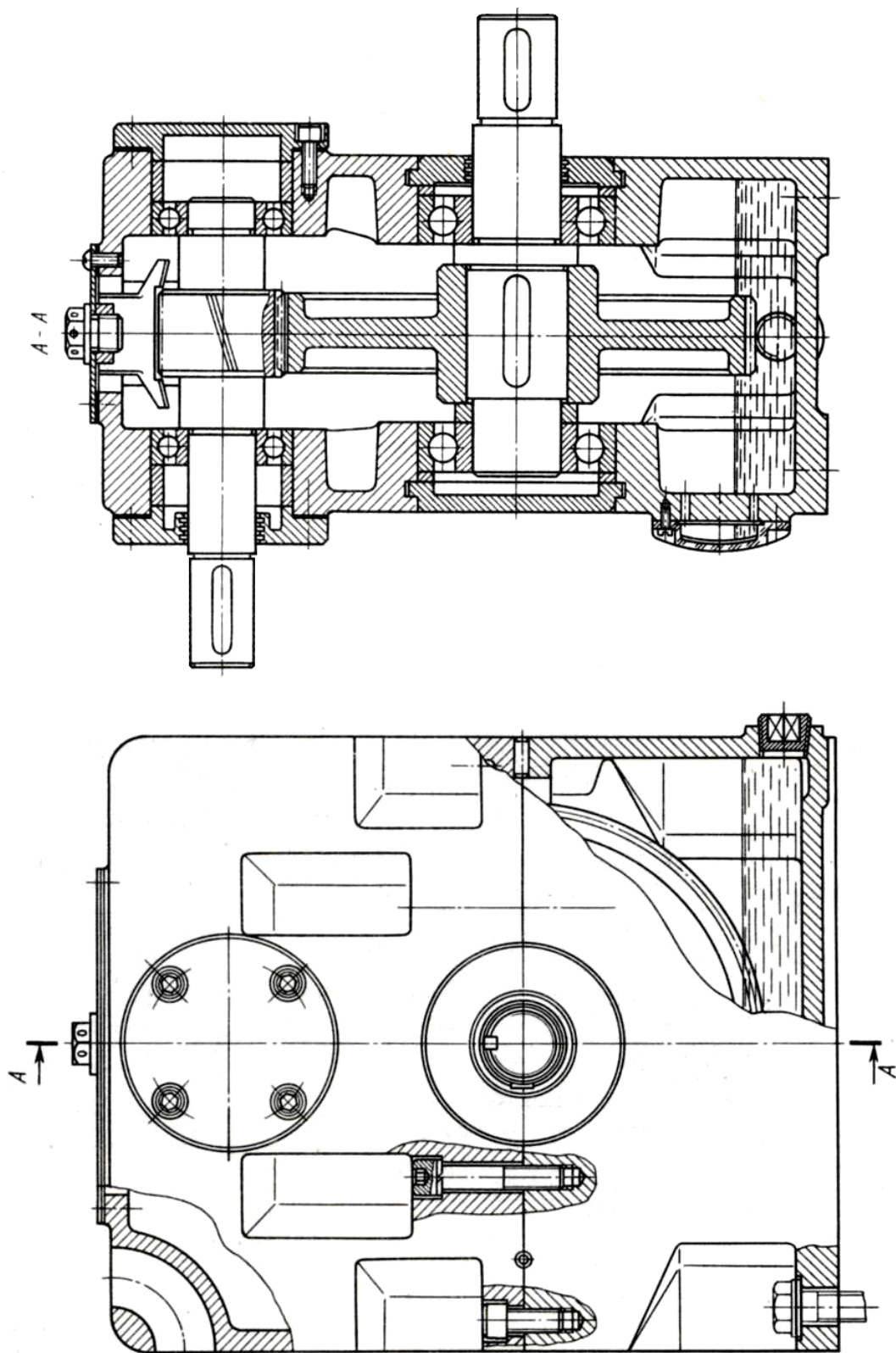


Рис. Г.2. Редуктор цилиндрический вертикальный

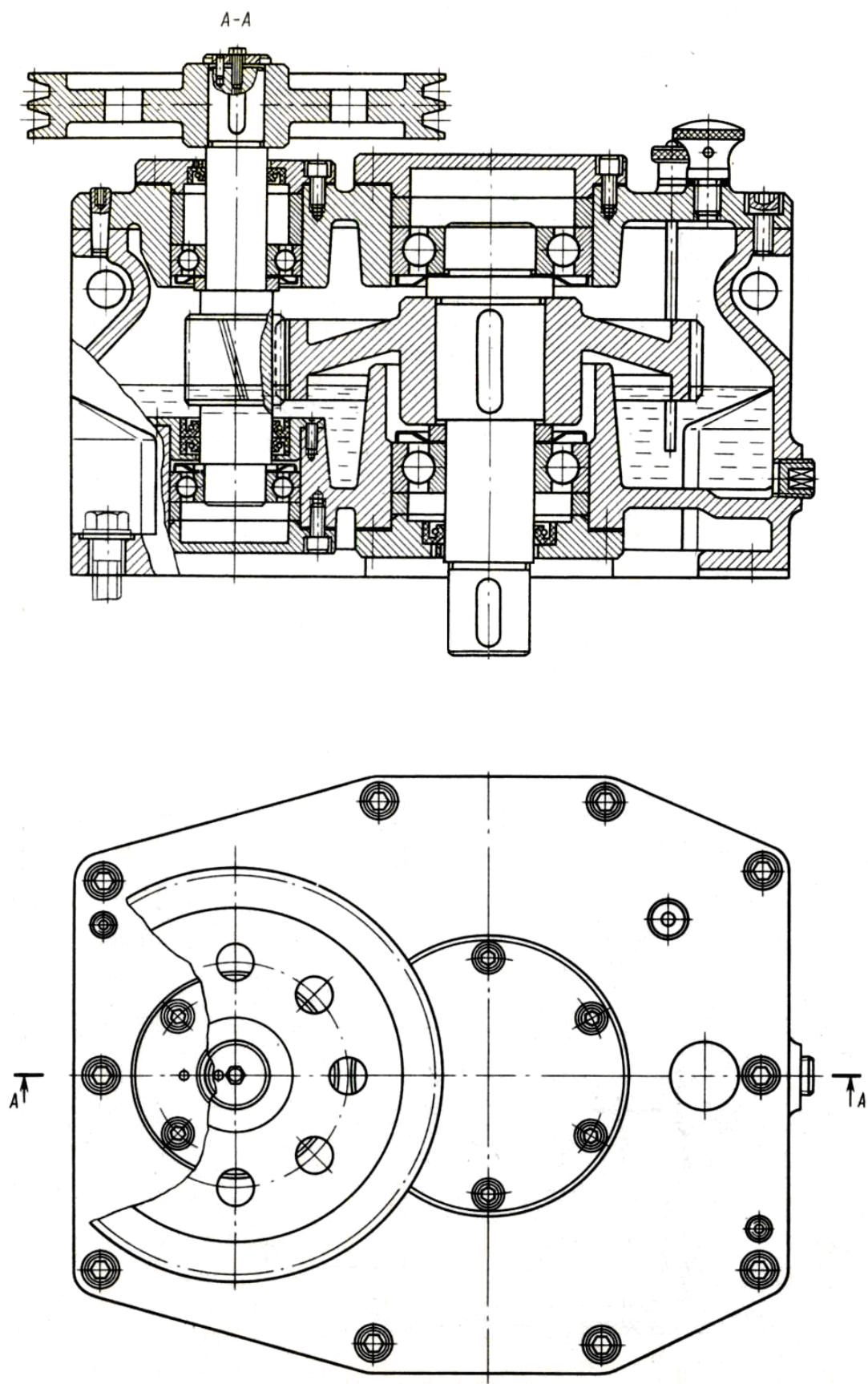


Рис. Г.3. Редуктор цилиндрический с вертикальными валами

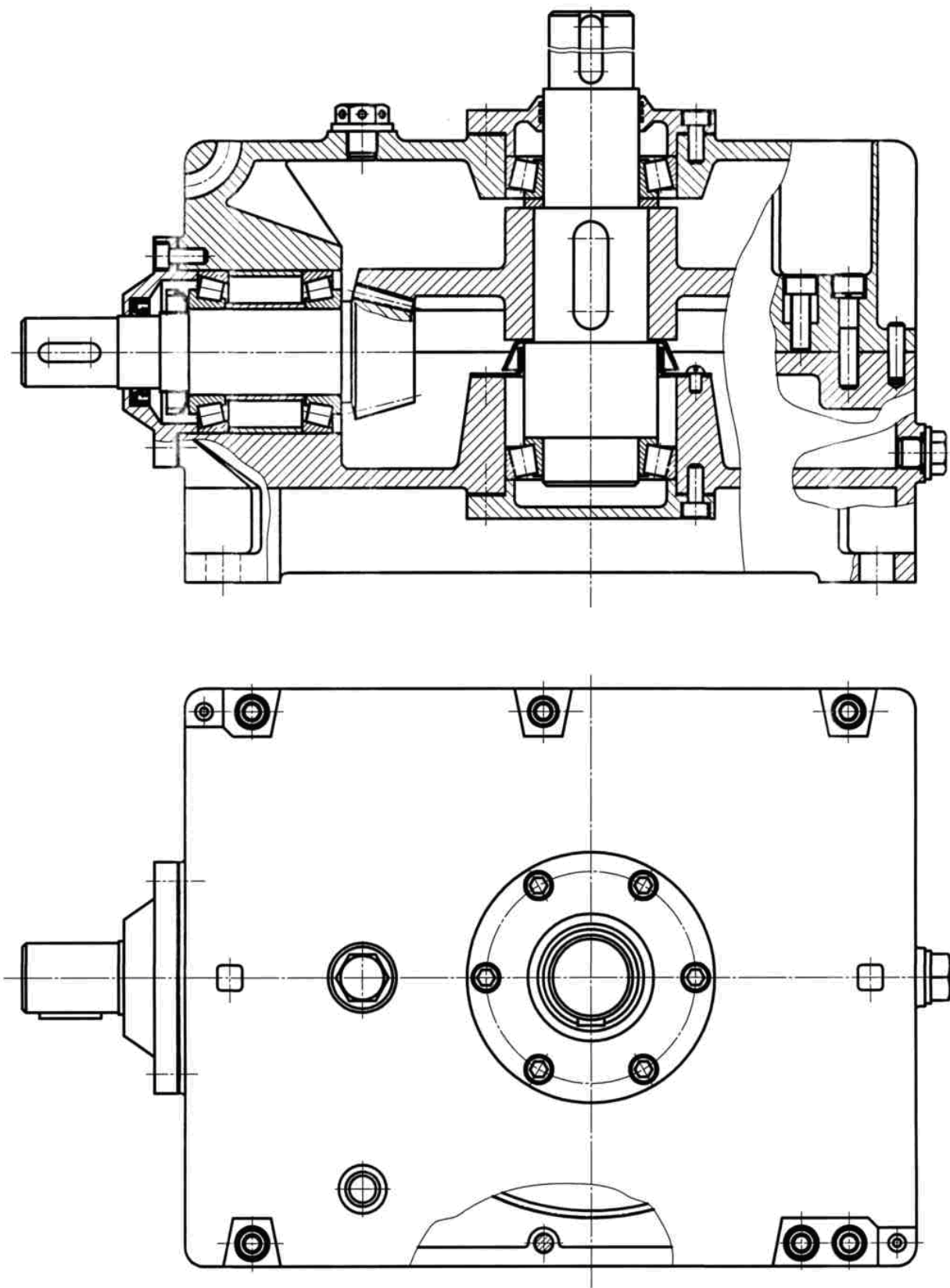


Рис. Г.4. Редуктор конический с вертикальным тихоходным валом

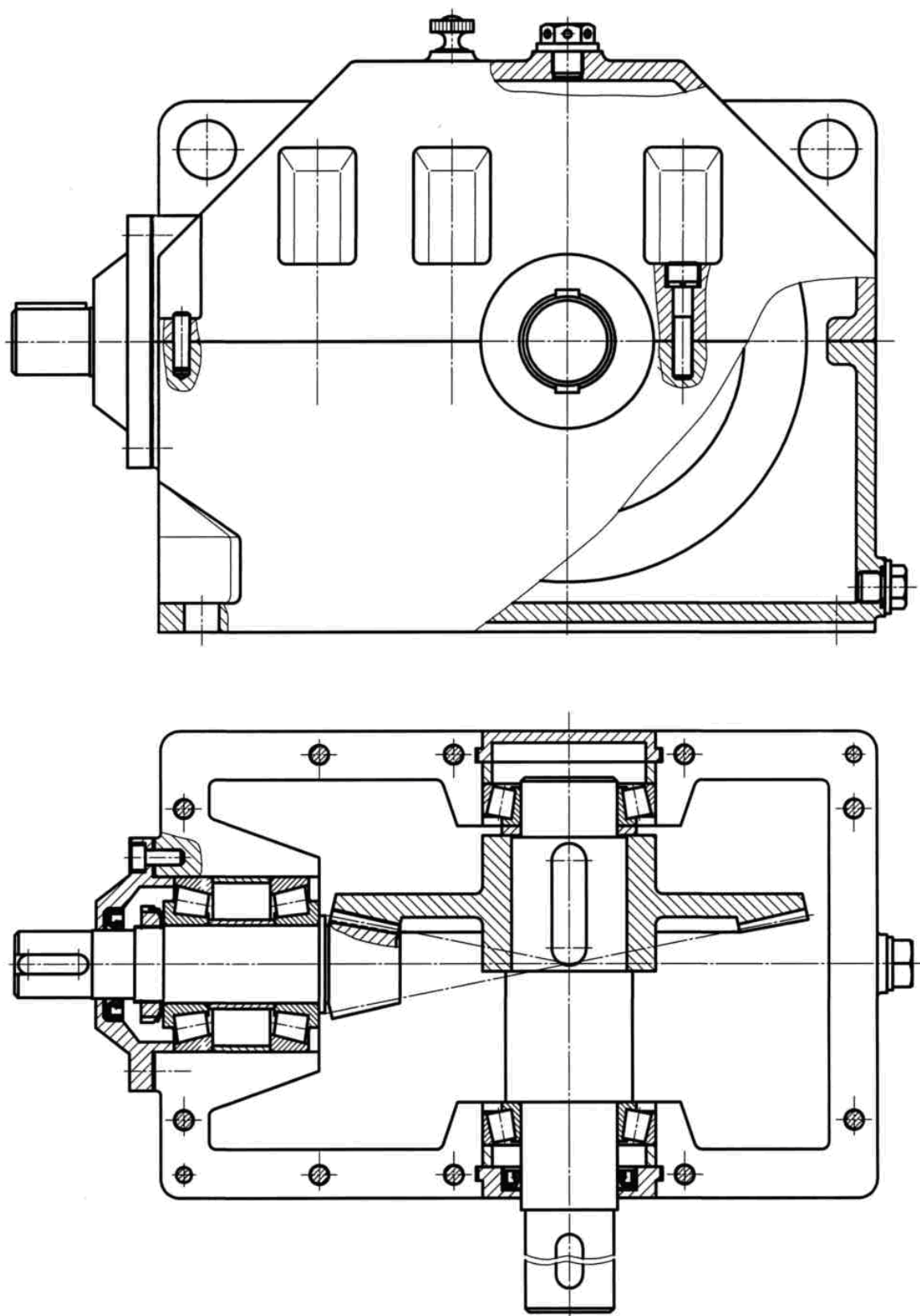


Рис. Г.5. Редуктор конический с горизонтальными валами

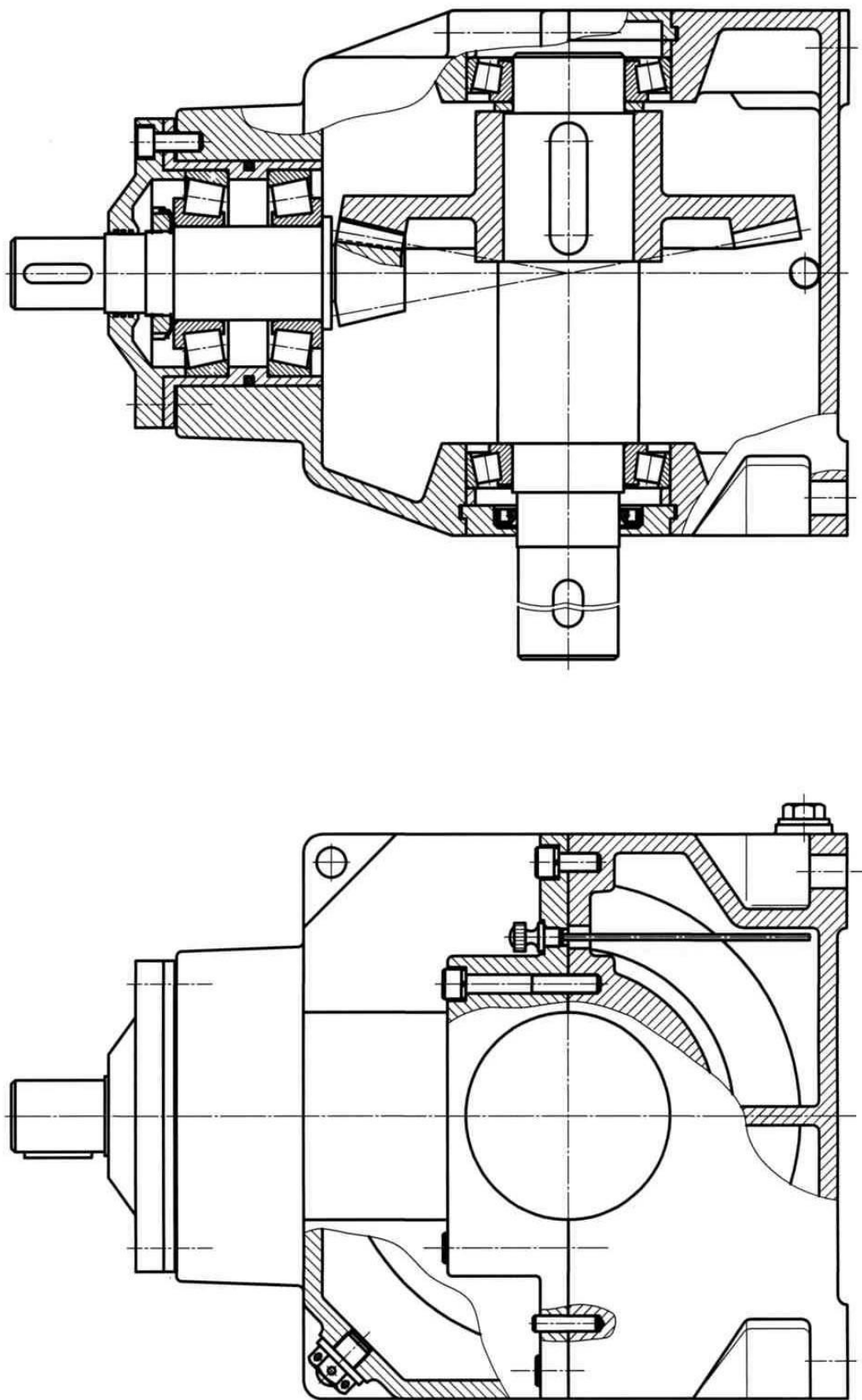


Рис. Г.6. Редуктор конический с вертикальным быстроходным валом

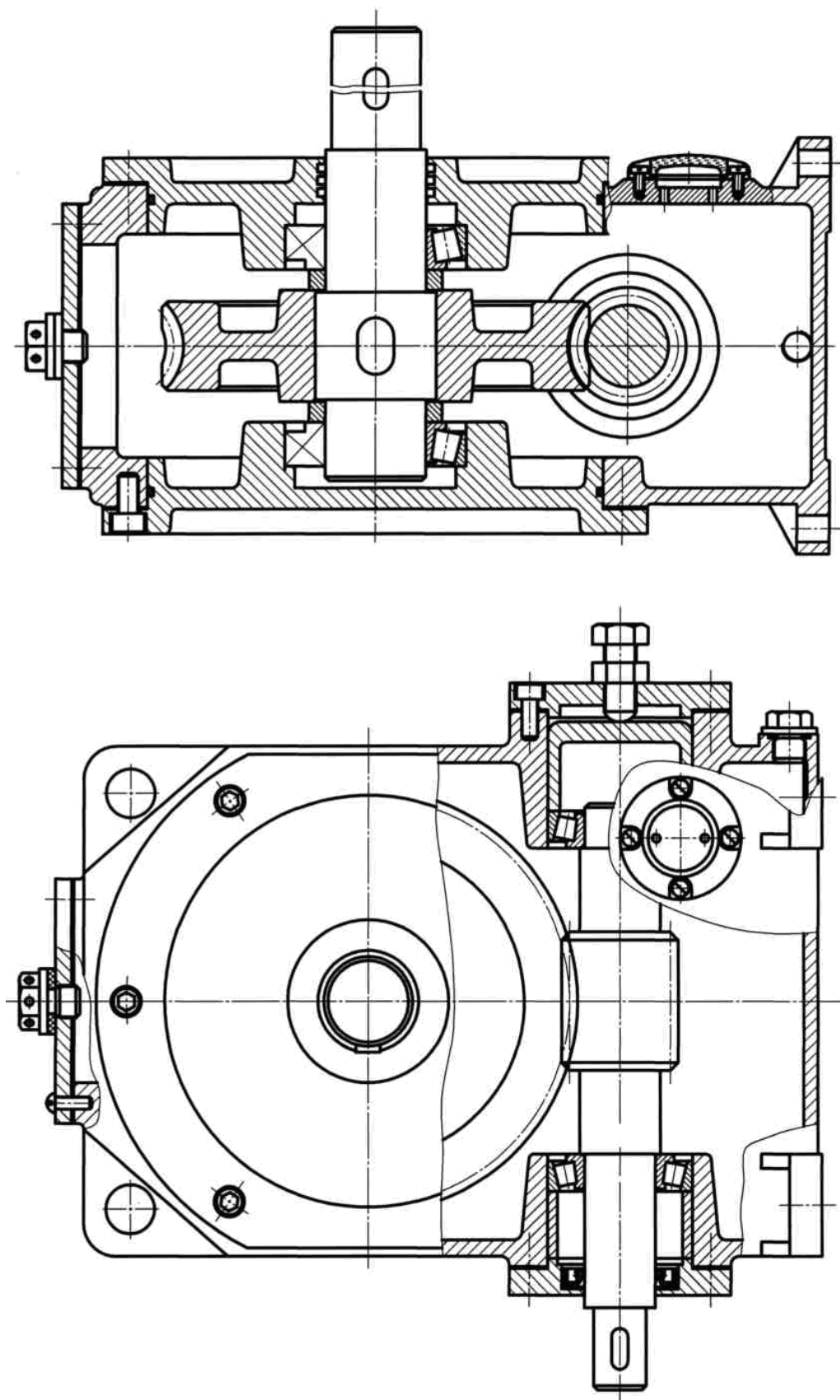


Рис. Г.7. Редуктор червячный с нижним расположением червяка

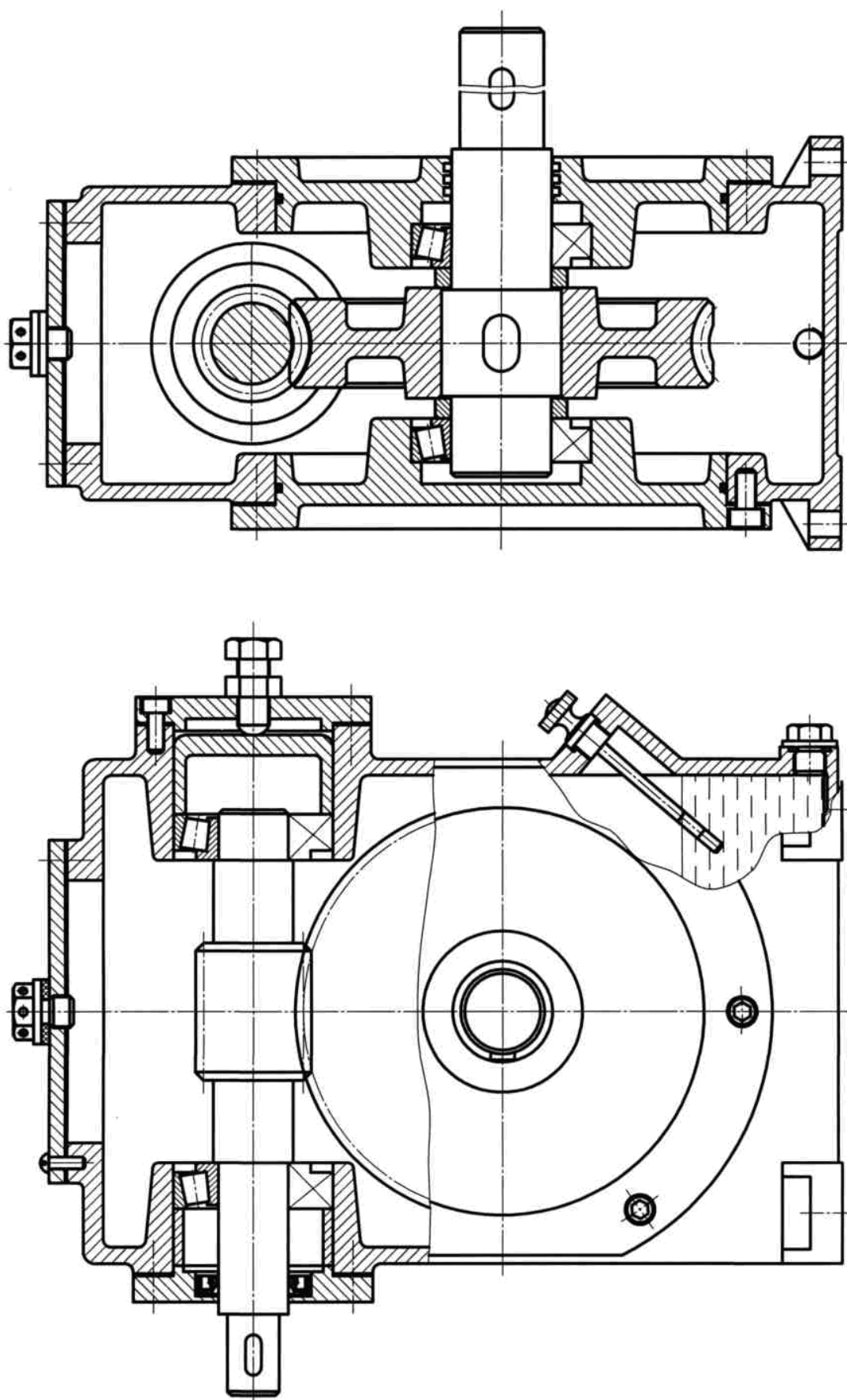


Рис. Г.8. Редуктор червячный верхним расположением червяка

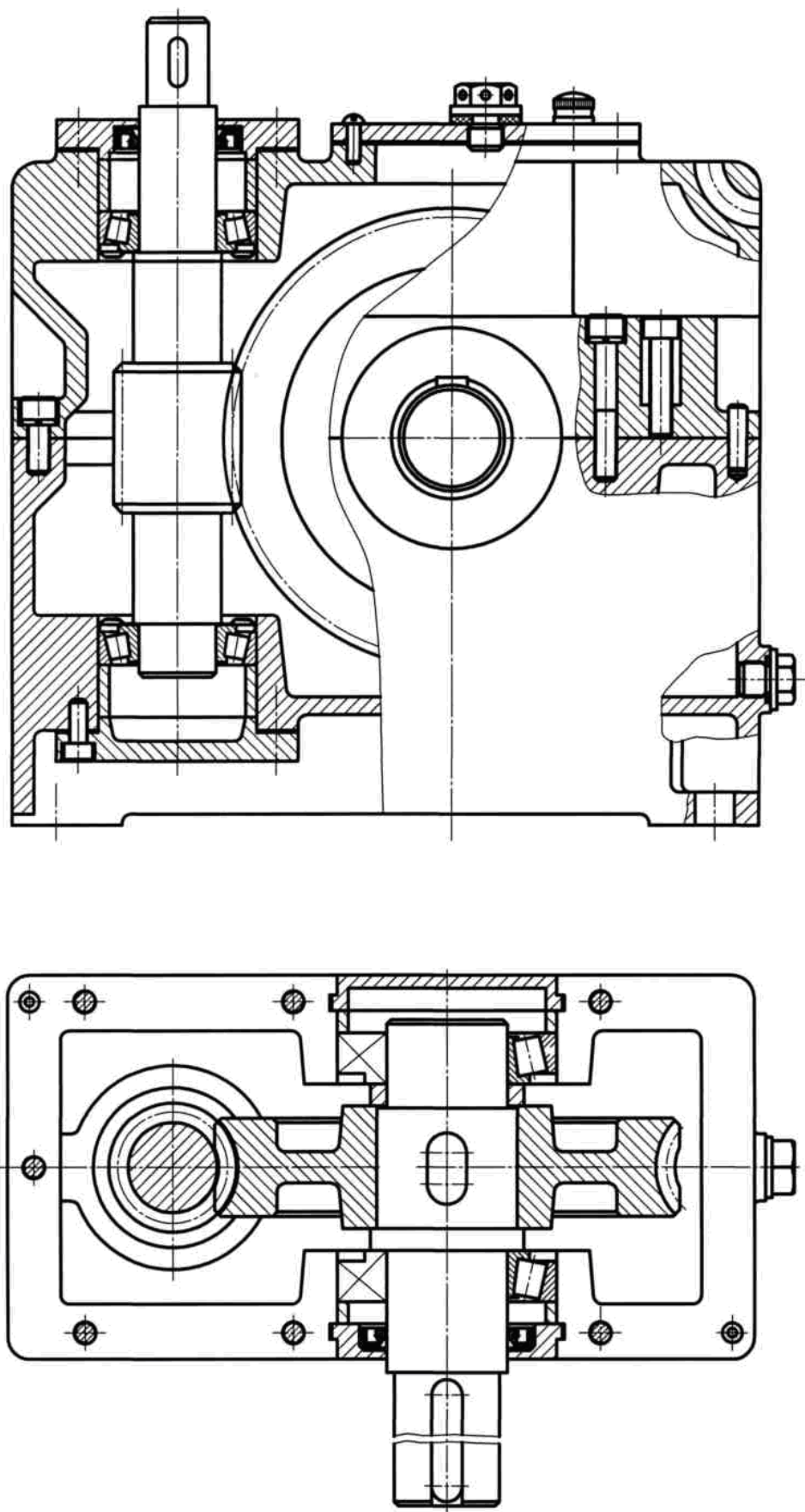


Рис. Г.9. Редуктор червячный с вертикальным червяком

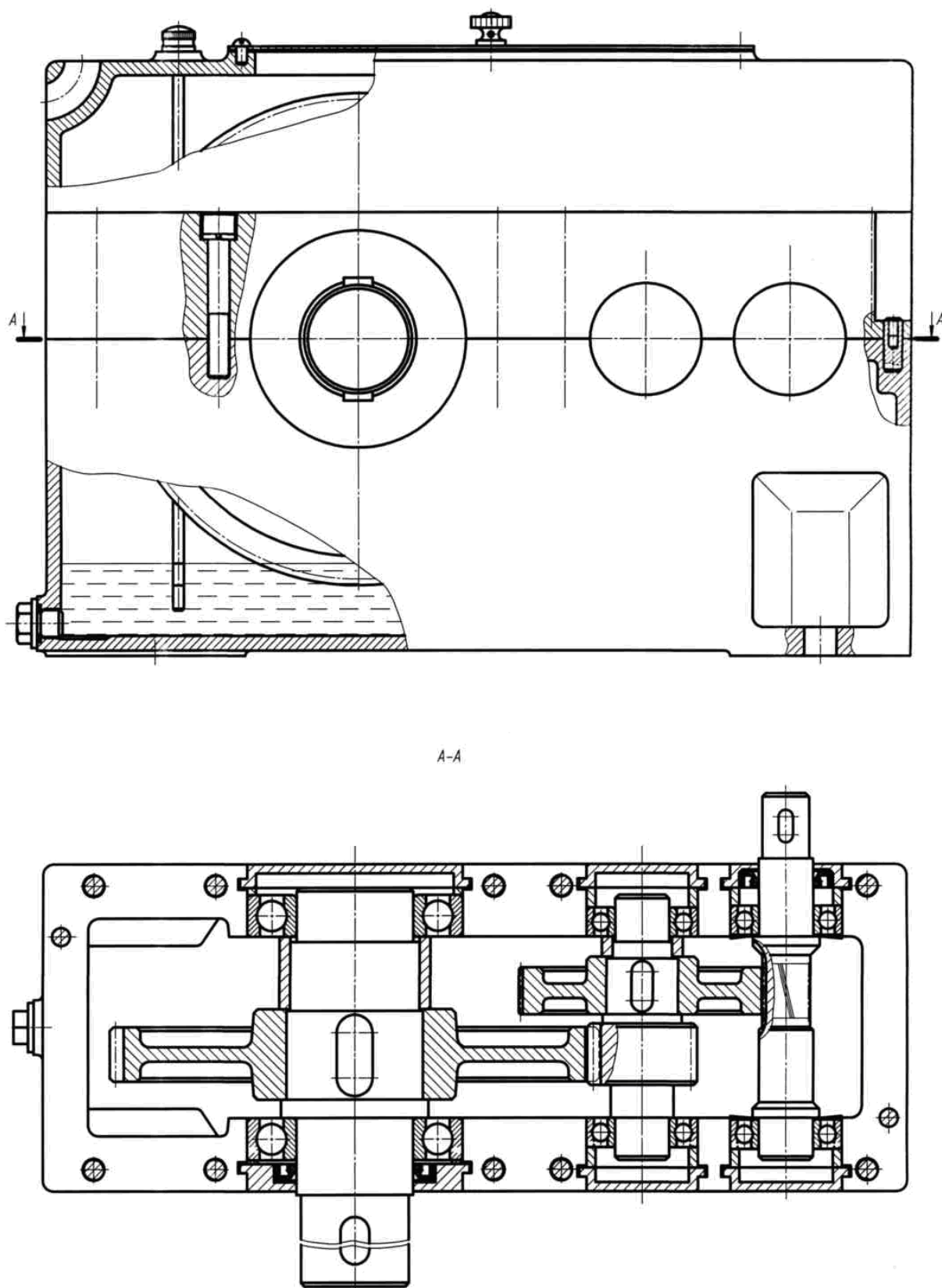


Рис. Г.10. Редуктор двухступенчатый цилиндрический горизонтальный

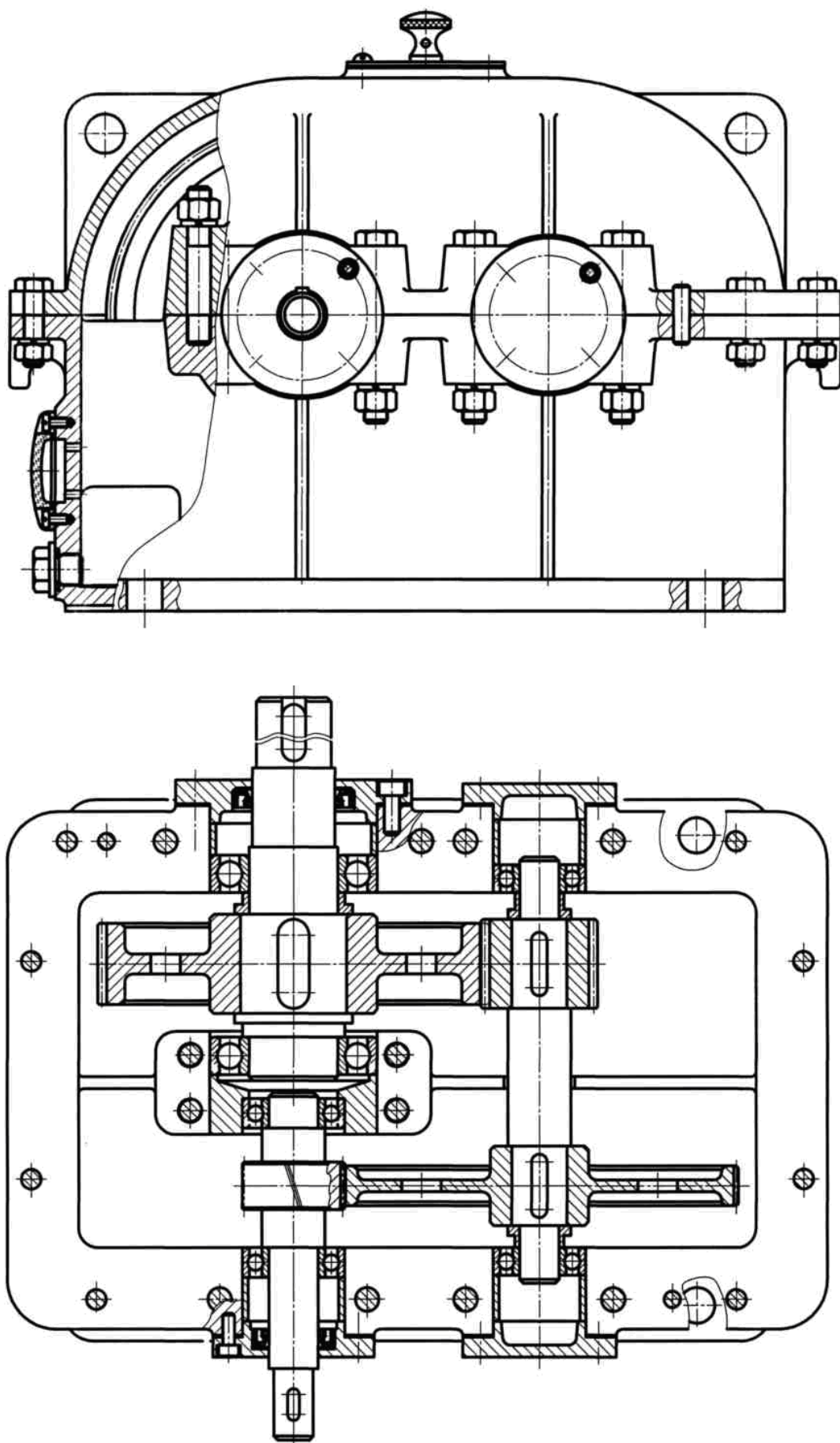


Рис. Г.11. Редуктор двухступенчатый цилиндрический соосный горизонтальный

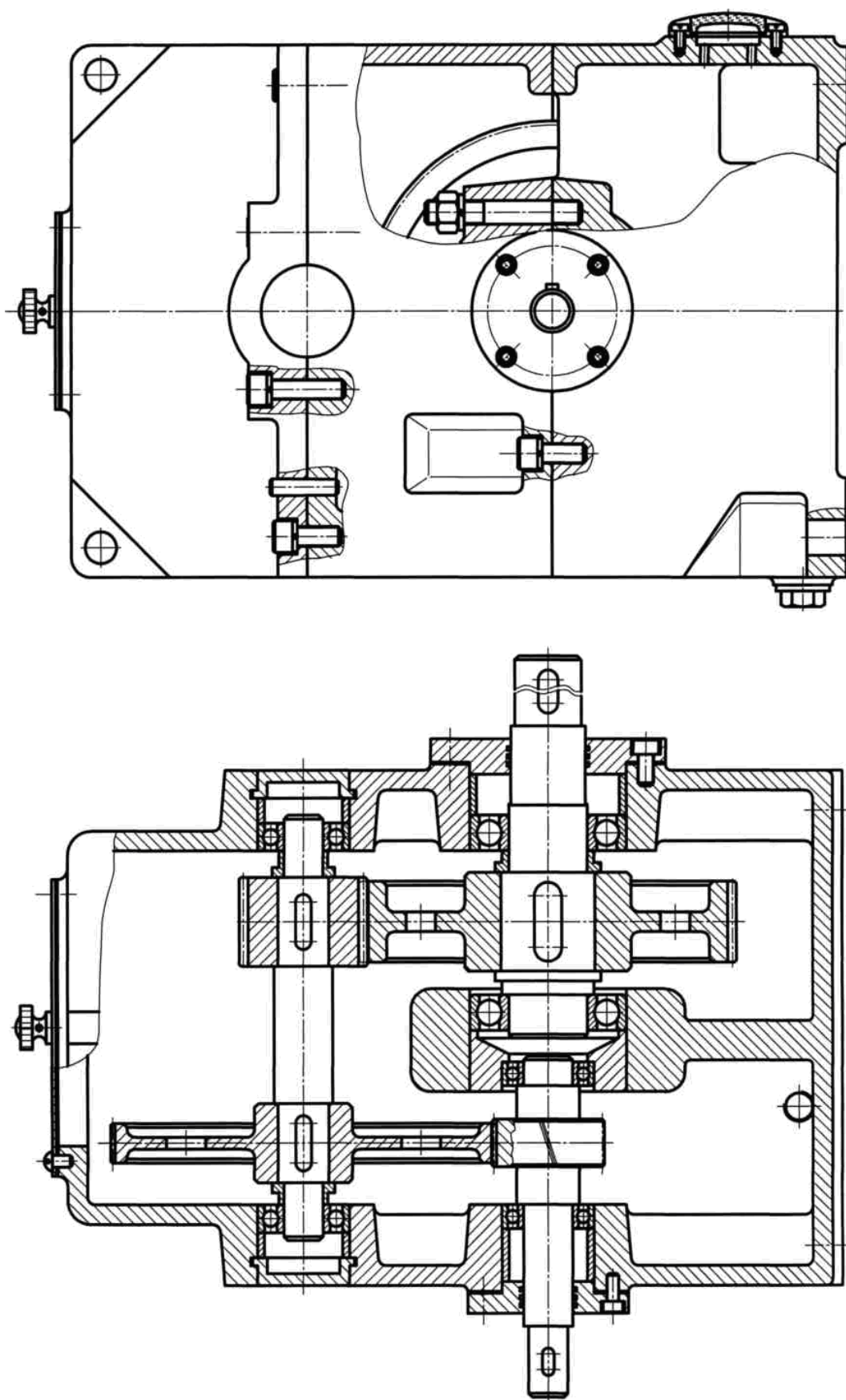
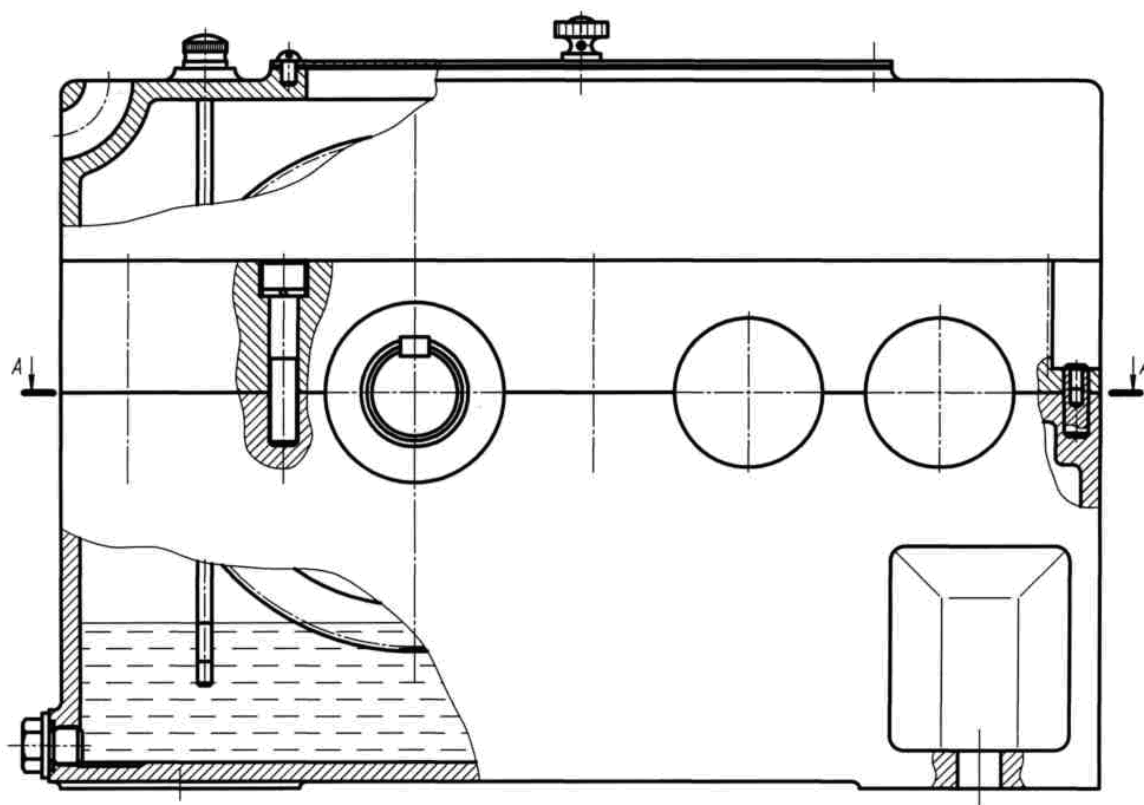


Рис. Г.12. Редуктор двухступенчатый цилиндрический соосный вертикальный



A-A

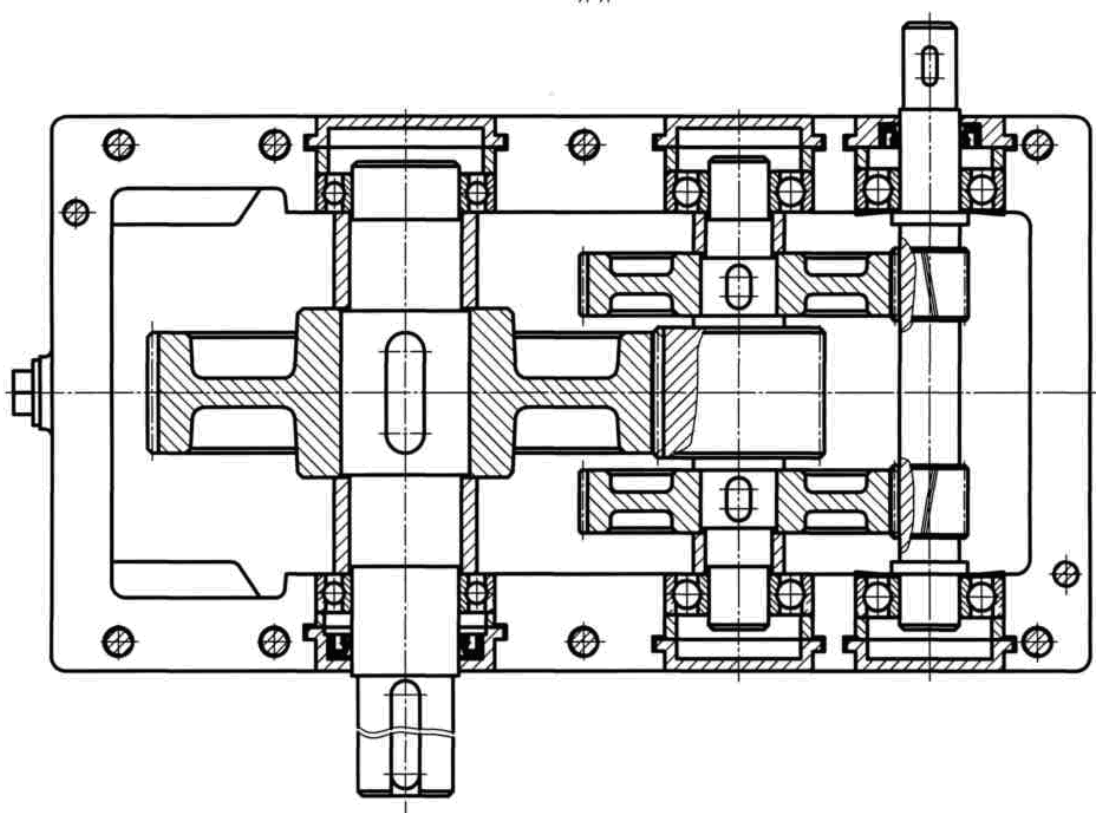
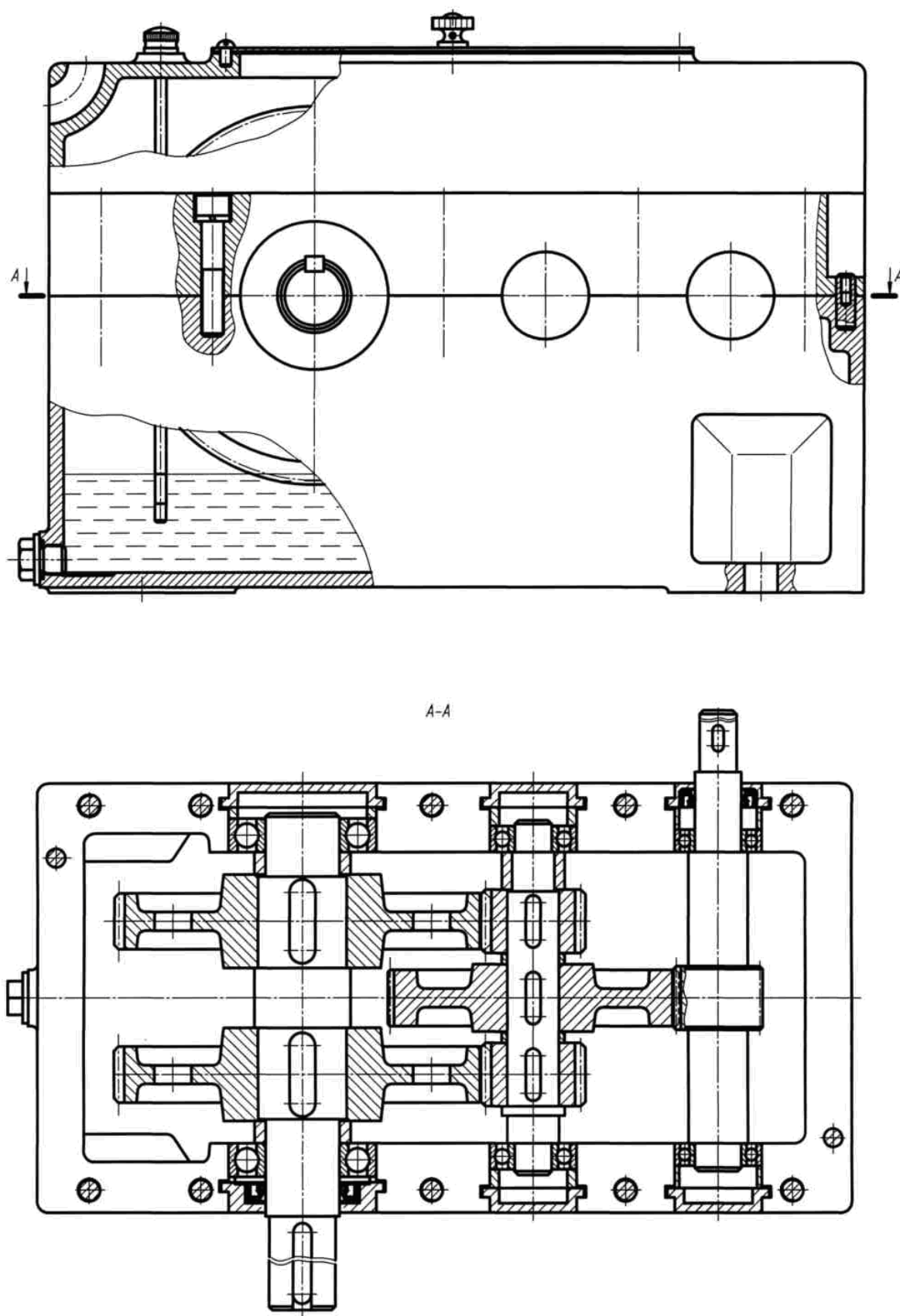


Рис. Г.13. Редуктор двухступенчатый цилиндрический с раздвоенной
быстроходной ступенью



б

Рис. Г.14. Редуктор двухступенчатый цилиндрический с раздвоенной тихоходной ступенью

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Задание и исходные данные	4
2. Требования к оформлению расчетно-графического задания	5
2.1. Расчетно-пояснительная записка.....	5
2.2. Сборочный чертеж редуктора.....	7
2.3. Составление спецификаций	15
2.4. Рабочие чертежи деталей	29
3. Расчет и конструирование привода механических устройств.....	40
3.1. Срок службы приводного устройства	40
3.2. Кинематический расчёт привода.....	40
3.2.1. Определение требуемой мощности и частоты вращения электродвигателя.....	40
3.2.2. Определение передаточного числа привода и его ступеней ...	44
3.2.3. Определение силовых и кинематических параметров привода.....	45
3.3. Расчёт механических передач.....	46
3.3.1. Расчёт цилиндрической зубчатой передачи.....	47
3.3.2. Расчёт конической зубчатой передачи	53
3.3.3. Расчёт червячной передачи.....	59
3.3.4. Тепловой расчёт червячного редуктора	64
3.3.5. Расчёт клиноременной передачи.....	65
3.4. Силы в зацеплении.....	71
3.5. Консольные силы	73
3.6. Проектный расчёт валов.....	74
3.7. Расстояния между деталями передач.....	79
3.8. Предварительный выбор подшипников.....	81
3.9. Эскизная компоновка редуктора	82
3.10. Расчётные схемы валов.....	88
3.11. Проверочный расчёт подшипников	93
3.12. Расчёт шпоночного соединения	99
Список рекомендуемой литературы.....	101
Приложения.....	102

Учебное издание

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДА
МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ**

Учебно-методическое пособие

В двух частях

Часть 1

**ОСНОВЫ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.
ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА.
СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ**

Составитель: **Лаптев** Сергей Александрович

Кафедра энергетического машиностроения КГЭУ

Редактор *И. В. Краснова*
Технический редактор *И. В. Краснова*
Компьютерная верстка *И. В. Красновой*

Подписано в печать 05.07.2023.
Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 10,98. Уч.-изд. л. 3,0.
Заказ № 479/эл.

Редакционно-издательский отдел КГЭУ.
420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51