

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

## ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО И ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

**Цель работы:** изучение устройства двухступенчатого цилиндрического и одноступенчатого конического редукторов; анализ конструктивного исполнения отдельных узлов; ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к сборке и регулировкам радиального зазора в зацеплении и в подшипниках качения; определение основных параметров зацепления и размеров зубчатых колес, параметров подшипников качения.

**Инструменты:** штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; ключ 17×19, набор пластинчатых щупов.

**Подготовка к выполнению лабораторной работы:** ознакомиться с теоретическим материалом по цилиндрическим зубчатым передачам [1, с. 151–160]; [2, с. 123–129]; [3, с. 53–68] и коническим зубчатым передачам [1, с. 129–137]; [2, с. 160–162]; [3, с. 74–78].

### Общие сведения

**Редуктором** называется механическая передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для повышения крутящего (вращательного) момента на ведомом валу за счет снижения его угловой скорости. Эта зависимость описывается формулой

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \quad (1.1)$$

где  $T$  – крутящий момент, Н · м;  $P$  – мощность на валу, кВт;  $\omega$  – угловая скорость вала, с<sup>-1</sup>.

Зубчатые редукторы имеют широкое применение во всех отраслях хозяйственной деятельности человека. Связано это с тем, что в целях экономической целесообразности электротехническая промышленность выпускает асинхронные электродвигатели с определенной

синхронной частотой вращения (750, 1000, 1500, 3000 мин<sup>-1</sup>), в то время как для совершения работы необходимо получить различные значения тяговой (окружной) силы и окружной скорости на рабочем органе в зависимости от требуемой производительности.

Окружная сила связана с крутящим моментом выражением

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (1.2)$$

где  $T$  – крутящий момент на валу, Н · м;  $d$  – диаметр, на котором приложена окружная сила, м.

Основной кинематической характеристикой редуктора является передаточное число, так как с его увеличением повышается крутящий момент на выходном валу по зависимости  $T_2 = T_1 U \eta_{1-2}$ , где  $T_1$  и  $T_2$  – соответственно крутящий момент на первом и втором валу;  $U$  – передаточное число передачи;  $\eta_{1-2}$  – коэффициент полезного действия при передаче движения от первого (ведущего) ко второму (ведомому) валу.

Таким образом, чем больше передаточное число редуктора, тем больше увеличивается крутящий момент на выходном валу и тем самым увеличивается тяговая сила на рабочем органе машины. Однако увеличение передаточного числа приводит к увеличению размеров зубчатых колес в соответствии с зависимостью  $U = \frac{d_2}{d_1}$ , отсюда,

$d_2 = d_1 U$ , где  $d_1$  и  $d_2$  – соответственно диаметры делительной окружности ведущего и ведомого зубчатых колес.

Наиболее широкое распространение получили цилиндрические, конические и комбинированные редукторы, представленные на рис. 1.1.

Одноступенчатые редукторы (рис. 1.1, а) наиболее простые и дешевые в изготовлении, но имеют передаточные числа не более 8. Вот почему для увеличения передаточного числа без резкого увеличения габаритов применяются многоступенчатые редукторы (чаще двухступенчатые (рис. 1.1, б, в, з, з) и трехступенчатые (рис. 1.1, д, е), так как передаточное число многоступенчатого редуктора равно  $U_{ред} = U_{1-2} U_{2-3} \dots U_{i-(i+1)}$ , где  $U_{1-2}$  – передаточное число передачи от первого ко второму валу;  $U_{2-3}$  – передаточное число от второго к третьему валу и т. д.

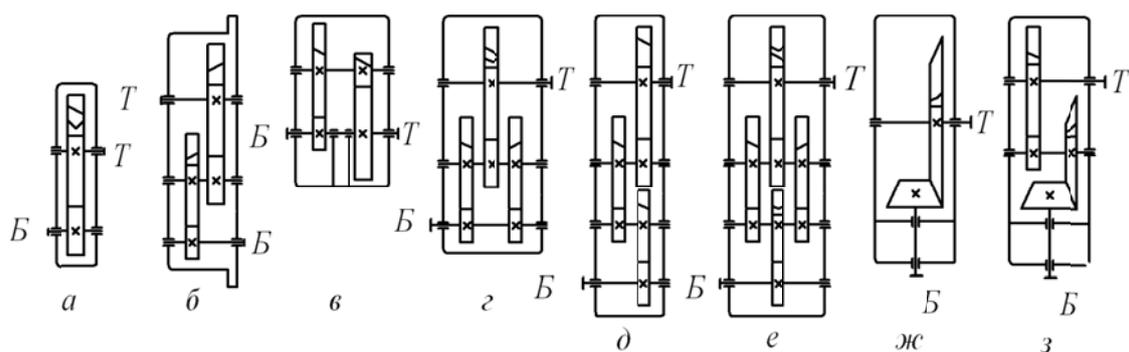


Рис. 1.1. Кинематические схемы цилиндрических и конических редукторов: *a* – цилиндрический одноступенчатый; *б* – цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме; *в* – цилиндрический двухступенчатый соосный; *г* – цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью; *д* – цилиндрический трехступенчатый по развернутой схеме; *е* – цилиндрический трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; *ж* – конический одноступенчатый; *з* – двухступенчатый коническо-цилиндрический

Двухступенчатые редукторы характеризуются передаточным числом до 40, трехступенчатые имеют передаточное число свыше 100. С целью получения более компактного двухступенчатого редуктора используют соосный цилиндрический редуктор (рис. 1.1, *в*), в котором ведущий и ведомые валы располагаются на одной оси (соосно). Трехступенчатые редукторы могут быть выполнены по схеме с раздвоенной промежуточной ступенью (рис. 1.1, *е*), которая является более совершенной, поскольку в таких редукторах обеспечиваются более благоприятные условия для работы быстроходной и тихоходной ступеней.

При необходимости передать крутящий момент под углом от  $10^\circ$  до  $170^\circ$  применяют конические редукторы (рис. 1.1, *ж*). Наиболее широкое распространение получили редукторы с углом  $90^\circ$  (рис. 1.1, *ж*).

Когда необходимо, по условиям компоновки привода, чтобы ведущий и ведомый валы располагались перпендикулярно, а также для получения больших передаточных чисел используют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 1.1, *з*).

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми, косозубыми, круговыми и шевронными колесами. Прямозубые редукторы предназначены для работы с более низкими скоростями, чем редукторы с косозубыми, шевронными и круговыми зубьями. От окружной скорости колес зависит степень точности изготовления элементов передачи. Наиболее распространены в химическом машиностроении ко-

леса 6, 7, 8 и 9-й степени точности, требования и допуски для которых регламентированы стандартами.

Корпуса редукторов обычно выполняются литыми из серого чугуна или сплавов алюминия, а тяжелонагруженных редукторов, работающих при ударных нагрузках, – из высокопрочного чугуна или стального литья.

Зубчатое зацепление и подшипники, установленные на валах, необходимо смазывать. Смазка зацепления в редукторе осуществляется окунанием колес в масляную ванну (картерная смазка), струей (циркуляционная), разбрызгиванием и должна выполнять четыре функции:

- 1) уменьшать коэффициент трения и тем самым снижать силу трения и повышать КПД;
- 2) отводить продукты износа из зоны контакта зубьев;
- 3) отводить тепло от зоны контакта зубьев;
- 4) защищать от коррозии.

Смазку зацепления в редукторах при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную, как наиболее простую. Объем масла в картере редуктора в этом случае должен быть из расчета 0,4–0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности. При этом быстроходные зубчатые колеса (шестерни) не должны погружаться более чем на 3–4 модуля зацепления, тихоходные зубчатые колеса (колеса) – не более  $\frac{1}{3}$  радиуса делительной окружности. При высоких скоростях применяют струйную (циркуляционную) смазку или смазку разбрызгиванием.

Смазывание подшипников качения редукторов общего назначения осуществляют жидкими маслами или пластичными мазями. Наиболее благоприятные условия для работы подшипников обеспечивают жидкие масла. Преимущества их заключаются в высокой стабильности смазывания, меньшем сопротивлении вращению, способности отводить теплоту и очищать подшипник от продуктов износа. Жидкое масло легче заменить без разборки узла. Недостаток жидких масел связан с необходимостью применения сложных уплотнений.

На практике подшипники стремятся смазывать тем же маслом, которым осуществляется смазывание зубчатого зацепления. При этом смазывание подшипников обычно осуществляется за счет разбрызгивания масла зубчатыми колесами, в результате чего масло попадает в подшипниковые узлы. Однако такое смазывание эффективно при окружной скорости колес  $V_{\text{окр}} > 2\text{--}3$  м/с. При меньших скоростях сма-

зывание подшипников производят индивидуально пластичными мазями.

Пластичные мази лучше, чем жидкие масла защищают подшипник от коррозии, особенно при длительных перерывах в работе. Для их удержания в подшипнике и корпусе не требуются сложные уплотнения. При выборе пластичной мази учитывают рабочую температуру подшипникового узла и наличие в окружающей среде влаги. В узлах с интенсивным тепловыделением пластичные мази не применяют из-за недостаточного отвода теплоты трущихся поверхностей.

Для защиты от загрязнения извне и предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжаются уплотняющими устройствами.

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, обязательно должен контролироваться различными маслоуказателями или контрольными отверстиями.

Для слива масла из корпуса редуктора предусматривается маслосливное отверстие, размещаемое в нижней части корпуса и закрываемое специальной резьбовой пробкой.

Во время работы внутри корпуса редуктора повышается давление из-за нагрева масла и воздуха. Это приводит к выдавливанию масла из корпуса через уплотнения. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора соединяют с внешней средой путем установки отдушин (обычно в смотровой крышке).

Валы в редукторах устанавливаются в подшипниках качения. В зависимости от тел качения подшипники могут быть шариковые и роликовые. Исходя из соотношения осевой и радиальной сил подшипники делятся на типы: радиальные, радиально-упорные и упорные. При использовании роликовых радиально-упорных подшипников, у которых в стадии поставки наружное кольцо не фиксируется относительно внутреннего кольца, необходимо в процессе сборки редуктора регулировать радиальный зазор в подшипниках. Радиальный зазор в подшипниках – это общий зазор между телами качения и дорожками качения. Для повышения долговечности подшипника необходимо добиваться минимального радиального зазора, но достаточного, чтобы не произошло заклинивания подшипника. У шариковых и роликовых радиальных подшипников и шариковых радиально-упорных подшипников величина радиального зазора устанавливается при сборке самого подшипника и во время сборки редуктора его не регулируют.

## Описание конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 1.2) состоит из основания корпуса 7, крышки корпуса 39, ведущего (быстроходного) вала-шестерни 1, промежуточного вала-шестерни 2, выходного (тихоходного) вала 31, зубчатых колес 8 и 24, роликовых конических радиально-упорных 5, 13, 17, 28 и шариковых радиальных подшипников 21, 27, упорных шайб подшипников 4, 9, 16, которые применяются для регулирования радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1, и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31 с помощью регулировочных резьбовых пробок 11, 14, 26, которые прижимают упорные шайбы к наружному кольцу подшипников, сквозных крышек подшипников 3 и 19, глухих крышек подшипников 10, 15, 25 и 30, распорной втулки 12 для предотвращения осевого перемещения колеса 8, установочных штифтов 6 и 22 для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно основания корпуса 7, винтов 36 (10 шт.) с шайбами для крепления крышки корпуса к его основанию, отдушины 33, таблички технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23, резьбовой пробки проверки уровня масла 34 и резьбовой пробки 32 для слива масла, фиксирующей планки с усиком 37 для стопорения резьбовых регулировочных пробок 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку 4 к крышке подшипника.

Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в сквозных крышках 3 и 19 установлены уплотнительные войлочные кольца 40 и 41.

На всех валах редуктора для передачи крутящего момента установлены четыре призматические шпонки 42. Крепление деталей, насаживаемых на входной 1 и выходной 31 концы валов, осуществляется с помощью гаек 43.

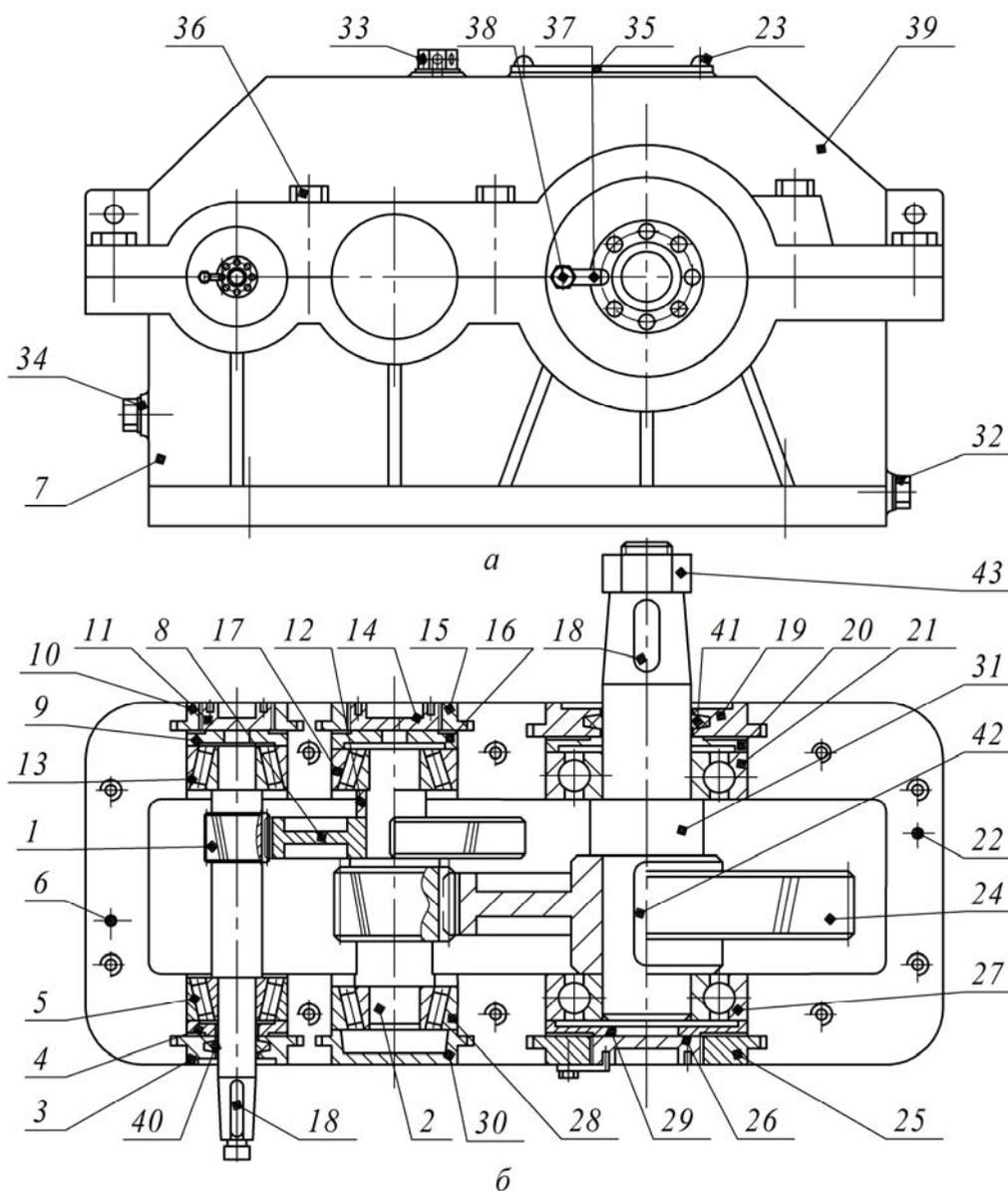


Рис. 1.2. Конструкция цилиндрического двух ступенчатого редуктора:  
 1 – вал-шестерня ведущий; 2 – вал-шестерня промежуточный; 3, 19 – крышки подшипников сквозные; 4, 9, 16, 20, 29 – шайбы упорные; 5, 13, 17, 28 – подшипники роликовые конические радиально-упорные; 6, 22 – штифты установочные; 7 – основание корпуса; 8, 24 – колеса зубчатые; 10, 15, 25, 30 – крышки подшипников глухие; 11, 14, 26 – пробки регулировочные резьбовые; 12 – втулка распорная; 18, 42 – шпонка призматическая; 21, 27 – подшипники шариковые радиальные; 23 – винт; 31 – вал выходной; 32 – пробка резьбовая; 33 – отдушина; 34 – пробка резьбовая проверки уровня масла; 35 – табличка технических характеристик редуктора; 36 – винт (10 шт.); 37 – планка фиксирующая с усиком; 38 – винт; 39 – крышка корпуса; 40, 41 – кольца войлочные уплотнительные; 43 – гайка.

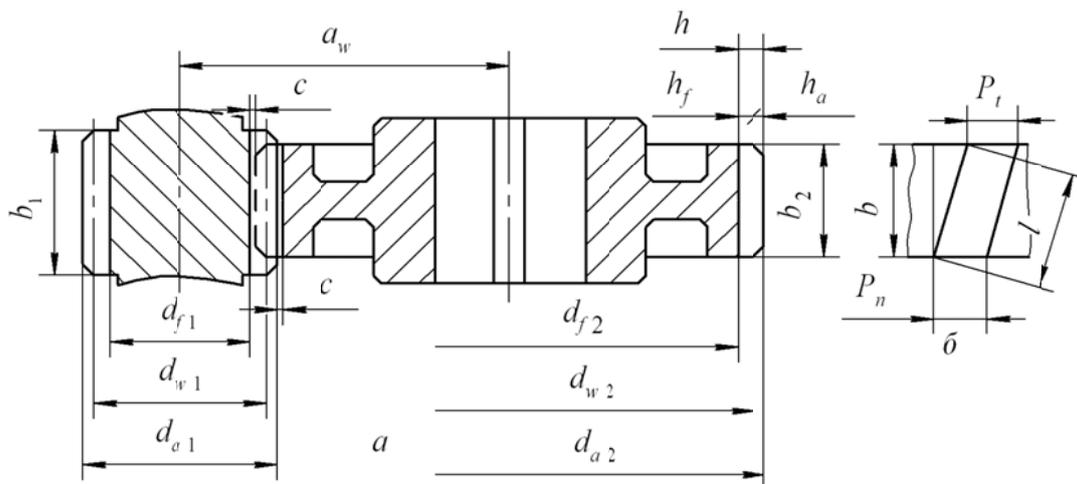


Рис. 1.3. Эскиз зубчатого зацепления:  
 $a$  – общий вид зацепления;  $b$  – параметры зуба

### Порядок выполнения работы

#### **Разборка редуктора и составление его кинематической схемы**

1. Отвернуть винты 36 (рис. 1.2) и снять крышку 39 редуктора.
2. Сделать визуальный осмотр зубчатого зацепления. Установить тип зубчатых передач, направление подъема линии зуба (на рис. 1.3,  $b$  показано левое). Определить число ступеней редуктора.
3. Вынуть глухие крышки подшипников 10, 15, 25, 30.
4. Замерить межосевые расстояния  $a_{w1}$  и  $a_{w2}$  между осями центральных отверстий.
5. Вынуть валы 1 и 2 в сборе с зубчатыми колесами и изучить их конструкции.
6. Снять с валов 1, 31 сквозные крышки 3, 19 с уплотнениями и определить тип уплотнений. Составить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил. 1) с нумерацией зубчатых колес, начиная от входного вала.
7. Подсчитать число зубьев колес  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$ .
8. Замерить ширину венцов зубчатых колес  $b_2, b_4$ , и длину зуба  $l_2, l_4$ , а также диаметры окружностей вершин зубьев колес  $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$ . Результаты замеров занести в табл. 1.1.

Таблица 1.1

#### Замеренные параметры

Параметры и обозначения	1-я ступень	2-я ступень
Вид зубчатой передачи		
Направление подъема линии зуба		
Межосевое расстояние передачи		
Количество зубьев, шт.:		
– шестерни	$Z_1 =$	$Z_3 =$
– колеса	$Z_2 =$	$Z_4 =$
Ширина венца зубчатого колеса, мм	$b_2 =$	$b_4 =$
Длина зуба колеса, мм:	$l_2 =$	$l_4 =$
Диаметр вершин зубьев, мм		
– шестерни	$d_{a1} =$	$d_{a3} =$
– колеса	$d_{a2} =$	$d_{a4} =$

### **Определение основных параметров зацепления**

На основании выполненных замеров вычислить основные параметры зубчатого зацепления. Результаты записать в табл. 1.2.

1. Передаточные числа первой  $U_1$  и второй  $U_2$  ступеней рассчитать по формулам

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{и} \quad U_2 = \frac{Z_4}{Z_3} \quad (1.3)$$

Общее передаточное число редуктора будет равно  $U_{\text{общ}} = U_1 U_2$ .

2. Углы наклона линии зубьев первой  $\beta_1$  и второй  $\beta_2$  ступени вычислить по следующим формулам (рис. 1.3):

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{b_2}{l_2}\right), \quad \beta_2 = \arccos\left(\frac{b_4}{l_4}\right). \quad (1.4)$$

3. Окружные модули зубчатых колес первой  $m_{t1}$  и второй  $m_{t2}$  ступеней найти по формулам

$$m_{t1} = \frac{2a_{w1}}{(Z_1 + Z_2)}, \quad m_{t2} = \frac{2a_{w2}}{(Z_3 + Z_4)}. \quad (1.5)$$

4. Нормальный модуль первой  $m_{n1}$  и второй  $m_{n2}$  ступеней рассчитать по следующим формулам:

$$m_{n1} = m_{t1} \cos \beta_1, \quad m_{n2} = m_{t2} \cos \beta_2. \quad (1.6)$$

Полученные значения модуля необходимо округлить до ближайшего стандартного  $m_{n1}^{\text{ст}}$  и  $m_{n2}^{\text{ст}}$  (табл. 1.3). Дальнейшие расчеты ведутся по стандартному значению модуля.

5. Определить диаметры делительных окружностей колес по соотношениям

$$d_{1,2} = \frac{m_{n1}Z_{1,2}}{\cos\beta_1}, \quad d_{3,4} = \frac{m_{n2}Z_{3,4}}{\cos\beta_2}. \quad (1.7)$$

6. Вычислить диаметры вершин  $d_a$  и впадин  $d_f$  зубьев колес по следующим формулам:

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{aI}, \quad d_{a3(4)} = d_{3(4)} + 2h_{aII}, \quad (1.8)$$

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{fI}, \quad d_{f3(4)} = d_{3(4)} - 2h_{fII}, \quad (1.9)$$

где  $h_{aI(II)}$  и  $h_{fI(II)}$  – соответственно высоты головки и ножки зуба на первой и второй ступенях, которые определяются по формулам

$$h_a = m_n, \quad h_f = 1,25m_n. \quad (1.10)$$

7. Уточнить полученные расчетным путем значения  $d_a$  с замеренными см. табл. 1.1.

Высота зуба будет равна суммарной высоте ножки и головки зуба

$$h = h_f + h_a = 2,25m_n. \quad (1.11)$$

8. Межосевые расстояния для первой  $a_{wI}$  и второй  $a_{wII}$  ступеней уточним по формулам

$$a_{wI} = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}, \quad a_{wII} = \frac{d_{w3} + d_{w4}}{2} \dots \quad (1.12)$$

Таблица 1.2

**Рассчитанные параметры зацепления**

Параметры и обозначения.	1-я ступень	2-я ступень
Передаточное число ступени	$U_1$	$U_2$
Угол наклона линии зуба, град.	$\beta_1 =$	$\beta_2 =$
Расчетные модули, мм:		
– окружной $m_t$ ,	$m_{tI} =$	$m_{tII} =$
– нормальный $m_n$	$m_{nI} =$	$m_{nII} =$
Стандартный нормальный модуль $m_n$ , мм	$m_{nI} =$	$m_{nII} =$
Диаметр делительной окружности, мм:		
– шестерни	$d_1 =$	$d_3 =$
– колеса	$d_2 =$	$d_4 =$
Диаметр вершин зубьев, мм:		

– шестерни	$d_{a1} =$	$d_{a3} =$
– колеса	$d_{a2} =$	$d_{a4} =$
Диаметр впадин колеса, мм:		
– шестерни	$d_{f1} =$	$d_{f3} =$
– колеса	$d_{f2} =$	$d_{f4} =$
Коэффициент ширины зуба по межосевому расстоянию		
Коэффициент ширины зуба по диаметру делительной окружности		
Коэффициент ширины зуба по модулю		

9. Рассчитанные значения (табл. 1.2) необходимо сравнить с ранее замеренными (табл. 1.1) и объяснить расхождение, если оно имеется.

10. Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по межосевому расстоянию для первой  $\psi_{baI}$  и второй  $\psi_{baII}$  ступеней по формуле

$$\psi_{baI(II)} = \frac{b_{2(4)}}{a_{w1(2)}}. \quad (1.13)$$

11. Определить коэффициенты ширины венцов колес по делительному диаметру для первой  $\psi_{bdI}$  и второй  $\psi_{bdII}$  ступеней по формуле

$$\psi_{bdI(II)} = \frac{b_{2(4)}}{d_{1(2)}}. \quad (1.14)$$

12. Уточнить коэффициенты ширины венцов колес по модулю для первой  $\psi_{bmI}$  и второй  $\psi_{bmII}$  ступеней по формуле

$$\psi_{bmI(II)} = \frac{b_{2(4)}}{m_{1(2)}^{ст}}. \quad (1.15)$$

Таблица 1.3

### Стандартные значения модулей

Ряд	Модуль $m$ , мм												
1-й	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
2-й	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18

*Примечание.* Значения модулей 1-го ряда следует предпочитать значениям модулей 2-го ряда.

### Определение основных параметров подшипников

Замерить основные параметры всех подшипников: внутренний  $d$  и наружный  $D$  диаметры и ширину подшипника  $B$  или  $T$ . По измерен-

ным параметрам в каталоге (см. прил. 2) определить тип подшипника и его грузоподъемность. Результаты занести в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Параметры подшипников

Тип подшипника	Размеры подшипника, мм			Номер подшипника по каталогу	Грузоподъемность, кН	
	диаметр		ширина $T(B)$		динамическая $C$	статическая $C_0$
	внутренний $d$	наружный $D$				

***Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках и осевого положения валов***

Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке. После установки валов в сборе с подшипниковыми узлами в основание корпуса необходимо проверить, чтобы венцы сопряженных зубчатых колес (колесо и шестерня) располагались приблизительно симметрично друг от друга (см. рис. 1.2, б на с. 11). Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 16, 20, 29 и резьбовых пробок 11, 14, 26, которые фиксируются планками с усиками 37. Для перемещения вала в осевом направлении следует освободить винт 38, фиксирующий планку с усиком 37, и, заворачивая и отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 14, 26, установить вал в необходимое положение.

Накрыть основание корпуса 7 крышкой 39 и равномерно по всему периметру закрутить все винты динамометрическим ключом с определенным крутящим моментом.

Последней стадией сборки редуктора является регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках 5, 13, 17, 28, который должен составлять 0,08–0,15 мм. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 14. Валы 1 и 2 должны свободно вращаться от руки. С небольшим усилием завер-

нуть резьбовые пробки *11* и *14* до тех пор, пока валы *1* и *2* перестанут проворачиваться от руки (отсутствует радиальный зазор в подшипниках). После этого резьбовые пробки отвернуть на  $1/6$  оборота, что будет соответствовать примерно радиальному зазору (0,08–0,15 мм). Застопорить это положение усиком фиксирующей планки *37* и зажать винт *38*.

В правильно собранном редукторе валы должны свободно проворачиваться при вращении входного вала от руки и не иметь радиальных и осевых люфтов.

### **Описание конструкции одноступенчатого конического редуктора с прямыми зубчатыми колесами.**

Редуктор (рис. 1.4) состоит из корпуса *17*, корпусных крышек подшипников *12* и *25*, крышки подшипника *7*, ведущего вала-шестерни *10*, установленного в стакане *2*, ведомого вала *16*, на котором с помощью шпонки *11* зафиксировано зубчатое колесо *19*, подшипников качения *9* и *13*, маслоотражающих колец *14*, регулировочных тонких металлических прокладок *15* и *21*, смотровой крышки *4*, сливных резьбовых пробок *18* и *23*, маслоуказателя *20*, регулировочной гайки *22* с лапчатой шайбой *8*, крепежных винтов *1*, *3*, *5*, *26*. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в корпусной крышке *25* и крышке подшипника *7* устанавливаются уплотнения *6* и *24*.

Универсальность редуктора заключается в том, что корпус *17* вместе с ведущим валом *10* и стаканом *2* относительно корпусных крышек подшипников *12* и *25* может принимать два положения: вертикальное и горизонтальное.

При сборке конического редуктора такой конструкции предусмотрены три регулировки: радиального зазора в подшипниках ведущего вала, установки корпусных крышек подшипников *12* и *25* и радиального зазора в зубчатом зацеплении.

Регулировка радиального зазора в подшипниках ведущего вала *10* вызвана использованием радиально-упорных конических роликовых подшипников *9* и осуществляется перемещением гайки *22* с последующей фиксацией ее лапчатой шайбой *8*.

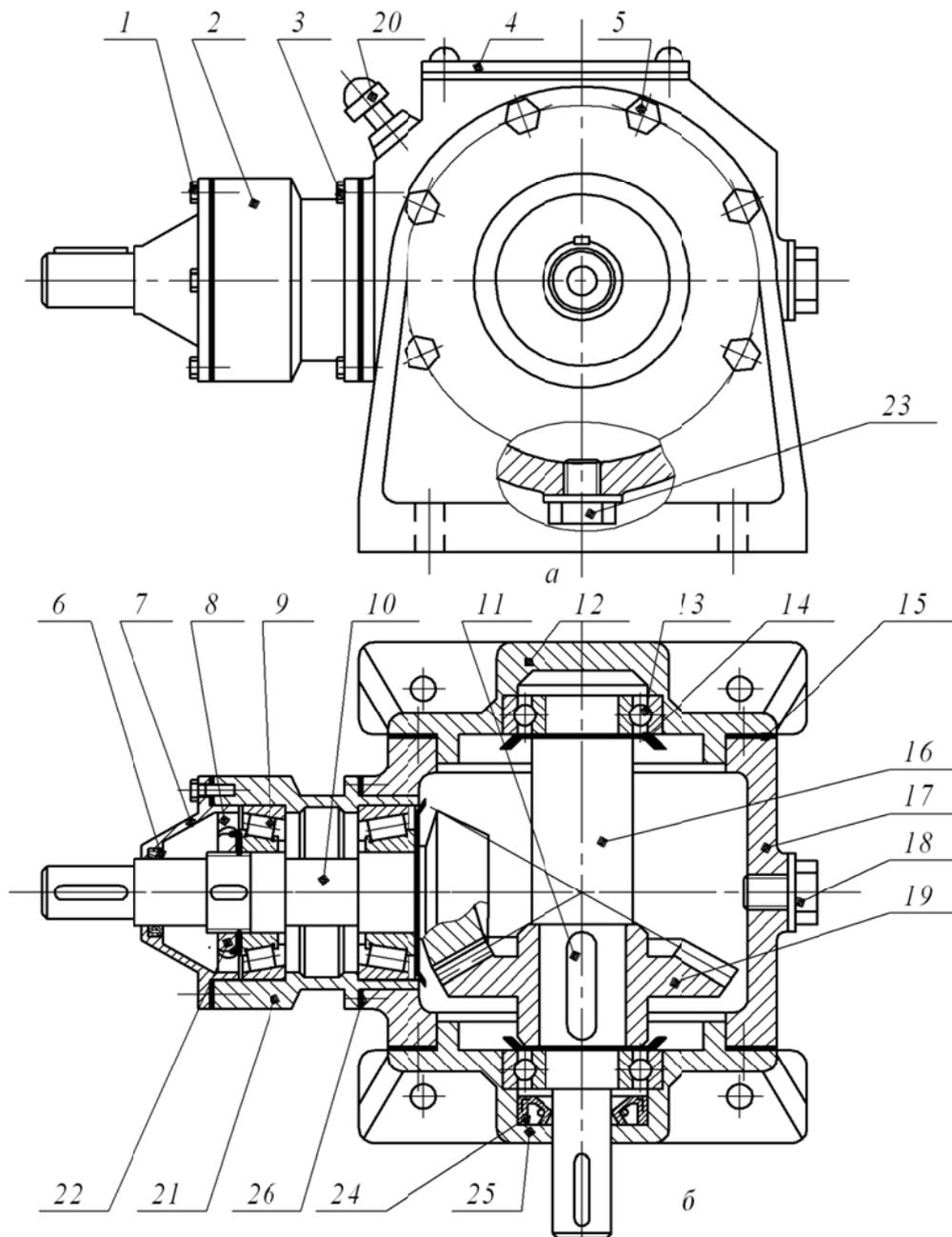


Рис. 1.4. Конструкция конического редуктора:

*a* – главный вид; *б* – вид сверху в разрезе;

- 1, 3, 5, 26 – винт крепежный; 2 – стакан; 4 – крышка смотровая;  
 6, 24 – уплотнения; 7 – крышка подшипника; 8 – шайба лапчатая;  
 9, 13 – подшипники качения; 10 – вал-шестерня ведущий; 11 – шпонка;  
 12, 25 – крышки подшипников корпусные; 14 – кольцо маслоотражающее;  
 15, 21 – прокладки регулировочные металлические; 16 – вал ведомый;  
 17 – корпус; 18, 23 – пробки резьбовые сливные; 19 – колесо зубчатое;  
 20 – маслоуказатель жезловый; 22 – гайка регулировочная.

Регулировка осевого положения ведомого вала *16* выполняется с помощью набора тонких металлических прокладок *15*, расположенных между корпусом редуктора *17* и корпусными крышками подшипников *12* и *25*. Подбором металлических прокладок обеспечивается совпадение вершин делительных корпусов в точке *O* после сборки редуктора (рис. 1.5).

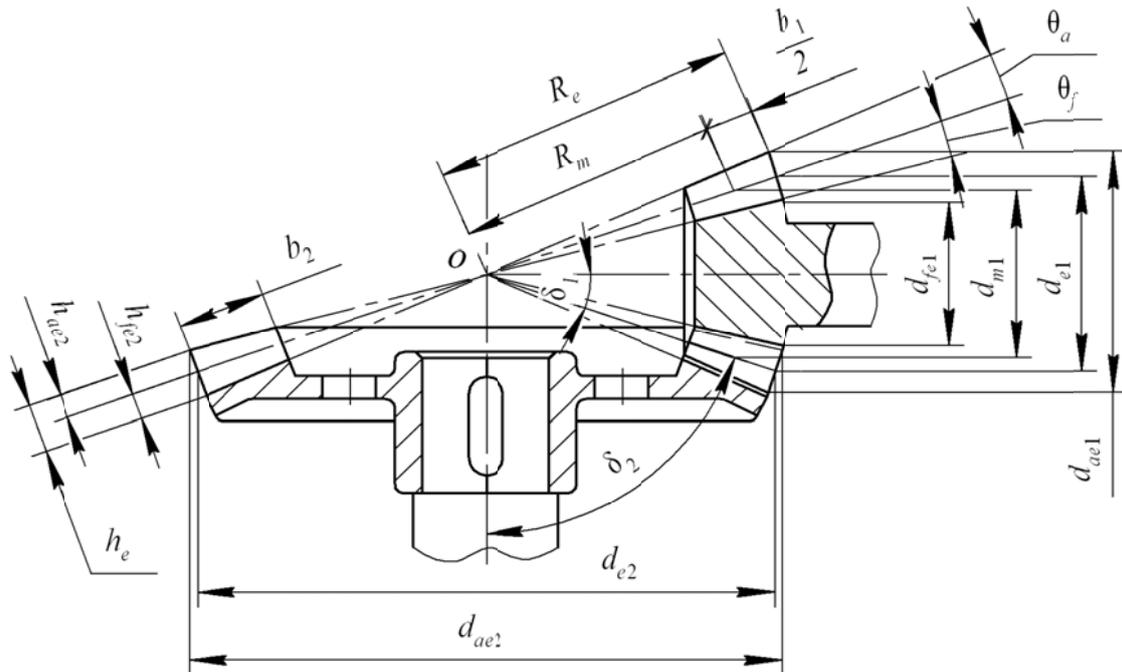


Рис. 1.5. Эскиз конического зацепления

Регулировка радиального зазора в зацеплении осуществляется с помощью набора металлических регулировочных прокладок *21* между стаканом *2* и корпусом редуктора *17*.

Ведомый вал *16* устанавливается на радиальных шариковых подшипниках *13* в корпусных крышках подшипников *12* и *25*.

Правильность сборки редуктора проверяется поворотом ведущего и ведомого валов. В правильно собранном редукторе валы должны легко проворачиваться рукой и не иметь ощутимых осевых и радиальных люфтов.

## Порядок выполнения работы

### *Разборка редуктора, замер параметров и составление его кинематической схемы*

1. Отвернуть винты 3 и вынуть узел шестерни – стакан 2 в сборе с валом-шестерней 10, подшипниками 9 и крышкой 7.
2. Разобрать узел шестерни, отвернуть винты 1, снять крышку 7, открутить регулировочную гайку 22, предварительно отогнув лапку стопорной шайбы 8, а затем вынуть из стакана 2 вал 10 с шестерней и внутренними кольцами конических подшипников 9.
3. Отвернуть винты 5 и снять корпусные крышки подшипников 12 и 25. Достать вал 16 в сборе с колесом 19 и подшипниками 13.
4. Изучить конструкцию корпуса, крышек, стакана, подшипников, валов, зубчатых колес и уплотнений.
5. Подсчитать число зубьев шестерни  $Z_1$  и колеса  $Z_2$ .
6. Замерить штангенциркулем внешнюю высоту зуба  $h_e$  (рис. 1.5) и ширину венца колеса  $b$ . Измеренные параметры занести в табл. 1.5.
7. Выполнить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил. 1) с нумерацией валов и зубчатых колес, начиная от быстроходного вала.

Таблица 1.5

### Измеренные параметры

Параметры	Значения
Число зубьев, шт.:	
– шестерни $Z_1$	
– колеса $Z_2$	
Внешняя высота зуба $h_e$ , мм	
Ширина венца колеса $b$ , мм	

### *Определение основных параметров зацепления*

1. Рассчитать внешний окружной модуль зацепления по следующей формуле:

$$m_e = \frac{h_e}{2,2}. \quad (1.16)$$

Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного значения (табл. 1.3). Дальнейшие расчеты ведутся по стандартному значению модуля.

2. Найти передаточное число редуктора по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (1.17)$$

3. Вычислить углы делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$  по следующим формулам:

$$\delta_2 = \arctg U, \quad \delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (1.18)$$

4. Определить внешние делительные диаметры шестерни и колеса по формулам

$$d_{e1} = m_e Z_1, \quad d_{e2} = m_e Z_2. \quad (1.19)$$

5. Рассчитать внешние диаметры вершин зубьев по следующим формулам:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2. \quad (1.20)$$

6. Найти внешние диаметры впадин зубьев по формулам

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1, \quad d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2. \quad (1.21)$$

7. Вычислить внешнее конусное расстояние из следующего соотношения:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (1.22)$$

8. Определить среднее конусное расстояние по формуле

$$R_m = R_e - \frac{b}{2}. \quad (1.23)$$

9. Рассчитать коэффициент ширины венца колеса из следующего выражения:

$$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}. \quad (1.24)$$

10. Найти углы головки  $\theta_a$  и ножки  $\theta_f$  зуба по формулам

$$\theta_{ae} = \operatorname{arctg}\left(\frac{m_e}{R_e}\right), \quad \theta_{fe} = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,2m}{R_e}\right). \quad (1.25)$$

Причем  $\theta_{a1} = \theta_{f2}$  и  $\theta_{a2} = \theta_{f1}$ .

11. Вычислить средний модуль зубьев из следующего выражения:

$$m_m = m_e - b \sin\left(\frac{\delta_1}{Z_1}\right). \quad (1.26)$$

Все полученные параметры занести в табл. 1.6.

Таблица 1.6

**Рассчитанные параметры зацепления**

Параметры	Шестерня	Колесо
Внешний модуль $m_e$ , мм:		
– расчетный		
– стандартный		
Средний модуль $m_m$ , мм	$m_m =$	
Передаточное число редуктора $U$	$U =$	
Угол делительного конуса $\delta$ , град.	$\delta_1 =$	$\delta_2 =$
Внешний делительный диаметр $d_e$ , мм	$d_{e1} =$	$d_{e2} =$
Внешний диаметр вершин зубьев $d_{ae}$ , мм	$d_{ae1} =$	$d_{ae2} =$
Внешний диаметр впадин зубьев $d_{fe}$ , мм	$d_{fe1} =$	$d_{fe2} =$
Внешнее конусное расстояние $R_e$ , мм	$R_e =$	
Среднее конусное расстояние $R_m$ , мм	$R_m =$	
Коэффициент ширины венца $\psi_{Re}$	$\psi_{Re} =$	
Угол головки зуба $\theta_a$ , град.	$\theta_a =$	
Угол ножки зуба $\theta_f$ , град.	$\theta_f =$	

***Определение основных параметров подшипника.***

Методика выполнения изложена на с. 15.

***Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и в зубчатом зацеплении***

Особенность сборки конического редуктора заключается в том, что отдельно собираются узлы ведущего и ведомого валов и после этого производятся их монтаж и регулировка.

Сборка узлов ведущего и ведомого валов выполняется в последовательности, обратной разборке. Перед установкой в корпус веду-

щего узла необходимо отрегулировать радиальный зазор в подшипниках 9 с помощью гайки 22 и лапчатой шайбы 8.

Ведомый вал 16 в сборе вставляется в корпус 17 и устанавливается в корпусных крышках подшипников 12 и 25 на предварительно подобранные регулировочные прокладки 15.

Установить ведущий узел в корпус 17 и отрегулировать радиальный зазор в зацеплении с помощью подбора толщины набора металлических прокладок 21.

Правильность сборки редуктора проверяется поворотом ведущего и ведомого валов. В правильно собранном редукторе валы должны легко проворачиваться рукой и не иметь ощутимых радиальных и осевых люфтов.

### **Содержание отчета**

Материал отчета должен быть размещен последовательно, сначала все, что касается цилиндрического двухступенчатого косозубого редуктора, а затем конического одноступенчатого редуктора, включая следующие вопросы: название и цель работы; краткое описание конструкции редукторов и их основных элементов; кинематические схемы редукторов с необходимыми обозначениями; типы и номера подшипников (табл. 1.4); схемы зацепления цилиндрической (рис. 1.3) и конической (рис. 1.5) передачи; данные из табл. 1.2, 1.6.

### **Контрольные вопросы.**

1. Назначение редуктора. 2. Зачем увеличивается количество ступеней в редукторе? 3. Чем отличается цилиндрический редуктор от конического? 4. Преимущества и недостатки косозубой передачи перед прямозубой. 5. Почему у косозубой передачи два модуля: окружной и нормальный и какой из них стандартный? 6. Почему прочность зуба в косозубой передаче выше, чем колеса с прямым зубом? 7. Как влияет угол наклона зуба на плавность работы зубчатой передачи? 8. Как производится смазка зацепления и подшипников качения? 9. Зачем и как регулируются радиальные зазоры в зацеплении и в радиально-упорных роликовых конических подшипниках? 10. Почему в коническом зацеплении неравномерно распределяется нагрузка по длине

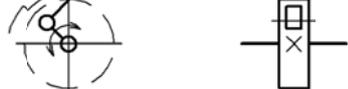
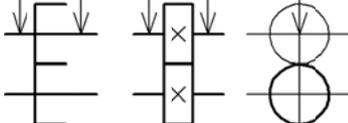
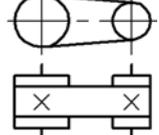
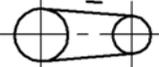
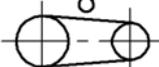
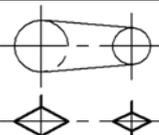
зуба? 11. Сколько модулей в коническом зацеплении? Какой из них имеет стандартное значение?

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

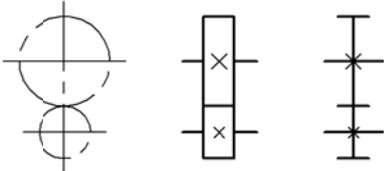
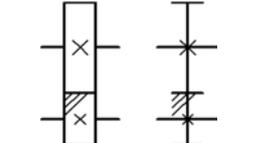
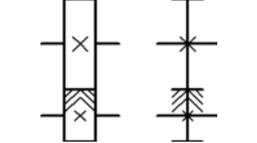
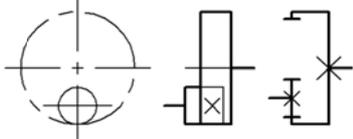
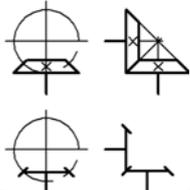
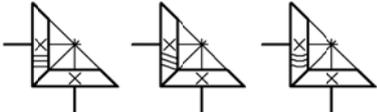
### ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ В СХЕМАХ. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ (ПО ГОСТ 2.770-80)

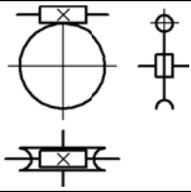
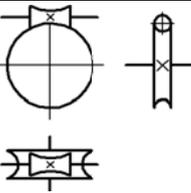
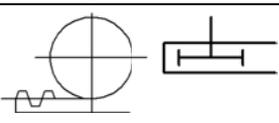
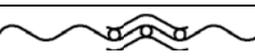
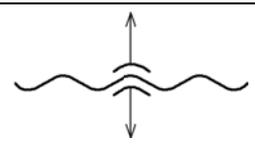
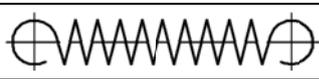
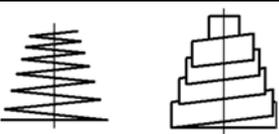
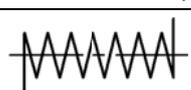
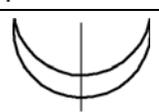
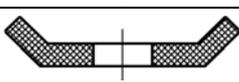
Наименования	Обозначения
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	
Гибкий вал для передачи вращающего момента	
Неподвижное звено (стойка). Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой	
Кинематическая пара: а) вращательная	
б) поступательная	
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальные	
б) упорные	
Подшипники скольжения: а) радиальные	
б) радиально-упорные односторонние	
в) радиально-упорные двухсторонние	
г) упорные односторонние	
д) упорные двухсторонние	
Подшипники качения: а) радиальные	
б) радиально-упорные односторонние	
в) радиально-упорные двухсторонние	
г) упорные односторонние	
д) упорные двухсторонние	
Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
Муфта нерасцепляемая (неуправляемая): а) глухая	

Продолжение таблицы

Наименования	Обозначения
б) упругая	
Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа	
Храповые зубчатые механизмы: а) с наружным зацеплением односторонние	
б) с наружным зацеплением двухсторонние	
в) с внутренним зацеплением односторонние	
г) с реечным зацеплением	
Фрикционные передачи с цилиндрическими роликами	
Маховик на валу	
Передача ремнем без уточнения типа	
Передача плоским ремнем	
Передача клиновидным ремнем	
Передача круглым ремнем	
Передача зубчатым ремнем	
Передача цепью: а) общее обозначение без уточнения типа цепи	

Продолжение таблицы

Наименования	Обозначения
б) круглозвенной	
в) пластинчатой	
г) зубчатой	
Передачи зубчатые (цилиндрические): а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
б) то же с прямыми зубьями	
косыми зубьями	
шеvronными зубьями	
в) внутреннее зацепление	
Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические: а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	

Наименования	Обозначения
Червячные передачи с цилиндрическим червяком	
Червячные глобоидные передачи	
Передачи зубчатые реечные (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
Винт, передающий движение	
Гайка на винте, передающем движение:	
а) неразъемная	
б) неразъемная с шариками	
в) разъемная	
Пружины:	
а) цилиндрические сжатия	
б) цилиндрические растяжения	
в) конические сжатия	
г) цилиндрические, работающие на кручение	
д) рессора	
е) тарельчатые	

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### ПОДШИПНИКИ

#### 2.1. Подшипники шариковые радиальные однорядные (по ГОСТ 8338-75)

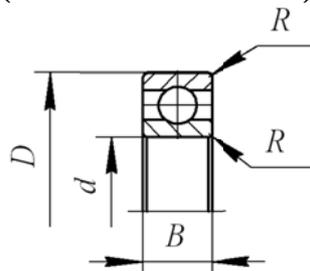


Рис. П2.1. Габаритные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников

Таблица П2.1

#### Основные размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$R$ , мм	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$R$ , мм	Грузоподъемность, кН	
					динамическая $C$	статическая $C_0$						динамическая $C$	статическая $C_0$
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
Особо легкая серия							Легкая серия						
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96	200	10	30	9	1,0	5,9	2,65
101	12	28	8	0,5	5,07	2,24	201	12	32	10	1,0	6,89	3,1
104	20	42	12	1,0	9,36	4,5	204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
105	25	47	12	1,0	11,2	5,6	205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
111	55	90	18	2,0	28,1	17,0	211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
112	60	95	18	2,0	29,6	18,3	212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
113	65	100	18	2,0	30,7	19,6	213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
114	70	110	20	2,0	37,7	24,5	214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
115	75	115	20	2,0	39,7	26,0	215	75	130	25	2,5	66,3	41,0

Окончание табл. П2.1

1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
Средняя серия							Тяжелая серия						
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65	403	17	62	17	2,0	22,9	11,8
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
306	30	72	19	2,0	29,1	14,6	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
310	50	100	27	3,0	61,8	36,0	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
311	55	120	29	3,0	71,5	41,5	412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0	413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0	414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0	416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5	417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

## 2.2. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (по ГОСТ 831-75)

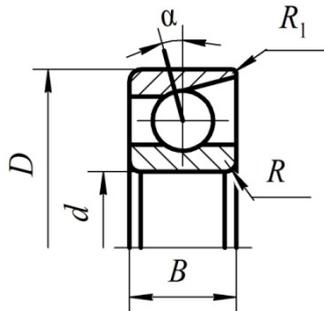


Рис. П2.2. Габаритные размеры шариковых радиально-упорных подшипников

Таблица П2.2

### Основные размеры и параметры шариковых радиально-упорных подшипников

Условное обозначение подшипника		$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$R$ , мм	$R_1$ , мм	Грузоподъемность, кН			
							динамическая $C$ типа		статическая $C_0$ типа	
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$						36000	46000	36000	46000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Легкая серия										
36202	46202	15	35	11	1,0	0,3	8,15	8,25	3,83	3,65
36203	—	17	40	12	1,0	0,3	12	—	6,12	—
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,1	8,34

Окончание табл. П2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	60,8	39,3	38,8
36213	46213	65	120	23	2,5	1,2	–	69,4	–	45,9
36214	–	70	125	24	2,5	1,2	80,2	–	54,8	–
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2	–	78,4	–	53,8

### 2.3. Подшипники роликовые конические однорядные (по гост 333-79)

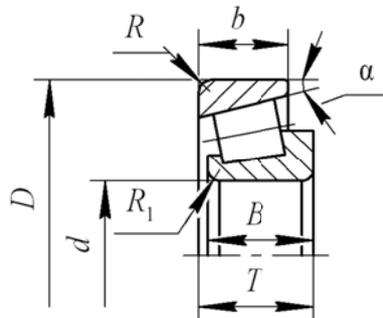


Рис. П2.3. Габаритные размеры роликовых конических однорядных подшипников

Таблица П2.3

#### Основные размеры и параметры роликовых конических однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
	$d$	$D$	$T$	$B$	$b$	$R$	$R_1$	динамическая $C$	статическая $C_0$	$e$	$Y$	$Y_0$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Легкая серия ( $\alpha = 12-16^\circ$ )												
7202	15	35	12,0	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,451	1,329	0,731
7203	17	40	13,5	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,314	1,909	1,050
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893

Продолжение табл. П2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,882
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,411	1,459	0,802
7212	60	100	24,0	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,351	1,710	0,940
7214	70	125	26,5	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,369	1,624	0,893
7215	75	130	27,5	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,388	1,547	0,851
Легкая широкая серия ( $\alpha = 12-16^\circ$ )												
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
7511	55	100	27,0	25,0	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,360	1,666	0,916
7512	60	110	30,0	28,0	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,392	1,528	0,840
7513	65	120	33,0	31,0	27	2,5	0,8	119,0	98,0	0,369	1,624	0,893
7514	70	125	33,5	31,0	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,388	1,547	0,851
7515	75	130	33,5	31,0	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,407	1,476	0,812
Средняя серия ( $\alpha = 10-14^\circ$ )												
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23	2,5	1,0	100,0	75,5	0,310	1,937	1,065
7311	55	120	32,0	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,332	1,804	0,992
7312	60	130	34,0	31	27	3,0	1,0	128,0	96,5	0,305	1,966	1,081
7313	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,305	1,966	1,081
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,310	1,937	1,065
7315	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,328	1,829	1,006
Средняя широкая серия ( $\alpha = 11-15^\circ$ )												
7604	20	52	22,5	21	18,5	2,0	0,8	31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2,0	0,8	47,5	36,6	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23	2,0	0,8	63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27	2,5	0,8	76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31	2,5	0,8	114,0	90,5	0,291	2,058	1,131
7611	55	120	46,0	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,323	1,855	1,020
7612	60	130	49,0	47,5	39	3,5	1,2	186,0	157,0	0,305	1,966	1,081
7613	65	140	51,5	48	41	3,5	1,2	210,0	168,0	0,328	1,829	1,006
7614	70	150	54,5	51	43	3,5	1,2	240,0	186,0	0,351	1,710	0,940

7615	75	160	58,5	55	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0	0,301	1,996	1,198
------	----	-----	------	----	------	-----	-----	-------	-------	-------	-------	-------

Окончание табл. П2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Средняя серия* ( $\alpha = 25-29^\circ$ )												
27306	30	72	21,0	19,0	14,0	2,0	0,8	35,0	20,6	0,721	0,833	0,458
27307	35	80	23,0	21,0	15,0	2,5	0,8	45,0	29,0	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23,0	17,0	2,5	0,8	56,0	37,0	0,786	0,763	0,420
27310	50	110	29,5	29,0	19,0	3,0	1,0	80,0	53,0	0,797	0,752	0,414
27311	55	120	32,0	29,0	21,0	3,0	1,0	92,0	58,0	0,814	0,737	0,504
27312	60	130	34,0	31,0	22,0	3,5	1,2	105,0	61,0	0,699	0,858	0,472
27313	65	140	36,5	33,0	23,0	3,5	1,2	120,0	70,0	0,753	0,796	0,438
27315	75	160	40,5	37,0	26,0	3,5	1,2	150,0	93,5	0,826	0,726	0,400

\* По ГОСТ 7260-81